



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97190904.0

[45] 授权公告日 2004 年 2 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1138077C

[22] 申请日 1997.7.14 [21] 申请号 97190904.0

[30] 优先权

[32] 1996.7.16 [33] JP [31] 186261/1996

[86] 国际申请 PCT/JP97/02433 1997.7.14

[87] 国际公布 WO98/02679 英 1998.1.22

[85] 进入国家阶段日期 1998.3.16

[71] 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

[72] 发明人 小林大介

审查员 胡杰士

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商
标事务所

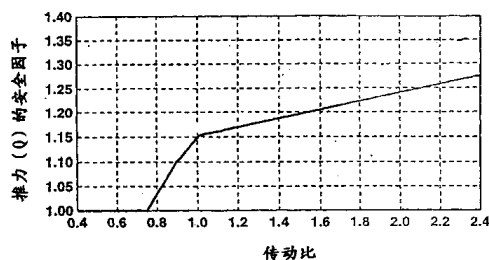
代理人 张祖昌

权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 12 页

[54] 发明名称 无级传动装置

[57] 摘要

一种汽车用的无级传动装置，包括一主动带轮，主动带轮包括沿轴向的第一和第二轮子配对部分，其间形成一轮槽。主动带轮的第一轮子配对部分可在轴向推力下沿轴向移动，从而减小轮槽宽度。有一从动带轮，包括第一和第二轮子配对部分，其间形成一轮槽。从动带轮的第一轮子配对部分可在轴向推力下沿轴向移动，从而减小轮槽宽度。一环形带在主动带轮和从动带轮上通过，传动地连接主动带轮和从动带轮。该带安装在每个带轮的轮槽中，并包括多个元件，它们沿带的周边对齐。一控制装置按照以汽车工作条件为基础的传动比来可变地控制轮槽宽度，并设定轴向推力(Q)，使得随着传动比变大时， $(Q \times r)/T$ 的值增大，其中 T 为传递的扭矩，而 r 为每个带轮上带的通过半径。



1. 一种汽车用的无级传动装置，它包括：

一个主动带轮，包括第一和第二轮子配对部分，它们之间形成一个主动轮槽，所述第一轮子配对部分根据一个轴向推力可沿轴向移动，从而减小主动轮槽的宽度；

一个从动带轮，包括沿轴向的第一和第二轮子配对部分，它们之间形成一个从动轮槽，所述第一轮子配对部分根据一个轴向推力可沿轴向移动，从而减小从动轮槽的宽度；

一个在所述主动带轮和从动带轮上布置的环形传动带，传动地连接所述主动带轮和从动带轮，所述传动带装入主动轮槽和从动轮槽，所述传动带包括多个元件，它们沿所述传动带的一个周边对齐；以及

一个控制装置，其按照根据汽车的工作条件的传动比来可变地控制每个主动轮槽和从动轮槽的宽度，并设定每个主动和从动带轮的所述轴向推力（ Q ），使得 $(Q \times r) / T$ 的值随着传动比变得更大而增大，其中 T 为传递的扭矩，而 r 为相应带轮上传动带的半径，其中，所述控制装置设定安全因子以使所述轴向推力随着传动比变得更大而增加。

2. 一种如权利要求 1 中所述的无级传动装置，其中所述控制装置按照所述传动带的滑动率来设定所述安全因子，所述滑动率是基于传动比。

3. 一种如权利要求 1 中所述的无级传动装置，其中所述传动带的元件安置成在相邻元件之间形成一个间隙。

4. 一种如权利要求 3 中所述的无级传动装置，其中所述传动带包括一个循环钢环，所述元件可以移动地支承于钢环上，沿所述传动带的周边对齐。

5. 一种如权利要求 3 中所述的无级传动装置，其中每个主动和从动带轮的第一和第二轮子配对部分分别具有第一和第二基本上截锥形的表面，这些表面同轴并互相面对，以在其间限定轮槽，其中所述传

动带的每个元件具有第一和第二斜面，分别设置在所述元件的沿轴向的对置两端，每个斜面相对于一个与每个主动和从动带轮轴垂直的平面倾斜，该第一和第二斜面可滑动地接触所述主动和从动带轮的第一和第二基本上截锥形的表面。

6. 一种如权利要求1中所述的无级传动装置，其中每个主动和从动带轮的所述轴向推力是由待加在所述主动和从动带轮的相应第一轮子配对部分上的液压产生。

无级传动装置

技术领域

本发明涉及这样一种类型的无级传动装置的改进，其中一条传动带在主动带轮和从动带轮上通过，以完成从主动带轮到从动带轮的动力传动，更具体地涉及阻止传动带相对于带轮滑动的改进。

背景技术

其中有一条传动带在主动带轮和从动带轮上通过的那种类型的无级传动装置已经有人提出并付诸实用。传动带包括一个通过多个循环钢片层叠而成的循环（环形）钢带或圆筒形环。多个钢元件支承在环上，其支承方式是沿环的周边对齐，以使相邻的元件可以互相接触。每个带轮包括可以沿轴向移动的和固定的轮子配对部分，它们同轴和互相面对，在其间形成一个轮槽。可以沿轴向移动的轮子配对部分可以在一个受控的液压的轴向推力下沿轴向移动，从而改变轮槽的宽度。由于钢带的初始间隙和延伸，在传动带的相邻元件之间形成一个间隙。该间隙使带相对于带滑动。这样一种滑动是显著的，特别在低的档位（大的传动比）之下，并达到百分之几至百分之几十。传动带的这种滑动在变化的传动比之下不可能抑制，即使一个预定的轴向推力加在可动的轮子配对部分上而将传动带在压力下安置在带轮的可动的和固定的轮子配对部分之间。结果，这种类型的无级传动装置的使用寿命和动力传动效率都会降低。

发明内容

本发明的一个目的是提供一种改进的无级传动装置，该装置可以克服在类似于本发明装置的那种类型的常规无级传动装置中遇到的缺点。

本发明的另一目的是提供一种改进的无级传动装置，其中一个传动带在主动带轮和从动带轮上通过，该传动装置可以有效地防止传动装置的使用寿命和动力传动效率的降低。

本发明的又一目的是提供一种改进的无级传动装置，其中一个传动

带在主动带轮和从动带轮上通过，该传动装置可以有效而可靠地使传动带不会相对于带轮滑动，而不管传动比如何变化。

本发明的一种无级传动装置用于汽车，如图 14 中所示，它包括一个主动带轮 16，主动带轮包括沿轴向的第一和第二轮子配对部分（半轮），它们之间形成一个轮槽。主动带轮的第一轮子配对部分可以在一个轴向推力下沿轴向移动，从而减小轮槽的宽度。有一个从动带轮 26，包括第一和第二轮子配对部分，它们之间形成一个轮槽。从动带轮的第一轮子配对部分可以在一个轴向推力下沿轴向移动，从而减小轮槽的宽度。一个环形传动带 5 在主动带轮和从动带轮上通过，传动地连接主动带轮和从动带轮。传动带安装在每个带轮的轮槽中。传动带包括多个元件，它们沿带的周边对齐。有一个控制装置，做成按照以汽车的工作条件为基础的传动比在变速控制装置 101 的作用下来可变地控制轮槽的宽度，并设定轴向推力（ Q ），使得在推力产生装置 100 的作用下随着传动比变得更大（档位变得更低）时，一个 $(Q \times r) / T$ 的值增大，其中 T 为传动扭矩，而 r 为每个带轮上传动带的通过半径。

按照本发明，由于 $(Q \times r) / T$ 的值被设定为随着传动比变得更大（档位变得更低）时增大，在主动带轮和从动带轮上通过的传动带即使在相当低的档位（大的传动比）之下也可以有效地防止相对于带轮滑动，从而保证无级传动装置的高的使用寿命和高的动力传动效率。

附图说明

图 1 是本发明的一种无级传动装置的实施例的示意图；

图 2 是表示由图 1 的传动装置的 CVT 控制装置完成的控制的一个例子的流程图；

图 3 是表示图 1 的传动装置的传动比与主动带轮和从动带轮所需推力的安全因子之间关系的图形；

图 4 是表示与图 1 的传动装置和普通无级传动装置有关的传动比和推力之间关系的图形；

图 5 是在相当低的档位（大的传动比）下普通无级传动装置的主要部分的示意侧视图，该主要部分对图 1 的传动装置也是共同的；

图 6 是表示图 5 普通无级传动装置的一个主动带轮的沿轴向可动的

和固定的配对部分的示意截面图，图 6 的结构对图 1 的传动装置也是共同的；

图 7 是表示与图 5 的普通无级传动装置有关的考虑到推力安全因子的带轮的传动比和推力之间关系的图形；

图 8 是图 5 的普通无级传动装置的传动带的示意侧视图，该传动带对图 1 的传动装置也是共同的；

图 9 是图 5 中传动带的示意截面图，该传动带对图 1 的传动装置也是共同的；

图 10 是图 8 的传动带的局部侧视图，该传动带对图 1 的传动装置也是共同的；

图 11 是表示图 5 的普通无级传动装置中处于低的档位(大的传动比)范围内的角比率 θ/α_1 和滑动率之间关系的图形；

图 12 是类似于图 5 的示意侧视图，但表示在相当高的档位(小的传动比)下图 5 的普通无级传动装置的主要部分，该主要部分对图 1 的传动装置也是共同的；

图 13 是类似于图 11 的图形，但表示图 5 的普通无级传动装置中处于高档(小的 传动比)范围内的角比率 θ/α_1 和滑动率之间的关系；以及

图 14 是表示本发明基本构思的示意图。

具体实施方式

为了便于理解本发明，需要简明地参考图 5 和 6 中描述的普通的无级传动装置 (CVT)。这样一种无级传动装置公开在例如日本专利公开 No.63-42147 中。参照图 5 和 6，图示的无级传动装置包括一个输入动力的主动带轮 16 和一个输出动力的从动带轮 26。一个循环的或环线形状的传动带 5 在主动带轮 16 和从动带轮 26 上通过。主动带轮 16 包括一个可沿轴向移动的轮子配对部分 (半轮) 18 和一个沿轴向固定的轮子配对部分 22，它们可以围绕轴 A 转动。可以移动的和静止的轮子配对部分 18、22 分别形成基本上截锥形的内表面 (无标号)，它们互相面对而在其间形成一个轮槽 G。如图 6 中所示，轮槽 G 的截面基本上为 V 形。从动带轮 26 的配置类似于主动带轮 16，也包括一个可沿轴向移动的轮子

配对部分和一个沿轴向固定的轮子配对部分。

主动带轮 16 这样受到控制,使得轮子配对部分 18、22 之间的轴向距离按照沿轴向施加在可移动的轮子配对部分 18 上的液压而连续变化,因而使轮槽 G 的宽度(轴向尺寸)连续变化。这使传动装置的传动比或速度比连续变化。可以理解,施加在主动带轮的轮子配对部分 18 上的液压与同时施加在从动带轮 26 的轮子配对部分 18 上的液压是不同的。图 5 表示在相当低的档位(大的传动比)下传动带 5 的通过状态。

此处,传递的额定扭矩取决于传动带 5 和带轮之间产生的摩擦,因此通过下述方程(1)给出传递的额定扭矩 T:

$$T = 2 \times Q \times \mu \times r \div \cos\alpha \quad \text{方程(1)}$$

式中 T 为传递的额定扭矩; Q 是加在带轮的可动轮子配对部分 18 上的推力(见图 6); μ 是传动带 5 和带轮之间的摩擦系数; r 是传动带 5 的通过半径(传动带 5 通过带轮的半径)(见图 6); 而 α 是带轮的每个轮子配对部分的截锥形表面相对于一个与轴线 A 垂直的平面的倾斜角(见图 6)。通过半径 r 是带轮的轴线 A 和传动带 5 的每个元件 8 的锥形表面起始点 8c(见图 9)的径向高度之间的距离。

因此,传递额定扭矩 T 而不引起传动带 5 滑动的所需最小推力 Q 由下述方程(2)决定:

$$Q = T \times \cos\alpha \div (2 \times \mu \times r) \quad \text{方程(2)}$$

如果可移动的轮子配对部分 18 在这种所需最小的用于被传递的扭矩 T 推力 Q 下始终被推,其中扭矩 T 将传动带 5 安置在面对的轮子配对部分 18、22 之间,那么传动带 5 可以避免产生滑动,由此保持传动的良好持续性和传动效率。在大多数上述类型的普通无级传动中,最小所需推力 Q 是按照方程(2)对应于传动比和传递的额定扭矩 T 来计算的。该推力 Q 乘以预定的安全因子(0.2 至 0.3),获得一个推力 Q,在此推力下,可以移动的带轮 18 被推向固定的带轮 22。

考虑安全因子而决定的推力 Q 由下述方程(3)给出:

$$Q = T \times \cos\alpha \div (2 \times \mu \times r) \times Sf \quad \text{方程(3)}$$

式中 Sf 是安全因子(= 约 1.2 至约 1.3 的一个恒定值)。

因此,带轮的推力 Q 被设定为随传动比的增大而增大,如图 7

中所示。

参照图 6，可以理解，传动比或传动的速度比是这样一个值 [从动带轮 26 上传动带 5 的通过半径 (对应于 r) / 主动带轮 16 上传动带 5 的通过半径 r]。因此，传动比等于这样一个值主动带轮 16 的转动速度 (对应于图 1 中的 N_{in}) 除以从动带轮 26 的转动速度 (对应于图 1 中的 N_{out})。

此处，在主动带轮 16 和从动带轮 26 上通过的传动带 5 是一种例如在日本专利临时公开 No.55-100443 中公开的传动带，详细示于图 8 和 10 中。传动带 5 包括一个通过层压多个循环钢片而形成的循环的 (环形的) 钢带或圆筒形环 9。多个钢元件 8 支承在环 9 上，它们沿环 9 的周边对齐，使得相邻的钢元件可以互相接触。

如图 9 中所示，每个元件 8 有两个倾斜的端面 8a、8a，它们分别形成于元件 8 的相对于带轮的沿轴向对置的两端处，其中沿径向对置的端面 8d、8d 彼此平行并沿带轮的轴向延伸。倾斜表面 8a、8a 与带轮的轮子配对部分的截锥形内表面可以滑动地接触。每个倾斜表面 8a 相对于一个与带轮的轴线 A 垂直的平面倾斜。每个元件 8 还形成一个倾斜的或锥形的表面 8b，后者与沿轴向对置的两端 8d、8d 平行地延伸并从倾斜表面 8a 延伸到另一倾斜表面 8a，从而使每个元件的厚度沿带轮的径向向内方向减小。因此，元件 8 可以相对于邻接的元件 8 倾斜。该锥形表面 8b 从倾斜端面 8a 处的锥形表面开始点 8c 竖直地延伸到图 9 中的竖直 (底部) 端面 8d。锥形表面开始点 8c 与切口 8e 的径向内表面相距一预定距离，该切口从与径向对置的端部 8d、8d 平行的对置端面 8c、8c 之一延伸。环 9 的径向内表面与切口 8e 的径向内表面接触。预定距离例如约 1mm 或诸如此类。

如图 9 和 10 中所示，每个元件 8 形成一个凸出部 10 和一个孔 11，它们沿传动带 5 的圆周方向分别安置在对置表面上 (无标号)。可以理解，相邻的各元件 8、8 的凸出部 10 和孔 11 互相啮合，因此每个元件 8 可以保持在沿带轮的轴向的预定位置处。

下面讨论这样一种传动带 5 的一个具体例子。假定环 9 的内圆

周表面 9a 的周边长度为 700mm；元件 8 的厚度 t 为 1.8mm；而槽 8e 的径向内表面（二环 9 的内圆周表面 9a）和锥形表面开始点 8c 之间的预定距离为 1mm。在这种情况下，可以在传动带 5 中装配的元件 8 的总数目为 $\{700 - 2 \times 1 \times \pi$ （一个圆的周长与其直径之比） $\} \div 1.8 = 385.398$ ，其中元件 8 的数目必须是整数，因此总数为 385。

当上述总数的元件 8 与环 9 装配而制成传动带 5 时，形成 $[(700 - 2 \times 1 \times \pi) - 385 \times 1.8 = 0.72(\text{mm})]$ 的初始间隙 C_s ，如图 8 中所示。

可以注意到，使用这样一种包括环 9 和多个元件 8 的传动带 5 的传动装置的动力传动是在施加到每个元件 8 的压缩（压缩力）下完成的，而使用橡胶带或链的相似传动装置的动力传动是在橡胶带或链的拉伸（拉伸力）下完成的。因此，如果传动带 5 具有初始间隙 C_s ，就有一个对元件 8 施加压缩的时间和另一个对元件 8 不施加压缩的时间，其中每个元件 8 必须进入一个过渡时间（在传动带的一个转动一圈期间），在该时间中第一状态转变为第二状态。在第一状态，在元件 8 和相邻的元件 8 之间形成间隙，因此对元件 8 不施加压缩；在第二状态，在元件 8 和相邻元件 8 之间不形成间隙。因此对元件 8 施加压缩。

图 5 示出在较低的档位（大的传动比）时元件 8 之间间隙的分布状态和压缩的分布状态的一个例子，其中传动带 5 在主动带轮 16 和从动带轮 26 上通过，使得从主动带轮 16 到从动带轮 26 传递一定的扭矩。在图 5 中，阴影部分指示施加压缩的范围，使得该阴影部分的面积代表压缩的大小。

此处，元件 8 之间存在的间隙在一个对元件 8 不施加压缩的范围内基本上均匀地分布在主动带轮 16 上，其中在相邻元件之间具有间隙的元件 8 作为单一部件随主动带轮 16 而转动。

现在，假定每个元件 8 的厚度为 t ，而相邻元件 8、8 之间的平均间隙为 C_m ；主动带轮 16 从图 5 的状态转动一个 $t + C_m$ 的圆周距离（在开始点 8c 的径向高度处），阴影部分处和压缩施加范

国内的元件 8 转动一个每个元件 8 的厚度 t 的圆周距离。因此，阴影部分处的元件 8 将相对于主动带轮 16 滑动一个相对于上述径向高度处主动带轮转动的圆周距离的 $[C_m \div (t+C_m) \times 100(\%)]$ 的圆周距离。

可以注意到，这是一个在上述类型的无级传动装置中产生传动带 5 的滑动的基本机理。

图 12 示出在较高的档位(小的传动比)时元件 8 之间间隙的分布和压缩的分布的一个例子，其中传动带 5 在主动带轮 16 和从动带轮 26 上通过，从而从主动带轮 16 到从动带轮 26 传递一定的扭矩。在图 12 中，阴影部分指示施加压缩的范围，使得该阴影部分的面积代表压缩的大小，像图 5 中一样。

同样在该较高的档位(小的传动比)之下，元件 8 相对于主动带轮 16 滑动 $[C_m \div (t+C_m) \times 100(\%)]$ 的距离。元件 8 在较高的档位(小的传动比)下的滑动与在较低的档位(大的传动比)下相比是小的，因为主动带轮 16 上传动带 5 的通过角 α_1 大于图 5 中较低的档位(大的传动比)下的通过角，而传动带 5 的通过半径 r 大于图 5 中较低的档位(大的传动比)下的通过半径。通过角 α_1 是传动带 5 通过的或与主动带轮 16 接触的扇形范围的角(图 5 和 12 中)。图 5 和 12 中主动带轮侧上的角 θ 代表一个扇形范围的包绕角(图 5 和 12 中)，传动带 5 在该角的扇形范围内包绕在主动带轮上，使得元件 8 的压缩(扭矩传递所需的)增大或减小。在图 5 和 12 中的主动带轮侧上，元件 8 的压缩简单增加。在图 5 和 12 中，角 α_2 代表传动带 5 在从动带轮 26 中的通过角，而图 5 中从动带轮侧上的角 θ 代表传动带 5 缠绕在从动带轮上的包绕角，使得元件 8 的压缩(扭矩传递所需的)增大或减小。在图 5 和 12 中的从动带轮侧上，元件 8 的压缩简单地减小。

但是，在上述普通的无级传动装置时，在图 5 所示的较低的档位(大的传动比)之下，当扭矩增大时，扭矩传递所需的包绕角 θ 也增大，使元件 8 之间的平均间隙 C_m 随传动扭矩的增大而增大。结果，由于元件 8、8 之间的间隙而产生的元件 8 的滑动随传动扭矩的增大

而增大。换句话说，在传动带 5 在方程 (2) 和方程 (3) 确定的推力 Q 下被安置在主动带轮的轮子配对部分之间的条件下，当扭矩传动所需的包绕角 θ 增大时，在传动带 5 的包绕角 θ 到达主动带轮 16 上传动带 5 的通过角 α_1 之前，传动带 5 的元件 8 使其滑动率为百分之几至百分之几十。滑动率指带轮上传动带 5 的滑动距离相对于在传动带在带轮上通过的（倾斜表面开始点 8c 的）径向高度处的带轮的周边位移距离的百分率（%）。

现在，假定传动带 5 的相邻元件 8 之间不存在间隙，主动带轮 16 上传动带 5 的包绕角 θ 和主动带轮 16 上传动带 5 的通过角 α_1 之间的关系由下述方程式给出：

$$\theta / \alpha_1 = 100(\%)$$

因此扭矩传动在理论上为 100% 是可能的。但是，假定传动带 5 的相邻元件之间的总间隙和环 9 的延伸都是 1mm，滑动率（%）如图 11 中所示，在 $\theta/\alpha_1=85$ （%）时滑动率约为 6%。随着传动比更大（档位变得更低），产生该滑动的程度增大。图 11 的数据假定主动带轮 16 和从动带轮 26 的轴之间的距离为 160mm。

在图 12 中所示的较高档（小的 传动比）之下，假定传动带 5 的相邻元件 8 之间的总间隙和环 9 的延伸都是如图 5 和 11 情况下的 1mm，那么传动带 5 的滑动率（%）变成如图 13 中所示的。在此情况下，虽然传动带 5 由于元件 8 之间的间隙而产生的滑动与较低的档位（大的传动比）之下的滑动相似，但滑动率（%）与较低的档位（大的传动比）之下的滑动率相比是低的，因为传动带 5 在主动带轮 16 上的通过半径 r 和通过角 α_1 与较低的档位（大的传动比）之下的通过半径和通过角相比是大的。因此，在传动比为 0.4 或 0.7 之下，即使在由方程 (2) 和方程 (3) 获得的推力 Q （对于主动带轮 16）下，传动带 5 的滑动率可以降低到约 1 至 2%。

如上所述，在较低档（大的 传动比）之下，传动带 5 的滑动率为百分之几至百分之几十，因此即使传动带 5 在预定推力 Q 下安置在主动带轮的轮子配对部分之间，传动带 5 的滑动也不可能由于变化的传动比而降低。传动带 5 的此种滑动将降低无级传动装置的寿

命和动力传动效率。

鉴于普通无级传动装置的上述说明，现在参照图 1，其中用标号 17 例示本发明的无级传动装置（CVT）。可以注意到，该实施例的传动装置 17 的机械结构类似于普通传动装置，因此具有图 5、6、8、9、10 或 12 中所示的结构。换句话说，图 5、6、8、9、10 和 12 中所述的结构对于上述普通无级传动装置和该实施例的传动装置 17 都是共同的。因此，该实施例的传动装置 17 的说明将利用图 5、6、8、9、10、和 12 来进行，为了例示简单起见，该实施例的传动装置 17 中与普通无级传动装置中相同的部分和元件采用相同的标号。该实施例的无级传动装置 17 用于汽车并包括可以传动地连接到发动机上的主动带轮 16。从动带轮 26 利用在主动带轮 16 和从动带轮 26 上通过的传动带 5 可以传动地连接到主动带轮 16 上。从动带轮 26 可以传动地连接在一个轮轴或动力输出轴上。主动带轮 16、从动带轮 26 和传动带 5 与图 5、6 和 8 至 11 中所示的普通无级传动装置中的相同。因此，传动带 5 包括用多个循环钢片层压形成的循环（环形的）钢带或圆筒形环 9。多个钢元件 8 支承在环 9 上，其方式是沿环 9 的周边对齐，使得相邻的钢元件可以互相接触。

如图 1 中所示，主动带轮 16 包括一个沿轴向固定的轮子配对部分 22，后者可以与连接在发动机上的动力输入轴（无标号）一起作为一个单一部件转动。可以沿轴向移动的轮子配对部分 22 安置成面对固定的轮子配对部分 22，其由此在其间形成 V 形（截面）轮槽 G。可动的轮子配对部分 22 可以随液压而沿轴向可移动，该液压通过变速控制阀 2 施加在主动带轮活塞室 20 中。从动带轮 26 包括一个沿轴向固定的轮子配对部分 30，后者可以与连接在轮轴上的输出轴（无标号）一起作为一个单一部件转动。一个可以沿轴向移动的轮子配对部分 34 安置成面对固定的轮子配对部分 22，由此在其间形成 V 形（截面）轮槽 G。可动的轮子配对部分 34 可以随管线（液压）压力而沿轴向可移动，该压力从液压控制装置 3 施加在从动带轮活塞室 32 中。

轮槽 G 的宽度 (或主动带轮 16 的轮子配对部分 18、22 之间的距离) 通过变速控制阀 2 而变化, 该阀控制向主动带轮活塞室 20 提供的液压油的压力, 从而实现传动装置 17 中的变速控制。更具体地说, 形成液压控制装置 3 的一部分的螺线管 4 在 CVT 控制装置 1 来的指令下得到控制。这样受控的螺线管 4 可以控制地驱动变速控制阀 2。变速控制阀 2 和螺线管 4 的配置与日本专利公开 No. 63-42147 中公开的相似。

液压控制装置 3 包括一个管线压力调节器 (未示出), 该调节器适合于将管线压力调节到预定水平。这样调节的管线压力供给到从动带轮活塞室 32 和变速控制阀 2, 通过该阀将管线压力供给到主动带轮活塞室 20。

CVT 控制装置 1 包括一个作为主体的微型计算机, 该计算机配置成按照依传动装置 17 提供的汽车工作条件计算的目标传动比与实际传动比之间的偏差来驱动螺线管 4, 其驱动的方式是使目标传动比与实际传动比一致。

下面参照图 2 的流程图详细地讨论在 CVT 控制装置 1 的作用下完成这样一种变速控制的例子。

在步骤 S1, 读出代表设有传动装置 17 的汽车的工作条件的信号。这些信号包括代表从传动装置 17 来的输入转动速度 N_{in} 和输出转动速度 N_{out} ($=$ 汽车的汽车速度 VSP)、代表油门 (节流阀) 打开程度 TVO 的信号、从禁止 (限制) 开关 8 来的禁止开关信号 ISS (代表变速模式等), 以及代表从发动机控制装置 1 来的发动机速度 N_e 的信号。上述输入和输出转动速度 N_{in} 和 N_{out} 分别是传动装置 17 的动力输入和输出轴的转动速度。油门打开程度 TVO 是在由汽车操作人员产生的下压加速踏板作用下工作的油门 (未示出) 的打开程度。

在步骤 S2, 根据在步骤 S1 读出的上述汽车工作条件计算出目标传动比, 并确定实际传动比。然后, 根据实际传动比和目标传动比之间的偏差可以控制地驱动螺线管 4, 由此控制变速控制阀 2。目标传动比的计算是根据 (例如) 变速图之类完成的, 变速图根据

汽车速度 VSP 和油门打开程度 TVO 或加速踏板降低程度来预先设定。

在步骤 S3，根据步骤 S2 中确定的目标传动比计算出推力 Q 的安全因子 Sf。安全因子 Sf 对应于施加在主动带轮 16 和从动带轮 26 的可动轮子配对部分 18、34 上的推力 Q，从而将传动带 5 在合适的压力下安置在可动的和固定的轮子配对部分之间。

如图 3 中所示，安全因子 Sf 被设定成随着传动比增大而增大，随传动比的减小而减小。因此，在该步骤，根据在步骤 S2 确定的目标传动比得到安全因子 Sf。

在步骤 S4，根据上述方程 (3)，考虑安全因子 Sf 计算出带轮的推力 Q：

$$Q = T \times \cos\alpha \div (2 \times \mu \times r) \times Sf \quad \text{方程 (3)}$$

式中传递的额定扭矩 T、摩擦系数 μ 和倾斜角 α 分别取预定值。传动带 5 的通过半径 r 取一个按照传动比预先设定的值。

接着，在步骤 S5，控制分别供应到主动带轮 16 的主动带轮活塞室 20 和从动带轮 26 的从动带轮活塞室 32 上的管线压力，以便获得根据可变安全因子 Sf 确定的相应推力 Q。该管线压力控制是由液压控制装置 3 中的管线压力调节器完成的。主动和从动带轮 16、26 的可动的轮子配对部分 18、34 在上述推力 Q 下被推向固定的轮子配对部分 22、33，从而将传动带 5 在预定压力下安置在可动的和固定的轮子配对部分之间。

在预定的时间间隔重复包括步骤 S1 至 S5 的处理。结果，随着传动比变得更大，带轮的推力 Q 增大。此外，至于与传动扭矩 T、带轮的推力 Q 和传动带 5 的通过半径 r 有关的值 $(Q \times r) / T$ ，随着传动比变得更大（档位变得更低）该值增大，因为如该实施例图中 3 所示，随着传动比变得更大（档位变得更低），安全因子 Sf 增大。相反，按照普通的无级传动装置， $(Q \times r) / T$ 值始终恒定，因为安全因子 Sf 恒定。

因此，即使在传动带 5 的相邻元件 8 之间产生间隙的情况下，元件 8 和带轮之间也能够有效地避免产生滑动，由此确保无级传动

装置 17 的高寿命和高的动力传动效率。

此外，将详细讨论图 3 中所示的安全因子 S_f 的设定。

如果可以允许的滑动率 (%) 在图 11 和 13 的图形中假定为 3 %，那么在各传动比下的未达到率如下：

传动比 = 0.4	未达到率 = 0 %
传动比 = 0.7	未达到率 = 0 %
传动比 = 0.9	未达到率 = 10 %
传动比 = 1.0	未达到率 = 15 %
传动比 = 1.7	未达到率 = 22 %
传动比 = 2.4	未达到率 = 27 %

当传动带 5 的滑动率 (%) 为 3 % 时，未达到率表示在较低的档位 (大的传动比) 下的 $[100 (\%) - \theta/\alpha_1 (\%)]$ 值或在较高的档位 (小的传动比) 下的 $[100 (\%) - \theta/\alpha_2 (\%)]$ 值。因此，该未达到率表示实际允许的传动扭矩相对于如果在传动带 5 的相邻元件 8 之间不产生间隙时的理论上可传动的扭矩的减小率。

此处，对于带轮的推力 Q 的安全因子 S_f 是根据下述方程 (4) 设定的：

$$S_f = 1 + K \div 100 \quad \text{方程 (4)}$$

式中 K 为未达到率 (%)。因此，如果传动比向着较大的侧 (较低的档位) 增大超过 0.7，那么该实施例中的安全因子 S_f 被设定成根据上述未达到率 K 而增大。结果，作为带轮的推力 Q 的设计值的 $(Q \times r)/T$ 值变成根据传动比而可以变化，因此，随着传动比增大 (档位变得更低)，带轮的推力 (按照该实施例) 相对于普通连续可变推动装置 (如日本专利公开 No. 63-42147 中公开的) 的推力增大，如图 4 中所示，其中实线 a 表示本发明的实施例中的推力 Q ，而虚线 b 表示普通无级传动装置中的推力 Q 。这有效地防止传动带 5 在较低的档位 (大的传动比) 之下产生的滑动，并防止推力 Q 在高的档位 (小的传动比) 之下过分增大。

虽然被施加在主动带轮和从动带轮的可动轮子配对部分 18、34 上的推力 Q 在该实施例中被表示和描述成在液压的作用下受到

可以变化的控制，但可以理解，可动的轮子配对部分 18、34 可以由其它驱动器（未示出）沿轴向移动，以改变推力 Q 。

工业应用性

本发明可以有效地改善那种类型的无级传动装置的使用寿命和动力传动效率，在该类型的无级传动装置中，主动带轮和从动带轮通过一个在它们上面通过的传动带可以传动地连接。

图1

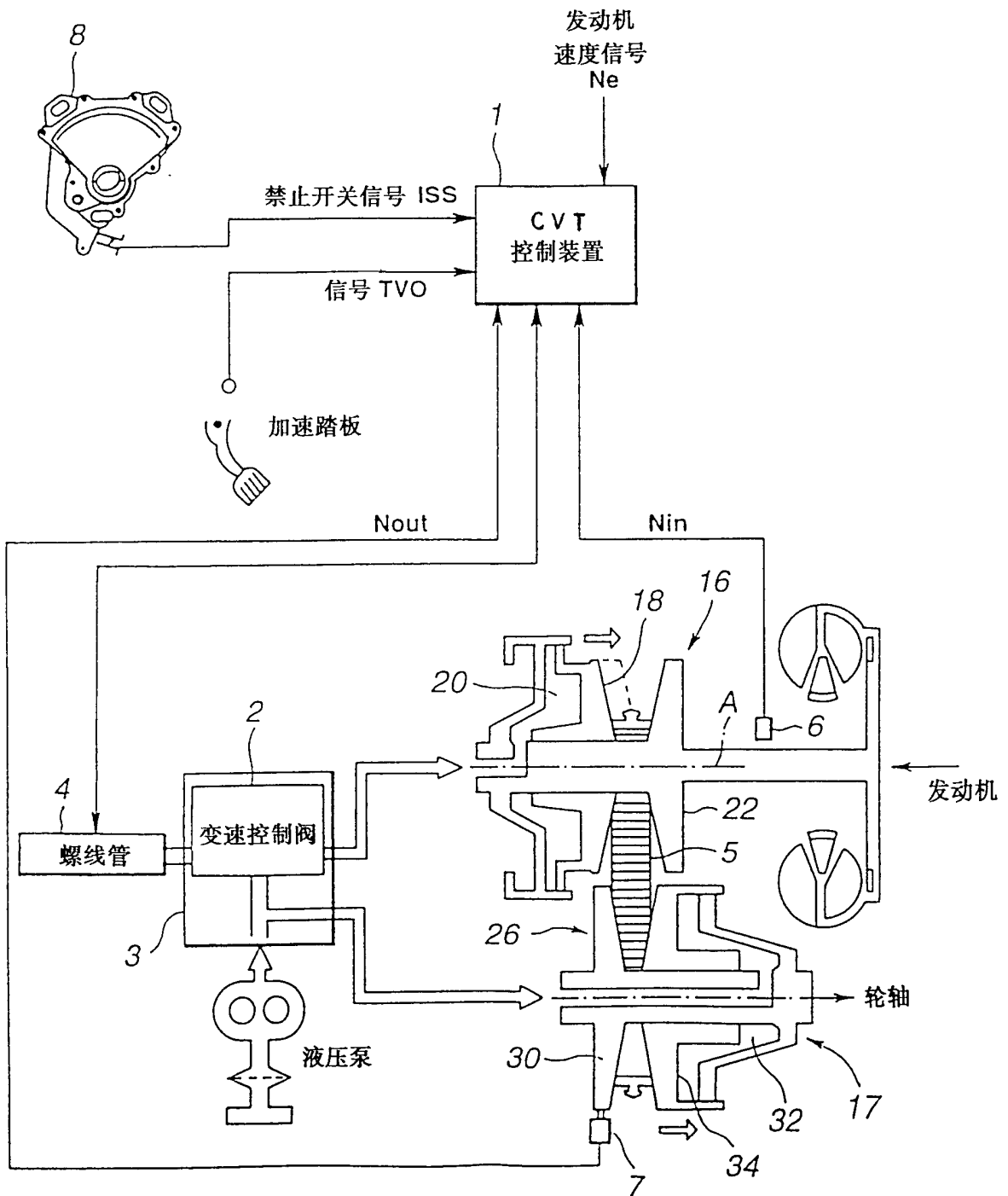


图2

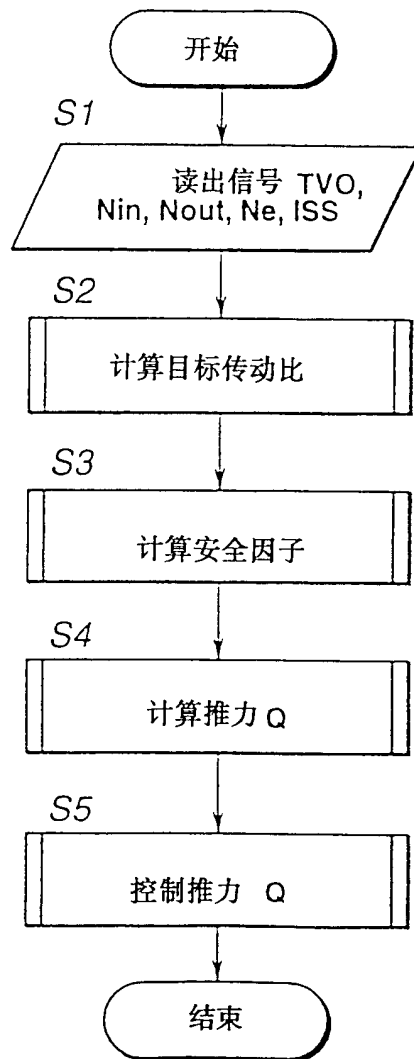


图3

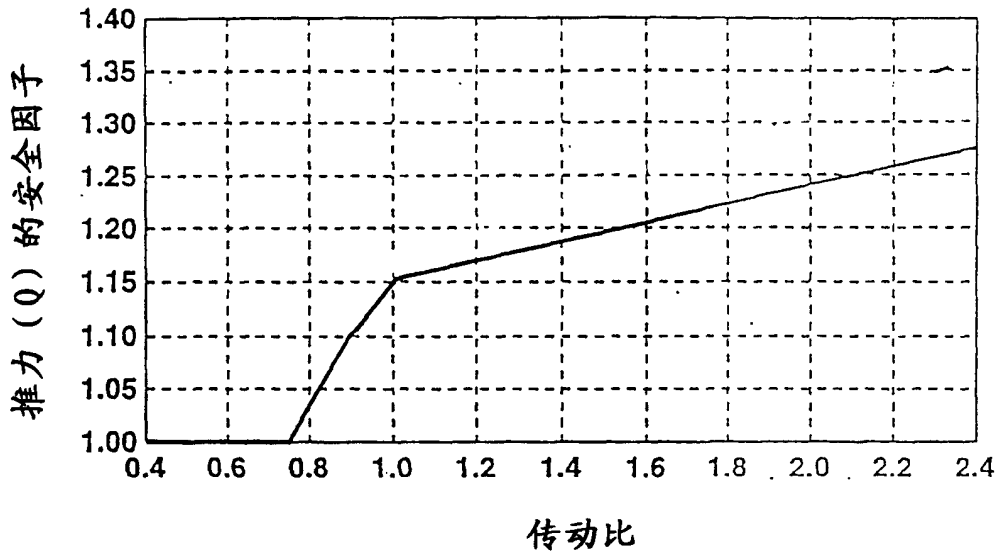


图4

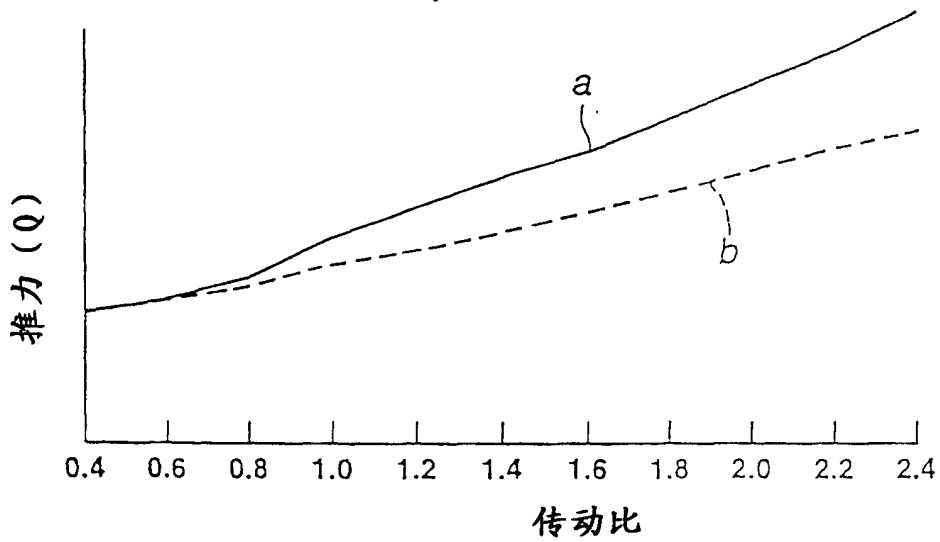


图5

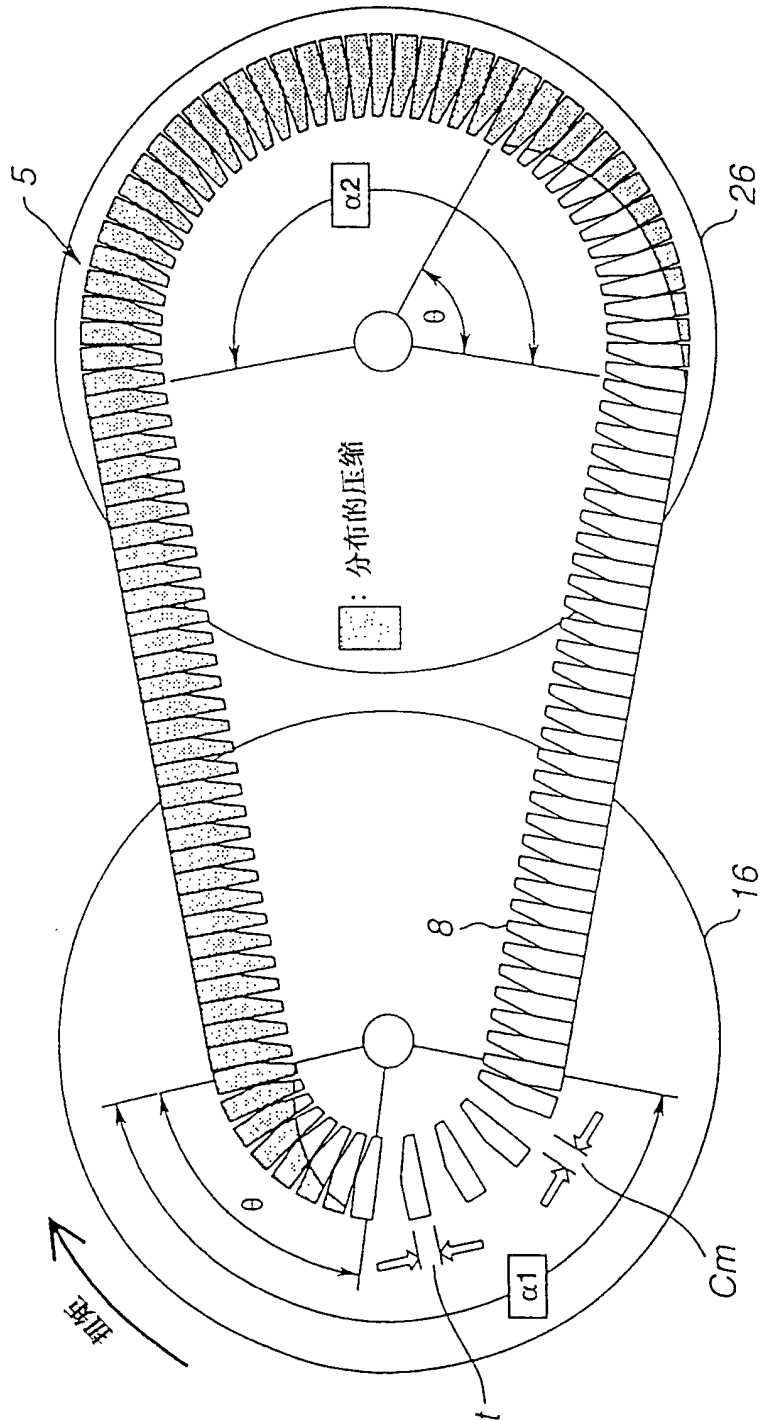


图 6
(现有技术)

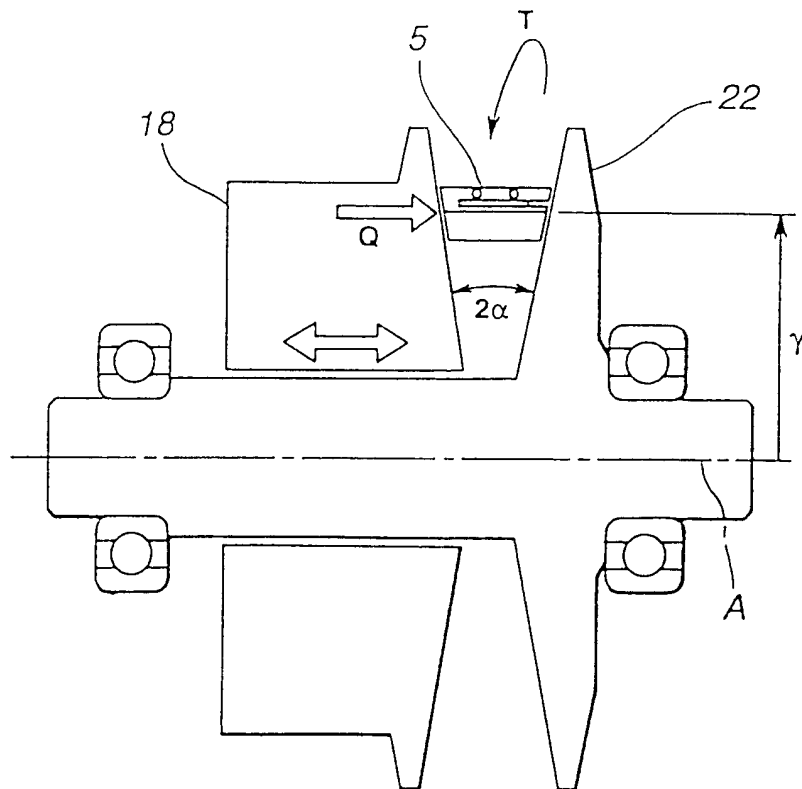


图7
(现有技术)

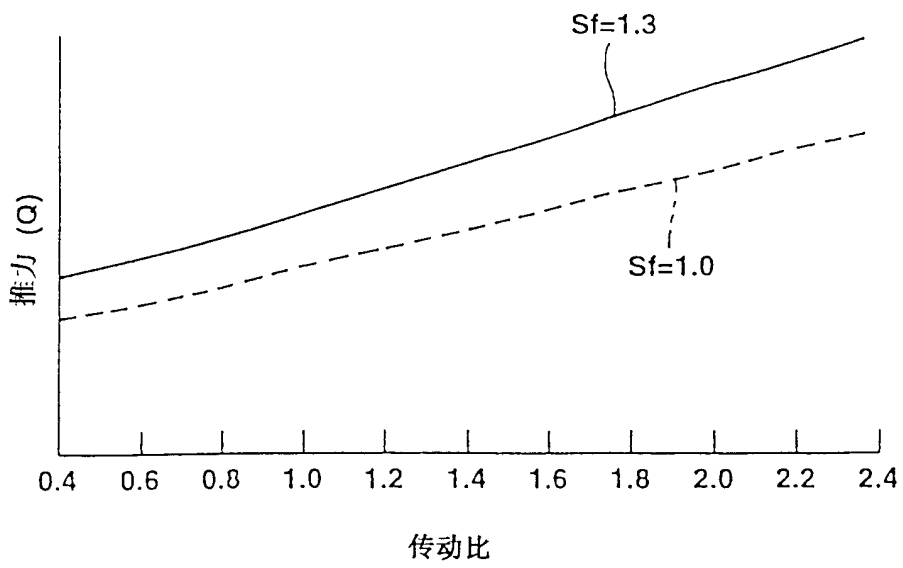


图8
(现有技术)

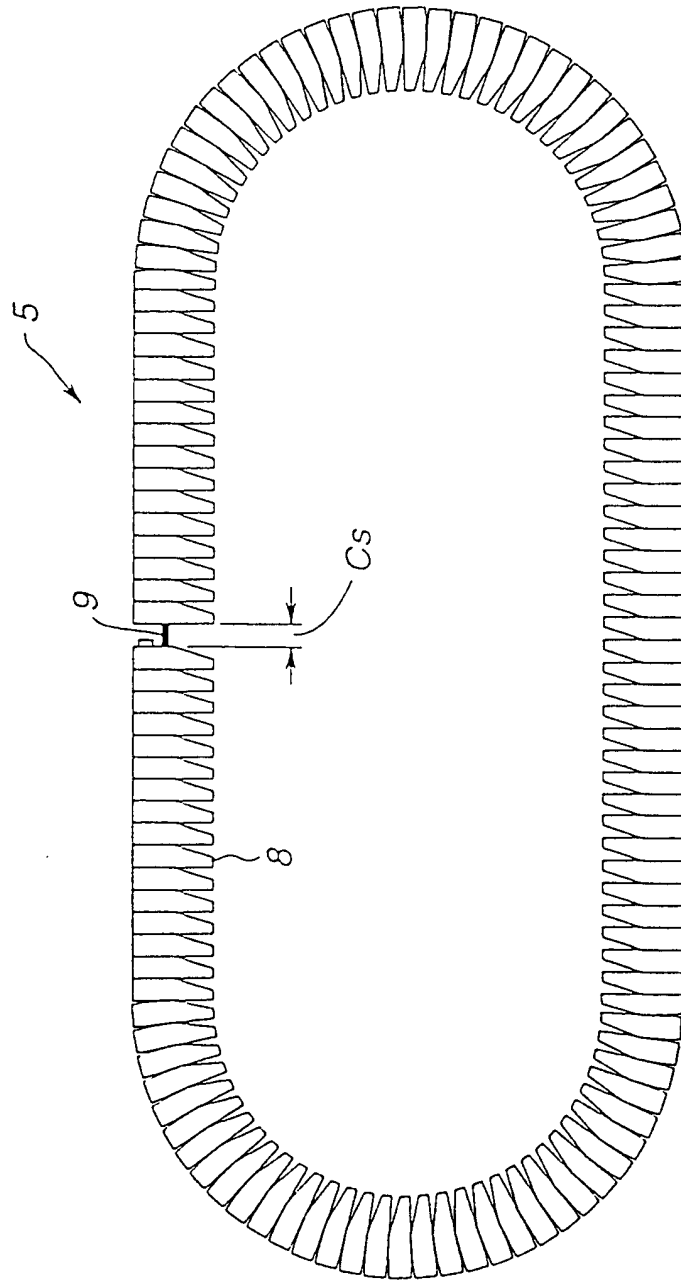


图9
(现有技术)



图10
(现有技术)

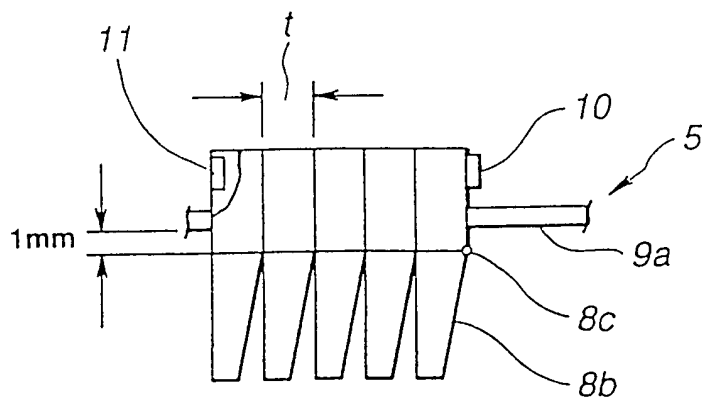


图11

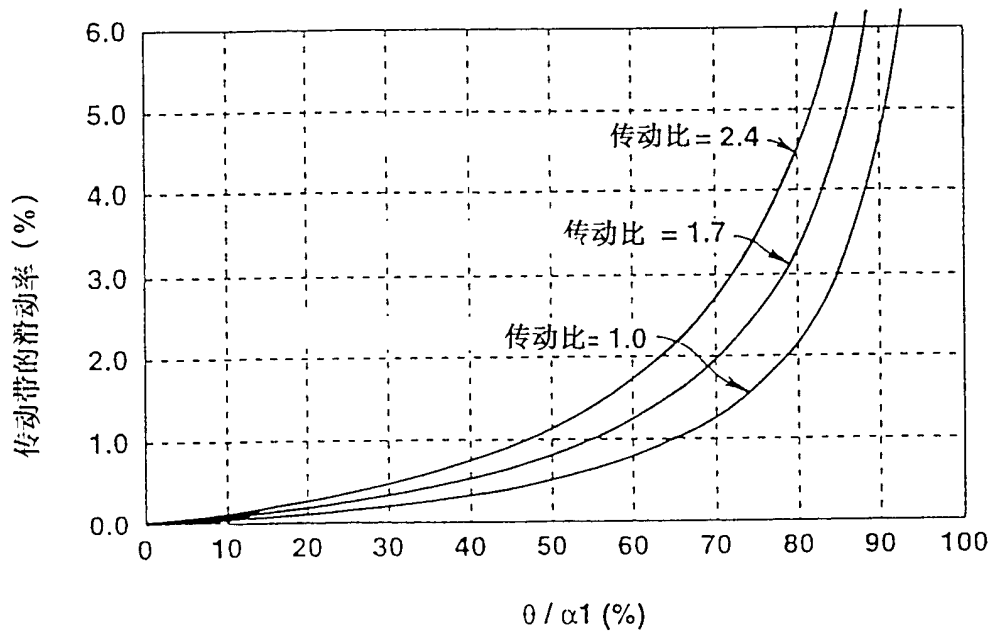


图12

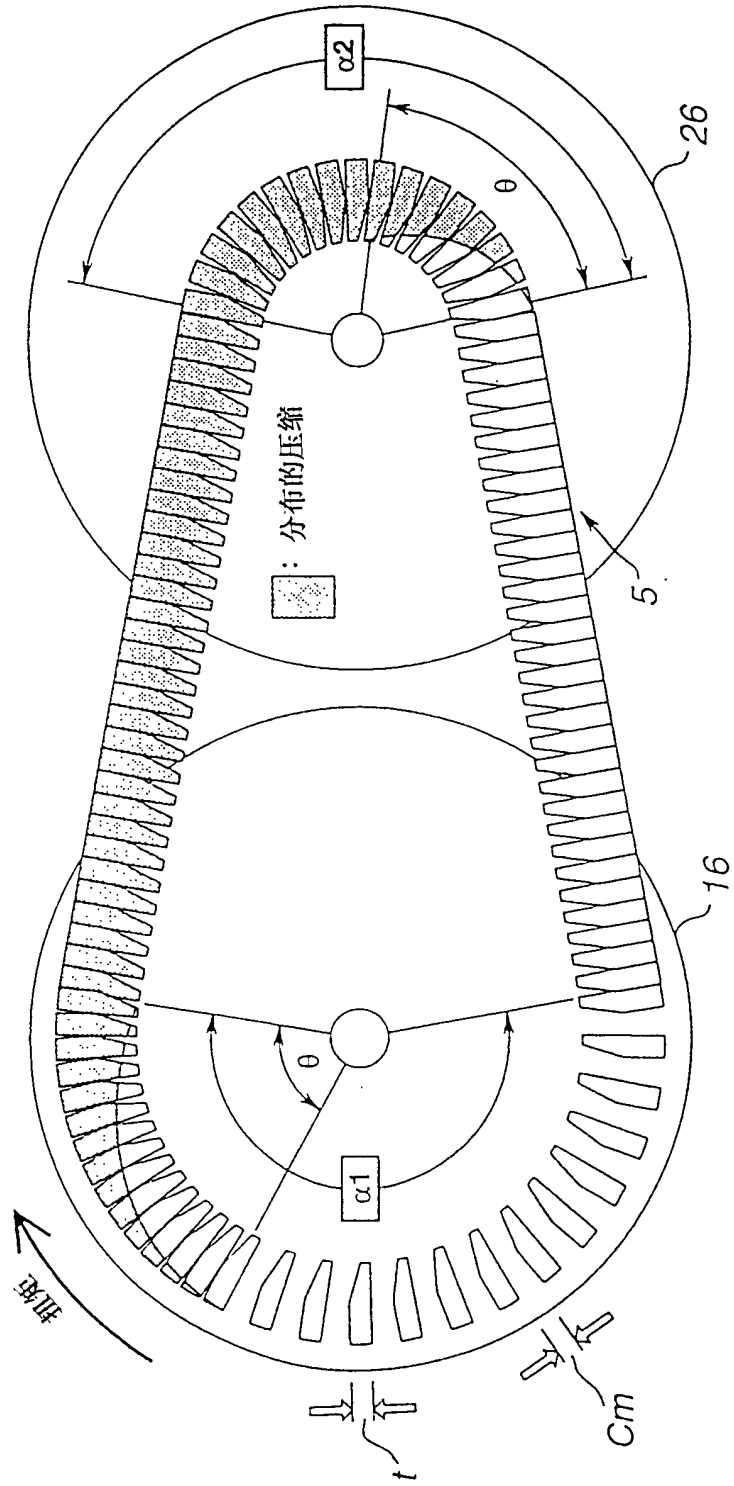


图13

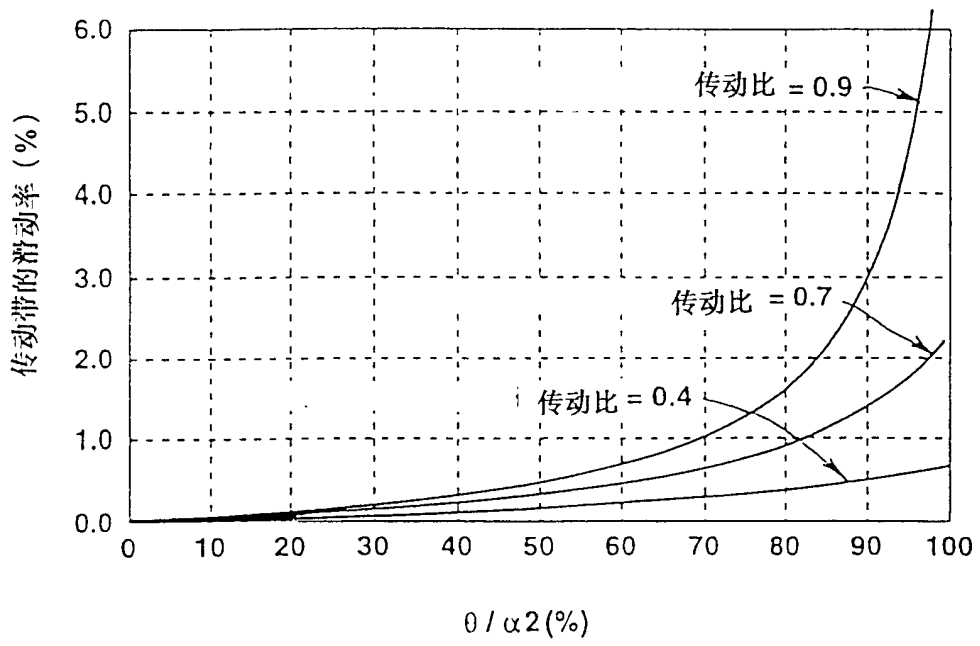


图14

