

發明專利說明書 I223685

(填寫本書件時請先行詳閱申請書後之申請須知，作※記號部分請勿填寫)

※ 申請案號： 92105951 ※IPC分類： F02D 1502

※ 申請日期： 92.3.18

壹、發明名稱

(中文) 壓縮比可變引擎

(英文) ENGINE WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO

貳、發明人(共2人)

發明人 1 (如發明人超過一人，請填說明書發明人續頁)

姓名：(中文) 清水靖弘

(英文) Yasuhiro SHIMIZU

住居所地址：(中文) 日本國埼玉縣和光市中央1丁目4番1號

(英文) 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama,
Japan

國籍：(中文) 日本 (英文) JAPAN

參、申請人(共1人)

申請人 1 (如申請人超過一人，請填說明書申請人續頁)

姓名或名稱：(中文) 日商・本田技研工業股份有限公司

(英文) HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA

住居所或營業所地址：(中文) 日本國東京都港區南青山2丁目1番1號

(英文) 1-1, Minami-Aoyama 2-chome,
Minato-ku, Tokyo, Japan

國籍：(中文) 日本 (英文) JAPAN

代表人：(中文) 吉野浩行

(英文) Hiroyuki YOSHINO

☒ 續發明人或申請人續頁 (發明人或申請人欄位不敷使用時，請註記並使用續頁)

發明人 2

姓名：(中文) 渡邊生

(英文) Sei WATANABE

住居所地址：(中文) 日本國埼玉縣和光市中央1丁目4番1號

(英文) 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama,

Japan

國籍：(中文) 日本 (英文) JAPAN

發明人 3

姓名：(中文)

(英文)

住居所地址：(中文)

(英文)

國籍：(中文) (英文)

發明人 4

姓名：(中文)

(英文)

住居所地址：(中文)

(英文)

國籍：(中文) (英文)

發明人 5

姓名：(中文)

(英文)

住居所地址：(中文)

(英文)

國籍：(中文) (英文)

捌、聲明事項

☐ 本案係符合專利法第二十條第一項□第一款但書或□第二款但書規定之期間，其日期為：_____

☐ 本案已向下列國家（地區）申請專利，申請日期及案號資料如下：

【格式請依：申請國家（地區）；申請日期；申請案號 順序註記】

1. _____
2. _____
3. _____

☒ 主張專利法第二十四條第一項優先權：

【格式請依：受理國家（地區）；日期；案號 順序註記】

1. 日本； 2002.3.20； 特願 2002-079737
2. 日本； 2003.1.24； 特願 2003-016533
3. _____
4. _____
5. _____
6. _____
7. _____
8. _____
9. _____
10. _____

☐ 主張專利法第二十五條之一第一項優先權：

【格式請依：申請日；申請案號 順序註記】

1. _____
2. _____
3. _____

☐ 主張專利法第二十六條微生物：

☐ 國內微生物 【格式請依：寄存機構；日期；號碼 順序註記】

1. _____
2. _____
3. _____

☐ 國外微生物 【格式請依：寄存國名；機構；日期；號碼 順序註記】

1. _____
2. _____
3. _____

☐ 熟習該項技術者易於獲得，不須寄存。

玖、發明說明

(發明說明應敘明：發明所屬之技術領域、先前技術、內容、實施方式及圖式簡單說明)

【發明所屬之技術領域】

發明領域

本發明係有關於一種壓縮比可變引擎，包含有：連桿
5 係一端透過活塞銷連結活塞；第1臂，係一端可旋動地
連結連桿另一端，同時另一端透過曲柄銷連結曲軸；第2
臂，係一端一體連結前述第1臂另一端；控制桿，係一端
可旋動地連結該第2臂之另一端；及支軸，係可旋動地支
承該控制桿另一端，而，前述支軸在以沿氣缸軸線且通過
10 該曲軸軸線之X軸與正交於X軸且通過該曲軸(27)軸線之y
軸所構成的xy平面內是可位移的。

【先前技術】

發明背景

以往，這種引擎，譬如在特開平9-228853號公報等中
15 已知者，係可配合運轉狀態來改變壓縮比。

可是，從謀求引擎高熱效率化方面來看，則希望不只
要改變壓縮比，也要可改變排氣量，但上述習知者依舊保
持一定的排氣量。

【發明內容】

發明概要

本發明係鑑於上述情形而作成者，其目的在於提供一
種可改變壓縮亦可改變排氣量之壓縮比可變引擎。

為達成上述目的，本發明之一種壓縮比可變引擎包含
有：連桿，係一端透過活塞銷連結活塞；第1臂，係一端

玖、發明說明

藉任意地設定 $L1 \sim L4$ 、 δ 及 R 並導入上式中，可分別求得前述支軸在第1位置時於該活塞銷的上死點及下死點之曲柄角度 θ ，且從表示在兩曲柄角度 θ 處之活塞銷高度 X 的下式：

$$5 \quad X = L4 \cdot \cos\phi4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi1) + R \cdot \cos\theta$$

分別求得前述支軸在任意第1位置時之排氣量 V_{hpiv0} 與壓縮比 ε_{piv0} 與前述支軸自第1位置位移至第2位置時之排氣量 V_{hpiv1} 、壓縮比 ε_{piv1} ，且為了滿足下列關係：

$$\text{在 } \varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0} \text{ 時， } V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$$

$$10 \quad \text{在 } \varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0} \text{ 時， } V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$$

分別設定第2臂長度 $L1$ 、第1臂長度 $L2$ 、控制桿長度 $L3$ 、連桿長度 $L4$ 、相對該曲軸軸線之氣缸軸線 y 軸方向偏位量 δ 、和前述第1及第2臂形成角度 α 。

以下將一邊參閱簡單地顯示活塞銷、連桿、曲軸、曲柄銷、第1臂、第2臂、控制桿及支軸配置的第7圖，一邊說明如此之第1特徵構成所產生之作用。若決定支軸座標 (X_{piv}, V_{piv}) ，則利用微分在 $\{ X = L4 \cdot \cos\phi4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi1) + R \cdot \cos\theta \}$ 所得到之活塞銷 x 軸方向位置，可得到活塞銷之移動速度 (dX/dt) ，且作成 $dX/d\theta = 0$ 之方程式在關於 θ 在 $0 < \theta < 2\pi$ 的範圍中具有兩個解答。使該等解答對應四衝程引擎動作，且令活塞銷到達上死點之曲柄角度為 θ_{pivtdc} 、活塞銷到達下死點之曲柄角為 θ_{pivbdc} 時，在各曲柄角 θ_{pivtdc} 、 θ_{pivbdc} 時之活塞位置係可藉在 $\{ X = L4 \cdot \cos\phi4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi1) + R \cdot \cos\theta \}$ 中給予 θ_{pivtdc} 、 θ_{pivbdc} 來獲得。在

玖、發明說明

之燃燒承受很大的負載，但在該膨脹衝程前半中，由於能抑制連桿的傾斜角度，故可減低上述摩擦。

本發明加上前述第1或第2特徵的構造，其第3特徵為令沿在排氣量為最小時之上死點處之前述活塞銷之前述x
5 軸方向的高度為 X_{etdc} 、沿在排氣量為最大時之上死點處之前述活塞銷之前述x軸方向的高度為 X_{ptdc} 、前述活塞的端環槽脊寬度為 $H1$ 時，設定成使 $X_{etdc}-X_{ptdc} \leq H1$ 可成立。

又，在排氣量最大時，氣缸缸徑內面的一部份也會面
10 臨燃燒室，且有可能在氣缸缸徑內面的一部份隨著燃燒發生碳附著、堆積。在此狀態下，在排氣量最小時，安裝於活塞上之活塞環將在堆積的碳上滑動，成為活塞環膠著或異常磨耗，和燃燒氣密封不良等不佳情形的原因。然而依第3特徵，利用設定而使 $X_{etdc}-X_{ptdc} \leq H1$ 成立，能避免在
15 排氣量最小時活塞環在堆積的碳上滑動，且能夠防止發生上述不佳之情形。

此外，本發明加上前述第1～第3特徵中任一特徵之構造，其第4特徵為前述支軸係以在前述xy平面內於y軸及x軸方向上分別相對前述曲軸之軸線分開長度 $L5$ 、 $L6$ 之位置
20 為中心描出半徑 R_p 的圓形軌跡作位移者，又，令前述曲軸之軸線及前述曲柄銷間之長度 R 為1.0時，設定前述第2臂長度 $L1$ 為1.5～6.0、前述第1臂長度 $L2$ 為1.0～5.5、該控制桿長度 $L3$ 為3.0～6.0、前述長度 $L5$ 為1.2～6.0、前述長度 $L6$ 為0.9～3.8，前述半徑 R_p 為0.06～0.76，同時設定前述

玖、發明說明

第1及第2臂的形成角度 α 為77～150度。

依如此第4特徵之構造，可得前述第2特徵及上述第3特徵之構造，因此，可減低活塞滑動時之摩擦，同時避免活塞環在堆積的碳上滑動，能防止發生活塞環膠著或異常磨耗，和燃燒氣密封不良等不佳之情形。

本發明之上述，其他目的、特徵及優點，可依循附圖並從以下詳述之較佳實施例之說明而清楚明白。

圖式簡單說明

第1圖～第10圖表示本發明之第1實施例，第1圖係引擎之正面圖，第2圖係引擎之縱截面圖且係第3圖之2-2線截面圖，第3圖係第2圖之3-3線之截面圖，第4圖係第3圖之4-4線之截面圖，第5圖係在輕負載狀態時第1圖之5-5線之擴大截面圖，第6圖係對應在高負載狀態時之第5圖之截面圖，第7圖係簡單表示連桿機構配置之圖，第8圖係表示軸的相位、排氣量及壓縮比關係之圖，第9A圖係依序表示在引擎輕負載狀態時連桿機構之作動狀態之圖，第9B圖係依序表示在引擎高負載狀態時連桿機構之作動狀態之圖，第10圖係表示圖示之平均有效壓力及圖示燃料消耗率關係之圖，第11圖及第12圖表示本發明之第2實施例，第11圖係扣止構件正面圖，第12圖係第11圖之12箭頭方向視圖，第13圖～第18圖表示本發明之第3實施例，第13圖係引擎主要部份正面圖，第14圖係在引擎輕負載狀態時第13圖之14-14線之截面圖，第15圖係第14圖之15-15線之截面圖，第16圖係第15圖之16-16線之截面圖，第17圖係對應在引

玖、發明說明

擎高負載狀態時之第15圖之截面圖，第18圖係第17圖之
18-18線之截面圖，第19圖～第24圖表示本發明之第4實施
例，第19圖係引擎主要部份正面圖，第20圖係第19圖之
20-20線之截面圖，第21圖係在引擎輕負載狀態時之第20
5 圖之21-21線之截面圖，第22圖係在引擎輕負載狀態時之
第20圖之22-22線之截面圖，第23圖係對應在引擎高負載
狀態之第21圖截面圖，第24圖係對應在引擎高負載狀態時
之第22圖截面圖，第25圖～第27圖表示本發明之第5實施
例，第25A圖表示引擎在輕負載狀態時連桿機構之作動狀
10 態圖，第25B圖係對比表示引擎在高負載狀態時連桿機構
之作動狀態圖，第26A圖表示引擎在輕負載狀態時之燃燒
室附近的截面圖，第26B圖表示引擎在高負載狀態時之燃
燒室附近的截面圖，第27圖為用以說明各部尺寸而簡單表
示連桿機構之配置的圖。

15 【實施方式】

較佳實施例之詳細說明

關於本發明之第1實施例，係一邊參閱第1圖～第10圖
一邊說明之，首先在第1圖～第3圖，該引擎係，譬如，使
用於作業機等空冷之單氣缸引擎。引擎本體21包括曲軸箱
20 22，自該曲軸箱22之一側面稍微向上傾斜突出之氣缸體23
與接合於該氣缸體23頭部之氣缸蓋24，在氣缸體23及氣缸
蓋24外面側設置多數個空冷用散熱片23a…、24a…。又曲
軸箱22係在該曲軸箱22下面之安裝面22a處安裝於各種作
業機之機座。

玖、發明說明

曲軸箱22由與氣缸體23一體鑄造成形的箱本體25與結合其箱本體25開放端之側蓋26所構成，，曲軸27兩端部透過滾珠軸承28，29及油封30，31而可旋轉自如地支承在箱本體25及側蓋26上。又曲軸27之一端部作為輸出軸部27a
5 而由側蓋26突出，並且曲軸27之另一端部作為輔機安裝軸部27b而由箱本體25突出。而且在輔機安裝軸部27b上固定有飛輪32，且在該飛輪32外面以螺絲構件36固定用以供給引擎本體21各部份或氣化器34冷卻風之冷卻風扇35，而在冷卻風扇35外側則配設反衝式引擎起動器37。

10 在氣缸體23中形成讓活塞38可自由滑動地嵌合之氣缸內徑39，且面臨活塞38頂部之燃燒室40形成於氣缸體23及氣缸蓋24間。

於氣缸蓋24上形成可通到燃燒室40之進氣口41及排氣口42，同時可開閉作動地配設開閉進氣口41及燃燒室40間之進氣閥43，和開閉排氣口42及燃燒室40間之排氣閥。又
15 在燃燒室40中面臨電極之火星塞45係螺鎖於氣缸蓋24上。

氣缸蓋24之上部連接氣化器34，且具有該氣化器裝置之進氣路46下游端連通至進氣口41。又，連接進氣路46上游端之進氣管47連接氣化器34，且該進氣管連接未圖示之
20 空氣濾清器。在氣缸蓋24之上部連接通至排氣口42之排氣管48，而該排氣管48則連接排氣消音器49。而且在曲軸箱22上方配置燃油箱51，並可利用自該曲軸箱22突出之托架50來支撐。

在曲軸箱22靠近側蓋26之部份，在曲軸27上一體地形

玖、發明說明

成有驅動齒輪52，啮合該驅動齒輪52之被動齒輪53則固定於凸輪軸54，而凸輪軸54具有與曲軸27平行軸線且可旋轉自如被支承於曲軸箱22上。然而凸輪軸54係藉相互啮合之驅動齒輪52及被動齒輪53，以1/2減速比傳達來自曲軸27之旋轉動力。

在凸輪軸54上，設有分別對應進氣閥43及排氣閥44之進氣凸輪55及排氣凸輪56，而進氣凸輪55則滑動接觸可被氣缸體23作動地支承的從動件57。另一方面，在氣缸體23及氣缸蓋24上形成有使從動件57上部突出下部之作動室58，且配置於該作動室58內之推桿59下端抵接前述從動件57。此外，在氣缸蓋24上，一端抵接於藉彈簧賦與朝閉閥方向之勢能的進氣閥43上端之搖臂60係可搖動地受到支承，且在該搖臂60之另一端抵接前述推桿59上端。然而，推桿59配合進氣凸輪55之旋轉朝軸方向作動，且搖臂60因此搖動而使進氣閥43開閉作動。

在排氣凸輪56及排氣閥44間，亦裝入與上述進氣凸輪55及進氣閥43間同樣的機構，且配合排氣凸輪56之旋轉，排氣閥44可開閉作動。

請同時參閱第4圖，支軸61係透過連接機構62來連結，且支軸61可在通過活塞38、曲軸27、氣缸軸線C且正交於曲軸27軸線之平面內位移，並且被支承於引擎本體21之曲軸箱22。

該連接機構62包括一端透過活塞銷63連結活塞38之連桿64；一端可旋動地連結連桿64之另一端，並且另一端連

玖、發明說明

結曲軸27的曲柄銷65之第1臂66；一端一體地連結前述第1臂66另一端之第2臂67；及一端部可旋動地連結該第2臂67另一端，並且另一端部可旋動地連結前述支軸61之控制桿69。第1及第2臂66，67係一體地形成而作為輔助桿68。

- 5 輔助桿68在中間部具有滑動接觸曲軸27之曲柄銷65半周之半圓狀之第1軸承部70，且在該輔助桿68兩端部，一體地設有分別於其間挾持連桿64另一端部及控制桿69一端部之一對雙叉部71，72。又在曲軸27之曲柄銷65殘餘的半周滑動接觸曲柄蓋73裝置之半圓狀第2軸承部74，且該曲柄蓋73係固定結合於輔助桿68。
- 10

連桿64另一端部透過連桿銷75可旋動地連結輔助桿68一端部，亦即第1臂66一端部，且壓入連桿64另一端部之連桿銷75之兩端部可旋動地嵌合補助桿68一端側之雙叉部71。

- 15 再者，控制桿69一端部透過輔助桿銷76可旋動地連結輔助桿68另一端部，亦即第2臂67另一端部。可相對旋動地貫通控制桿69之一端部之輔助桿銷76的兩端部有些許間隙地嵌合於前述另一端側雙叉部72，而控制桿69之一端部則插入輔助桿68另一端側的雙叉部72。而且在前述另一端側雙叉部72安裝一對夾扣77，77，用以抵接輔助桿銷76兩端並阻止其脫離該輔助桿銷76之雙叉部72。
- 20

又，各雙叉部71，72係藉各對配置於曲軸27兩側之螺栓78，78而固定結合於曲柄蓋73，且連桿銷75及輔助桿銷76係配置於該等螺栓78，78…之軸線延長線上。

玖、發明說明

請同時再參閱第5圖，圓筒狀支軸61係設置於具有與曲軸27平行軸線且同軸地配置之一對旋轉軸81，82之偏心位置間。而且旋轉軸81透過單向離合器被支承在一體地設置於曲軸箱22的箱本體25上部之支撐部83上，且旋轉軸82係透過單向離合器86而被支承在安裝於前述箱本體25之支撐構件84上。

此外，另一端部連結於支軸61之控制桿69配合引擎的運轉循環與壓縮控制桿69方向之負載和伸張控制桿69方向之負載相互作用，並且由於在旋轉軸81，82之偏心位置間設有支軸61，故在旋轉軸81，82上，自前述控制桿69向一側之旋轉力和向另一側之旋轉力也會相互作用。然而，因旋轉軸81，82與支撐部83及支撐構件84之間裝設有單向離合器85，86，旋轉軸81，82僅可朝箭形符號80所示之單向旋轉。

於可旋轉自如地貫通曲軸箱22之側蓋26且突出外部之旋轉軸81一端上固定有卡止構件87，該卡止構件87在周方向一處具有向半徑方向外方突出的限制突部88並形成圓盤狀。

另一方面，在曲軸箱22之側蓋26外面，具有讓前述卡止構件87一部份插入之開口部89之支撐板90與自該支撐板90向外方突出之一對托架91，91固定結合，且軸構件92兩端部固定地支撐在兩托架91，91上，而軸構件92具有與旋轉軸81軸線正交之軸線，且配置在前述卡止構件87外方位置。

玖、發明說明

在前述軸構件92上可搖動地支撐搖桿構件93，而搖桿構件93在其相位錯開譬如167度之位置上具有可卡合前述卡止構件87之限制突部88之一對卡合部93a，93b。為沿軸構件92軸線定位搖桿構件93，在兩托架91，91及搖桿構件93間裝入圍繞軸構件92之圓筒狀間隔件94，95。又在搖桿構件93及支撐板90間，設有賦與搖桿構件93旋動勢能的回動彈簧107，該旋動勢能之方向係可使具有搖桿構件93之兩卡合部93a，93b中之93a卡合於卡止構件87之限制突部88的方向。

搖桿構件93連結膜片式致動器97，該致動器97包含有安裝在設置於前述支撐板90上之托架96之殼體98；用以將該殼體98內分隔成負壓室102及大氣壓室103並且被支撐於殼體98上之膜片99；在可增大負壓室102容積之方向上發揮彈力並且縮設於殼體98及膜片99間之彈簧100；及連結膜片99中央部之作動桿101。

殼體98係由安裝於托架96的碗狀第1殼體半體104與欽合該殼體半體104的碗狀第2殼體半體105所構成，膜片99之周緣部挾持於兩殼體半體104，105開口端部間。又負壓室102形成於膜片99及第2殼體半體105間，且彈簧100收容在該負壓室102中。

大氣壓室103係形成於膜片99及第1殼體半體104間，且貫通設置於第2殼體半體104之中央部通孔106並突入大氣壓室103的作動桿101之一端部係連結於膜片99之中央部，而大氣壓室103則透過通孔106內周及作動桿外周間的間

玖、發明說明

隙與外部連通。

殼體98之第2殼體半體105連接到負壓室102之導管108。另一方面，在鄰接致動器97位置處，前述托架96支撐緩衝筒109，在該緩衝筒109連接前述導管108。又，連
5 通緩衝筒109之導管110連接氣化器34之進氣路46下游端，亦即進氣路46之進氣負壓可導入致動器97之負壓室102，且緩衝筒109具有使前述進氣負壓脈動衰減之作用。

致動器97裝設之作動桿101之另一端透過連結桿111連結搖桿構件93，在引擎為輕負載運轉狀態且負壓室102負
10 壓為高的狀態下，如在第5圖所示，膜片99彎曲並對抗回動彈簧107及彈簧100之彈力，使負壓室102容積減少，且作動桿101收縮作動。在此狀態下，搖桿構件93之旋動位置係在將兩扣部93a，93b其中之93b卡合於卡止構件87之限制突部88之位置。

15 另一方面，若引擎變成高負載運轉狀態且負壓室102負壓變低，如第6圖所示，則膜片99藉回動彈簧107及彈簧100之彈力彎曲，使負壓室102容積增大，且作動桿伸張作動。因此，搖桿構件93可旋動至使兩卡合部93a，93b中之93a卡合於卡止構件87之限制突部88之位置。

20 藉由如此旋動搖桿構件93，在引擎運轉中朝一方向之旋轉力作用之旋轉軸81，82變成在卡合部93a，93b其中的一個卡合於與其中一旋轉軸81一起旋轉的卡止構件87之限制突部88的位置上旋轉受到限制，且該旋轉軸81，82係在，譬如，167度相位不同的兩個位置處停止旋轉，因此位

玖、發明說明

於相對旋轉軸81，82軸線為偏心處的支軸61，即控制桿69
 另一端部可在正交於曲軸27軸線的平面內兩個位置間位移
 ，因此可改變引擎的壓縮比。

而且連接機構62不只可改變壓縮比，亦可改變活塞38
 5 之衝程，對於用以達此目的之連接機構62之尺寸關係，將
 一邊參閱第7圖一邊說明如下。

在此，在沿氣缸軸線C通過曲軸27軸線之X軸與正交
 於X軸且通過曲軸27軸線之Y軸所構成之XY平面內，當令
 連桿64長度為L4，第1臂66長度為L2，第2臂67長度為L1
 10 ，控制桿69長度為L3，連桿64與前述X軸形成角度為 $\phi 4$ 、
 第1及第2臂66，67形成角度為 α 、第2臂67與前述Y軸形成
 角度為 $\phi 1$ ，控制桿69與前述Y軸形成角度為 $\phi 3$ ，連結曲軸
 27軸線及曲柄銷65之直線與前述X軸形成角度為 θ ，曲軸
 27之軸線及曲柄銷65間長度為R，支軸之XY座標為Xpiv、
 15 Ypiv，曲軸之旋轉角速度為 ω ，來自曲軸27軸線的氣缸軸
 線C之Y軸方向偏位置作為 δ 時，活塞銷63之高度X係

$$X=L4 \cdot \cos \phi 4+L2 \cdot \sin (\alpha +\phi 1)+R \cdot \cos \theta \quad \cdots \cdots (1)$$

但是，

$$\phi 4=\arcsin \{L2 \cdot \cos (\alpha +\phi 1)+R \cdot \sin \theta -\delta \} / L4$$

$$20 \quad \phi 1=\arcsin \left\{\left(L3^2-L1^2-C^2-D^2\right) / 2 \cdot L1 \cdot \sqrt{\left(C^2+D^2\right)}-\arctan (C / D)\right.$$

$$C=Y_{\text {piv }}-R \sin \theta$$

$$D=X_{\text {piv }}-R \cos \theta$$

在此，活塞銷63之X軸方向速度係因微分上述式(1)，
 以下面(2)式表示。

玖、發明說明

$\varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}$ 時係 $V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$

為滿足上列關係，係設定第2臂67長度L1，第1臂66長度L2，控制桿69長度L3，連桿64長度L4，來自曲軸27軸線的氣缸軸線C之Y軸方向偏位量 δ 和第1及第2臂66，67之形成角度 α 。

依如此的設定，如第8圖所示，可按照支軸61之相位變化使排氣量 V_{hpiv} 及壓縮比 ε_{piv} 之值反向變化，且可以在大排氣量時作低壓縮比運轉，在小排氣量時作高壓縮比運轉。

即，連桿機構62，當支軸61在對應引擎輕負載狀態位置時，係如第9(a)圖所示地作動，而當支軸61在對應引擎高負載狀態位置時，係如第9(b)圖所示地作動。在引擎高負載狀態下之活塞銷63的衝程 S_{piv} 比在引擎輕負載狀態下之活塞銷63的衝程 S_{piv} 更大。而且，由於在引擎的輕負載狀態下之壓縮比比在高負載狀態下壓縮比還大，在輕負載時為低排氣量、高壓縮比之運轉，又在高負載時為大排氣量、低壓縮比之運轉。

接著說明第1實施例之作用。利用一端透過活塞銷63連結活塞38之連桿64、一端可旋動地連結連桿64另一端且另一端透過曲柄銷65連結曲軸27之第1臂66、一端一體地連結第1臂66另一端且與輔助桿68共同構成之第2臂67、及一端可旋動地連結第2臂67另一端之控制桿69來構成連桿機構62，並且使支承控制桿69另一端部之支軸61按照引擎運轉狀態位移而可改變壓縮比之後，藉由分別適當設定第

玖、發明說明

2臂67長度L1、第1臂66長度L2、控制桿69長度L3、連桿64長度L4、偏離曲軸27軸線的氣缸軸線C之Y方向偏位量 δ 、和第1及第2臂66，67形成角度 α ，亦可變更活塞銷63之衝程，且使大排氣量時作低壓縮比運轉，而在小排氣量
5 時作高壓縮比運轉。

因此，利用在引擎輕負載時作低排氣量、高壓縮比運轉可謀求高熱效率化，如在第10圖實線所示，與虛線所示習知者相較，圖示之燃料消耗率下降，可減低燃料費。又利用在高負載時作成大排氣量，低壓縮比，使爆發負載及
10 缸內壓力不會過度上昇，能夠避免產生噪音及強度問題。

又第1及第2臂66，67係以具有滑動接觸曲柄銷65半周之半圓狀第1軸承部之輔助桿68協力構成者，在該輔助桿68之一端部可旋動地連結連桿64，且在輔助桿68之另一端部可旋動地連結控制桿69之一端部，而在一體地設置於輔助桿68，使其間分別夾持連桿64另一端部及控制桿69一端部的一對雙叉部71，72上，固定結合曲柄蓋73，且該曲柄蓋73具有可滑動接觸曲柄銷65殘餘半周之半圓狀的第2軸承部74，藉此可提高輔助桿68安裝在曲柄銷65上之剛性。
15

再者，壓入連桿64另一端部的連桿銷75之兩端部可旋動地嵌合其中一雙叉部71，由於可相對旋動地貫通控制桿69一端部之輔助桿銷76之兩端部係稍有間隙地嵌合於雙叉部，故將自活塞38到輔助桿68與控制桿69分離而組裝於引擎中後，再連結輔助桿68及控制桿69，可提高組裝精確度並且易於進行組裝作業，因此可避免引擎巨大化。
20

玖、發明說明

又，由於連桿銷75及輔助桿銷76係配置於用以將曲柄蓋73固定結合於輔助桿68的螺栓78之軸線延長線上，故可密實地構成輔助桿68及曲柄蓋73，因此，可減輕輔助桿68及曲柄蓋73重量，並抑制動力損失。

5 再者一對旋轉軸81，82透過單向離合器85，86被支承在引擎本體21中一體地設置於曲軸箱22箱本體25之支撐部83和安裝於前述箱本體25之支撐構件84上，且在兩旋轉軸81，82之偏心位置間設置支軸61。而由於在支軸61上，配合引擎之運轉循環而壓縮控制桿69之方向的負載和伸張控制桿69之方向的負載相互作用，故會在旋轉軸81，82上，
10 使該旋轉軸81，82朝一方向旋轉之負載和使朝另一方向旋轉之負載相互作用。可是，藉前述單向離合器85，86之作用，旋轉軸81，82僅可單向旋轉。

另，在周方向一處具有限制突部88之卡止構件87係固
15 定於自引擎本體21之側蓋26突出的旋轉軸81之一端，且搖桿構件93可搖動地支承在具有與旋轉軸81正交之軸線並固定於引擎本體21之軸構件92上，而搖桿構件93具有作為可卡合卡止構件87的前述限制突部88且相位錯開，譬如，
167度的一對卡合部93a，93b，該搖桿構件93藉回動彈簧
20 107被賦與朝向使兩卡合部93a，93b之其中一者卡合於限制突部88之方向的勢能。

另一方面，膜片式致動器97被支撐於引擎本體21上，且該膜片式致動器97係膜片99的周緣部被挾持於殼體98上而形成者，而該膜片99的兩面則面臨通到氣化器34內的進

玖、發明說明

氣路46之負壓室102和開放於大氣之大氣壓室103。該致動器97係連結搖桿構件93，以配合負壓室102的負壓增大，與前述彈簧賦與勢能方向反向地旋動驅動搖桿構件93，而。

5 亦即，利用以引擎負載來作動致動器97，能使旋轉軸81，82，即支軸61，位移並保持在譬如167度相位不同的兩處，且可驅動支軸61，即控制桿69之另一端部在對應高壓縮比位置與對應低壓縮比位置之間位移。此外，藉由使用膜片式致動器97，不但避免引擎巨大化及構造複雜化，
10 而且極力抑制產生引擎之動力損失，並可驅動控制桿69位移。

 第11圖及第12圖顯示本發明之第2實施例，在卡止構件87(參閱第5圖，第6圖)周方向排成複數個階部112a…、112b…形成在搖桿構件93之兩卡合部93a，93b上，並可配合卡止構件87之旋動，使各階部112a…、112b…依序卡合
15 於卡止構件87之限制突部88(參閱第5圖，第6圖)。

 依該第2實施例，藉在各階部112a…、112b…，卡合限制突部88，能階段地改變卡止構件87周方向位置，能夠更細分化地改變壓縮比。

20 關於本發明之第3實施例，係一邊參閱第13圖～第18圖，一邊說明之。首先在第13圖及第14圖中，可旋動地連結控制桿69另一端部之支軸61之兩端部，設置於具有平行於曲軸27之軸線且同軸地配置的一對旋轉軸113，114之偏心軸部113a，114a間，且兩旋轉軸113，114透過單向離合

玖、發明說明

器85，86可旋動被支承於曲軸箱22上。

此外，在其中一旋轉軸113之偏心軸部113a周方向一處，一體地設置向半徑向外方突出之限制突部115。

與前述兩旋轉軸113，114軸線正交之軸構件116可旋動地貫通曲軸箱22之引擎本體25並突入曲軸箱22內，該軸構件116之一端可旋動地被支承在設置於曲軸箱22之支撐部17上。

又在自曲軸箱22突出之軸構件116另一端上固定有桿118上，且膜片式致動器97連結該桿118。

10 在前述曲軸箱22之側壁內面及支撐部117間，軸構件116固定有圍繞該軸構件116之搖桿構件119，且在該搖桿構件119上設置有可卡合前述限制突部115且錯開相位，譬如，167度之一對卡合部119a，119b。又在搖桿構件119及曲軸箱22間，設置有回動彈簧120，用以朝可使搖桿構件15 119裝置之兩卡合部119a，119b中之119a卡合限制突部115之方向賦與搖桿構件119旋動勢能。

在引擎係輕負載運轉狀態且致動器97中之負壓室102負壓高的狀態下，作動桿101縮小作動。在該狀態下，如第15圖及第16圖所示，搖桿構件119之旋動位置係在可使20 兩卡合部119a，119b中之119b卡合限制突部115之位置。

另一方面，若引擎變成高負載運轉狀態且負壓室102的負壓變低，則膜片99彎曲而使負壓室102容積增大，且作動桿101伸張作動。因此，如第17圖及第18圖所示，搖桿構件119係變成旋動至可使兩卡合部119a，119b中之

玖、發明說明

119a卡合限制突部115之位置。

如此，藉由旋動搖桿構件119，支軸61，亦即控制桿69之另一端部變成在正交於曲軸27軸線之平面內兩個位置間位移，因此，可改變引擎之壓縮比及衝程。

5 因此，第3實施例也能夠達成與上述第1實施例同樣的效果。

以下一邊參閱第19圖～第24圖一邊說明本發明之第4實施例，首先在第19圖及第20圖中，可旋動地連結控制桿69另一端部之支軸61兩端部係設置於具有平行曲軸27軸線
10 且同軸配置之一對旋轉軸113，114之偏心軸部113a，114a間，且兩旋轉軸113，114係透過單向離合器85，86可旋動地被支承於曲軸箱22上。

此外，旋轉軸113係貫通設置於曲軸箱22之支撐部121，在該旋轉軸113之一端，固定有具有在周方向一處向半
15 徑方向外方突出之限制突部88之圓盤狀卡止構件87。

又與前述兩旋轉軸113，114軸線正交之軸構件116可旋動地貫通曲軸箱22之側蓋26，突入曲軸箱22內，並利用設置於曲軸箱22之支撐部117可旋動地被支承在該軸構件116之一端上。

20 又在突出曲軸箱22之軸構件116另一端上固定有桿118，膜片式致動器97連結該桿118。

在前述曲軸箱22側壁內面及支撐部117'間，搖桿構件121固定於軸構件116上，而在該搖桿構件121上設有可卡合前述限制突部88且錯開，譬如，167度相位之一對卡合

玖、發明說明

部121a，121b。又在搖桿構件121及曲軸箱22間，設置有回動彈簧122，用以朝使搖桿構件121裝設之兩卡合部121a，121b中之121a卡合限制突部88之方向賦與搖桿構件121旋動的勢能。

- 5 引擎係輕負載運轉狀態且在致動器97之負壓室102的負壓高的狀態下，作動桿101縮小作動。在該狀態下，如第21圖及第22圖所示，搖桿構件121之旋動位置係在可使兩卡合部121a，121b之中121b卡合限制突部88之位置。

 另一方面，若引擎變成高負載運轉狀態且負壓室102
10 的負壓變低，則膜片99彎曲使負壓室102容積增大，作動桿101伸張作動。因此，如在第23及第24圖所示，搖桿構件121變成旋動至可使兩卡合部121a，121b中之121a卡合限制突部88之位置。

 如此利用旋動搖桿構件121，支軸61，亦即控制桿69
15 之另一端部變成可在正交於曲軸27軸線平面內兩個位置間位移，因此可改變引擎之壓縮比及衝程。

 因此第4實施例也能達成與上述第1實施例同樣的效果。

 此外，活塞38在膨脹衝程的前半時，雖由於在燃燒室
20 40的燃燒而有很大的負載作用於活塞38，但這時，若連桿64的傾斜角度大，則朝氣缸39內面的活塞38接觸壓就會變大，且摩擦增大。又引擎在高負載時，排氣量為最大時，氣缸39的內面一部份也會面臨燃燒室40，可能會在氣缸缸徑39內面的一部份隨著燃燒發生碳附著、堆積。在此狀態

玖、發明說明

下，引擎在輕負載時，排氣量為最小時，安裝於活塞38之活塞環會在堆積的碳上滑動，成為活塞環膠著或異常磨耗和燃燒氣密封不良等不佳情形的原因。因此，在以下第5實施例中將說明可防止發生這些不佳情形的構成。

5 為減低摩擦，係設定成使活塞銷63的移動軌跡保持在一直線和x軸之間的範圍內，且該直線係在活塞38在上死點時之連桿64及第1臂66的連結點，即連桿銷64及第1臂66的連結點，亦即連桿銷75位置之中，在y軸方向上通過距離x軸最遠的位置且與x軸平行延伸者。

10 即，引擎在輕負載狀態時，如第25A圖所示，連桿機構62會在活塞38位於上死點之狀態(以實線表示狀態)與活塞38位於下死點之狀態(以虛線表示狀態)之間作動，在通過活塞38位於上死點時之連桿銷75位置且與x軸平行延伸之直線Le和x軸之間，沿y軸方向有距離 δye ，相對於此，
15 引擎在高負載狀態時，如第25B圖所示，連桿機構62會在活塞38位於上死點狀態(以實線表示狀態)與活塞38位於下死點狀態(以虛線表示狀態)之間作動，在通過活塞38位於上死點時之連桿銷75位置且與x軸平行延伸之直線Lp和與x軸之間，沿y軸方向則有距離 δyp ，且 $\delta ye < \delta yp$ 。因此
20 活塞銷63的移動軌跡係設定成保持在直線Lp及x軸之間。

依設定為如此之活塞銷63之移動軌跡，儘管在膨脹衝程前半活塞因在燃燒室40的燃燒而承受很大的負載，但是由於在膨脹衝程前半中能抑制連桿64的傾斜角度，使朝氣缸39內面之活塞38接觸壓不會變大，故能減少摩擦。

玖、發明說明

此外，如第26A，B圖所示，在活塞38上安裝有活塞環125、126、127，且令在活塞38中比前述各活塞環125～127之中最靠近燃燒室40側之活塞環125更靠近燃燒室40側部份之端環槽脊38a的寬度為H1、第26A圖所示之在引擎
5 輕負載時排氣量為最小時位於上死點之活塞銷63沿著前述x軸方向的高度為Xetdc、第26B圖所示之在引擎高負載時排氣量為最大時位於上死點之活塞銷63沿x軸方向的高度為Xptdc時，係設定成使 $Xetdc - Xptdc \leq H1$ 成立。

依此，在引擎高負載時排氣量為最大時氣缸39的內面
10 一部份也會面臨燃燒室40，隨著燃燒所發生的碳雖有附著，堆積於氣缸39內面一部份之可能性，但在引擎輕負載且排氣量為最小時，可避免安裝於活塞38之活塞環125～127之中最接近燃燒室40的活塞環125在朝氣缸39內面的前述堆積碳上滑動，因此能夠防止產生活塞環125膠著或異常
15 磨耗，和燃燒氣密封不良等不佳之情形。

在第27圖中，支軸61係以在xy平面內於y軸及x軸方向上分別相對曲軸27的軸線分開長度L5、L6之位置作為中心，描出半徑Rp的圓形軌跡作位移者，又，令曲軸27的軸線及曲柄銷65間長度R為1.0時，設定第2臂67長度L1為1.5～
20 6.0、第1臂66長度L2為1.0～5.5、控制桿69長度L3為3.0～6.0、前述長度L6為0.9～3.8、前述半徑Rp為0.06～0.76、同時設定第1及第2臂66、67的形成角度 α 為77～150度。

若如此設定連桿機構62的各部份尺寸，則能抑制在膨脹衝程前半連桿64的傾斜角度，同時能夠避免排氣量為最

玖、發明說明

小時，活塞環125在堆積在氣缸缸徑39內面之碳上滑動。因而變成可減低活塞滑動時的摩擦，同時能防止發生活塞環125膠著或異常磨耗，和燃燒氣密封不良等不佳的情形。

5 以上，雖已說明了本發明之實施例，但本發明並不限定於上述實施例，在不脫離本發明之申請專利範圍的情形下，可做種種的設計變更。

 譬如在上述各實施例中，雖使用膜片式致動器97來使支軸61位移，但也可以使用電動馬達等電子控制式轉換機
10 構來使支軸61位移。

【圖式簡單說明】

 第1圖～第10圖表示本發明之第1實施例，第1圖係引擎之正面圖，第2圖係引擎之縱截面圖且係第3圖之2-2線
 截面圖，第3圖係第2圖之3-3線之截面圖，第4圖係第3圖
15 之4-4線之截面圖，第5圖係在輕負載狀態時第1圖之5-5線之擴大截面圖，第6圖係對應在高負載狀態時之第5圖之截面圖，第7圖係簡單表示連桿機構配置之圖，第8圖係表示
 軸的相位、排氣量及壓縮比關係之圖，第9A圖係依序表示在引擎輕負載狀態時連桿機構之作動狀態之圖，第9B圖係
20 依序表示在引擎高負載狀態時連桿機構之作動狀態之圖，第10圖係表示圖示之平均有效壓力及圖示燃料消耗率關係之圖，第11圖及第12圖表示本發明之第2實施例，第11圖係扣止構件正面圖，第12圖係第11圖之12箭頭方向視圖，第13圖～第18圖表示本發明之第3實施例，第13圖係引擎

玖、發明說明

主要部份正面圖，第14圖係在引擎輕負載狀態時第13圖之
14-14線之截面圖，第15圖係第14圖之15-15線之截面圖，
第16圖係第15圖之16-16線之截面圖，第17圖係對應在引
擎高負載狀態時之第15圖之截面圖，第18圖係第17圖之
5 18-18線之截面圖，第19圖～第24圖表示本發明之第4實施
例，第19圖係引擎主要部份正面圖，第20圖係第19圖之
20-20線之截面圖，第21圖係在引擎輕負載狀態時之第20
圖之21-21線之截面圖，第22圖係在引擎輕負載狀態時之
第20圖之22-22線之截面圖，第23圖係對應在引擎高負載
10 狀態之第21圖截面圖，第24圖係對應在引擎高負載狀態時
之第22圖截面圖，第25圖～第27圖表示本發明之第5實施
例，第25A圖表示引擎在輕負載狀態時連桿機構之作動狀
態圖，第25B圖係對比表示引擎在高負載狀態時連桿機構
之作動狀態圖，第26A圖表示引擎在輕負載狀態時之燃燒
15 室附近的截面圖，第26B圖表示引擎在高負載狀態時之燃
燒室附近的截面圖，第27圖為用以說明各部尺寸而簡單表
示連桿機構之配置的圖。

【圖式之主要元件代表符號表】

21…引擎本體	24a…散熱片
22…曲軸箱	25…箱本體
22a…安裝面	26…側蓋
23…氣缸體	27…曲軸
23a…散熱片	27a…輸出軸部
24…氣缸頭	27b…輔機安裝軸部

玖、發明說明

- | | |
|----------------|---------------|
| 28, 29... 滾珠軸承 | 54... 凸輪軸 |
| 30, 31... 油封 | 55... 進氣凸輪 |
| 32... 飛輪 | 56... 排氣凸輪 |
| 34... 氣化器 | 57... 從動駒 |
| 35... 冷卻風扇 | 58... 作動室 |
| 36... 螺絲構件 | 59... 推桿 |
| 37... 反衝式引擎起動器 | 60... 搖臂 |
| 38... 活塞 | 61... 支軸 |
| 38a... 端環槽脊 | 62... 連接機構 |
| 39... 氣缸缸徑 | 63... 活塞銷 |
| 40... 燃燒室 | 64... 連桿 |
| 41... 進氣口 | 65... 曲柄銷 |
| 42... 排氣口 | 66... 第1臂 |
| 43... 進氣閥 | 67... 第2臂 |
| 44... 排氣閥 | 68... 副桿 |
| 45... 火花塞 | 69... 控制桿 |
| 46... 進氣路 | 70... 第1軸承部 |
| 47... 進氣管 | 71, 72... 二叉部 |
| 48... 排氣管 | 73... 曲軸軸承蓋 |
| 49... 排氣消音器 | 74... 第2軸承部 |
| 50... 托架 | 75... 連桿銷 |
| 51... 燃料箱 | 76... 副桿銷 |
| 52... 驅動齒輪 | 77... 夾扣 |
| 53... 被動齒輪 | 78... 螺栓 |

玖、發明說明

80… 箭形符號	103… 大氣壓室
81, 82… 回轉軸	104… 第1殼半體
83… 支撐部	105… 第2殼半體
84… 支撐構件	106… 透孔
85, 86… 單向離合器	107… 回動彈簧
87… 扣止構件	108… 導管
88… 限制突部	109… 緩衝櫃
89… 開口部	110… 導管
90… 支撐板	111… 連結桿
91… 托架	112a, 112b… 段部
92… 軸構件	113, 114… 回轉軸
93… 搖桿構件	113a, 114a… 偏心軸部
93a… 扣合部	115… 限制突部
93b… 扣合部	116… 軸構件
94… 隔板	117, 117'… 支撐部
95… 隔板	118… 桿
96… 托架	119… 搖桿構件
97… 膜片式致動器	119a, 119b, 121a, 121b… 扣合部
98… 殼	120… 回動彈簧
99… 膜片	121… 搖桿構件
100… 彈簧	122… 回動彈簧
101… 作動桿	125, 126, 127… 活塞環
102… 負壓室	

陸、(一)、本案指定代表圖爲：第 1 圖

(二)、本代表圖之元件代表符號簡單說明：

21…引擎本體	87…扣止構件
22…曲軸箱	88…限制突部
22a…安裝面	91…托架
23…氣缸體	92…軸構件
23a…散熱片	93…搖桿構件
24…氣缸頭	94…隔板
24a…散熱片	95…隔板
26…側蓋	96…托架
27a…輸出軸部	97…膜片式致動器
45…火花塞	107…回動彈簧
48…排氣管	108…導管
49…排氣消音器	109…緩衝櫃
50…托架	110…導管
51…燃料箱	111…連結桿

柒、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

拾、申請專利範圍

1. 一種壓縮比可變引擎，包含有：

連桿(64)，係一端透過活塞銷(63)連結活塞(38)；

第1臂(66)，係一端可旋動地連結連桿(64)另一端，
同時另一端透過曲柄銷(65)連結曲軸(27)；

5 第2臂(67)，係一端一體連結前述第1臂(66)另一端
；

控制桿(69)，係一端可旋動地連結該第2臂(67)另一
端；及

支軸(61)，係可旋動地支承該控制桿(69)另一端，
10 而，前述支軸(61)在以沿氣缸軸線(C)且通過該曲軸(27)
軸線之X軸與正交於X軸且通過該曲軸(27)軸線之y軸所
構成的xy平面內是可位移的，其特徵在於：

令該連桿(64)長度為 L_4 、該第1臂(66)長度為 L_2 、
該第2臂(67)長度為 L_1 、該控制桿(69)長度為 L_3 、該連
15 桿(64)與前述x軸形成角度為 ϕ_4 、前述第1及第2臂(66、
67)的形成角度為 α 、該第2臂(67)與前述y軸形成角度
為 ϕ_1 、該控制桿(69)與前述y軸形成角度為 ϕ_3 、連接該
曲軸(27)軸線及該曲柄銷(65)之直線與前述x軸形成角
度為 θ 、該曲軸(27)軸線及該曲柄銷(65)間長度為 R 、
20 前述支軸(61)的xy座標為 X_{piv} 與 Y_{piv} 、該曲軸(27)的回
轉角速度為 ω 、相對該曲軸(27)軸線之氣缸軸線(C)的y
軸方向偏位量為 δ 時，

$$-L_4 \cdot \sin\phi_4 \cdot d\phi_4/dt + L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) \cdot d\phi_1/dt - R \cdot \omega \cdot \sin\theta = 0$$

但是，

拾、申請專利範圍

$$\phi_4 = \arcsin \{ L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) + R \cdot \sin \theta - \delta \} / L_4$$

$$d\phi_4/dt = \omega \cdot \{ -L_2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) \\ + R \cdot \cos \theta \} / (L_4 \cdot \cos \phi_4)$$

$$\phi_3 = \arcsin \{ (R \cdot \cos \theta - X_{piv} + L_1 \cdot \sin \phi_1) / L_3 \}$$

$$5 \quad \phi_1 = \arcsin \{ (L_3^2 - L_1^2 - C^2 - D^2) / 2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{C^2 + D^2} \} - \arctan(C/D)$$

$$C = Y_{piv} - R \sin \theta$$

$$D = X_{piv} - R \cos \theta$$

$$d\phi/dt = \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / \{ L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) \} ,$$

藉任意地設定 $L_1 \sim L_4$ 、 δ 及 R 並導入上式中，可分別求得前述支軸(61)在第1位置時於該活塞銷(63)的上死點及下死點之曲柄角度 θ ，且從表示在兩曲柄角度 θ 處之活塞銷(63)高度 X 的下式：

$$X = L_4 \cdot \cos \phi_4 + L_2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) + R \cdot \cos \theta$$

分別求得前述支軸(61)在任意第1位置時的排氣量 V_{hpiv0} 及壓縮比 ε_{piv0} 與前述支軸(61)在自前述第1位置位移至第2位置時之排氣量 V_{hpiv1} 、壓縮比 ε_{piv1} ，且為了滿足下列關係：

$$\varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0} \text{ 時， } V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$$

$$\varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0} \text{ 時， } V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$$

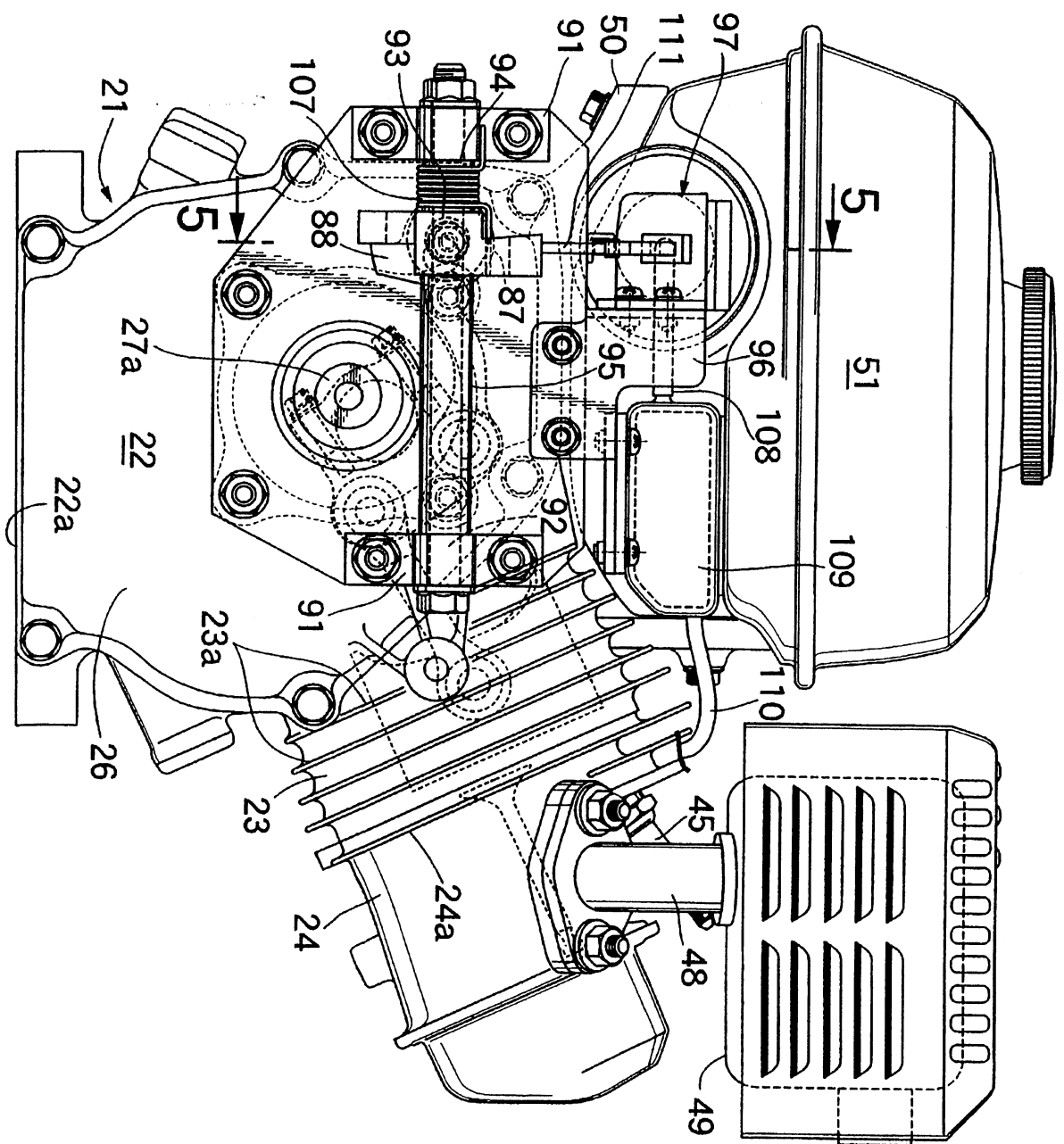
20 分別設定該第2臂(67)長度 L_1 、該第1臂(66)長度 L_2 、該控制桿(69)長度 L_3 、該連桿(64)長度 L_4 、相對該曲軸(27)軸線之氣缸軸線(C)y軸方向偏位量 δ 、和前述第1及第2臂(66、67)的形成角度 α 。

2. 如上述申請專利範圍第1項之壓縮比可變引擎，其中前

拾、申請專利範圍

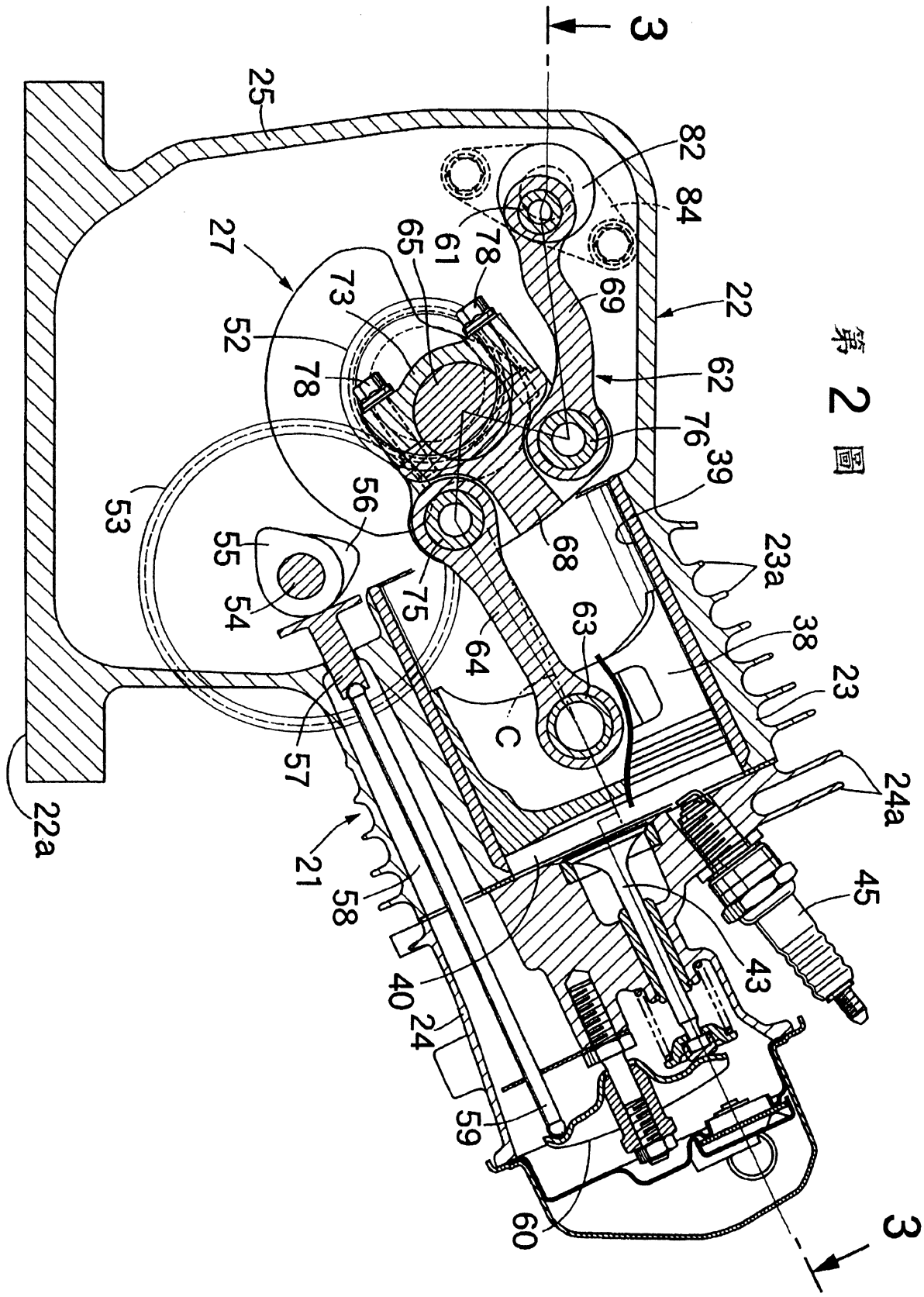
- 述活塞銷(63)的移動軌跡係設定成可進入直線與前述x
軸之間的範圍，而該線通過前述活塞(38)在上死點時之
前述連桿(64)及第1臂(66)連結點的位置中，在y軸方向
距離前述x軸最遠的位置，並且與前述x軸平行地延伸
5。
3. 如上述申請專利範圍第1或2項之壓縮比可變引擎，其
中令沿在排氣量為最小時之上死點處之前述活塞銷(63)
之前述x軸方向的高度為 X_{etdc} 、沿在排氣量為最大時
之上死點處之前述活塞銷(63)之前述x軸方向的高度為
10 X_{ptdc} 、前述活塞(63)的端環槽脊寬度為 $H1$ 時，設定成
使 $X_{etdc}-X_{ptdc} \leq H1$ 可成立。
4. 如上述申請專利範圍第1項之壓縮比可變引擎，其中前
述支軸(61)係以在前述xy平面內於y軸及x軸方向上分別
相對前述曲軸(27)之軸線分開長度 $L5$ 、 $L6$ 之位置為中
15 心描出半徑 R_p 的圓形軌跡作位移者，又，令前述曲軸
(27)之軸線及前述曲柄銷(65)間之長度 R 為1.0時，設定
前述第2臂(67)長度 $L1$ 為1.5～6.0、前述第1臂(66)長度
 $L2$ 為1.0～5.5、該控制桿(69)長度 $L3$ 為3.0～6.0、前述
長度 $L5$ 為1.2～6.0、前述長度 $L6$ 為0.9～3.8，前述半徑
20 R_p 為0.06～0.76，同時設定前述第1及第2臂(66、67)的
形成角度 α 為77～150度。

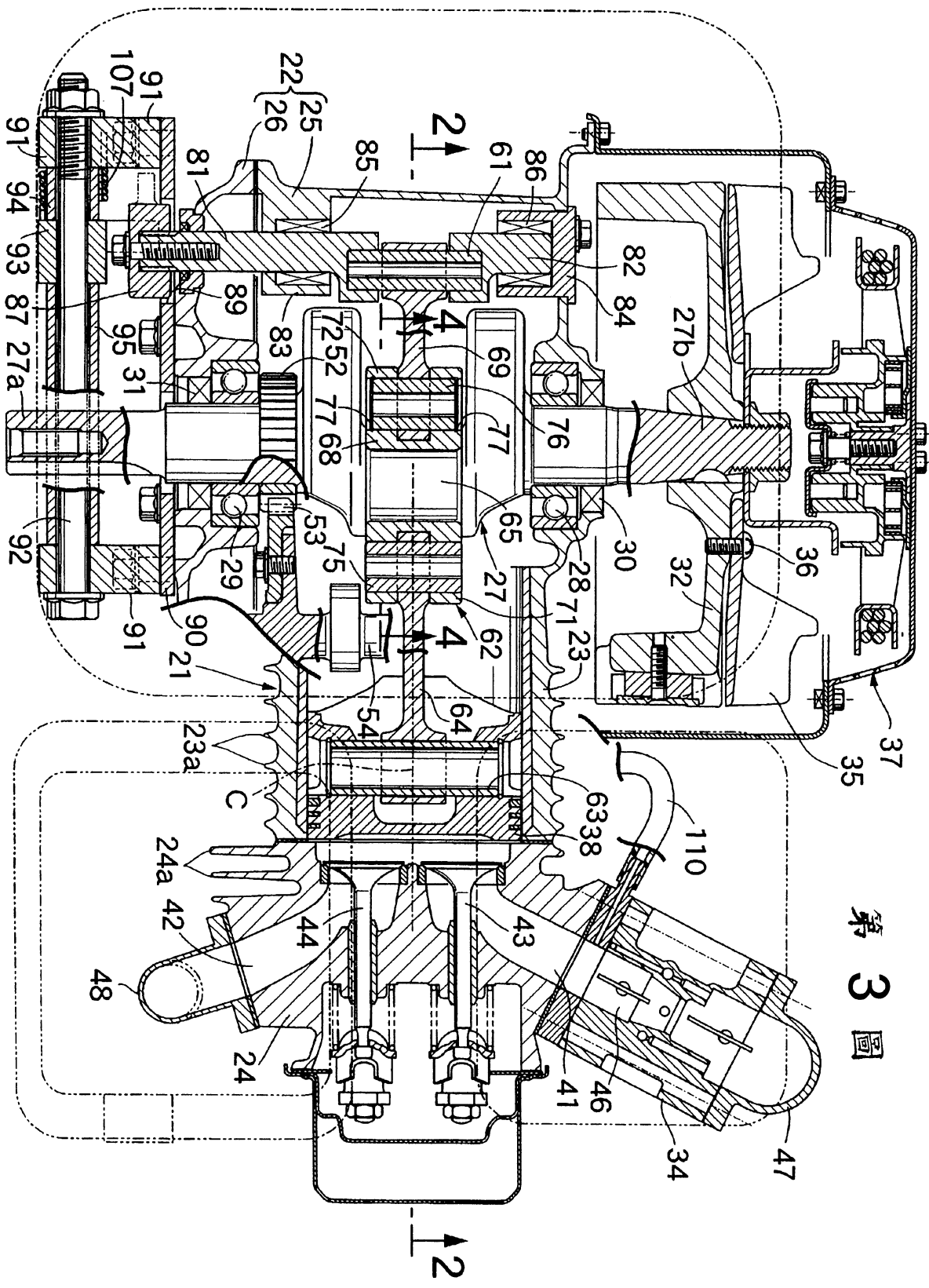
92105951



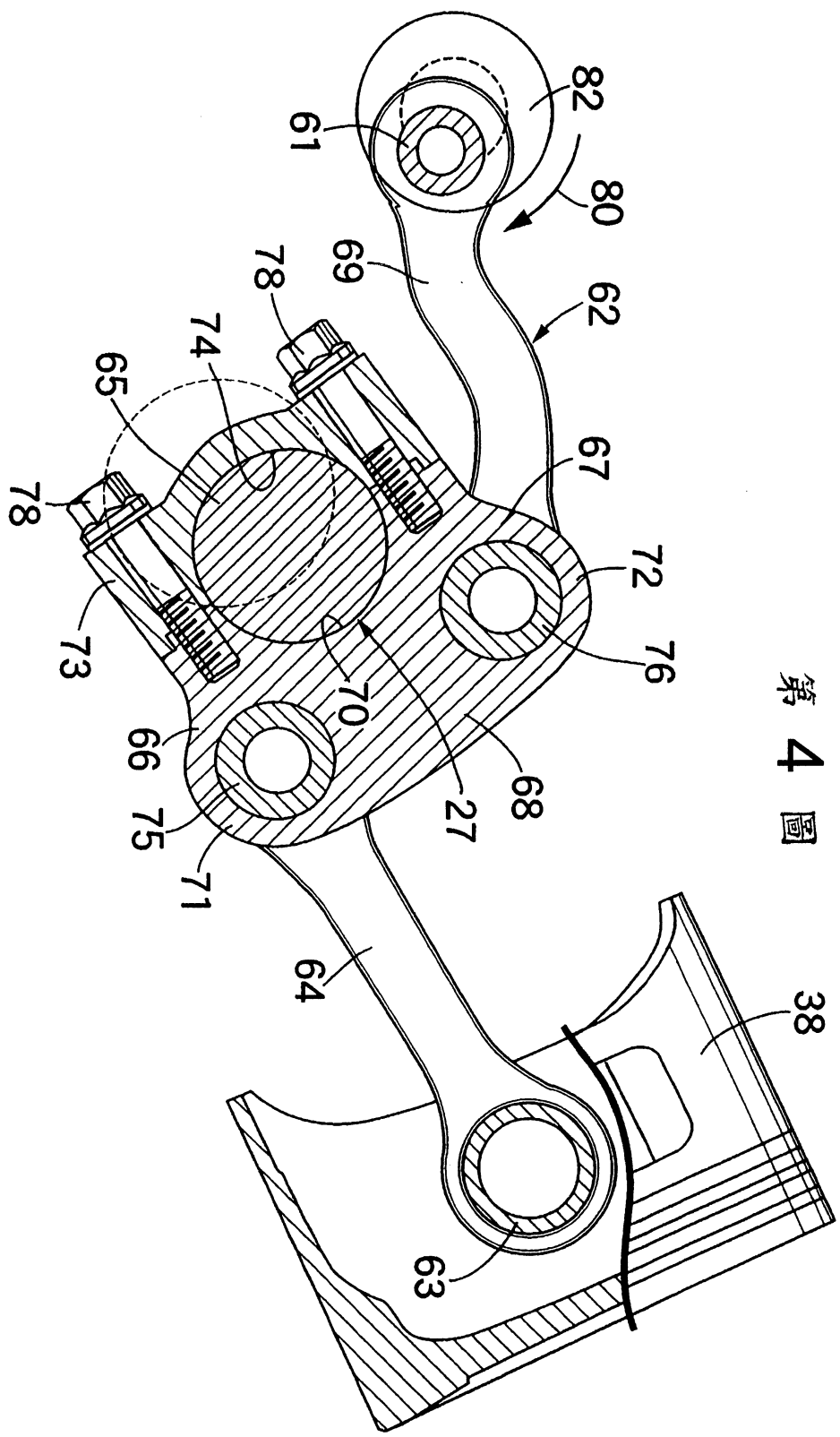
第 1 圖

第 2 圖



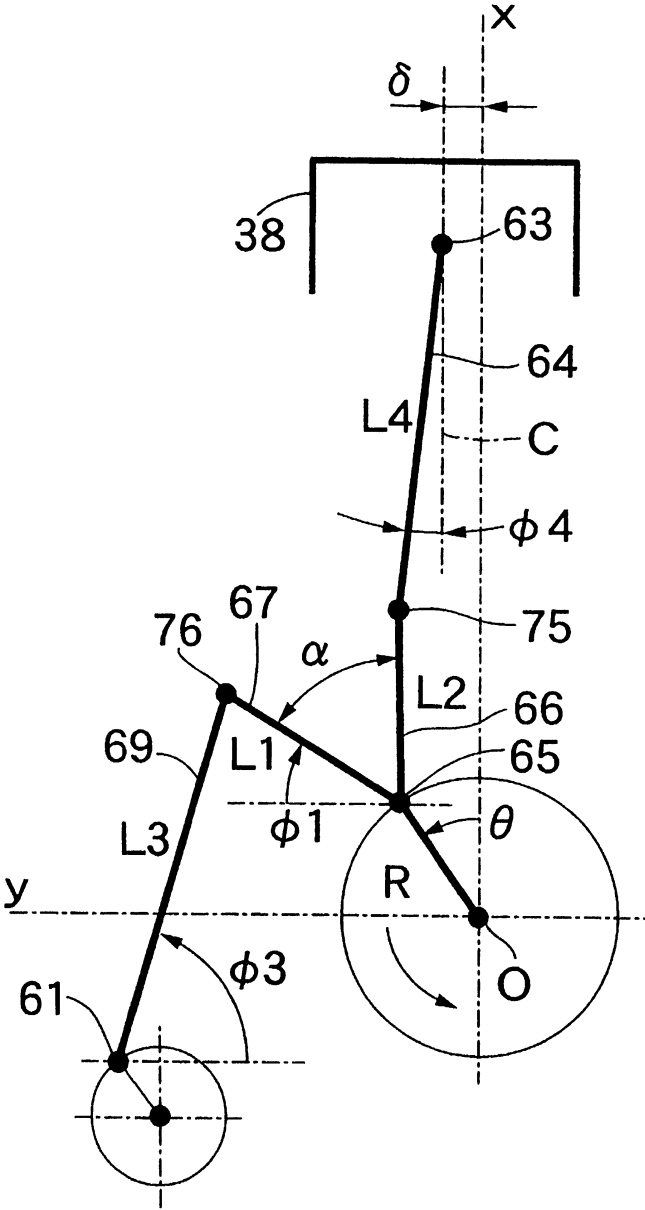


第 3 圖

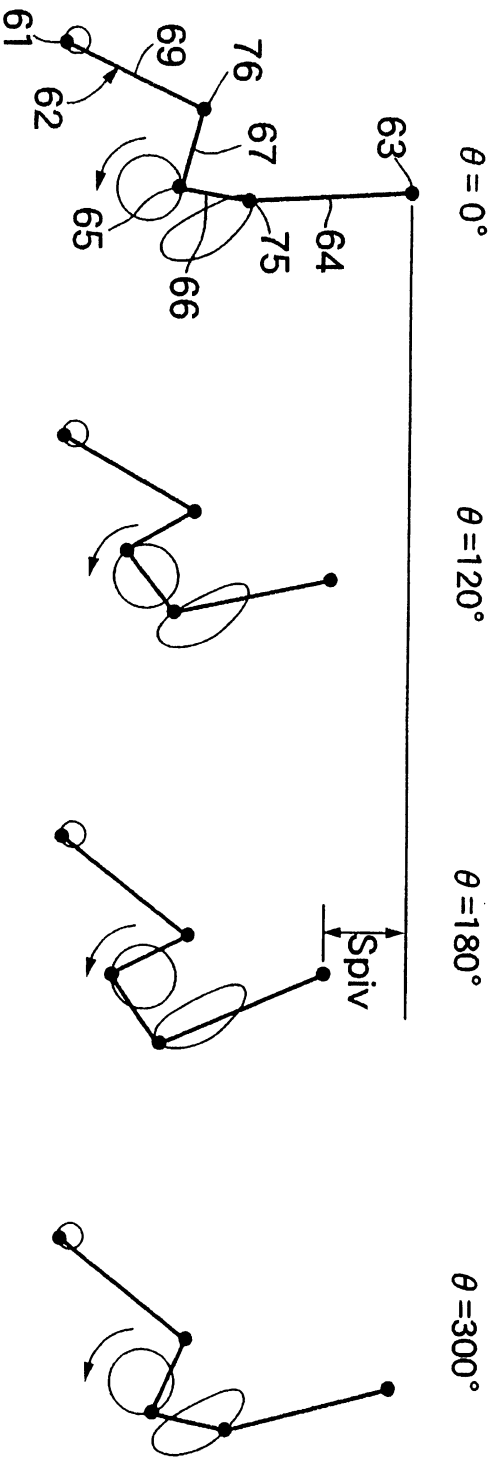


第 4 圖

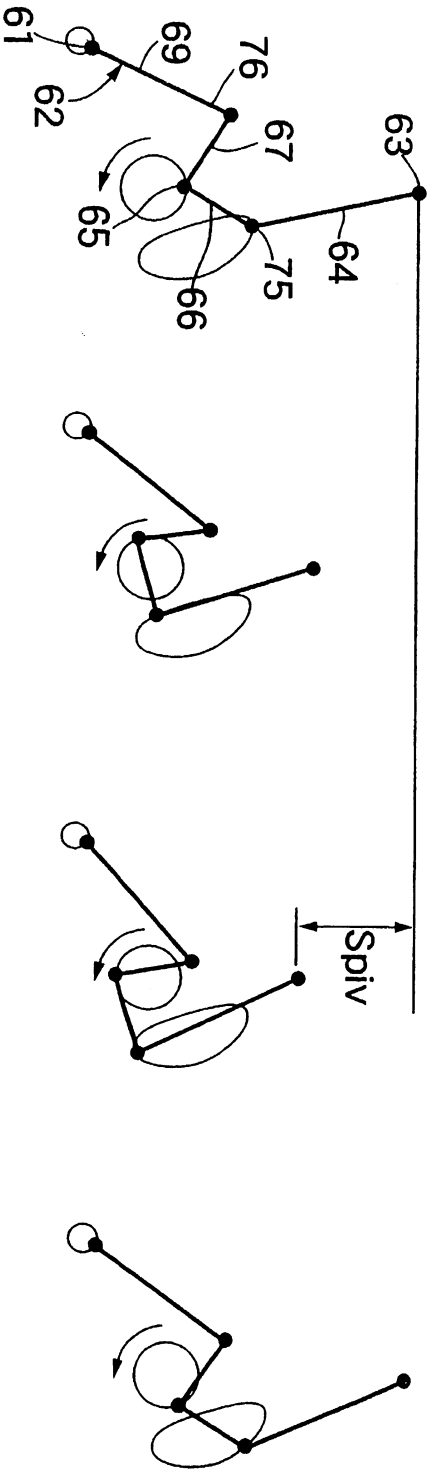
第 7 圖



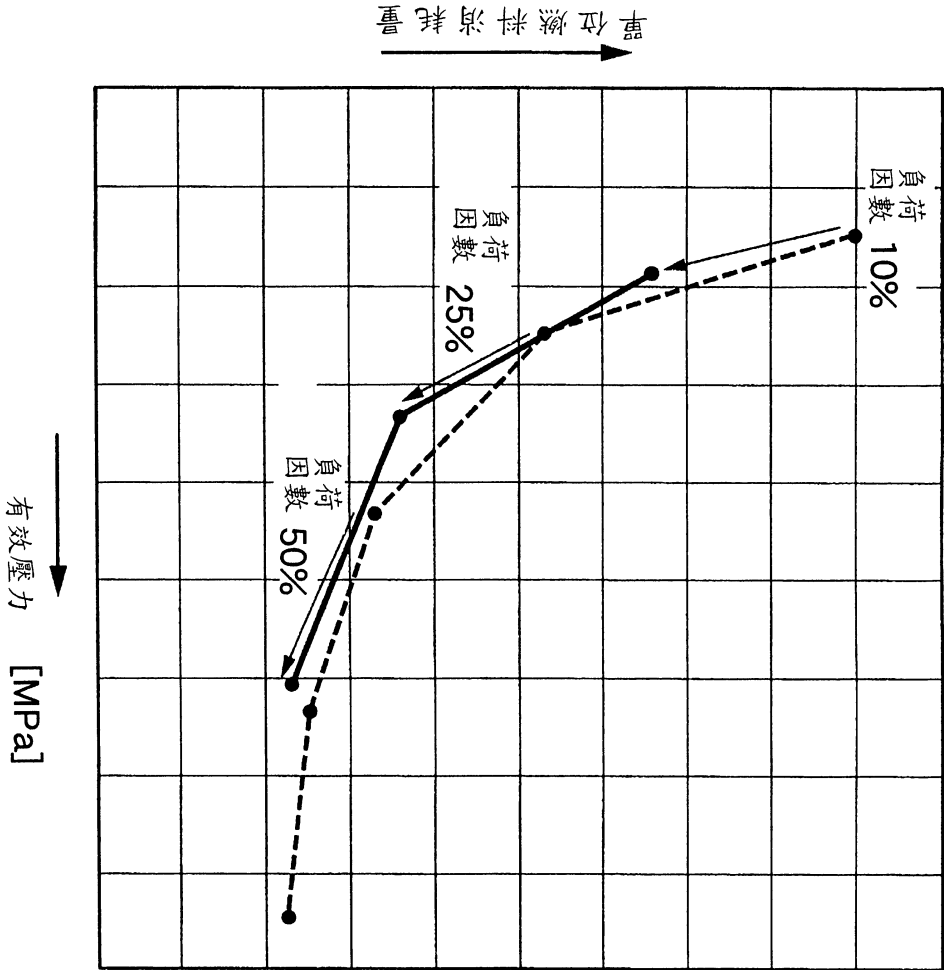
第 9A 圖



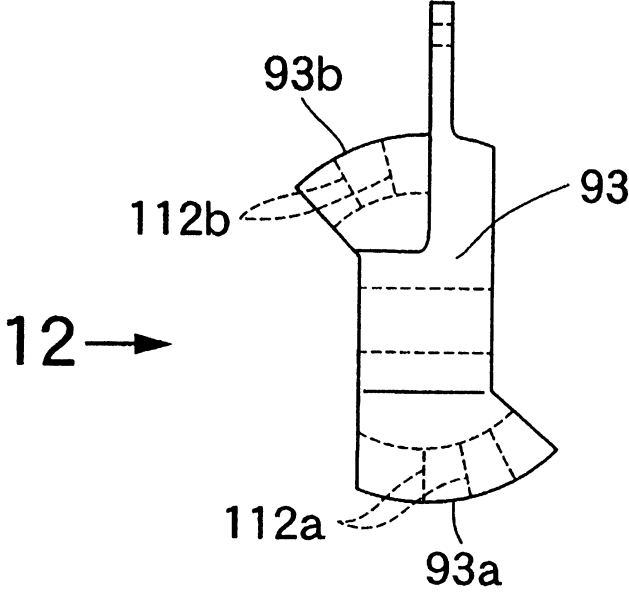
第 9B 圖



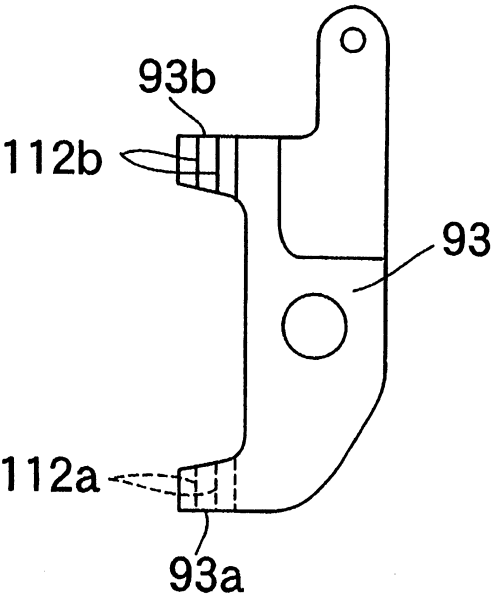
第10圖



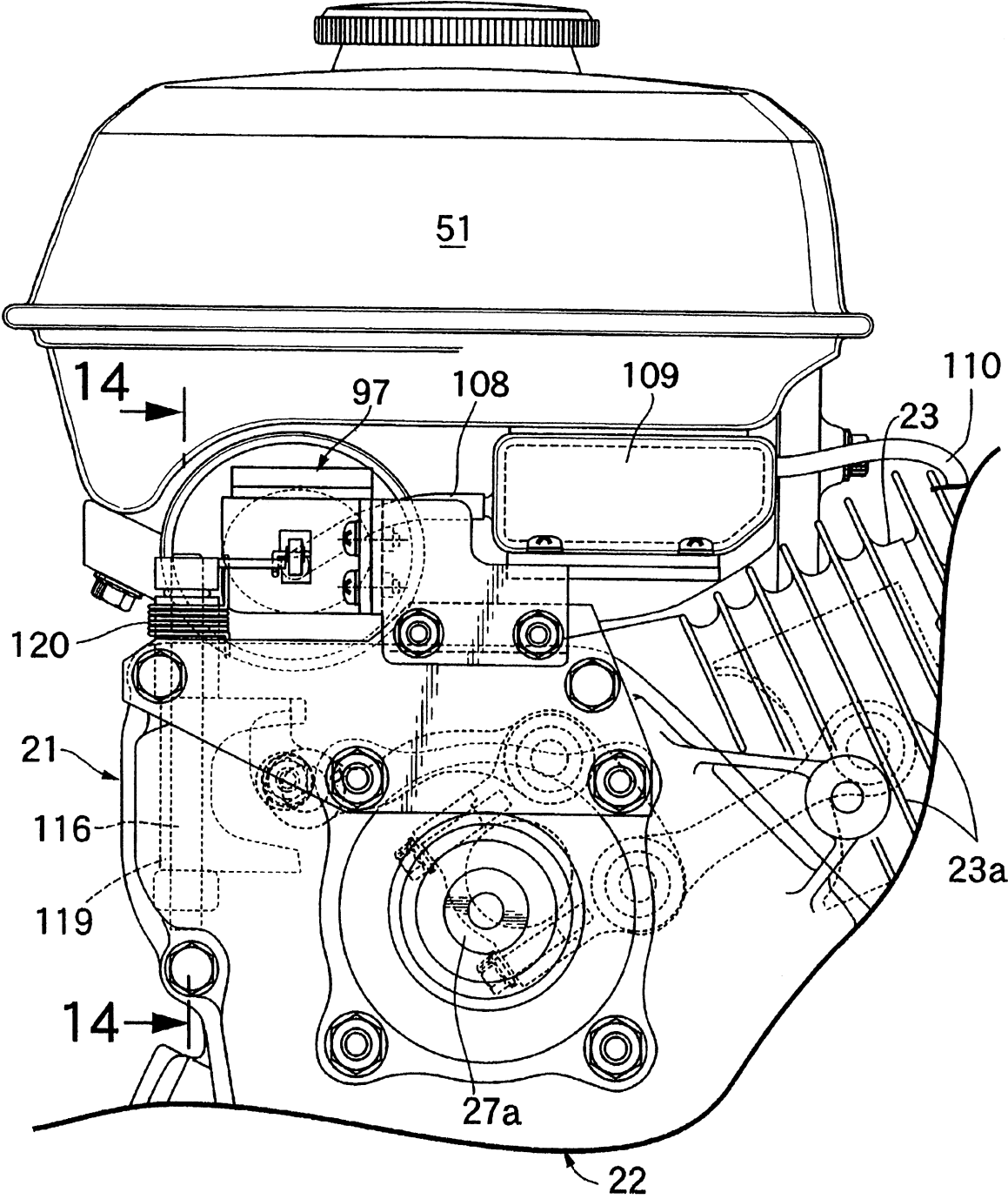
第 11 圖

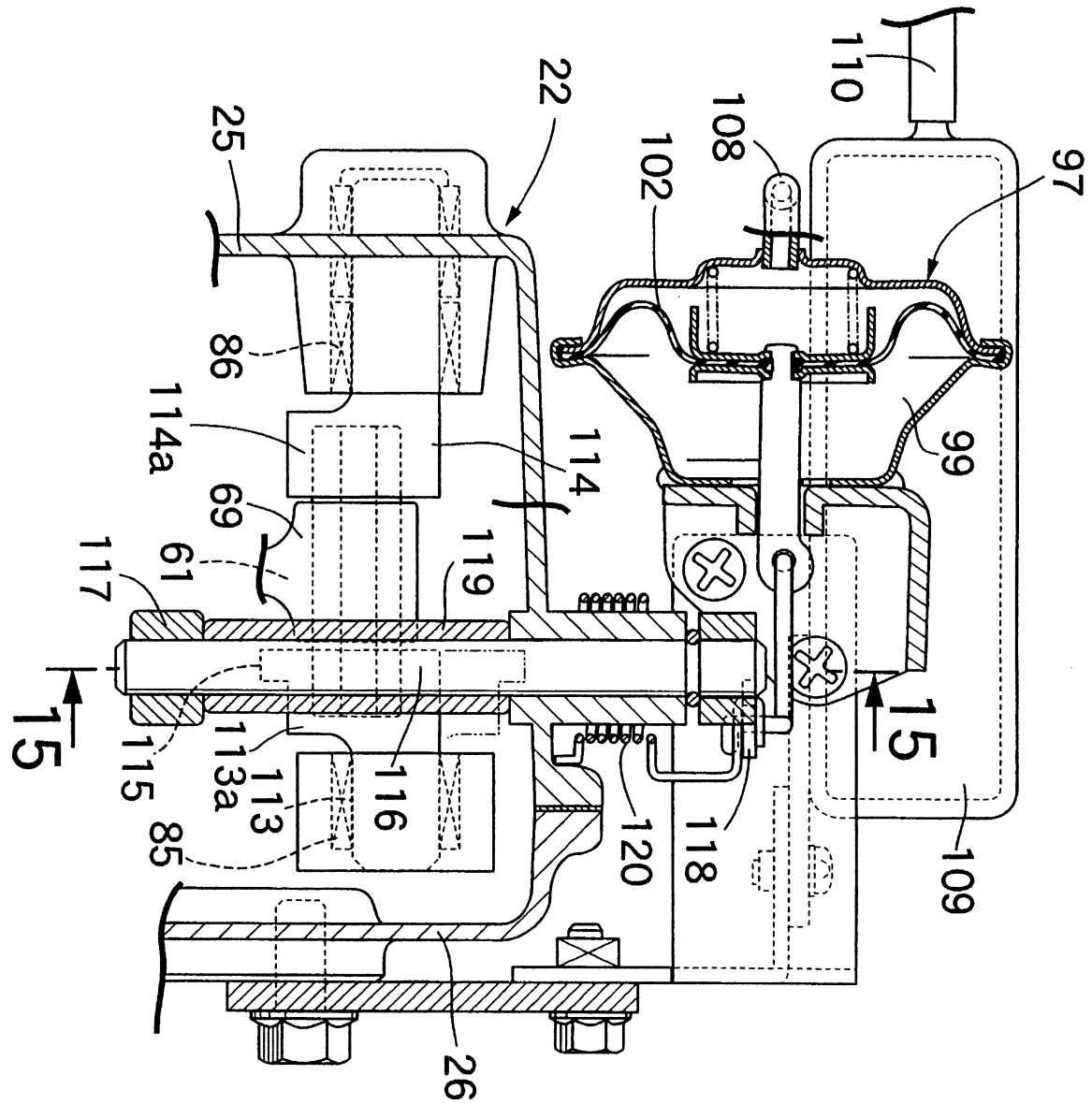


第 12 圖



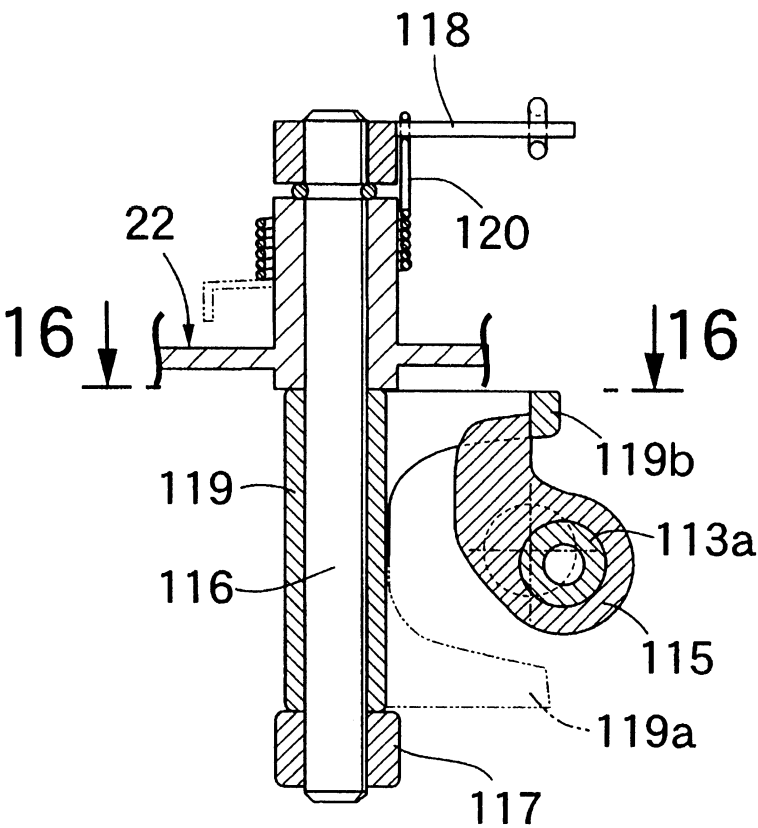
第 13 圖



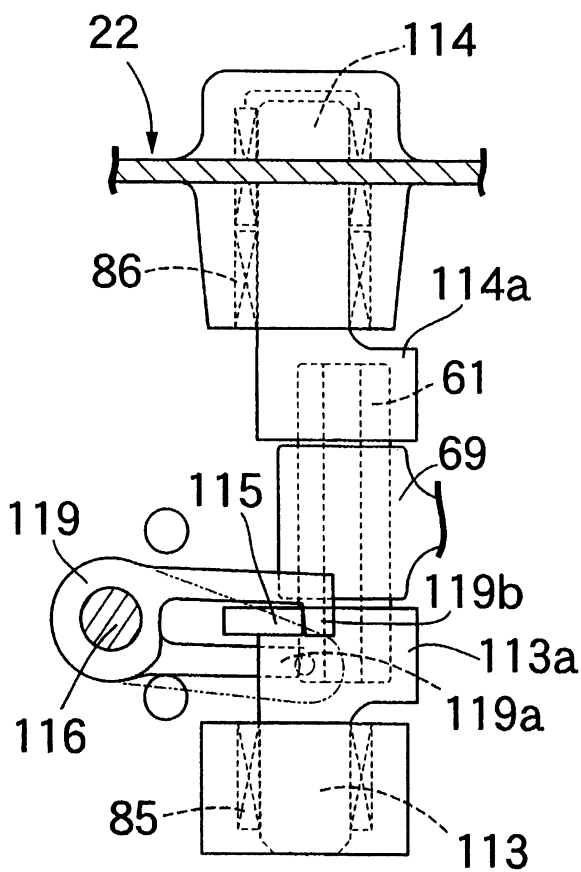


第14圖

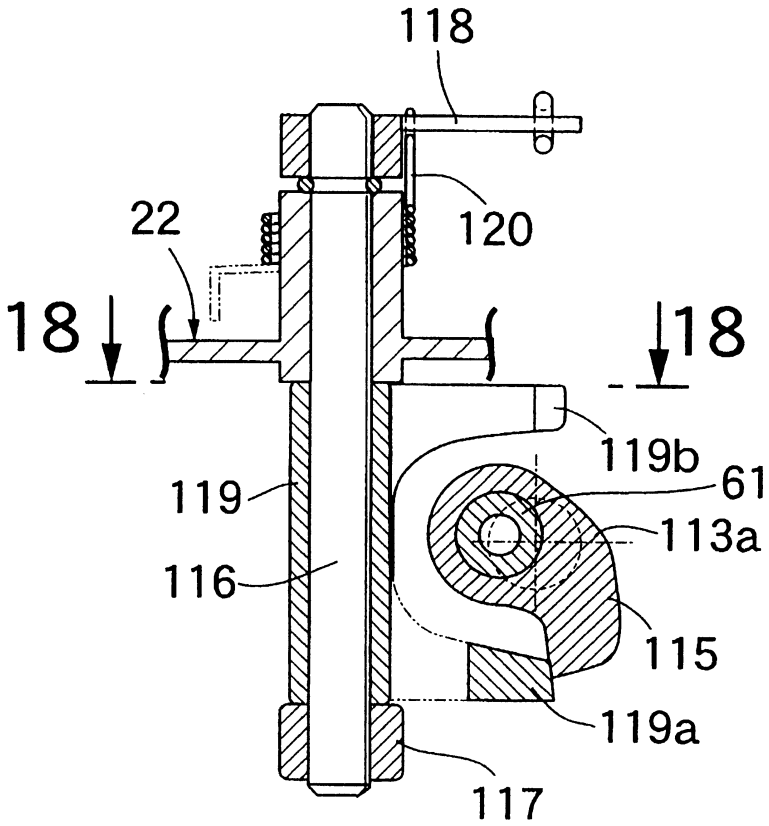
第 15 圖



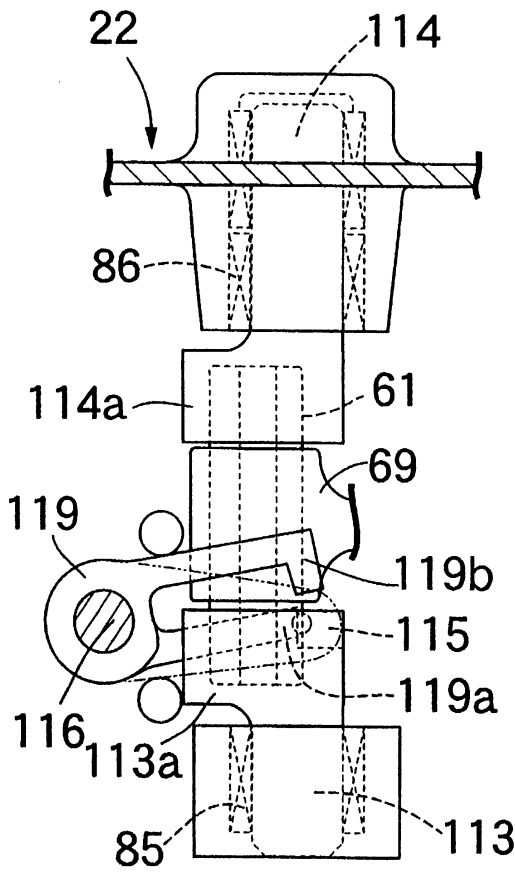
第 16 圖



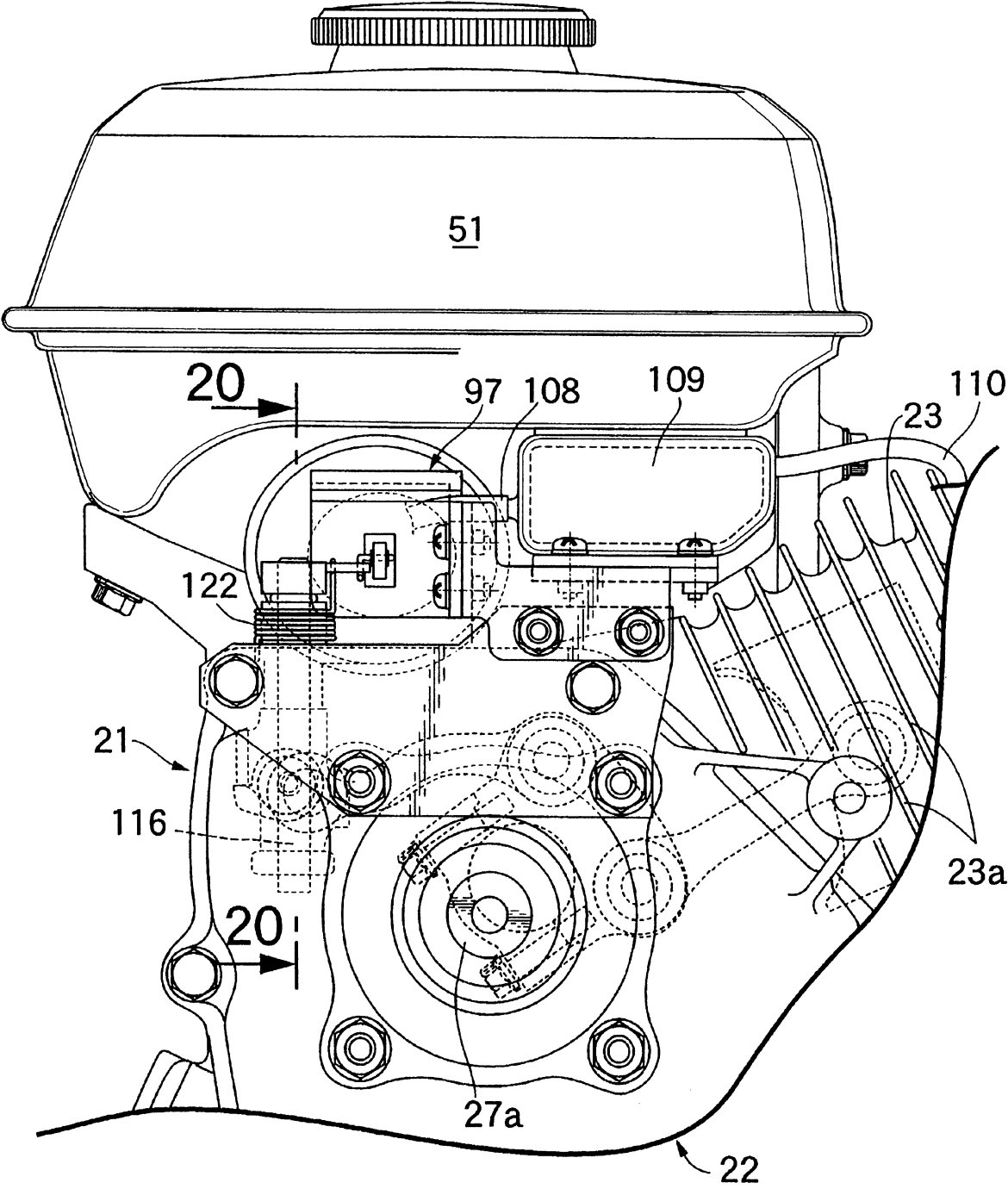
第 17 圖

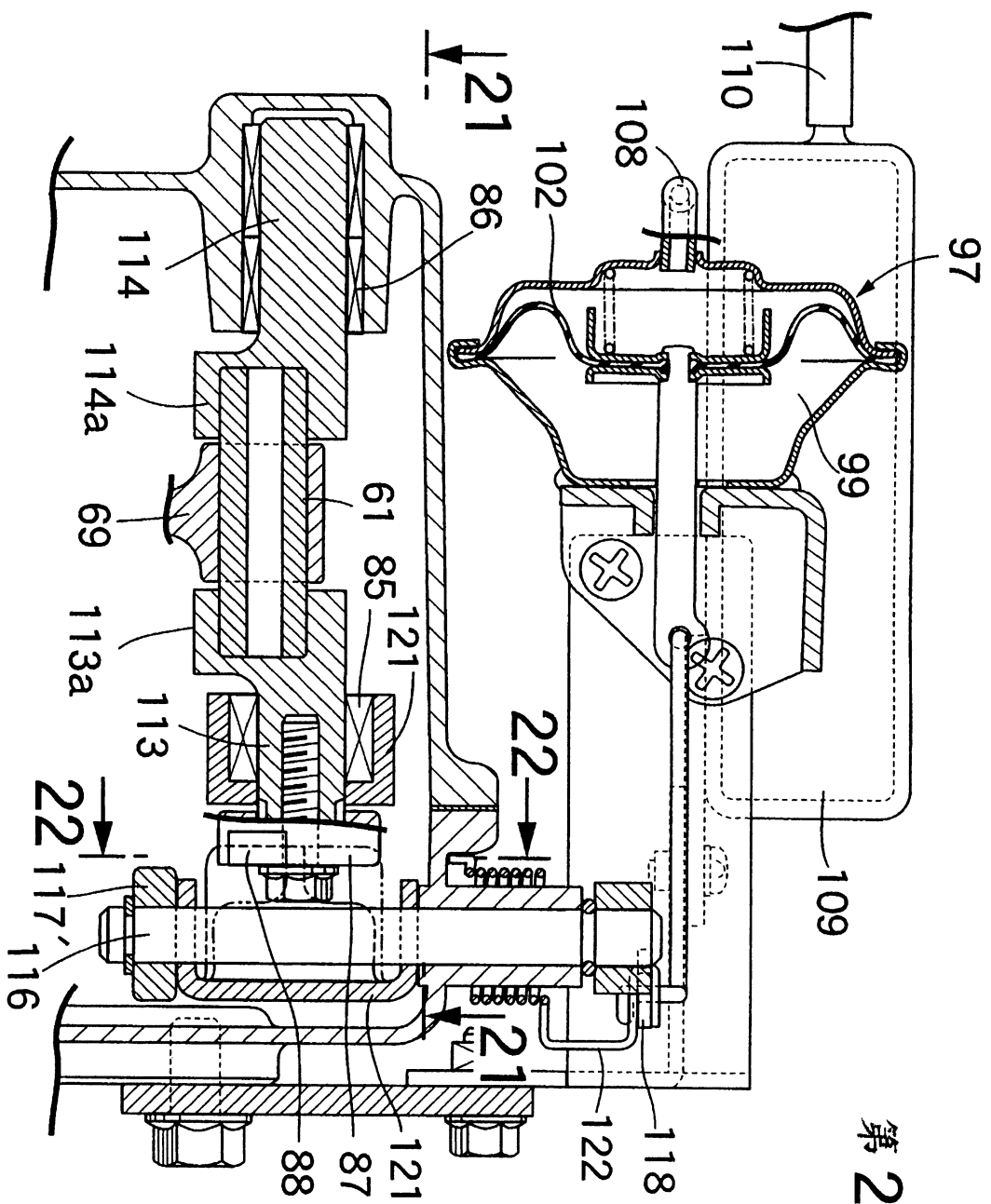


第 18 圖



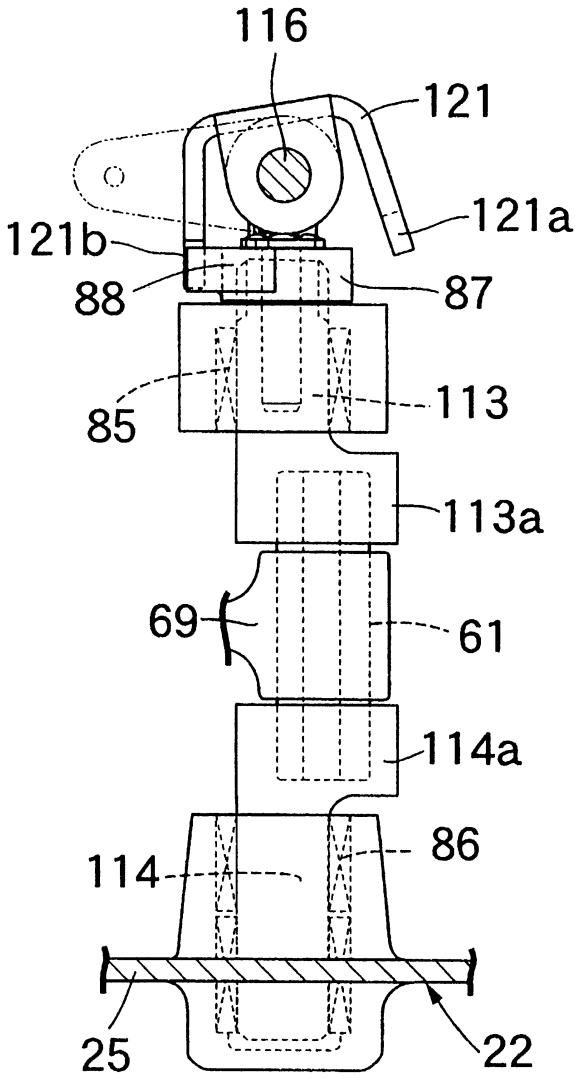
第 19 圖



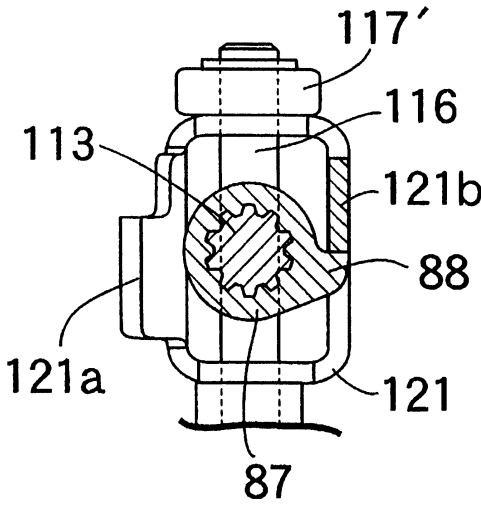


第 20 圖

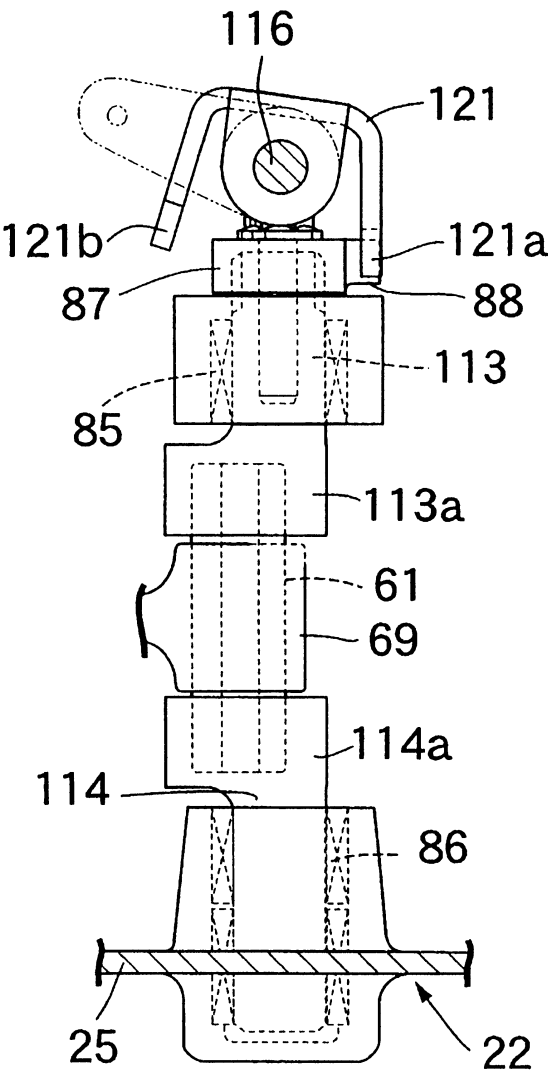
第 21 圖



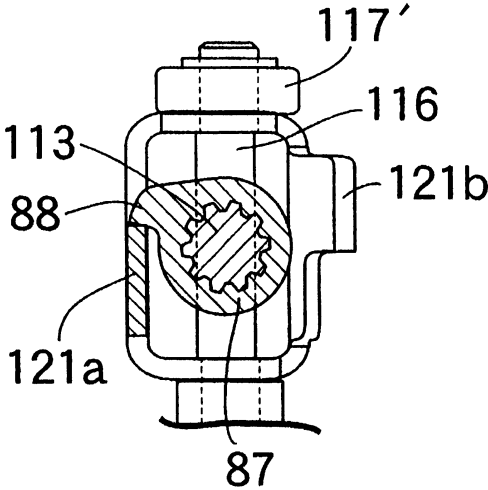
第 22 圖



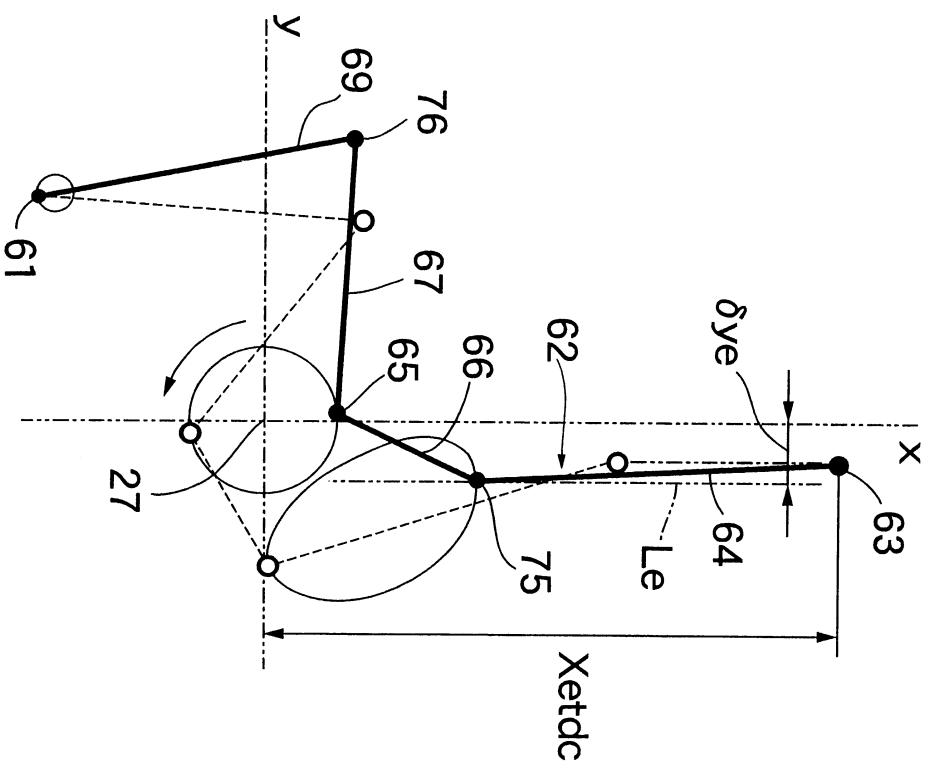
第 23 圖



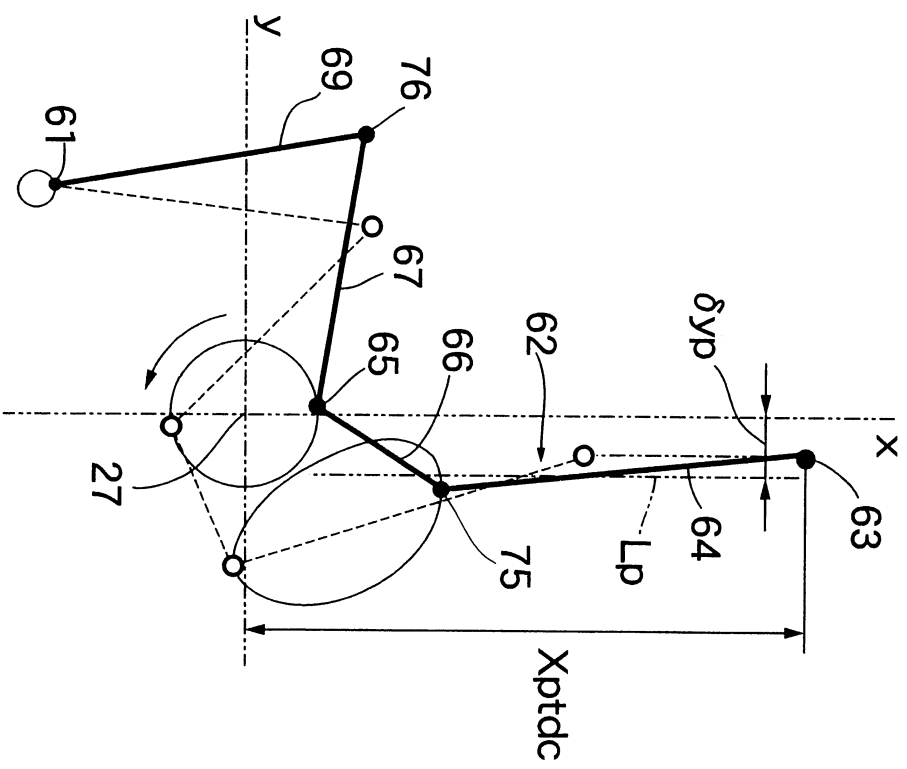
第 24 圖



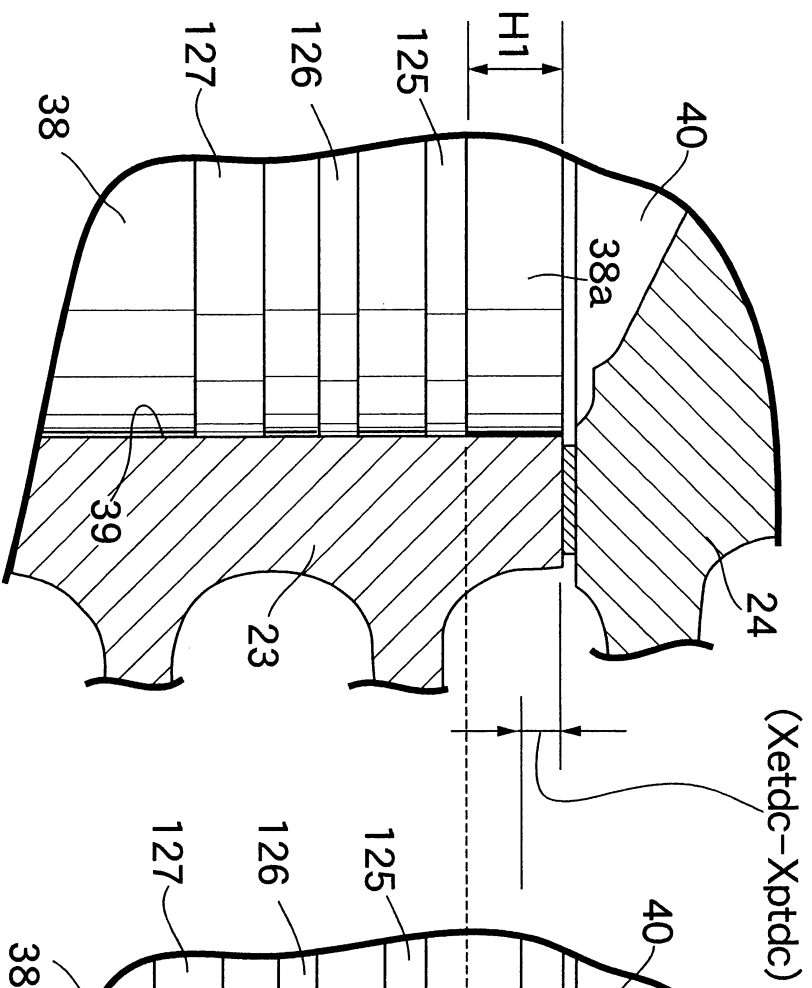
第 25A 圖



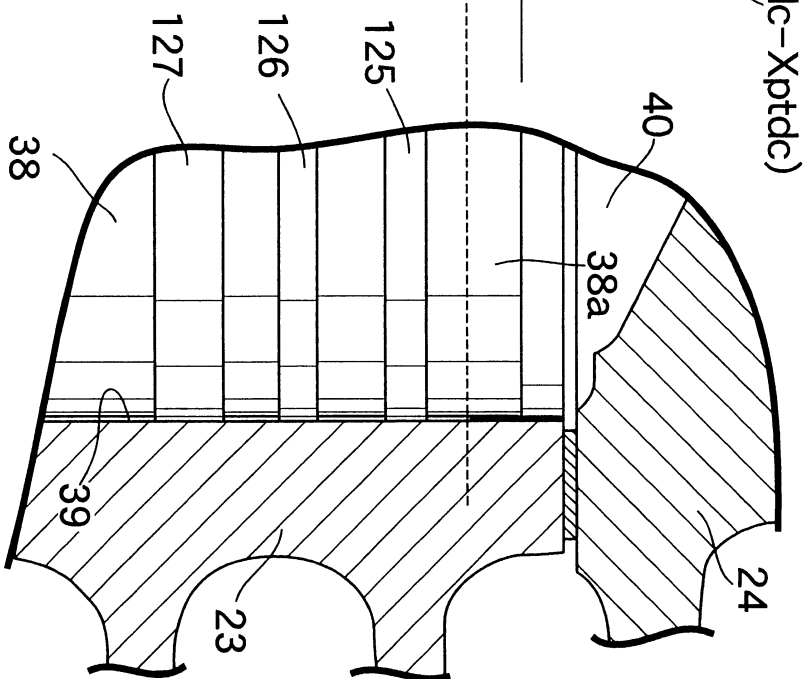
第 25B 圖



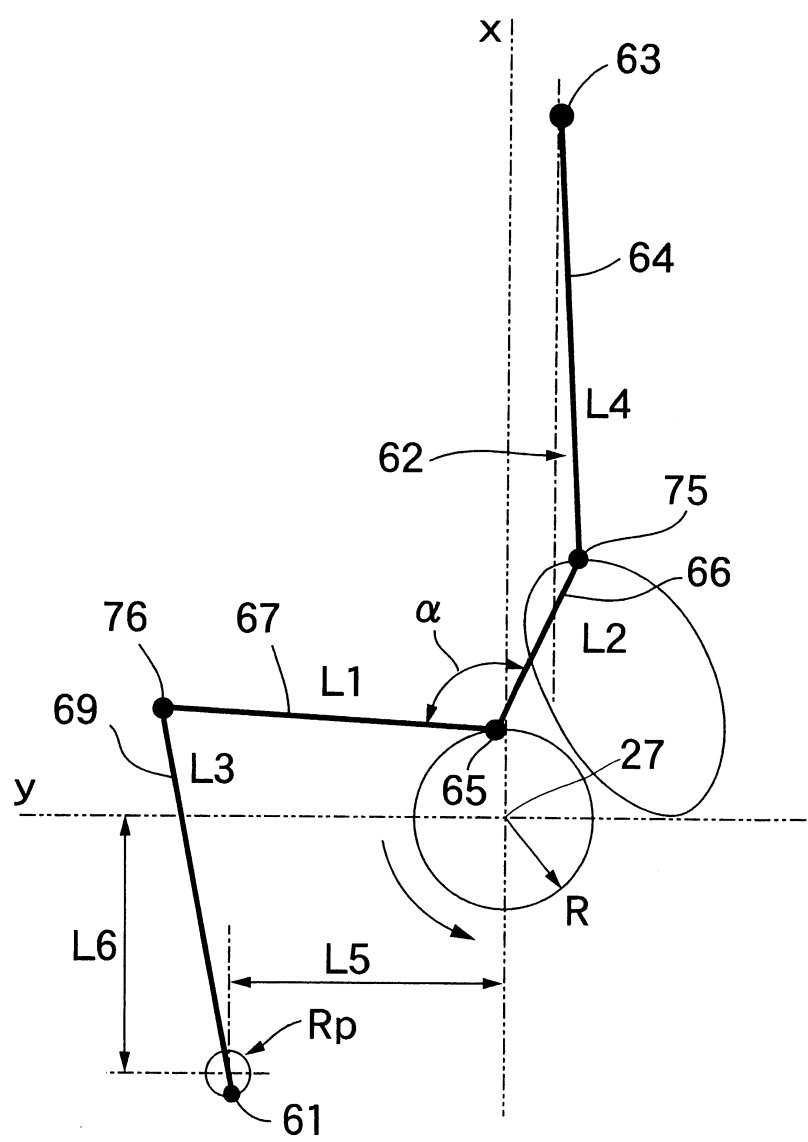
第 26A 圖



第 26B 圖



第 27 圖





玖、發明說明

可旋動地連結連桿另一端，同時另一端透過曲柄銷連結曲軸；第2臂，係一端一體連結前述第1臂之另一端；控制桿，係一端可旋動地連結該第2臂之另一端；及支軸，係可旋動地支承該控制桿另一端，而，前述支軸在以沿氣缸軸線且通過該曲軸軸線之X軸與正交於X軸且通過該曲軸軸線之y軸所構成的xy平面內是可位移的，其第1特徵在於：令該連桿長度為L4、該第1臂長度為L2、該第2臂長度為L1、該控制桿長度為L3、該連桿與前述x軸形成角度為 ϕ_4 、前述第1及第2臂的形成角度為 α 、該第2臂與前述y軸形成角度為 ϕ_1 、該控制桿與前述y軸形成角度為 ϕ_3 、連接該曲軸軸線及該曲柄銷之直線與前述x軸形成角度為 θ 、該曲軸軸線及該曲柄銷間長度為R、前述支軸的xy座標為Xpiv與Ypiv、該曲軸的回轉角速度為 ω 、相對該曲軸軸線之氣缸軸線的y軸方向偏位量為 δ 時，

$$-L_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot d\phi_4/dt + L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) \cdot d\phi_1/dt - R \cdot \omega \cdot \sin \theta = 0$$

但是，在

$$\phi_4 = \arcsin \{ L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) + R \cdot \sin \theta - \delta \} / L_4$$

$$d\phi_4/dt = \omega \cdot \{ -L_2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) + R \cdot \cos \theta \} / (L_4 \cdot \cos \phi_4)$$

$$\phi_3 = \arcsin \{ (R \cdot \cos \theta - X_{piv} + L_1 \cdot \sin \phi_1) / L_3 \}$$

$$\phi_1 = \arcsin \{ (L_3^2 - L_1^2 - C^2 - D^2) / 2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{C^2 + D^2} \} - \arctan(C/D)$$

$$C = Y_{piv} - R \sin \theta$$

$$D = X_{piv} - R \cos \theta$$

$$d\phi_1/dt = \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / \{ L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) \}$$

玖、發明說明

此令上死點之活塞銷之x軸方向位置為 X_{pivtdc} 、下死點之
 活塞銷之x軸方向位置為 X_{pivbdc} 時，可利用 $(X_{pivtdc}-$
 $X_{pivbdc})$ 得到活塞銷之衝程 S_{piv} 。又在引擎氣缸缸徑內徑
 為 B 時之排氣量 V_{hpiv} 係 $\{ V_{hpiv}=S_{piv} \cdot (B^2/4) \cdot \pi \}$ ，且
 5 在上死點之燃燒室容積為 V_{apiv} 時，壓縮比 ε_{piv} 為 $\{ \varepsilon_{piv}=1+(V_{hpiv}/V_{apiv}) \}$ 。如此，可分別求得支軸在任意第
 1位置時之排氣量 V_{hpiv_0} 及壓縮比 ε_{piv_0} 與支軸在第2位置
 時之排氣量 V_{hpiv_1} 、壓縮比 ε_{piv_1} 。為了滿足

$$\varepsilon_{piv_1} < \varepsilon_{piv_0} \text{ 時, } V_{hpiv_1} > V_{hpiv_0}$$

$$10 \quad \varepsilon_{piv_1} > \varepsilon_{piv_0} \text{ 時, } V_{hpiv_1} < V_{hpiv_0}$$

之關係，利用設定第2臂長度 $L1$ 、第1臂長度 $L2$ 、控制桿長
 度 $L3$ 、連桿長度 $L4$ 、相對曲軸軸線之氣缸軸線y軸方向偏
 位量 δ 、和第1及第2臂形成角度 α ，可在大排氣量時作低
 壓縮比運轉，且在小排氣量時能夠作高壓縮比運轉，因此
 15 利用在輕負載時作小排氣量、高壓縮比之運轉，可謀求
 高熱效率化，且利用在高負載時作大排氣量、低壓縮比之
 運轉，使爆發負載及缸內壓力不會過度地上昇，能避免產
 生噪音及強度問題。

再者，本發明加上前述第1特徵之構造，其第2特徵為
 20 前述活塞銷的移動軌跡係設定成可進入直線與前述x軸之
 間的範圍，而該線通過前述活塞在上死點時之前述連桿及
 第1臂連結點的位置中，在y軸方向距離前述x軸最遠的位
 置，並且與前述x軸平行地延伸。依如此構成，可減低活
 塞滑動時的摩擦。亦即，在膨脹衝程前半時活塞因燃燒室

玖、發明說明

$$\begin{aligned} dX/dt = & -L4 \cdot \sin\phi4 \cdot (d\phi4/dt) + L2 \cdot \cos(\alpha + \phi1) \cdot (d\phi1/dt) - R \cdot \omega \\ & \sin\theta \quad \dots\dots(2) \end{aligned}$$

但是，

$$\begin{aligned} d\phi4/dt = & \omega \cdot \{-L2 \cdot \sin(\alpha + \phi1) \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi3)/L1 \cdot \sin(\phi1 + \phi3) \\ 5 \quad & + R \cdot \cos\theta\}/(L4 \cdot \cos\phi4) \end{aligned}$$

$$\phi3 = \arcsin\{(R \cdot \cos\theta - X_{piv} + L1 \cdot \sin\phi1)/L3\}$$

$$d\phi1/dt = \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi3)/\{L1 \cdot \sin(\phi1 + \phi3)\}$$

在上述式(2)作為 $dX/dt=0$ 之方程式係有關於 θ ，在 $0 < \theta < 2\pi$ 範圍內具有兩個解答。將這些解答對應於4衝程引擎之動作，並令使活塞銷63位於上死點之曲柄角為 θ_{pivbdc} ，使活塞銷63位於下死點之曲柄角作為 θ_{pivbdc} 時，在各曲柄角 θ_{pivtdc} 、 θ_{pivbdc} 時之活塞銷63之位置可藉在上述式(1)給予 θ_{pivtdc} 、 θ_{pivbdc} 得到。此時，令上死點之活塞銷63之X軸方向位置為 X_{pivtdc} ，且下死點活塞銷63之X軸方向位置為 X_{pivbdc} 時，活塞銷63之衝程 S_{piv} 可利用 $(X_{pivtdc} - X_{pivbdc})$ 得到。

在此，令氣缸缸徑39之內徑為B時之排氣量 V_{hpiv} 係 $\{V_{hpiv} = S_{piv} \cdot (B^2/4) \cdot \pi\}$ ，又若令在上死點時之燃燒室容積為 V_{apiv} ，則壓縮比 ε_{piv} 為 $\{\varepsilon_{piv} = 1 + (V_{hpiv}/V_{apiv})\}$ 。

如此，分別求得支軸61在任意第1位置時排氣量 V_{hpiv0} 及壓縮比 ε_{piv0} 與支軸61自第1位置位移至第2位置時之排氣量 V_{hpiv1} ，壓縮比 ε_{piv1} ，

$$\varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0} \text{ 時係 } V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$$



肆、中文發明摘要

一種壓縮比可變引擎，包含有：連桿，係連結活塞；第1臂，係可旋動地連結連桿並且連結曲軸的曲柄銷；第2臂，係一體連結第1臂；控制桿，係可旋動地連結第2臂；及支軸，係可旋動地支承該控制桿另一端並且可位移。其中，分別求出支軸(61)在任意第1位置時的排氣量 V_{hpiv0} 及壓縮比 ε_{piv1} 與支軸(61)在自第1位置位移至第2位置時的排氣量 V_{hpiv1} 、壓縮比 ε_{piv1} ，並在 $\varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}$ 時滿足 $V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$ 、在 $\varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}$ 時滿足 $\varepsilon V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$ 的關係。因此不僅可變化壓縮比，亦可變化排氣量。

伍、英文發明摘要

An engine with a variable compression ratio includes a connecting rod connected to a piston, a first arm turnably connected to the connecting rod and to a crankshaft through a crankpin, a second arm integrally connected to the first arm, a control rod turnably connected to the second arm, and a displaceable support shaft for supporting the other end of the control rod for turning movement. In the engine, a displacement V_{hpiv0} and a compression ratio ε_{piv0} at the time when the support shaft is in any first position and a displacement V_{hpiv1} and a compression ratio ε_{piv1} at the time when the support shaft is in a second position displaced from the first position are determined, and a relation, $V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$ is satisfied when $\varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}$, and a relation, $V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$ is satisfied when $\varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}$.

第 8 圖

