



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02810395.5

[45] 授权公告日 2007年2月7日

[11] 授权公告号 CN 1299023C

[22] 申请日 2002.5.16 [21] 申请号 02810395.5

[30] 优先权

[32] 2001.5.21 [33] DE [31] 10124754.0

[86] 国际申请 PCT/EP2002/005431 2002.5.16

[87] 国际公布 WO2002/095257 德 2002.11.28

[85] 进入国家阶段日期 2003.11.21

[73] 专利权人 电控股份有限公司

地址 德国格雷夫拉特

[72] 发明人 马丁·斯库特

[56] 参考文献

US4295548A 1981.10.20

WO9814715A 1998.4.9

DE19819564A 1999.12.2

DE1078886B 1960.3.31

审查员 朱振宇

[74] 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司

司

代理人 党晓林

权利要求书 4 页 说明书 10 页 附图 8 页

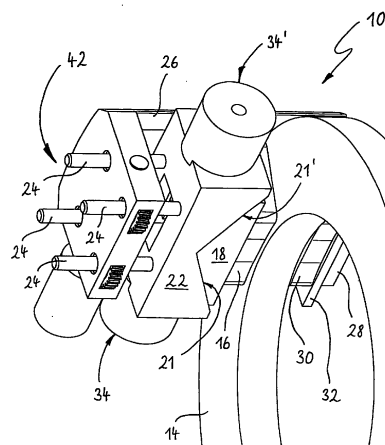
[54] 发明名称

无间隙操纵式电动机械制动器

[57] 摘要

本发明涉及一种尤其用于车辆的电动机械制动器(10)，它具有一个电动执行机构，该执行机构产生操纵力并且作用于至少一个摩擦件(16)上以便将该摩擦件压到该制动器的一个要制动的可转动部件(14)上以产生摩擦力，该电动机械制动器还有一个设置在该摩擦件(16)和该电动执行机构之间的自动增力机构，该自动增力机构造成由该电动执行机构产生的操纵力自动增强并且具有至少一个具有坡角 α 的楔块(18)，所述楔块支撑在一个对应的支座(22)上。为了改善这样的制动器(10)的可控性，该电动执行机构具有两个传动装置(34, 34')，这些传动装置作用在该楔块(18)上并且可以反向工作以产生操纵力，在操纵力较小的范围里即在一个 $\tan\alpha \approx \mu$ 的范围里，其中 μ 是存在与摩擦件(16)和要制动部件(14)之间的摩擦系数，这两个传

动装置(34, 34')反向工作以产生操纵力。



1. 一种用于车辆的电动机械制动器(10)，它具有一个电动执行机构，该执行机构产生操纵力并且作用于至少一个摩擦件(16)上以便将该摩擦件压到该制动器的一个要制动的可转动部件(14)上以产生摩擦力，该电动机械制动器还有一个设置在该摩擦件(16)和该电动执行机构之间的自动增力机构，该自动增力机构造成由该电动执行机构产生的操纵力自动增强并且具有至少一个具有坡角 α 的楔块(18)，所述楔块支撑在一个对应的支座(22)上，其特征在于，该电动执行机构具有两个传动装置(34, 34')，这些传动装置作用在该楔块(18)上并且可以反向工作以产生操纵力，在操纵力较小的范围里即在一个摩擦系数 μ 约等于坡角 α 的正切值的范围里，其中 μ 是存在与摩擦件(16)和要制动部件(14)之间的摩擦系数，这两个传动装置(34, 34')反向工作以产生操纵力。

2. 如权利要求1所述的制动器，其特征在于，为了产生操纵力，这两个传动装置(34, 34')在操纵力较小的范围里如此拉动楔块(18)，即在操纵方向上产生一个表示该操纵力的过量拉力。

3. 如权利要求1所述的制动器，其特征在于，为了产生操纵力，这两个传动装置(34, 34')在操纵力较小的范围里如此压楔块(18)，即在操纵方向上产生一个表示该操纵力的过量压力。

4. 如权利要求1-3之一所述的制动器，其特征在于，这两个传动装置(34, 34')的工作方向是可控制的，并且这两个传动装置(34, 34')为产生较大的操纵力而共同工作。

5. 如权利要求1-3中任一项所述的制动器，其特征在于，这两个传动装置(34, 34')被设计成线性执行机构。

6. 如权利要求4所述的制动器，其特征在于，这两个传动装置(34, 34')被设计成线性执行机构。

7. 如权利要求5所述的制动器，其特征在于，每个线性执行机构具有一个带有整体式丝杠螺母的电动机(36, 36')、一个传动杆(38, 38')形式的丝杠和一个转角传感器。

8. 如权利要求7所述的制动器，其特征在于，该楔块(18)的位置可以调整。

9. 如权利要求8所述的制动器，其特征在于，该位置控制是一种

级联控制，它具有一个外控制环路和一个内控制环路，该外控制环路的被调参量是制动力矩且其调节参量是与该楔块（18）相连的摩擦件（16）的位置，该内控制环路的被调参量是根据线性执行机构的位置信号算出的、与该楔块（18）相连的摩擦件（16）的位置且其调节参量是该线性执行机构的电动机（36，36'）的电机电流或电机电压。

10. 如权利要求 1-3 中任一项所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

11. 如权利要求 7 所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

12. 如权利要求 8 所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

13. 如权利要求 9 所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

14. 如权利要求 10 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

15. 如权利要求 11 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

16. 如权利要求 12 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

17. 如权利要求 13 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

18. 如权利要求 5 所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

19. 如权利要求 18 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

20. 如权利要求 6 所述的制动器，其特征在于，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块（18）都具有至少一个楔面（20，20'）。

21. 如权利要求 20 所述的制动器，其特征在于，所述楔面（20，20'）具有相同的坡角（ α ）。

22. 如上述权利要求 1-3 中任一项所述的制动器，其特征在于，该支座（22）支承在一个夹住该要制动部件（14）的钳（26）上。

23. 如上述权利要求 7 所述的制动器, 其特征在于, 该支座 (22) 支承在一个夹住该要制动部件 (14) 的钳 (26) 上。

24. 如上述权利要求 8 所述的制动器, 其特征在于, 该支座 (22) 支承在一个夹住该要制动部件 (14) 的钳 (26) 上。

25. 如上述权利要求 9 所述的制动器, 其特征在于, 该支座 (22) 支承在一个夹住该要制动部件 (14) 的钳 (26) 上。

26. 如上述权利要求 5 所述的制动器, 其特征在于, 该支座 (22) 支承在一个夹住该要制动部件 (14) 的钳 (26) 上。

27. 如上述权利要求 6 所述的制动器, 其特征在于, 该支座 (22) 支承在一个夹住该要制动部件 (14) 的钳 (26) 上。

28. 如权利要求 22 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

29. 如权利要求 23 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

30. 如权利要求 24 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

31. 如权利要求 25 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

32. 如权利要求 26 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

33. 如权利要求 27 所述的制动器, 其特征在于, 该要制动部件 (14) 是一制动盘, 该钳 (26) 是一浮式制动钳。

34. 如权利要求 1-3 中任一项所述的制动器, 其特征在于, 设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置, 在该实际值不同于该理论值时, 该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

35. 如权利要求 7 所述的制动器, 其特征在于, 设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置, 在该实际值不同于该理论值时, 该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

36. 如权利要求 8 所述的制动器, 其特征在于, 设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置, 在该实际值不同于该

理论值时，该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

37. 如权利要求 9 所述的制动器，其特征在于，设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置，在该实际值不同于该理论值时，该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

38. 如权利要求 5 所述的制动器，其特征在于，设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置，在该实际值不同于该理论值时，该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

39. 如权利要求 6 所述的制动器，其特征在于，设有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置，在该实际值不同于该理论值时，该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。

40. 如权利要求 1-3 中任一项所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

41. 如权利要求 7 所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

42. 如权利要求 8 所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

43. 如权利要求 9 所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

44. 如权利要求 5 所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

45. 如权利要求 6 所述的制动器，其特征在于，该坡角 α 随着楔块 (18) 在操纵方向上渐渐移动而递减。

无间隙操纵式电动机械制动器

技术领域

本发明涉及尤其用于车辆的电动机械制动器，该电动机械制动器具有一个电动执行机构，该执行机构产生操纵力并且作用于至少一个摩擦件上，以便将该摩擦件压到该制动器的一个要制动的可转动部件上以产生摩擦力，该电动机械制动器还有一个设置在该摩擦件和该电动执行机构之间的自动增力机构，该自动增力机构造成由该电动执行机构产生的操纵力自动增强并且具有至少一个具有坡角 α 的楔块，所述楔块支撑在一个对应的支座上。

背景技术

德国专利 DE19819564C2 公开了一种带有自动增力机构的电动机械制动器。在这篇文献所述的制动器中存在这样的问题：通过选择坡角 α 而决定的自动增力程度总是只能被确定得如此大小，即与摩擦件和待制动部件之间的且视制动器工作状态而变的摩擦系数 μ 无关地，或是总有一个压力作用于自动增力机构的楔块上，或是总有一个拉力作用于自动增力机构的楔块上。应该避免执行机构动力的正负值交变，因为否则的话，必须经过存在于执行机构中的间隙，这导致不确定的状态并进而导致不希望有的控制参数（制动力）波动。由于存在这个限制条件，所以，在已知的电动机械制动器中，最佳的自动增力范围即其中摩擦系数 μ 的值约等于 $\tan \alpha$ 的范围未能加以利用，因为在最佳的自动增力时刻，即当摩擦系数 μ 的值等于坡角 α 的正切值时，所需的操纵力或确切地说是执行机构动力改变了其方向。

发明内容

因此，本发明的任务是，提供一种改进的具有自动增力功能的电动机械制动器，它的工作范围可以位于最佳的自动增力范围内，而不会出现对其可控制性的不利影响。

基于上述的电动机械制动器，根据本发明，如此完成该任务，即提供一种用于车辆的电动机械制动器，它具有一个电动执行机构，该执行机构产生操纵力并且作用于至少一个摩擦件上以便将该摩擦件压到该制动器的一个要制动的可转动部件上以产生摩擦力，该电动机械制动器还有一个设置在该摩擦件和该电动执行机构之间的自动增力机构，该自动增力机构造成由该电动执行机构产生的操纵力自动增强并且具有至少一个具有坡角 α 的楔块，所述楔块支撑在一个对应的支座上，该电动执行机构具有两个传动装置，这些传动装置作用在该楔块上并且可以反向工作以产生操纵力，在操纵力较小的范围里即在一个 $\tan \alpha \approx \mu$ 的范围里，这两个传动装置反向工作以产生操纵力。在这里，“反向工作”是指，由这两个传动装置作用于自动增力机构的楔块上的力是反向的。根据本发明制动器的一个实施例，这两个传动装置在操纵力比较小的范围里如此拉动该自动增力机构的楔块以产生操纵力，即在操纵方向上产生一个表示该操纵力的拉力过量。在一个替换实施例中，为了产生操纵力，这两个传动装置在操纵力较小的范围里如此压楔块，即在操纵方向上产生一个表示该操纵力的过量拉力。

根据本发明，当只需要小的操纵力时，就是说当制动器的自动增强高（即 $\tan \alpha \approx \mu$ ）时，电动执行机构的这两个传动装置以无间隙方式共同工作，因而存在与执行机构中的间隙因两个传动装置的反向工作而没有表现出来。因此，只会出现在自动增强较大范围里的执行机构动力的正负转换没有负面影响，而是被无间隙地克服了。所以，本发明的制动器可以毫无困难地在最佳的自动增强区域内工作，这也意味着，电动执行机构不一定是动力强劲的，因而可以被设计得更紧凑和轻巧。除了省地和重量轻以外，在执行机构动态性能方面也有优点。

在其中摩擦系数 μ 的与 $\tan \alpha$ 相差很大的工作状态中，电动执行机构必须施加较大的操纵力，这样才能获得所需的制动力或所需的制动力矩。因此，根据本发明制动器的一个优选实施例，这两个传动装置的工作方向是可控制的，并且这两个传动装置为产生较大的操纵力而共同工作（就是说同方向而不是象以前的反向）。确切地说，在这样的工作状态中可能出现这样的情况，即必须克服执行机构的间隙，但在这两个传动装置必须共同工作以获得较高操纵力的情况下如在紧急

制动的情况下，这样做不会导致真正的缺陷，因为对这样作用的力来说，执行机构间隙将被很快速地克服，并且或许执行机构间隙以小冲击的形式在制动器的操纵机构中可被觉察到，这样的冲击是因为在其间隙要被克服的执行机构重新啮合时出现的力激增而引起的。对已知的间隙来说，如果需要的话，也可以控制这样的力激增。

在本发明制动器中，自动增力机构的坡角 α 通常是如此选择的：即

便在工作中出现了最大的或最小的摩擦系数 μ ，制动器仍然可以产生所需最大制动力所需的压紧力。换句话说，坡角 α 应该如此选择，即 $\mu_{\min} < \tan \alpha < \mu_{\max}$ 。

本发明制动器的电动执行机构的这两个传动装置最好被设计成线性执行机构，这两个传动装置直接作用在自动增力机构的楔块上。在这样的实施例中，摩擦件（通常是摩擦片衬）最好与楔块牢固连接，从而每次楔块运动都无损失地被传递给摩擦件。根据一个优选实施例，每个线性执行机构具有一个带有整体式丝杠螺母的电动机、一个成传动杆形式的并与丝杠螺母配合工作的丝杠和一个转角传感器和另一个位置传感器。根据由线性执行机构的位置传感器提供的信号，一方面可以计算出存在于电动执行机构中的机械间隙，另一方面，可以顺利地计算出楔块的当前位置。

在本发明制动器的优选实施例中，该楔块的位置是可以调整的。这种位置控制最好是一种级联控制，它具有一个外控制环路和一个内控制环路，该外控制环路的被调参量是制动力矩且其调节参量是与该楔块相连的摩擦件的位置，该内控制环路的被调参量是根据线性执行机构的位置信号算出的、与该楔块相连的摩擦件的位置且其调节参量是该线性执行机构的电动机的电机电流或电机电压。楔块的位置控制且尤其是上述的级联控制在控制技术上是有利的，因为在摩擦系数 μ 和楔块位置之间只存在线性关系。因此，这样的控制是快速、精确和不受干扰的。

在本发明制动器的优选实施例中，用于要制动部件的两个转向中的每个转向的楔块都有至少一个带有尤其是相同的坡角 α 的楔面。为两个转向而定的不同楔面的坡角最好是一样的，因而楔块就具有对称结构，但是，也可以将用于要制动部件的前进及其后退的坡角选择成是不同的。

通常，制动器不是只有一个摩擦件，而是有至少两个摩擦件，它们彼此相对地工作并作用在要制动部件的不同侧面上。因此，用于自动增力机构的楔块的支座最好支承在一个钳上，该钳夹紧要制动部件并且与其它摩擦件连接。在本发明制动器的一个非常优选的实施例中，待制动部件是一制动盘，钳是一浮式制动钳。浮式制动钳及其功能是所属领域的公知技术，因此没有必要为此做进一步的说明。

就象在如 DE19819564C2 中公开的制动器中那样，在本发明的制动器中，最好也设有有一个用于比较该摩擦力的理论值与该摩擦力的实际值的装置，在该实际值不同于该理论值时，该装置控制该电动执行机构以便相应地增大或减小所产生的操纵力并由此使该摩擦力的实际值等于其理论值。换句话说，本发明的制动器也最好是摩擦力可调节式的。摩擦力根据正负对应于制动力或制动力矩。

本发明制动器的所有实施例都可以如此来设计，即楔面坡角 α 随着楔块在操纵方向上渐渐移动而递减，就是说，坡角在制动器进给路程中变小。这样一来，本发明的制动器可以获得更好的可控性。

在本发明制动器的一个变型实施方式中，电动执行机构是一个线性马达，其传动机构作用于自动增力机构的楔块上。由于一个线性马达本身就没有间隙，所以在这样的实施例中就不需要两个反向工作的传动装置，而是有唯一一个传动装置就够了。

附图说明

以下，结合示意附图来详细说明本发明制动器的一个实施例，其中：
图 1 是为盘式制动器形式的本发明的电动机械制动器的侧视图；
图 2 是本发明制动器的斜向上看的立体图；
图 3 是没有校正装置和支座的图 2 的视图；
图 4 表示图 1 的 II-II 的截面图；
图 5 表示图 1 的 III-III 的截面图；
图 6 表示图 4 的 IV-IV 的截面图；
图 7 是图 4 的截面图，它表示本发明制动器在前进时的操纵状态；
图 8 是图 7 的截面图，但现在只表示制动器在倒退时的操纵状态；
图 9 表示图 4 的 V-V 的截面图；
图 10 是图 4 的截面图，其中的摩擦片衬已用得相当旧了；
图 11 是表示本发明制动器的基本功能的视图。

具体实施方式

图 1、2 示出了盘式制动器形式的电动机械制动器 10，它具有一外壳 12 和一个可绕一轴线 A 转动的制动盘 14。

如图 3、4、5 更清楚示出的那样，制动器 10 具有一个第一摩擦片

衬 16, 它例如通过粘结与一个起到衬片底板作用的楔块 18 的正面牢固连接。在楔块 18 的背面上, 为制动盘 14 的每个转动方向设置一个楔面 20 或 20', 这两个楔面被布置成与制动盘 14 成坡角 α 并且支撑在一个块状支座 22 的形状互补的楔面 21、21' 上。

支座 22 通过四个螺栓 24 支撑在一个制动钳 26 上 (见图 2、5), 该制动钳过度张紧制动盘 14 并且具有一个指向该转动轴线 A 的臂 28。臂 28 用于支撑一个通常被固定在一衬片底板 32 上的第二摩擦片衬 30, 该衬片底板贴在臂 28 的面向制动盘 14 的内面上。

制动器 10 的操纵力由一个电动执行机构产生, 该执行机构包括两个在这里为线性执行机构形式的传动装置 34、34'。每个传动装置 34、34' 包括一个电动机 36 或 36' 和一个由该电动机驱动的传动杆 38、38', 所述传动杆与楔块 18 有效连接。在所示的实施例中, 每个电动机 36、36' 具有一个整体式丝杠螺母 (未示出), 传动杆 38、38' 分别被设计成与该丝杠螺母配合工作的丝杠的形式。在每个电动机 36、36' 中的一个也未示出的转角传感器能够根据电动机 36、36' 所完成的转数和传动丝杠升程来确定所属传动杆 38、38' 的精确位置。

楔块 18 和支座 22 是一个用于增强由传动装置 34、34' 产生的操纵力的自动增力机构的一部分。在这里, 传动杆 38、38' 的自由端支承在一个位于楔块 18 背面上的凹槽 40 中, 因而, 传动杆 38、38' 的平移运动导致了楔块 18 相应地向左或向右移动 (见图 3、4、6)。就是说, 为了操纵制动器 10, 楔块 18 通过固定在楔块上的摩擦片衬 16 移向制动盘 14 (见图 7、8), 确切地说是通过两个传动杆 38、38' 的平移运动。在这种情况下, 楔块 18 通过它的一个楔面 20 或 20' 支撑在支座 22 的、形状互补的对应楔面 21 或 21' 上, 并且它不仅向左或向右移动, 也移向制动盘 14。一旦第一摩擦片衬 16 接触到制动盘 14, 则产生反作用力, 这个反作用力从摩擦片衬 16 起通过楔块 18 和支座 22 被传给制动钳 26。制动钳浮动地支承在制动器 10 的外壳 12 上并且一致被该反作用力推动, 直到第二摩擦片衬 30 也贴到制动盘 14 上 (浮式制动钳原理)。每当楔块 18 继续在操纵方向上平移, 则这导致了这两个摩擦片衬 16、30 被更强力地紧压到制动盘 14 并进而导致所希望的制动过程。通过使楔块 18 返回其如图 4 所示的原始位置, 实现了制动解除。为了减小摩擦, 楔面 20、20' 和/或支座面 21、21' 例如可以配备有滚

动体（未示出）。如图所示，如此形成凹槽 40，即楔块 18 本身也可以移向和离开制动盘 14，而传动杆 38、38' 没有一起移动。

为了让制动器 10 能够补偿用旧的摩擦片衬 16，设有一个总体用 42 表示的校正装置（见图 2）。它包括（见图 4、5、9）一个驱动一蜗杆 46 的马达 44，该蜗杆与四个齿轮 48 啮合。齿轮 48 支承在制动钳 26 中并且分别具有与螺栓 24 中的对应的一个螺栓啮合的内螺纹，这些螺栓与支座 22 牢固连接（见图 5）。因此，齿轮 48 起到了丝杠传动机构中的丝杠螺母的作用，而螺栓 24 就是丝杠。在所示实施例中设有四个螺栓 24，其中的两个螺栓 24 由于齿轮 48 的不同转向而具有左旋螺纹，另外两个螺栓 24 具有右旋螺纹。因此，校正装置 42 可以借助马达 44 来增大支座 22 距制动钳 26 的距离，即促使支座 22 移向制动盘 14。这样一来，可以使制动器 10 的间隙即在解除制动时存在于制动盘 14 和摩擦片衬表面之间的间距保持不变。图 10 示出了对应于图 4 的视图，但其中的摩擦片衬 16、30 已用得很旧了。

通常，制动器 10 是如此构造的，即当在制动时察觉到太大的间隙时，则要在解除制动的情况下启动校正装置 42 的调整功能，以便将该间隙又缩小到按照结构预定的值。校正装置 42 最好被设计成是自锁的，以防止不小心调整了该间隙。

在此描述的校正装置 42 体现出可以补偿摩擦片衬磨损的可能性。代替上述电动机 44 地，制动器 10 的其它实施例可以具有超声波马达、一个步进选择器、一个步进马达或其它传动装置。校正装置 42 的传动装置也可以按照不同的方式来设计，例如被设计成协调驱动传动装置。此外，不一定要象所示的那样设置四个螺栓 24，而是可以设置更多或更少的螺栓，最后，为了实现上述的支座 22 相对运动，也可以想象到除螺栓外的其它机构。

以下，结合图 11 来详细描述电动机械制动器 10 且尤其是自动增力机构的功能。如上所述，自动增力机构为制动盘 14 的每个转动方向具有一个楔面 20 或 20'，它们支承在支座 22 的一个形状互补的面 21 或 21' 上。在所示实施例中，每个楔面 20、20' 被布置成相对制动盘 14 成一个有效的坡角 α 。但这是不一定的，用于其中一个转动方向的有效坡角也可以不同于用于另一个转动方向的有效坡角。在图 11 中，用箭头来表示作用在楔块 18 上的力，其中：

F_A 是传给楔块 18 的输入力；

F_R 是在制动时出现的并由支座 22 承受的支承力，它可以被分为一与输入力 F_A 相反的力 F_{Rx} 和一个与制动盘垂直的压力 F_{Ry} ；

F_N 是与 F_{Ry} 相反的在制动盘上的法向力；

F_F 是产生在楔块或摩擦件上的摩擦力。

根据力的平衡，在制动盘 14 上的并按照以下公式的摩擦力或摩擦力矩只与坡角 α 、表示其中一个干扰量的摩擦系数 μ 和输入力 F_A 有关：

$$F_A = -F_F \cdot [1 - (\tan \alpha) / \mu]$$

如图 11 所示在操纵制动器时作用于楔块 18 上的输入力 F_A 是由两个传动装置 34、34' 产生的。在摩擦系数 μ 已定的情况下，输入力 F_A 的自动增强程度只取决于坡角 α 。在相等状态下，即当摩擦系数 μ 等于坡角 α 的正切值时，如果摩擦片衬 16 已与制动盘 14 接触上，则制动器 10 不再需要输入力 F_A 来继续制动。因此，这个相等状态也被称为最佳自动增力点。如果摩擦系数 μ 小于 $\tan \alpha$ ，则必须有一个输入力 F_A ，这样才能保持制动作用。而如果摩擦系数 μ 大于 $\tan \alpha$ ，则制动器自行变为制动器锁死，就是说，制动力在没有输入力 F_A 的情况下总在增大，而结果导致制动器锁死。如果要避免这种锁死状态或保持理想的制动力，则必须对楔块 18 施加一个负的输入力 F_A ，即一个在反方向上作用的输入力 F_A 。

为了输入力 F_A 可以是小的力，人们力求在这样的范围里驱动制动器 10，即在该范围里，摩擦系数 μ 至少约等于坡角 α 的正切值。在操纵力比较小的范围里，这两个传动装置 34、34' 反向工作，就是说，这两个传动装置 34、34' 通过传动杆 38、38' 将彼此反向的作用力穿给楔块 18。在这里，这些反向力的大小是这样的，即在楔块 18 在操纵中应移动的方向上产生过量力。由传动装置 34、34' 传给楔块 18 的力可以是两个压力或是两个拉力，唯一重要的是，在理想方向上产生过量力。

由于这两个传动装置 34、34' 反向工作，所以，楔块 18 的操纵是无间隙的。这种无间隙对在最佳的自动增强范围里的制动器 10 操作很重要，因为在该范围里，由于摩擦系数 μ 在制动器操作过程中是变化的，所以会出现在摩擦系数 μ 小于 $\tan \alpha$ 的状态和摩擦系数 μ 大于 $\tan \alpha$ 的状态之间的快速转换。换句话说，在以最佳的自动增强点为中心的范围中，可能出现在其中需要正输入力 F_A 的状态和其中需要负输入

力 F_A 以保持理想的制动力的状态之间的快速转换。如果执行机构不是无间隙的，则在输入力 F_A 的每次正负转换时将经过存在于执行机构中的间隙，这将导致不确定的状态并进而导致制动器可控性的降低。借助两个在正常情况下反向工作的传动装置 34、34' 的无间隙操纵有效地避免了上述问题。

在其中摩擦系数 μ 与坡角 α 的正切值有很大差异的工作状态中，需要较大的输入力 F_A ，这样才能获得理想的制动效果。在这样的 states 中，这两个传动装置 34、34' 共同工作，就是说，它们如此产生同向的力，即其中一个传动装置压向楔块 18，另一个传动装置拉动楔块 18。为了可以实现这样的传动装置的同向作用，这两个传动装置 34、34' 被设计成是可控制的，就是说，它们的操纵方向可以颠倒过来。在传动装置 34、34' 的同向工作中，制动器 10 的执行机构不再无间隙地工作。但这在实践中可以忽略不计，因为其中需要更高的输入力 F_A 的工作状态很少出现，此外，在这样的 work 状态下，可以容忍或许越过执行机构间隙。

如已经简短说明的那样，摩擦系数 μ 可根据制动器负载相当明显地改变。不过，在一次制动过程中的每次摩擦值变化都造成摩擦力 F_F 的改变并进而导致制动器的待制动部件的减速情况变化，所述待制动部件目前是由制动盘 14 构成的。为了控制这种不理想的摩擦值变化，所示的盘式制动器 10 配备有一个未示出的传感装置，它允许连续测量摩擦力。本身已知的传感装置与一个也未示出的电子控制装置连接，该控制装置分析处理所获得的信号并且尤其是在摩擦力的一预定理论值与实际值之间完成比较。根据信号的分析处理结果，传动装置 34、34' 受到控制装置的控制，从而通过使楔块 18 在制动盘 14 的转动方向上或与该转动方向相反地移动，实现了摩擦力实际值的增大或减小，这样做是为了使摩擦力实际值接近摩擦力理论值。

在所示实施例中，制动器 10 的摩擦力控制是通过控制楔块 18 的位置来实现的。这在控制技术方面是有利的，因为在楔块位置和摩擦系数 μ 之间只存在线性关系，这种关系可以简单、快速且可靠地调整，例如借助级联控制，它包括一外控制环路和一内控制环路。在外控制环路里，（所需的）制动力矩就是被调参量，而楔块位置是调节参量。在内控制环路中，楔块位置是被调参量，而传动装置 34、34' 的电动机

36、36' 的电机电流或电机电压是调节参量。楔块 18 的位置可以根据楔块 18 在正常情况下的无间隙操纵而精确地通过上述转角传感器来确定，其中所述转角传感器包含在电动机 36、36' 里。

在所示实施例中，坡角 α 在制动器 10 或确切地说的是楔块 18 的进给路程上是不变的。在未示出的实施例中，坡角 α 是递减的，就是说，它随着进给路程的推进而减小。

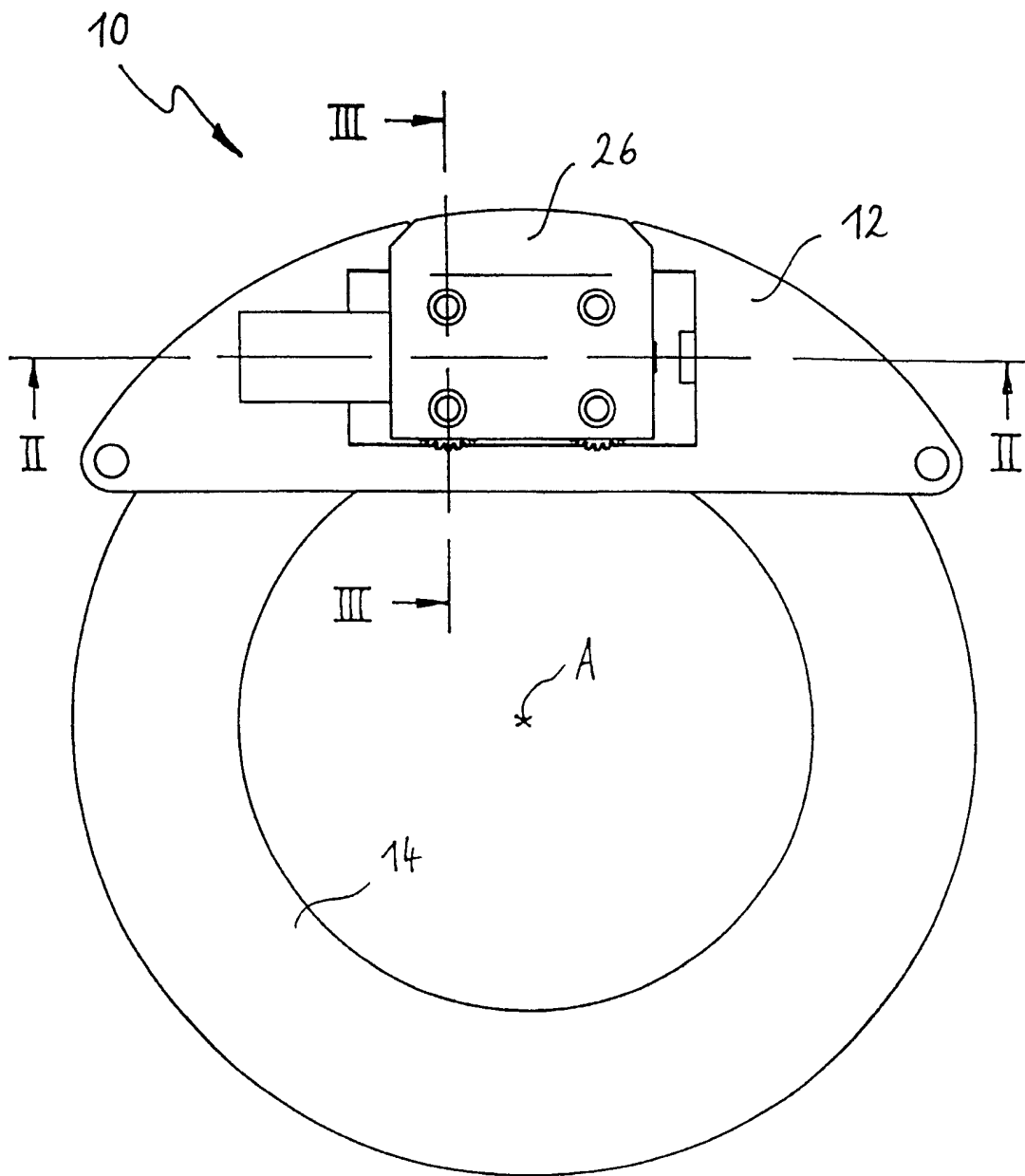


图 1

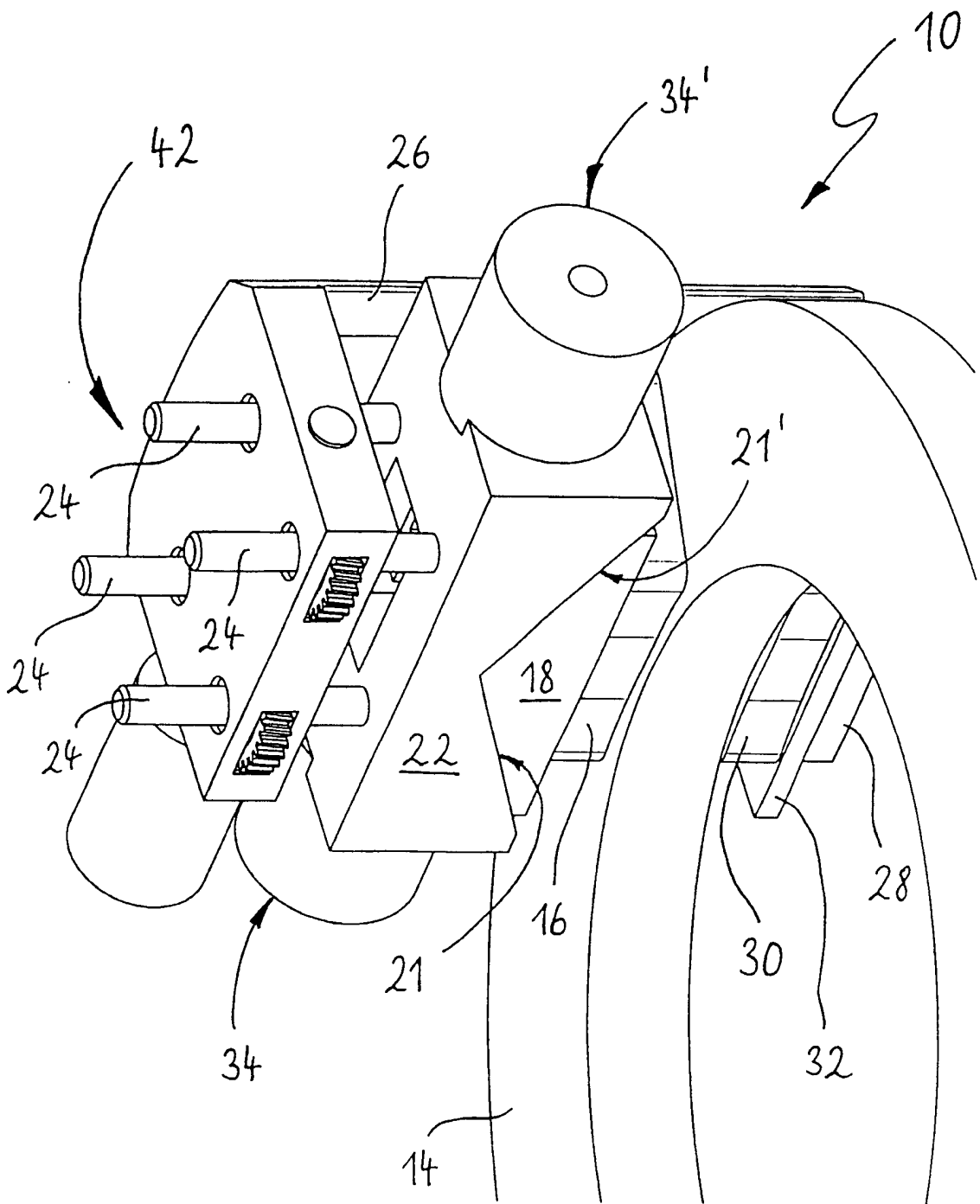


图 2

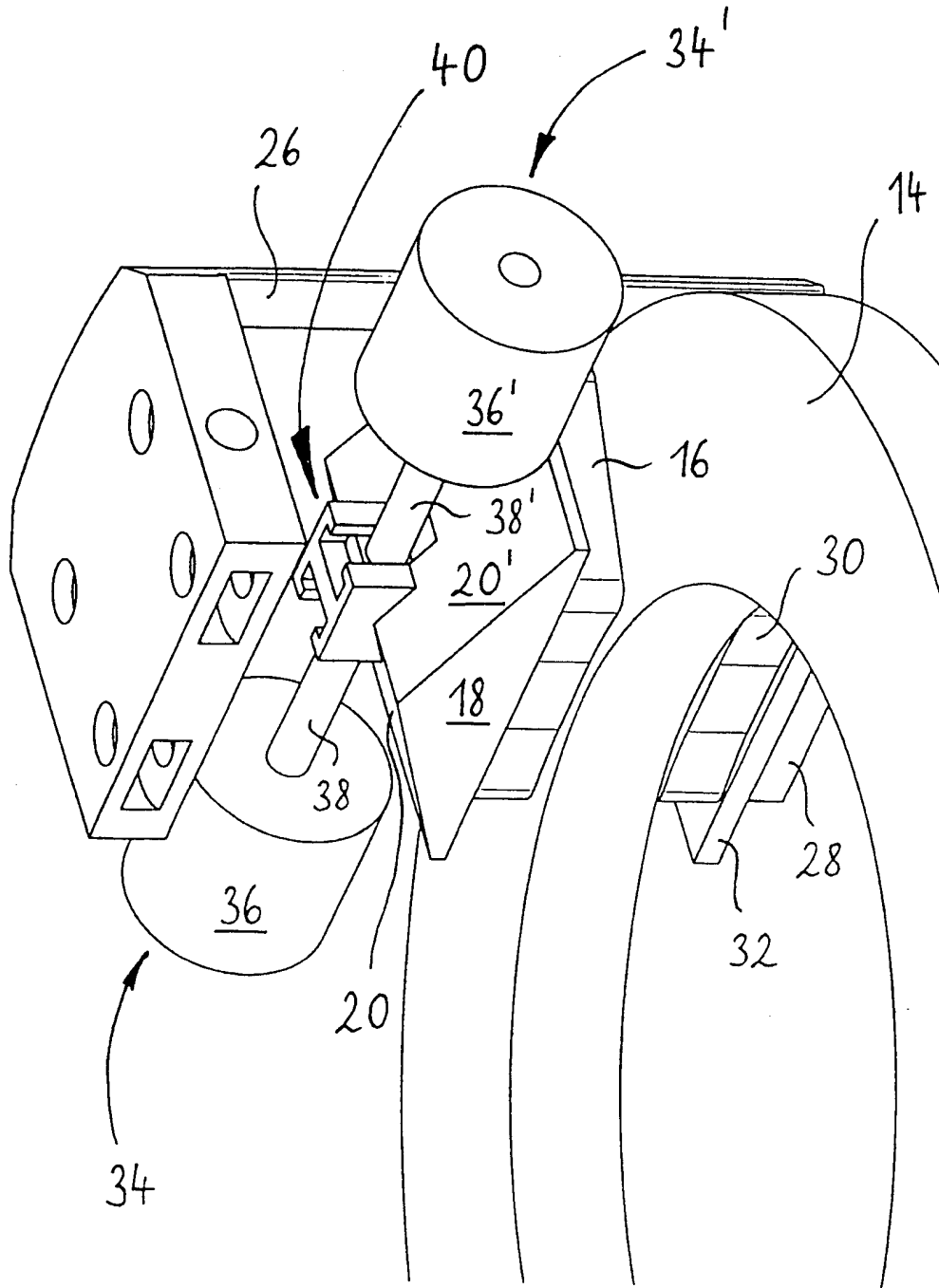


图 3

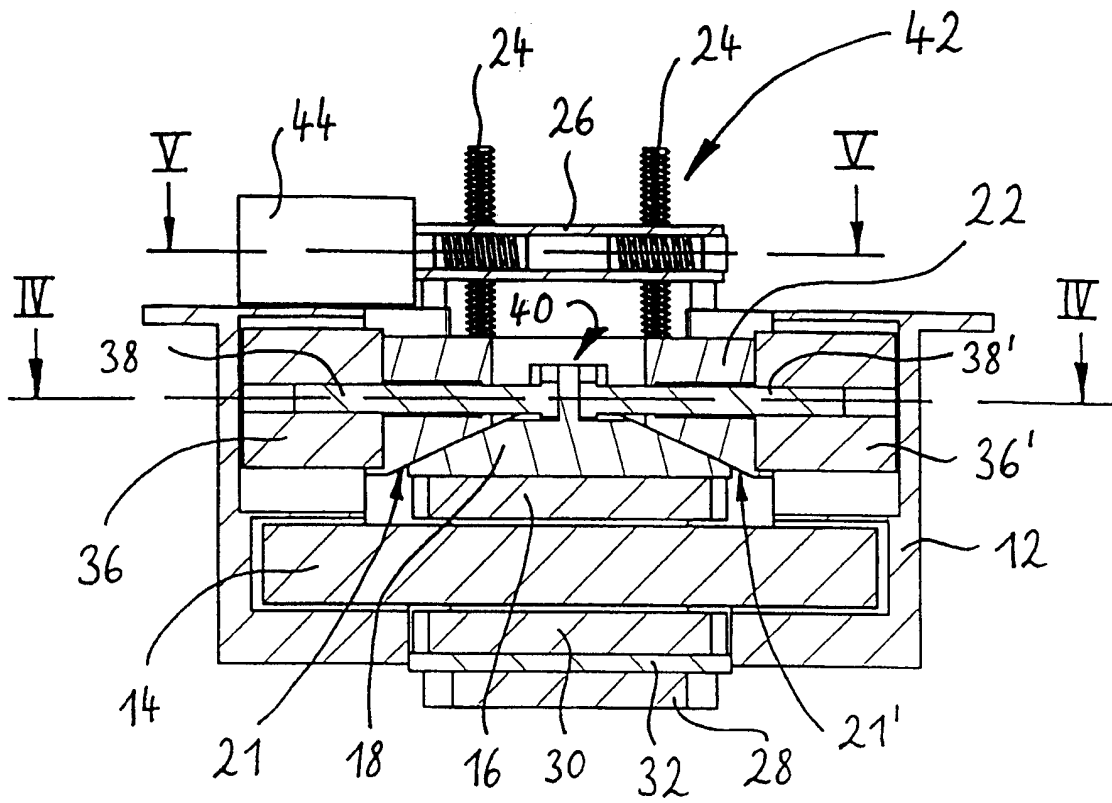


图 4

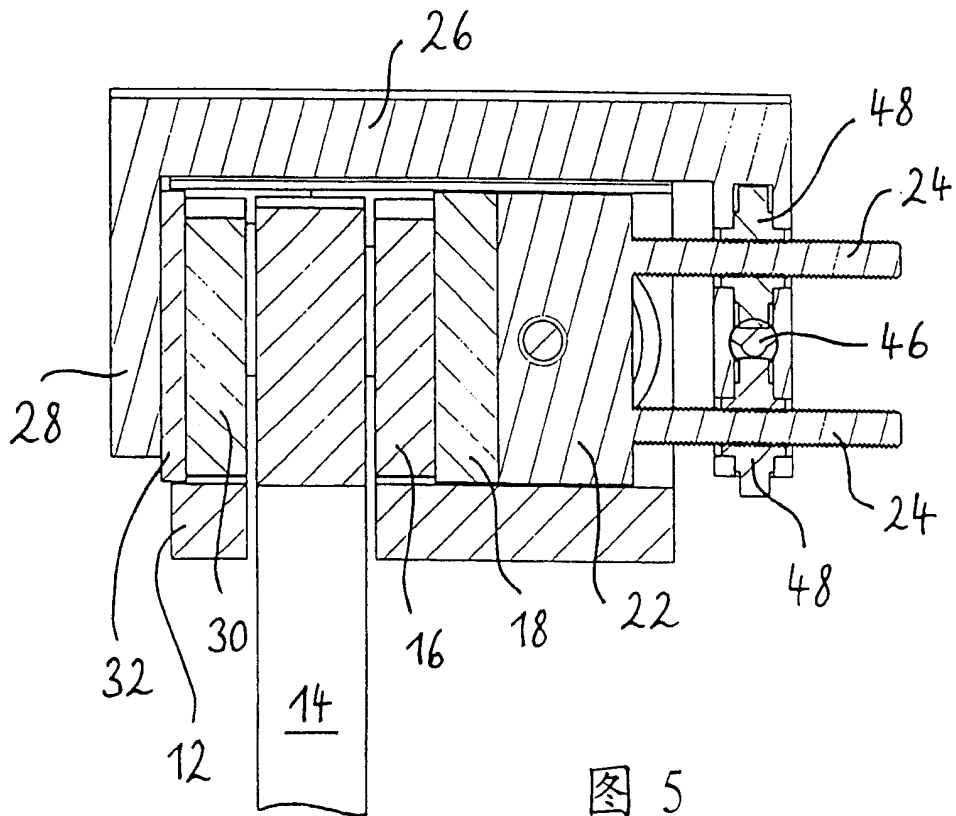


图 5

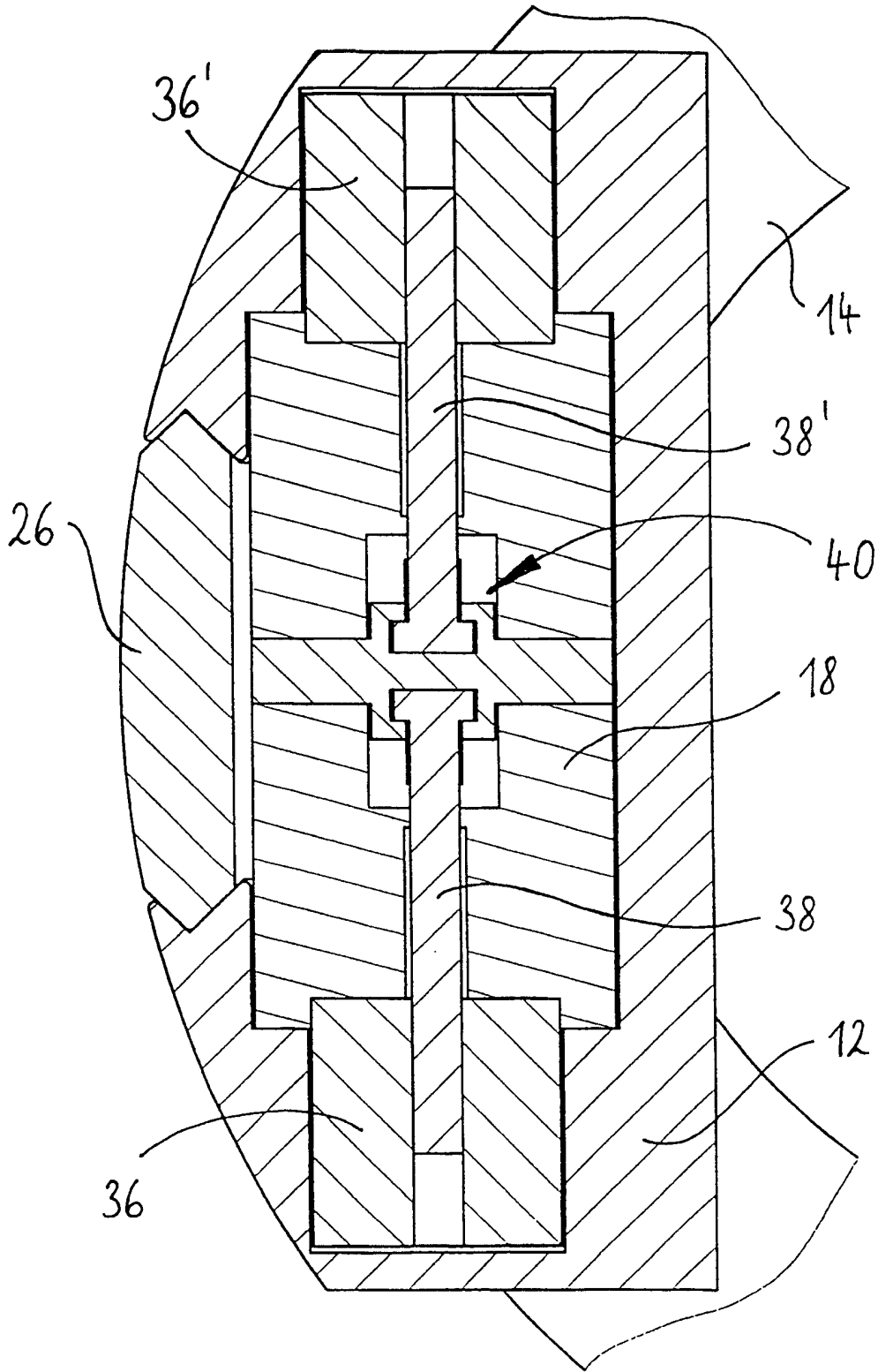


图 6

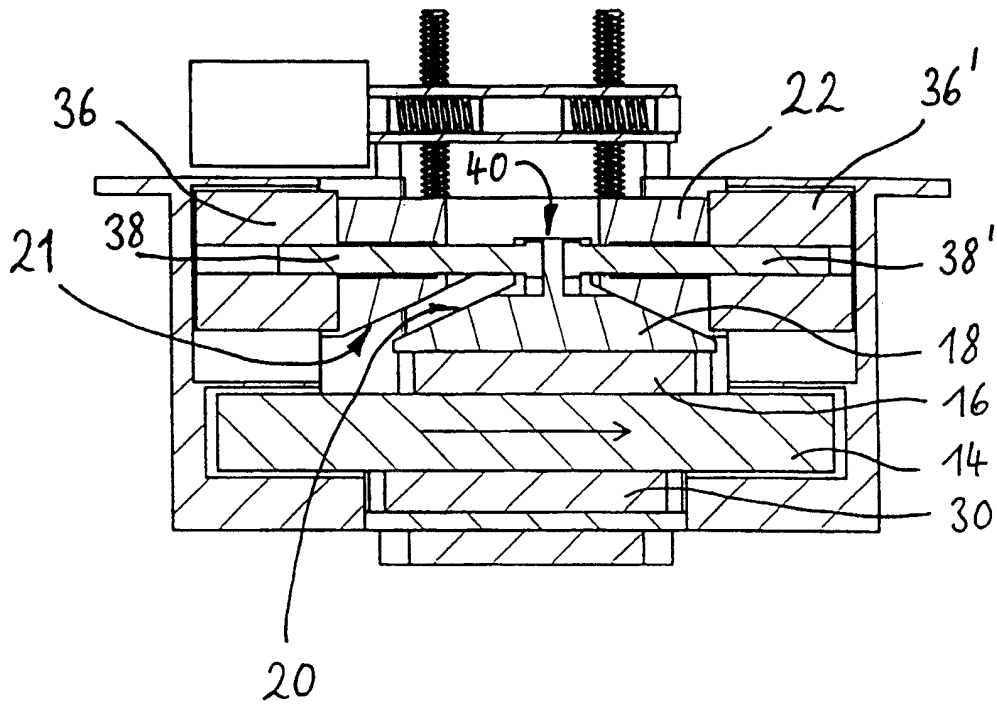


图 7

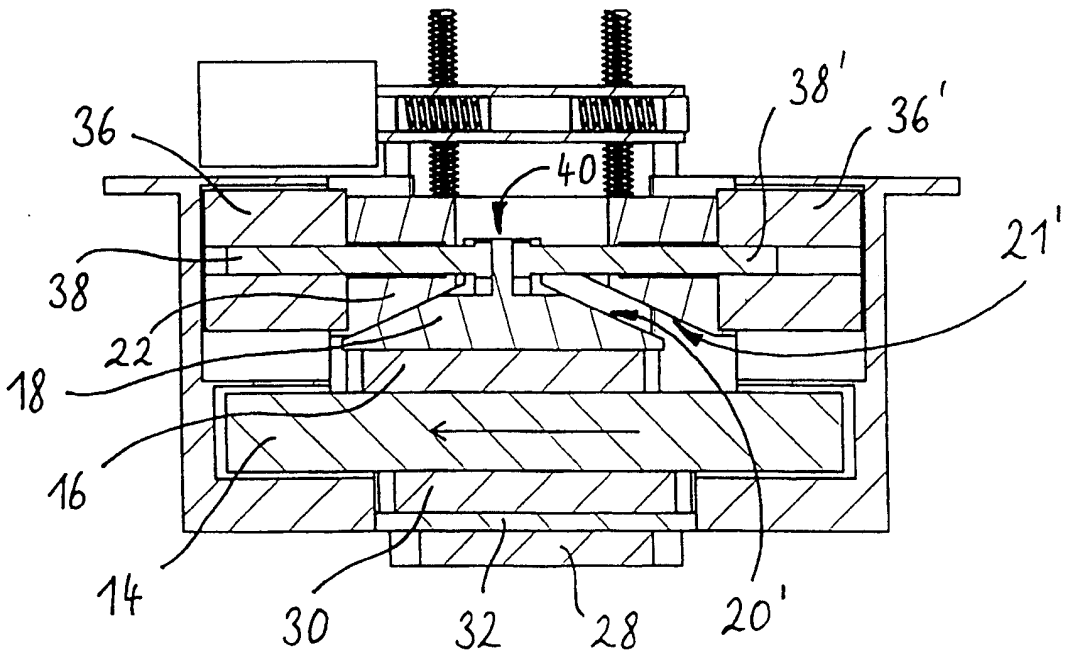


图 8

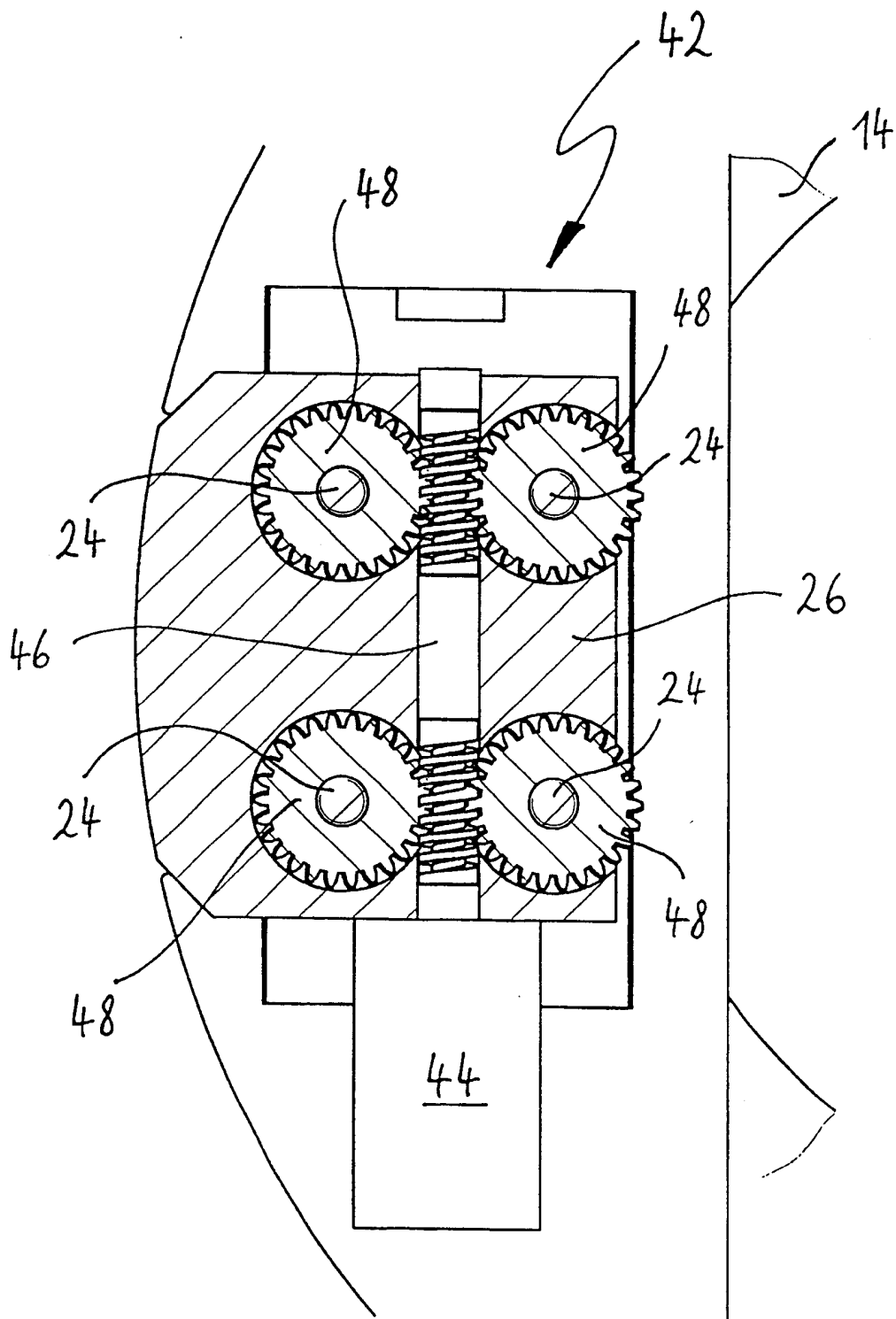


图 9

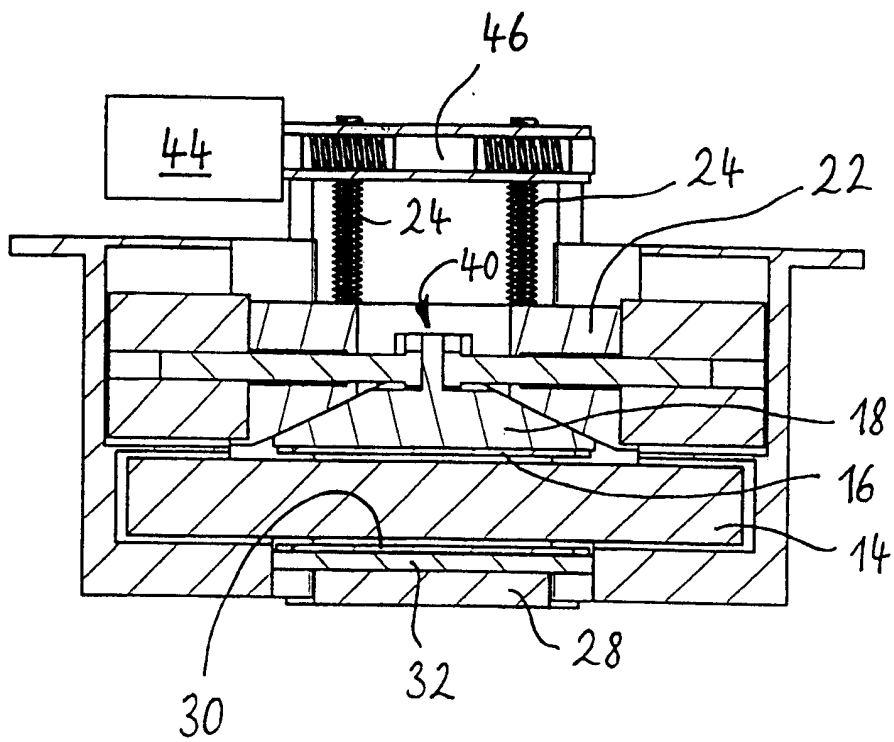


图 10

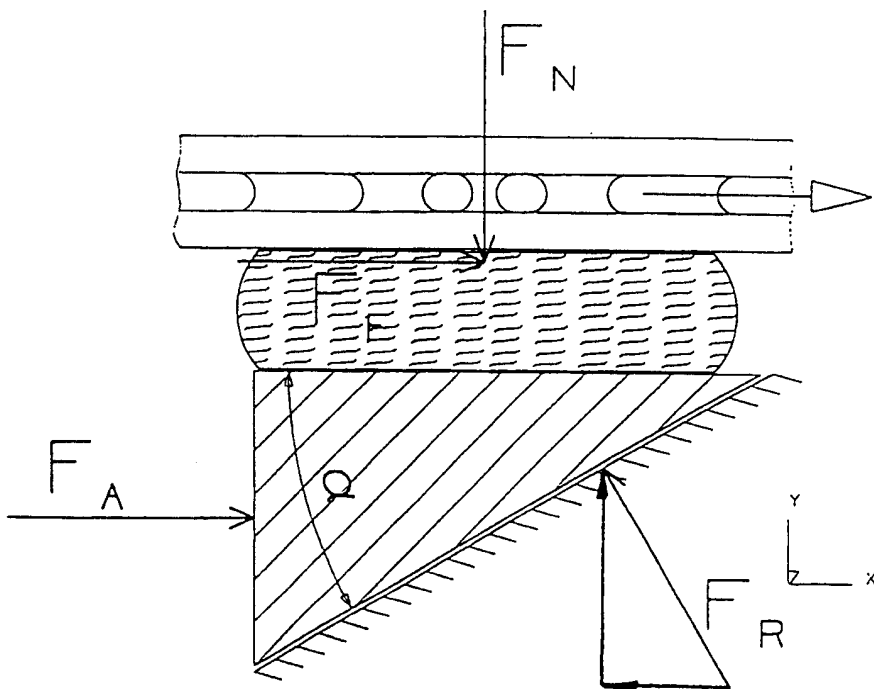


图 11