

公告本

397907

88年12月4日 修正 補充

申請日期	⁸⁶ 1997 , 7, 11
案號	86109793
類別	F16H 9/60

A4
C4

397907

9713984T

(以上各欄由本局填註)

發明專利說明書

一、發明 名稱	中文	可連續變速之傳動裝置 (88年12月4日修正)
	英文	CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION
二、發明 創作人	姓名	小林大介
	國籍	日本
	住、居所	神奈川縣橫浜市金沢區能見台通 41-13-103
三、申請人	姓名 (名稱)	日產自動車股份有限公司 (日產自動車株式會社)
	國籍	日本
	住、居所 (事務所)	神奈川縣橫浜市神奈川區寶町 2 番地
	代表人 姓名	塙 義一

經濟部智慧財產局員工消費合作社印製

裝

訂

線

公告本

397907

88年12月4日 修正 補充

申請日期	⁸⁶ 1997 , 7, 11
案號	86109793
類別	F16H 9/60

A4
C4

397907

9713984T

(以上各欄由本局填註)

發明專利說明書

一、發明 名稱	中文	可連續變速之傳動裝置 (88年12月4日修正)
	英文	CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION
二、發明 創作人	姓名	小林大介
	國籍	日本
	住、居所	神奈川縣橫浜市金沢區能見台通 41-13-103
三、申請人	姓名 (名稱)	日產自動車股份有限公司 (日產自動車株式會社)
	國籍	日本
	住、居所 (事務所)	神奈川縣橫浜市神奈川區寶町 2 番地
	代表人 姓名	塙 義一

經濟部智慧財產局員工消費合作社印製

裝

訂

線

(由本局填寫)

承辦人代碼：
大 類：
I P C 分類：

C6
D6

本案已向：

日本 國(地區) 申請專利，申請日期： 案號： ，有 無主張優先權

1996年7月16日特願平8-186261(主張優先權)

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

裝

訂

線

經濟部智慧財產局員工消費合作社印製

五、發明說明(1)

(技術領域)

本發明係關於一種於驅動及被驅動之滑輪上通過傳動帶以達成自驅動滑輪至被驅動滑輪之動力傳動型之可連續變速之傳動裝置之改良，特別係關於阻止傳動帶相對於滑輪之滑移。

(背景技術)

一種傳動帶通過滑輪及被驅動滑輪之型式之可連續變速之傳動裝置已被提出並已進入實用階段。傳動帶包括由多數無開口之鋼片所形成之無開口(環型)鋼帶或圓柱環。多數之鋼元件係沿著環之週邊對準而被支撐於環上，相鄰之鋼元件可相互接觸。每滑輪含有同軸又相互面對之軸向上之可動及固定對合輪，此兩對合輪中間界定一滑輪槽。軸向可動之對合輪在受控之液壓之軸向推力之下進行軸向移動俾改變滑輪槽之寬度。由於初始之間隙及鋼帶之延伸而在相鄰之傳動帶元件間形成間隙。此間隙造成傳動帶相對於滑輪之滑移。此滑移在低速齒輪(大傳動比)時最為顯著，其可達數百分比至數十百分比。傳動帶之這種滑移即使是施加軸向推力至可動對合輪以將傳動帶在壓力下置於可動及固定對合輪之間也無法在可變的傳動比之下加以抑制。結果，降低這種型式之可連續變速之傳動裝置之耐用性及動力傳動效率。

(發明之揭示)

本發明之目的係提供一種改良之可連續變速之傳動裝置，其可克服與本發明之可連續變速之傳動裝置相似之

五、發明說明(2)

型式之傳統可連續變速之傳動裝置所具有之缺點。

本發明之另外目的係提供一種傳動帶通過驅動及被驅動滑輪之改良之可連續變速之傳動裝置之型式，其可有效地避免動力傳動裝置之耐久性及動力傳動效率之降低。

本發明之另外目的係提供一種傳動帶通過驅動及被驅動滑輪之改良之可連續變速之傳動裝置之型式，其可有效地及確實地抑制傳動帶相對於滑輪之滑移，而與傳動比之變化無關。

本發明之可連續變速之傳動裝置係用於車輛，其包含，如第 14 圖所示，在軸向上設有第 1 及第 2 對合輪之驅動滑輪 16，在此兩對合輪之間界定一滑輪槽。驅動滑輪之第 1 對合輪在軸向推力下可在軸向移動以減少滑輪槽之寬度。另設置被驅動滑輪 26，其包括第 1 及第 2 對合輪，此兩輪之間界定一滑輪槽。被驅動滑輪之第 1 對合輪可在軸向之推力下在軸向移動以減小滑輪槽之寬度。圓形傳動帶 5 通過驅動及被驅動滑輪俾以驅動方式連接驅動及被驅動滑輪。傳動帶係配套於每個滑輪之滑輪槽。傳動帶含有沿著傳動帶之週邊對準之多數元件。另設有一控制單元，此單元係構成爲在移位控制裝置 101 之動作以根據車輛之運轉條件決定之傳動比可改變地控制滑輪之寬度，及設定軸向推力，如此， $(Q \times r) / T$ 之值在推力產生裝置 100 之動作下隨著傳動比之變大(齒輪變低速)而增加，其中 T 係傳動轉矩，r 係傳動帶在每一滑輪上之通過半徑。

五、發明說明(3)

依本發明，藉 $(Q \times r) / T$ 之值設定為隨著傳動比變大(齒輪變為低速)而增加之事實，即使在相當低速齒輪(大傳動比)時也能有效地阻止通過驅動及被驅動滑輪之傳動帶對於滑輪之滑移，藉此，能確保可連續變速之傳動裝置之高耐用性及高動力傳動效率。

(圖式之簡單說明)

第 1 圖係本發明之可連續變速之傳動裝置之實例之示意圖。

第 2 圖係示出藉第 1 圖之傳動裝置之 CVT 控制單元以達成控制之例子之流程圖；

第 3 圖係示出傳動比與第 1 圖之傳動裝置之驅動及被驅動滑輪之所需推力之安全係數間之關係曲線；

第 4 圖係示出有關第 1 圖之傳動裝置及傳統之可連續變速之傳動裝置之傳動比與推力之曲線；

第 5 圖係在相當低(大傳動比)時，傳統可連續變速之傳動裝置之重要部分之示意側視圖，此重要部分亦與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 6 圖係示出第 5 圖之傳統可連續變速之傳動裝置之滑輪之軸向可動及固定對合輪之示意斷面圖；第 6 圖之結構亦與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 7 圖係示出有關第 5 圖之傳統可連續變速之傳動裝置慮及推力之安全係數時之傳動比與推力間之關係之曲線；

第 8 圖係第 5 圖之傳統可連續變速之傳動帶之側視

五、發明說明(4)

示意圖，此傳動帶亦與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 9 圖係第 5 圖之傳動帶之斷面示意圖；此傳動帶係與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 10 圖係第 8 圖之傳動帶之側視分解圖；此傳動帶係與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 11 圖係示出第 5 圖之傳統可連續變速之傳動裝置在低(大傳動比)範圍內之角度比 $\theta / \alpha 1$ 與滑移率間之關係曲線；

第 12 圖係與第 5 圖之側視示意圖相似，但示出第 5 圖之傳統可連續變速之傳動裝置之重要部分，此重要部分亦與第 1 圖之傳動裝置者共通；

第 13 圖係與第 12 圖相似，但示出第 5 圖之傳統可連續變速之傳動裝置在高(小傳動比)範圍內之角度比 $\theta / \alpha 1$ 與滑移率之關係曲線；

第 14 圖係示出本發明之基本觀念之示意圖。

(本發明之最佳實施例)

為便於瞭解本發明，下面將針對第 5 及 6 圖所示之傳統可連續變速之傳動裝置(CVT)做一簡述。這種可連續變速之傳動裝置係揭示在，例如，日本專利公報第 63-42147 號中。參照第 5 及 6 圖，所示之可連續變速之傳動裝置含有輸入動力之驅動滑輪 16 及輸出動力之被驅動滑輪 26。無開口或環型傳動帶 5 係通過驅動及被驅動滑輪 16, 26。驅動滑輪 16 包括可在軸向移動之對合輪 18 及固定在軸向上之對合輪 22，此兩對合輪可繞著軸 A 旋

五、發明說明（5）

轉。可動及固定之對合輪 18, 22 分別由大體為截角錐之內部表面（無符號）所形成，此兩表面係相互面對以在其間形成滑輪槽 G。滑輪槽 G 如第 6 圖所示大體上成為 V 型斷面。被驅動滑輪 26 也做成與驅動滑輪 16 相似，並含有軸向可動對合輪及軸向固定對合輪。

驅動滑輪 16 係被控制俾使兩對合輪 18, 22 間之軸向距離依在軸向加於可動滑輪 18 之液壓而連續變化，進而滑輪槽 G 之寬（軸向尺寸）也連續變化。此則連續地改變傳動比或傳動之速度比。由下面之敘述將可瞭解加於驅動滑輪之對合輪 18 之液壓在同一時間上係與加於被驅動滑輪 26 之對合輪 18 者不同。第 5 圖示出傳動帶 5 在極低速齒輪（大傳動比）時通過滑輪之狀態。

這裡，傳動之轉矩量係依傳動帶 5 與滑輪間所產生之摩擦而定，因此，傳動之轉矩量係用下式 (1) 表示：

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

其中 T 係傳動之轉矩量；Q 係加於滑輪（參閱第 6 圖）之可動對合輪 18 之推力； μ 係傳動帶 5 與滑輪間之摩擦係數；r 係傳動帶 5 之通過半徑（傳動帶 5 通過滑輪之半徑）（參閱第 6 圖）；及 α 係相對於與軸 A（參閱第 6 圖）垂直之平面的每個滑輪之對合輪之截角錐表面之傾斜角。通過半徑 r 係滑輪之軸 A 與傳動帶 5 之每個元件 8 之推拔表面起始點 8c 之徑位準間之距離。

因此，傳動不會造成傳動帶 5 滑移之轉矩量所需之最小推力 Q 係由下式 (2) 決定：

五、發明說明(6)

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

若可動對合輪 18 經常在傳送用於將傳動帶 5 置於相互面對之對合輪 18, 22 間之轉矩量 T 所需之最小推力 Q 下被推擠時, 傳動帶 5 可避免產生滑移, 藉此維持傳動裝置之良好耐用性及傳動效率。於大多之上述型式之傳統之可連續變速之傳動裝置上, 最小所需推力 Q 係依式 (2) 計算俾響應傳動比及傳動之轉矩量 T。推力 Q 係被乘上一既定之安全係數 (0.2 至 0.3) 以獲得將可動滑輪 18 推向固定滑輪 22 之推力 Q。慮及安全係數而決定之推力 Q 係用下式 (3) 表示:

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

其中, Sf 係安全係數 (係為常數, 其值約為 1.2 至 1.5)。藉此, 滑輪之推力 Q 係如第 7 圖所示設定為隨著傳動比之增加而增加。

參照第 6 圖可明白傳動之傳動比或速度比係為 [在被驅動滑輪 26 上之傳動帶之通過半徑 (對應於 r) / 在驅動滑輪 16 上之傳動帶 5 之通過半徑 r] 之值。因此, 傳動比係等於驅動滑輪 16 之轉速 (對應於第 1 圖之 N_{in}) 除以被驅動滑輪 26 之轉速 (對應於第 1 圖之 N_{out})。

這裡, 通過驅動滑輪 16 及被驅動滑輪 26 之傳動帶 5 係一種在, 例如, 日本專利臨時公報第 55-100443 號中揭示並詳示於第 8 至 10 圖中之傳動帶。傳動帶 5 包含由疊積多數無開口鋼片所形成之無開口 (環型) 鋼帶或圓柱環 9。多數之鋼元件 8 係以沿著環 9 之週邊對準之方式被

五、發明說明(7)

支撐俾相鄰之元件能相互接觸。

如第9圖所示，每一元件8具有兩個各自形成在軸向相對於滑輪之相對端上之傾斜端面8a，8a，其內徑向上之相對端面8d，8d係相互平行且在滑輪之軸向上延伸。傾斜面8a，8a係與滑輪之對合輪之截角錐之內部表面做滑動接觸。每個傾斜面係相對於與滑輪之軸A垂直之平面傾斜。每個元件8另形成有傾斜或推拔表面8b，此表面8b係平行於軸向相對端8d，8d並且傾斜面8a延伸至另一傾斜面8a，而使每個元件之厚度沿著滑輪之徑向朝內遞減。因此，元件8可對相鄰元件8傾斜。此推拔表面8b係自傾斜端面8a上之推拔表面起始點8c垂直延伸至第9圖之垂直(底)端面8d。推拔表面起始點8c與槽8e之徑向朝內表面隔一既定距離，此槽8e係自平行於徑向相對端8d，8d之相對端面8c，8c之一延伸。環9之徑向朝內表面係接觸於槽8e之徑向朝內表面。該既定之距離，例如，係約為1公厘左右。

如第9及10圖所示，每一元件8形成有分別位在傳動帶5之週邊方向上之相反表面(無符號)之凸出10及孔11。從圖面可知相鄰各個元件8，8之凸出10及孔11係相互結合俾每個元件8在滑輪之軸向能維持一既定之位置。

下面將討論這種傳動帶5之具體例。假設環9之內部週邊表面9a之週長係700公厘元件8之厚度t係1.8公厘，及槽8e之徑向朝內表面(即環9之內部週面9a)及推拔之表面起始點8c間之既定距離係1公厘。這種情形

五、發明說明(8)

下，能被組裝於傳動帶 5 內之元件 8 之總數係 $\{700 - 2 \times 1 \times \pi$ (圓之圓周對其直徑之比) $\} \div 1.8 = 385.398$ ，其內元件 8 之數目須為整數，因此總數為 385。

當上述總數之元件 8 組裝於環 9 以製成傳動帶 5 時，則如第 8 圖所示形成 $[(700 - 2 \times 1 \times \pi) - 385 \times 1.8 = 0.72$ (公厘)] 之間隙 C_s 。

須提示者，使用這種含有環 9 及多數元件 8 之傳動帶 5 之傳動裝置之動力傳動係在加於每個元件 8 之壓縮(壓縮力)下達成，如同在使用橡膠帶或鍊之拉緊(拉力)下達成動力之傳動。因此，若傳動帶 5 有初始間隙 C_s 時，則在一時刻，對元件 8 進行壓縮，而在另一時刻，解除對元件 8 之壓縮，其中從第 1 狀態改變至第 2 狀態期間，每一元件 8 須進入過渡時刻(傳動帶完成一迴轉之期間)。在第 1 狀態時，在元件 8 與相鄰之元件 8 間形成間隙俾無壓縮加於元件 8；而在第 2 狀態時，在元件 8 與相鄰元件 8 間無間隙產生俾對元件 8 進行壓縮。

第 5 圖示出元件 8 間之間隙之分佈狀態及在極低速齒輪(大傳動比)下之壓縮分佈狀態之例子，其中，傳動帶 5 係通過驅動及被驅動滑輪 16, 26，俾自驅動滑輪 16 傳送轉矩到被驅動滑輪 26。於第 5 圖中，黑影部份係表示壓縮作用之範圍，因此黑影部份之面積係代表壓縮之大小。於此，存在於元件 8 間之間隙係大體上均勻地分佈於驅動滑輪 16 上，在元件無受到壓縮之範圍內，其中在相鄰之元件間具有間隙之元件 8 係與驅動滑輪 16 成為單一構件而

五、發明說明(9)

與驅動滑輪 16 一起旋轉。

現在，假設每一元件 8 之厚度為 t ；相鄰元件 8，8 間之平均間隙為 C_m ；驅動滑輪 16 係自第 5 圖之狀態旋轉 $t+C_m$ 之圓周距離（在起始點 $8c$ 之徑向位準），在黑影部份且在壓縮作用範圍內之元件 8 係旋轉了每個元件 8 之厚度 t 之圓周距離。如此，黑影部份之元件 8 將相對於驅動滑輪 16，相對於在上述徑向位準之驅動滑輪之旋轉圓周距離，滑移 $[C_m \div (t+C_m) \times 100(\%)]$ 之圓周距離。

須一提者，這是上述型式可連續變速之傳動裝置之傳動帶 5 產生滑移之基本裝置。

第 12 圖示出元件 8 間之間隙之分佈及在極高速齒輪（小傳動比）比下之壓縮之分佈之例，其中傳動帶 5 係通過驅動及被驅動滑輪 16，26 以自驅動滑輪 16 傳輸某一轉矩至被驅動滑輪 26。於第 12 圖中，黑影部份係表示壓縮作用之範圍，因此，此黑影部份與第 5 圖者相同，係代表壓縮之大小。

同時，在此極高速齒輪（小傳動比）下，元件 8 亦對驅動滑輪 16 產生滑移，其距離為 $[C_m \div (t+C_m) \times 100(\%)]$ 。在極高速齒輪（小傳動比）時，元件 8 之滑移係小於在極低速齒輪（大傳動比）時之滑移，此驅動輪 16 上傳動帶 5 之通過角 α_1 大於在第 5 圖之極低速齒輪（大傳動比）時之通過角且傳動帶 5 之通過半徑 r 係大於在第 5 圖之極低速齒輪（大傳動比）時之通過半徑 r 使然。通過角 α_1 係一種扇形範圍角（參閱第 5 及 12 圖），傳動帶 5 係在此扇形角範圍內通過或

五、發明說明 (10)

與驅動滑輪 16 接觸。第 5 及 12 圖中，驅動滑輪側之角 θ 係代表捲繞角，此角係傳動帶 5 在驅動滑輪 16 上捲繞之扇形範圍角（參閱第 5 及 12 圖），藉此捲繞動作以增或減元件 8 之壓縮（傳動轉矩所需者）。於第 5 及 12 圖之驅動滑輪側，元件 8 之壓縮只增無減。於第 5 及 12 圖中，角 $\alpha 2$ 代表傳動帶 5 在被驅動滑輪 26 上之通過角，而在第 5 圖之被驅動側上之角 θ 係代表傳動帶在被驅動滑輪上捲繞之捲繞角，藉改變此捲繞角，可增減元件 8 之壓縮（傳輸轉矩所需）。於第 5 及 12 圖之被驅動滑輪側，元件 8 之壓縮只減無增。

但是，於上述傳統之可連續變速之傳動裝置中，在如第 5 圖所示之極低速齒輪（大傳動比）下，傳輸轉矩所需之捲繞角 θ 係隨著轉矩之增加而增加，進而元件 8 間之平均間隙 C_m 隨著傳輸之轉矩之增加而增加。結果，由於元件 8，8 間之間隙而產生之元件 8 之滑移係隨著傳輸之轉矩之增加而增加。換言之，傳動帶 5 之元件 8 於傳輸轉矩所需之捲繞角 θ 在被依式 (2) 及 (3) 所定之推力 Q 之作用下將傳動帶 5 置於驅動滑輪之兩對合輪之間之條件下增加時，傳動帶 5 之元件 8 在傳動帶 5 之捲繞角 θ 到達傳動帶 5 在驅動滑輪上之通過角 $\alpha 1$ 前之滑移率為數百分比到數十百分比。滑移率之意為在滑輪上之傳動帶 5 之滑移距離相對於滑輪在徑向位準上之週邊位移之距離之百分比，傳動帶係在此徑向位準通過滑輪。

現假設傳動帶 5 之相鄰元件 8 間無間隙，傳動帶 5 在

五、發明說明 (11)

滑輪 16 上之捲繞角 θ 及在驅動滑輪 16 上之通過角 $\alpha 1$ 間之關係係由下式表示：

$$\theta / \alpha 1 = 100(\%)$$

因此，理論上可進行 100% 之轉矩之傳輸。但是，假設傳動帶 5 之相鄰元件 8 間之間隙及環 9 之延伸之總合係 1 公厘時，滑移率 (%) 係如第 11 圖所示，其示出在 $\theta / \alpha 1 = 85(\%)$ 下之滑移率係約 6%。此滑移程度係隨著傳動比之變大 (齒輪變低速) 而增加。第 11 圖之資料係假設驅動及被驅動滑輪 16, 26 之軸線間之距離為 160 公厘。

在如第 12 圖所示之極高速齒輪 (小傳動比) 下，假設與第 5 及 11 圖之情形相同，在傳動帶 5 之相鄰元件 8 間之間隙及環 9 之延伸之總合為 1 公厘時，傳動帶 5 之滑移率 (%) 係變成如第 13 圖所示。這種情形，雖然傳動帶 5 因元件 8 間之間隙而產生滑移係與在極低速齒輪 (大傳動比) 時相似地產生滑移，但是與在極低速齒輪 (大傳動比) 相較，滑移率 (%) 變小，此係因傳動帶 5 在驅動滑輪 16 上之通過半徑 r 及通過角 $\alpha 1$ 大於在極低速齒輪 (大傳動比) 時之通過半徑及通過角之故。結果，即使在依式 (2) 及 (3) 得出之推力 Q (對驅動滑輪 16) 之作用下，傳動帶 5 之滑移率在傳動比為 0.4 或 0.7 時能被抑制到約 1 到 2%。

如上所述，在相當低 (大傳動比) 時，傳動帶 5 之滑移為數 % 到數十 %，因此，即使傳動帶 5 在既定之推力 Q 下而置於驅動滑輪之兩對合輪之間，但由於傳動比之變動，傳動帶 5 之滑移無法被抑制。傳動帶 5 之滑移會降低可連

五、發明說明(12)

續變速之傳動裝置之耐用性及動力傳輸效率。

鑑於傳統可連續變速之傳動裝置之前面敘述，下面將參照第1圖說明本發明之可連續變速之傳動裝置(CVT)之良好實例，此傳動裝置係以符號17表示。須一提者本實例之傳動裝置17在機械結構上係與傳統之傳動裝置相似，因此具有如第5，6，8，9，10及12圖所示之結構。換言之，第5，6，8，9，10及12圖所示之結構係共通於上述之傳統可連續變速之傳動裝置及本實例之傳動裝置17兩者。因此，下面將參照第5，6，8，9，10及12說明本實例之傳動裝置17，為簡化說明起見，本實例之傳動裝置17與傳統可連續變速之傳動裝置之部件及元件相同者係用相同之符號表示。本實例之可連續變速之傳動裝置17係用於自動車輛，並含有接到引擎而被驅動之驅動滑輪16。被驅動滑輪26係藉通過驅動及被驅動滑輪16，26之傳動帶5而以被驅動之方式接至驅動滑輪16。被驅動滑輪26係接至車輪軸或動力輸出軸以驅動此軸。驅動滑輪16，被驅動滑輪26，及傳動帶5係與第5，6及8圖到所示之傳統可連續變速之傳動裝置者相同。因此，傳動帶5含有由疊積多數之無開口鋼片形成之無開口(環型)鋼帶或圓柱環9。多數之鋼元件8以沿著環9之週邊對準之方式被支撐於環9上俾相鄰之元件能相互接觸。

如第1圖所示，驅動滑輪16含有在軸向固定之對合輪22，此對合輪22係可與接至引擎之動力輸入軸(無符號)

五、發明說明(13)

成單一構件一體旋轉。軸向可動之對合輪 18 係面對固定對合輪設置俾在其間形成 V 型(斷面)之滑輪槽 G。可動對合輪 18 可依經由移位控制閥 2 而作用於驅動滑輪 16 之活塞室 20 之液壓而在軸向位移。被驅動滑輪 26 含有在軸向固定之對合輪 30, 此對合輪 30 係可與接至車輪軸之輸出軸(無符號)成單一構件一體旋轉。軸向可動對合輪 34 係面對固定對合輪 30 設置, 而在其間形成 V-型(斷面)之滑輪槽 G。可動對合輪 34 依自液壓控制單元 3 作用於被驅動滑輪之活塞室 32 之管線(液力)壓力而在軸向位移。

驅動滑輪 16 之對合輪 18, 22 間之滑輪槽 G (或距離)係藉移位控制閥 2 而變動, 此移位控制閥 2 控制供給至驅動滑輪活塞室 20 之液壓油, 藉此達成傳動裝置 17 內之移位控制。特別是, 構成為液壓控制單元 3 之部件之電磁閥 4 係受 CVT 控制單元 1 輸出之指令之控制。如此受控之電磁閥 4 旋即驅動控制移位控制閥 2。移位控制閥 2 及電磁閥 4 係做成與日本專利公報第 63-42147 號所揭示者相同。

液壓控制單元 3 含有線壓調整器(未圖示), 此調整器係適於將線壓調整於既定位準。被調整後之線壓係作用於被驅動滑輪之活塞室 32 及移位控制閥 2, 線壓係經此閥 2 而作用於驅動滑輪之活塞室 20。

以微電腦為主體之 CVT 控制單元 1 係根據設有傳動裝置 17 之車輛之運轉條件算出之目標傳動比與實際之傳動比之偏差以下述之方式驅動電磁閥 4: 即調整目標傳動

五、發明說明(14)

比，使其與實際傳動比一致。

下面將參照第2圖之流程圖詳述在CVT控制單元1之動作下達成這種移位控制之例。

於步驟S1，讀取代表設有傳動裝置17之車輛之運轉條件之一些信號。這些信號包括代表來自傳動裝置17之輸入轉速 N_{in} 及輸出轉速 N_{out} (等於車輛之車速VSP)之信號，代表節流閥開度TV0之信號，及來自抑制開關8之抑制開關信號ISS(代表移位模式及類似者)，及代表來自引擎控制單元1之引擎轉速 N_e 。前述之輸入及輸出轉速 N_{in} 及 N_{out} 分別為傳動裝置17之動力輸入及輸出軸之轉速。節流閥開度TV0係在車輛之操作員踩油門之動作下被操作之節流閥(未圖示)之開度。

在步驟S2上，依據在步驟S1讀取之車輛運轉條件計算目標傳動比，及決定實際之傳動比。接著依實際傳動比與目標傳動比間之偏差驅動及控制電磁閥4，藉此控制移位控制閥2。目標傳動比係依據，例如，移位圖或類似者算出，此移位圖係事先依車速VSP及節流閥開度TV0或油門踩下之程度設定。

於步驟S3，依在步驟S2決定之目標傳動比算出推力Q之安全係數 S_f 。安全係數 S_f 係作用於驅動及被驅動滑輪16，26之可動對合輪18，34之推力Q用於使傳動帶5在適當之壓力下置於可動及固定對合輪所需者。

安全係數係設定成如第3圖所示隨著傳動比之增加或降低而增加。因此，於本步驟，根據步驟S2決定之目標

五、發明說明 (15)

傳動比而得出安全係數 S_f 。

於步驟 S4，依上述之式 (3)，考慮安全係數 S_f 算出滑輪之推力 Q 。

$$Q = T \times \cos \alpha \div (2 \times \mu \times r) \times S_f \quad \dots \text{式 (3)}$$

其中被傳輸之轉矩量 T ，摩擦係數 μ 及傾斜角 α 各有既定值。傳動帶 5 之通過半徑 r 具有依傳動比事先設定之值。

接著，於步驟 S5，控制分別作用於驅動滑輪 16 之活塞室 20 及被驅動滑輪 26 之活塞室 32 之線壓以得出依可變安全係數 S_f 決定之推力 Q 。線壓控制係藉液壓控制單元 3 內之線壓調整器而達成。驅動及被驅動滑輪 16，26 之可動對合輪 18，34 在前述之推力 Q 之作用下被推向固定，對合輪 22，30 俾使傳動帶 5 在既定之壓力下置於可動及固定之對合輪之間。

步驟 S1 至 S5 之處理係在一既定之時間帶內重複執行。結果，滑輪之推力 Q 係隨著傳動比降低 (增大) 而增加。另外，有關傳輸之轉矩 T ，滑輪之推力 Q 及傳動帶 5 之通過半徑 r 間之關係之值 $(Q \times r) / T$ 係隨著傳動比之變大 (齒輪變低速) 而增加，因安全係數 S_f ，如第 3 圖所示，係隨著傳動比之變大 (齒輪變低速) 而增加之故。與此對照，傳統之可連續變速之傳動裝置， $(Q \times r) / T$ 之因安全係數 S_f 係一定，故經常保持恆定不變。

因此，即使在傳動帶 5 之相鄰元件 8 之間有產生間隙，亦能有效地阻止元件 8 和滑輪間產生滑移，藉此確保

五、發明說明 (16)

可連續變速之傳動裝置 17 之高耐用性及高動力傳動效率。

下面將詳述設定第 3 圖所示之安全係數。

若容許之滑移率 (%) 假設在第 11 及 13 圖之曲線上係 3% 時，則在各個傳動比下之未達成率係如下示：

傳動比 = 0.4	未達成率 = 0%
傳動比 = 0.7	未達成率 = 0%
傳動比 = 0.9	未達成率 = 10%
傳動比 = 1.0	未達成率 = 15%
傳動比 = 1.7	未達成率 = 22%
傳動比 = 2.4	未達成率 = 27%

未達成率係代表當傳動帶 5 之滑移率 (%) 係 3% 時在極低速齒輪 (大傳動比) 下之 $[100(\%) - \theta / \alpha 1(\%)]$ 之值或在極高速齒輪 (小傳動比) 下之 $[100(\%) - \theta / \alpha 2(\%)]$ 之值。

因此，此未達成率意指在傳動帶 5 之相鄰元件 8 間無間隙產生之情形下實際容許之傳輸轉矩對理論可傳輸之轉矩之減少率。

這裡，滑輪之推力之安全係數 S_f 係依下式 (4) 設定：

$$S_f = 1 + K \times 100 \quad \dots \text{式 (4)}$$

其中 K 係未達成率 (%)。藉此，本實例之安全係數 S_f ，若傳動比朝超過 0.7 之升高側 (低速齒輪) 增加時則設定為隨著上述之未達成率 K 而增加。結果，做為滑輪推力 Q 之設計值之 $(Q \times r) / T$ 之值可隨傳動比而變動，因此，滑輪之推力 Q (依本實例)，當傳動比如第 4 圖所示增加 (齒輪速變低) 之際，相對於傳統之可連續變速之傳動裝置者

五、發明說明 (17)

(如日本專利公報第 63-42147 號所揭示者) 係增加, 第 4 圖上之實線表示本發明之實例之推力 Q , 而虛線 b 則表示傳統可連續變速之傳動裝置之推力 Q 。藉此有效地阻止傳動帶 5 在極低速齒輪(大傳動比)時產生滑移, 及阻止推力 Q 在高速齒輪(小傳動比)時過度增加。

雖然作用於驅動及被驅動滑輪之可動對合輪 18, 34 之推力 Q 在上面之說明裡係被敘述成在本實例之液壓之控制下可改變其大小, 但很清楚, 可動之對合輪 18, 34 亦可藉其它之作動器(未圖示)而在軸向移動俾改變推力 Q 。(工業上之應用性)

本發明能有效地改善一種傳動帶通過驅動及被驅動滑輪以驅動地連接此兩滑輪之型式之可連續變速之傳動裝置之耐用性及動力傳動效率。

[符號之說明]

1	GVT 控制單元
3	液壓控制單元
5	圓形傳動帶
8	元件
9	無端鋼帶或圓柱環
16	驅動滑輪
17	傳動裝置
18, 34	可動對合輪
22, 30	固定對合輪
26	被驅動滑輪
G	滑輪槽

四、中文發明摘要(發明之名稱：)

可連續變速之傳動裝置

一種車輛用之可連續變速之傳動裝置，其包含一驅動滑輪，此滑輪含有第1及第2之對合輪，此兩輪之間介定一滑輪槽。驅動滑輪之第1對合輪在軸向推力之作用下而在軸向移動以減少滑輪槽之寬度。另設有被驅動滑輪槽，其具有第1及第2對合輪，於此兩對合輪之間界定一滑輪槽。第1對合輪在軸向推力之作用下而在軸向移動俾減少滑輪槽之寬度。驅動及被驅動滑輪上有通過圓形傳動帶俾以驅動方式連接驅動及被驅動滑輪。傳動帶係配套於每一滑輪之滑輪槽，並含有沿著傳動帶之週邊對準之多數元件。另有一控制單元，依車輛之運轉條件決定之傳動比可改變地控制滑輪槽之寬度，及設定軸向推力(Q)俾 $(Q \times r) / T$ 之值隨著傳動比之變大而增加，其中，T係被傳動之轉矩，r係傳動帶在每個滑輪上之通過半徑。

英文發明摘要(發明之名稱：CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION)

A continuously variable transmission for an automotive vehicle comprises a drive pulley including axially first and second wheel counterparts which define therebetween a pulley groove. The first wheel counterpart of the drive pulley is axially movable under an axial thrust to decrease the width of the pulley groove. A driven pulley is provided including first and second wheel counterparts which define therebetween a pulley groove. The first wheel counterpart of the driven pulley is axially movable under an axial thrust to decrease the width of the pulley groove. An annular belt is passed on the drive and driven pulleys to drivingly connect the drive and driven pulleys. The belt is fitted in the pulley groove of each pulley, and includes a plurality of elements which are aligned along periphery of the belt. A control unit variably controls the width of the pulley groove in accordance with a transmission ratio based on an operating condition of the vehicle, and sets the axial thrust (Q) so that a value of $(Q \times r) / T$ increases as the transmission ratio becomes larger, in which T is a transmitted torque; and r is a passed-on radius of the belt on each pulley.

請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄

裝

訂

線

六、申請專利範圍

第 86109793 號「可連續變速之傳動裝置」專利案

(88 年 12 月 4 日修正)

六 申請專利範圍：

1. 一種車輛用之可連續變速之傳動裝置，包括：

驅動滑輪，其具有第 1 及第 2 對合輪，在此兩對合輪之間界定一驅動滑輪槽，該第 1 對合輪響應於軸向推力可在軸向移動以減少驅動滑輪槽之寬度；

被驅動滑輪，其含有第 1 及第 2 對合輪，此兩對合輪之間界定一被驅動滑輪槽，該第 1 對合輪響應於軸向推力之作用下可在軸向移動以減少被驅動滑輪槽之寬度；

設在該驅動及被驅動滑輪俾驅動地連接該驅動及被驅動滑輪之圓形傳動帶，該傳動帶係配套於驅動滑輪槽及被驅動滑輪槽，該傳動帶含有多數沿著該傳動帶之週邊對準之元件，其特徵在於：

控制單元，其根據車輛之運轉條件而定之傳動比可改變地控制每一驅動滑輪槽及被驅動滑輪槽之寬度，設定每一驅動及被驅動滑輪槽的該軸向推力(Q)俾 $[(Q \times r) / T]$ 之值隨傳動比之變大而增加，其中 T 係傳輸之轉矩及 r 係傳動帶在各滑輪之半徑。

2. 如申請專利範圍第 1 項之可連續變速之傳動裝置，其中該控制單元設定該軸向推力之安全係數，使其隨著傳動比之變大而增加。

六、申請專利範圍

第 86109793 號「可連續變速之傳動裝置」專利案

(88 年 12 月 4 日修正)

六 申請專利範圍：

1. 一種車輛用之可連續變速之傳動裝置，包括：

驅動滑輪，其具有第 1 及第 2 對合輪，在此兩對合輪之間界定一驅動滑輪槽，該第 1 對合輪響應於軸向推力可在軸向移動以減少驅動滑輪槽之寬度；

被驅動滑輪，其含有第 1 及第 2 對合輪，此兩對合輪之間界定一被驅動滑輪槽，該第 1 對合輪響應於軸向推力之作用下可在軸向移動以減少被驅動滑輪槽之寬度；

設在該驅動及被驅動滑輪俾驅動地連接該驅動及被驅動滑輪之圓形傳動帶，該傳動帶係配套於驅動滑輪槽及被驅動滑輪槽，該傳動帶含有多數沿著該傳動帶之週邊對準之元件，其特徵在於：

控制單元，其根據車輛之運轉條件而定之傳動比可改變地控制每一驅動滑輪槽及被驅動滑輪槽之寬度，設定每一驅動及被驅動滑輪槽的該軸向推力(Q)俾 $[(Q \times r) / T]$ 之值隨傳動比之變大而增加，其中 T 係傳輸之轉矩及 r 係傳動帶在各滑輪之半徑。

2. 如申請專利範圍第 1 項之可連續變速之傳動裝置，其中該控制單元設定該軸向推力之安全係數，使其隨著傳動比之變大而增加。

六、申請專利範圍

3. 如申請專利範圍第 2 項之可連續變速之傳動裝置，其中該控制單元依該傳動帶之滑移率設定該安全係數，滑移率係根據傳動比而定。
4. 如申請專利範圍第 1 項之可連續變速之傳動裝置，其中該傳動帶之元件係配置成在相鄰之元件間形成一間隙。
5. 如申請專利範圍第 4 項之可連續變速之傳動裝置，其中該傳動帶含有無端之鋼環，元件係沿著該傳動帶之週邊對準而可移動地被支撐於此鋼環上。
6. 如申請專利範圍第 4 項之可連續變速之傳動裝置，其中每個驅動及被驅動滑輪之第 1 及第 2 對合輪分別具有第 1 及第 2 大體為截角錐之表面，這些表面係同軸且相互面對以在其間界定各滑輪槽；該傳動帶之每一元件具有分別位在元件之軸向相反端上之第 1 及第 2 傾斜面，每個傾斜面係傾斜與每個驅動及被驅動滑輪之軸線成垂直之平面，第 1 及第 2 傾斜面與該驅動及被驅動滑輪之第 1 及第 2 大體上為截角錐之表面滑動接觸。
7. 如申請專利範圍第 1 項之可連續變速之傳動裝置，其中每一驅動及被驅動滑輪的該軸向推力係藉作用於驅動及被驅動滑輪之各第 1 對合輪之液壓而產生。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

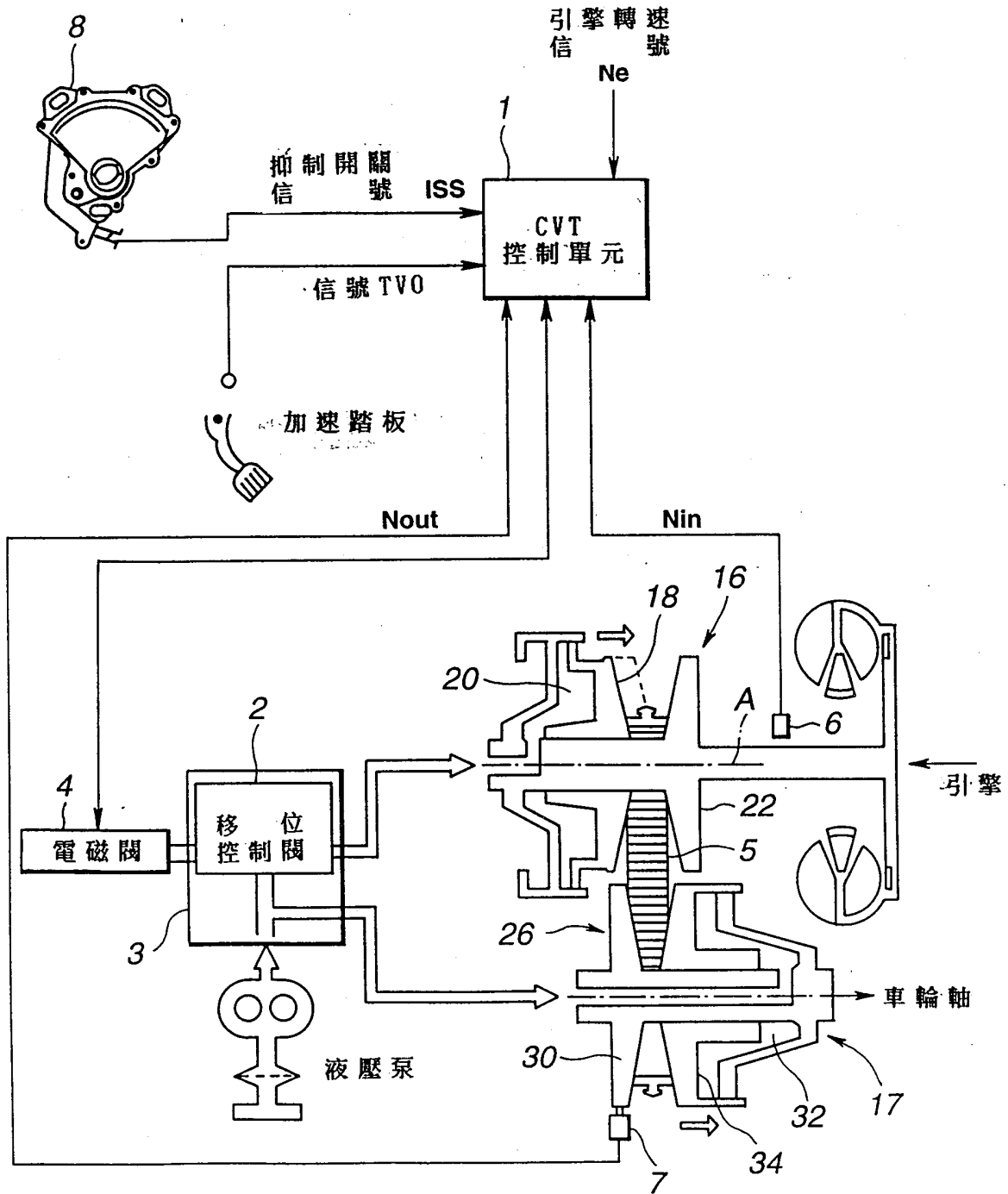
裝

訂

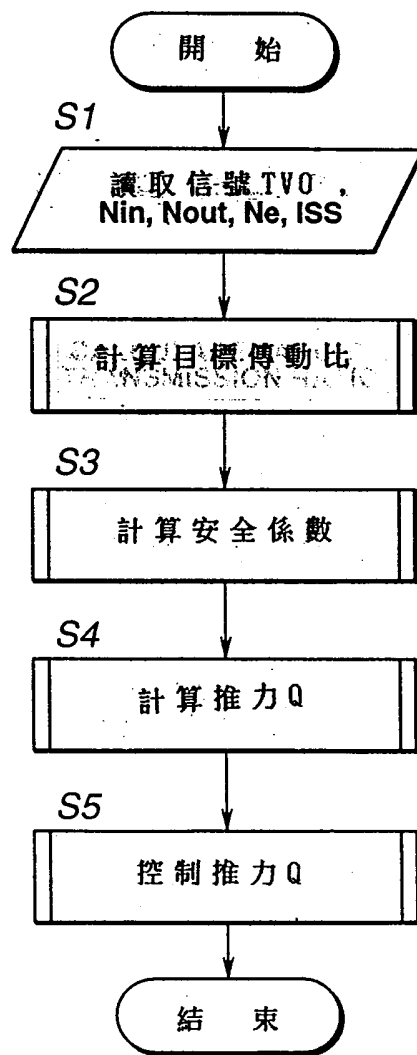
線

86109793

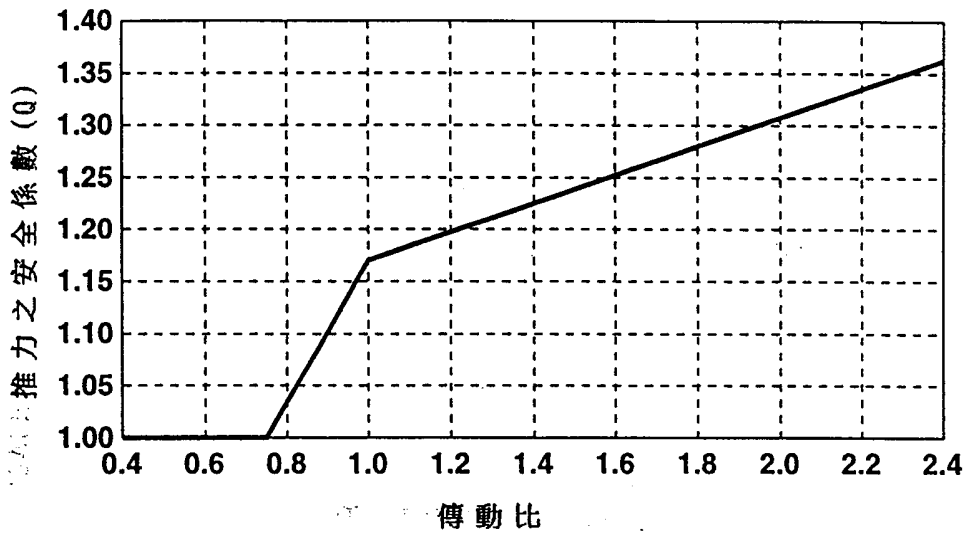
第1圖



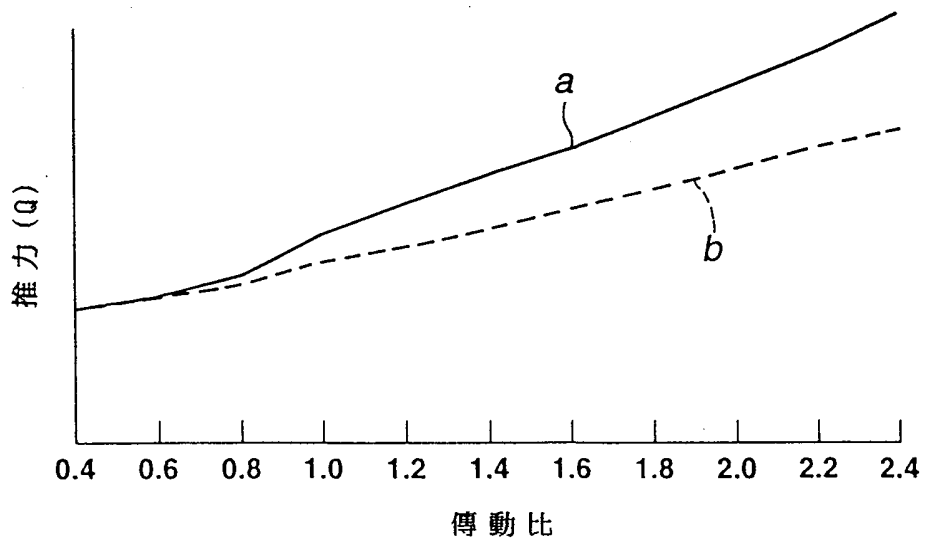
第2圖



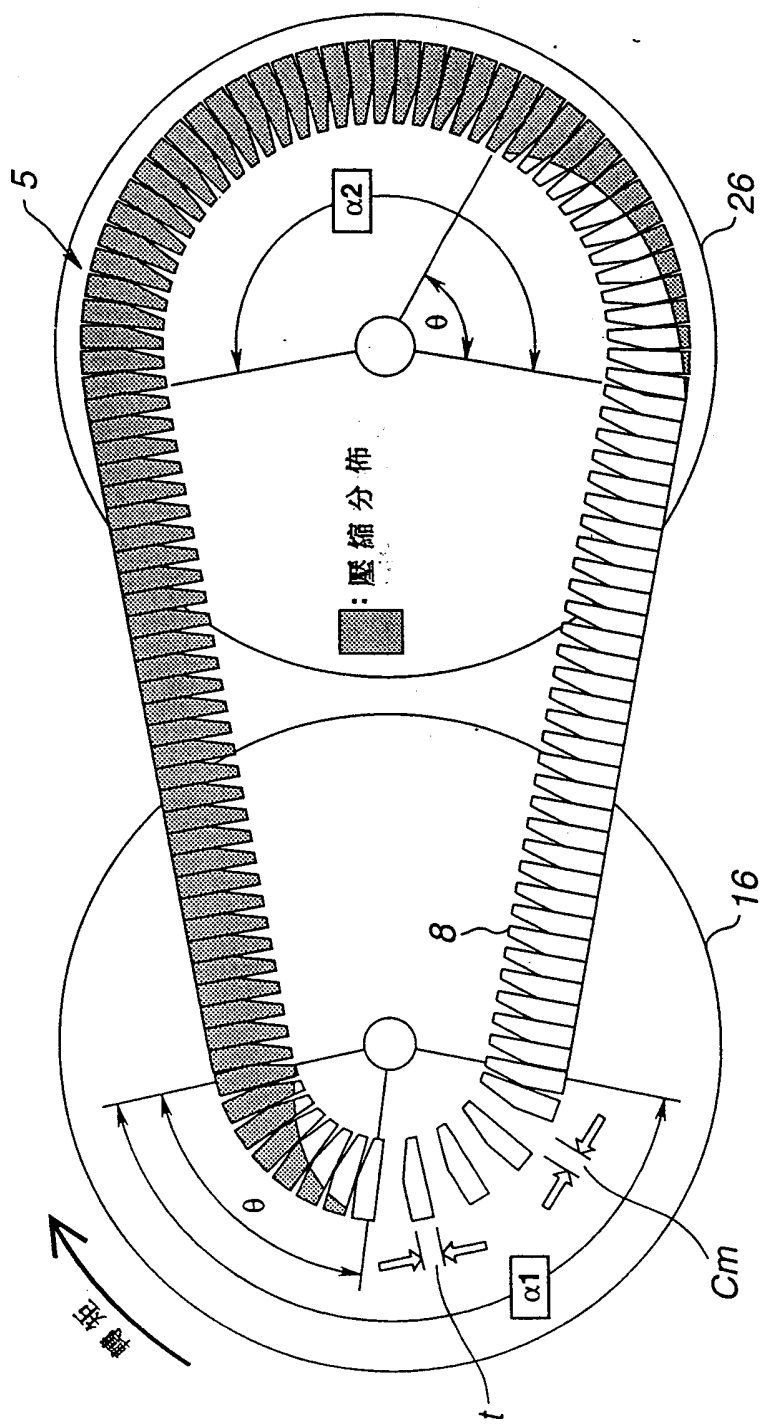
第3圖



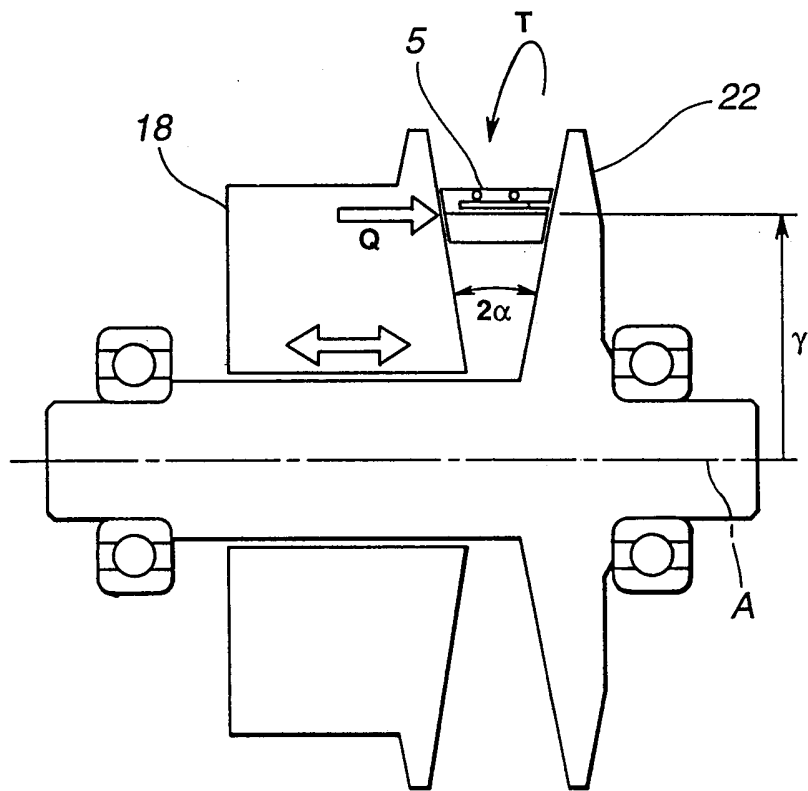
第4圖



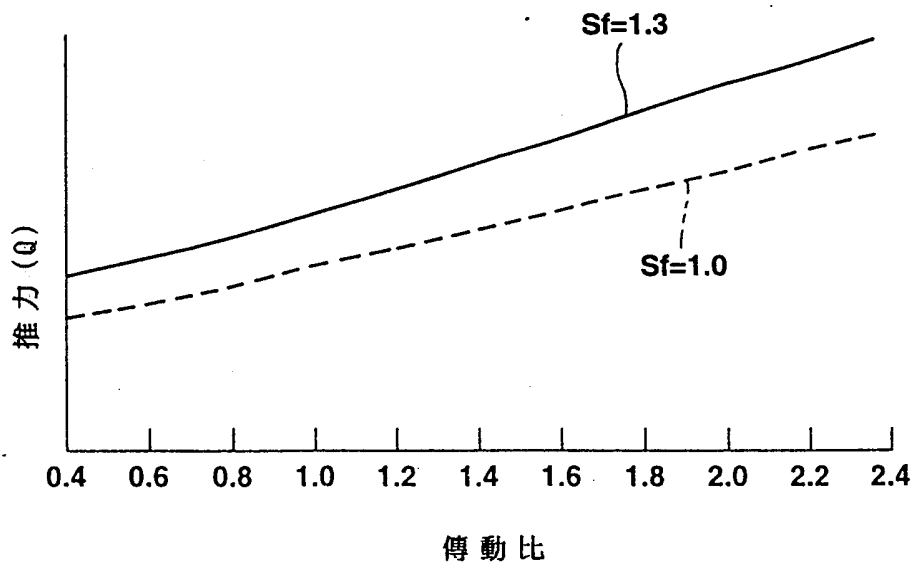
第5圖



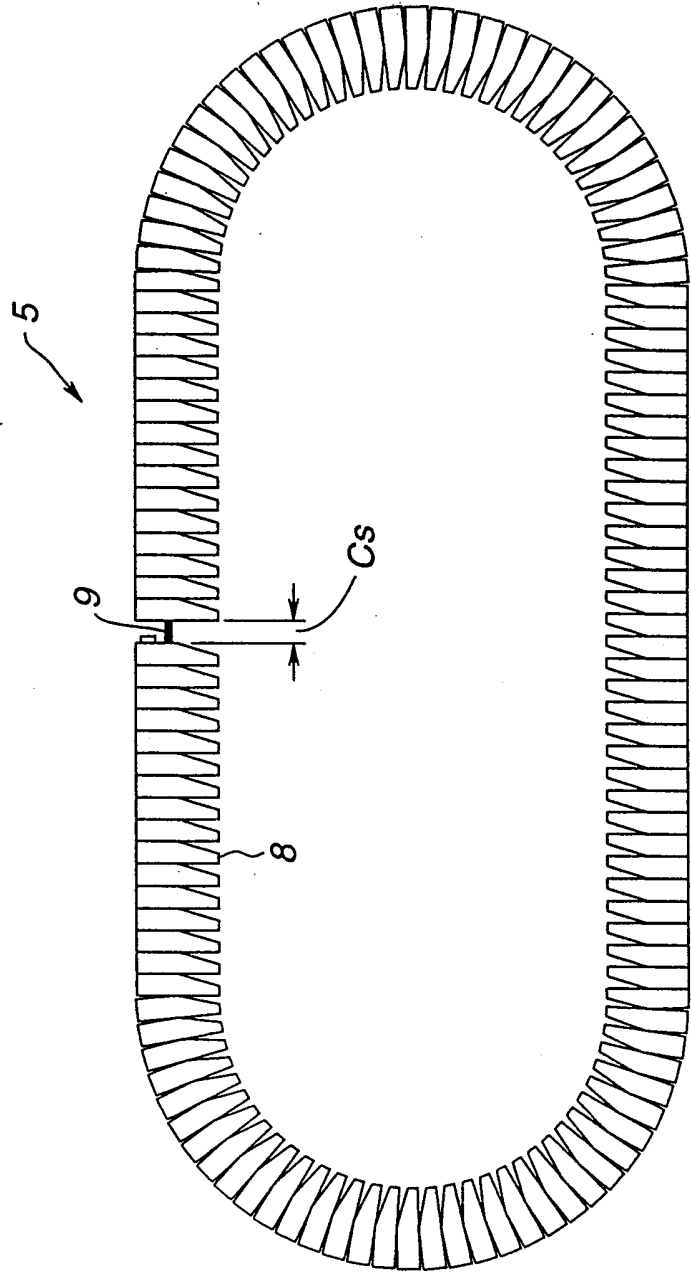
第6圖



第7圖

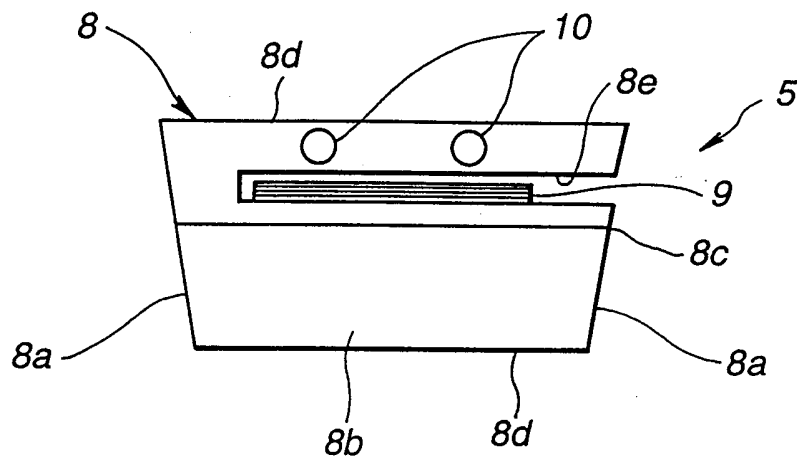


第8圖

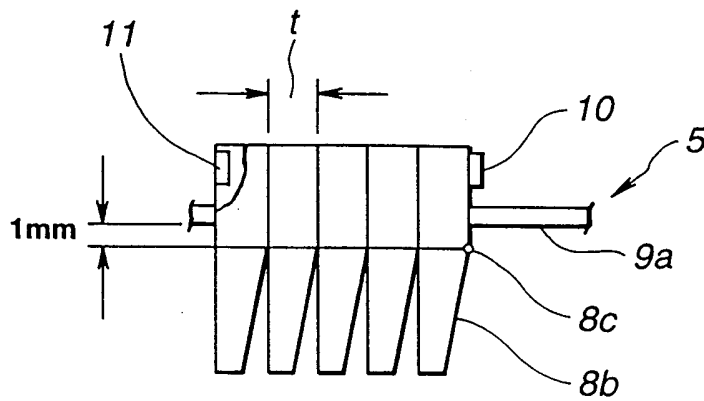


397907

第9圖

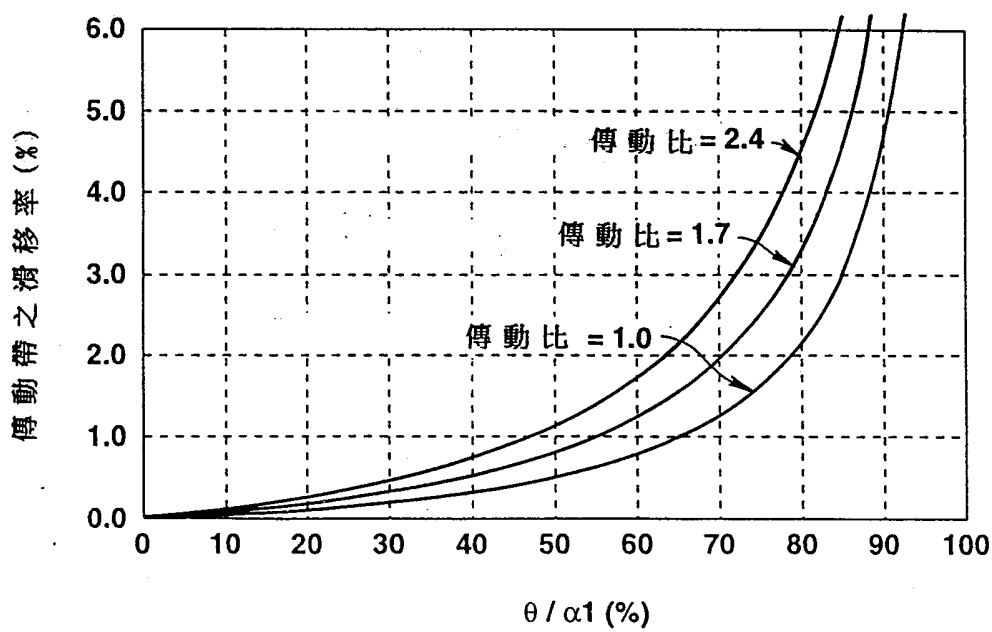


第10圖

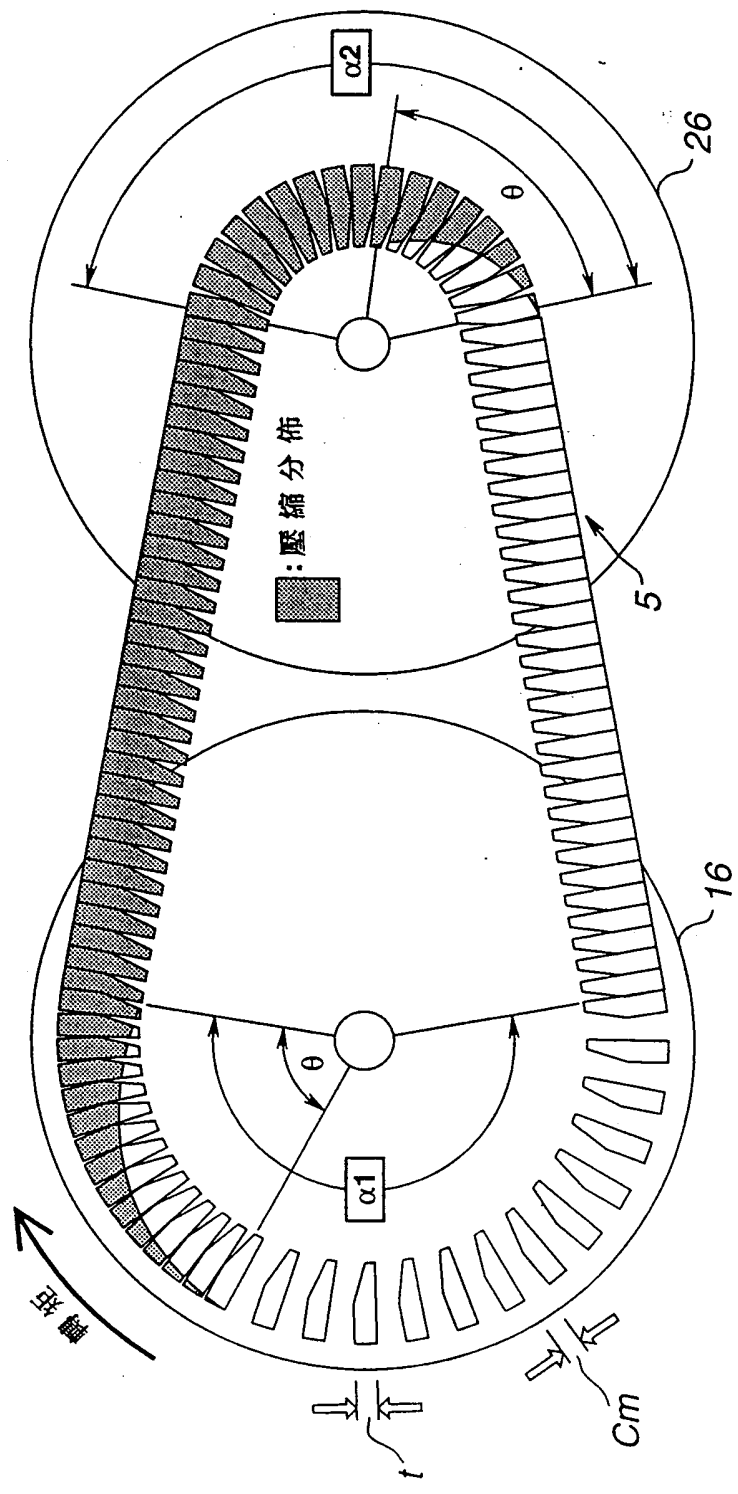


397907

第11圖

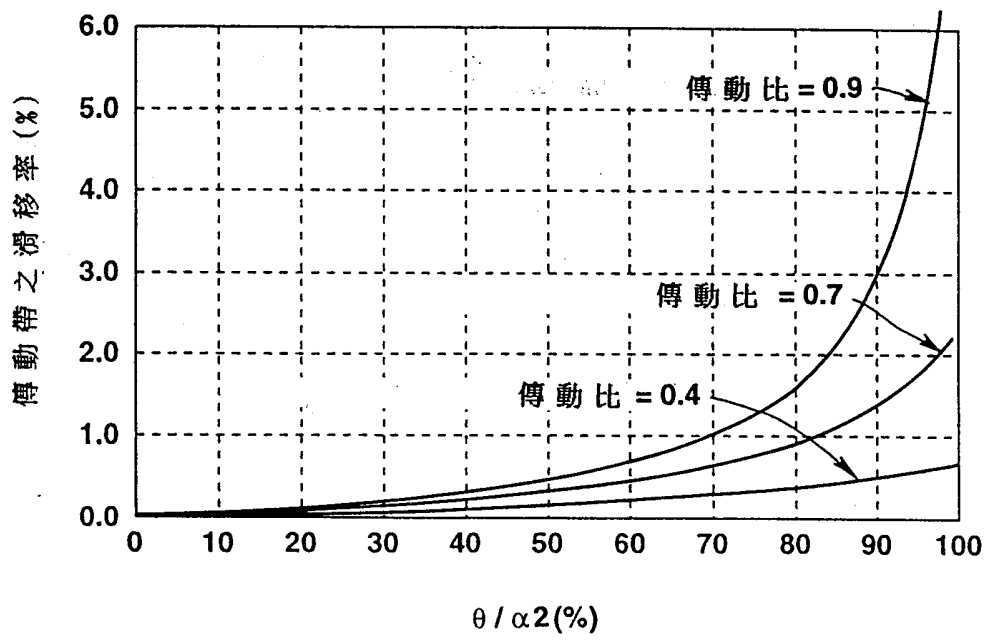


第12圖



397907

第13圖



第14圖

