



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101793299 A

(43) 申请公布日 2010.08.04

(21) 申请号 200911000273.1

(22) 申请日 2009.12.28

(30) 优先权数据

333185/08 2008.12.26 JP

228611/09 2009.09.30 JP

(71) 申请人 日立汽车系统株式会社

地址 日本神奈川县

(72) 发明人 坂下贵康 渡边润

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 王景刚

(51) Int. Cl.

F16D 65/21 (2006.01)

F16D 55/225 (2006.01)

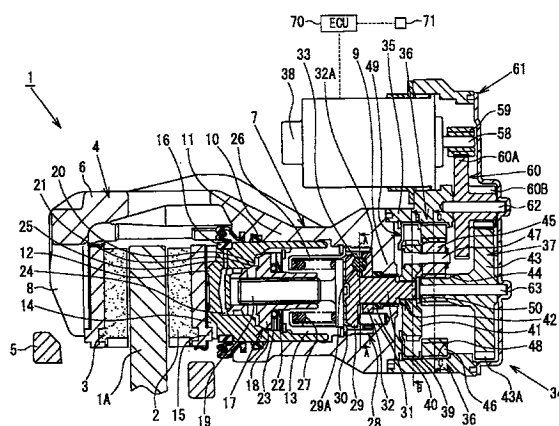
权利要求书 2 页 说明书 15 页 附图 19 页

(54) 发明名称

盘形制动器

(57) 摘要

本发明提供一种能够确保良好响应性的盘形制动器。通过使旋转限制机构 (34A) 对齿轮架 (41) (一个输出部件) 的朝向活塞 (12) 返回方向的旋转进行限制, 内齿轮 (46) (另一个输出部件) 在规定范围内旋转并对旋转限制机构 (34A) 产生作用, 在电动机 (38) 使太阳齿轮 (44) (输入部件) 旋转以使活塞 (12) 沿返回方向移动时, 利用内齿轮 (46) 与此相伴的旋转, 解除旋转限制机构 (34A) 对齿轮架 (41) 的旋转限制。本发明不使用现有技术中用于保持推力 (自身保持) 的蜗轮, 就能解除停车制动。因此, 能够迅速地进行停车制动的解除, 且能够迅速地进行停车制动解除后的起步行进, 提高了响应性。



1. 一种盘形制动器,包括:

一对衬块,夹持着盘并设置在该盘两侧;

活塞,将所述一对衬块中的至少一个与所述盘压紧;

制动钳主体,其具有缸,该缸收纳有在接触状态下可移动的所述活塞,且通过向该缸供给液压来推进所述活塞;

电动机,其设置在所述制动钳主体上;

停车制动机构,其设置在所述制动钳主体上,根据所述电动机的旋转推进所述活塞,并使被推进的所述活塞保持在停车制动位置上,

其特征在于,

所述停车制动机构具有:

对所述电动机的旋转输入进行增大的减速机构;

将该减速机构的旋转转换为直动的旋转直动转换机构;以及

对所述减速机构的朝向所述活塞返回方向的旋转进行限制的旋转限制机构,

所述减速机构由输入输出同轴型减速机构成,该同轴型减速机包括:接受来自所述电动机的输入并旋转的输入部件、和对所述输入部件的旋转输入进行增大并作为旋转输出向相互相反方向旋转的一对输出部件,该一对输出部件与所述输入部件同轴,

所述一对输出部件中的任意一个输出部件将旋转传递给所述旋转直动转换机构,

所述旋转限制机构对所述一个输出部件的沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,

所述一对输出部件中的任意另一个输出部件在规定范围内旋转并对所述旋转限制机构产生作用,在所述电动机使所述输入部件旋转以使所述活塞朝返回方向移动时,利用该另一个输出部件伴随于此的旋转,解除所述旋转限制机构对所述一个输出部件的旋转限制。

2. 如权利要求1所述的盘形制动器,其特征在于,所述另一个输出部件沿与所述输入部件的旋转方向相反的方向旋转,所述一个输出部件沿与所述输入部件的旋转方向相同的方向旋转。

3. 如权利要求2所述的盘形制动器,其特征在于,所述旋转限制机构包括:设置在所述一个输出部件上的爪部、以及由所述制动钳主体支承并可与所述爪部卡止/解除卡止的杆部件。

4. 如权利要求3所述的盘形制动器,其特征在于,所述另一个输出部件具有一对接触部,其中,一个接触部与杆部件接触并以此作为卡止位置,另一接触部与杆部件接触并以此作为解除位置。

5. 如权利要求3所述的盘形制动器,其特征在于,利用施力部件,沿与所述爪部解除卡止的方向向所述杆部件施力。

6. 如权利要求3所述的盘形制动器,其特征在于,利用施力部件,沿与所述爪部卡止方向向所述杆部件施力。

7. 如权利要求2所述的盘形制动器,其特征在于,所述旋转限制机构具有由所述制动钳主体支承的卡止部件,该卡止部件利用所述另一个输出部件的旋转力并根据其旋转方向与所述一个输出部件卡止/解除卡止。

8. 如权利要求1所述的盘形制动器,其特征在于,所述旋转限制机构可在第一位置和

第二位置之间移动,在所述第一位置,当所述一个输出部件在所述活塞的推进方向旋转时,所述旋转限制机构对所述一个输出部件沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,在所述第二位置,当所述一个输出部件在所述活塞的返回方向旋转时,所述旋转限制机构允许所述一个输出部件沿所述活塞返回方向旋转。

9. 如权利要求 1 所述的盘形制动器,其特征在于,根据来自停车制动指示装置的保持信号或解除信号,利用对所述电动机进行驱动的控制装置对所述电动机进行控制,

利用该控制装置,根据来自停车制动指示装置的保持信号,开始驱动所述电动机,在电流值变为使所述活塞处于停车制动位置的电流值后,所述电动机停止旋转,由此,所述旋转限制机构对所述一个输出部件的旋转进行限制。

10. 如权利要求 1 ~ 9 中任一项所述的盘形制动器,其特征在于,所述旋转限制机构具有挡板部件,其与所述减速机构所配备的旋转体上设置的多个凸部中的任一个凸部卡止,从而对沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,在所述旋转体沿所述活塞的推进方向旋转时,沿与所述旋转体的多个凸部抵接的方向被施力,在所述减速机构的旋转体沿所述活塞的推进方向旋转时,抑制所述旋转限制机构进入所述凸部之间。

盘形制动器

技术领域

[0001] 本发明涉及用于车辆制动的盘形制动器。

背景技术

[0002] 现有盘形制动器被构造成使蜗轮减速器具有对实现停车制动功能的制动力的自保持（参考专利文献 1）。

[0003] 专利文献 1 日本特开 2006-177532 号公报

发明内容

[0004] 在上述现有技术中，由于蜗轮减速器承担制动力的自保持，因此，存在响应性差的问题。本发明的目的是提供一种能够确保良好响应性的盘形制动器。

[0005] 本发明技术方案 1 记载的盘形制动器包括：包括：一对衬块，夹持着盘并设置在该盘两侧；活塞，将所述一对衬块中的至少一个与所述盘压紧；制动钳主体，其具有缸，该缸收纳有在接触状态下可移动的所述活塞，且通过向该缸供给液压来推进所述活塞；电动机，其设置在所述制动钳主体上；停车制动机构，其设置在所述制动钳主体上，根据所述电动机的旋转推进所述活塞，并使被推进的所述活塞保持在停车制动位置上，其特征在于，所述停车制动机构具有：对所述电动机的旋转输入进行增大的减速机构；将该减速机构的旋转转换为直动的旋转直动转换机构；以及对所述减速机构的朝向所述活塞返回方向的旋转进行限制的旋转限制机构，所述减速机构由输入输出同轴型减速机构成，该同轴型减速机包括：接受来自所述电动机的输入并旋转的输入部件、和对所述输入部件的旋转输入进行增大并作为旋转输出向相互相反方向旋转的一对输出部件，该一对输出部件与所述输入部件同轴，所述一对输出部件中的任意一个输出部件将旋转传递给所述旋转直动转换机构，所述旋转限制机构对所述一个输出部件的沿所述活塞返回方向的旋转进行限制，所述一对输出部件中的任意另一个输出部件在规定范围内旋转并对所述旋转限制机构产生作用，在所述电动机使所述输入部件旋转以使所述活塞朝返回方向移动时，利用该另一个输出部件伴随于此的旋转，解除所述旋转限制机构对所述一个输出部件的旋转限制。

[0006] 根据本发明的技术方案 1，能够提高盘形制动器的停车制动功能的响应性。

附图说明

[0007] 图 1 是依据本发明第一实施例的盘形制动器的剖视图。

[0008] 图 2A～图 2C 是图 1 所示的盘形制动器的局部剖视图，图 2A 是沿图 1 的 B-B 箭头的剖视图，图 2B 是沿图 1 的 A-A 箭头的剖视图，图 2C 是沿图 1 的 C-C 箭头的剖视图。

[0009] 图 3A～图 11B 是用于说明图 1 的盘形制动器工作的视图，图 3A、图 4A、图 5A、图 6A、图 7A、图 8A、图 9A、图 10A 和图 11A 是处于不同工作状态下的盘形制动器沿图 1 的 B-B 箭头的剖视图，图 3B、图 4B、图 5B、图 6B、图 7B、图 8B、图 9B、图 10B 和图 11B 分别是与图 3A、图 4A、图 5A、图 6A、图 7A、图 8A、图 9A、图 10A 和图 11A 对应的沿图 1 的 A-A 箭头的剖视图。

[0010] 图 12A ~ 图 17B 是用于说明依据本发明第二实施例的盘形制动器的工作的剖视图。图 12A、图 13A、图 14A、图 15A、图 16A 和图 17A 是处于不同工作状态下的盘形制动器参照图 1(下文替代“参照图 1”,简称为“图 1”)的 B-B 箭头的剖视图。图 12B、图 13B、图 14B、图 15B、图 16B 和图 17B 是分别与图 12A、图 13A、图 14A、图 15A、图 16A 和图 17A 对应的沿图 1 的 A-A 箭头的剖视图。

[0011] 图 18A ~ 图 23A 是用于说明依据本发明第三实施例的盘形制动器的工作的剖视图。图 18A、图 19A、图 20A、图 21A、图 22A 和图 23A 是处于不同工作状态下的盘形制动器参照图 1(下文替代“参照图 1”,简称为“图 1”)的 B-B 箭头的剖视图。图 18B、图 19B、图 20B、图 21B、图 22B 和图 23B 是分别与图 18A、图 19A、图 20A、图 21A、图 22A 和图 23A 对应的沿图 1 的 A-A 箭头的剖视图。

[0012] 图 24 是依据本发明第四实施例的盘形制动器的剖视图。

[0013] 图 25A ~ 25D 是用于说明图 24 的盘形制动器工作的视图,图 25A 是处于某种工作状态并沿图 6 的 B-B 线的剖视图,图 25B 是与图 25A 对应的沿图 24 的 A-A 箭头的剖视图,图 25C 是与图 25A 处于不同工作状态的盘形制动器沿图 24 的 B-B 箭头的剖视图,图 25D 是与图 25C 对应的沿图 24 的 A-A 箭头的剖视图。

[0014] 图 26 是本发明第五实施例的盘形制动器的剖视图。

[0015] 图 27 是表示图 26 的挡板的立体图。

[0016] 图 28A 和图 28B 是表示图 26 的盘形制动器所使用部件的视图,图 28A 是图 26 的 B-B 线部分的模式图,图 28B 是表示图 26 的挡板的平面视图。

[0017] 图 29A ~ 图 29I 是用于说明图 26 的盘形制动器工作的视图,分别是处于不同工作状态下的盘形制动器在图 26 的 B-B 线部分的模式图。

[0018] 图 30 是依据本发明第六实施例的盘形制动器的局部剖视图。

[0019] 图 31 是表示图 30 的挡板的立体图。

[0020] 图 32A 和图 32B 是用于说明第六实施例(图 30)工作状态的视图,分别是处于不同工作状态下的盘形制动器在图 12 的 B-B 线部分的模式图。

[0021] 图 33 是依据本发明第七实施例的盘形制动器的局部剖视图。

[0022] 图 34A 和图 34B 是用于说明第七实施例(图 33)工作状态的视图,分别是处于不同工作状态下的盘形制动器在图 33 的 B-B 线部分的模式图。

[0023] 附图标记说明

[0024] 1A 盘(盘形转子)

[0025] 2、3 制动衬块

[0026] 12 活塞

[0027] 10 缸

[0028] 6 制动钳主体

[0029] 38 电动机(电动电动机)

[0030] 34 停车制动机构

[0031] 36 行星齿轮减速机构(减速机构、输入输出同轴型减速机)

[0032] 37 平齿多级减速机构(减速机构)

[0033] 34A 旋转限制机构

- [0034] 44 太阳齿轮（输入部件）
[0035] 41 齿轮架（一输出部件）
[0036] 46 内齿轮（另一输出部件）

具体实施方式

[0037] 下面将根据图 1 ~ 11B 说明依据第一实施例的盘形制动器。图 1 和图 2 显示了依据本实施例的盘形制动器 1。在图 1 和图 2 中, 2 和 3 表示夹持着被安装在车辆旋转部上的盘形转子 1A 并设置在该盘形转子 1A 两侧的一对制动衬块, 4 表示制动钳。本盘形制动器 1 被构成为浮动制动钳型。上述一对制动衬块 2、3 以及制动钳 4 由托架 5 支承并沿盘形转子 1A 的轴向可移动, 托架 5 固定在车辆的转向节等非旋转部上。

[0038] 制动钳 4 的主体也就是制动钳主体 6 分别形成有缸部 7 和爪部 8, 缸部 7 形成在制动钳主体 6 中与车辆内侧的制动衬块也就是内衬块 2 相对的基端侧上, 爪部 8 形成在制动钳主体 6 中与车辆外侧的制动衬块也就是外衬块 3 相对的前端侧上。缸部 7 形成有以內衬块 2 侧为开口部并且另一端被底壁 9 封闭的有底缸 10。活塞 12 经由活塞密封 11 在接触状态下可移动地内置在该缸 10 内。活塞 12 构成为杯状, 以其底部与内衬块 2 相对的方式收纳在缸 10 内, 该活塞 12 和制动钳主体 6 的底壁 9 之间构成液压室 13。通过图中未示的设置在缸部 7 上的孔, 从主液压缸等图中未示的液压源向该液压室 13 供给液压。另外, 在本实施例中, 以主液压缸为例来说明液压源。通过使设置在内衬块 2 背面上的凸部 15 与设置在活塞 12 底面上的凹部 14 卡止, 防止活塞 12 旋转。另外, 防止异物进入缸 10 内的防尘罩 16 安装在活塞 12 的底部和制动钳主体 6 之间。

[0039] 停车制动机构 34 的壳体 35 安装在制动钳主体 6 中靠液压室 13 的底部侧上。电动机的一个示例即电动机 38 设置在壳体 35 上。另外, 对电动机 38 的旋转输入进行放大的平齿多级减速机构 37 和行星齿轮减速机构 36、以及旋转限制机构 34A 均设置在壳体 35 内。

[0040] 球坡道 (ball ramp) 机构 28 和衬块磨耗调整机构 17 设置在制动钳主体 6 内。球坡道机构 28 将通过行星齿轮减速机构 36 从电动机 38 接受的旋转运动转换为直线方向的运动 (下文简称为直线运动或直动), 并将该运动施加给活塞 12, 使活塞 12 移动。衬块磨耗调整机构 17 对应于制动衬块 2 和 3 的磨耗, 调整活塞 12 的位置。在本实施例中, 平齿多级减速机构 37 和行星齿轮减速机构 36 构成减速机构。另外, 球坡道机构 28 构成旋转直动转换机构。衬块磨耗调整机构 17 包括调整螺母 18 和推杆 19。调整螺母 18 可旋转地嵌合在活塞 12 内, 并具有与形成在活塞 12 侧上的锥状摩擦面 20 摩擦卡合的摩擦面 21。另外, 利用碟形弹簧 22 和推力轴承 23, 使调整螺母 18 的摩擦面 21 与活塞 12 的摩擦面 20 压紧。另外, 调整螺母 18 的前端部在接触状态下可移动且气密地嵌合在活塞 12 底部所形成的室 24 内, 室 24 经由通路 25 和防尘罩 16 与外部大气相通。

[0041] 推杆 19 的一端部与调整螺母 18 螺纹啮合, 推杆 19 的另一端由护圈 26 导向可沿缸 10 的轴向移动, 但是推杆 19 围绕轴线的旋转被限制。利用螺旋弹簧 27 朝向缸 10 的底部侧施加弹力, 通过推力垫圈 30 使推杆 19 推压到作为旋转直动转换机构的球坡道机构 28 的旋转直动板 29 侧。调整螺母 18 和推杆 19 利用多条螺纹相互螺纹啮合, 能够进行旋转和直线运动 (为了方便, 可简称为直动) 的相互转换。多条螺纹之间也就是调整螺母 18 和推杆 19 之间, 设置了固定间隙。因此, 调整螺母 18 和推杆 19 不能相对旋转, 能够在仅相当于

固定间隙的范围内相互直线移动。另外,螺旋弹簧 27 的弹力比碟形弹簧 22 的弹力大。

[0042] 球坡道机构 28 包括旋转直动板 29 和固定板 32,该旋转直动板 29 被支承为能够轴向移动且能够绕轴线旋转,该固定板 32 利用缸 10 的底壁 9 被支承在轴向且通过销 31 而限制其旋转。在旋转直动板 29 和固定板 32 彼此相对的面上形成了多条圆弧状倾斜的球槽 29A 和 32A。分别将由钢球构成的球 33 装入球槽 29A 和 32A 之间。于是,如果使旋转直动板 29 旋转,通过球 33 在球槽 29A 和 32A 之间滚动,使旋转直动板 29 在轴向和旋转方向上移动。而且,球槽 29A 和 32A 也可以构成为使倾斜在中途变化。

[0043] 与球坡道机构 28 的旋转直动板 29 相连的驱动轴 39 利用密封件 40 气密地穿过液压室 13 的底部,并延伸到壳体 35 内。行星齿轮减速机构 36 的齿轮架 41 通过花键 42 安装在驱动轴 39 的前端部上以在接触状态下能轴向移动而不能相对于该驱动轴 39 旋转。在本实施例中,齿轮架 41 相当于减速机构的旋转体。

[0044] 行星齿轮减速机构 36 由太阳齿轮 44、行星齿轮 45、内齿轮 46 和齿轮架 41 构成。太阳齿轮 44 形成在平齿多级减速机构 37 的第二减速齿轮 43 的前端部上,并构成为本实施例的输入部件。行星齿轮 45 与太阳齿轮 44 啮合,在太阳齿轮 44 周围设置了多个行星齿轮 45。内齿轮 46 分别与多个行星齿轮 45 啮合,并设置在多个行星齿轮 45 的外周侧,构成为本实施例的另一个输出部件。上述齿轮架 41 构成为本实施例的一个输出部件。行星齿轮 45 利用固定在齿轮架 41 上的销 47 被可旋转地支承。利用套环 48、护圈 49,使内齿轮 46 相对于壳体 35 可旋转且在轴向接触状态下不可移动地被支承。利用位于太阳齿轮 44 和驱动轴 39 之间的垫圈 50 以及护圈 49,对齿轮架 41 的轴向移动进行控制。

[0045] 接着将介绍旋转限制机构 34A。第一凸部 51 和第二凸部 52 形成在内齿轮 46 上,并分别向外突出至在轴向上与齿轮架 41 处于相同位置。在壳体 35 上,固定销 53 配置在齿轮架 41 的外周侧上。卡止部件的一种示例即杆 54 可旋转地支承在该固定销 53 上。爪部 55 形成在杆 54 上。如果内齿轮 46 从图 2A 所示非停车制动状态沿顺时针方向旋转,爪部 55 与第一凸部 51 接触,则爪部 55 逆时针方向旋转,并与齿轮架 41 接触。另一方面,如果内齿轮 46 逆时针方向旋转,第二凸部 52 与爪部 55 接触,则爪部 55 顺时针方向旋转,并与壳体 35 接触。

[0046] 第一凸部 51 和第二凸部 52 形成相对于爪部 55 具有规定的摇动空间,在该摇动空间内,第一凸部 51 和第二凸部 52 均不与爪部 55 接触。在爪部 55 与第一凸部 51 和第二凸部 52 均不接触的状态下,利用位于杆 54 和壳体 35 之间的螺旋弹簧 56,赋予杆 54 与壳体 35 接触的调节负荷。在齿轮架 41 的外周部上形成有多个与爪部 55 啮合的棘齿 57。当爪部 55 处于与齿轮架 41 接触位置时,爪部 55 与棘齿 57 啮合。另外,爪部 55 与棘齿 57 啮合的啮合部形成为,虽然对齿轮架 41 沿图 2A 的顺时针方向的旋转进行控制,但是通过棘齿 57 向上推爪部 55,使齿轮架 41 能够沿逆时针方向旋转。

[0047] 平齿多级减速机构 37 由小齿轮 59、第一减速齿轮 60 和第二减速齿轮 43 构成。小齿轮 59 压入安装在电动机 38 的轴 58 上。第一减速齿轮 60 上一体形成有与小齿轮 59 啮合的大齿轮 60A 以及轴向偏离大齿轮 60A 的小齿轮 60B。第二减速齿轮 43 上一体形成有与第一减速齿轮 60 的小齿轮 60B 啮合的大齿轮 43A、和行星齿轮减速机构 36 的太阳齿轮 44。第一减速齿轮 60 由固定在壳体 35 和罩 61 上的第一轴 62 支承并可旋转。另外,第二减速齿轮 43 由固定在罩 61 上的第二轴 63 支承并可旋转。

[0048] 由对电动机 38 进行驱动控制的控制装置也就是电子控制装置构成的 ECU70 与上述电动机 38 相连。另外,能够指示停车制动的工作 / 解除操作的停车开关 71 与 ECU70 相连。

[0049] 下面将说明如上所述构成的本实施例的作用。首先介绍盘形制动器 1 作为液压制动器的作用。一旦从上述主液压缸(图中未示)向液压室 13 供给液压,则活塞 12 边使活塞密封 11 挠曲边前进,将一方的制动衬块 2 压到盘形转子 1A 上,利用其反作用力,使制动钳 4 移动,通过爪部 8,将另一方的制动衬块 3 压到盘形转子 1A 上,从而,利用制动衬块 2 和 3 夹住盘形转子 1A,产生制动力。当取消来自上述主液压缸的液压时,则利用活塞密封 11 的弹性,活塞 12 后退至原位置,从而解除了制动。如果制动衬块 2 和 3 磨耗,使活塞 12 的移动量增大时,则利用活塞 12 和活塞密封 11 之间所产生的滑动,使活塞 12 的原位置移动,将衬块间隙调整为恒定。

[0050] 接着,将根据图 3A ~ 图 11B 介绍停车制动机构 34 的操作。图 3A、图 3B 是显示处于停车制动解除状态的停车制动的断开状态。从该状态操作停车开关 71,在应用要变为停车制动操作的停车制动时,利用 ECU70,驱动电动机 38,使平齿多级减速机构 37、行星齿轮减速机构 36 旋转。由此,给予齿轮架 41 沿逆时针方向旋转的力矩。此时,由于利用螺旋弹簧 27 使球坡道机构 28 被施加轴向力,因此,在施加规定力矩之前,旋转直动板 29 不能旋转。因此,通过驱动轴 39 与旋转直动板 29 相连的齿轮架 41 不旋转,承受齿轮架 41 的反力的内齿轮 46 利用太阳齿轮 44 的旋转而沿顺时针方向旋转。

[0051] 而且,如果太阳齿轮 44 继续旋转,则如图 4A 和 4B 所示,内齿轮 46 的第一凸部 51 与杆 54 的爪部 55 接触。此时,在产生停车制动所必需的制动力 F 之前,使杆 54 旋转,以使爪部 55 和棘齿 57 处于啮合位置(图 5A、图 5B)。为了实现此目的,在本实施例中,设定各个部件的形状和螺旋弹簧 56 的调节负荷,以满足根据作用在杆 54 上的固定销 53 旋转的动量等设定的下述条件式(2)。另外,条件式(2)是基本式即式(1)的变形条件式。

$$[0052] \quad F_1 c \leq F_2 a \quad \dots (1)$$

$$[0053] \quad \{aL / (2 \pi b \eta)\} \{ \eta_0 i_0 / (1 + \eta_0 i_0) \} F - F_1 c \geq 0 \quad \dots (2)$$

[0054] 这里,条件式中的各个符号表示下述内容。

[0055] F_1 :螺旋弹簧 56 的力。

[0056] F_2 :从第一凸部 51 施加在爪部 55 上的力。

[0057] a :垂直于 F_2 ,从第一凸部 51 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0058] b :垂直于 F_2 ,从齿轮架 41 中心至第一凸部 51 接触部的距离。

[0059] c :垂直于 F_1 ,从螺旋弹簧 56 的中心至固定销 53 中心的距离。

[0060] L :球坡道机构 28 的导程。

[0061] η :球坡道机构 28 的机械效率。

[0062] η_0 :行星齿轮减速机构 36 中齿轮的啮合效率。

[0063] i_0 :太阳齿轮 44 和内齿轮 46 的齿数比 (> 0)。

[0064] 利用上述杆 54 的旋转,齿轮架 41 与爪部 55 接触后,一旦进一步驱动电动机 38 使太阳齿轮 44 旋转,则如图 5A 和图 5B 所示,棘齿 57 与爪部 55 接触。此时,棘齿 57 向上推杆 54,如图 6A 和图 6B 所示,棘齿 57 沿逆时针方向旋转。为了实现该目的,在本实施例中,满足根据作用在杆 54 上的固定销 53 旋转的动量等设定的下述条件式(4)。另外,条件式

(4) 是基本式即式 (3) 的变形条件式。

$$[0065] \quad F_1 m + F_3 h + F_4 g \geq F_2 f \quad \dots (3)$$

$$[0066] \quad F_1 m + \{L / (2 \Pi \eta)\} \{ (h + \mu g) / (j \cdot \sin k) - \{f / (d \cdot \cos e)\} \{ \eta_0 i_0 / (1 + \eta_0 i_0) \} \} \\ F \geq 0 \dots (4)$$

[0067] 这里, 条件式中的各个符号表示下述含义。

[0068] F_3 : 棘齿 57 施加在爪部 55 上的力。

[0069] F_4 : 棘齿 57 和爪部 55 接触部的摩擦力。

[0070] d : 第一凸部 51 接触部至齿轮架 41 中心的距离。

[0071] e : 垂直于第一凸部 51 接触部 - 齿轮架 41 中心之间的直线的垂直线和 F_2 的矢量方向之间的夹角。

[0072] f : 垂直于 F_2 , 从第一凸部 51 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0073] g : 垂直于 F_4 , 从棘齿 57 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0074] h : 垂直于 F_3 , 从棘齿 57 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0075] j : 从棘齿 57 和爪部 55 的接触部至齿轮架 41 中心的距离。

[0076] k : 垂直于棘齿 57 接触部 - 齿轮架 41 中心之间直线的垂直线和 F_4 的矢量方向之间的夹角。

[0077] m : 垂直于 F_1 , 从螺旋弹簧 56 的中心至固定销 53 中心的距离。

[0078] μ : 棘齿 57 和爪部 55 的接触部的摩擦系数

[0079] 利用上述太阳齿轮 44 的旋转获得必要的制动力后, 如果减少向电动机 38 的通电, 则利用制动力引起的反力, 球坡道机构 28 逆旋转。由此通过驱动轴 39, 在减力方向 (顺时针方向) 向齿轮架 41 施加力矩并使其旋转。然而, 由于杆 54 与齿轮架 41 接触, 因此爪部 55 和棘齿 57 接触, 使齿轮架 41 停止而保持制动力 (图 7A 和图 7B)。这里, 在停止向电动机 38 通电之后, 若为了保持爪部 55 和棘齿 57 的啮合, 则满足下述条件式 (6) 即可。条件式 (6) 是基本式即式 (5) 的变形条件式。

$$[0080] \quad F_5 q + F_6 r \geq F_1 m \quad \dots (5)$$

$$[0081] \quad \{L / (2 \Pi n \eta \cdot \cos p)\} (q + \mu r) F - F_1 m \geq 0 \quad \dots (6)$$

[0082] 这里, 条件式中的各个符号表示下述含义。

[0083] F_5 : 施加在棘齿 57 和爪部 55 接触部上的力。

[0084] F_6 : 棘齿 57 和爪部 55 接触部的摩擦力。

[0085] n : 从棘齿 57 和爪部 55 的接触部至齿轮架 41 中心的距离。

[0086] p : 垂直于棘齿 57 接触部 - 齿轮架 41 中心之间的直线的垂直线和 F_5 的矢量方向之间的夹角。

[0087] q : 垂直于 F_5 , 从棘齿 57 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0088] r : 垂直于 F_6 , 从棘齿 57 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0089] μ : 棘齿 57 和爪部 55 的接触部的摩擦系数。

[0090] 通过流向电动机 38 的电流监控值 (实际流过电动机 38 的电流), ECU70 判断是否到达必要的推力。例如 ECU70 判断是否超过与必要推力对应的电流阈值。另外, 也可以统计越过棘齿 57 时的电流变化并判断是否达到与产生必要推力位置对应的统计值来实施上述判断。

[0091] 然后,当从停车制动工作状态开始操作停车开关 71 使停车制动解除也就是停车制动断开时,ECU70 以使电动机 38 沿与应用时相反方向旋转的方式向电动机 38 通电。此时,虽然向齿轮架 41 施加顺时针方向的力矩,但是由于齿轮架 41 被杆 54 卡止,因此,齿轮架 41 不能旋转。另一方面,以齿轮架 41 被杆 54 卡止所导致的卡止力矩作为反力,内齿轮 46 沿逆时针方向旋转,如图 8A 和图 8B 所示,第二凸部 52 和爪部 55 接触。此时,如图 9A 和图 9B 所示,第二凸部 52 向上推爪部 55,取消了爪部 55 与棘齿 57 的卡止。为了实现此种状况,在本实施例中,满足基于绕作用于杆 54 的固定销 53 旋转的动量等设定的下述条件式 (8), (9)。首先,关于绕杆 54 的固定销 53 旋转动量,满足条件式 (8)。另外,条件式 (8) 是基本式即式 (7) 的变形条件式。

$$[0092] \quad F_1 m + F_7 u \geq F_5 g + F_6 r \quad \dots (7)$$

$$[0093] \quad (2 \prod \eta_m / L) F_1 + \{u / (s \cdot \cos t)\} \{ \eta_0 i_0 / (1 + \eta_0 i_0) \} F' - \{ (q + \mu r) / (n \cdot \cos p) \} \{ F + F' \} \geq 0 \dots (8)$$

[0094] 另外,以电动机 38 和停车制动机构 34 所能产生的最大制动力为 $F_{\max}$,则应该满足条件式 (9)。

$$[0095] \quad F_{\max} \geq F' \dots (9)$$

[0096] 这里,条件式中的各个符号表示下述含义。

[0097] F_7 :施加在第二凸部 52 和爪部 55 接触部上的力。

[0098] s :从第二凸部 52 和爪部 55 的接触部至齿轮架 41 中心的距离。

[0099] t :垂直于第二凸部 52 接触部 - 齿轮架 41 中心之间的直线的垂直线和 F_7 的矢量方向之间的夹角。

[0100] u :垂直于 F_7 ,从第二凸部 52 接触部至固定销 53 中心的距离。

[0101] F' :将电动机 38 用于解除杆 54 的卡止而输出的力矩的绝对值作为推力所换算出的等价推力。

[0102] F :断开前产生的推力

[0103] 如果杆 54 的卡止被解除,则内齿轮 46 在旋转方向上变得自由,行星齿轮减速机构 36 不能起到减速机的作用,在第一凸部 51 和爪部 55 接触之前,内齿轮 46 和齿轮架 41 都沿顺时针方向旋转(图 10A、图 10B)。例如如果因电动机 38 的旋转所导致的太阳齿轮 44 的转速与因制动反力所导致的球坡道机构 28 的转速相同,则内齿轮 46 的转速也相同,减速比为 1 : 1。从而,内齿轮 46 在旋转方向上变得自由,恰巧,通过实施降低减速比那样的操作,则可以不提高电动机 38 的转速,就能够缩短断开时的工作时间。于是,在第一凸部 51 和爪部 55 接触后,行星齿轮减速机构 36 以规定的减速比工作(图 11A、图 11B),在球坡道机构 28 返回初期位置(图 3A、图 3B)之前,结束断开操作。

[0104] 在本实施例中,在旋转限制机构 34A 对齿轮架 41(一个输出部件)在活塞 12 返回方向的旋转进行限制,内齿轮 46(另一个输出部件)在规定范围内旋转,对旋转限制机构 34A 产生作用,电动机 38 使太阳齿轮 44(输入部件)旋转以使活塞 12 沿返回方向移动时,利用与此相伴的内齿轮 46 的旋转,解除了旋转限制机构 34A 对齿轮架 41 的旋转限制。无需使用如现有技术那样的为了保持推力(自身保持)等而使用的机械效率差、减速比很大且固定的蜗轮,就能够解除停车制动。因此,能够迅速地进行停车制动的解除,提高对应于驾驶员操作的响应性。从而,能够迅速地进行在停车制动解除后的开始行进。

[0105] 通过流向电动机 38 的电流监控值,判断是否停止向电动机 38 通电。针对是否停止向电动机 38 通电所进行的判断,具有下述 (i) ~ (iii) 项记载的方案。(i) 利用球坡道机构 28 初期位置时的电流阈值进行判断。(ii) 在第二凸部 52 和爪部 55 接触之前的摇动区间内,判断电流变化值是否小于某个阈值(不变化)。(iii) 利用第二凸部 52 和爪部 55 的接触,判断电流变化值是否超过某个阈值。

[0106] 在本实施例中,将行星齿轮减速机构 36 与旋转限制机构 34A 组合使用,但是也可以使用摆线减速器、球减速器、谐波减速器等其他公知的减速机构(在同轴上具有 3 个输入输出轴)替代行星齿轮减速机构 36。

[0107] 在本实施例中,由于使用棘爪机构构成旋转限制机构 34A 来保持推力,所以推力产生机构能够使用高效机构即可以节省能量。因此,如果使用与现有产品相同的电动机,与现有产品相比,能够减小减速比。此时如果以相同的响应速度操作,由于电动机的转速低且良好,因此,与现有产品相比,能够减少齿轮的工作声音。如果将减速比增大至与现有产品的减速比相同,则与现有产品相比,能够减少电动机的尺寸。

[0108] 另外,在本实施例中,虽然使用棘爪机构构成旋转限制机构 34A,但是替代此,也可以采用使用单向离合器那样的挡圈等挡块或圆筒机构构成旋转限制机构。

[0109] 下文将根据图 12A ~ 图 17B 并参照图 1 ~ 图 11B 说明本发明的第二实施例。第二实施例与第一实施例的主要区别之处在于:采用与第一实施例中使用的旋转限制机构 34A 不同结构的旋转限制机构 34B,在图 12A ~ 图 17B 中,第二实施例的旋转限制机构 34B 所具有的杆 101 可旋转地支承在固定于壳体 104 上的销 102 上,而且利用扭簧 103 给予弹力,朝向齿轮架 41 推压爪部 105。一旦内齿轮 46 沿顺时针方向旋转,则形成在内齿轮 46 上的第一凸部 51 与壳体 104 的凸部 104A 接触。另一方面,一旦内齿轮 46 沿逆时针方向旋转,则第二凸部 52 与爪部 105 接触,在爪部 105 与壳体 104 的凸部 104A 接触之前,允许旋转。而且,爪部 105 和形成在齿轮架 41 上的棘爪 57 的啮合与第一实施例相同,虽然对齿轮架 41 沿顺时针方向的旋转进行控制,但是通过棘爪 57 向上推爪部 105,齿轮架 41 能够沿逆时针方向旋转。

[0110] 下面将说明旋转限制机构 34B 的工作。图 12A 和 12B 是显示变为停车制动解除状态的断开状态的视图。在停车制动工作时也就是应用停车制动时,利用电动机 38 使平齿多级减速机构 37 和行星齿轮减速机构 36 旋转,给予齿轮架 41 沿逆时针方向旋转的力矩。此时,由于利用螺旋弹簧 27 使球坡道机构 28 被施加轴向力,因此,在给予规定力矩之前,旋转直动板 29 不能旋转。因此,通过驱动轴 39 与旋转直动板 29 相连的齿轮架 41 不旋转,承受齿轮架 41 反力的内齿轮 46 利用太阳齿轮 44 的旋转而沿顺时针方向旋转。然后,第一凸部 51 与壳体 104 的凸部 104A 接触,将其作为反力,接着齿轮架 41 沿逆时针方向旋转。

[0111] 另外,如果太阳齿轮 44 进一步地旋转,则如图 13A 和 13B 所示,棘爪 57 与爪部 105 接触。此时,棘爪 57 向上推杆 101 所需的力基本上仅是扭簧 103 所产生的力,因此,与第一实施例相同,上述力总是恒定的而与内齿轮 46 的力矩以及产生的推力无关。因而能够进一步提高在应用时的电动机 38 的传递效率。

[0112] 在获得所需的制动力后,如果停止向电动机 38 通电,则利用制动力导致的反力,球坡道机构 28 逆旋转。因此,虽然利用驱动轴 39 予使齿轮架 41 沿减力方向(图中顺时针方向)旋转,但是如图 14A 和 14B 所示,爪部 105 和棘爪 57 啮合,而保持制动力。此时,完

成停车制动的应用而变为停车制动工作状态。

[0113] 解除停车制动的停车制动断开时的状况与第一实施例相同,如果使电动机 38 沿与应用时相反方向旋转,则如图 15A 和 15B 所示,第二凸部 52 向上推爪部 105,取消爪部 105 与棘爪 57 的啮合。另外,爪部 105 与棘爪 57 脱离的条件大致与第一实施例相同。

[0114] 然后如果解除杆 101 的卡止,则与第一实施例相同,由于内齿轮 46 与齿轮架 41 同时沿顺时针方向旋转,因此,第二凸部 52 再次与爪部 105 分开,杆 101 与齿轮架 41 接触。此时如果具有棘爪 57,则爪部 105 再次与棘爪 57 啮合。在抵达没有形成棘爪 57 的位置之前,边反复实施该爪部的啮合乃至解除的动作,边使球坡道机构 28 返回初期位置(图 16A、图 16B、图 17A、图 17B)。另外,如果电动机 38 具有充分的输出功率,则能够始终使第二凸部 52 接触,向上推杆 101。该第二实施例也与第一实施例相同,能够迅速地解除停车制动,提高对应于驾驶员操作的响应性,且能够迅速地进行停车制动解除后的起步行进。

[0115] 接着,将根据图 18A~图 23B 并参照图 1~图 17B 说明本发明的第三实施例。第三实施例与第一实施例的主要区别之处在于:采用与第一实施例中使用的旋转限制机构 34A 不同结构的旋转限制机构 34C。在图 18A~图 23B 中,第一凸部 202 和第二凸部 203 分别形成在内齿轮 201 上,并分别向外突出至在轴向上与齿轮架 41 处于相同位置。与壳体 204 的凸部 204A 接触并被限制旋转的阻挡部 202A 以及和扭簧 205 的一端接触的推压部 202B 一体形成在第一凸部 202 上。扭簧 205 的绕线部被压入固定在壳体 204 内的销 206 支承,另一端与杆 207 接触。

[0116] 而且在停车制动断开时(图 18A、图 18B),由于位于推压部 202B 侧的扭簧 205 的腕部与壳体凸部 204A 接触,因此,扭簧 205 的一端与推压部 202B 分离。从而,扭簧 205 保持某个调节力矩而配置在壳体凸部 204A 和杆 207 之间,并且给予使杆 207 向齿轮架 41 侧旋转的力。杆 207 可旋转地支承在固定于壳体 204 上的销 208 上,而且,利用螺旋弹簧 209,被施加朝向壳体 204 推压爪部 207A 的调节负荷。施加在杆 207 上的销 208 旋转的动量在断开时,由螺旋弹簧 209 产生的动量大于由扭簧 205 产生的动量,杆 207 处于与壳体 204 接触的状态。然而,内齿轮 201 沿顺时针方向旋转,在抵达阻挡部 202A 与壳体凸部 204A 接触位置之前,由扭簧 205 产生的动量大于由螺旋弹簧 209 产生的动量,使杆 207 向齿轮架 41 侧接触。

[0117] 接着将说明动作。图 18A 和图 18B 是显示停车制动解除状态也就是停车制动断开状态的视图。当从该状态操作停车开关 71,在应用处于停车制动操作时的停车制动时,利用 ECU70,驱动电动机 38,使平齿多级减速机构 37、行星齿轮减速机构 36 旋转。由此,给予齿轮架 41 沿逆时针方向旋转的力矩。此时,由于利用螺旋弹簧 27 使球坡道机构 28 被施加轴向力,因此,在给予规定力矩之前,旋转直动板 29 不能旋转。因此,通过驱动轴 39 与旋转直动板 29 相连的齿轮架 41 不旋转,承受齿轮架 41 反力的内齿轮 46 利用太阳齿轮 44 的旋转而沿顺时针方向旋转。然后第一凸部 202 的阻挡部 202A 与壳体 204 的凸部 204A 接触,将其作为反力,接着齿轮架 41 沿逆时针方向旋转。此时,杆 207 向齿轮架 41 侧旋转并与齿轮架 41 接触。

[0118] 另外,如果继续旋转,则如图 19A 和 19B 所示,棘爪 57 与爪部 207A 接触。此时,棘爪 57 向上推杆 207 所需的力基本上仅是扭簧 205 所产生的力,因此,与第一实施例相同,与内齿轮 46 的力矩以及产生的推力无关,上述所需的力总是恒定的,从而,与第二实施例相

同,能够进一步提高应用时的效率。

[0119] 在获得所需的制动力后,如果停止向电动机 38 通电,则利用制动力导致的反力,球坡道机构 28 逆旋转。因此,虽然利用驱动轴 39 予使齿轮架 41 沿减力方向(图中顺时针方向)旋转,但是如图 10A 和图 20B 所示,爪部 207A 和棘爪 57 啮合,而保持制动力。此时,完成停车制动的应用。

[0120] 在利用停车制动的解除而使停车制动断开时,与第一和第二实施例相同,如果使电动机 38 沿与应用时相反方向旋转,则利用第二凸部 203 向上推爪部 207A,取消爪部 207A 与棘爪 57 的啮合(图 21A、图 21B)。另外,爪部 207A 与棘爪 57 脱离的条件与第一实施例相同。

[0121] 然后如果解除杆 207 的卡止,则内齿轮 201 在旋转方向上变得自由,行星齿轮减速机构 36 不能作为减速机发挥功能,与第一实施例相同,直至第一凸部 202 的阻挡部 202A 和壳体凸部 204A 接触之前,内齿轮 201 和齿轮架 41 都沿顺时针方向旋转(图 22A、图 22B)。从而,通过增加可挠部件也就是扭簧 205,能够同时实现第二实施例所示的应用时的高效化,以及第一实施例所示的提高停车制动断开时也就是停车制动解除时的响应性。

[0122] 下面将根据图 24A 和图 25A~图 25D 说明本发明的第四实施例。第四实施例与第一实施例的主要区别在于:替代第一实施例所使用的球坡道机构(旋转直动转换机构),第四实施例设置了滚珠丝杠机构 301,并使用差动齿轮减速机构 302 作为与旋转限制机构 34A 组合的减速机构,使用带减速机构 303 作为从电动机 38 向差动齿轮减速机构 302 传递·增大力矩的机构。虽然第四实施例使用与第一实施例的旋转限制机构 34A 不同的旋转限制机构,但是为了简化,使用相同的附图标记 34A 表示旋转限制机构进行说明。在图 24~图 25D 中,滚珠丝杠机构 301 包括:相对于活塞 12 不可旋转地被收纳的螺母 304、相对于缸 10 可旋转的杆 305、和多个旋转体也就是球 306,球 306 安装在形成在彼此相对的面上的球槽 304A、305A 之间。虽然螺母 304 能够相对于活塞 12 在接触状态下向图 24 的差动齿轮减速机构 302 侧(图中右方向)移动,但是,肩部 304B 与盘形转子 1A 侧(图中左方向)接触。杆 305 通过推力滚针轴承 307、垫圈 308 承受从活塞 12 朝向缸 10 的推力。另外,杆 305 通过推力球轴承 309、罩 310 和阻挡轮 311 可旋转地安装在缸 10 上。

[0123] 差动齿轮减速机构 302 包括:偏心轴 312、环状平齿轮 314、转盘 315 和转盘 316。平齿轮 314 可旋转地嵌合安装在偏心轴 312 的偏心部 313 上并具有两个外齿 314A、314B,转盘 315 具有与平齿轮 314 的一个外齿 314A 啮合的内齿 315A,转盘 316 具有与平齿轮 314 的另一个外齿 314B 啮合的内齿 316A。转盘 315 和 316 分别相对于偏心轴 312 的转轴可旋转地被支承。另外,偏心轴 312 的一端向带减速机构 303 侧延伸,且利用键 317 使大带轮 318 不可旋转地插入到偏心轴 312 的前端部上。另外转盘 315 和偏心轴 312 通过轴承 319、320 可旋转地支承在与缸 10 一体形成的壳体 324 上。利用花键等,使转盘 315 在中心部与杆 305 的驱动轴 321 不可旋转地结合。

[0124] 上述结构的操作与普通行星减速机构相同,如果使偏心轴 312 旋转,则转盘 315 和 316 相互沿不同方向以规定的减速比旋转。如果采用这种结构,由于能够获得比第一实施例所示行星齿轮减速机构更大的减速比,而且能够减少部件数量,从而有利于降低成本。

[0125] 带减速机构 303 包括:压入到电动机 38 的轴 58 上的小带轮 322、以及挂在大带轮 318 和小带轮 322 之间的带 323。而且,带 323 可以使用 V 型带、带齿带等任何公知带。从

而,一旦利用电动机 38 的操作使小带轮 322 旋转,则以规定的减速比(小带轮 322 和大带轮 318 的直径比)使大带轮 318 旋转。

[0126] 在图 25A(沿图 24 的 B-B 箭头的剖视图)、图 25B(沿图 24 的 A-A 箭头的剖视图)、图 25C(沿图 24 的 B-B 箭头的剖视图)、图 25D(沿图 24 的 A-A 箭头的剖视图)中,旋转限制机构 34A 具有杆 326 和螺旋弹簧 327,杆 326 可旋转地支承在壳体 324 上固定的销 325 上,螺旋弹簧 327 朝向壳体 324 侧向杆 326 的爪部 326A 施力。在转盘 315(第一盘)的外周上形成有棘爪部 315B,形成为在爪部 326A 向转盘 315 侧移动时,棘爪部 315B 能够与爪部 326A 啮合的形状。而且,虽然该啮合对转盘 315 向逆时针方向旋转进行限制,但是如果沿顺时针方向则向上推爪部 326A,转盘 315 就能旋转。解除销 326B 和卡止销 326C 形成在杆 326 上并延伸至转盘 316(第二盘)的外周侧。销接触部 316B 形成在转盘 316 的外周上。

[0127] 此时,如果转盘 316 沿顺时针方向旋转,则利用销接触部 316B 的斜面推压解除销 326B,可解除爪部 326A 和棘爪部 315B 的卡止,使爪部 326A 能够向壳体 324 侧旋转(图 25A、图 25B)。另一方面,如果使转盘 316 沿逆时针方向旋转,此时利用销接触部 316B 推压卡止销 326C,使爪部 326A 向与棘爪部 315B 啮合的位置旋转(图 25C、图 25D)。

[0128] 在第四实施例中,转盘 315 和棘爪部 315B 相当于第一实施例的齿轮架 41 和棘爪部 57。另外,在第四实施例中,转盘 316 的销接触部 316B 与杆 326 的解除销 326B 的接触相当于第一实施例中内齿轮 46 的第二凸部 52 和杆 54 的爪部 55 的接触。另外,在第四实施例中,转盘 316 的销接触部 316B 与杆 326 的卡止销 326C 的接触相当于第一实施例中内齿轮 46 的第一凸部 51 和杆 54 的爪部 55 的接触。

[0129] 根据第四实施例,由于仅使用滚珠丝杠机构 301 作为旋转直动转换机构,不需要第一实施例中所使用的衬块磨损追踪机构,因此,零件数量少并且容易制造。而且特别在轴向上,能够使结构紧凑,能够实现盘形制动器的小型化。而且在第四实施例中,虽然使用滚珠丝杠,但是也可以使用精密滚柱式螺杆等其他公知的高效连接螺杆。

[0130] 下面,将根据图 26~图 29C 并参照第一实施例(图 1)说明第五实施例的盘形制动器。而且对第五实施例盘形制动器中与第一实施例盘形制动器中相同的部分,省略介绍。

[0131] 在第五实施例中,如图 26 所示,挡板 80 配置在齿轮架 41 附近,虽然不与齿轮架 41 接触但是靠近齿轮架 41。挡板 80 可旋转地被支承在固定于缸部 7 的底壁 9 上的套管 81 上。碟簧 82 设置在挡板 80 和缸部 7 的底壁 9 之间,并朝向套管 81 的法兰部 81A 对挡板 80 施力。因此,对挡板 80 的旋转给予一定程度的阻力(也称为旋转阻力)。

[0132] 如图 27 和图 28B 所示,挡板 80 大致由在中央部形成有孔(省略附图标记)并具有台阶的圆板状的挡板主体 80H、和多个形成在挡板主体 80H 外周上的凸部 80A 构成。凸部 80A 在挡板主体 80H 的径向向外延伸地形成。在本实施例中,当凸部 80A 位于某个棘爪 57 和毗邻棘爪 57 之间的槽部 57A 时,则槽部 57A 在轴向上被隐没。换句话说,在轴向上(图 28A 中纸面的内外方向),凸部 80A 和槽部 57A 重叠。

[0133] 另外,在挡板 80 的挡板主体 80H 上形成有多个长孔 80B。固定在齿轮架 41 上的销 47 的头部 47A 在所谓的摇动配合状态下能够进入上述长孔 80B。从而,挡板 80 和齿轮架 41 相对旋转的距离仅相当于销 47 的头部 47A 和长孔 80B 的摇动配合量。此时在图 28A 中,如果挡板 80 相对于齿轮架 41 沿顺时针方向旋转,则凸部 80A 和槽部 57A 重叠(换句话说凸部 80A 与槽部 57A 面对面),槽部 57A 处于被隐没位置。相反,如果挡板 80 相对于齿轮架

41 沿逆时针方向旋转,则凸部 80A 和棘爪 57 重合,槽部 57A 被露出。

[0134] 另外,将与头部 47A 一起构成销 47 的轴部简称为销轴部 47B。上述图 28A 是从图 8 的右方向向左方向观看图 26 的 B-B 线时所获得的示意图。在图 28A 中,销 47 的头部 47A 配置在面向纸面侧,与此相对,齿轮架 41 设置在纸面前侧。另外,以杆 54 的爪部 55 能够与齿轮架 41 的棘爪 57 以及挡板 80 的凸部 80A 都抵接的方式,来确定爪部 55 的轴向宽度。

[0135] 接着将介绍上述结构的第五实施例的作用。在第五实施例中,盘形制动器 1 作为液压制动器的操作与上述第一实施例中的相同。

[0136] 下面,将根据图 11A 和图 11B 说明第五实施例中的停车制动机构 34 的操作。图 29A 是显示变为停车制动解除状态的停车制动断开状态的视图。在从该状态操作停车开关 71,使应用处于停车制动操作时的停车制动时,利用 ECU70 驱动电动机 38,使平齿多级减速机构 37、行星齿轮减速机构 36 旋转。由此,给予齿轮架 41 沿逆时针方向旋转的力矩。此时,由于利用螺旋弹簧 27 使球坡道机构 28 被施加轴向力,因此,在给予规定力矩之前,旋转直动板 29 不能旋转。因此,通过驱动轴 39 与旋转直动板 29 相连的齿轮架 41 不旋转,承受齿轮架 41 反力的内齿轮 46 利用太阳齿轮 44 的旋转而沿顺时针方向旋转。

[0137] 而且,如果太阳齿轮 44 继续旋转,则如图 29B 所示,内齿轮 46 的第一凸部 51 与杆 54 的爪部 55 接触。此时,由于设定为使球坡道机构 28 旋转的力矩小于使杆 54 旋转的力矩,因此,内齿轮 46 将停止旋转,而齿轮架 41 沿逆时针方向旋转。此时,由于碟簧 82 向挡板 80 施加旋转阻力,因此,如图 29C 所示,挡板 80 不旋转。从而,齿轮架 41 的旋转量仅相当于挡板 80 的长孔 80B 的摇动量,一旦销 47 的头部 47A 与长孔 80B 的侧面抵接,则挡板 80 与齿轮架 41 一体旋转。此时如图 29D 所示,由于挡板 80 的凸部 80A 与相邻棘爪 57 间的槽部 57A 重叠,因此,槽部 57A 被隐没。

[0138] 另外如果使电动机 38 继续旋转,当利用球坡道机构 28 的作用产生制动力时,则由于使球坡道机构 28 旋转的力矩大于使杆 54 旋转的力矩,因此,如图 29E 所示,杆 54 旋转,爪部 55 与齿轮架 41 抵接。此时,由于棘爪 57 之间的槽部 57A 与挡板 80 的凸部 80A 重叠,因此,爪部 55 与凸部 80A 抵接,而不与槽部 57A 抵接(没有进入)。从而,能够抑制在停车制动应用时棘爪机构特有的接触声音。因此,能够提高盘形制动器的静音性。

[0139] 另外,在上述第一实施例中,在爪部 55 从处于槽部 57A 的状态下跨越棘爪 57 时,用于对抗来自内齿轮的力矩而使齿轮架 41 旋转的追加力矩是必不可少的。与此相比,在本第五实施例中,如上所述,由于爪部 55 不进入槽部 57A,因此,能够抑制应用时的力矩变化,能够进一步减少力矩(高效化)并降低齿轮声音。在这一点上也能够提高盘形制动器的静音性。

[0140] 在获得所需的制动力后(图 29F),一旦减少向电动机 38 的通电,则利用制动力引起的反力,使球坡道机构 28 逆旋转。因而,如图 29G 所示,齿轮架 41 沿顺时针方向旋转。另一方面,由于存在由碟簧 82 产生的旋转阻力,挡板 80 不旋转。如果齿轮架 41 旋转了相当于长孔 80B 的摇动量的距离(图 29H),则齿轮架 41 与挡板 80 变为一体沿顺时针方向旋转。此时,棘爪 57 和挡板 80 的凸部 80A 重叠,槽部 57A 显现。此时,由于也向内齿轮 46 施加了沿顺时针方向旋转的力矩,因此,如果在爪部 55 进入槽部 57A 之前齿轮架 41 旋转,则杆 54 旋转,爪部 55 和棘爪 57 啮合。从而,齿轮架 41 停止旋转,而保持制动力(图 29I)。

[0141] 另外,断开动作和用于使各个状态成立的条件式与上述第一实施例相同。

[0142] 在本实施例中,利用挡板 80 的凸部 80A,使槽部 57A 被完全隐没。然而,为了提高棘爪动作的可靠性,也可以缩短凸部 80A 的周向宽度,以使在齿轮架 41 沿顺时针方向旋转时,爪部 55 保证进入槽部 57A,使挡板 80 和齿轮架 41 相对旋转。而且在本实施例,作为将旋转阻力给予挡板 80 的要素而使用了碟簧 82,但是也可以使用防松垫圈等其他公知的同样弹簧。或也可以不追加部件,利用设置在挡板 80 和齿轮架 41(旋转体)之间的润滑脂(黄油)施加阻力(粘性阻力)。

[0143] 下面,将根据图 30 ~ 图 32B 说明本发明第六实施例的盘形制动器。而且,由于本实施例的基本结构和动作与第五实施例相同,这里仅说明不同之处。

[0144] 在第六实施例中,如图 30 ~ 图 32B 所示,替代第五实施例的挡板 80,而设置有挡板 180。与第五实施例中的挡板 80 相同,挡板 180 设置在齿轮架 41 附近。挡板 180 大致由挡板主体 180H 和多个形成在挡板主体 80H 外周上的爪部 181 构成,挡板主体 180H 的结构与第五实施例的挡板主体 80H 的结构相同,爪部 181 替代第五实施例的凸部 80A。另外,为了方便起见,将形成在挡板主体 180H 上的长孔称为长孔 182。固定在齿轮架 41 上的销 47 的头部 47A 在摇动配合状态下能够进入上述长孔 182 内。从而,挡板 180 和齿轮架 41 相对旋转距离相当于销 47 的头部 47A 和长孔 182 的摇动量。

[0145] 爪部 181 形成为向与挡板主体 180H 垂直的方向延伸,在径向上与槽部 57A 重合。而且,第五实施例的凸部 47A 在轴向上与槽部 57A 重合(参照图 28)。在此方面,爪部 181 与凸部 47A 相比,在与槽部 57A 重合的方向上存在差异。根据该第六实施例,在应用时,能够增大与杆 54 的爪部 55 抵接的面积,与第五实施例相比,能够改善耐久性(耐磨耗性)。

[0146] 下面,将根据图 33、图 34A ~ 图 34B 说明本发明第七实施例的盘形制动器。而且,由于本实施例的基本结构和动作与第五实施例相同,下文将仅说明不同之处。

[0147] 在第七实施例中,替代第五实施例的齿轮架 41 和销 47,而设置了齿轮架 241 和销 247。销 247 与销 47 同样旋转地支承行星齿轮 45。销 247 不具有相当于销 47 所配置的头部 47A 的头部,销 247 压入固定在齿轮架 241 内。棘爪 257 形成在齿轮架 241 的外周上,与第五实施例相同,棘爪 257 与杆 54 的爪部 55 抵接。在齿轮架 241 的中心部形成有法兰部 241A,并形成了数量与毗邻棘爪 257 之间的槽部 257A 数量相同的切口部 241B。

[0148] 法兰部 241A 大致由 1 个圆弧状部件 410 和多个(在本实施例中 4 个)く字形部件 420 构成。圆弧状部件 410 由沿着后述套管 292 的圆弧状的圆弧状部件主体 411 和圆弧状部件爪部 412 构成,圆弧状部件爪部 412 从圆弧状部件主体 411 向圆弧状部件主体 411 的径向外方弯曲(构成大致く字形)地延伸。

[0149] く字形部件 420 由沿着后述套管 292 的圆弧状的く字形部件主体 421 和く字形部件爪部 422 构成,く字形部件爪部 422 从く字形部件主体 421 向く字形部件主体 421 的径向外方弯曲(构成大致く字形)地延伸。以圆弧状部件 410 的圆弧状部件主体 411、4 个く字形部件 420 的く字形部件主体 421 构成筒形的方式,来组装圆弧状部件 410 和 4 个く字形部件 420,在上述各个部件之间形成上述切口部 241B。

[0150] 板簧 290 的一端位于各个切口部 241B 内,板簧 290 的另一端上铆接有挡板部件 291,利用压入固定在法兰部 241A 的内径侧的套管 292,对上述板簧 290 进行固定。在本实施例中,板簧 290 的一端由圆弧状部件主体 411 或く字形部件主体 421 与套管 292 夹持。在齿轮架 241 不工作的状态下,如图 34A 所示,板簧 290 施力,从而使挡板部件 291 与法兰部

241A(圆弧状部件 410 和 < 字形部件 420) 的爪部 241C(圆弧状部件爪部 412 和 < 字形部件爪部 422) 的前端 241D 抵接。而且,以使爪部 55 能与棘爪 257 和挡板 291 均抵接的方式来确定杆 54 的爪部 55 的宽度。

[0151] 接着将说明动作。与第五实施例相同,根据应用要求,通过使电动机 38 旋转,而使行星齿轮减速机构 36 工作,齿轮架 241 旋转。此时,由于朝向齿轮架 241 外周方向的离心力 F 作用在挡板部件 291 上,因此,挡板部件 291 对抗着板簧 290 的施力而进行移动,直至板簧 290 和爪部 241C 抵接为止(图 34B)。此时,由于毗邻棘爪 257 之间的槽部 257A 在轴向上被挡板部件 291 隐没,因此,与第五实施例相同,爪部 55 不进入槽部 257A 内,从而不产生接触声音。在本第七实施例中,由于在获得所希望制动力的位置,使电动机 38 停止或减速,从而能够使槽部 257A 显现,因此,无需第五实施例所必不可少的挡板 80 的长孔 80B 的摇动或第六实施例所必不可少的挡板 180 的长孔 182 的摇动。从而,能够减少电动机 38 所产生的制动力,能够节省电力,有利于提高寿命。

[0152] 在上述各个实施例中,盘形制动器包括:一对衬块,夹持着盘并设置在该盘两侧;活塞,将所述一对衬块中的至少一个与所述盘压紧;制动钳主体,其具有缸,该缸收纳有在接触状态下可移动的所述活塞,且通过向该缸供给液压来推进所述活塞;电动机,其设置在所述制动钳主体上;停车制动机构,其设置在所述制动钳主体上,根据所述电动机的旋转推进所述活塞,并使被推进的所述活塞保持在停车制动位置上,其特征在于,所述停车制动机构具有:对所述电动机的旋转输入进行增大的减速机构;将该减速机构的旋转转换为直动的旋转直动转换机构;以及对所述减速机构的朝向所述活塞返回方向的旋转进行限制的旋转限制机构,所述减速机构由输入输出同轴型减速机构成,该同轴型减速机包括:接受来自所述电动机的输入并旋转的输入部件、和对所述输入部件的旋转输入进行增大并作为旋转输出向相互相反方向旋转的一对输出部件,该一对输出部件与所述输入部件同轴,所述一对输出部件中的任意一个输出部件将旋转传递给所述旋转直动转换机构,所述旋转限制机构对所述一个输出部件的沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,所述一对输出部件中的任意另一个输出部件在规定范围内旋转并对所述旋转限制机构产生作用,在所述电动机使所述输入部件旋转以使所述活塞朝返回方向移动时,利用该另一个输出部件伴随于此的旋转,解除所述旋转限制机构对所述一个输出部件的旋转限制。利用这种结构,能够提高盘形制动器的停车制动功能的响应性。

[0153] 在上述各个实施例中,所述另一个输出部件沿与所述输入部件的旋转方向相反方向旋转,所述一个输出部件沿与所述输入部件的旋转方向相同方向旋转。

[0154] 在上述各个实施例中,所述旋转限制机构包括:设置在所述一个输出部件上的爪部、和由所述制动钳主体支承并能与所述爪部卡止/解除卡止的杆部件。

[0155] 在上述各个实施例中,所述另一个输出部件具有一对接触部,其中,一个接触部与杆部件接触并以此作为卡止位置,另一接触部与杆部件接触并以此作为解除位置。

[0156] 在上述各个实施例中,利用施力部件,沿与所述爪部解除卡止的方向向所述杆部件施力。

[0157] 在上述各个实施例中,所述旋转限制机构具有由所述制动钳主体支承的卡止部件,该卡止部件利用所述另一个输出部件的旋转力并根据其旋转方向与所述一个输出部件卡止/解除卡止。

[0158] 在上述各个实施例中,所述旋转限制机构能够在第一位置和第二位置之间移动,在所述第一位置,当所述一个输出部件在所述活塞的推进方向旋转时,所述旋转限制机构对所述一个输出部件沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,在所述第二位置,当所述一个输出部件在所述活塞的返回方向旋转时,所述旋转限制机构允许所述一个输出部件沿所述活塞返回方向旋转。

[0159] 在上述第一、第二、第三、第五、第六、第七实施例中,所述减速机构是行星齿轮减速器。

[0160] 在上述第一、第二、第三、第五、第六、第七实施例中,所述行星齿轮减速器包括:接受来自所述电动机的输入并旋转的输入齿轮、与该输入齿轮啮合并伴随着该输入齿轮的旋转而公转的公转齿轮、利用该公转齿轮的旋转而旋转的输出部件、和导向部件,该导向部件与所述公转齿轮啮合并控制该公转齿轮的自转,且在使该公转齿轮公转的同时利用来自该公转齿轮的旋转力而旋转。所述行星齿轮减速器构成为,所述输出部件和所述导向部件中的任意一个部件将旋转传递给所述旋转直动转换机构,所述输出部件和所述导向部件中的任意另一个部件在规定的范围内旋转,并对所述旋转限制机构产生作用。所述旋转限制机构包括:在所述一个输出部件上形成的爪部、和由所述制动钳主体支承且利用所述另一部件的旋转力能和爪部卡止/解除卡止的杆部件。

[0161] 在上述各个实施例中,所述旋转直动转换机构是球坡道机构。

[0162] 在上述各个实施例中,在所述球坡道机构和所述活塞之间具有磨损补偿机构,该磨损补偿机构可对应于所述衬块的磨损量而将所述活塞位置保持在前进位置。

[0163] 在上述第四实施例中,所述旋转直动转换机构是螺杆机构。

[0164] 在上述各个实施例中,根据来自停车制动指示装置的保持信号或解除信号,利用对所述电动机进行驱动的控制装置对所述电动机进行控制,利用该控制装置,根据来自停车制动指示装置的保持信号,开始驱动所述电动机,在电流值变为使所述活塞处于停车制动位置的电流值后,所述电动机停止旋转,由此,所述旋转限制机构对所述一个输出部件的旋转进行限制。

[0165] 在上述各个实施例中,该控制装置根据来自停车制动指示装置的解除信号,以所述活塞向后退方向行进的方式开始驱动所述电动机,并根据该电动机的电流值,使所述电动机停止旋转。

[0166] 在上述第五、第六、第七实施例中,所述旋转限制机构具有挡板部件,其与所述减速机构所配备的旋转体上设置的多个凸部中的任一个凸部卡止,从而对沿所述活塞返回方向的旋转进行限制,在所述旋转体沿所述活塞的推进方向旋转时,沿与所述旋转体的多个凸部抵接的方向被施力,在所述减速机构的旋转体沿所述活塞的推进方向旋转时,抑制所述旋转限制机构进入所述凸部之间。根据这种结构,能够抑制停车制动操作的应用时的棘爪机构的接触声音,提高盘形制动器的静音性。

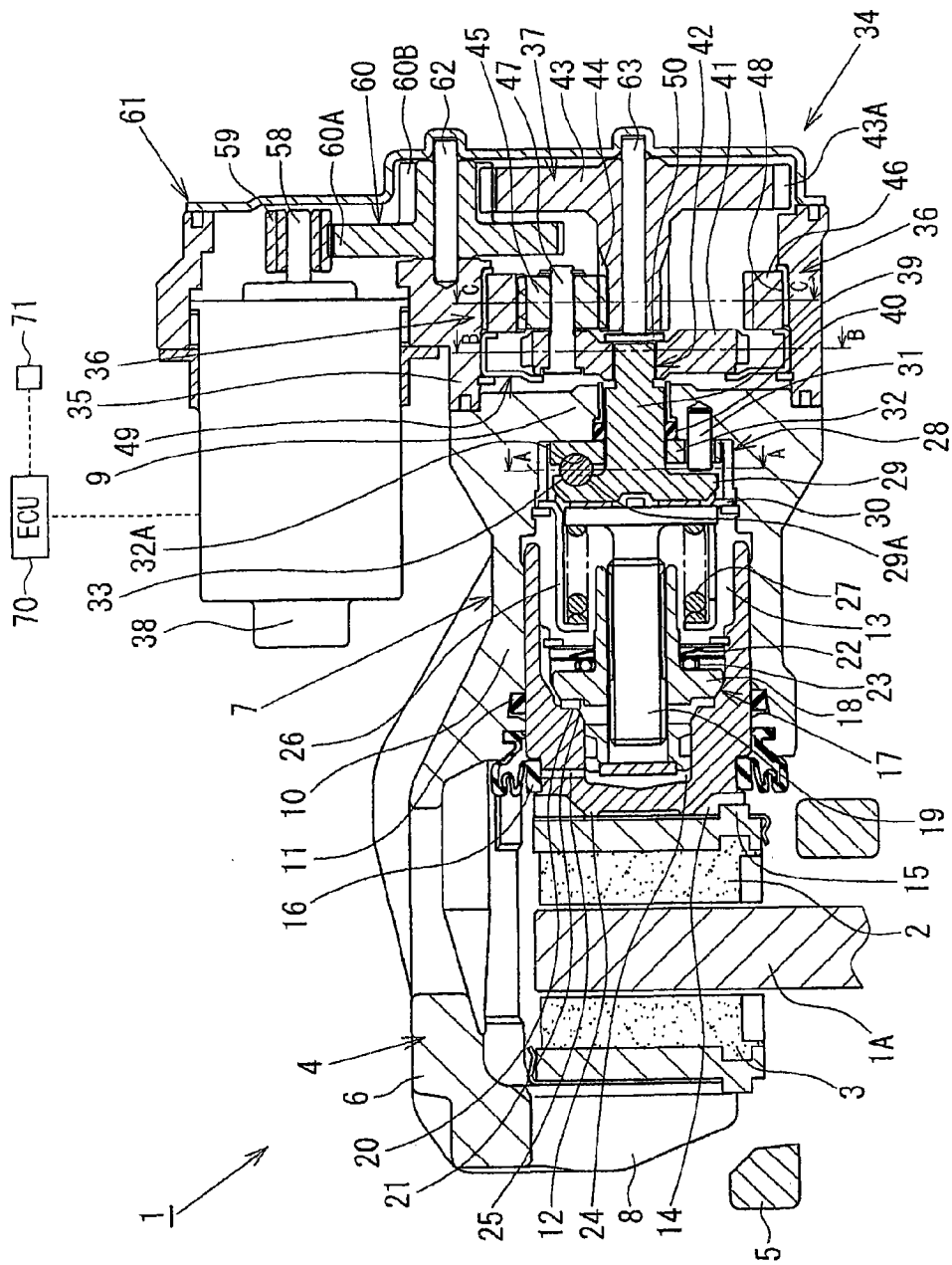


图 1

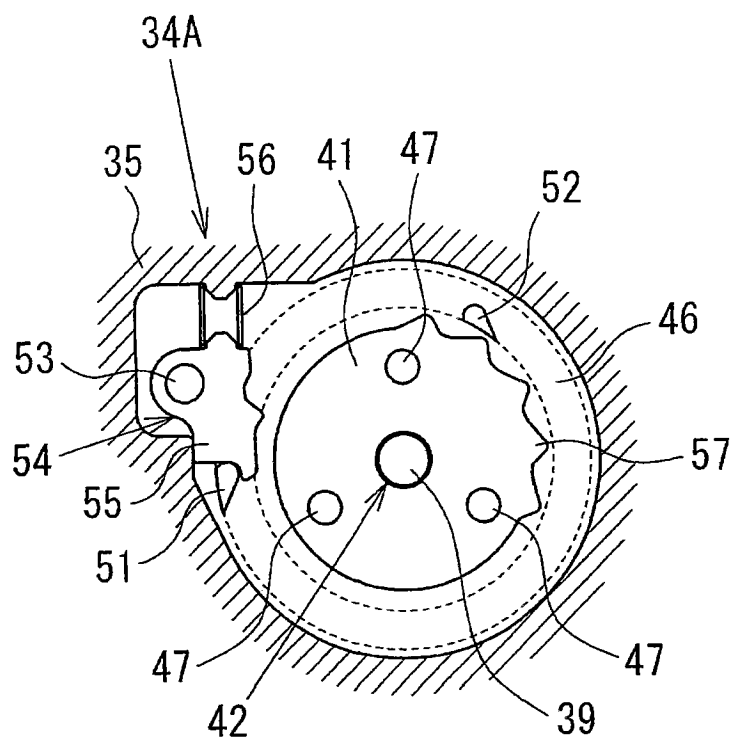


图 2A

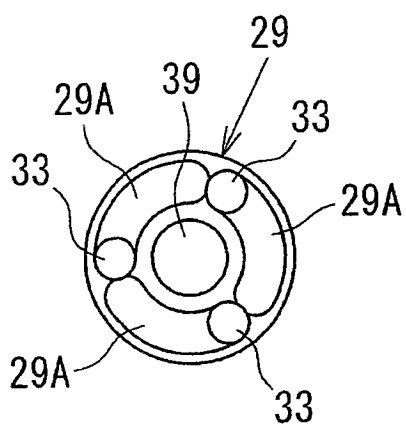


图 2B

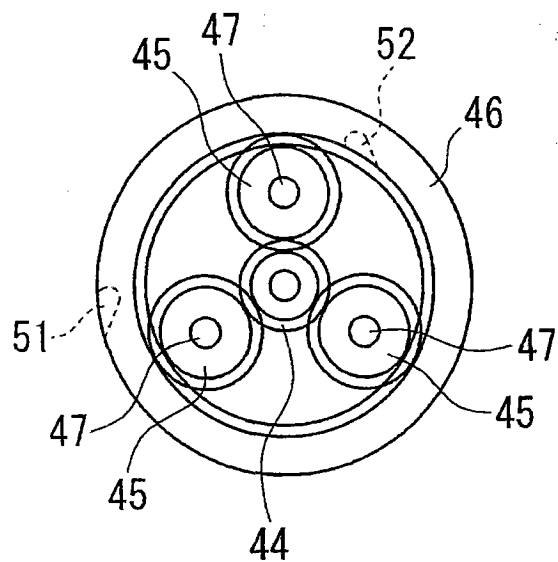
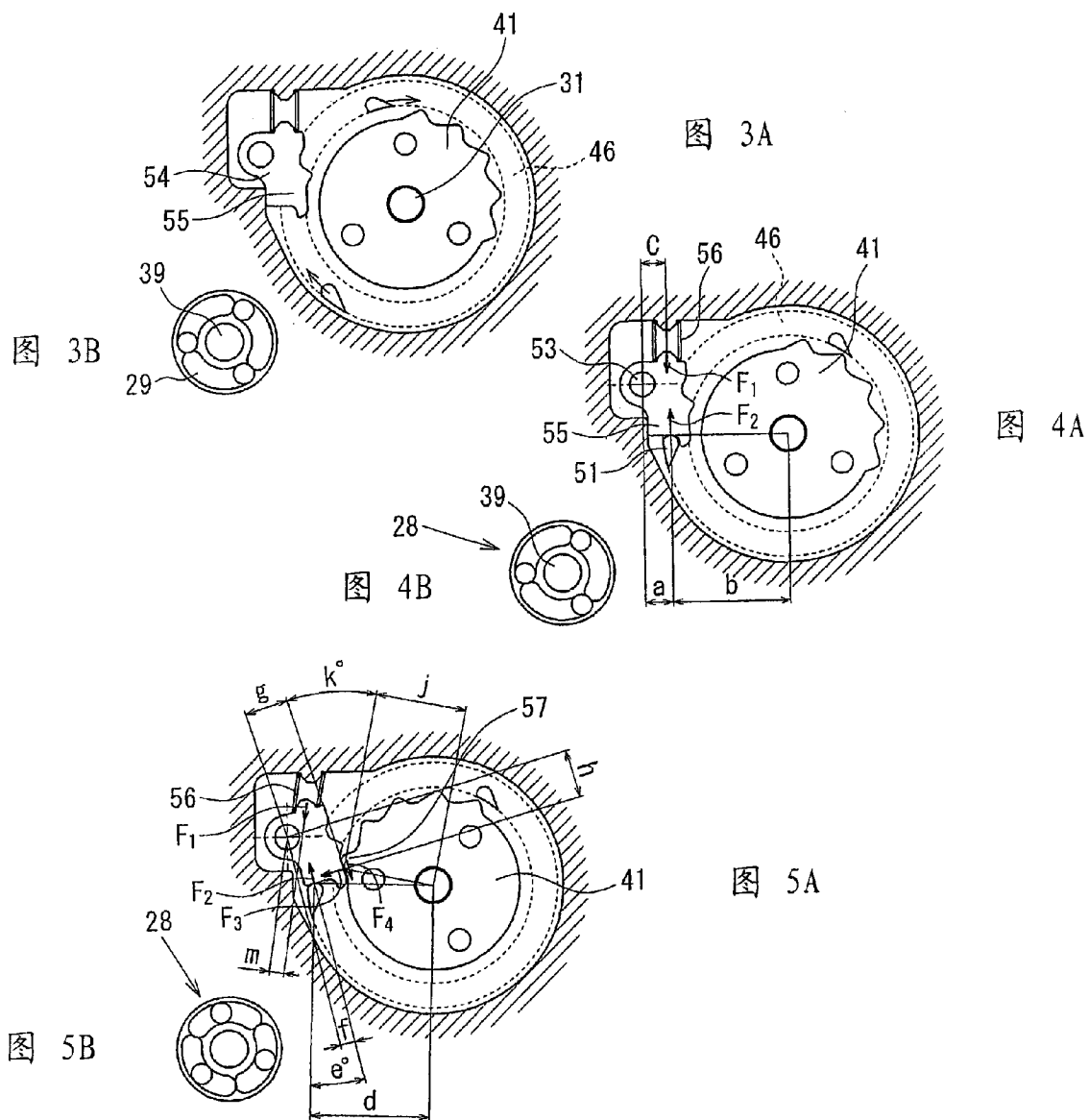
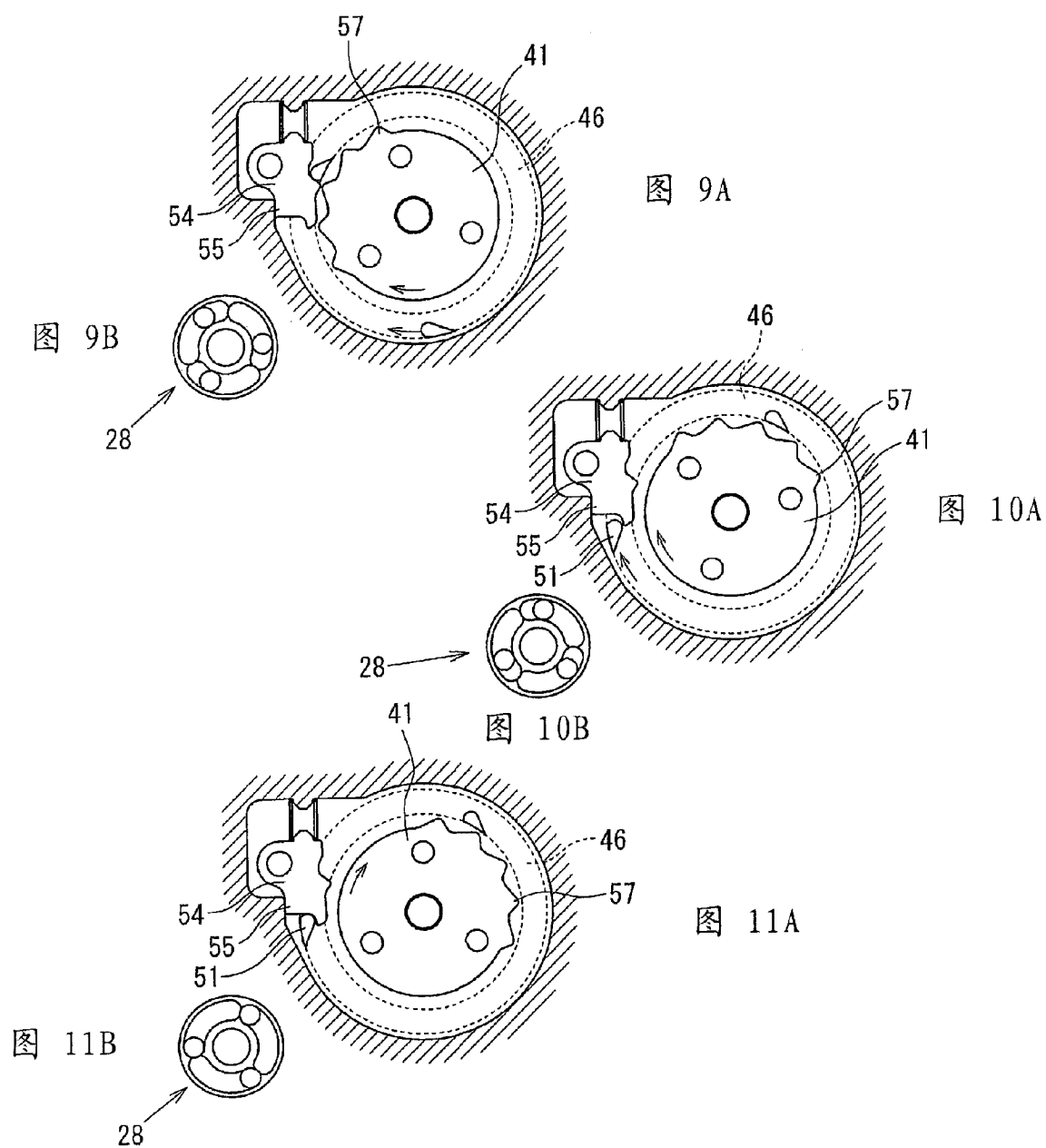


图 2C





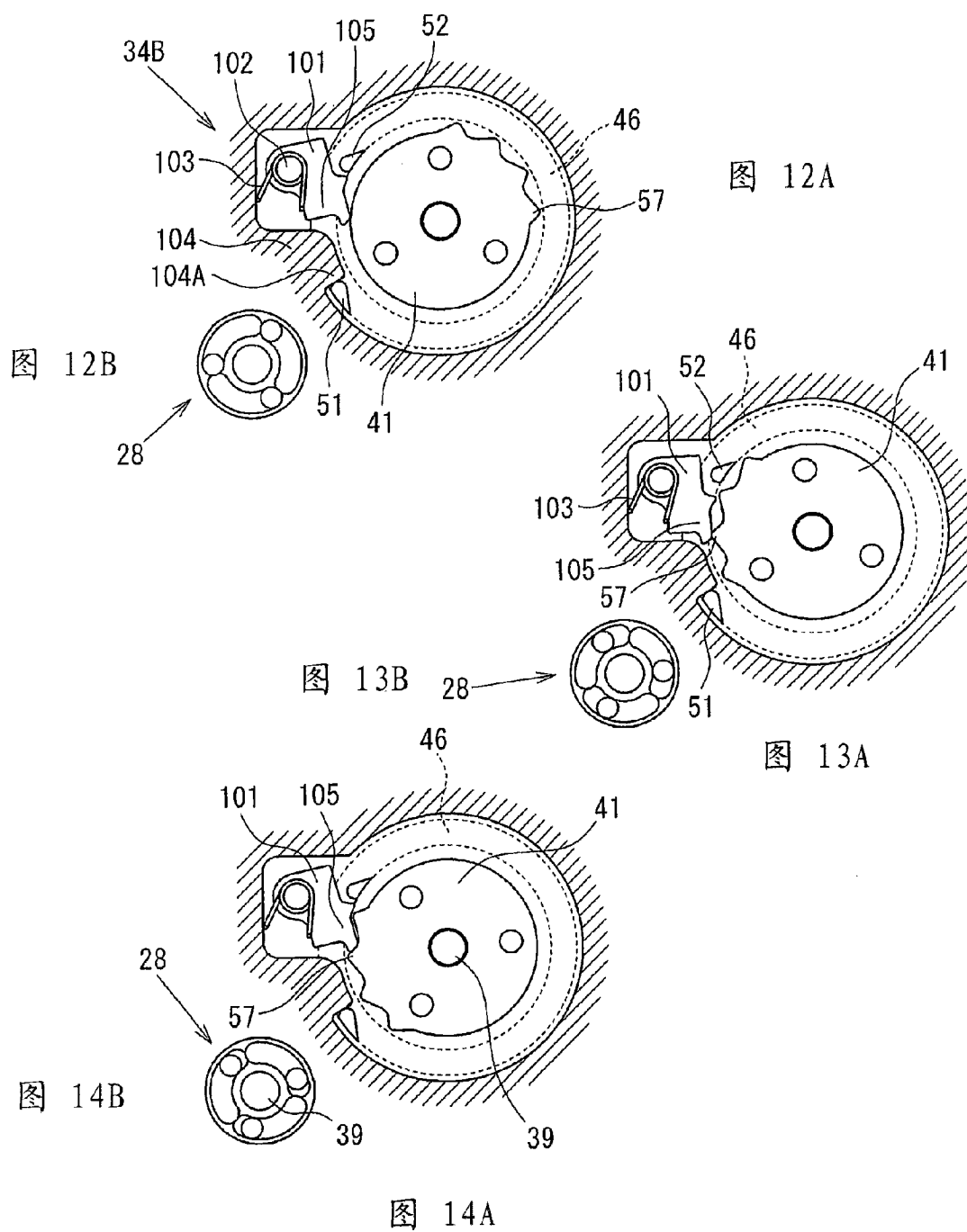


图 15A

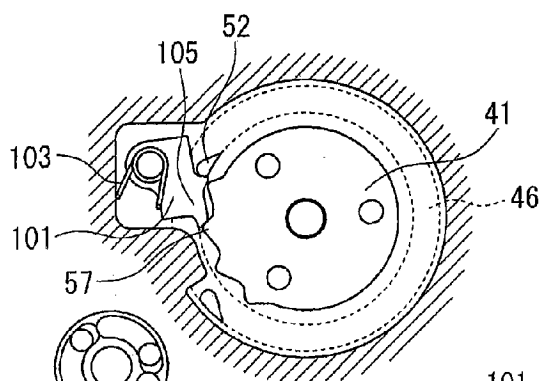


图 15B

28

图 16A

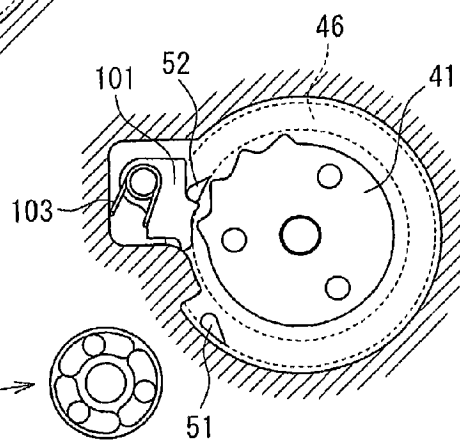


图 16B

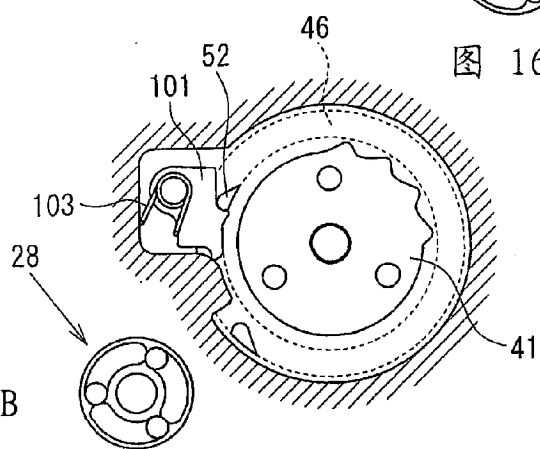


图 17B

图 17A

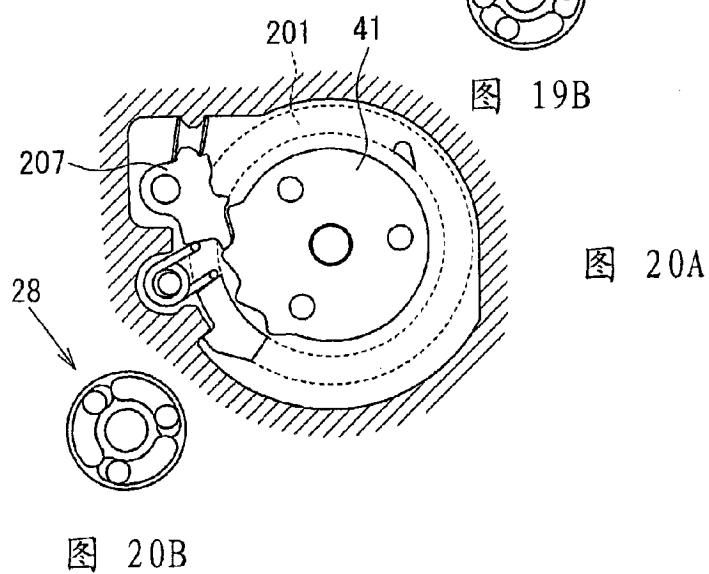
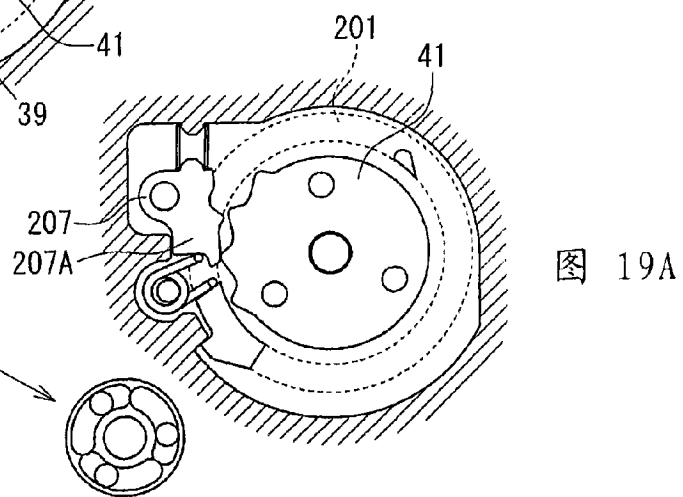
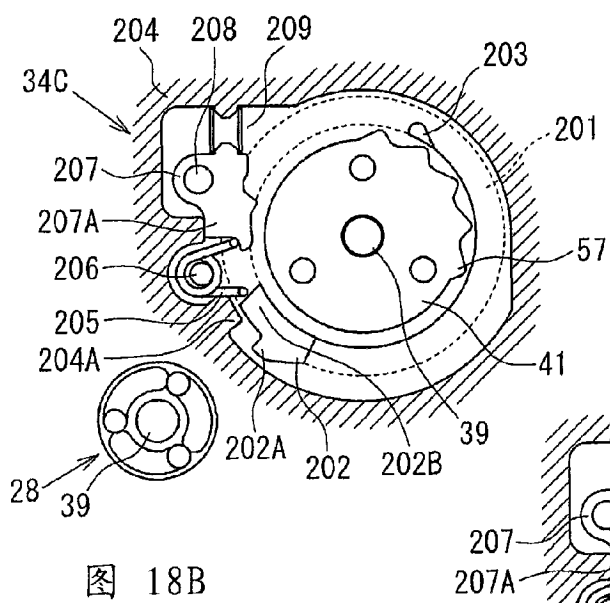


图 21A

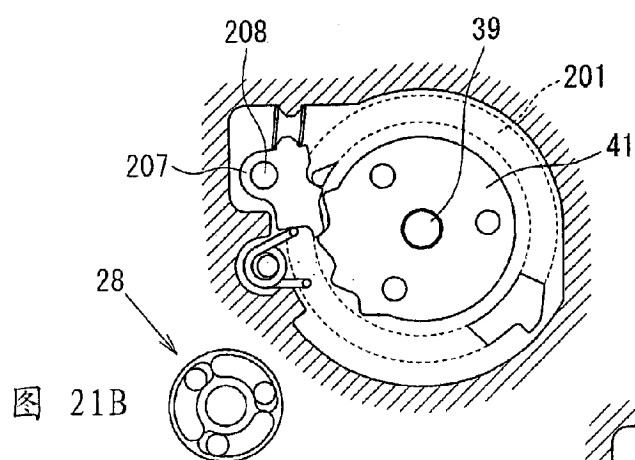


图 21B

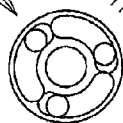


图 22A

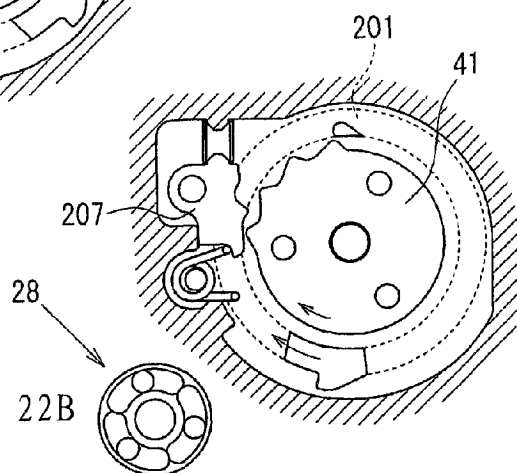


图 22B

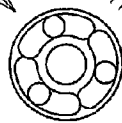


图 23A

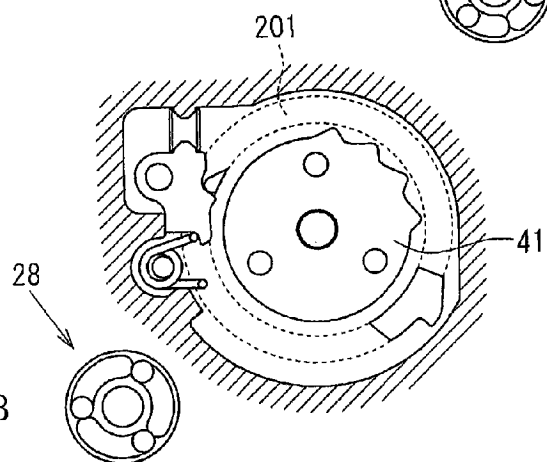
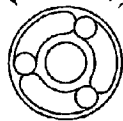


图 23B



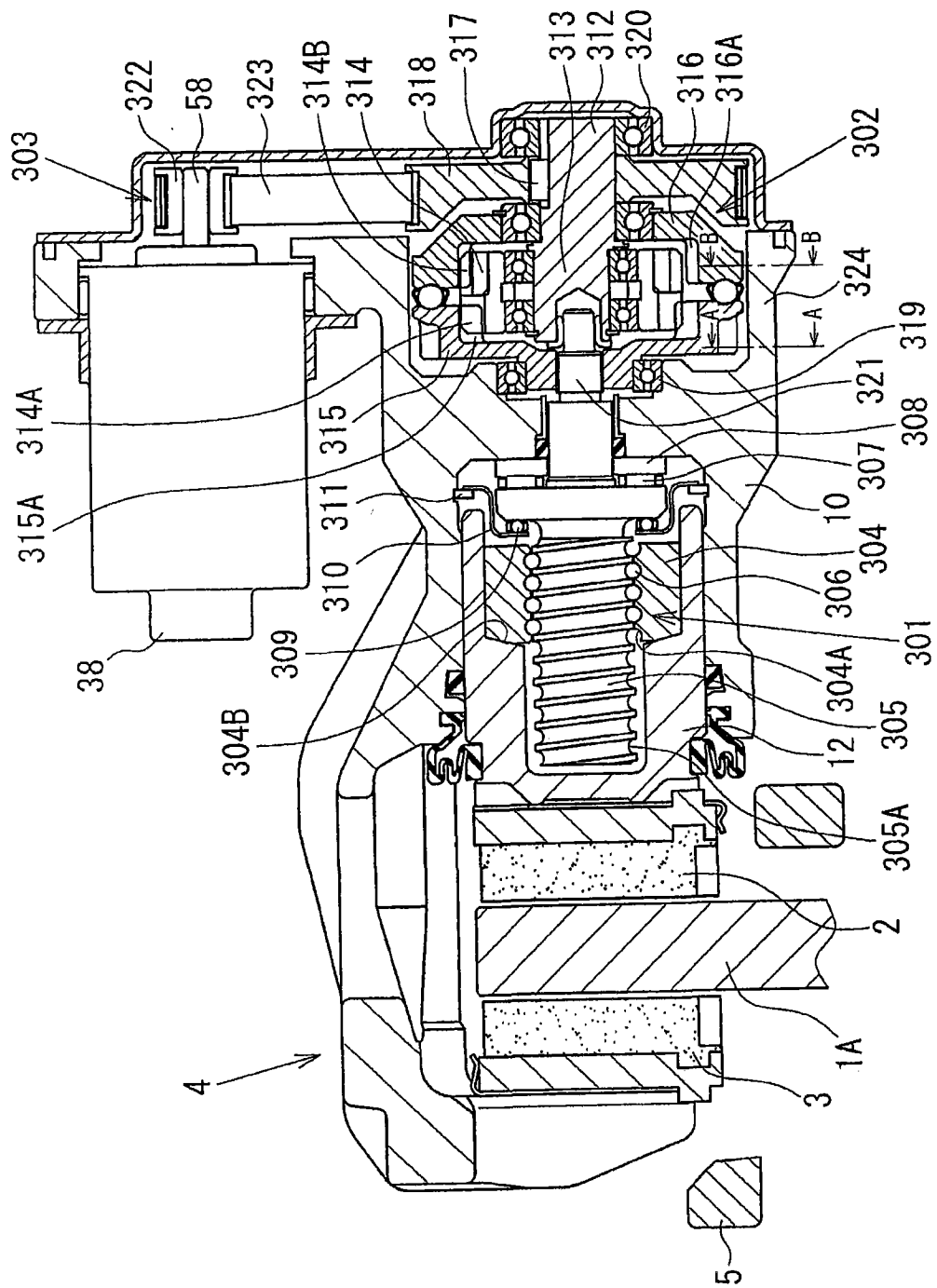


图 24

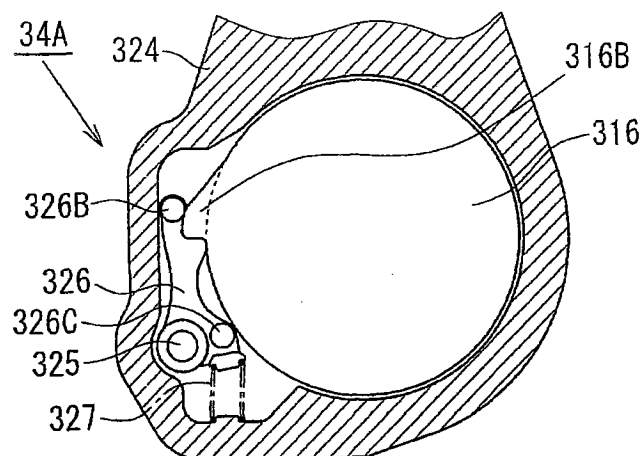


图 25A

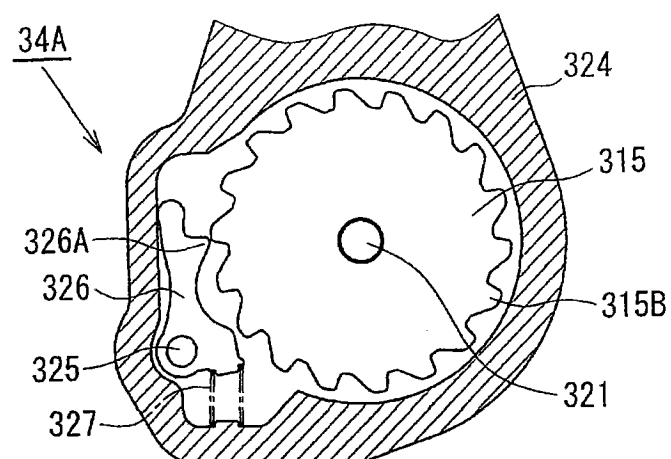


图 25B

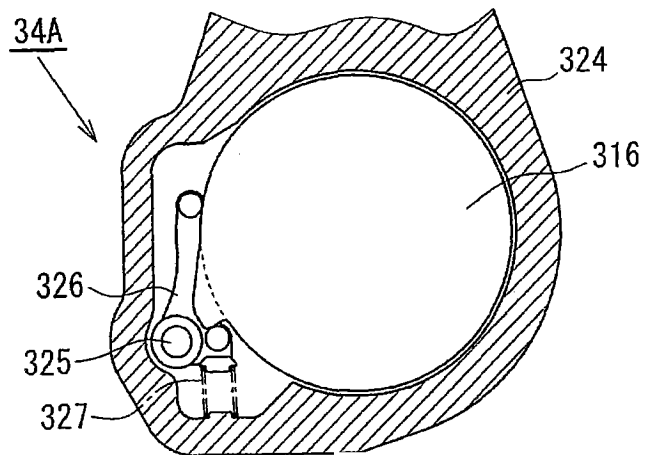


图 25C

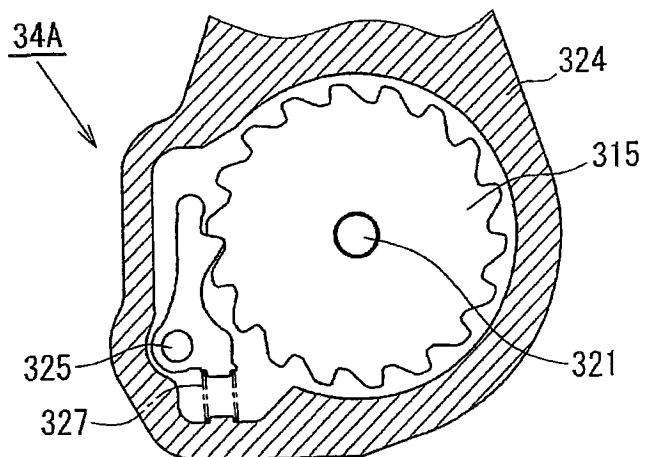


图 25D

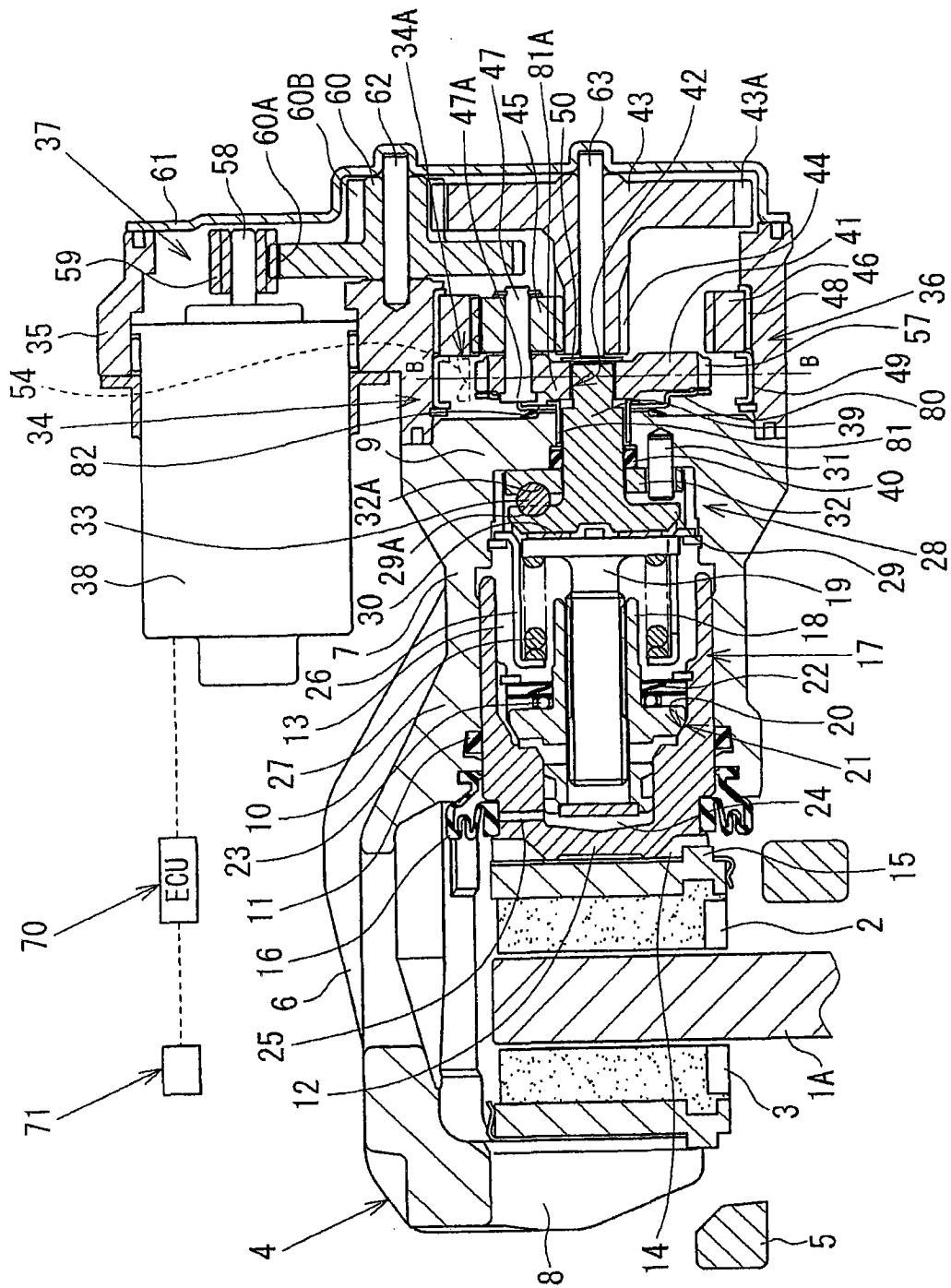


图 26

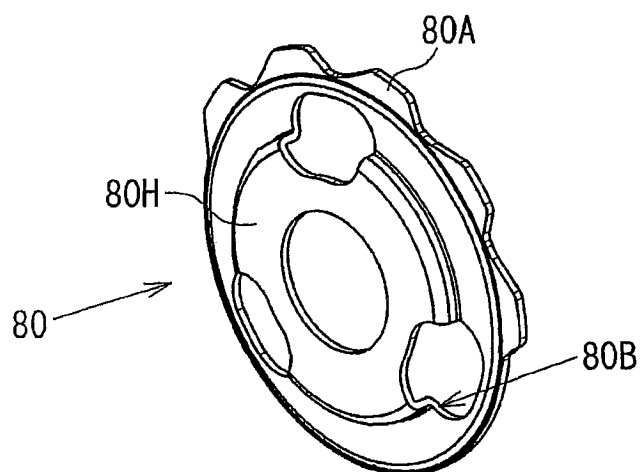


图 27

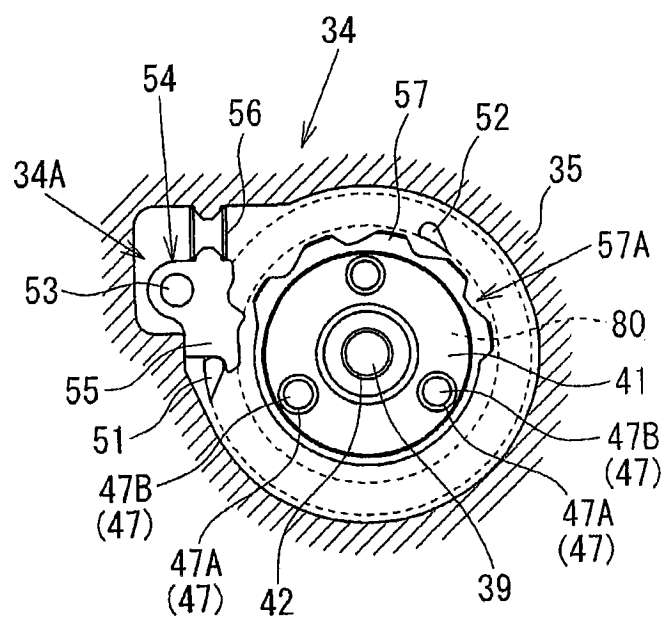


图 28A

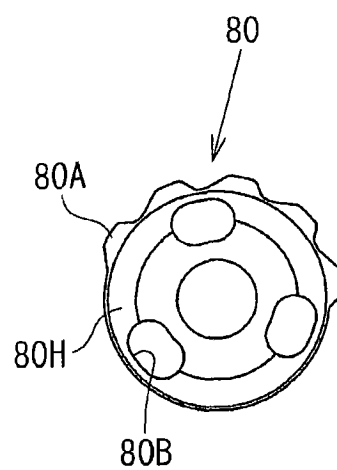
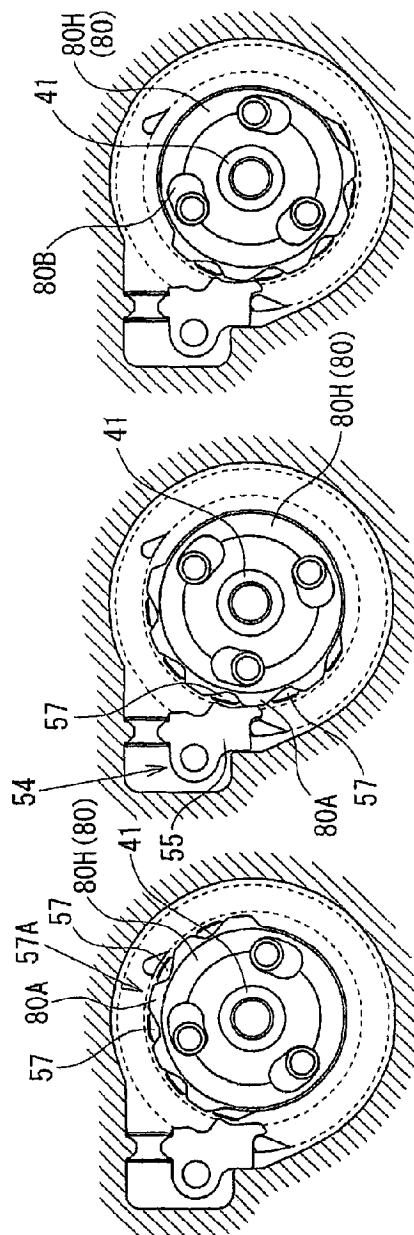
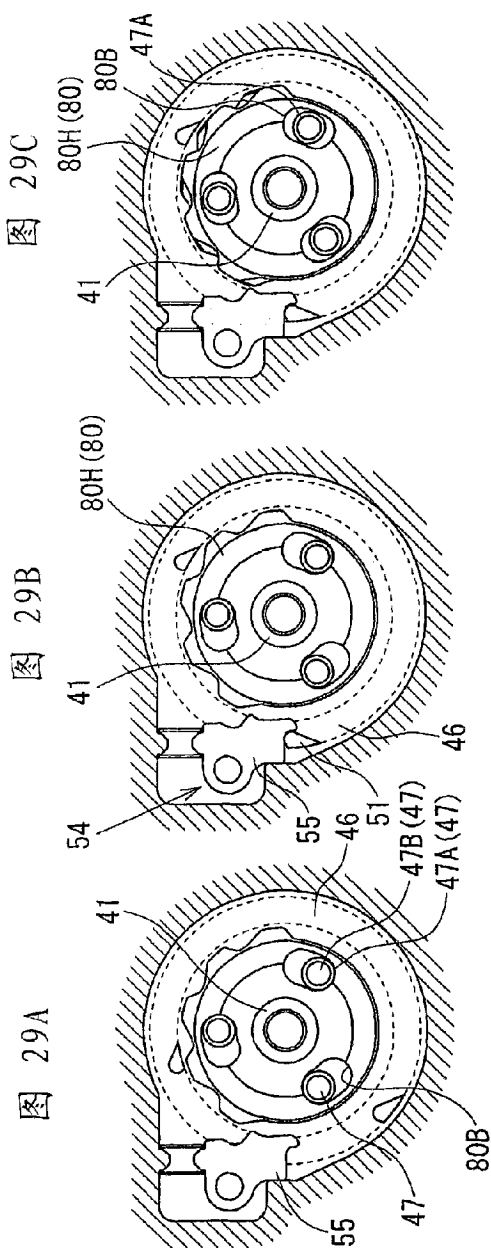
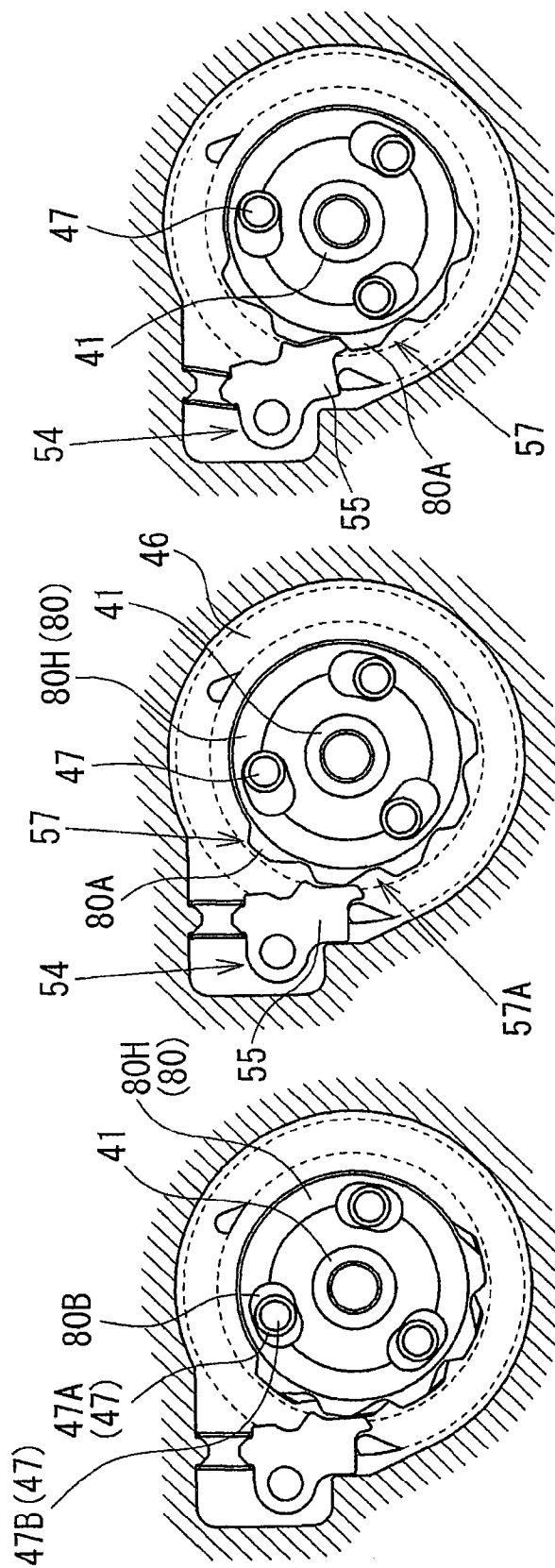


图 28B





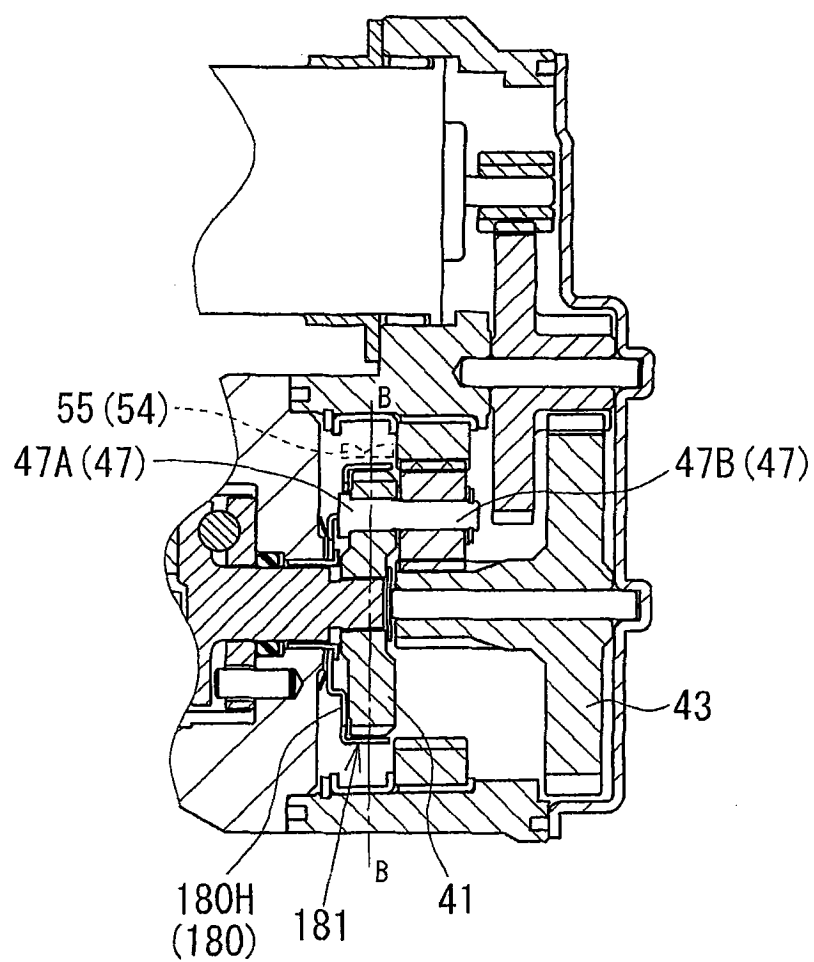


图 30

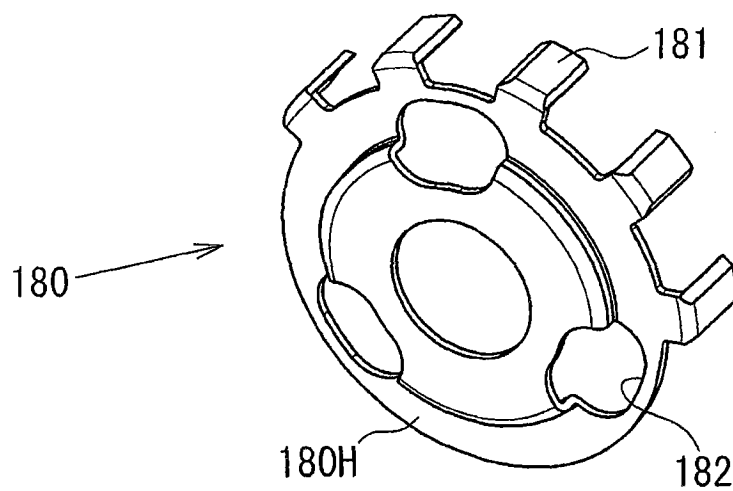


图 31

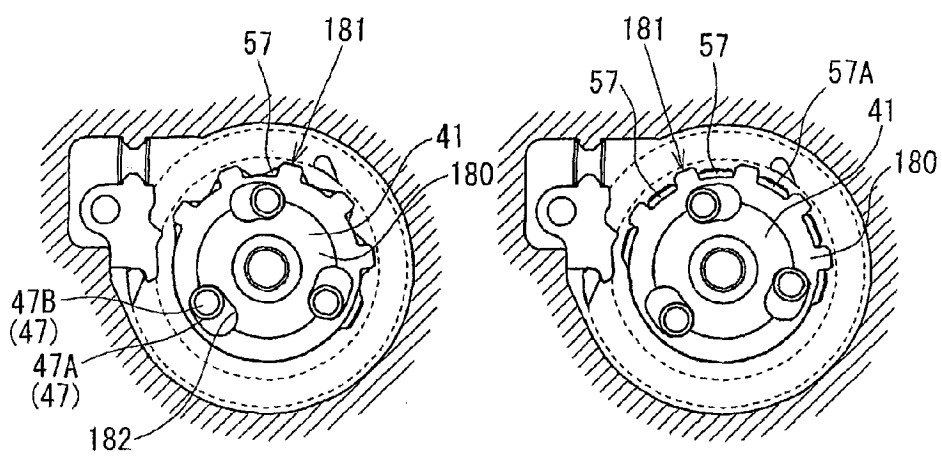


图 32A

图 32B

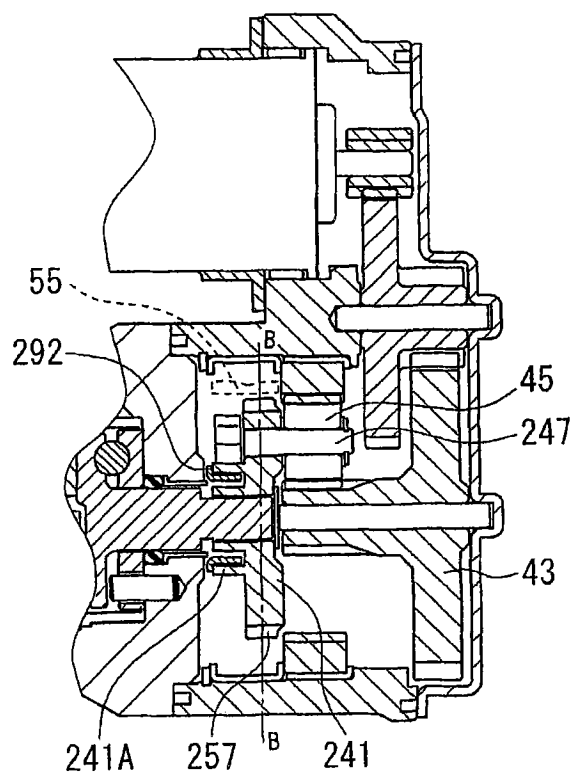


图 33

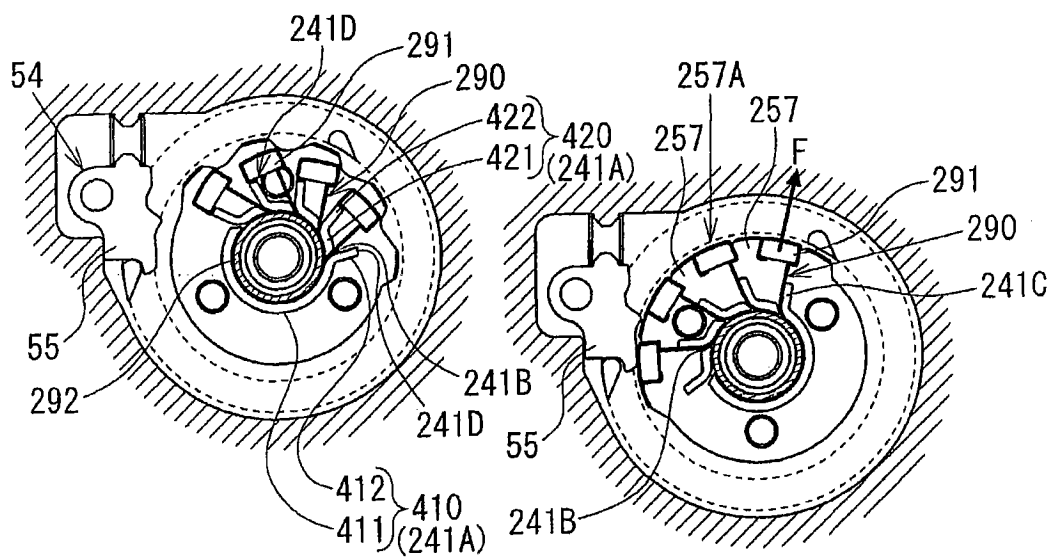


图 34A

图 34B