



(19)中華民國智慧財產局

(12)發明說明書公開本

(11)公開編號：TW 201430236 A

(43)公開日：中華民國 103 (2014) 年 08 月 01 日

(21)申請案號：102146437

(22)申請日：中華民國 102 (2013) 年 12 月 16 日

(51)Int. Cl. : *F16F15/04 (2006.01)*

B63H1/14 (2006.01)

B63H21/00 (2006.01)

F16F15/08 (2006.01)

(30)優先權：2013/01/22 日本

2013-009284

(71)申請人：山葉發動機股份有限公司 (日本) YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA
(JP)

日本

(72)發明人：黑木陽平 KUROKI, YOHEI (JP)

(74)代理人：陳長文

申請實體審查：有 申請專利範圍項數：20 項 圖式數：29 共 71 頁

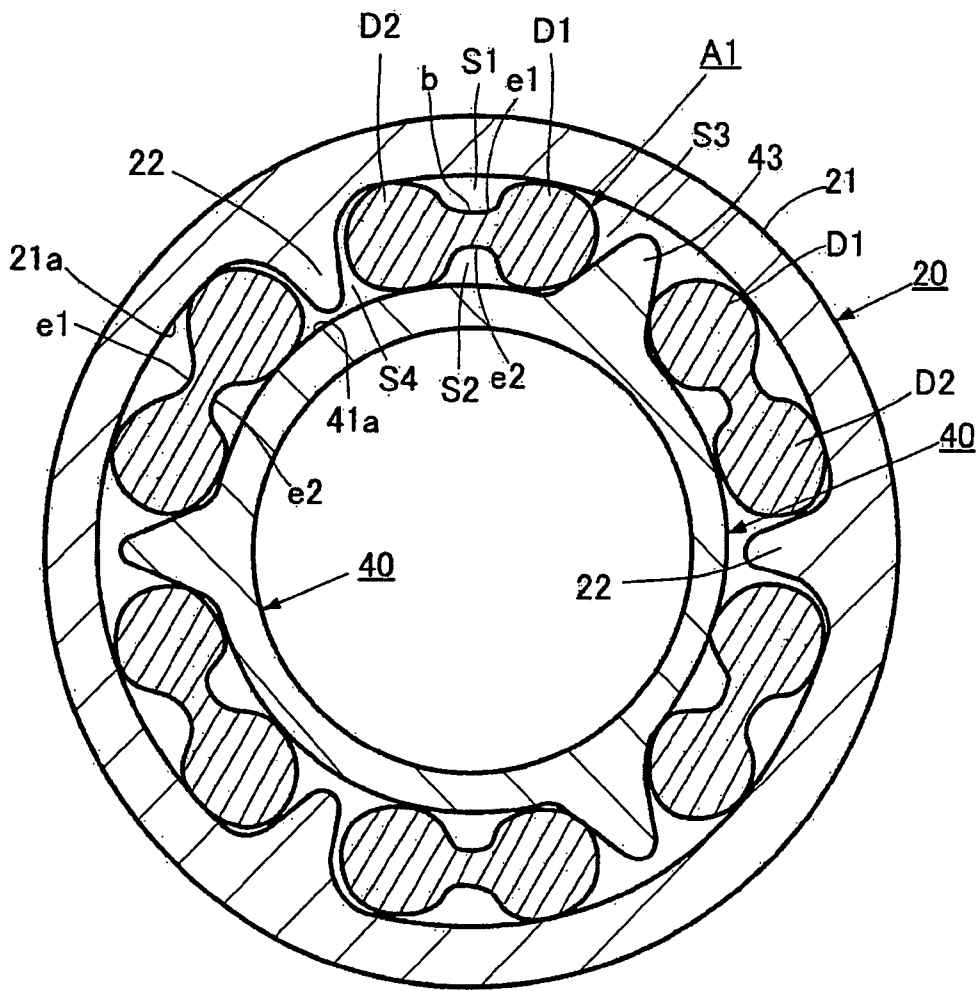
(54)名稱

螺旋槳單元用衝擊吸收構件、螺旋槳單元、及船舶推進機

SHOCK ABSORBER FOR PROPELLER UNIT, PROPELLER UNIT, AND VESSEL PROPULSION APPARATUS

(57)摘要

阻尼器係配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。阻尼器包含：第 1 部分，其與襯套之肋條在周方向上相對向；第 2 部分，其與內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及連結部，其連結第 1 部分及第 2 部分。於未對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力之狀態下，阻尼器包含形成位於第 1 部分與第 2 部分之間之變形吸收空間之剖面形狀。於對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力而使襯套之肋條與內側輪轂之肋條沿周方向相對移動之狀態下，以第 1 部分接近第 2 部分之方式使變形吸收空間變形。



- 20：內側輪轂
- 21：圓筒狀本體
- 21a：內周面
- 22：肋條
- 40：襯套
- 41a：外周面
- 43：肋條
- A1：衝擊吸收構件
- b：連結片
- D1：第1部分(第1
彈性構件)
- D2：第2部分(第2
彈性構件)
- e1：凹部
- e2：凹部
- S1：變形吸收空間
- S2：變形吸收空間
- S3：變形空間
- S4：變形空間

圖17



(19) 中華民國智慧財產局

(12) 發明說明書公開本

(11) 公開編號：TW 201430236 A

(43) 公開日：中華民國 103 (2014) 年 08 月 01 日

(21) 申請案號：102146437

(22) 申請日：中華民國 102 (2013) 年 12 月 16 日

(51) Int. Cl. : *F16F15/04 (2006.01)*

B63H1/14 (2006.01)

B63H21/00 (2006.01)

F16F15/08 (2006.01)

(30) 優先權：2013/01/22 日本

2013-009284

(71) 申請人：山葉發動機股份有限公司 (日本) YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA
(JP)

日本

(72) 發明人：黑木陽平 KUROKI, YOHEI (JP)

(74) 代理人：陳長文

申請實體審查：有 申請專利範圍項數：20 項 圖式數：29 共 71 頁

(54) 名稱

螺旋槳單元用衝擊吸收構件、螺旋槳單元、及船舶推進機

SHOCK ABSORBER FOR PROPELLER UNIT, PROPELLER UNIT, AND VESSEL PROPULSION APPARATUS

(57) 摘要

阻尼器係配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。阻尼器包含：第 1 部分，其與襯套之肋條在周方向上相對向；第 2 部分，其與內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及連結部，其連結第 1 部分及第 2 部分。於未對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力之狀態下，阻尼器包含形成位於第 1 部分與第 2 部分之間之變形吸收空間之剖面形狀。於對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力而使襯套之肋條與內側輪轂之肋條沿周方向相對移動之狀態下，以第 1 部分接近第 2 部分之方式使變形吸收空間變形。

發明摘要

F16F 15/04 (2006.01)

B63H 1/14 (2006.01)

B63H 21/00 (2006.01)

F16F 15/08 (2006.01)

※ 申請案號： 102146437

※ 申請日： 102.12.16

※IPC 分類：B63H

【發明名稱】

螺旋槳單元用衝擊吸收構件、螺旋槳單元、及船舶推進機

SHOCK ABSORBER FOR PROPELLER UNIT, PROPELLER UNIT,
AND VESSEL PROPULSION APPARATUS

○ 【中文】

阻尼器係配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。阻尼器包含：第1部分，其與襯套之肋條在周方向上相對向；第2部分，其與內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及連結部，其連結第1部分及第2部分。於未對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力之狀態下，阻尼器包含形成位於第1部分與第2部分之間之變形吸收空間之剖面形狀。於對襯套與內側輪轂之間賦予旋轉力而使襯套之肋條與內側輪轂之肋條沿周方向相對移動之狀態下，以第1部分接近第2部分之方式使變形吸收空間變形。

○ 收空間變形。

【英文】

A damper is disposed between an outer peripheral surface of a bushing and an inner peripheral surface of an inner hub. The damper includes a first portion facing a rib of the bushing, a second portion facing a rib of the inner hub, and a connection portion by which the first portion and the second portion are connected each other. In a state in which a rotational force has not been applied between the bushing and the inner hub, the damper includes a cross-sectional shape that defines a deformation-absorbing space positioned between the first portion and the second portion. The deformation-absorbing space is deformed such that the first portion approaches the second portion in a state in which the rib of the bushing and the rib of the inner hub have moved relatively by application of a rotational force between the bushing and the inner hub.

【代表圖】

【本案指定代表圖】：第（17）圖。

【本代表圖之符號簡單說明】：

20	內側輪轂
21	圓筒狀本體
21a	內周面
22	肋條
40	襯套
41a	外周面
43	肋條
A1	衝擊吸收構件
D1	第1部分(第1彈性構件)
D2	第2部分(第2彈性構件)
S1	變形吸收空間
S2	變形吸收空間
S3	變形空間
S4	變形空間
b	連結片
e1	凹部
e2	凹部

【本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式】：

無

發明專利說明書

(本說明書格式、順序，請勿任意更動)

【發明名稱】

螺旋槳單元用衝擊吸收構件、螺旋槳單元、及船舶推進機

SHOCK ABSORBER FOR PROPELLER UNIT, PROPELLER UNIT,
AND VESSEL PROPULSION APPARATUS

【技術領域】

本發明係關於一種連結於船舶推進機之螺旋槳軸之螺旋槳單元、裝設於螺旋槳單元內之衝擊吸收構件(shock absorber)、及具備螺旋槳單元之船舶推進機。

【先前技術】

船舶推進機之螺旋槳單元包括：外側輪轂，其於外周面包含複數個葉片；內側輪轂，其以同軸狀連結於該外側輪轂之內側；襯套，其連結於螺旋槳軸；及阻尼器，其配置於該襯套與上述內側輪轂之間且由橡膠等彈性材料形成。自螺旋槳軸傳遞之驅動力經由襯套、阻尼器及內側輪轂而傳遞至外側輪轂。藉此，設置於外側輪轂之葉片旋轉，對船舶賦予推力。

作為船舶推進機之一例之舷外機有時包括將推進方向切換為前進方向與後退方向之換擋機構。該換擋機構包含爪形離合器、前進齒輪及後退齒輪。爪形離合器構成為與螺旋槳軸花鍵接合，且選擇性地嚙合於前進齒輪及後退齒輪。於前進齒輪及後退齒輪，始終傳遞有傳遞引擎之驅動力之驅動軸之旋轉。前進齒輪及後退齒輪藉由來自驅動軸之驅動力而相互向反方向旋轉。若爪形離合器嚙合於前進齒輪，則設置於外側輪轂之葉片向使船舶前進之方向旋轉。若爪形離合器嚙合於後退齒輪，則葉片向使船舶後退之方向旋轉。於爪形離合器未嚙合

於前進齒輪及後退齒輪之任一者之中立狀態下，引擎之驅動力不傳遞至葉片。

若爪形離合器自中立位置(neutral position)向嚙合之位置移動，則產生衝擊音及振動。該衝擊音及振動起因於，在前進齒輪或後退齒輪與螺旋槳軸之間存在旋轉方向之速度差，及包含螺旋槳之旋轉部分具有較大之慣性質量。中立位置係爪形離合器未嚙合於前進齒輪及後退齒輪之任一者之位置。嚙合之位置係爪形離合器嚙合於前進齒輪或後退齒輪之位置。包含螺旋槳之旋轉部分係與螺旋槳及螺旋槳一體旋轉之部分。

尤其，於螺旋槳單元未旋轉之狀態下，於爪形離合器嚙合於前進齒輪或後退齒輪之搭接(shift in)時，產生較大之衝擊，並且產生較大之聲音。又，於爪形離合器自嚙合於前進齒輪或後退齒輪之狀態轉變至中立之狀態之脫開(shift out)時，雖較搭接時小，但仍然產生衝擊，產生聲音。

爲了緩和此種衝擊或聲音，如上所述，提出有於襯套與內側輪轂之間配置有由橡膠等彈性材料所形成之阻尼器的螺旋槳單元。

例如，美國專利第5,049,034號揭示有於襯套與內側輪轂之間配置有衝擊吸收構件之螺旋槳單元。該衝擊吸收構件包含由彈性材料形成之複數個圓柱狀構件。各圓柱狀構件配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。於該狀態下，各圓筒狀構件配置於形成於襯套之外周面之外側突出肋條與形成於內側輪轂之內周面之內側突出肋條之間。

又，美國專利第6,471,481號及美國專利第6,685,432號亦揭示有於襯套與內側輪轂之間配置有衝擊吸收構件之螺旋槳單元。該衝擊吸收構件包含由彈性材料形成之圓筒狀構件。該圓筒狀構件配置於襯套與內側輪轂之間。圓筒狀構件包含自圓筒狀構件之一端部沿軸

向延伸之鍵槽與自圓筒狀構件之另一端部沿軸向延伸之鍵槽。自圓筒狀構件之一端部延伸之鍵槽與自圓筒狀構件之另一端部延伸之鍵槽沿圓筒狀構件之周方向交替地配置。形成於襯套之外周面之外側突出肋條嵌合於自圓筒狀構件之一端部延伸之鍵槽，形成於內側輪轂之內周面之內側突出肋條嵌合於自圓筒狀構件之另一端部延伸之鍵槽。

美國專利第6,659,818號亦揭示有於襯套與內側輪轂之間配置有衝擊吸收構件之螺旋槳單元。該衝擊吸收構件由彈性材料形成。衝擊吸收構件包含：複數個圓柱狀構件，其等隔開特定間隔而平行地配置；第1連結構件，其將圓柱狀構件之一端部彼此隔開一個而予以連結；及第2連結構件，其將與一端部相反之圓柱狀構件之另一端部彼此隔開一個而予以連結。各圓柱狀構件配置於襯套與內側輪轂之間。於該狀態下，各圓柱狀構件配置於形成於襯套之外周面之肋條與形成於內側輪轂之內周面之肋條之間。

美國專利第7,223,073號揭示有於襯套與內側輪轂之間配置有衝擊吸收構件之螺旋槳單元。該衝擊吸收構件由彈性材料形成。衝擊吸收構件包含一對圓柱狀構件及連結一對圓柱狀構件之帶狀構件。各圓柱狀構件配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。圓柱狀構件進而配置於形成於襯套之外側突出肋條與形成於內側輪轂之內側突出肋條之間。帶狀構件配置於襯套之外側突出肋條與內側輪轂之內周面之間。

於上述任一螺旋槳單元中，衝擊吸收構件均介置於襯套之外側突出肋條與內側輪轂之內側突出肋條之間，因此於襯套相對於內側輪轂相對地旋轉之情形時，衝擊得到緩和並且衝擊音得到降低。

於上述任一螺旋槳單元中，均可減輕爪形離合器搭接至前進齒輪或後退齒輪時及自前進齒輪或後退齒輪脫開時產生之衝擊或聲音。

然而，未必可滿足衝擊緩和效果及衝擊音降低效果。

又，於除爪形離合器之相對於前進齒輪或後退齒輪之搭接或脫開時以外、即爪形離合器嚙合於前進齒輪或後退齒輪時，亦存在爪形離合器產生振動或聲音之情況。其原因在於，藉由引擎驅動之驅動軸之旋轉未必順暢而產生脈動，驅動軸之旋轉之脈動傳遞至螺旋槳軸。

即，包含螺旋槳之旋轉部分、換言之為與螺旋槳及螺旋槳一體旋轉之部分具有較大之慣性質量，因此欲以一定速度旋轉。因此，與螺旋槳軸花鍵接合之爪形離合器亦欲以一定速度旋轉。相對於此，嚙合於爪形離合器之前進齒輪及後退齒輪之旋轉隨著驅動軸之旋轉之脈動而進行脈動。因此，存在因驅動軸之旋轉產生脈動，而於爪形離合器與其嚙合之齒輪之間產生振動或聲音之情況。如此，於爪形離合器嚙合於前進齒輪或後退齒輪之狀態下產生之振動及聲音尤其於周圍為安靜之環境之情形時，存在令使用者感覺不適之情況。此種振動及聲音於上述任一螺旋槳單元中均未得到充分消除。

【發明內容】

本發明之目的之一在於，有效地緩和、降低搭接及脫開時等產生之衝擊及聲音。

本發明之一實施形態提供一種藉由船舶推進機之螺旋槳軸而驅動之螺旋槳單元用衝擊吸收構件。上述衝擊吸收構件包含由彈性材料形成之阻尼器。上述阻尼器配置於上述螺旋槳單元之襯套之外周面與上述螺旋槳單元之內側輪轂之內周面之間。該阻尼器包含：第1部分，其與上述襯套之肋條在周方向上相對向；第2部分，其與上述內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及連結部，其連結上述第1部分及上述第2部分。

於未產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，上述阻尼器於上述第1部分與上述第2部

分之間形成有變形吸收空間。

於產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，上述變形吸收空間以上述第1部分與上述第2部分相互接近之方式變形。

於本發明之一實施形態中，上述阻尼器亦可形成沿軸向延伸之複數個上述變形吸收空間。

於本發明之一實施形態中，上述阻尼器之上述第1部分及第2部分之至少一者亦可為圓柱狀。即，可為上述第1部分及第2部分之兩者為圓柱狀，亦可僅上述第1部分及第2部分之一者為圓柱狀。

於本發明之一實施形態中，於與上述襯套之軸向正交之剖面，上述變形吸收空間之剖面積亦可為上述阻尼器之剖面積之30－80%之範圍內、較佳為上述阻尼器之剖面積之40－60%之範圍內。上述變形吸收空間之剖面積例如係指與襯套之軸向正交之剖面之面積。上述阻尼器之剖面積例如係指與襯套之軸向正交之剖面之面積。

於本發明之一實施形態中，亦可複數個上述阻尼器於上述襯套之周方向隔開間隔而配置於上述襯套之外周面。

於本發明之一實施形態中，上述衝擊吸收構件亦可包含配置於上述襯套之外周面上且隔開間隔而沿上述襯套之周方向排列之一對上述阻尼器。於此情形時，為了使相對於襯套之組裝性變容易，亦可將連結上述襯套之軸向上之上述一對上述阻尼器之第1端部彼此的第1連結臂設置於上述衝擊吸收構件。

於本發明之一實施形態中，上述螺旋槳單元用衝擊吸收構件除包含上述一對上述阻尼器及上述第1連結臂以外，亦可進而包含連結上述襯套之軸向上之上述一對上述阻尼器之第2端部彼此的第2連結臂。阻尼器之第1端部與阻尼器之第2端部係襯套之軸向上之相互相反之方向之端部。

於本發明之一實施形態中，上述衝擊吸收構件亦可為複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成之單一之圓筒狀構件。於此情形時，僅將襯套插入至單一之阻尼器(圓筒狀構件)，即可簡單地進行襯套相對於阻尼器之組裝作業。

變形吸收空間之剖面形狀並無特別限定。例如，變形吸收空間亦可包含如下剖面形狀。

具體而言，於上述衝擊吸收構件為複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成單一之圓筒狀構件之情形時，上述變形吸收空間亦可包含自上述圓筒狀構件之外周面向徑向內側延伸之第1凹部。該第1凹部亦可自襯套之軸向上之上述圓筒狀構件之第1端部朝向襯套之軸向上之上述圓筒狀構件之第2端部而沿襯套之軸向延伸。

於上述衝擊吸收構件為複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成之單一之圓筒狀構件之情形時，上述變形吸收空間亦可包含自上述圓筒狀構件之內周面向徑向外側延伸之第2凹部。該第2凹部亦可自上述第1端部朝向上述第2端部而沿軸向延伸。

於上述衝擊吸收構件為複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成之單一之圓筒狀構件之情形時，上述變形吸收空間亦可包含：第1凹部，其自上述圓筒狀構件之外周面向徑向內側延伸，且自軸向上之上述圓筒狀構件之第1端部朝向軸向上之上述圓筒狀構件之第2端部而沿軸向延伸；及第2凹部，其自上述圓筒狀構件之內周面向徑向外側延伸，且自上述第1端部朝向上述第2端部而沿軸向延伸。

於上述衝擊吸收構件為複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成之單一之圓筒狀構件之情形時，上述阻尼器亦可包含：第1凹部，其自上述阻尼器之外周面向徑向內側延伸；及第2凹部，其自上述阻尼器之內周面向徑向外側延伸。上述第1凹部及第2凹部亦可於上述襯套之周方向彼此相隔。於此情形時，於與襯套之軸向正交之剖

面，上述變形吸收空間之剖面面積較佳為上述襯套之周方向上之上述第1凹部與第2凹部之間之空間之剖面面積之30%—80%之範圍內。

本發明之另一實施形態提供一種連結於船舶推進機之螺旋槳軸之螺旋槳單元。上述螺旋槳單元包括：內側輪轂，其於內周面包含肋條；外側輪轂，其相對於上述內側輪轂同軸地配置並且連結於該內側輪轂，且於外周面包含複數個葉片；襯套，其於外周面包含肋條，且連結於上述螺旋槳軸；及上述任一上述衝擊吸收構件。

於本發明之另一實施形態中，上述內側輪轂之肋條亦可包含朝向徑向內側而寬度減少之剖面形狀。於此種剖面形狀之情形時，可確保追加之變形吸收空間。因此，可提供衝擊緩衝效果及衝擊音降低效果更優異之螺旋槳單元。

於本發明之另一實施形態中，上述內側輪轂亦可包含隔開間隔而沿周方向排列之複數個上述肋條。藉由設置複數個肋條，可將衝擊力分散，進而可謀求強度及耐久性之提高。

於本發明之另一實施形態中，上述襯套亦可包含隔開間隔而沿周方向排列之複數個上述肋條。藉由設置複數個肋條，可將衝擊力分散，進而可謀求強度及耐久性之提高。

於本發明之另一實施形態中，上述襯套亦可包含形成於上述襯套之內周面之花鍵齒。於此情形時，上述襯套與上述螺旋槳軸花鍵接合。因此，易於進行襯套相對於螺旋槳軸之組裝作業。

就防止對阻尼器施加較大之負荷而導致阻尼器破損之觀點而言，襯套較佳為以如下方式構成。

即，於本發明之另一實施形態中，上述襯套亦可進而於外周面包含旋轉限制突部。於此情形時，該旋轉限制突部於上述襯套之肋條與上述內側輪轂之肋條沿周方向相對移動特定距離時，藉由與上述內側輪轂之肋條接觸，而限制上述襯套之肋條與上述內側輪轂之肋條之

相對移動。上述旋轉限制突部較佳為構成爲於對襯套施加如導致阻尼器破損之較大之負荷(極限負荷)之前，與內側輪轂之肋條接觸。即，上述旋轉限制突部較佳為構成爲於即將對上述襯套施加超過阻尼器之極限負荷之負荷之前，與內側輪轂之肋條接觸。上述特定距離係指旋轉限制突部與內側輪轂之肋條接觸之接觸距離。

於本發明之另一實施形態中，上述內側輪轂亦可包含配置於上述內側輪轂之後端部之向徑向內側延伸之凸緣。於此情形時，上述內側輪轂藉由上述凸緣與上述襯套之接觸，而限制上述襯套向上述內側輪轂之軸向之移動。

本發明之又一實施形態提供一種船舶推進機，其包括：引擎；驅動軸，其藉由上述引擎而旋轉；驅動齒輪，其固定於上述驅動軸；前進齒輪，其嚙合於上述驅動齒輪；後退齒輪，其嚙合於上述驅動齒輪，向與上述前進齒輪之旋轉方向相反之方向旋轉；爪形離合器，其選擇性地嚙合於上述前進齒輪與上述後退齒輪；螺旋槳軸，其與上述爪形離合器一併旋轉；及上述任一上述螺旋槳單元，其連結於上述螺旋槳軸。

本發明之至少一實施形態之螺旋槳單元包括由彈性材料形成之阻尼器。上述阻尼器配置於襯套之外周面與內側輪轂之內周面之間。阻尼器包含：第1部分，其與上述襯套之肋條在周方向上相對向；第2部分，其與上述內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及連結部，其連結上述第1部分與上述第2部分。於未產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，上述阻尼器包含形成位於上述第1部分與上述第2部分之間之變形吸收空間之剖面形狀。又，於產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，構成爲上述變形吸收空間以上述第1部分與上述第2部分相互接近之方式變形。

如上所述，阻尼器包括變形吸收空間，因此配置於螺旋槳軸與襯套之間之阻尼器之衝擊吸收性能提高。因此，可使爪形離合器與前進齒輪或後退齒輪嚙合時產生之衝擊有效率地衰減，進而可有效地降低衝擊及聲音。

又，上述阻尼器可有效地降低因引擎之驅動軸之脈動而於爪形離合器與嚙合於其之前進齒輪或後退齒輪之間產生之振動或聲音之產生。

又，由於上述阻尼器包含衝擊吸收空間，故與壓入至襯套之先前之阻尼器相比，可相對較容易地進行阻尼器相對於襯套之卸除作業及安裝作業。因此，即便於因劣化或磨耗等而使阻尼器之衝擊吸收性能降低之情形時，亦可容易地僅更換阻尼器。因此，無需更換包含阻尼器之螺旋槳單元整體。

本發明之上述或其他目的、特徵及效果係參照隨附圖式並藉由如下所述之實施形態之說明而明瞭。

【圖式簡單說明】

圖1係表示本發明之第1實施形態之具備螺旋槳軸之舷外機之概略構成之側視圖。

圖2係以剖面表示上述螺旋槳單元及螺旋槳軸之一部分之上述螺旋槳單元及螺旋槳軸之分解圖。

圖3係表示於上述螺旋槳單元連結有螺旋槳軸之狀態之局部剖面圖。

圖4係自外側輪轂及內側輪轂之後端部處觀察圖3所示之螺旋槳單元所包含之外側輪轂及內側輪轂的後視圖。

圖5係圖4中之5-5線之剖面圖。

圖6A係圖5中之6A-6A線之剖面圖。

圖6B係圖5中之6B-6B線之剖面圖。

圖6C係圖5中之6C-6C線之剖面圖。

圖7係上述內側輪轂之立體圖。

圖8係上述螺旋槳單元所包含之襯套之側視圖。

圖9係上述襯套之縱剖面圖。

圖10A係圖9中之10A-10A線之剖面圖。

圖10B係圖9中之10B-10B線之剖面圖。

圖10C係圖9中之10C-10C線之剖面圖。

圖10D係圖9中之10D-10D線之剖面圖。

圖11係表示將上述襯套嵌入至內側輪轂之狀態之立體圖。

圖12係本發明之第1實施形態之阻尼器之立體圖。

圖13係表示將上述阻尼器裝設於襯套之狀態之側視圖。

圖14係自前方(螺旋槳軸處)觀察將上述阻尼器裝設於襯套之狀態之立體圖。

圖15係自後方觀察將上述阻尼器裝設於襯套之狀態之立體圖。

圖16係自後方觀察裝設有阻尼器及襯套之狀態下之內側輪轂之後視圖。

圖17係與襯套之軸向正交之內側輪轂、襯套、及阻尼器之剖面圖。

圖18係本發明之第2實施形態之阻尼器之立體圖。

圖19係表示本發明之第2實施形態之阻尼器產生變形之前之狀態的剖面圖。

圖20係表示本發明之第2實施形態之阻尼器產生變形之狀態之剖面圖。

圖21係本發明之第3實施形態之阻尼器之立體圖。

圖22係本發明之第4實施形態之外側輪轂及內側輪轂之縱剖面圖。

圖23係將自外側輪殼及內側輪殼之後端部觀察圖22所示之外側輪殼及內側輪殼之狀態省略一部分而表示之後視圖。

圖24係本發明之第4實施形態之襯套之縱剖面圖。

圖25係自襯套之後端部處觀察圖24所示之襯套之後視圖。

圖26係表示本發明之第5實施形態之襯套及阻尼器之立體圖。

圖27係表示將本發明之第5實施形態之阻尼器組裝於襯套之前之狀態之立體圖。

圖28係自徑向外側沿徑向觀察本發明之第5實施形態之阻尼器之圖。

圖29係沿軸向觀察本發明之第5實施形態之阻尼器之圖。

【實施方式】

第1實施形態

圖1係表示本發明之第1實施形態之具備螺旋槳單元PU之舷外機之概略構成之側視圖。如圖1所示，舷外機1包含配置於舷外機1之下部之下殼體2。包含複數片葉片pb之螺旋槳單元PU安裝於下殼體2。換擋機構3及螺旋槳軸4設置於下殼體2內。上殼體6配置於下殼體2上，並固定於下殼體2。驅動軸5於上殼體6之內部向上下方向延伸。引擎E搭載於上殼體6上。引擎E由機罩7覆蓋。

該舷外機1經由懸架裝置8安裝於船舶B之船尾T。如圖1所示，該懸架裝置8包括：夾緊托架(clamping bracket)10，其裝卸自如地固定於船尾T；旋轉托架(swivel bracket)12，其以作為水平旋轉軸之傾斜軸11為中心旋轉自如地連結於該夾緊托架10；及傾動汽缸裝置13，其配置於夾緊托架10與旋轉托架12之間。藉由控制對傾動汽缸裝置13之液壓油(hydraulic oil)之供給、排出，旋轉托架12相對於夾緊托架10旋轉。其結果為，變更安裝於旋轉托架12之舷外機1之安裝角度。

於本發明之各實施形態中，於上述舷外機1安裝於船舶B之圖1所

示之狀態下，將紙面之右方定義為前方，將紙面之左方定義為後方，將紙面之上方定義為上方，將紙面之下方定義為下方。

於該舷外機1中，引擎E之旋轉力經由上殼體6內之驅動軸5傳遞至下殼體2內之換擋機構3。傳遞至該換擋機構3之驅動力經由螺旋槳軸4傳遞至葉片pb。螺旋槳軸4之旋轉方向、即葉片pb之旋轉方向藉由換擋機構3而被切換。

上述換擋機構3包含固定於驅動軸5之下端之驅動齒輪3a、以及安裝於螺旋槳軸4之前進齒輪3b及後退齒輪3c。進而，該換擋機構3包含配置於前進齒輪3b與後退齒輪3c之間之爪形離合器3d。驅動齒輪3a、前進齒輪3b、及後退齒輪3c均為斜齒輪。

該爪形離合器3d相對於上述螺旋槳軸4花鍵接合。即，爪形離合器3d係以相對於螺旋槳軸4於螺旋槳軸4之軸向上滑動自如，但在周方向上未相對旋轉之狀態，而與該螺旋槳軸4接合。

爪形離合器3d伴隨與驅動軸5平行且沿上下方向延伸之換擋桿15之旋轉驅動，而於螺旋槳軸4上向前後方向移動。藉此，爪形離合器3d被切換於與前進齒輪3b嚙合之前進位置、與後退齒輪3c嚙合之後退位置、及不與前進齒輪3b及後退齒輪3c之任一者嚙合之中立位置。

於爪形離合器3d位於前進位置時，前進齒輪3b之旋轉經由爪形離合器3d傳遞至螺旋槳軸4。伴隨該螺旋槳軸4之旋轉，葉片pb向使船舶B前進之方向旋轉。另一方面，於爪形離合器3d位於後退位置時，後退齒輪3c之旋轉經由爪形離合器3d傳遞至螺旋槳軸4。後退齒輪3c向與前進齒輪3b相反之方向旋轉，因此螺旋槳軸4向反方向旋轉。因此，葉片pb向相反方向、即向使船舶B後退之方向旋轉。另一方面，於爪形離合器3d位於中立位置時，爪形離合器3d不與前進齒輪3b及後退齒輪3c之任一者嚙合，因此驅動軸5之旋轉驅動力未傳遞至螺旋槳軸4。因此，葉片pb不向任何方向旋轉。

圖2表示將螺旋槳軸4及螺旋槳單元PU分解之狀態。螺旋槳軸4之後端部包含：錐形部4a，其朝向後方而前端變細；圓柱部4b，其自該錐形部4a向後方延伸；花鍵軸部4c，其自該圓柱部4b向後方延伸；及公螺紋部4d，其自該花鍵軸部4c向後方延伸。

如圖3所示，於上述螺旋槳軸4之後端部安裝有螺旋槳單元PU。該螺旋槳單元PU包含內側輪轂20、外側輪轂30、襯套40、及衝擊吸收構件A1。衝擊吸收構件A1包含阻尼器D。內側輪轂20、外側輪轂30、及襯套40均為圓筒狀。

上述內側輪轂20尤其如圖4～圖6所示，包含圓筒狀本體21及自圓筒狀本體21向徑向內側突出之複數個(例如3個)肋條22。3個肋條22在周方向上隔開等間隔而配置。

如圖3及圖4所示，螺旋槳單元PU包含沿徑向自圓筒狀本體21之外周面延伸至外側輪轂30之內周面之3個連結片23。內側輪轂20、連結片23、及外側輪轂30為一體。3個連結片23配置於內側輪轂20及外側輪轂30之間。內側輪轂20於以同軸狀配置於外側輪轂30之內側之狀態下，經由3個上述連結片23一體地連結。因此，內側輪轂20與外側輪轂30一體地旋轉。

形成於上述內側輪轂20之各肋條22沿軸向筆直地延伸。又，如圖6A～圖6C所示，各肋條22具有自螺旋槳單元PU之後方朝向前方，自圓筒狀本體21之內周面之突出量減少並且周方向之寬度增大之形狀。

上述外側輪轂30為圓筒狀。如圖4所示，外側輪轂30包含包圍內側輪轂20之圓筒狀本體及與圓筒狀本體為一體之3個葉片pb。3個葉片pb在周方向上隔開等間隔而配置。各葉片pb自圓筒狀本體向徑向外側延伸。

如圖8～圖10所示，上述襯套40包含：襯套本體41，其為圓筒

狀；3個旋轉限制突部42，其等自襯套本體41之外周面向徑向外側突出；及3個肋條43，其等自襯套本體41之外周面向徑向外側突出。

襯套40之3個旋轉限制突部42配置於襯套本體41之外周面之後端處。3個旋轉限制突部42在周方向上隔開間隔而配置。各旋轉限制突部42形成爲，自後方朝向前方，周方向之寬度減少並且自襯套本體41之外周面之高度減少。

襯套40之3個肋條43配置於襯套本體41之外周面之前端處。3個肋條43在周方向上隔開間隔而配置。3個肋條43分別與3個旋轉限制突部42對應。因此，襯套40包含複數對(3對)旋轉限制突部42及肋條43。成對之旋轉限制突部42及肋條43沿軸向排列。周方向上之旋轉限制突部42之寬度大在周方向上上之肋條43之寬度。各肋條43自上述旋轉限制突部42之前端之周方向中間部向前方沿軸向延伸。又，成對之旋轉限制突部42及肋條43之外端面於旋轉限制突部42及肋條43之接合部連接，自後方朝向前方而高度減少。旋轉限制突部42之外端面係指旋轉限制突部42之位於徑向最外側之面。同樣地，肋條43之外端面係指肋條43之位於徑向最外側之面。

又，如圖10C及圖10D所示，襯套40之各肋條43包含朝向徑向外側而周方向之寬度減少之錐狀之剖面。藉此，減少襯套40之體積而謀求材料成本之降低，並且謀求輕量化。又，藉由將各肋條43形成爲錐狀，如後述般，於襯套40之肋條43與阻尼器D接觸之狀態下，於肋條43及阻尼器D之間形成追加之變形吸收空間。藉由該追加之變形吸收空間，可謀求進一步之衝擊吸收性能之提高。

如圖3所示，上述襯套40與螺旋槳軸4花鍵接合。即，如圖9所示，襯套本體41包含與螺旋槳軸4之花鍵軸部4c花鍵接合之漸開線花鍵部(involute spline)44。漸開線花鍵部44設置於襯套本體41之內周部。如圖10A所示，漸開線花鍵部44包含沿周方向排列之複數個花鍵

齒。如圖3所示，螺旋槳軸4經由第1間隔件50，自襯套本體41之前方插入至襯套本體41，螺旋槳軸4之花鍵軸部4c與漸開線花鍵部44花鍵接合。於該狀態下，螺旋槳軸4與襯套40沿周方向一體地旋轉。

於螺旋槳軸4之公螺紋部4d配置有第2間隔件60及墊圈70。於該墊圈70之後方，配置有螺合於公螺紋部4d之堡形螺帽(castle nut)80。於堡形螺帽80安裝有防鬆用銷81。

上述襯套40以同軸狀嵌入至內側輪殼20內。如圖13～圖15所示，於將襯套40嵌入至內側輪殼20內之前，於襯套40之前端部之外周裝設上述衝擊吸收構件A1。其後，裝設有衝擊吸收構件A1之襯套40自上述內側輪殼20之後端部處插入至內側輪殼20之圓筒狀本體21內。

衝擊吸收構件A1包含於襯套40之周方向隔開間隔而配置於襯套40之外周面之複數個(例如3個)阻尼器單元DU。各阻尼器單元DU係由天然橡膠等彈性材料形成之單一之一體構件。因此，各阻尼器單元DU可彈性變形。

如圖12所示，阻尼器單元DU包含：一對阻尼器D及D，其等隔開間隔d1而相互平行地配置；及板狀之第1連結臂a1，其將襯套40之軸向上之一對阻尼器D及D之第1端部彼此連結。上述間隔d1設定為可嵌入襯套40之肋條43之尺寸。

如圖12所示，各阻尼器D包含：圓柱狀之第1彈性構件D1、圓柱狀之第2彈性構件D2、以及遍及第1彈性構件D1及第2彈性構件D2之全長地連結第1彈性構件D1及第2彈性構件D2之連結片b。第1彈性構件D1與第2彈性構件D2隔開間隔d2而相互平行地配置。連結片b配置於第1彈性構件D1與第2彈性構件D2之間。

如圖12所示，阻尼器單元DU包含以隔開間隔d1平行地配置2個第1彈性構件D1(圖12之內側之彈性構件)之方式，連結2個第1彈性構件D1之端部彼此之第1連結臂a1。第1連結臂a1配置於2個第1彈性構件

D1之間。第1連結臂a1自第1彈性構件D1之端部(圖12中為下方之端部)向第1彈性構件D1之軸向延伸。第1連結臂a1於軸向短於第1彈性構件D1。因此，阻尼器單元DU係包含於2個第1彈性構件D之間自第1連結臂a1沿軸向延伸之非連結部分c之俯視U字狀。

如圖13~圖15所示，上述3個阻尼器單元DU配置於上述襯套40之外周面上。具體而言，各阻尼器單元DU係以於由阻尼器單元DU之非連結部分c形成之空間嵌入襯套40之肋條43之方式配置。各阻尼器D中之內側之第1彈性構件D1沿襯套40之肋條43配置，且阻尼器單元DU之第1連結臂a以接近或接觸肋條43之前端部之狀態配置。又，如圖14所示，3個阻尼器單元DU在周方向上隔開間隔而配置。因此，分別設置在周方向上相鄰之2個阻尼器單元DU的2個第2彈性構件D2係以於2個第2彈性構件D2之間形成空間S之方式配置。如後述般，內側輪轂20之肋條22嵌入至該空間S。

各阻尼器單元DU之2個阻尼器D及D藉由第1連結臂a1而連結。因此，與未設置第1連結臂a1之情形相比，阻尼器單元DU之操作較為容易，可容易地進行向各襯套40之裝設。

如上所述，於在襯套40之外周面上裝設有3個阻尼器單元DU之狀態下，將襯套40嵌入至內側輪轂20之內側。將該嵌入之狀態示於圖16。若一併觀察圖14及圖16則可知，內側輪轂20之各肋條22配置在周方向上相鄰之2個阻尼器單元DU之間之空間S。

更詳細而言，如圖16及圖17所示，各阻尼器D配置於由襯套40之襯套本體41之外周面41a、內側輪轂20之圓筒狀本體21之內周面21a、襯套40之肋條43、及內側輪轂20之肋條22所包圍之空間內。

於該狀態下，各阻尼器D之與襯套40之肋條43在周方向上相對向之部分構成本發明之第1實施形態之「第1部分D1」。第1部分D1係於對襯套40及內側輪轂20之至少一者賦予有旋轉力之狀態下，與襯套40

之肋條43接觸之部分。又，各阻尼器D之與內側輪轂20之肋條22在周方向上相對向之部分構成本發明之第1實施形態之「第2部分D2」。第2部分D2係於對襯套40及內側輪轂20之至少一者賦予有旋轉力之狀態下，與內側輪轂20之肋條22接觸之部分。

圖17表示未對襯套40與內側輪轂20之間賦予旋轉力之狀態。即，圖17表示螺旋槳軸4之旋轉力未傳遞至襯套40之狀態。於未對襯套40及內側輪轂20之兩者賦予使襯套40及內側輪轂20相對旋轉之旋轉力之狀態，即未產生因襯套40與內側輪轂20之相對旋轉所造成之阻尼器D之彈性變形之狀態下，阻尼器D包含於第1部分D1與第2部分D2之間形成變形吸收空間S1及S2之剖面形狀。

具體而言，如圖17所示，第1部分D1及第2部分D2均形成爲剖面圓形狀。連結片b於第1部分D1及第2部分D2之厚度方向(徑向)之中間部連接第1部分D1及第2部分D2。連結片b之厚度小於第1部分D1及第2部分D2之直徑。因此，各阻尼器D包含於阻尼器D之厚度方向凹陷之一對凹部e1及e2。連結片b配置於厚度方向上之一對凹部e1及e2之間。一對凹部e1及e2配置在周方向上之第1部分D1及第2部分D2。如圖12所示，各凹部e1及e2沿軸向自阻尼器D之一端延伸至阻尼器D之另一端。

如圖17所示，各阻尼器D藉由凹部e1及e2形成位於第1部分D1與第2部分D2之間之外側變形吸收空間S1及內側變形吸收空間S2。

其次，說明對未賦予旋轉力之狀態之襯套40及內側輪轂20賦予旋轉力之情形。

若對襯套40與內側輪轂20之間賦予旋轉力，則襯套40之肋條43與內側輪轂20之肋條22沿周方向相對移動。如圖17所示，襯套40之各肋條43在周方向上配置於內側輪轂20之2個肋條22之間。因此，若襯套40之肋條43與內側輪轂20之肋條22沿周方向相對移動，則襯套40之

肋條43沿周方向接近內側輪轂20之一肋條22，並且沿周方向自內側輪轂20之另一肋條22離開。配置於兩肋條43及22相隔之位置之阻尼器D不會被壓縮。另一方面，配置於兩肋條43及22接近之位置之阻尼器D伴隨向兩肋條43及22之接近方向之相對移動，藉由兩肋條43及22於兩肋條43及22之間沿周方向被壓縮。

阻尼器D係由橡膠等彈性材料形成，因此可彈性變形。然而，若由兩肋條43及22包圍之空間完全被阻尼器D填滿，則即便阻尼器D自身由可變形之橡膠等彈性材料形成，阻尼器D自身亦無法變形。因此，幾乎無法期待利用阻尼器D之衝擊緩衝效果及衝擊音降低效果。因此，於本發明之第1實施形態中，阻尼器D具備於在襯套40與內側輪轂20之間配置有阻尼器D之狀態下，以阻尼器D自身可變形之方式，形成變形吸收空間之剖面形狀。

於先前之阻尼器中，亦可能於阻尼器與襯套之肋條之間、及阻尼器與內側輪轂之肋條之間產生少許空間。然而，先前之阻尼器之空間並非意圖設置者，而是因阻尼器及肋條之形狀之不同等而最終產生者。進而，於此種少許之空間中，無法充分吸收阻尼器D之變形。因此，於本發明之第1實施形態中，爲了促進阻尼器D之變形，積極地確保充分大小之變形吸收空間。

如上所述，若襯套40之肋條43與內側輪轂20之肋條22沿周方向相對移動，則2個肋條43及肋條22在周方向上接近。因此，阻尼器D以第1部分D1接近第2部分D2之方式，藉由2個肋條43及肋條22而在周方向上被壓縮。藉此，第1變形吸收空間S1及第2變形吸收空間S2均產生變形。進而，確保第1變形吸收空間S1及第2變形吸收空間S2，因此阻尼器D容易變形。因此，於爪形離合器3d之搭接時或脫開時，可有效地緩和衝擊及降低衝擊音。

又，襯套40之肋條43及內側輪轂20之肋條22均包含朝向前端而

前端變細之剖面形狀。另一方面，上述阻尼器D之第1部分D1及第2部分D2之剖面形成為大致圓形或圓形。因此，如圖17所示，於未對襯套40與內側輪轂20之間賦予旋轉力之狀態下，於阻尼器之第1部分D1與襯套40之肋條43之間形成有因剖面形狀之不同所造成之追加之變形空間S3。同樣地，於內側輪轂20之肋條22與阻尼器D之第2部分D2之間，亦形成有因剖面形狀之不同所造成之追加之變形空間S4。此種追加之變形空間S3及S4使衝擊緩和效果及衝擊音降低效果進一步提高。

又，於引擎E設於船舶推進機之情形時，存在自引擎E之曲柄軸傳遞至驅動軸5之旋轉力產生脈動之情況。因此種旋轉力之脈動而於爪形離合器附近產生之衝擊及聲音亦可藉由作為本發明之第1實施形態之衝擊吸收構件A1之阻尼器D而有效地降低。

再者，於本發明之第1實施形態中，外側變形吸收空間S1及內側變形吸收空間S2以連結片b為邊界而形成為大致對稱或對稱之形狀，任一者之剖面形狀及剖面積均大致相同或相同。然而，本發明並不限定於此，外側變形吸收空間S1及內側變形吸收空間S2亦可為非對稱，又，亦可為剖面形狀及剖面積互不相同者。

又，若外側變形吸收空間S1及內側變形吸收空間S2之剖面積之合計過小，則利用阻尼器D之衝擊緩和效果及衝擊音降低效果減少。於本發明之第1實施形態中，外側變形吸收空間S1及內側變形吸收空間S2之剖面積之合計係指阻尼器D之變形吸收空間之剖面積。又，於本發明之第1實施形態中，第1部分D1、第2部分D2及連結片b之剖面積之合計係指阻尼器D之剖面積。阻尼器D之變形吸收空間之剖面積較佳為阻尼器D之剖面積之30%以上。變形吸收空間之剖面積之更佳之範圍為阻尼器D之剖面積之40%以上。

反之，即便變形吸收空間之剖面積過大，衝擊緩和效果及衝擊音降低效果亦減少。於本發明之第1實施形態中，外側變形吸收空間

S1及內側變形吸收空間S2之剖面積之合計係指阻尼器D之變形吸收空間之剖面積。於本發明之第1實施形態中，第1部分D1、第2部分D2及連結片b之剖面積之合計係指阻尼器D之剖面積。阻尼器D之變形吸收空間之剖面積較佳為阻尼器D之剖面積之80%以下。變形吸收空間之剖面積之更佳之範圍為阻尼器D之剖面積之60%以下。即，本發明之第1實施形態之變形吸收空間之剖面積較佳為設定為阻尼器D之剖面積之30—80%之範圍、更佳為40—60%之範圍。

再者，於本發明之第1實施形態中，為了防止例如於搭接時等對阻尼器D施加較大之負荷而導致阻尼器D破損，如圖13～圖15所示，於襯套40之外周面之後端部形成有3個旋轉限制突部42。該等旋轉限制突部42係以成對之旋轉限制突部42及肋條43沿軸向排列之方式配置。於對襯套40施加如導致阻尼器D之破損之較大負荷之前，各旋轉限制突部42與內側輪轂20之各肋條22接觸。藉此，限制襯套40與內側輪轂20之相對旋轉，防止阻尼器D之破損於未然。

第2實施形態

圖18表示本發明之第2實施形態之衝擊吸收構件A2。衝擊吸收構件A2與本發明之第1實施形態同樣地由橡膠等彈性材料形成。然而，該衝擊吸收構件A2與本發明之第1實施形態不同，係經一體成形之圓筒狀構件90。衝擊吸收構件A2係於衝擊吸收構件A2之周方向遍及整周而連續。

如圖18所示，衝擊吸收構件A2包含分別與形成於內側輪轂20之3個肋條22、22及22對應之3個外側凹部f1、f1及f1。各外側凹部f1自圓筒狀構件90之外周面向徑向內側延伸。又，該等外側凹部f1、f1及f1在周方向上隔開等間隔而配置，並且自圓筒狀構件90之長度方向上之圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之長度方向上之圓筒狀構件90之第2端部90b而沿圓筒狀構件90之軸向延伸。圓筒狀構件90之

長度方向係相當於襯套40之軸向之方向。

又，衝擊吸收構件A2包含分別與形成於襯套40之3個肋條43、43及43對應之3個內側凹部f2、f2及f2。各內側凹部f2自圓筒狀構件90之內周面向徑向外側延伸。又，該等內側凹部f2、f2及f2在周方向上隔開等間隔而配置，並且自圓筒狀構件90之長度方向上之圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之長度方向上之圓筒狀構件90之第2端部90b而沿圓筒狀構件90之軸向延伸。

衝擊吸收構件A2進而包含自上述圓筒狀構件90之外周面朝向徑向內側形成在周方向上之上述外側凹部f1與上述內側凹部f2之間之第1凹部g1。該第1凹部g1自上述圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之第2端部90b而沿上述圓筒狀構件90之軸向延伸。該第1凹部g1形成本發明之第2實施形態之變形吸收空間之一部分。

又，衝擊吸收構件A2包含自上述圓筒狀構件90之內周面朝向徑向外側而形成於上述外側凹部f1與上述內側凹部f2之間之第2凹部g2。該第2凹部g2自上述圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之第2端部90b而沿上述圓筒狀構件90之軸向延伸。該第2凹部g2亦形成本發明之第2實施形態之變形吸收空間之一部分。

位於上述內側凹部f2與第2凹部g2之間之部分相當於本發明之第2實施形態之「第1部分D1」。又，位於上述外側凹部f1與第1凹部g1之間之部分相當於本發明之第2實施形態之「第2部分D2」。第1部分D1與第2部分D2藉由連結片b而連結。

本發明之第2實施形態之阻尼器D包含上述第1部分D1、第2部分D2、以及連結第1部分D1及第2部分D2之連結片b。本發明之第2實施形態之衝擊吸收構件A2係以6個阻尼器D沿周方向排列之狀態一體化之構件。

本發明之第2實施形態之衝擊吸收構件A2亦與本發明之第1實施

形態同樣地介置於襯套40與內側輪轂20之間。於該狀態下，如圖19所示，襯套40之肋條43嵌合於內側凹部f2，內側輪轂20之肋條22嵌合於外側凹部f1。於該嵌合狀態下，於第1部分D1與第2部分D2之間，藉由第1凹部g1及第2凹部g2，分別形成有變形吸收空間S1及S2。

其次，說明對未賦予旋轉力之狀態(圖19所示之狀態)之襯套40及內側輪轂20賦予旋轉力之情形。

若對襯套40與內側輪轂20之間賦予旋轉力，則襯套40之肋條43與內側輪轂20之肋條22沿周方向相對移動。藉由該相對移動，阻尼器D如圖20所示般沿周方向被拉伸，並且沿周方向被壓縮。若一併觀察圖19及圖20則可知，藉由第1凹部g1及第2凹部g2而形成之變形吸收空間S1及S2藉由阻尼器D之壓縮而變形。

藉由以此方式將變形吸收空間S1及S2拉伸或壓縮，於爪形離合器3d之搭接時或脫開時，亦可有效地降低衝擊及聲音。又，於引擎設於船舶推進機之情形時有時自爪形離合器產生之雜訊之產生亦可藉由衝擊吸收構件A2而有效地降低。

第3實施形態

圖21表示本發明之第3實施形態之衝擊吸收構件A3。衝擊吸收構件A3係與本發明之第1及第2實施形態同樣地由橡膠等彈性材料形成。又，衝擊吸收構件A3係與本發明之第2實施形態同樣地經一體成形之圓筒狀構件90。

如圖21所示，衝擊吸收構件A3包含分別與形成於內側輪轂20之3個肋條22、22及22對應之3個外側凹部f1、f1及f1。各外側凹部f1自圓筒狀構件90之外周面向徑向內側延伸。又，該外側凹部f1在周方向上隔開等間隔而配置，並且自圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之第2端部90b而沿圓筒狀構件90之軸向延伸。

又，衝擊吸收構件A3包含與形成於襯套40之3個肋條43、43及43

對應之3個內側凹部f2、f2及f2。各內側各凹部f2自圓筒狀構件90之內周面向徑向外側延伸。又，該內側凹部f2在周方向上隔開等間隔而配置，並且自圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之第2端部90b而沿圓筒狀構件90之軸向延伸。

衝擊吸收構件A3進而包含配置在周方向上上之上述外側凹部f1與上述內側凹部f2之間之第1凹部g1及第2凹部g2。第1凹部g1及第2凹部g2在周方向上隔開配置。第1凹部g1及第2凹部g2均自上述圓筒狀構件90之外周面向徑向內側凹陷。第1凹部g1及第2凹部g2均自上述圓筒狀構件90之第1端部90a朝向圓筒狀構件90之第2端部90b而沿上述圓筒狀構件90之軸向延伸。該等第1凹部g1及第2凹部g2均形成本發明之第3實施形態之變形吸收空間。

位於上述內側凹部f2與第1凹部g1之間之部分相當於本發明之第3實施形態之「第1部分D1」。又，位於上述外側凹部f1與第2凹部g2之間之部分相當於本發明之第3實施形態之「第2部分D2」。第1部分D1與第2部分D2藉由連結片b而連結。

本發明之第3實施形態之阻尼器D包含上述第1部分D1、第2部分D2、以及連結第1部分D1及第2部分D2之連結片b。衝擊吸收構件A3係以6個阻尼器D沿周方向排列之狀態一體化之構件。

本發明之第3實施形態之衝擊吸收構件A3亦與本發明之第1及第2實施形態同樣地介置於襯套40與內側輪轂20之間。於該狀態下，襯套40之肋條43嵌合於內側凹部f2，內側輪轂20之肋條22嵌合於外側凹部f1。於該嵌合狀態下，於第1部分D1與第2部分D2之間，藉由第1凹部g1及第2凹部g2，分別形成變形吸收空間S1及S2。

若對襯套40與內側輪轂20之間賦予旋轉力，則與本發明之第2實施形態同樣地，變形吸收空間S1及S2被拉伸或被壓縮。藉此，於爪形離合器3d之搭接時或脫開時，亦有效地降低衝擊及聲音。又，於使用

引擎作為船舶推進機之情形時有時自爪形離合器產生之雜訊或振動之產生亦可藉由衝擊吸收構件A3而有效地降低。

第4實施形態

圖22～圖25表示本發明之第4實施形態之螺旋槳單元PU。本發明之第4實施形態之螺旋槳單元PU與本發明之第1實施形態同樣地，如圖22所示般包含內側輪殼120與外側輪殼130。

如圖22及圖23所示，上述內側輪殼120包含圓筒狀本體121、及自圓筒狀本體121向徑向內側突出之3個肋條122。3個肋條122於圓筒狀本體121之內周面在周方向隔開等間隔而配置。各肋條122沿軸向延伸。

如圖23所示，螺旋槳單元PU包含沿徑向自內側輪殼120之圓筒狀本體121之外周面延伸至外側輪殼130之內周面之3個連結片123。3個連結片123配置於內側輪殼120及外側輪殼130之間。內側輪殼120於以同軸狀配置於外側輪殼130之內側之狀態下經由3個連結片123而一體地連結。因此，內側輪殼120與外側輪殼130一體地旋轉。如圖22所示，上述圓筒狀本體121係自螺旋槳單元PU之前方朝向螺旋槳單元PU之後方而半徑減少之錐狀。

如圖22所示，螺旋槳單元PU之內側輪殼120包含向徑向內側延伸之凸緣124。凸緣124配置於內側輪殼120之後端緣。於將襯套140自內側輪殼120之前方插入至內側輪殼120時，該襯套140之後端部與凸緣124接觸。藉此，襯套140於內側輪殼120內沿軸向被定位。即，於圖22中，襯套140向紙面之左方之移動藉由襯套140與凸緣124之接觸而得到限制。

上述外側輪殼130為圓筒狀。外側輪殼130包含包圍內側輪殼120之圓筒狀本體及與圓筒狀本體為一體之3個葉片pb。3個葉片pb在周方向上隔開等間隔而配置。各葉片pb自圓筒狀本體向徑向外側延伸。

如圖24及圖25所示，上述襯套140包含圓筒狀之襯套本體141及自襯套本體141向徑向外側突出之3個肋條143。

如圖25所示，襯套140之各肋條143包含朝向徑向外側而周方向之寬度減少之錐狀之剖面。藉此減少體積而謀求材料成本之降低，並且謀求輕量化。又，藉由將各肋條143形成為錐狀，於肋條143卡合於阻尼器D時，於肋條143及阻尼器D之間形成追加之變形吸收空間。藉由該追加之變形吸收空間，可謀求進一步之衝擊吸收性能之提高。

如圖24所示，襯套140包含自襯套本體141向徑向外側突出之外側凸緣150。外側凸緣150配置於襯套本體141之外周面。若一併觀察圖24及圖25則可知，襯套140之各肋條143自外側凸緣150向前方延伸，連接於外側凸緣150。於將阻尼器D嵌合於襯套140之外周面時，阻尼器D之端部與外側凸緣150接觸，將該阻尼器D定位。再者，於本發明之第4實施形態之襯套140中，未設置如本發明之第1實施形態之旋轉限制突部。

上述襯套140與螺旋槳軸4花鍵接合。即，如圖24所示，襯套本體141包含與螺旋槳軸4之花鍵軸部4c花鍵接合之漸開線花鍵部144。漸開線花鍵部144設置於襯套本體141之內周部。

螺旋槳軸4經由第1間隔件50自襯套本體141之前方插入至襯套本體141，螺旋槳軸4之花鍵軸部4c與漸開線花鍵部144花鍵接合。於該狀態下，螺旋槳軸4與襯套140沿周方向一體地旋轉。

於螺旋槳軸4之公螺紋部4d，與本發明之第1實施形態同樣地配置有第2間隔件、墊圈、及堡形螺帽。第2間隔件、墊圈、及堡形螺帽之構成與本發明之第1實施形態同樣，因此省略其說明。

於將襯套140嵌合於內側輪轂120內時，於襯套140之後端部之外周裝設上述衝擊吸收構件A1。襯套140係於將衝擊吸收構件A1裝設於襯套140之狀態下，自上述內側輪轂20之前端部處插入至內側輪轂120

之圓筒狀本體121內。衝擊吸收構件A1向襯套140之裝設、衝擊吸收構件A1之構成、衝擊吸收構件A1之作用效果等與本發明之第1實施形態相同，因此省略其說明。又，當然，可使用衝擊吸收構件A2及A3代替上述衝擊吸收構件A1。

第5實施形態

其次，對本發明之第5實施形態進行說明。於以下之圖26～圖29中，對與上述圖1～圖25所示之各部同等之構成部分標附與圖1等相同之參照符號並省略其說明。

本發明之第5實施形態之螺旋槳單元包括本發明之第1實施形態之內側輪轂20、連結片23、及外側輪轂30。如圖26所示，本發明之第5實施形態之螺旋槳單元進而包括本發明之第5實施形態之襯套540及衝擊吸收構件A5代替本發明之第1實施形態之襯套40及衝擊吸收構件A1。

如圖27所示，襯套540包含：圓筒狀襯套本體41，其與螺旋槳軸4之花鍵軸部4c(參照圖3)花鍵接合；複數個(例如3個)旋轉限制突部42，其等自襯套本體41向徑向外側突出；及複數個(例如3個)肋條43，其等自襯套本體41向徑向外側突出。

如圖27所示，襯套540之3個旋轉限制突部42隔開間隔而沿周方向Dc排列。同樣，3個肋條43隔開間隔而沿周方向Dc排列。旋轉限制突部42配置於較肋條43後方。旋轉限制突部42及肋條43於襯套本體41之外周面沿軸向Da延伸。肋條43於軸向Da(前後方向)較旋轉限制突部42長。

如圖29所示，襯套540之各肋條43包含朝向徑向外側而周方向Dc之寬度減少之錐狀之剖面。肋條43包含自襯套本體41向徑向外側突出之根部43x及自根部43x向徑向外側突出之前端部43y。襯套540之中心線係指襯套本體41之中心線。周方向Dc上之根部43x之寬度隨著自襯

套540之中心線沿徑向Dr離開而減少。同樣地，周方向Dc上之前端部43y之寬度隨著自襯套540之中心線沿徑向Dr離開而減少。周方向Dc上之前端部43y之寬度窄在周方向Dc上之根部43x之寬度。如圖27所示，軸向Da上之前端部43y之長度與軸向Da上之根部43x之長度相等。前端部43y亦可於軸向Da上較根部43x長或短。

如圖27所示，襯套540之3個肋條43分別與3個旋轉限制突部42對應。成對之旋轉限制突部42及肋條43沿軸向Da排列。成對之旋轉限制突部42及肋條43於軸向Da相隔。如圖26所示，衝擊吸收構件A5之一部分配置於成對之旋轉限制突部42及肋條43之間。如圖27所示，成對之旋轉限制突部42及肋條43以周方向Dc上之旋轉限制突部42之中央及周方向Dc上之肋條43之中央之相位一致之方式配置。相位係指圍繞襯套540之中心線之旋轉角。因此，周方向Dc上之旋轉限制突部42之中央與周方向Dc上之肋條43之中央在周方向上Dc配置於相同之位置。周方向Dc上之旋轉限制突部42之寬度大在周方向Dc上之肋條43之寬度。

如圖26所示，衝擊吸收構件A5包含於襯套540之周方向Dc隔開間隔而配置於襯套540之外周面之複數個(例如3個)阻尼器單元DU。各阻尼器單元DU係由天然橡膠等彈性材料形成之單一之一體構件。

如圖28所示，本發明之第5實施形態之阻尼器單元DU除包含本發明之第1實施形態之一對阻尼器D及D以及第1連結臂a1以外，亦包含將襯套540之軸向Da上之一對阻尼器D及D之第2端部(圖28中為右端部)彼此連結之板狀之第2連結臂a2。因此，阻尼器D之第1端部及第2端部分別連接於第1連結臂a1及第2連結臂a2。阻尼器D之第1端部及第2端部係指阻尼器D之相互相反之端部。

如圖28及圖29所示，本發明之第5實施形態之各阻尼器單元DU包含本發明之第1實施形態之第1彈性構件D1、第2彈性構件D2、及連結

片b。第1彈性構件D1及第2彈性構件D2係沿例如軸向Da延伸之圓柱狀。連結片b之厚度(於徑向Dr上之長度)小於第1彈性構件D1及第2彈性構件D2之直徑。若連結片b之厚度小於第1彈性構件D1及第2彈性構件D2之直徑，則連結片b可為板狀，亦可為板狀以外之形狀。例如，如圖29所示，亦可連結片b之外表面向徑向外側膨脹。同樣地，亦可連結片b之內表面向徑向內側膨脹。

如圖28所示，各阻尼器單元DU包含：一對第2彈性構件D2，其等以沿軸向Da延伸之姿勢平行地配置；一對第1彈性構件D1，其等配置在周方向Dc上之一對第2彈性構件D2之間；及連結片b，其連結在周方向Dc上相對向之第1彈性構件D1及第2彈性構件D2。各阻尼器單元DU進而包含：第1連結臂a1，其連結軸向Da上之一對第1彈性構件D1之第1端部(圖28中為左端部)彼此；及第2連結臂a2，其連結軸向Da上之一對第1彈性構件D1之第2端部(圖28中為右端部)彼此。

如圖29所示，阻尼器單元DU之第1連結臂a1及第2連結臂a2配置在周方向Dc上之一對第1彈性構件D1之間。如圖28所示，第1連結臂a1及第2連結臂a2於軸向Da均較第1彈性構件D1短。第1連結臂a1及第2連結臂a2於軸向Da相隔。阻尼器單元DU藉由一對第1彈性構件D1、第1連結臂a1、及第2連結臂a2形成整周被封閉之插入孔500c。如圖26所示，襯套540之肋條43被插入至作為非連結部分之插入孔500c。

圖28表示自由狀態之阻尼器單元DU。自由狀態係指阻尼器單元DU未彈性變形之狀態。因此，圖28表示將阻尼器單元DU組裝於襯套540之前之狀態。圖28中之較粗之二點鏈線表示肋條43之前端部43y。如圖28所示，自由狀態下之在周方向Dc上之一對第1彈性構件D1之間隔d1、即插入孔500c之寬度大在周方向Dc上之肋條43之前端部43y之寬度Wr。與之相反，自由狀態下之在周方向Dc上之一對第1彈性構件D1之間隔d1小在周方向Dc上之肋條43之根部43x之寬度。

又，如圖28所示，自由狀態下之於軸向Da上之插入孔500c之長度Ld短於軸向Da上之肋條43之長度Lr。更具體而言，自由狀態下之於軸向Da上之插入孔500c之長度Ld短於軸向Da上之肋條43之前端部43y之長度Lr。因此，自由狀態下之於軸向Da上之第1連結臂a1及第2連結臂a2之間隔Ld短於軸向Da上之肋條43之長度Lr。

阻尼器單元DU係以襯套540之肋條43插入至阻尼器單元DU之插入孔500c之方式，由人配置於襯套540之外周面上。如上所述，自由狀態下之於軸向Da上之插入孔500c之長度短於軸向Da上之襯套540之肋條43之長度。因此，阻尼器單元DU係於以第1連結臂a1及第2連結臂a2之間隔擴大之方式藉由人將插入孔500c沿軸向Da擴展之狀態下，配置於襯套540之外周面上。因此，阻尼器單元DU係於彈性變形之狀態下組裝於襯套540。藉此，襯套540之肋條43插入至阻尼器單元DU之插入孔500c。

於襯套540之肋條43插入至阻尼器單元DU之插入孔500c後，阻尼器單元DU自人之手離開。因此，阻尼器單元DU藉由彈性回覆力欲回覆至原來之形狀。第1連結臂a1及第2連結臂a2藉由阻尼器單元DU之回覆力欲於軸向Da接近。襯套540之肋條43配置於軸向Da上之第1連結臂a1及第2連結臂a2之間。因此，第1連結臂a1及第2連結臂a2密接於襯套540之肋條43，襯套540之肋條43由第1連結臂a1及第2連結臂a2於軸向Da夾持。藉此，防止阻尼器單元DU自襯套540之脫落。

如此，襯套540之肋條43插入至阻尼器單元DU之插入孔500c。由於第1連結臂a1及第2連結臂a2之兩者設置於阻尼器單元DU，故阻尼器單元DU之插入孔500c遍及插入孔500c之整周而封閉。因此，襯套540及阻尼器單元DU藉由插入孔500c之內表面與肋條43之外表面之接觸，而限制相對移動。因此，阻尼器單元DU不易相對於襯套540偏移。

進而，由於自由狀態之插入孔500c小於襯套540之肋條43，故阻尼器單元DU於彈性變形之狀態下組裝於襯套540。因此，若阻尼器單元DU相對於襯套540之組裝完成，則阻尼器單元DU之插入孔500c之內表面藉由阻尼器單元DU之回覆力而密接於襯套540之肋條43。藉此，襯套540之肋條43由阻尼器單元DU夾持。因此，可防止阻尼器單元DU自襯套540之脫落。

如圖29所示，各阻尼器單元DU配置於襯套540之外周面與內側輪轂20之內周面之間。複數個阻尼器單元DU於徑向Dr上之襯套540與內側輪轂20之間隔開間隔而沿周方向Dc排列。襯套540之肋條43配置於一對第1彈性構件D1之間。內側輪轂20之各肋條22配置在周方向上Dc相鄰之2個阻尼器單元DU之間之空間S。各阻尼器D之與襯套540之肋條43在周方向上相對向之部分構成本發明之第5實施形態之「第1部分D1」。又，各阻尼器D之與內側輪轂20之肋條22在周方向上相對向之部分構成本發明之第5實施形態之「第2部分D2」。

圖29表示未對襯套540及內側輪轂20賦予使襯套540及內側輪轂20相對旋轉之旋轉力之狀態。於該狀態下，阻尼器D於第1部分D1與第2部分D2之間形成變形吸收空間S1及S2。若對襯套540與內側輪轂20之間賦予旋轉力，襯套540之肋條43與內側輪轂20之肋條22沿周方向Dc相對移動，則阻尼器D藉由肋條43及22而於兩肋條43及22之間沿周方向Dc被壓縮，並且變形吸收空間S1及S2變形。

如圖29所示，徑向Dr上之第1部分D1之長度L1和襯套540之外周面540a與內側輪轂20之內周面20a之間之徑向Dr之間隔相等。同樣地，徑向Dr上之第2部分D2之長度L2和襯套540之外周面540a與內側輪轂20之內周面20a之間之徑向Dr之間隔相等。因此，阻尼器D包含沿徑向Dr填滿襯套540之外周面540a與內側輪轂20之內周面20a之間之空間的填充部分(第1部分D1及第2部分D2)。襯套540之外周面540a係

襯套540之外周之未設置肋條43之部分，內側輪轂20之內周面20a係內側輪轂20之外周之未設置肋條22之部分。

如圖29所示，阻尼器D包含連結第1部分D1與第2部分D2之連結片b。徑向Dr上之連結片b之長度Lb短於徑向Dr上之第1部分D1之長度L1，且短於徑向Dr上之第2部分D2之長度L2。因此，徑向Dr上之連結片b之長度Lb短於襯套540之外周面540a與內側輪轂20之內周面20a之間之徑向Dr之間隔。因此，阻尼器D包含非填充部分(連結部b)，該非填充部分(連結部b)與襯套540之外周面540a隔開間隔而於徑向Dr相對向，並且與內側輪轂20之內周面20a隔開間隔而於徑向Dr相對向。

如圖29所示，第1部分D1包含與襯套20之肋條43在周方向上Dc相對向之對向面D1a。同樣地，第2部分D2包含與內側輪轂20之肋條22在周方向上Dc相對向之對向面D2a。於對襯套540及內側輪轂20賦予使襯套540及內側輪轂20相對旋轉之旋轉力時，第1部分D1之對向面D1a與襯套20之肋條43接觸，第2部分D2之對向面D2a與內側輪轂20之肋條22接觸。於未對襯套540及內側輪轂20賦予上述旋轉力時，第1部分D1之對向面D1a可與襯套20之肋條43接觸，亦可不接觸。同樣地，於未對襯套540及內側輪轂20賦予上述旋轉力時，第2部分D2之對向面D2a可與內側輪轂20之肋條22接觸，亦可不接觸。

以上為本發明之第1～第5實施形態之說明，但該發明並不限定於上述實施形態之內容，可於該發明之範圍內進行各種變更。

例如，於上述實施形態中，對阻尼器之第1部分及第2部分之兩者為圓柱狀之情形進行了說明。然而，第1部分及第2部分之至少一者亦可為角柱狀等圓柱狀以外之形狀。

又，於上述實施形態中，對內側輪轂及襯套之肋條包含沿徑向延伸之三角形狀之剖面形狀之情形進行了說明。然而，內側輪轂及襯套之至少一者之肋條亦可包含沿徑向延伸之矩形之剖面形狀。即，周

方向上之肋條之寬度亦可於肋條之根部至肋條之前端之至少一部分區域固定。

又，於上述實施形態中，對船舶推進機為舷外機之情形進行了說明。然而，船舶推進機亦可為舷內外機(inboard/outboard motor)，亦可為舷內機(inboard motor)。

必須認識到，此處使用之用語及表現係用以說明者，且並非用以限定性解釋者，亦不排除此處所揭示且敘述之特徵事項之任何一種均等物，亦容許本發明之所申請之範圍內之各種變形。

本發明係可藉由較多不同之形態實現者。該揭示應被視為提供本發明之原理之實施例者。該等實施例係基於瞭解並非意圖將本發明限定於此處所記載且/或所圖示之較佳之實施形態，而記載於此處。

此處記載了若干種本發明之圖示實施形態，但本發明並不限定於此處所記載之各種較佳之實施形態，亦包含具有基於該揭示而由所謂之業者可辨識之均等之要素、修正、削除、組合(例如各種實施形態之特徵之組合)、改良及/或變更的所有實施形態。申請專利範圍之限定事項應基於該申請專利範圍中所使用之用語而廣泛解釋，不應限定於本說明書中所記載之實施形態或本申請案之審批中所記載之實施形態，此種實施形態應解釋為非排他。例如，於該揭示中，「較佳為」之用語為非排他者，意指「雖然較佳，但並不限定於此」。

本申請案係對應於2013年1月22日向日本專利局提出之日本專利特願2013-009284號，該申請案之全部揭示以引用之方式併入本文。

【符號說明】

- | | |
|----|------|
| 1 | 舷外機 |
| 2 | 下殼體 |
| 3 | 換擋機構 |
| 3a | 驅動齒輪 |

3b	前進齒輪
3c	後退齒輪
3d	爪形離合器
4	螺旋槳軸
4a	錐形部
4b	圓柱部
4c	花鍵軸部
4d	公螺紋部
5	驅動軸
6	上殼體
7	機罩
8	懸架裝置
10	夾緊托架
11	傾斜軸
12	旋轉托架
13	傾動汽缸裝置
15	換擋桿
20	內側輪轂
20a	內側輪轂之內周面
21	圓筒狀本體
21a	內周面
22	肋條
23	連結片
30	外側輪轂
40	襯套
41	襯套本體

41a	外周面
42	旋轉限制突部
43	肋條
43x	根部
43y	前端部
44	漸開線花鍵部
50	第1間隔件
60	第2間隔件
70	墊圈
80	堡形螺帽
81	固定用銷
90	圓筒狀構件
90a	第1端部
90b	第2端部
120	內側輪轂
121	圓筒狀本體
122	肋條
123	連結片
124	凸緣
130	外側輪轂
140	襯套
141	襯套本體
143	肋條
144	漸開線花鍵部
150	外側凸緣
500c	插入孔

540	襯套
540a	襯套之外周面
A1	衝擊吸收構件
A2	衝擊吸收構件
A3	衝擊吸收構件
A5	衝擊吸收構件
B	船舶
D	阻尼器
D1	第1部分(第1彈性構件)
D1a	第1部分之對向面
D2	第2部分(第2彈性構件)
D2a	第2部分之對向面
DU	阻尼器單元
Da	軸向
Dc	周方向
Dr	徑向
E	引擎
L1	徑向上之第1部分之長度
L2	徑向上之第2部分之長度
Lb	徑向上之連結片之長度
Ld	長度
Lr	長度
PU	螺旋槳單元
S	空間
S1	變形吸收空間
S2	變形吸收空間

S3	變形空間
S4	變形空間
T	船尾
Wr	寬度
a	第1連結臂
a1	第1連結臂
a2	第2連結臂
b	連結片
c	非連結部分
d1	間隔
d2	間隔
e1	凹部
e2	凹部
f1	外側凹部
f2	內側凹部
g1	第1凹部
g2	第2凹部
pb	葉片

申請專利範圍

1. 一種螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其特徵在於：其係藉由船舶推進機之螺旋槳軸而驅動之螺旋槳單元用之衝擊吸收構件，且
上述衝擊吸收構件包含由彈性材料形成之阻尼器，上述阻尼器配置於上述螺旋槳單元之襯套之外周面與上述螺旋槳單元之內側輪轂之內周面之間，
該阻尼器包含：
第1部分，其與上述襯套之肋條在周方向上相對向；
第2部分，其與上述內側輪轂之肋條在周方向上相對向；及
連結部，其連結上述第1部分及上述第2部分；
於未產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，上述阻尼器於上述第1部分與上述第2部分之間形成變形吸收空間，
於產生因上述襯套與上述內側輪轂之相對旋轉所造成之上述阻尼器之彈性變形之狀態下，上述變形吸收空間以上述第1部分與上述第2部分相互接近之方式變形。
2. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述阻尼器形成有沿軸向延伸之複數個上述變形吸收空間。
3. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述第1部分為圓柱狀，上述第2部分為圓柱狀。
4. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中於與軸向正交之剖面，上述變形吸收空間之剖面積為上述阻尼器之剖面積之30-80%之範圍內。
5. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中複數個上述阻尼器於上述襯套之周方向隔開間隔而配置於上述襯套之外周面。

6. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其包括：一對上述阻尼器，其等配置於上述襯套之外周面上，且隔開間隔而沿上述襯套之周方向排列；及第1連結臂，其將上述襯套之軸向上之上述一對上述阻尼器之第1端部彼此連結。
7. 如請求項6之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其進而包括將上述襯套之軸向上之上述一對上述阻尼器之第2端部彼此連結的第2連結臂。
8. 如請求項1之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述衝擊吸收構件係由複數個上述阻尼器沿周方向一體地連結而成之單一之圓筒狀構件。
9. 如請求項8之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述變形吸收空間包含自上述圓筒狀構件之外周面向徑向內側延伸之第1凹部，該第1凹部自軸向上之上述圓筒狀構件之第1端部朝向軸向上之上述圓筒狀構件之第2端部而沿軸向延伸。
10. 如請求項8之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述變形吸收空間包含自上述圓筒狀構件之內周面向徑向外側延伸之第2凹部，該第2凹部自軸向上之上述圓筒狀構件之第1端部朝向軸向上之上述圓筒狀構件之第2端部而沿軸向延伸。
11. 如請求項8之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述變形吸收空間包含：第1凹部，其自上述圓筒狀構件之外周面向徑向內側延伸，且自軸向上之上述圓筒狀構件之第1端部朝向軸向上之上述圓筒狀構件之第2端部而沿軸向延伸；及第2凹部，其自上述圓筒狀構件之內周面向徑向外側延伸，且自上述第1端部朝向上述第2端部而沿軸向延伸。
12. 如請求項8之螺旋槳單元用衝擊吸收構件，其中上述阻尼器包含：第1凹部，其自上述阻尼器之外周面向徑向內側延伸；及第

2凹部，其自上述阻尼器之內周面向徑向外側延伸；

上述第1凹部及第2凹部在周方向上彼此相隔，

於與軸向正交之剖面，上述變形吸收空間之剖面積為周方向上之上述第1凹部及第2凹部之間之空間之剖面積之30%–80%之範圍內。

13. 一種螺旋槳單元，其連結於船舶推進機之螺旋槳軸，且包括：

內側輪轂，其於內周面包含肋條；

外側輪轂，其相對於上述內側輪轂同軸地配置並且連結於該內側輪轂，且於外周面包含複數個葉片；

襯套，其於外周面包含肋條，且連結於上述螺旋槳軸；及

如請求項1之衝擊吸收構件。

14. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述內側輪轂之肋條包含朝向徑向內側而寬度減少之剖面形狀。

15. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述內側輪轂包含隔開間隔而沿周方向排列之複數個上述肋條。

16. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述襯套包含隔開間隔而沿周方向排列之複數個上述肋條。

17. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述襯套包含形成於上述襯套之內周面之花鍵齒，且與上述螺旋槳軸花鍵接合。

18. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述襯套進而於外周面包含旋轉限制突部，

該旋轉限制突部藉由於上述襯套之肋條與上述內側輪轂之肋條於周方向相對移動時與上述內側輪轂之肋條接觸，而限制上述襯套之肋條與上述內側輪轂之肋條之相對移動。

19. 如請求項13之螺旋槳單元，其中上述內側輪轂包含配置於上述內側輪轂之後端部之向徑向內側延伸之凸緣，藉由上述凸緣與

上述襯套之接觸，而限制上述襯套向上述內側輪殼之軸向之移動。

20. 一種船舶推進機，其包括：

引擎；

驅動軸，其藉由上述引擎而旋轉；

驅動齒輪，其固定於上述驅動軸；

前進齒輪，其嚙合於上述驅動齒輪；

後退齒輪，其嚙合於上述驅動齒輪，向與上述前進齒輪之旋轉方向相反之方向旋轉；

爪形離合器，其選擇性地嚙合於上述前進齒輪及上述後退齒輪；

螺旋槳軸，其與上述爪形離合器一起旋轉；及

如請求項13之螺旋槳單元，其連結於上述螺旋槳軸。

圖式

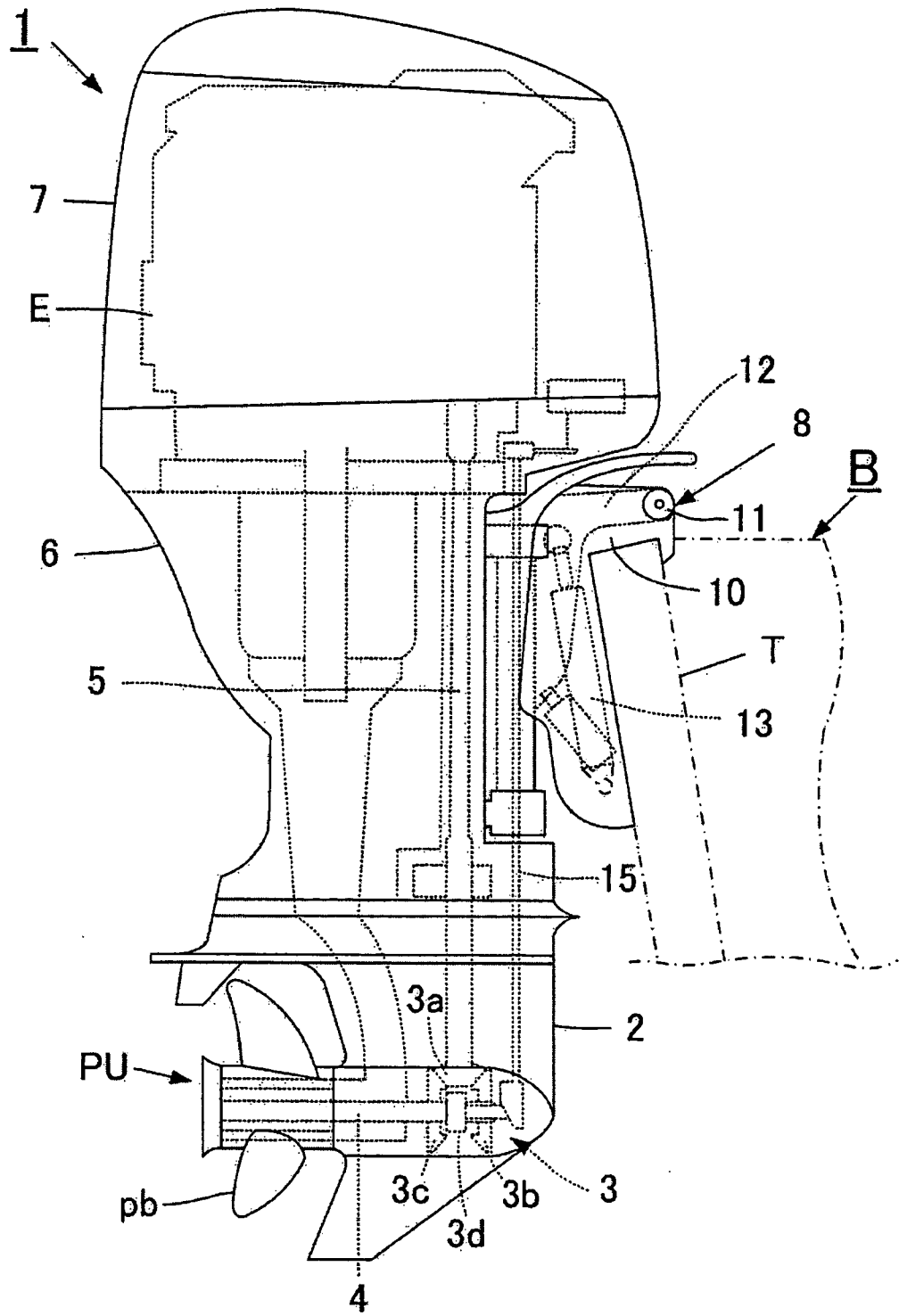


圖1

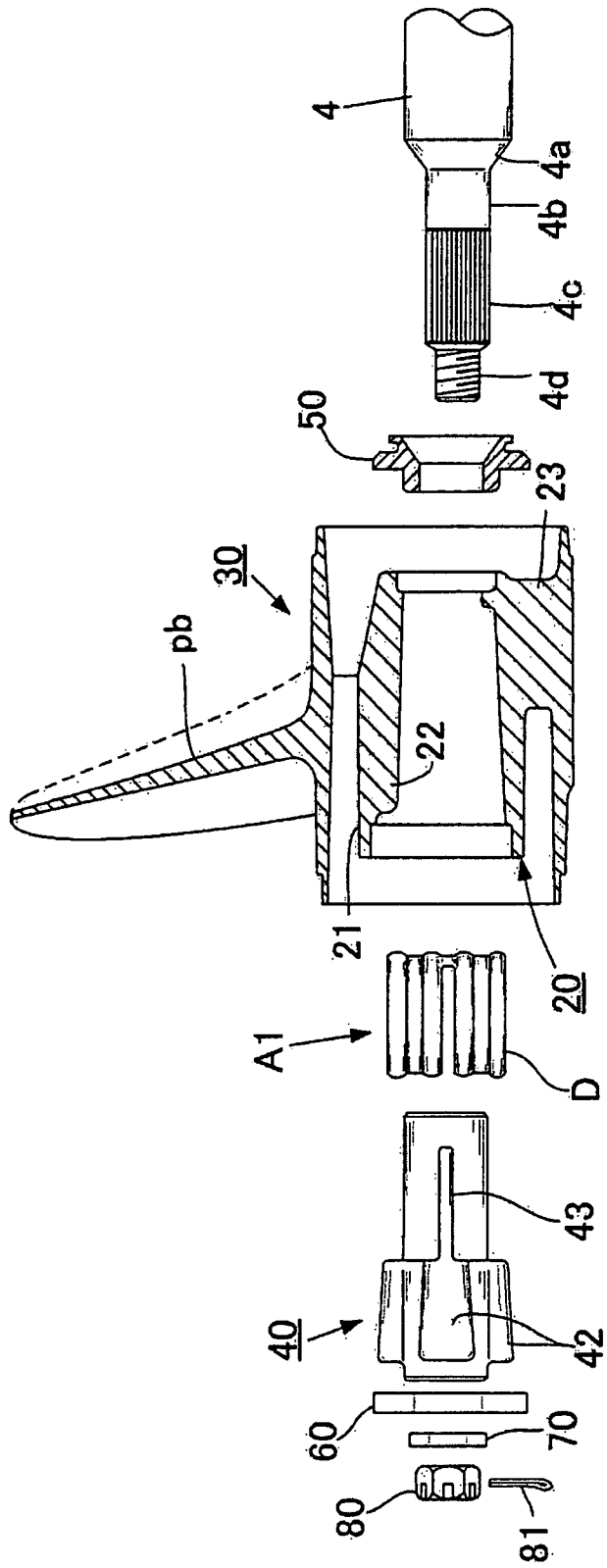


圖2

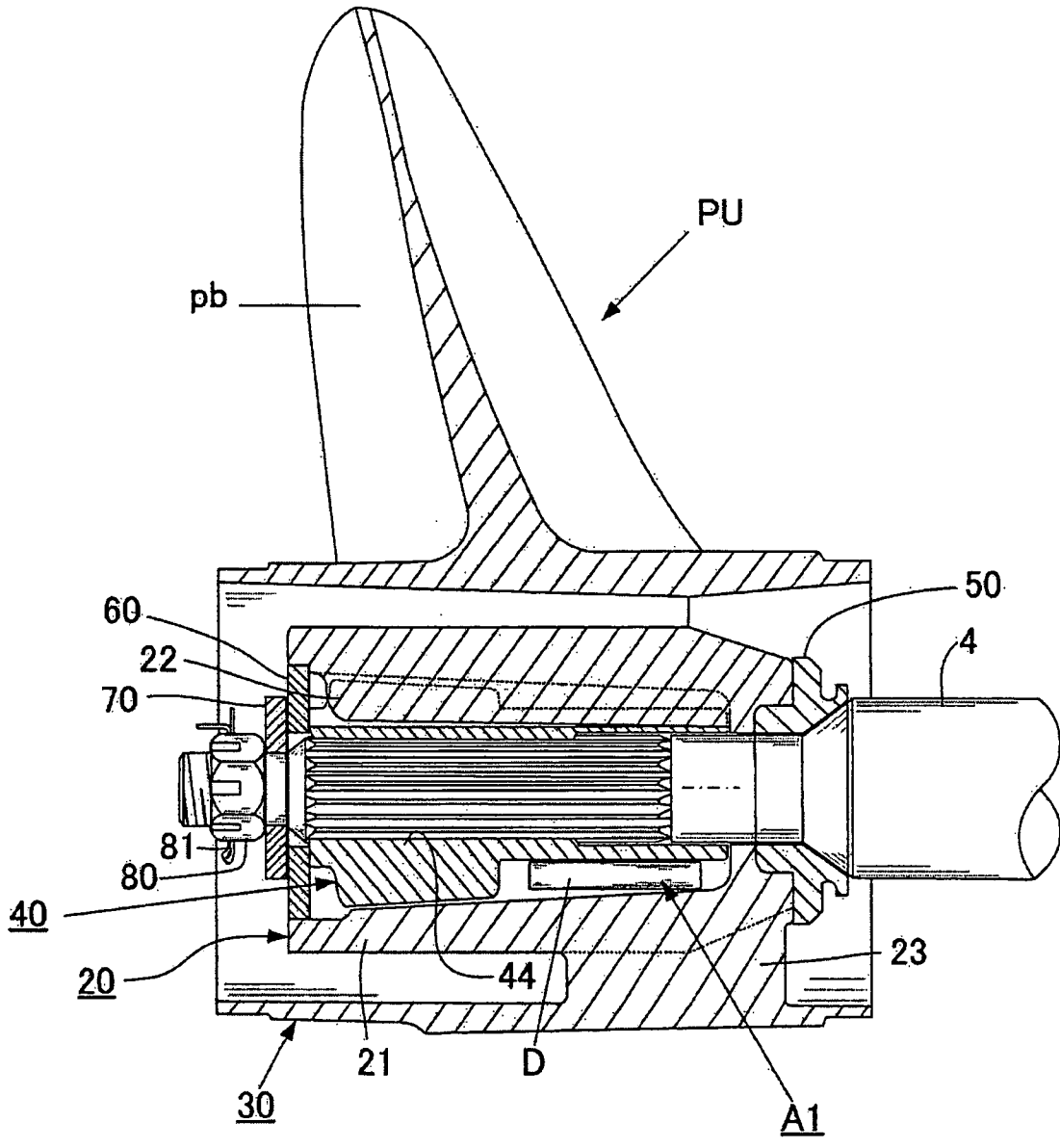


圖3

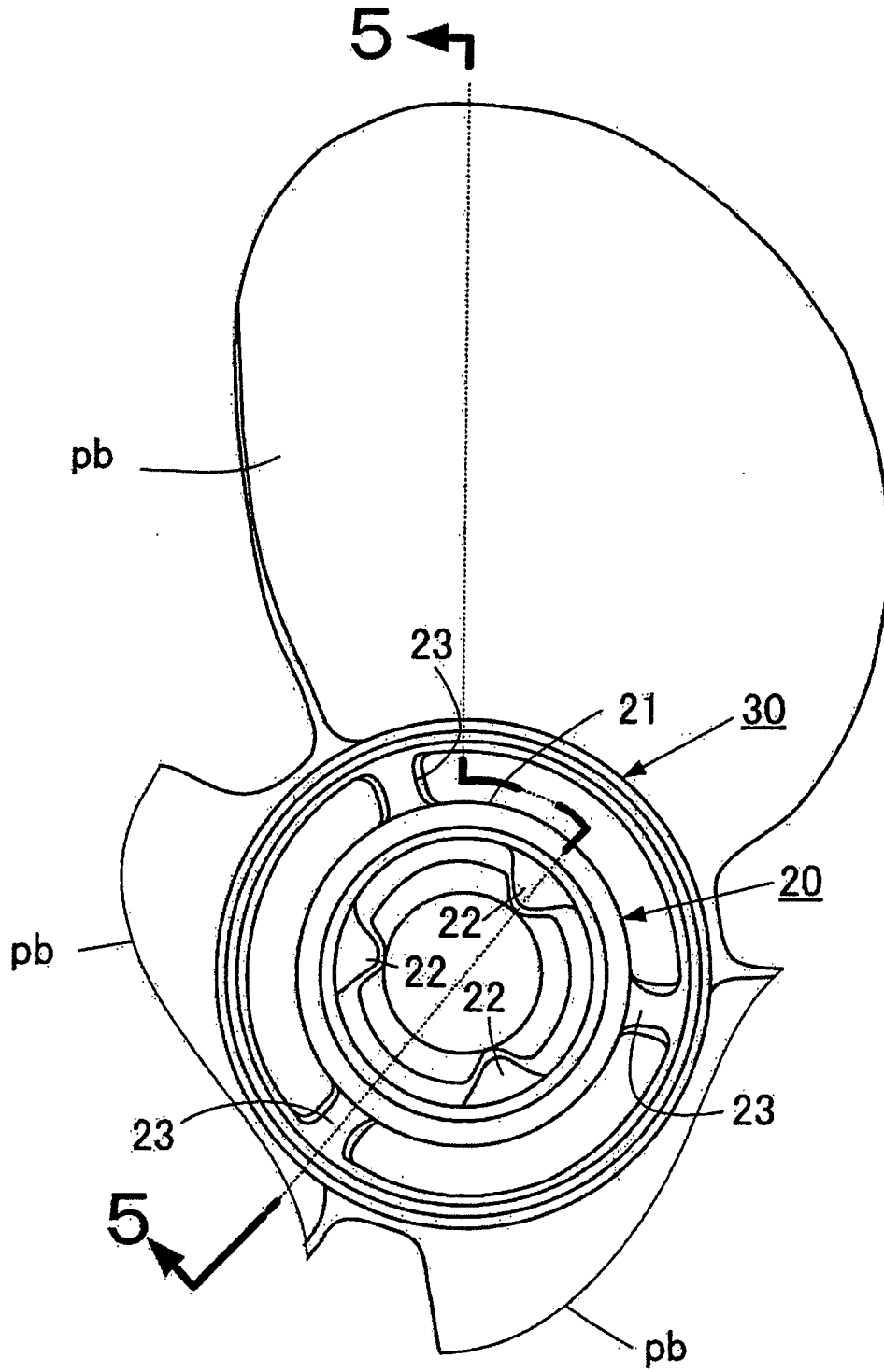


圖4

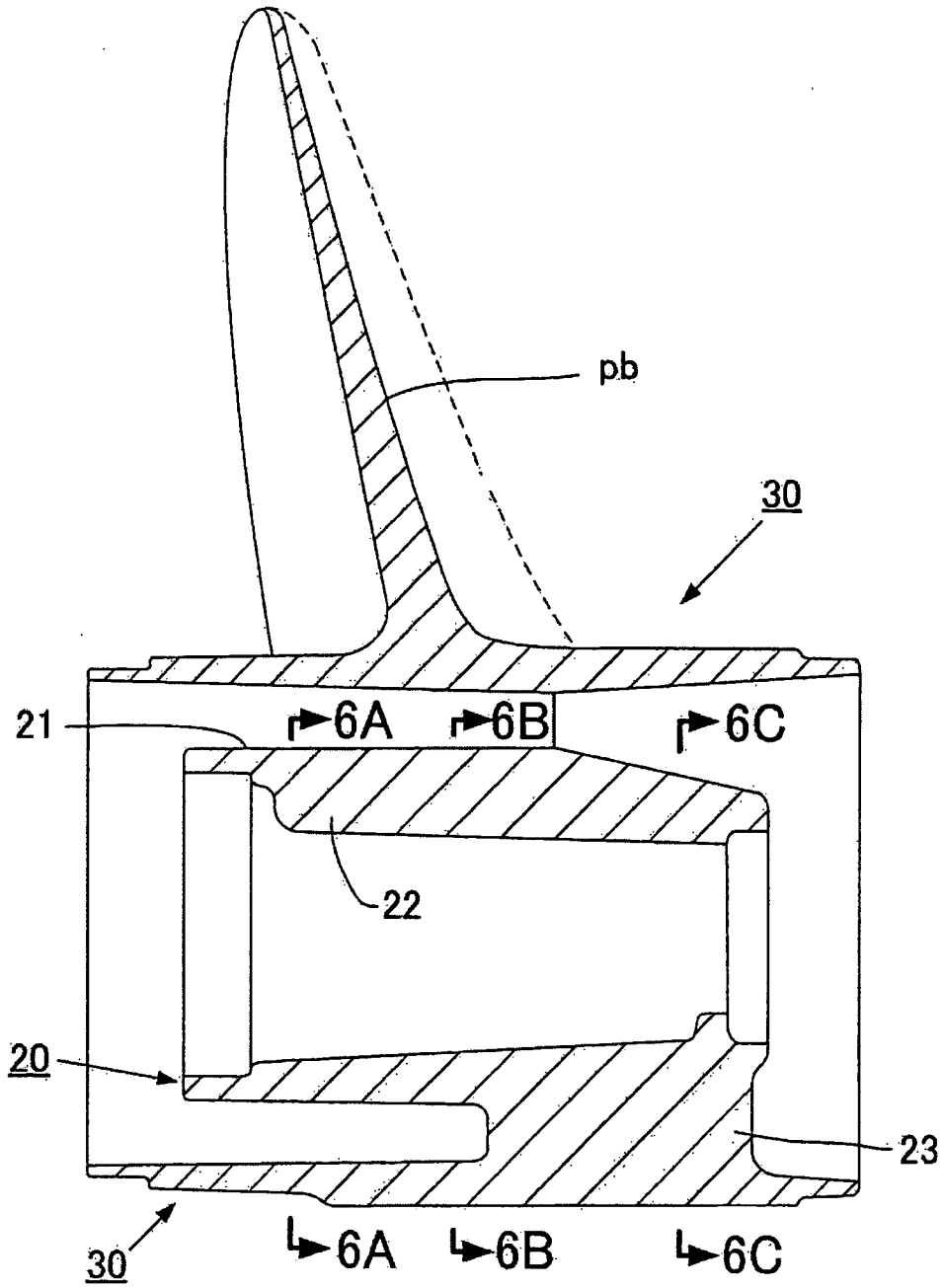


圖5

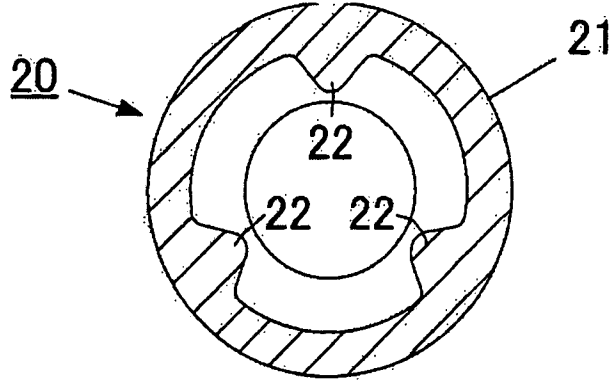


圖6A

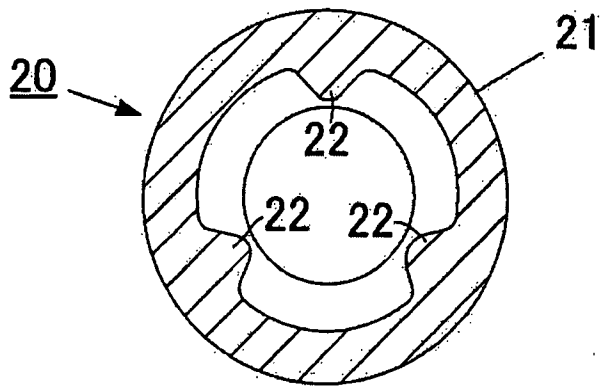


圖6B

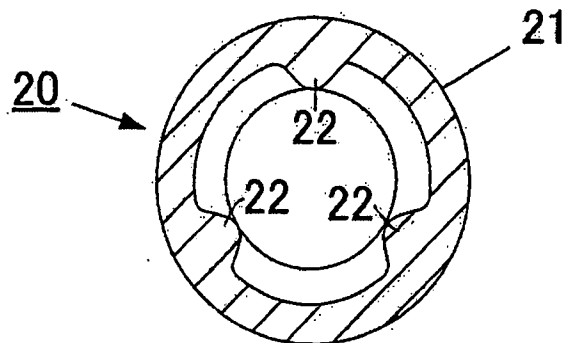


圖6C

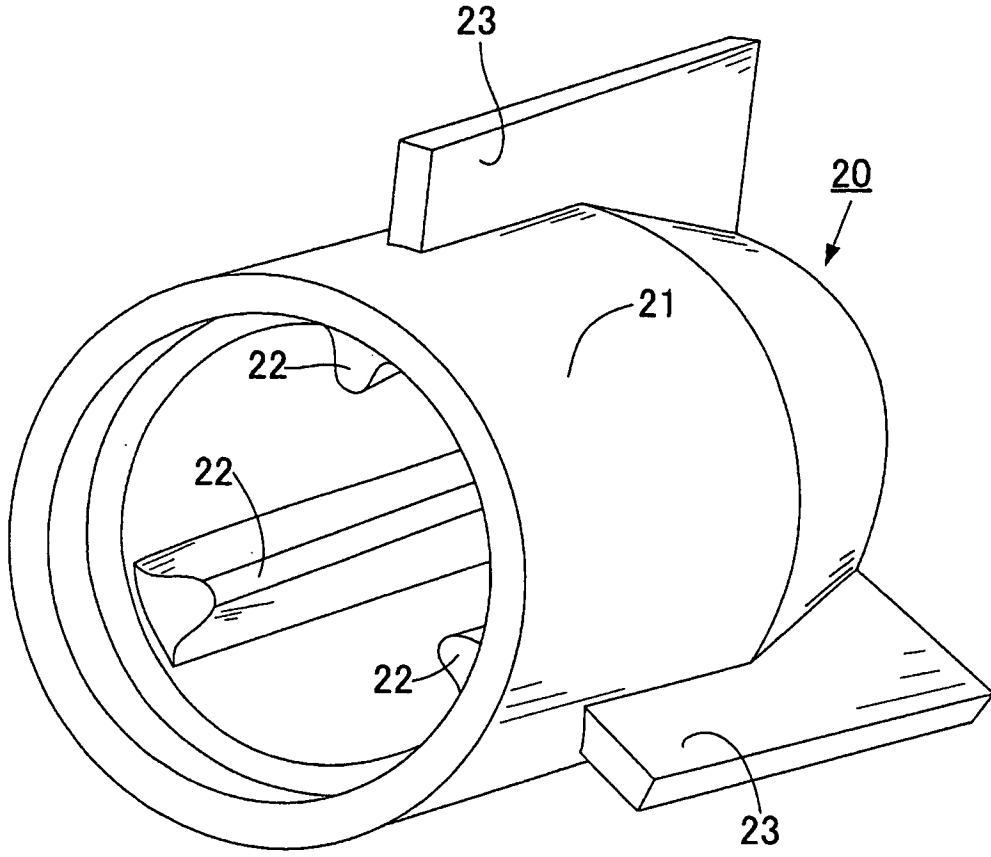


圖7

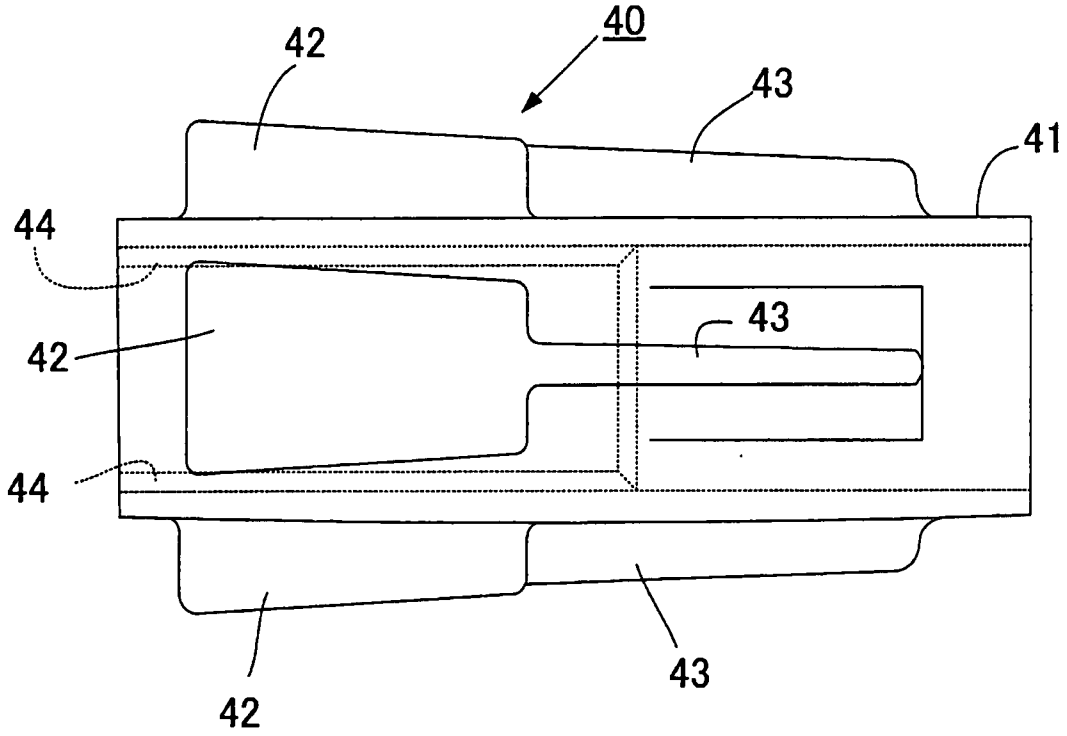


圖8

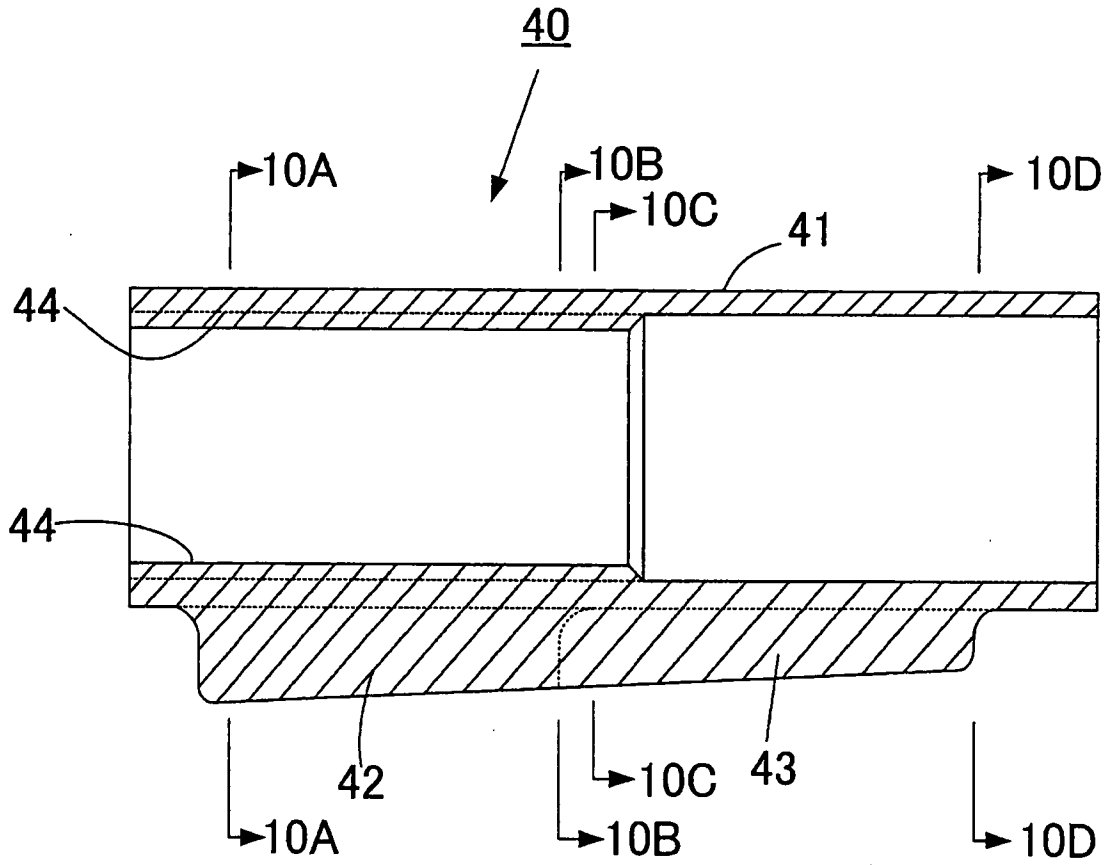


圖9

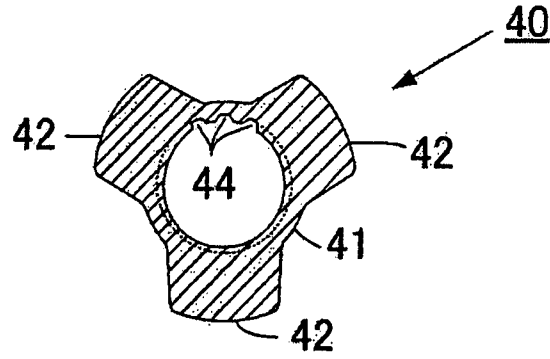


圖10A

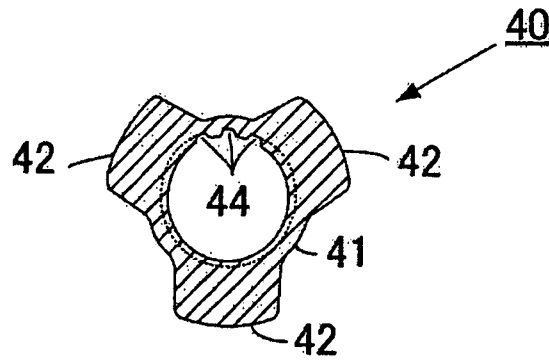


圖10B

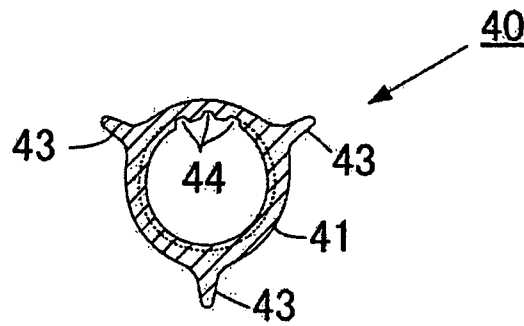


圖10C

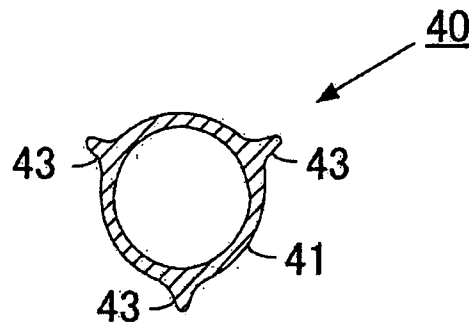


圖10D

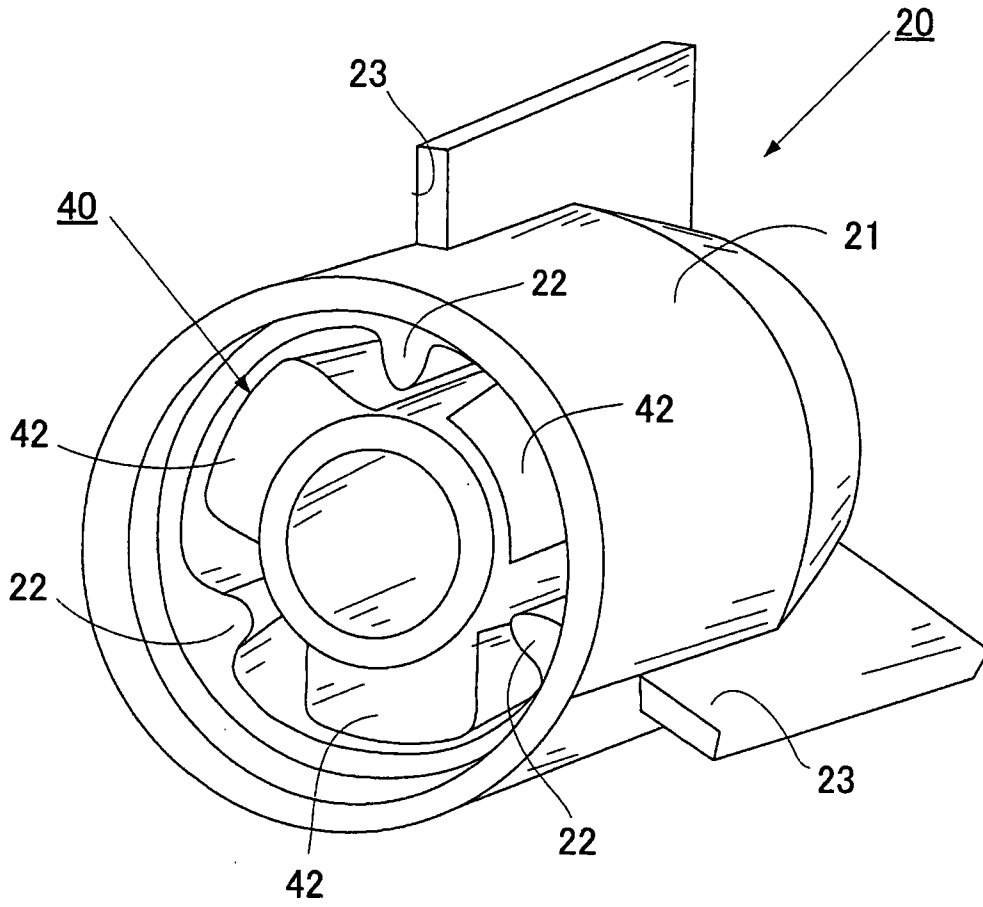


圖11

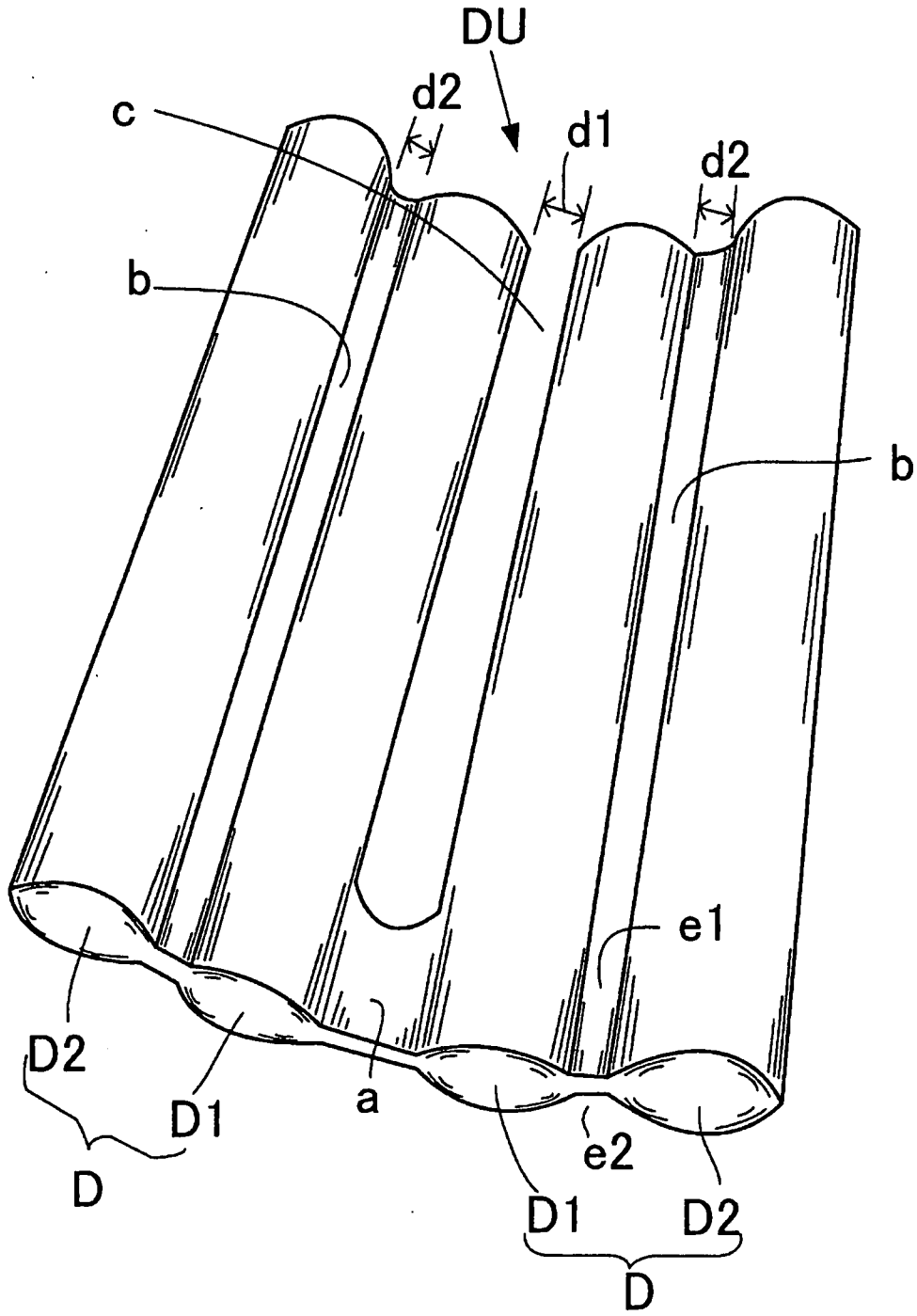


圖12

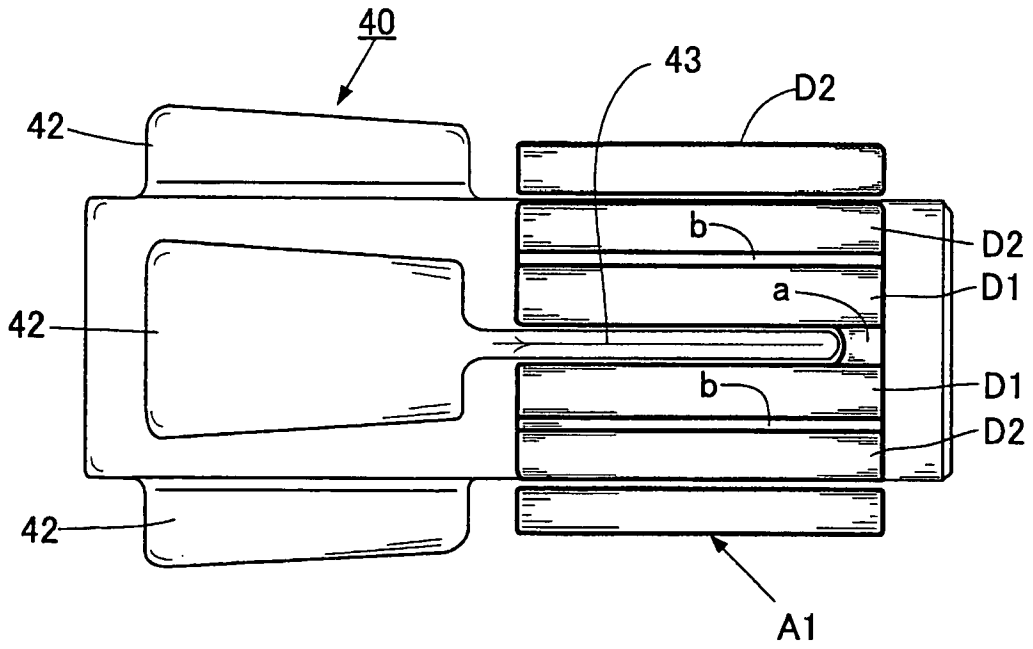


圖13

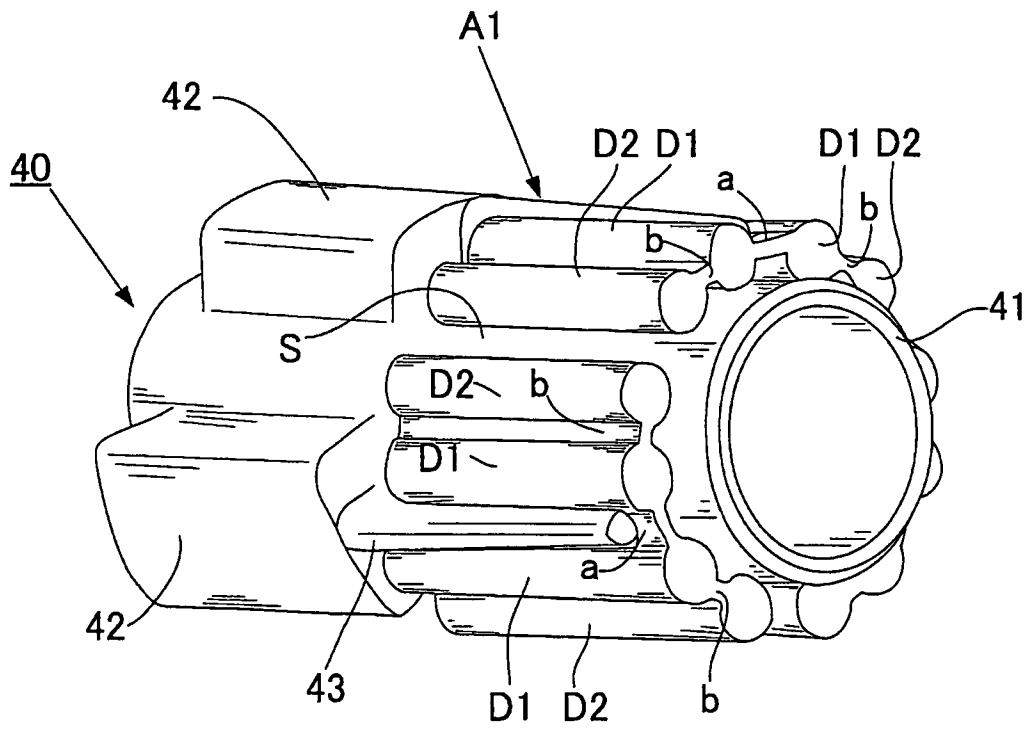


圖14

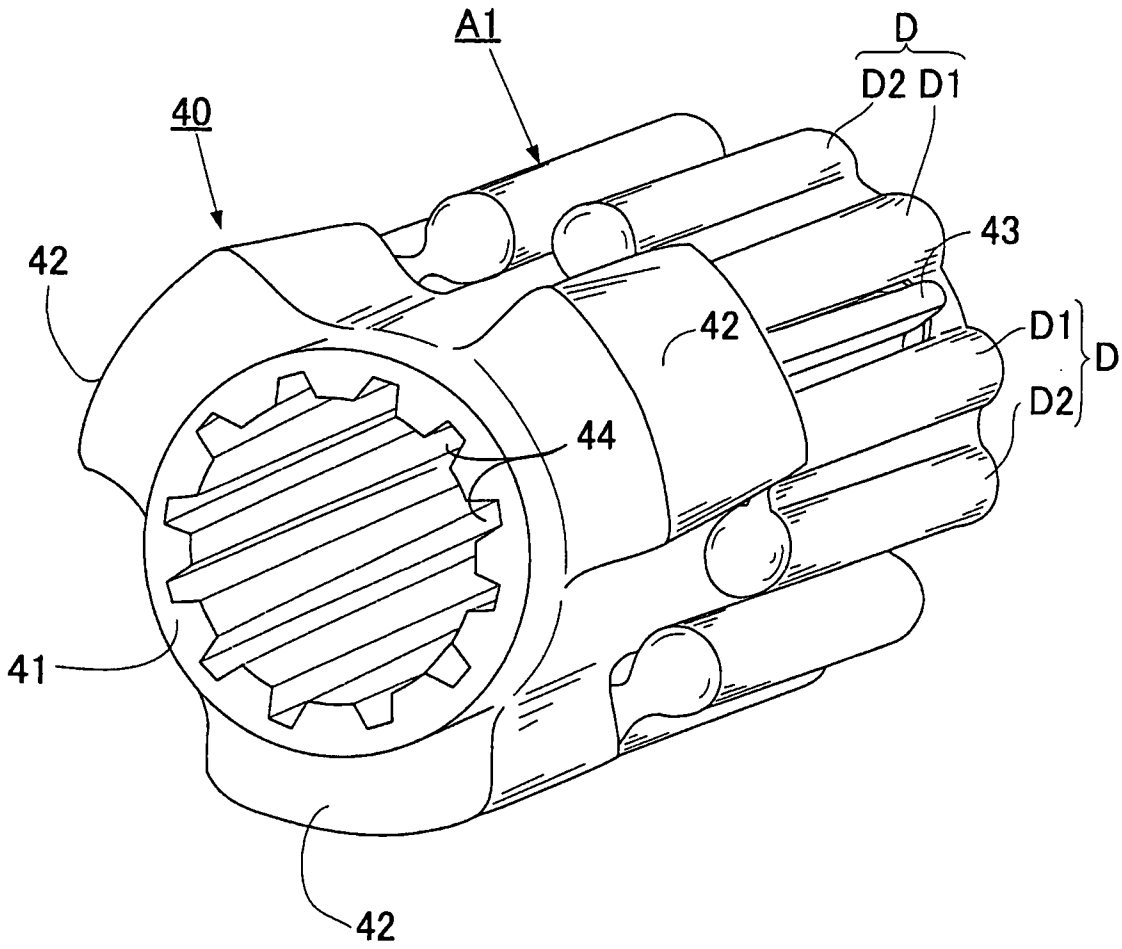


圖15

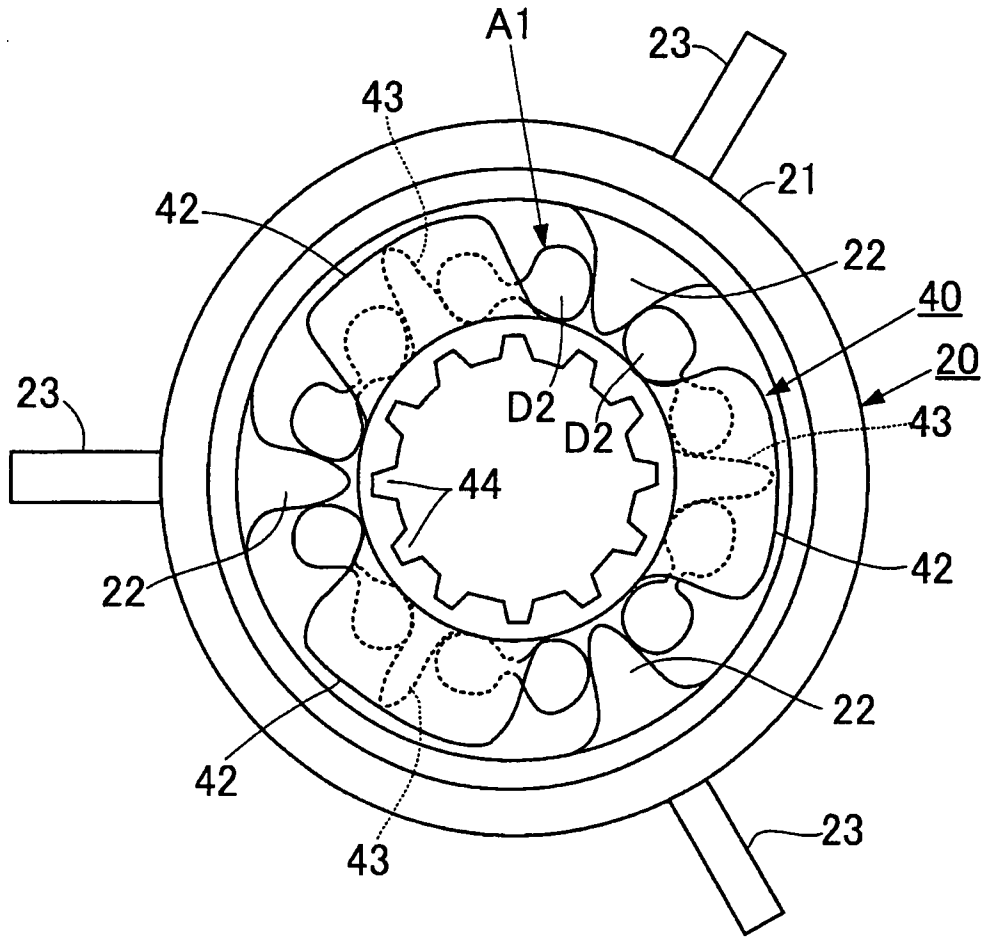


圖16

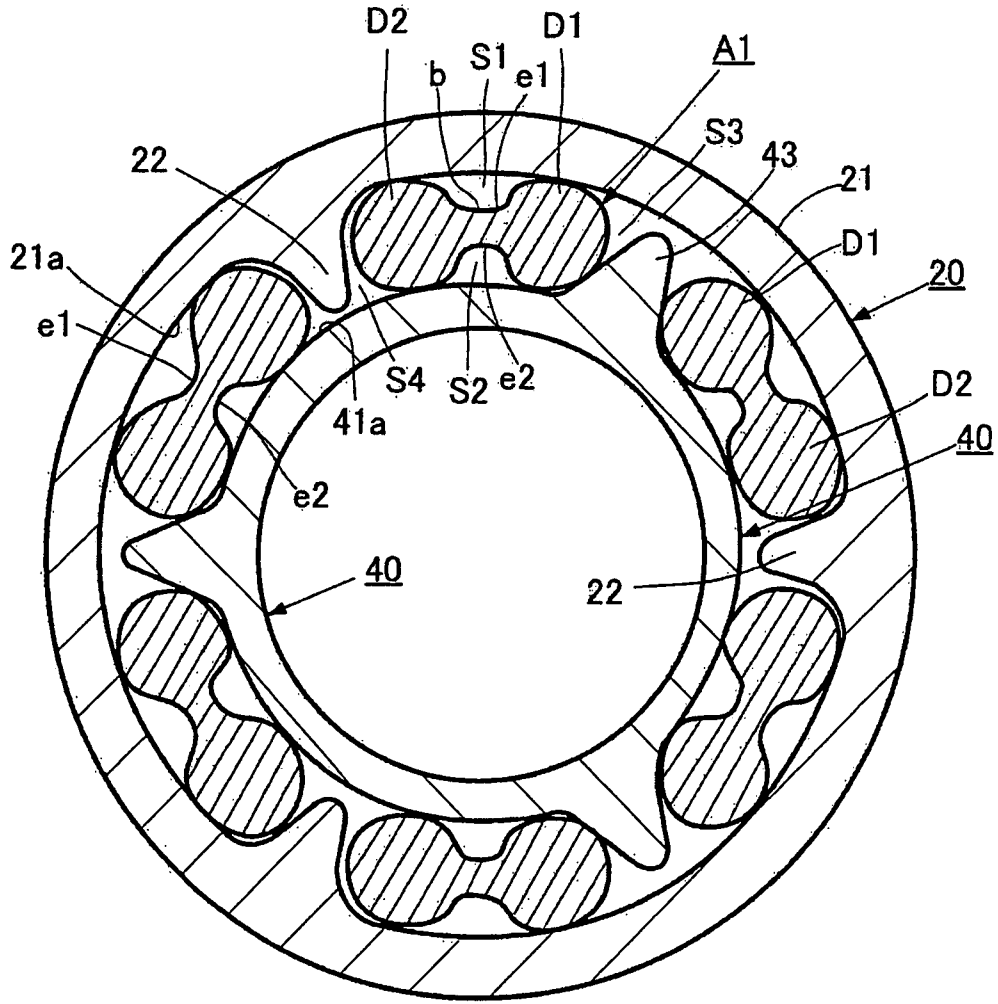


圖17

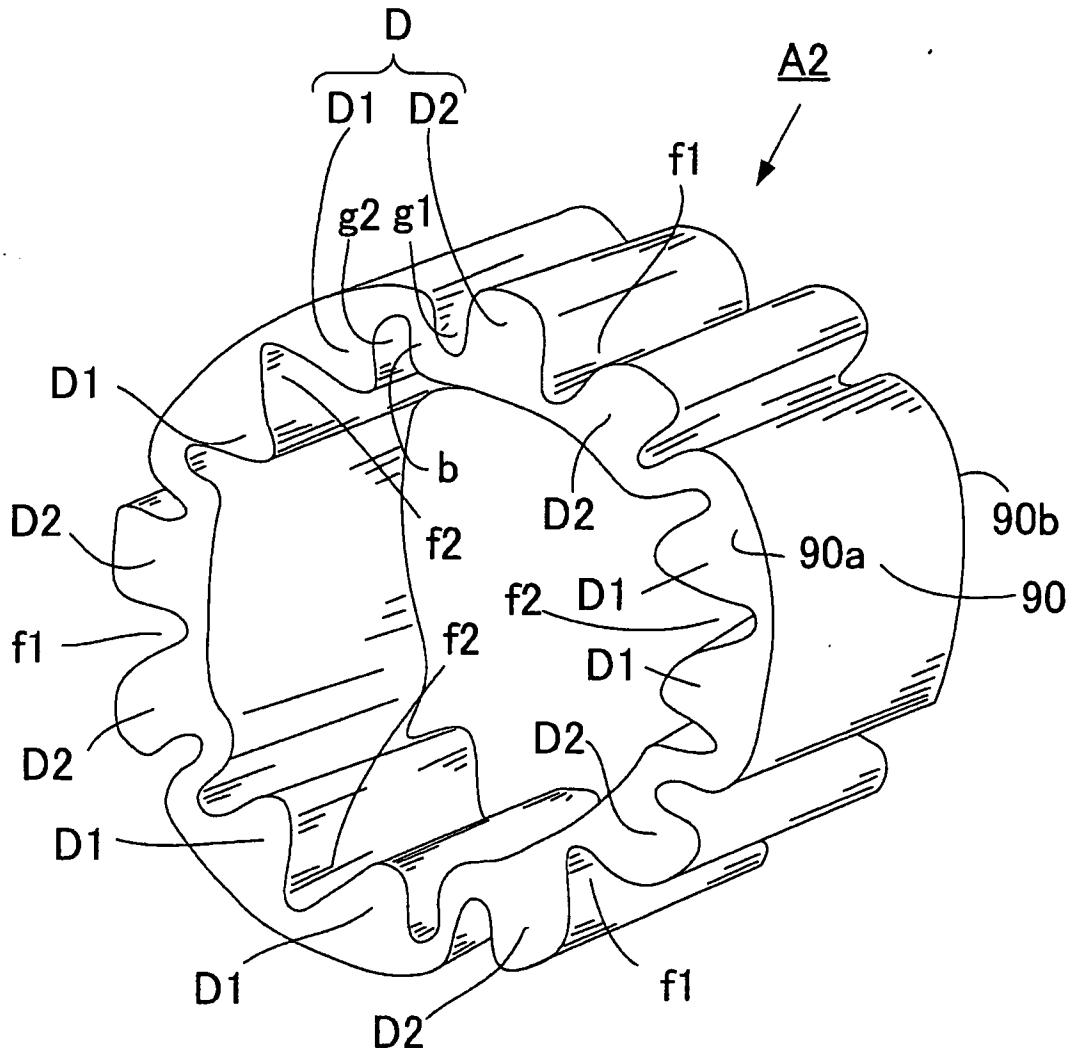


圖18

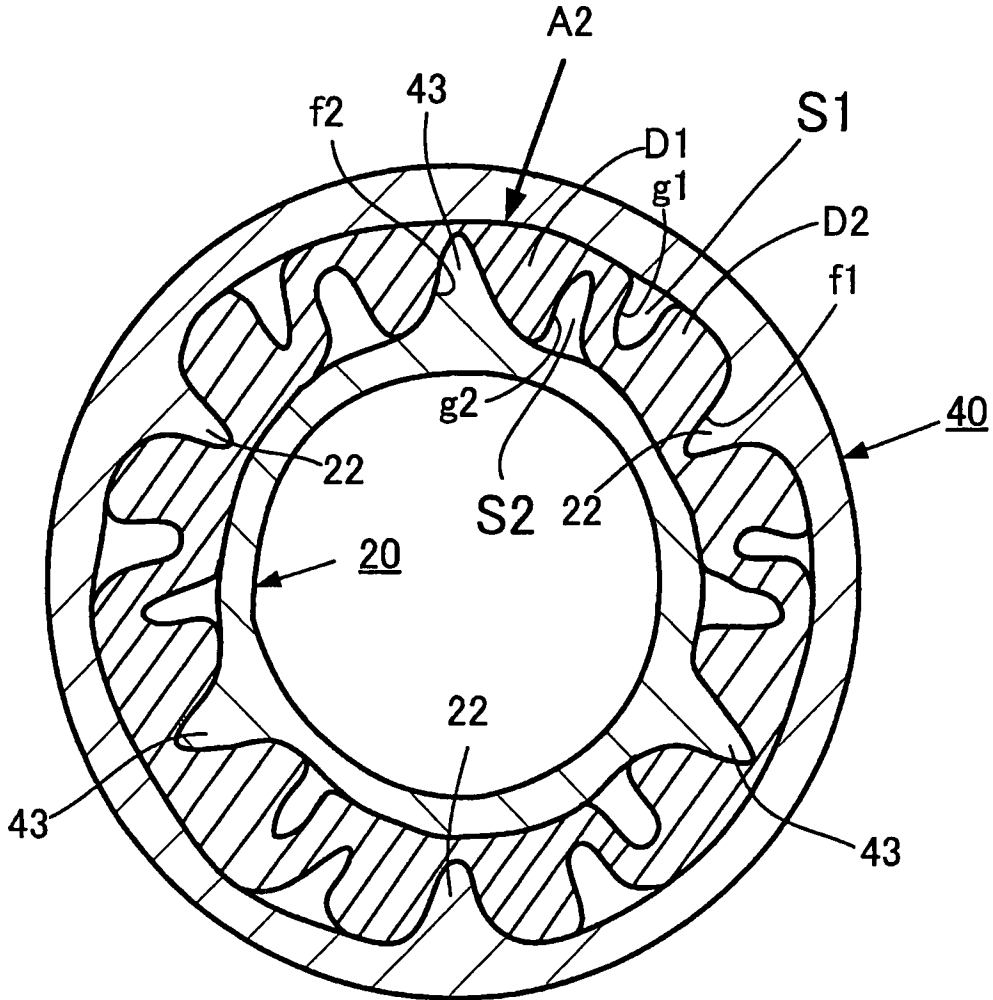


圖19

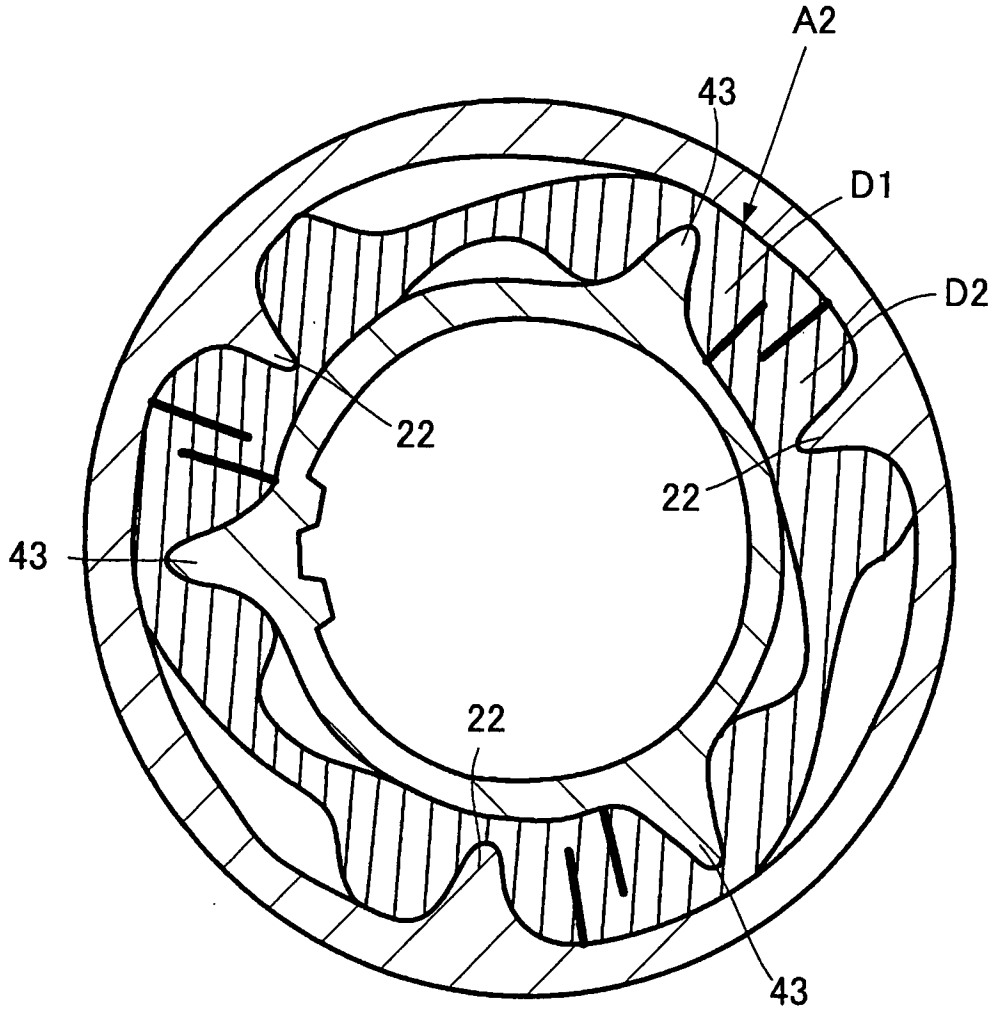


圖20

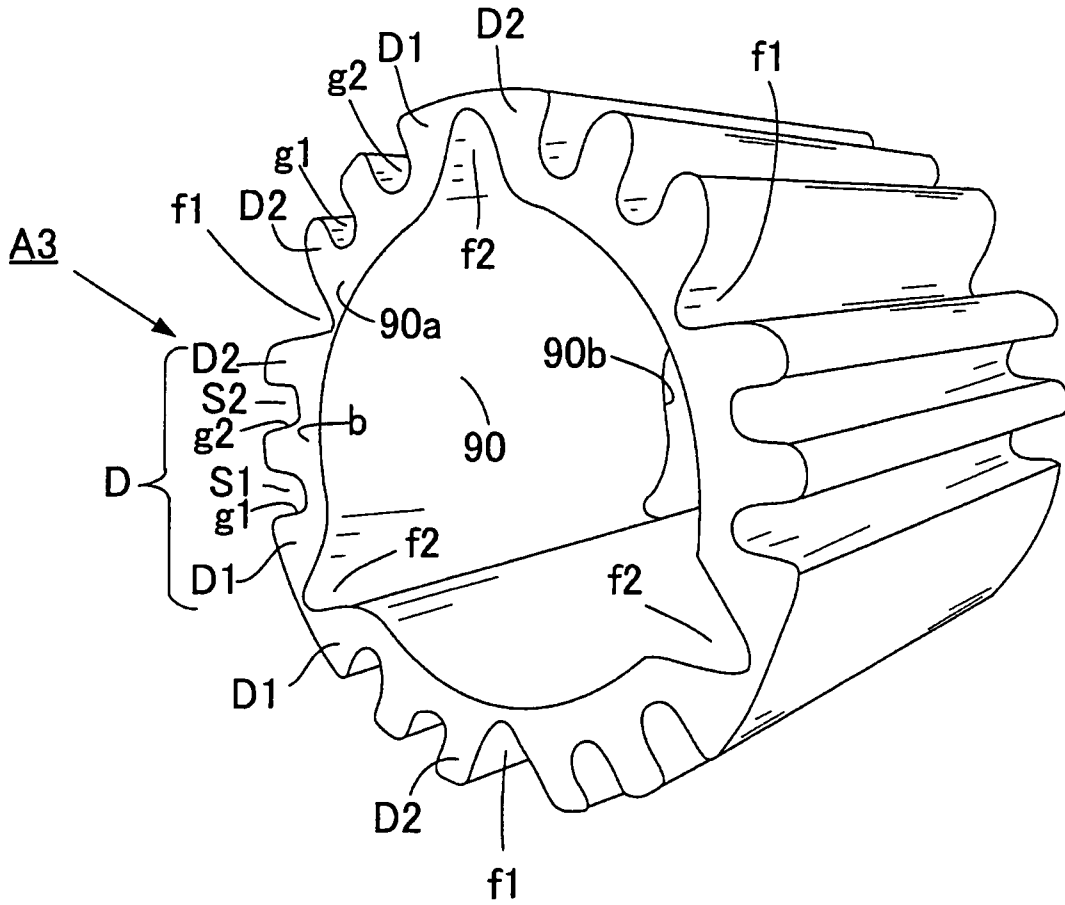


圖21

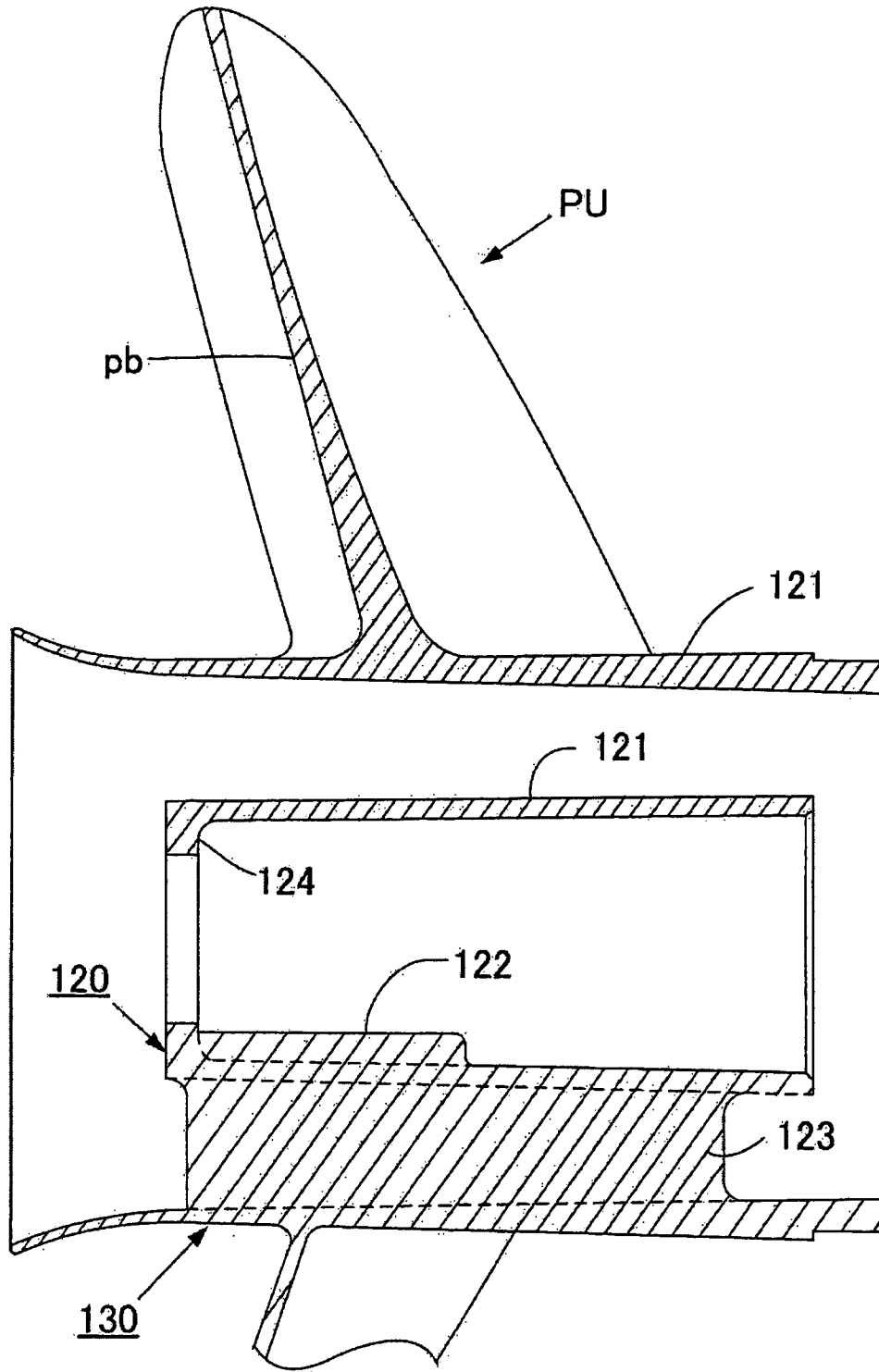


圖22

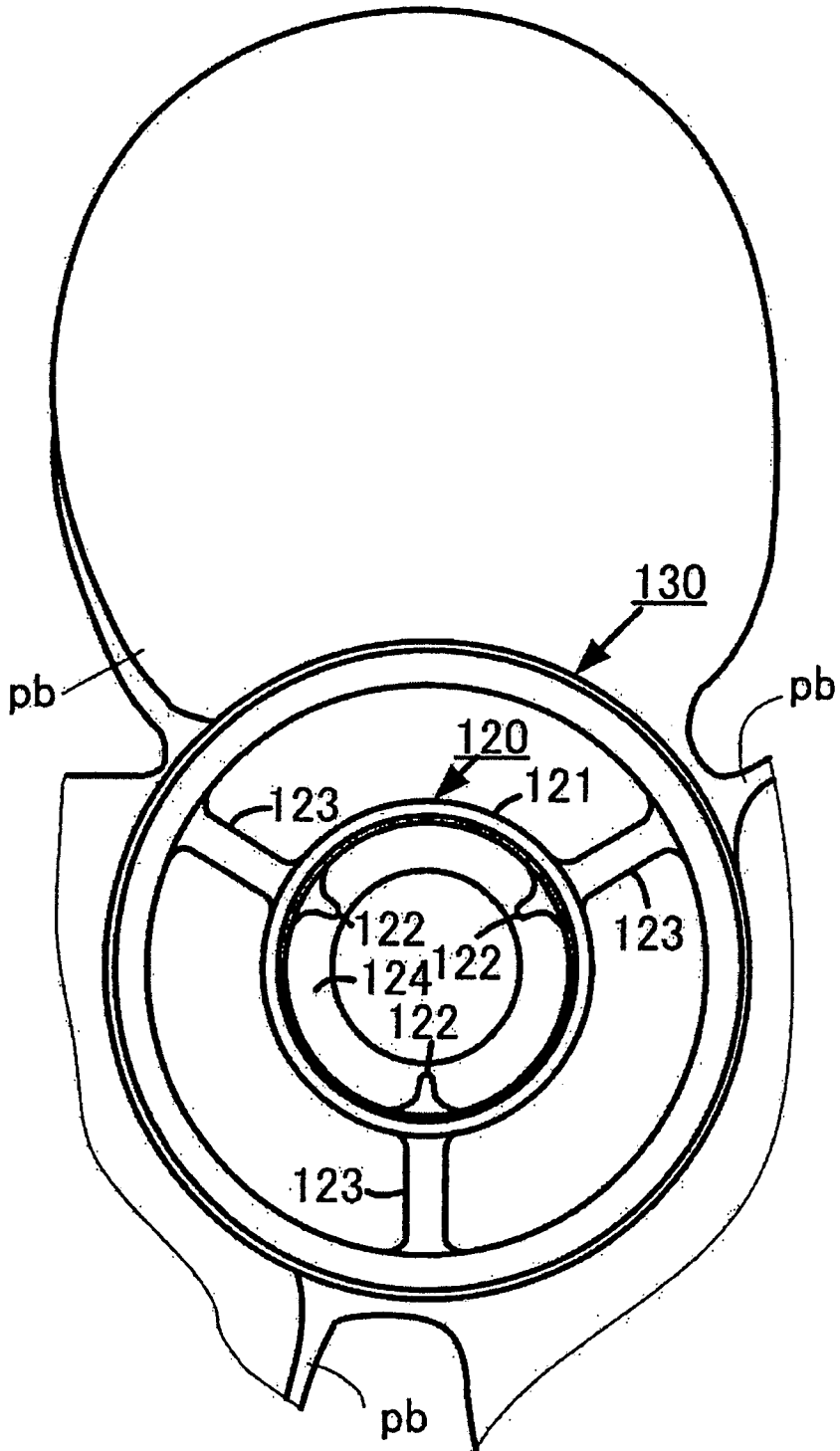


圖23

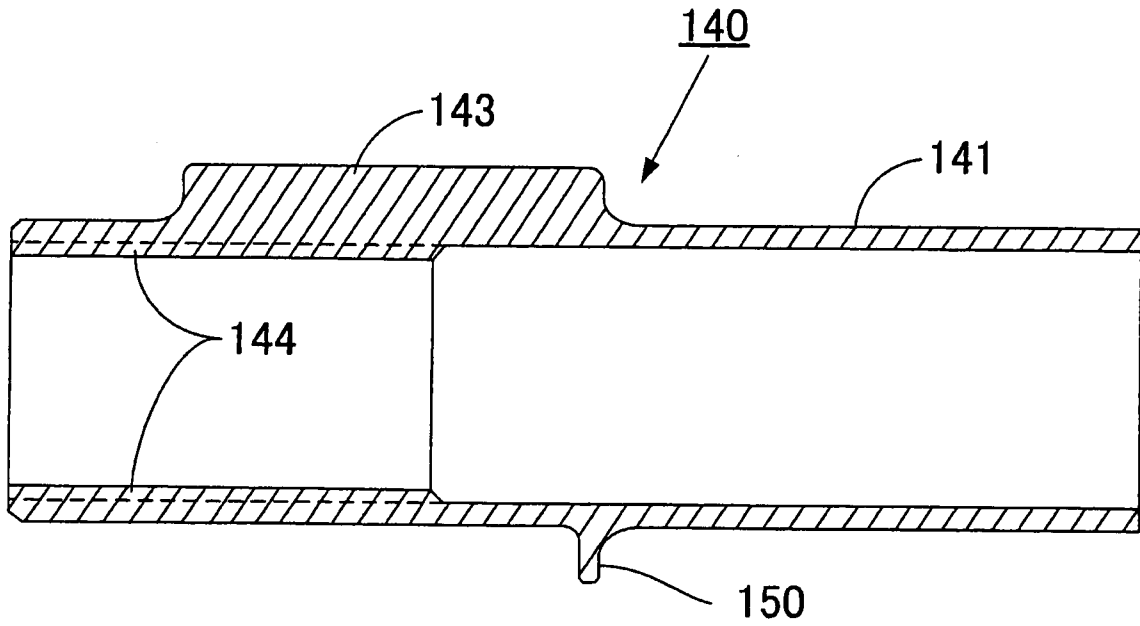


圖24

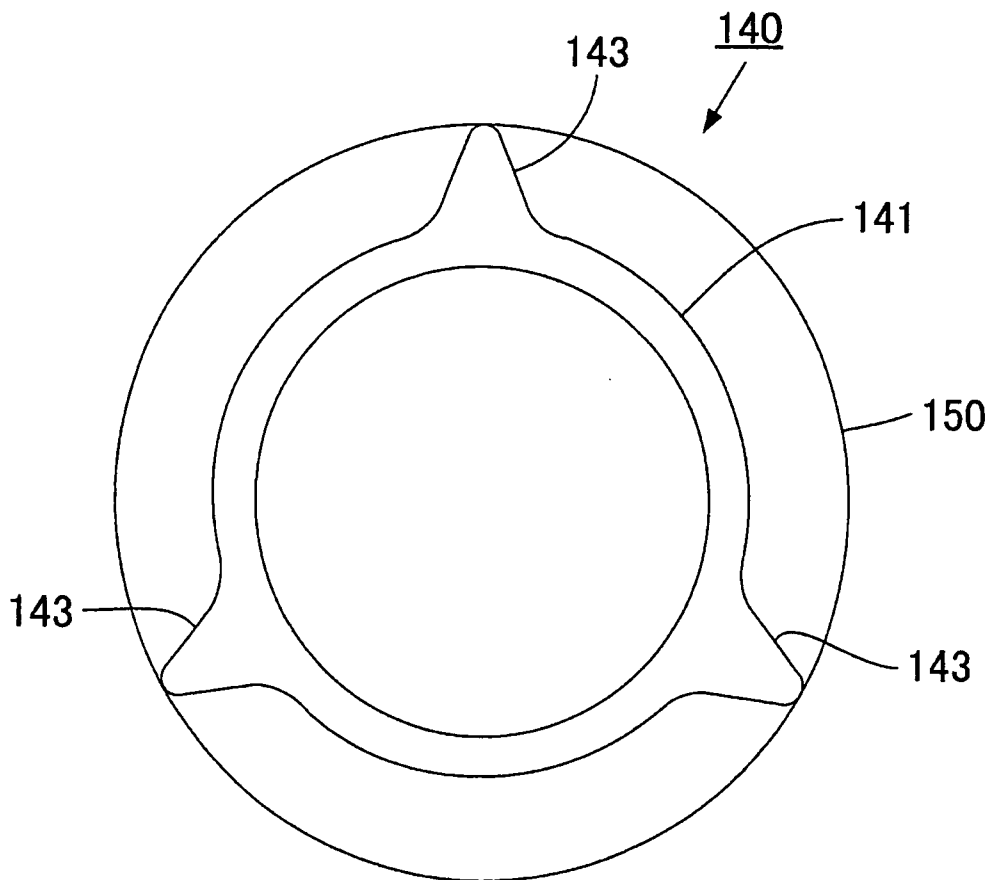


圖25

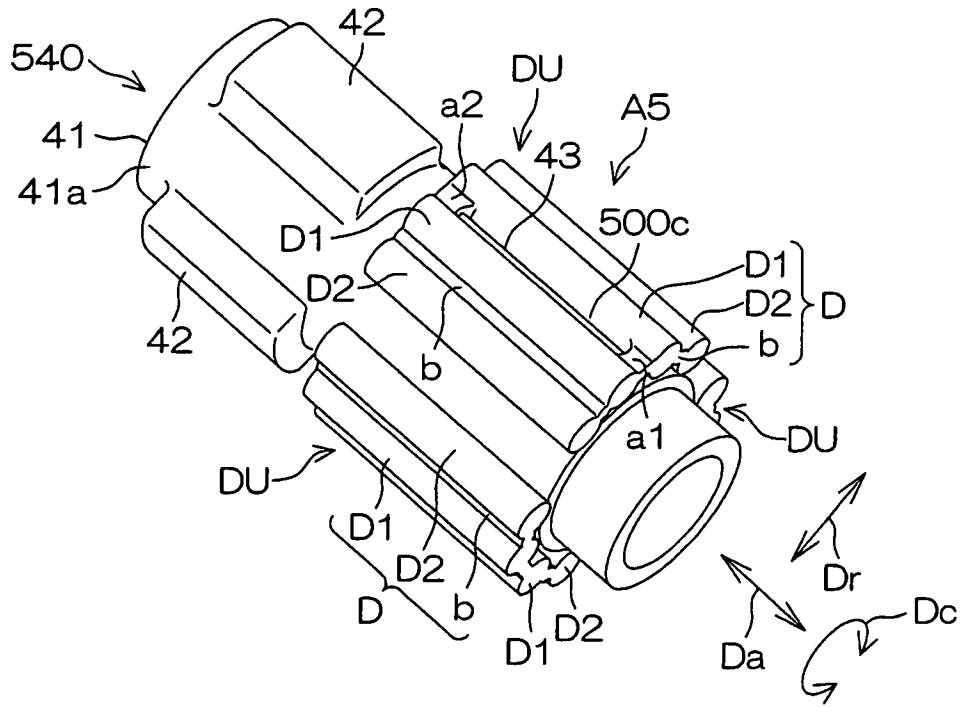


圖26

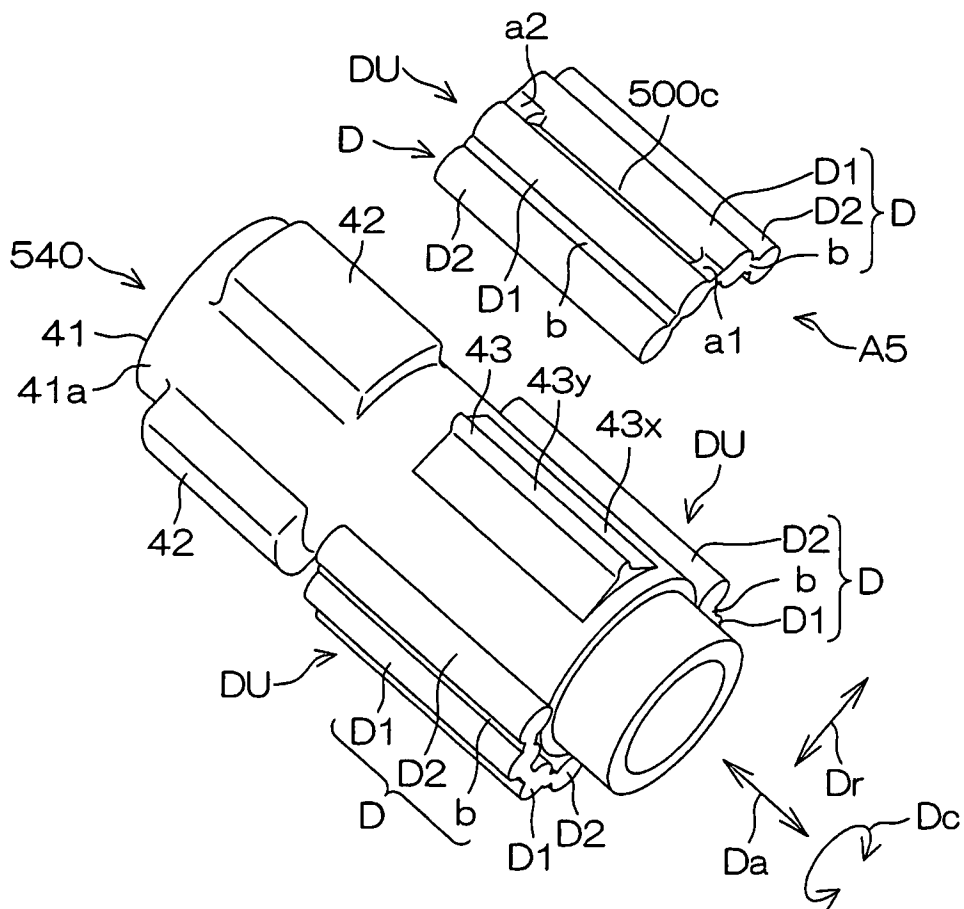


圖27

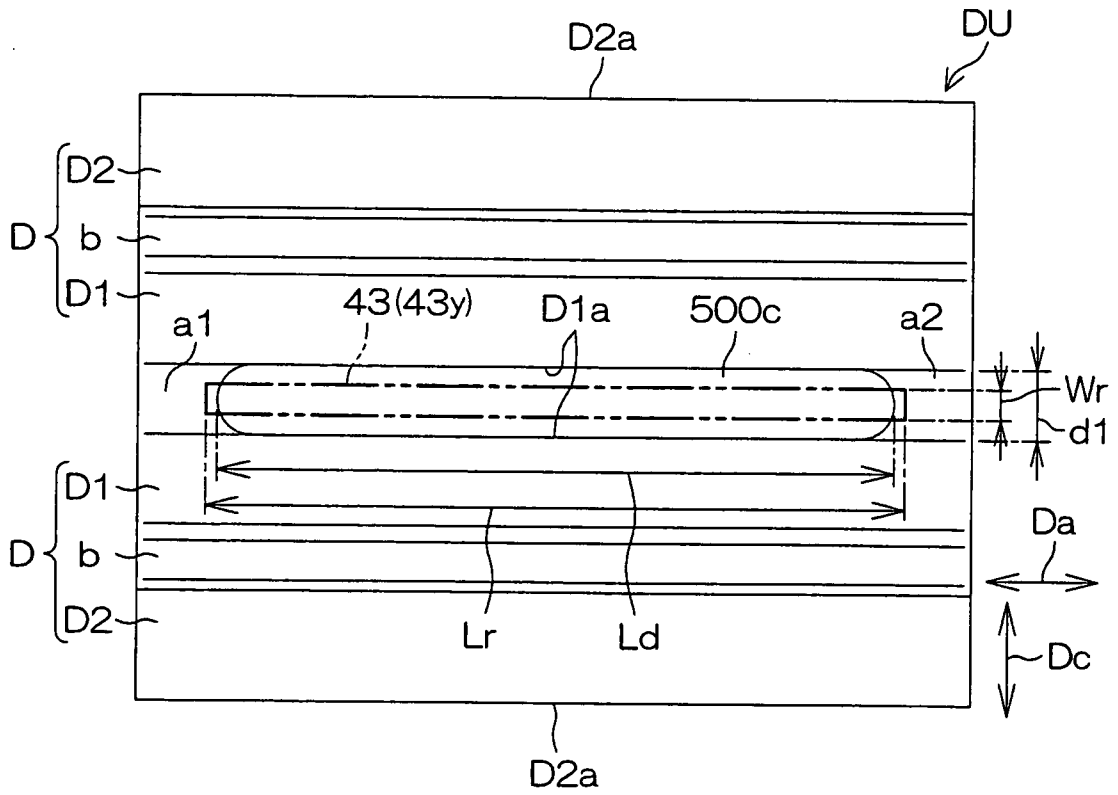


圖28

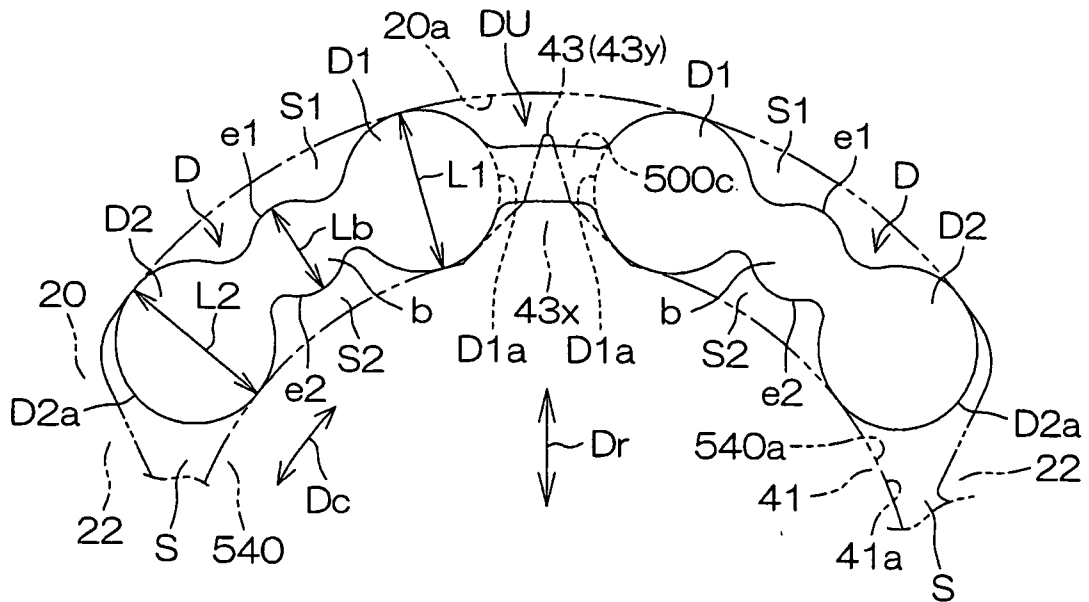


圖29