世界知的所有権機関
国際事務局

PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類6
F02B 75/32, F16H 21/34, F01B 9/00

A1

(11) 国際公開番号 WO98/04821

(43) 国際公開日 1998年2月5日(05.02.98)

(21) 国際出願番号 PCT/JP97/02521

(22) 国際出願日 1997年7月18日(18.07.97)

(30) 優先権データ
特願平8/197196 1996年7月26日(26.07.96) JP
特願平9/2991 1997年1月10日(10.01.97) JP
特願平9/138617 1997年5月28日(28.05.97) JP

(71) 出願人（米国を除くすべての指定国について）
有限会社 創造庵(YUGEN KAISHA SOZOAN)[JP/JP]
〒390-03 長野県松本市大字岡田下岡田1433番地10
Nagano, (JP)
(72) 発明者；および
(75) 発明者／出願人（米国についてのみ）
柳沢 健(YANAGISAWA, Ken)[JP/JP]
〒390-03 長野県松本市大字岡田下岡田1433番地10
有限会社 創造庵内 Nagano, (JP)
(74) 代理人
弁理士 綿貫隆夫(WATANUKI, Takao)
〒380 長野県長野市中御所3丁目12番9号
クリエイセンタービル Nagano, (JP)

(81) 指定国 AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, HU, IL, IS, KE, KG, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US, UZ, VN, ARIPO特許 (GH, KE, LS, MW, SD, SZ, UG, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OAPI特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

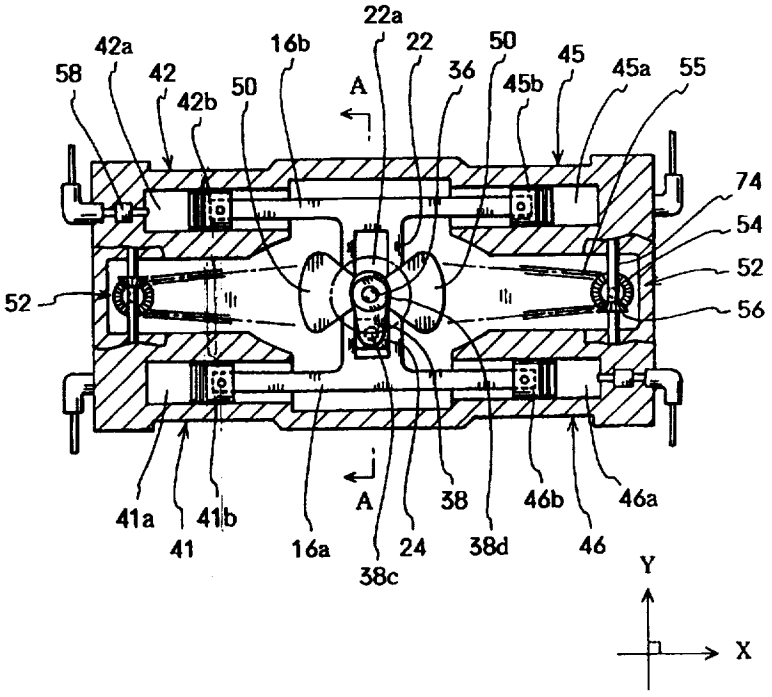
添付公開書類
国際調査報告書

(54)Title: ROTATIONAL MOTION MECHANISM AND ENGINE

(54)発明の名称 回転運動機構およびエンジン

(57) Abstract

A rotational motion mechanism and an engine capable of converting a linear propulsion force into a torque with higher rigidity and smoothly in order to improve a performance such as energy conversion efficiency. A pair of axial guides (16a, 16b) are arranged in parallel in a first axial direction (X). A moving guide (22) extends between the pair of axial guides (16a, 16b) in a second axial direction (Y) perpendicular to the first axial direction (X) to be movable in the first axial direction (X). A moving body (24) is provided to be movable along the moving guide (22) in the second axial direction (Y). A rotating shaft (36) is rotatable about an axis perpendicular to the first axial direction (X) and to the second axial direction (Y). A lever section (38) is pivotally mounted at a portion (38c) thereof to the moving body (24), and is fixed at the other portion (38d) thereof to the rotating shaft (36) so that turning of the moving body (24) rotates the rotating shaft (36). A drive mechanism (41, 42, 45, 46) moves the moving guide (22) in the first axial direction (X). Regulation means (50, 51) reduces a variation in a rotating speed of the rotating shaft (36).



（５７）要約

本発明の目的は、エネルギの変換効率等の性能を向上させるため、直線推進力を回転トルクへより高剛性に且つ滑らかに変換できる回転運動機構およびエンジンを提供することにもある。本発明において、１対の軸線ガイド（１６ａ、１６ｂ）は、第１軸（Ｘ）方向へ平行に配設されている。移動ガイド（２２）は、該１対の軸線ガイド（１６ａ、１６ｂ）間に第１軸（Ｘ）方向に対して直角な第２軸（Ｙ）方向へ延び、第１軸（Ｘ）方向へ移動可能に設けられている。移動体（２４）は、該移動ガイド（２２）に沿って第２軸（Ｙ）方向へ移動可能に設けられている。回転軸（３６）は、第１軸（Ｘ）方向および第２軸（Ｙ）方向に直交する軸線を中心として回転可能である。レバー部（３８）は、一方部（３８ｃ）が前記移動体（２４）へ軸着され、他方部（３８ｄ）は前記回転軸（３６）へ固定され、移動体（２４）が旋回運動することで回転軸（３６）を回転させる。駆動機構（４１、４２、４５、４６）は、前記移動ガイド（２２）を第１軸（Ｘ）方向へ移動させる。規制手段（５０、５１）は、前記回転軸（３６）の回転速度の変動を小さくする。

参考情報

ＰＣＴに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に記載されたＰＣＴ加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	ES	スペイン	LR	リベリア	SG	シンガポール
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LS	レソト	SI	スロヴェニア
AT	オーストリア	FR	フランス	LT	リトアニア	SK	スロヴァキア共和国
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BA	ボズニア・エルツェゴビナ	GE	グルジア	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャード
BE	ベルギー	GM	ガンビア	MG	マダガスカル	TG	トーゴ
BF	ブルギナ・ファソ	GN	ギニア	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	TJ	タジキスタン
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ	ML	マリ	TM	トルクメニスタン
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TR	トルコ
BR	ブラジル	ID	インドネシア	MR	モーリタニア	TT	トリニダード・トバゴ
BY	ベラルーシ	IE	アイルランド	MW	マラウイ	UA	ウクライナ
CA	カナダ	IL	イスラエル	MX	メキシコ	UG	ウガンダ
CF	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	NE	ニジェール	US	米国
CG	コンゴー	IT	イタリア	NL	オランダ	UZ	ウズベキスタン
CH	スイス	JP	日本	NO	ノルウェー	VN	ヴィエトナム
CI	コート・ジボアール	KE	ケニア	NZ	ニュー・ジーランド	YU	ユーゴスラビア
CM	カメルーン	KG	キルギスタン	PL	ポーランド	ZW	ジンバブエ
CN	中国	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PT	ポルトガル		
CU	キューバ	KR	大韓民国	RO	ルーマニア		
CZ	チェッコ共和国	KZ	カザフスタン	RU	ロシア連邦		
DE	ドイツ	LC	セントルシア	SD	スーダン		
DK	デンマーク	LI	リヒテンシュタイン	SE	スウェーデン		
EE	エストニア	LK	スリランカ				

明細書

回転運動機構およびエンジン

技術分野

本発明は回転運動機構およびエンジンに関し、一層詳細には直線運動を回転運動に変換する回転運動機構およびエンジンに関する。

背景技術

直線運動を回転運動に変換する回転運動機構としては、例えばレシプロ式内燃機関や油圧モータ等が知られている。いずれもシリンダ内で直線運動するピストンの出力をクランク軸の回転運動に変換する機構である。

上記従来のレシプロ式内燃機関や油圧モータには次のような課題がある。

ピストンとクランク軸との間は、コンロッドによって連結されている。ピストンとコンロッドの一方部は軸着され、両者は相対的に傾動可能になっている。また、コンロッドとクランクとの間もピストンピンで軸着され、両者は相対的に傾動可能になっている。従って、コンロッドがピストンに対して傾斜し、コンロッドがクランク軸に対して傾斜した状態でピストンの推進力を受けてもクランク軸へは１００パーセント当該推進力が伝達されない。すなわち、クランク軸へ伝達されるのはコンロッド方向への分力をさらにクランク軸周方向へ分解した分力に相当する推進力でありロスが大きい。そのため、クランク軸から取り出せる回転トルクはピストンの推進力と比較して小さいものになってしまい、直線推進力を回転トルクへ変換する効率が低いという課題がある。

また、従来のコンロッドを用いたクランク機構では、ピストンの往復運動を回転運動に変換する際、クランク軸を等速回転運動場合、ピストンの速度が、上死点付近で速く、下死点付近で遅くなる。このため、振動が発生し易くなる。この点を、図２０および図２１に基づいて説明する。

図２０は従来のコンロッドを用いたクランク機構の一例を示す説明図である。

この例ではピストン１１０のストロークＳを４０ｍｍ、コンロッド１２０の長さを５０ｍｍと設定してある。ピストン１１０が下死点P_1に位置し、クランク１３０とコンロッド１２０との連結部１２５がシリンダ１４０から最も遠ざかったクランク１３０の角度位置を０度位置Ｌとする。その０度位置Ｌを基準にして、９０度回転したクランク１３０の角度位置を９０度位置Ｍとし、ピストン１１０が上死点P_2に位置してクランク１３０が１８０度回転した角度位置を１８０度位置Ｈとする。

図２１は、図２０に示した従来クランク機構において、クランク１３０の角度位置の変化Ｘｃ（度）と、ピストン１１０のストローク位置の変位Ｙｐ（ｍｍ）との関係を曲線（実線）で示したグラフである。なお、一点鎖線で示した曲線は、正弦波である。

ピストン１１０のストローク位置の変位Ｙｐ（ｍｍ）は、クランク１３０が０度位置Ｌにあるときピストン１１０が下死点P_1に位置するから０ｍｍとなり、クランク１３０が１８０度位置Ｈにあるとき、ピストン１１０が上死点P_2に位置するから４０ｍｍとなる。

このピストン１１０の下死点P_1から上死点P_2へ至る間に、クランク１３０が０度位置Ｌから９０度位置Ｍへ回転し、ピストン１１０は１５．８３ｍｍ変位する。また、クランク１３０が９０度位置Ｍから１８０度位置Ｈへ回転する間に、ピストン１１０は残りの２４．１７ｍｍ変位している。すなわち、ピストン１１０の運動は、上死点P_2付近で速く、下死点P_1付近で遅くなっている。従って、安定した回転を得ることが難しく、振動が発生し易い。また、上死点P_2付近では点火、燃焼がなされるが、その付近のピストンの速度が速いため、その速さに点火、燃焼のタイミング合わせることが難しい。このため、従来のクランク機構では、熱効率の向上に限界があり、騒音の低減に限界があった。

そこで、本願発明者は、先に図２２および図２３に示す回転運動機構を提案している（特開平７－１２１９９号）。この回転運動機構は以下の構

成を備える。

第１軸方向へ平行に配設された１対の第１軸ガイド１６ａ、１６ｂと、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設された１対の第２軸ガイド１８ａ、１８ｂと、前記第１軸ガイド１６ａ、１６ｂと平行に配され、第１軸ガイド１６ａ、１６ｂと平行な状態で前記第２軸方向へ移動可能な第１軸ロッド２０と、前記第２軸ガイド１８ａ、１８ｂと平行に配され、第２軸ガイド１８ａ、１８ｂと平行な状態で前記第１軸方向へ移動可能な第２軸ロッド２２と、前記第１軸ガイド１６ａ、１６ｂと第２軸ガイド１８ａ、１８ｂに囲繞されて成る矩形平面２８内において、前記第１軸ロッド２０と第２軸ロッド２２上を前記第１軸方向および第２軸方向へ移動可能な移動体２４と、前記第２軸ロッド２２を前記第１軸方向へ移動させるための第１の駆動機構２６ａ～ｄと、前記第１軸ロッド２０を前記第２軸方向へ移動させるための第２の駆動機構３４ａ～ｄと、軸線を中心として回転可能な回転軸３６ａ、３６ｂと、一方部が前記移動体２４へ軸着され、他方部は前記回転軸３６ａ、３６ｂの一方部へ固定され、移動体２４が回転軸３６ａ、３６ｂの周囲を旋回した際には回転軸３６ａ、３６ｂを回転させるレバー片３８ａ、３８ｂとを具備する。

以上の回転運動機構によれば、レバー片３８ａ、３８ｂは、一方部が移動体２４へ軸着され、他方部は軸線を中心として回転可能な回転軸３６ａ、３６ｂの一方部へ固定されている。そこで、移動体２４が回転軸３６ａ、３６ｂの周囲を旋回した際には回転軸３６ａ、３６ｂは軸線を中心として回転する。これにより、従来のようなコンロッドを要せず、直線推進力を回転トルクへ好適に変換できるため、エネルギの変換効率を向上できると共に、振動を低減できる。

技術的課題

しかしながら、特開平７－１２１９９号に開示される回転運動機構においては、第１軸方向と第２軸方向への直線推進力を得るべく第１の駆動機構および第２の駆動機構を要するなど、構成が複雑化するという課題があ

る。

また、直線推進力を回転トルクへより高剛性に且つ滑らかに変換することで、エネルギの変換効率等の性能を向上させる具体的な機構については充分に検討されていなかった。

発明の開示

本発明の目的は、エネルギの変換効率を向上できると共に振動を低減でき、且つ構成の簡単な回転運動機構およびエンジンを提供することにある。

また、本発明の目的は、エネルギの変換効率等の性能を向上させるため、直線推進力を回転トルクへより高剛性に且つ滑らかに変換できる回転運動機構およびエンジンを提供することにもある。

上記目的を達成するため、本発明は次の構成を備える。

第1の基本構成は、第1軸方向へ平行に配設された1対の軸線ガイドと、

該1対の軸線ガイド間に第1軸方向に対して直角な第2軸方向へ延び、第1軸方向へ移動可能に設けられた移動ガイドと、

該移動ガイドに沿って第2軸方向へ移動可能に設けられた移動体と、

第1軸方向および第2軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記移動ガイドを第1軸方向へ移動させる駆動機構と、

前記回転軸の回転速度の変動を小さくする規制手段とを具備することを特徴と回転運動機構である。

上記回転運動機構において、前記駆動機構は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブが設けられたシリンダ装置を備えてもよい。

また、前記規制手段は、カウンターウェイトおよび／またはフライホイールを採用することができる。

前記移動体は前記移動ガイドに第2軸方向へ設けられた枠内で第2軸方

向へ移動可能にしてもよい。

第２の基本構成は、第１軸方向へ平行に配設された１対の第１軸線ガイドと、

前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設された１対の第２軸線ガイドと、

該１対の第２軸線ガイド間に第１軸方向へ延び、第２軸方向へ移動可能に設けられた第１移動ガイドと、

前記１対の第１軸線ガイド間に第２軸方向へ延び、第１軸方向へ移動可能に設けられた第２移動ガイドと、

前記第１移動ガイドに第１軸方向へ設けられた第１枠内で第１軸方向へスライド可能に配される共に、前記第２移動ガイドに第２軸方向へ設けられた第２枠内で第２軸方向へスライド可能に配され、前記第１軸線ガイドと第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備することを特徴とする回転運動機構である。

この回転運動機構において、前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブを設けてもよい。

本発明の回転運動機構において、外力によって移動体を旋回させて、前記回転軸を回転させ、前記各シリンダ装置から吐出流体を発生するようにしてもよい。

また、前記回転運動機構を、一つの回転運動機構ユニットとし、該回転運動機構ユニットを複数、回転軸を同軸に重ね合わせて構成してもよい。

前記複数の回転運動機構ユニットは同方向に積み重ねられ、各回転運動機構ユニットの前記レバー部は、前記回転軸へ該回転運動機構ユニットの積み重ね段数に対応して角度変位されて設けるようにしてもよい。

前記二つの回転運動機構ユニットを同方向に重ね合わせ、一方の回転運動機構ユニットの前記レバー部に対して他方の回転運動機構ユニットの前記レバー部を前記回転軸へ１８０度角度変位させて設けてもよい。

第３の基本構成は、棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、該第１軸方向へ移動可能な１対の軸線ガイドと、

前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ配設されると共に、前記軸線ガイド間に固定され、、前記軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な移動ガイドと、

該移動ガイドに沿って第２軸方向へ移動可能に設けられた移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記移動ガイドを第１軸方向へ移動させる駆動機構と、

前記回転軸の回転速度の変動を小さくする規制手段とを具備し、

前記駆動機構は、流体圧で駆動されるシリンダ装置を備え、該シリンダ装置が前記軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記軸線ガイドと前記移動ガイドを第１軸方向へ移動させることを特徴とするエンジンである。

上記エンジンにおいて、前記規制手段は、カウンターウェイトおよび／またはフライホイールを採用できる。

また、前記移動体は前記移動ガイドに第２軸方向へ設けられた枠内で第２軸方向へ移動可能にしてもよい。

前記１対の軸線ガイドの第１軸方向一端部側のシリンダを第１シリンダおよび第２シリンダ、前記１対の軸線ガイドの第１軸方向他端部側のシリンダを第５シリンダおよび第６シリンダとし、第１シリンダ、第５シリン

ダ、第２シリンダ、第６シリンダの順に点火するようにしてもよい。

第４の基本構成は、棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、第１軸方向へ移動可能な１対の第１軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設されると共に、第２軸方向へ移動可能な１対の第２軸線ガイドと、

第１軸方向へ配設されると共に、第２軸線ガイド間に固定され、前記第２軸線ガイドと一体に第２軸方向へ移動可能な第１移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１移動ガイドに第１軸方向へ設けられた第１枠内で第１軸方向へスライド可能に配される共に、前記第２移動ガイドに第２軸方向へ設けられた第２枠内で第２軸方向へスライド可能に配され、前記第１軸線ガイドと第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させることを特徴とするエンジンである。

本発明のエンジンを、一つのエンジンユニットとし、該エンジンユニットを複数、回転軸を同軸に重ね合わせて構成してもよい。

また、前記複数のエンジンユニットは同方向に積み重ねられ、各エンジンユニットの前記レバー部は、前記回転軸へ該エンジンユニットの積み重ね段数に対応して角度変位されて設けるようにしてもよい。

前記二つのエンジンユニットを同方向に重ね合わせ、一方のエンジンユニットの前記レバー部に対して他方のエンジンユニットの前記レバー部を前記回転軸へ１８０度角度変位させて設けると共に、前記一方のエンジンユニットに対する他方のエンジンユニットの点火タイミングは位相を１８０度ずらしてもよい。

本発明の第５の基本構成は、棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、第１軸方向へ移動可能な１対の第１軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設されると共に、第２軸方向へ移動可能な１対の第２軸線ガイドと、

第１軸方向へ配設されると共に、第２軸線ガイド間に固定され、前記第２軸線ガイドと一体に第２軸方向へ移動可能な第１移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１軸線ガイドと前記第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において、前記第１移動ガイドと前記第２移動ガイドに沿って前記第１軸方向および前記第２軸方向へ移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と

接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させ、

前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向一端部側のシリンダを第１シリンダおよび第２シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向一端部側のシリンダを第３シリンダおよび第４シリンダ、前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向他端部側のシリンダを第５シリンダおよび第６シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向他端部側のシリンダを第７シリンダおよび第８シリンダとし、第１シリンダ、第３シリンダ、第５シリンダ、第７シリンダ、第２シリンダ、第４シリンダ、第６シリンダ、第８シリンダの順に点火することを特徴とするエンジンである。

また、第６の基本構成は、棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、第１軸方向へ移動可能な１対の第１軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設されると共に、第２軸方向へ移動可能な１対の第２軸線ガイドと、

第１軸方向へ配設されると共に、第２軸線ガイド間に固定され、前記第２軸線ガイドと一体に第２軸方向へ移動可能な第１移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１軸線ガイドと前記第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において、前記第１移動ガイドと前記第２移動ガイドに沿って前記第１軸方向および前記第２軸方向へ移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させ、

前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向一端部側のシリンダを第１シリンダおよび第２シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向一端部側のシリンダを第３シリンダおよび第４シリンダ、前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向他端部側のシリンダを第５シリンダおよび第６シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向他端部側のシリンダを第７シリンダおよび第８シリンダとし、第１シリンダおよび第２シリンダ、第３シリンダおよび第４シリンダ、第５シリンダおよび第６シリンダ、第７シリンダおよび第８シリンダの順に点火することを特徴とするエンジンである。

本発明に係る回転運動機構によれば、従来のクランク機構のようなコンロッドを用いないため、回転軸から等速回転を得るためには、Ｙ移動ガイドをＸ軸方向へ正弦波運動させればよい。正弦波運動はバランスのとれた往復運動であり、振動の発生を抑制できる。

そして、本発明の第１の基本構成によれば、簡単な構成であると共に、規制手段によって、直線推進力を回転トルクへ滑らかに変換できる。従って、簡単な構成でありながら、エネルギの変換効率を向上できると共に、騒音を低減できるなど、性能を向上できるという著効を奏する。

また、移動体を移動ガイドに設けられた枠内で移動させる構成では、機構が簡単であると共に、回転駆動力を高剛性を有する枠で支持するので、移動体を滑らかにスライドさせることが可能である。従って、直線推進力を回転トルクへより高剛性に且つ滑らかに変換でき、エネルギの変換効率等の性能を向上できるという著効を奏する。

図面の簡単な説明

図１は、本発明に係るエンジンの第１実施例の内部構造を示す平面断面図であり、

図２は、第１実施例のＡ－Ａ線断面図であり、

図３は、第１実施例のシリンダヘッドの構造を示す説明図であり、

図４は、第１実施例の回転動作を示す説明図であり、

図５は、第１実施例のレバー部の回転角度とピストンの運動との関係を示すグラフであり、

図６は、本発明に係るエンジンの第２実施例の内部構造を示す平面断面図であり、

図７は、第２実施例のＢ－Ｂ線断面図であり、

図８は、第２実施例の回転動作を示す説明図であり、

図９は、第２実施例による回転速度等のベクトルを示す説明図であり、

図１０は、クランク回転角とピストン速度の関係を示すグラフであり、

図１１は、クランク回転角とピストン加速度の関係を示すグラフであり、

図１２は、本発明に係るエンジンの第３実施例の内部構造の要部を示す平面断面図であり、

図１３は、第３実施例のＣ－Ｃ線断面図であり、

図１４は、第４実施例の内部構造を示す平面断面図であり、

図１５は、第４実施例の中央縦断面図であり、

図１６は、第５実施例の外観を示す斜視図であり、

図１７は、第５実施例の内部構造を示す斜視図であり、

図１８は、第６実施例の内部構造を示す断面図であり、

図１９は、第７実施例の内部構造を示す斜視図であり、

図２０は、従来のクランク機構を示す説明図であり、

図２１は、図２０のクランクの回転角度とピストンの運動との関係を示すグラフであり、

図２２は、背景技術の平面断面図であり、

図２３は、背景技術の側断面図である。

発明の実施の形態

以下、本発明の好適な実施の形態を添付図面と共に説明する。

（第１実施例）

図１～５に基づいて、第１実施例について詳述する。

図１は第１実施例の回転運動機構（エンジン）の内部構造を示した平面断面図であり、図２は図１のＡ－Ａ線断面図である。また、図３はシリンダのヘッド部を部分的に示す説明図である。

本体ケース１０は、側壁部１０ａと上下のカバー１２ａ、１２ｂとによって構成されている。

１対のＸピストンロッド１６ａ、１６ｂは、第１軸方向（Ｘ軸方向）へ平行に配設され、１対の軸線ガイドとして作用する。Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂはＸ軸方向へ移動可能に設けられている。

Ｙ移動ガイド２２は、１対のＸピストンロッド１６ａ、１６ｂ間に第１軸方向（Ｘ軸方向）に対して直角な第２軸方向（Ｙ軸方向）へ延び、各端部がＸピストンロッド１６ａ、１６ｂへそれぞれ固定されている。Ｙ移動ガイド２２は、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂと一体になってＨ型の構造体を形成している。従って、Ｙ移動ガイド２２は、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂのＸ軸方向への移動に伴い、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂと一体にＹ軸と平行な状態でＸ軸方向へ移動する。Ｙ移動ガイド２２は、中空の枠状に形成されており、移動体２４が枠２２ａ内でＹ軸方向へ移動可能になっている。

移動体２４は、Ｙ移動ガイド２２と一体になってＸ軸方向へ移動できる。また、移動体２４は、枠２２ａ内をスライドするスライダーであり、Ｙ移動ガイド２２に沿ってＹ軸方向へ移動可能に設けられている。従って移動体２４は、Ｘ軸とＹ軸によって規定される平面内において２次元運動可能になっている。

回転軸３６は、Ｘ軸およびＹ軸に直交する垂直軸線を中心として回転可能になっている。回転軸３６は、本体ケース１０に回転可能に保持されている。具体的には、回転軸３６は、ボールベアリング（上下の軸受部１３

ａ、１３ｂ）を介し、本体ケース１０に対して軸線を中心として回転可能に保持されている。回転軸３６の先端は、上下のカバー１２ａ、１２ｂから両側へ突出しており、他の被駆動回転体（不図示）へ連結可能になっている。

レバー部３８は、一方部３８ｃが移動体２４へ軸着され、他方部３８ｄは回転軸３６へ固定されている。この構成により、移動体２４が自転することなく、旋回運動すると、回転軸３６は自らの軸線を中心にして回転する。レバー部３８は、一方部３８ｃが移動体２４の中心部に設けられた貫通孔２５へ回転可能に挿通され、他方部３８ｄは回転軸３６と一体に形成されている。前記一方部３８ｃはと回転軸３６との距離は、ピストン４１ｂ、４２ｂ、４５ｂ、４６ｂのストロークの半分の距離になっている。また、回転軸３６は、上の軸受部１３ａに軸受けされる上部３６ａと、レバー部３８を介して軸受部１３ａと連結されると共に、下の軸受部１３ｂに軸受けされている下部３６ｂとを備えている。このように回転軸３６は、移動体２４からの動力伝達手段となっているレバー部３８を挟んで２ヶ所で軸受けされているため、バランスよく安定的に回転できる。なお、第１実施例における回転軸３６とレバー部３８が一体に形成された形態は、クランク軸の形態となっている。すなわち、レバー部３８が上下で一対設けられており、クランクアームとして作用する。各レバー部３８の一方部３８ｃは軸状に形成されており、クランクピンとして作用している。なお、一方部３８ｃと他方部３８ｄとの間隔は、移動体２４の旋回半径と同一である。

シリンダ装置４１、４２、４５、４６は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブが設けられている。シリンダ装置４１、４２、４５、４６が、Ｙ移動ガイド２２を前記Ｘ軸方向へ移動させるための駆動機構を構成する。シリンダ装置４１、４２、４５、４６のシリンダ４１ａ、４２ａ、４５ａ、４６ａは、内燃機関の燃焼室を構成している。シリンダ装置４１、４２、４５、４６は、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂの各端部にそれぞれ配設されている。

Xピストンロッド16a、16bの一方部側のシリンダを第1シリンダ41aおよび第2シリンダ42a、Xピストンロッド16a、16bの他方部側のシリンダを第5シリンダ45aおよび第6シリンダ46aとする。各Xピストンロッド16a、16bの各端部は、ピストン41b、42b、45b、46bへそれぞれ連結されている。各ピストン41b、42b、45b、46bは、対応する各シリンダ41a、42a、45a、46a内で往復動する。従って、各シリンダ41a、42a、45a、46a内での燃料の爆発によって、Xピストンロッド16a、16bはX軸方向へ往復動する。このようにして、シリンダ41a、42a、45a、46aによって駆動機構が構成され、Xピストンロッド16a、16bと一体にY移動ガイド22をX軸方向へ移動させることができる。なお、Xピストンロッド16a、16bは、棒状に形成されており、一般的には断面が円形に形成されるが、その形状は限定されるものではない。また、各ピストン41b、42b、45b、46bと各ピストンロッド16a、16bとは、ピストンロッド16a、16bがピストンピンで軸着されている。なお、従来のコンロッドを用いたクランク機構とは異なり、ピストンロッド16a、16bは必ずしも回動することを要しないため、各ピストン41b、42b、45b、46bと各ピストンロッド16a、16bとは単純に連結されていてもよい。例えば、ピストン41b、42b、45b、46bとピストンロッド16a、16bとが一体的に形成されたものを用いてもよい。

カウンターウエイト50とフライホイール51は、どちらも回転軸36の回転速度の変動を小さくする規制手段として作用する。カウンターウエイト50は、本体ケース10内において、回転軸36からX軸方向へ延設されている。また、フライホイール51は、本体ケース10外で回転軸36に固定されている。カウンターウエイト50およびフライホイール51は、回転軸36の回転エネルギをたくわえ、移動体24をY軸方向へ移動させる分力を好適に発生させ、回転軸36の回転速度の変動を小さくするように作用する。

バルブ駆動機構５２は、回転軸３６に装着された主動スプロケット５３と、本体ケース１０に回転可能に保持されたかさ歯車５４と、かさ歯車５４と同軸に装着された従動スプロケット５４ａ（図７参照）と前記主動スプロケット５３との間に掛け回されたタイミングチェーン５５と、カムシャフト７４に装着されてかさ歯車５４と噛合するかさ歯車５６等から構成されている。従って、回転軸３６が回転されるとカムシャフト７４が回転する。バルブ駆動機構５２によれば、各シリンダ装置４１、４２、４５、４６の導入バルブ７０（図３参照）と、排出バルブ７２（図３参照）とを、カムシャフト７４を介し、回転軸３６の駆動力によって作動させることができる。

図３に示すように、カムシャフト７４には給気用および排気用のカム６０が設けられ、バルブスプリング等を介して給気バルブ７０および排気バルブ７２が駆動される。点火プラグ５８がシリンダ４１ａ、４２ａ、４５ａ、４６ａ内の燃料に点火する。この構造は従来のレシプロ型エンジンと同一の構成であり、説明を省略する。

なお、動力伝達手段としては、スプロケット５３、５４ａおよびタイミングチェーン５５に代えて、タイミングプーリおよびタイミングベルト等を用いることができるのは勿論である。

また、第１実施例では、オイル供給機構について図示していない。オイル供給機構は、カムシャフト７４を回転させる機構と同等の機構を用い、回転軸３６の駆動力によってオイルポンプを作動させる。オイルポンプから送出されたオイルを、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂ等を通過させてシリンダ４１ａ、４２ａ、４５ａ、４６ａ内へ供給する。

次に、図４および図５と共に第１実施例の動作について説明する。

４サイクルエンジンの場合は、回転軸３６が２回転する間に、吸入、圧縮、爆発、排気の４行程がなされる。このため、図４の矢印の回転方向に回転軸３６を回転させるには、第１シリンダ４１ａ（ＣＹＬ１）、第５シリンダ４５ａ（ＣＹＬ５）、第２シリンダ４２ａ（ＣＹＬ２）、第６シリンダ４６ａ（ＣＹＬ６）の順に、１８０度ずつ位相をずらして点火爆発さ

せる。クランク回転角１８０度ごとに点火爆発させることで、バランスの取れた好適な回転運動を得ることができる。

第１実施例のエンジンでは、従来のレシプロエンジンのようなクランク機構のコンロッドがないため、回転軸３６を等速回転させるとき、各ピストン４１ｂ、４２ｂ、４５ｂ、４６ｂは、図５に示すような正弦波運動を行う。この正弦波運動は、ピストン４１ｂ、４２ｂ、４５ｂ、４６ｂの上死点側と下死点側の運動パターンが同一になる。従って、各ピストン４１ｂ、４２ｂ、４５ｂ、４６ｂは、バランスのとれた往復運動を行う。

図５は、図４に示した機構において、レバー部３８の角度変化Ｘｃ（度）と、ピストン４５ｂのストローク位置の変位Ｙｐ（ｍｍ）との関係を曲線ＳＣで示したグラフである。

ピストン４５ｂのストローク位置の変位Ｙｐ（ｍｍ）は、レバー部３８が０度位置Ｌにあるときピストン４５ｂが下死点P_1に位置するから０ｍｍとなる。レバー部３８が１８０度位置Ｈにあるとき、ピストン４５ｂが上死点P_2に位置するから４０ｍｍとなる。

このピストン４５ｂの下死点P_1から上死点P_2へ至る間の運動では、レバー部３８が０度位置Ｌから９０度位置Ｍへ回転する間にピストン４５ｂは２０ｍｍ変位する。レバー部３８が９０度位置Ｍから１８０度位置Ｈへ回転する間にピストン４５ｂは残りの２０ｍｍ変位している。すなわち、ピストン４５ｂの運動は、上死点P_2側と、下死点P_1側で同一になっている。

従って、安定した回転を得ることができ、機構内の振動の発生を抑制できる。また、上死点P_2付近では爆発がなされるが、その付近のピストンの運動が従来のコンロッドを用いたクランク機構の場合に比べ遅いため、好適に爆発させることができる。

第１実施例の回転運動機構（エンジン）によれば、従来のクランク機構のようなコンロッドを用いないため、回転軸３６から等速回転を得るためには、Ｙ移動ガイド２２をＸ軸方向へ正弦波運動させればよい。正弦波運動はバランスのとれた往復運動であり、振動の発生を抑制できる。

従って、回転運動機構の回転効率を向上できると共に、騒音を低減でき、ひいては取付強度を要せず、本体ケース１０等の小型軽量化が可能となる。

また、各構成要素が平面的に配設されるため、全体を薄型化でき、カバーを取ればメンテナンスが容易にできる。

また、Ｙ移動ガイド２２は一対のＸピストンロッド１６ａ、１６ｂによる２辺で支持されているため、Ｙ移動ガイド２２を介して運動する移動体２４も、２辺で支持される。すなわち、駆動部を２辺で支持しているため、高剛性が実現される。

第１実施例では、４個のシリンダ装置４１、４２、４５、４６を備えるエンジンを説明をしたが、これに限らず、２本のピストンロッド１６ａ、１６ｂ（１対の軸線ガイド）に対応して２個のシリンダ装置を備え、高圧流体の給排によって作動する回転運動機構に適用できるのは勿論である。

また、１対の軸線ガイド１６ａ、１６ｂにＹ移動ガイド２２をスライド可能に設け、Ｙ移動ガイド２２対応して１個のシリンダ装置を備える構成でもよい。

さらに、回転軸３６を入力軸とし、他の駆動装置による駆動力によって、移動体２４を旋回させて、前記各シリンダ装置４１、４２、４５、４６のバルブを経由して流体を吐出させる流体ポンプ或いはコンプレッサ装置等としても利用することもできる。

（第２実施例）

第２実施例について図６および図７と共に詳述する。

図６は本実施例の回転運動機構（エンジン）の内部構造を示した平面断面図であり、図７は図６のＢ－Ｂ線断面図である。

本体ケース１０は、側壁部１０ａと上下のカバー１２ａ、１２ｂとによって構成されている。本体ケース１０にボールベアリングを介して回転軸３６が回転自在に保持されている。

１対のＸピストンロッド１６ａ、１６ｂは、第１軸方向（Ｘ軸方向）へ平行に配設された１対の第１軸線ガイドとして作用する。Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂはＸ軸方向へ移動可能に設けられている。

1対のYピストンロッド18a、18bは、第1軸方向（X軸方向）に対して直角な第2軸方向（Y軸方向）へ平行に配設された1対の第2軸線ガイドとして作用する。Yピストンロッド18a、18bはY軸方向へ移動可能に設けられている。

X移動ガイド20は、Xピストンロッド16a、16bと平行に配され、各端部がYピストンロッド18a、18bへそれぞれ固定されている。従って、X移動ガイド20は、Yピストンロッド18a、18bのY軸方向への移動に伴い、Xピストンロッド16a、16bと平行な状態でY軸方向へ移動する第1移動ガイドとして作動する。

Y移動ガイド22は、Yピストンロッド18a、18bと平行に配され、各端部がXピストンロッド16a、16bへそれぞれ固定されている。従って、Y移動ガイド22は、Xピストンロッド16a、16bのX軸方向への移動に伴い、Yピストンロッド18a、18bと平行な状態でX軸方向へ移動する第2移動ガイドとして作動する。

移動体24は、X移動ガイド20にX軸方向へ設けられた第1枠20a内をX軸方向へスライド可能である。また、移動体24は、Y移動ガイド22にY軸方向へ設けられた第2枠22a内をY軸方向へスライド可能に配されている。従って、移動体24は、Xピストンロッド16a、16bとYピストンロッド18a、18bに囲繞されて成る矩形平面28内において移動可能に設けられている。

第2実施例では、X移動ガイド20がY移動ガイド22の上側に位置している。移動体24は、X移動ガイド20の第1枠20aとY移動ガイド22の第2枠22aが重なる部分を貫通する。従って、移動体24は、X移動ガイド20およびY移動ガイド22のX軸方向およびY軸方向への移動に伴う駆動力を好適に受けて、スムースに2次元運動できる。

内燃機関であるシリンダ装置41、42、45、46は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブを有する。シリンダ装置41、42、45、46は、Y移動ガイド22を前記X軸方向へ移動させるための第1の駆動機構を構成する。

内燃機関であるシリンダ装置４３、４４、４７、４８は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブを有する。シリンダ装置４３、４４、４７、４８は、Ｘ移動ガイド２０を前記Ｙ軸方向へ移動させるための第２の駆動機構を構成する。

シリンダ４１ａ、４２ａ、４３ａ、４４ａ、４５ａ、４６ａ、４７ａ、４８ａは、内燃機関の燃焼室を構成する。シリンダ装置４１、４２、４３、４４、４５、４６、４７、４８は、それぞれＸピストンロッド１６ａ、１６ｂ、Ｙピストンロッド１８ａ、１８ｂの各端部に対応して配設されている。

Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂの一方部側のシリンダを第１シリンダ４１ａおよび第２シリンダ４２ａ、Ｙピストンロッド１８ａ、１８ｂの一方部側のシリンダを第３シリンダ４３ａおよび第４シリンダ４４ａ、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂの他方部側のシリンダを第５シリンダ４５ａおよび第６シリンダ４６ａ、Ｙピストンロッド１８ａ、１８ｂの他方部側のシリンダを第７シリンダ４７ａおよび第８シリンダ４８ａとする。

各Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂおよびＹピストンロッド１８ａ、１８ｂの各端部は、ピストン４１ｂ、４２ｂ、４３ｂ、４４ｂ、４５ｂ、４６ｂ、４７ｂ、４８ｂへそれぞれ連結されており、各ピストンは、各シリンダ４１ａ、４２ａ、４３ａ、４４ａ、４５ａ、４６ａ、４７ａ、４８ａ内で往復動できる。従って、各シリンダ４１ａ、４２ａ、４３ａ、４４ａ、４５ａ、４６ａ、４７ａ、４８ａ内での燃料の爆発によって、各Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂはＸ軸方向へ、各Ｙピストンロッド１８ａ、１８ｂはＹ軸方向へ往復動する。

シリンダ４１ａ、４２ａ、４５ａ、４６ａによって第１の駆動機構が構成され、シリンダ４３ａ、４４ａ、４７ａ、４８ａによって第２の駆動機構が構成される。従って、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂを介してＹ移動ガイド２２を駆動させると共に、Ｙピストンロッド１８ａ、１８ｂを介してＸ移動ガイド２０を駆動させることができる。

回転軸３６およびレバー部３８は第１実施例の構成と略同一に設けられ

ている。

また、各バルブ駆動機構、潤滑油を循環させる機構等も第１実施例の構成と略同一に設けられている。

フライホイール５１は、本体ケース１０外の回転軸３６に固定されている。

以上の構成から明らかなように、第２実施例は、カウンターウエイト５０を除いた構成の第１実施例のエンジンを２組設け、互いに角度位置を９０度シフトさせて積み重ねた構造となっている。

次に、図８～図１１に基づいて、動作について説明する。

先ず、４サイクルエンジンの場合は、回転軸３６が２回転する間に、吸入、圧縮、爆発、排気の４行程がなされる。このため、図８の矢印の回転方向に回転軸３６を回転させるには、第１シリンダ４１ａ（ＣＹＬ１）、第３シリンダ４３ａ（ＣＹＬ３）、第５シリンダ４５ａ（ＣＹＬ５）、第７シリンダ４７ａ（ＣＹＬ７）、第２シリンダ４２ａ（ＣＹＬ２）、第４シリンダ４４ａ（ＣＹＬ４）、第６シリンダ４６ａ（ＣＹＬ６）、第８シリンダ４８ａ（ＣＹＬ８）順に、９０度ずつ位相をずらして爆発させる。クランク回転角９０°ごとに爆発させることで、バランスの取れた好適な回転運動を得ることができる。

２サイクルエンジンの場合は、ＣＹＬ１、ＣＹＬ３、ＣＹＬ５、ＣＹＬ７の順、またはＣＹＬ２、ＣＹＬ４、ＣＹＬ６、ＣＹＬ８の順に、９０度ずつ位相をずらして爆発させる。すなわち、８個のシリンダのうち４個のシリンダのみを使用して爆発行程を行う。対になっている一方のシリンダのみで爆発させるから、低出力、例えば低トルク、アイドリング時等に好適である。なお、爆発行程の際に、爆発させないようにするには、燃焼室内に燃料を供給しなければよい。

また、２サイクルエンジンの場合、ＣＹＬ１およびＣＹＬ２、ＣＹＬ３およびＣＹＬ４、ＣＹＬ５およびＣＹＬ６、ＣＹＬ７およびＣＹＬ８の順に、９０度ずつ位相をずらして点火爆発させる。クランク回転角９０°ごとに爆発させることで、対になった二つのシリンダ内で同時爆発させ、よ

り高いトルクを得ることができる。

まず、速度とトルクについて分析する。

図９において、Ｖは回転速度、Ｖｘ はＸ方向シリンダのピストン速度、Ｖｙ はＹ方向シリンダのピストン速度、θはクランク回転角、Ｆは回転力、Ｆｘ はＸ方向シリンダのピストン駆動力、Ｆｙ はＹ方向シリンダのピストン駆動力、Ｔは回転トルク（Ｔ＝Ｆ×Ｒ）、Ｒはクランク回転半径を示す。

図９により、Ｘ方向の速度はＶｘ＝Ｖ sinθ、Ｙ方向の速度はＶｙ＝Ｖ cosθとなり、その両者の運動を合成した結果得られる回転速度は、数式Ｆ１で表すことができる。

$$V = \sqrt{Vx^2 + Vy^2} = \sqrt{(V \sin\theta)^2 + (V \cos\theta)^2}$$
$$= V\sqrt{\sin\theta^2 + \cos\theta^2} = 一定 \quad \cdots (F1)$$

これから明かなように、回転速度Ｖは一定となる。すなわち、等速度回転になる。

また、その回転力Ｆは、その分力がＦｘ＝Ｆ sinθ、Ｆｙ＝Ｆ cosθと表せるから、数式Ｆ２で表すことができる。

$$F = \sqrt{Fx^2 + Fy^2} = \sqrt{(F \sin\theta)^2 + (F \cos\theta)^2}$$
$$= F\sqrt{\sin\theta^2 + \cos\theta^2} = 一定 \quad \cdots (F2)$$

これから明かように、回転力Ｆは一定となる、すなわち、等力回転になる。また、回転トルクＴは、Ｆ×Ｒ＝一定であり、結局、等トルク回転となる。すなわち、回転軸回転角（Ｘ座標）と、ピストン速度およびピストン駆動力（Ｙ座標）との関係をグラフにすると図１０のようになる。回転軸３６回転速度（移動体２４の旋回速度）は、Ｙ移動ガイド２２の正弦波運動の位相に対し、Ｘ移動ガイド２０の正弦波運動の位相は９０度ずれたものとなる。従って、Ｙ移動ガイド２２と、Ｘ移動ガイド２０の運動は、最も安定した運動になる。

次に、ピストン速度の変化について分析する。

ピストン速度の変化とはピストンの加減速を意味し、ピストン速度の微分値である。X方向のピストン速度の変化をVax、Y方向のピストン速度の変化をVayとすると、それぞれ数式F3、F4で表される。

$$Vax = \frac{d(Vx)}{d\theta} = \frac{d(V\sin\theta)}{d\theta} = V\cos\theta \quad \cdots (F3)$$

$$Vay = \frac{d(Vy)}{d\theta} = \frac{d(V\cos\theta)}{d\theta} = V\sin\theta \quad \cdots (F4)$$

すなわち、回転軸回転角（X座標）と、ピストンの加速度（Y座標）との関係をグラフに表すと、図11のようになる。

第2実施例のる回転運動機構（エンジン）は、X軸とY軸に対して対称なメカニズムである。この対称性により、理想的な回転運動機構を実現している。すなわち、回転速度と回転トルクを一定にする回転を得ようとする場合、X方向ピストンとY方向ピストンの運動が90度位相のずれた正弦波運動であれば、そのX方向ピストンとY方向ピストンの合成した運動が等速度回転（等力回転、等トルク回転）を発生するのである。

また、等速、定トルクの回転を得ようとする場合、X方向ピストンの加減速、Y方向ピストンの加減速もサインカーブとなり、CYL1～8の爆発ポイントP1～P8（図11参照）はサインカーブの頂点と一致する。この結果、回転のバランスも最良に保たれ、メカニズムの振動等も抑制できる。

第2実施例では、フライホイール51を装着したが、本来的には、90度位相のずれた2つの正弦波を合成した運動であるため、フライホイール51等の規制手段を装着しなくとも、振動のない等速回転を得ることができる。

また、2本のXピストンロッド16a、16bおよび2本のYピストン

ロッド１８ａ、１８ｂで、移動体２４を４辺でバランス良く支持して旋回運動させている。従って、装置全体の振動や騒音の発生を抑制でき、さらには安定した高速運転も可能になっている。

また、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂおよびＹピストンロッド１８ａ、１８ｂのＸ軸方向およびＹ軸方向への直線移動推進力を移動体２４の旋回に変え、一つのレバー部３８を介して回転軸３６の回転に変換する。従って、効率ロスの発生は、本実施例のような８気筒のエンジンであっても移動体２４とレバー部３８の軸着箇所のみとなり、Ｘピストンロッド１６ａ、１６ｂおよびＹピストンロッド１８ａ、１８ｂの直線推進力を回転軸３６の回転トルクへ変換する効率を向上できる。

なお、回転軸３６を反対方向へ回転させる場合は、ＣＹＬ１～８の点火爆発の順序を逆にすればよい。

また、慣性力等の要因から、点火時期、吸入バルブ、排気バルブの開閉のタイミングは適宜調整すればよい。例えば、点火のタイミングをとるためのセンサを用いれば、マイクロコンピュータと連動してエンジンの動作条件に対応して点火時期を自動的に調整可能である。

第２実施例は、８気筒エンジンであるが、本発明はこれに限らず、第２実施例の回転運動機構を複数段積み重ねることも可能である。その場合、角度を変位させて重ねてもよく、例えば、第２実施例のエンジンを４５度ずらして２段に配設した場合、１６個のシリンダが配される。この場合、各シリンダを４５度ずつ位相をずらして順次爆発させれば、移動体をよりスムースに旋回させることが可能である。トルク変動を安定させることができ、バランス良く移動体を旋回させることができる。その結果、振動等を可及的に抑制可能となり、大きな出力を好適に得ることができる。

第２実施例は、８個のシリンダ装置を備えるエンジンであったが、４本のピストンロッド（１対の第１軸線ガイドおよび１対の第２軸線ガイド）に対応して４個のシリンダ装置を備え、高圧流体の給排によって作動する流体圧利用回転運動機構に適用できるのは勿論である。

さらに、１対の第１軸線ガイドに第２移動ガイドをスライド可能に設け

ると共に、１対の第２軸線ガイドに第１移動ガイドをスライド可能に設け、第１移動ガイドおよび第２移動ガイドにそれぞれ対応して２個のシリンダ装置を備える回転運動機構に適用することも可能である。

（第３実施例）

次に、第３実施例について図１２および図１３と共に詳述する。

図１２は本実施例の回転運動機構（エンジン）の内部構造の要部を示した平面断面図であり、図１３は図１２のＣ－Ｃ線断面図である。

第３実施例は、第１実施例とは移動体の構造のみが異なり、他の構成は同一である。従って、以下には移動体についてのみ説明し、他の構成については説明を省略する。

ベアリング型移動体８０は、第１実施例の矩形の移動体２４とは異なり、ボールベアリングと同様の構成を備える。ベアリング型移動体８０は、転動することにより摩擦抵抗を低減する。すなわち、ベアリング型移動体８０は、内側リング８１と外側リング８２との間に多数のころがり部材であるコロ８３が配されて構成されている。内側リング８１内にレバー部３８の一方部３８ｃが回転可能に挿通されている。一方、外側リング８２の外周面８２ａはＹ移動ガイド２２の枠２２ａの内面２２ｂに接触している。ベアリング型移動体８０は、Ｙ移動ガイド２２に設けられた枠２２ａ内で移動可能になっている。ベアリング型移動体８０によれば、コロ８３の作用によって摩擦抵抗を低減でき、レバー部３８を介して発生される回転運動を滑らかにすることができる。従って、直線推進力を回転トルクへより滑らかに変換でき、エネルギの変換効率等の性能を向上できる。

また、ベアリング型移動体８０としては、摩擦抵抗を低減するためのカムフォロアを用いることもできる。

第３実施例は、ベアリング型移動体８０を、第１実施例の回転運動機構に適用したものであるが、第２実施例にも好適に適用できるのは勿論である。

（第４実施例）

次に、バルブ駆動機構を有する第４実施例を図１４および図１５と共に

詳述する。

図１４は本実施例の回転運動機構（エンジン）の内部構造を示した平面断面図であり、図１５は図１４の中央縦断面図である。第２実施例と同一の構成部材には同一の符号を付して説明を省略する。

バルブ駆動機構６１は、出力かさ歯車６２、６３の回転動力を伝達し、前記各シリンダ装置４１、４２、４３、４４、４５、４６、４７、４８の導入バルブと排出バルブとを駆動させる。

出力かさ歯車６２、６３は、回転軸３６と平行に配された軸線６２ａ、６３ａを中心にして回転可能に設けられている。出力かさ歯車６２、６３は、一方部６２ｂ、６３ｂで移動体２４へ軸着されている。これにより、出力かさ歯車６２、６３は、補助回転軸および補助レバー部を一体とした部材とて作用し、移動体２４が旋回運動することで自転する。なお、前記軸線６２ａ、６３ａと一方部６２ｂ、６３ｂとの間隔は、移動体２４の旋回半径と同一に設けられている。

出力かさ歯車６２、６３は、各シリンダ４１ａ、４２ａ、４３ａ、４４ａ、４５ａ、４６ａ、４７ａ、４８ａに対応してそれぞれ設けられている。図１４において、実線で記載した出力かさ歯車６２が下のカバー１２ｂに軸着されている。二点鎖線で記載した出力かさ歯車６３が上のカバー１２ａに軸着されている。出力かさ歯車６２、６３は、各軸線６２ａ、６３ａを中心にして回転可能に設けられている。各出力かさ歯車６２、６３の一方部６２ｂ、６３ｂが、移動体２４から延設されたアーム部２４ａの先端部へ軸着されている。すなわち、上下の出力かさ歯車６２、６３で一組になって、一つのアーム部２４ａの先端部に軸着されている。軸線６２ａと一方部６２ｂとの間隔および軸線６３ａと一方部６３ｂとの間隔は、移動体２４の旋回半径と同一に設けられている。なお、アーム部２４ａは移動体２４と一体的に設けられているから、移動体２４と全く同一の旋回運動をする。これにより、上下の出力かさ歯車６２、６３は、移動体２４が旋回運動すれば、回転軸３６と同期して自転する。

駆動伝達用かさ歯車６４は、本体ケース１０に回転可能に軸着されてい

る。駆動伝達用かさ歯車６４は、出力かさ歯車６２、６３に歯合しており、出力かさ歯車６２、６３の駆動によって回転駆動する。駆動伝達用かさ歯車６４には、かさ歯車部の反対側に同軸且つ一体にスプロケット６６が固定されている。

また、各シリンダ装置４１、４２、４３、４４、４５、４６、４７、４８のヘッド部では、カムシャフトの端部に従動側のスプロケット（図示せず）が固定されている。この従動側のスプロケットと、前記スプロケット６６にチェーン６８が掛け回されている。これによって出力かさ歯車６２、６３の動力を、給気バルブおよび排気バルブを駆動させるように伝達できる。

なお、カムシャフトには給気用および排気用のカムが設けられ、バルブスプリング等を介して給気バルブおよび排気バルブが駆動されるが、この構造は従来のレシプロ型エンジンと同一の構成であり、説明を省略する。

以上の構成によって、給気バルブおよび排気バルブの駆動力を、自らの出力から好適に取り出すことができるのである。また、機械的に同期をとることができるため、正確な制御が可能で、信頼性の高いバルブシステムを構成できる。なお、第４実施例では、動力伝達手段としてスプロケット６６およびチェーン６８を用いたが、これに限らず、タイミングプーリおよびタイミングベルト等を利用できるのは勿論である。

オイルポンプ９１は、４つの出力かさ歯車６２のうちの一つの動力が伝達されることで駆動され、オイルを循環させる。動力伝達手段としては、上記バルブシステムと同様にチェーンまたはタイミングベルト等を用いればよい。

なお、図１５において９２は潤滑油の通路であり、９０は点火タイミングをとるためのセンサである。

（第５実施例）

次に、図１６～１９に基づいて、第１実施例の回転運動機構（エンジン）を複数重ね合わせて構成したエンジンについて説明する。第５実施例では、複数の回転軸が同軸に重ね合わせて構成されている。

図１６は第５実施例の外観を示す斜視図であり、図１７は第５実施例の内部構造を示す説明図である。

第５実施例において、第１実施例の回転運動機構の構成を有するエンジンを、一つのエンジンユニットとする。そのエンジンユニットを複数、角度変位させずに同方向に重ね合わせ、回転軸が同軸となるように複数（例えば２個）の回転軸をカプラ等で連結した構造のエンジンである。

すなわち、４個のピストンをＸピストンロッド１６ａ、１６ｂとＹ移動ガイド２２とから成るＨ型部材に連結して同一平面に配した第１実施例の構成を備えるエンジンを一つのエンジンユニットとする。２組のエンジンユニット（４気筒エンジンユニット）の回転軸３６同士を連結して同角度で２段に重ね合わせた構成になっている。下段のエンジンユニット２０１のクランクを構成するレバー部３８に対して、上段のエンジンユニット２０２のクランクを構成するレバー部３８を、回転軸３６に１８０度角度変位させて固定している。上下のエンジンユニット２０１、２０２の点火タイミングは位相を１８０度ずらして設定してある。

具体的な爆発のタイミングについて図１７に基づいて説明する。

下段のエンジンユニット２０１の４個のシリンダをＣＹＬ１ａ、ＣＹＬ２ａ、ＣＹＬ５ａ、ＣＹＬ６ａとし、上段のエンジンユニット２０２の４個のシリンダを、ＣＹＬ１ｂ、ＣＹＬ２ｂ、ＣＹＬ５ｂ、ＣＹＬ６ｂとする。下段のエンジンユニット２０１の４個のシリンダを、ＣＹＬ１ａ、ＣＹＬ５ａ、ＣＹＬ２ａ、ＣＹＬ６ａの順に点火爆発させ、上段のエンジンユニット２０２の４個のシリンダを、ＣＹＬ５ｂ、ＣＹＬ１ｂ、ＣＹＬ６ｂ、ＣＹＬ２ｂの順に点火爆発させる。

このように上下のエンジンユニット２０１、２０２の点火タイミングの位相を１８０度ずらすことによって、対角位置にある２つのシリンダ毎に爆発がなされ、偶力が好適に発生することになる。すなわち、回転軸にかかる衝撃力が対向する形となり、互いに振動を消滅させ安定した回転駆動力を発生させることができ、効率よく高出力を得ることができる。

第５実施例では、第２実施例と８気筒エンジンであるが、導入バルブお

よび排出バルブを構成要素とするバルブ駆動機構を２箇所にまとめることができるため、構成を簡略化できる利点がある。

第５実施例では、上下のエンジンユニット２０１、２０２のレバー部同士３８を、回転軸３６に１８０度角度変位させて設けた場合を説明した。しかし、これに限られず、レバー部３８同士の角度変位と、点火タイミングの位相のずれとを共に９０度にしてもよい。このように９０度に設定した場合は、第２実施例と同様、９０度位相のずれた駆動力を好適に合成することができ、バランスの取れた好適な回転運動を得ることができる。なお、この場合、クランクを構成するレバー部が２つ存在することになる点で、レバー部が１つでよい第２実施例とは相違する。

エンジンユニットを同角度で３段に重ね合わせた場合は、各レバー部を回転軸に１２０度ずつずらして設ける。点火タイミングも各エンジンユニットで１２０度ずつずらして設定すれば、３段のエンジンユニットの駆動力を好適に合成でき、好適な回転運動を得ることができる。

さらにエンジンユニットを４段以上重ねる際にも、同様にレバー部３８同士の角度変位と、点火タイミングの位相のずれとを、適宜設定することで、好適な回転運動を得ることができる。

（第６実施例）

第６実施例を図１８と共に説明する。

図１８は第６実施例の断面図である。第６実施例は、２つの回転運動機構を１つの本体ケース２１０内に内蔵した実施例である。２つのエンジンユニットを回転軸で連結して２段に重ねた構成である第５実施例と相違する。なお、第５実施例と同一の構成については、同一の符号を付して説明を省略する。

１つの本体ケース２１０内に内蔵することで、２つの回転運動機構のレバー部３８同士を図のように直接連結している。また、両回転運動機構の作動空間の共用化を図ることができ、全体装置の薄型化が可能になる。また、構成部品の共用化を図ることができ、全体装置の簡略化が可能になる。

（第７実施例）

第７実施例を図１９に基づいて説明する。、第７実施例では、エンジンユニットが４段重ね合わせられている。図１９は第７実施例の内部構造を模式的に説明する説明図である。

第７実施例は、第５実施例のタンデム型のエンジンを上下に、回転軸を９０度角度変位させて重ね合わせている。点火タイミングの位相も９０度ずらして設定したものである。なお、各構成部材は第５実施例と同一であるため、図１９に第５実施例の構成と同一の符号を付して説明を省略する。

第７実施例のエンジンによれば、第５実施例同様、好適な偶力を得ることができ、振動を抑制した好適な回転運動を得ることができる。

そして、その上下の各エンジンユニットを、回転軸３６の角度変位と、点火タイミングの位相のずれとを共に９０度にして重ね合わせていう。従って、第２実施例同様、９０度位相のずれた駆動力を好適に合成することができ、バランスの取れた好適な回転運動を得ることができる。

すなわち、第７実施例によれば、第２実施例と第５実施例の両方の長所を備えるエンジンとすることができる。

なお、４段のエンジンユニットの重ね合わせ方法は、図示の例に限らず、９０度ずつずらして積み重ねてもよい。また、上下の各エンジンユニットを逆さまに重ね合わせれば、対称性に優れた構成にすることができる。

本発明のエンジンおいて、エンジンユニットを第５～７実施例のように同角度で積み重ねることに限らず、適宜の角度に複数段を積み重ねることによっても、高排気量エンジンを好適にブロックビルドできる。例えば、３つのエンジンユニットを、１２０度角度変位させて積み重ね、位相１２０度ずつずらして構成することも可能である。

２つのエンジンユニットを、９０度ずらして重ね合わせた場合は、クランクを構成するレバー部が２つ存在することになるが、第２実施例と同様、回転軸から好適な回転駆動力を得ることができる。

以上の実施例のようにエンジンユニットを多段に積み重ねることで、前述したようにエンジン振動を低下できるなど、エンジン性能の高い高出力エンジンを得ることができると共に、ブロックビルド本来の効果である部

品の共通化及び生産管理工数の低減等が実現でき、製造コストを大幅に低減させることができる。

なお、以上の各実施例では4サイクルエンジンを中心に説明したが、各実施例を2サイクルエンジンとしても好適に利用できるのは勿論である。

また、本発明にかかる回転運動機構の回転軸を入力軸とし、他の駆動装置による駆動力によって移動体を旋回させて、前記各シリンダ装置からバルブ経由で流体を吐出させる回転運動機構も実現できる。この場合、ポンプ装置或いはコンプレッサ装置等としても利用することができる。回転運動を直線運動へ好適に変換できるため、より安定した吐出流を発生できる。

また、直線運動するシリンダ装置を備える回転運動機構であれば、高圧流体を利用した油圧、空圧モータ等、或いはシリンダ装置によって流体を吸引する真空発生装置等にも好適に適用できる。

以上、本発明の好適な実施例について種々述べてきたが、本発明は上述の実施例に限定されるのではなく、発明の精神を逸脱しない範囲でさらに多くの改変を施し得るのはもちろんである。

請求の範囲

1．第1軸方向へ平行に配設された1対の軸線ガイドと、

該1対の軸線ガイド間に第1軸方向に対して直角な第2軸方向へ延び、第1軸方向へ移動可能に設けられた移動ガイドと、

該移動ガイドに沿って第2軸方向へ移動可能に設けられた移動体と、

第1軸方向および第2軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記移動ガイドを第1軸方向へ移動させる駆動機構と、

前記回転軸の回転速度の変動を小さくする規制手段とを具備することを特徴とする回転運動機構。

2．前記駆動機構は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブが設けられたシリンダ装置を備えることを特徴とする請求の範囲第1項記載の回転運動機構。

3．前記規制手段は、カウンターウェイトおよび／またはフライホイールであることを特徴とする請求の範囲第1項または第2項記載の回転運動機構。

4．前記移動体は前記移動ガイドに第2軸方向へ設けられた枠内で第2軸方向へ移動可能であることを特徴とする請求の範囲第1項記載の回転運動機構。

5．第1軸方向へ平行に配設された1対の第1軸線ガイドと、

前記第1軸方向に対して直角な第2軸方向へ平行に配設された1対の第2軸線ガイドと、

該1対の第2軸線ガイド間に第1軸方向へ延び、第2軸方向へ移動可能に設けられた第1移動ガイドと、

前記1対の第1軸線ガイド間に第2軸方向へ延び、第1軸方向へ移動可能に設けられた第2移動ガイドと、

前記第1移動ガイドに第1軸方向へ設けられた第1枠内で第1軸方向へスライド可能に配される共に、前記第2移動ガイドに第2軸方向へ設けられた第2枠内で第2軸方向へスライド可能に配され、前記第1軸線ガイドと第2軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において移動可能な移動体と、

第1軸方向および第2軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第2移動ガイドを第1軸方向へ移動させる第1の駆動機構と、

前記第1移動ガイドを第2軸方向へ移動させる第2の駆動機構とを具備することを特徴とする回転運動機構。

6．前記第1の駆動機構および第2の駆動機構は、流体を導入する導入部を開閉する導入バルブ、および流体を排出する排出部を開閉する排出バルブが設けられたシリンダ装置を備えることを特徴とする請求の範囲第5項記載の回転運動機構。

7．棒状に形成され、第1軸方向へ平行に配設されると共に、該第1軸方向へ移動可能な1対の軸線ガイドと、

前記第1軸方向に対して直角な第2軸方向へ配設されると共に、前記軸線ガイド間に固定され、、前記軸線ガイドと一体に第1軸方向へ移動可能な移動ガイドと、

該移動ガイドに沿って第2軸方向へ移動可能に設けられた移動体と、

第1軸方向および第2軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な

回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記移動ガイドを第1軸方向へ移動させる駆動機構と、

前記回転軸の回転速度の変動を小さくする規制手段とを具備し、

前記駆動機構は、流体圧で駆動されるシリンダ装置を備え、該シリンダ装置が前記軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記軸線ガイドと前記移動ガイドを第1軸方向へ移動させることを特徴とするエンジン。

8．前記規制手段は、カウンターウェイトおよび／またはフライホイールであることを特徴とする請求の範囲第7項記載のエンジン

9．前記移動体は前記移動ガイドに第2軸方向へ設けられた枠内で第2軸方向へ移動可能であることを特徴とする請求の範囲第7項記載のエンジン。

10．前記1対の軸線ガイドの第1軸方向一端部側のシリンダを第1シリンダおよび第2シリンダ、前記1対の軸線ガイドの第1軸方向他端部側のシリンダを第5シリンダおよび第6シリンダとし、第1シリンダ、第5シリンダ、第2シリンダ、第6シリンダの順に点火することを特徴とする請求の範囲第7項記載のエンジン。

11．棒状に形成され、第1軸方向へ平行に配設されると共に、第1軸方向へ移動可能な1対の第1軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第1軸方向に対して直角な第2軸方向へ平行に配設されると共に、第2軸方向へ移動可能な1対の第2軸線ガイドと、

第1軸方向へ配設されると共に、第2軸線ガイド間に固定され、前記第2軸線ガイドと一体に第2軸方向へ移動可能な第1移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１移動ガイドに第１軸方向へ設けられた第１枠内で第１軸方向へスライド可能に配される共に、前記第２移動ガイドに第２軸方向へ設けられた第２枠内で第２軸方向へスライド可能に配され、前記第１軸線ガイドと第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させることを特徴とするエンジン。

１２．外力によって、移動体を旋回させて、前記回転軸を回転させ、前記各シリンダ装置から吐出流体を発生することを特徴とする請求の範囲第２項または第６項記載の回転運動機構。

１３．請求の範囲第１項記載の回転運動機構を、一つの回転運動機構ユニットとし、該回転運動機構ユニットを複数、回転軸を同軸に重ね合わせて構成したことを特徴とする回転運動機構。

１４．前記複数の回転運動機構ユニットは同方向に積み重ねられ、各回転運動機構ユニットの前記レバー部は、前記回転軸へ該回転運動機構ユニットの積み重ね段数に対応して角度変位されて設けられていることを特徴する請求の範囲第１３項記載の回転運動機構。

１５．前記二つの回転運動機構ユニットを同方向に重ね合わせ、一方の回転運動機構ユニットの前記レバー部に対して他方の回転運動機構ユニットの前記レバー部を前記回転軸へ１８０度角度変位させて設けたことを特徴とする請求の範囲第１４項記載の回転運動機構。

１６．請求の範囲第７項記載のエンジンを、一つのエンジンユニットとし、該エンジンユニットを複数、回転軸を同軸に重ね合わせて構成したことを特徴とするエンジン。

１７．前記複数のエンジンユニットは同方向に積み重ねられ、各エンジンユニットの前記レバー部は、前記回転軸へ該エンジンユニットの積み重ね段数に対応して角度変位されて設けられていることを特徴する請求の範囲第１６項記載のエンジン。

１８．前記二つのエンジンユニットを同方向に重ね合わせ、一方のエンジンユニットの前記レバー部に対して他方のエンジンユニットの前記レバー部を前記回転軸へ１８０度角度変位させて設けると共に、前記一方のエンジンユニットに対する他方のエンジンユニットの点火タイミングは位相を１８０度ずらしてあることを特徴とする請求の範囲第１７項記載のエンジン。

１９．棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、第１軸方向へ移動可能な１対の第１軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に

配設されると共に、第２軸方向へ移動可能な１対の第２軸線ガイドと、

第１軸方向へ配設されると共に、第２軸線ガイド間に固定され、前記第２軸線ガイドと一体に第２軸方向へ移動可能な第１移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１軸線ガイドと前記第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において、前記第１移動ガイドと前記第２移動ガイドに沿って前記第１軸方向および前記第２軸方向へ移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させ、

前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向一端部側のシリンダを第１シリンダおよび第２シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向一端部側のシリンダを第３シリンダおよび第４シリンダ、前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向他端部側のシリンダを第５シリンダおよび第６シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向他端部側のシリンダを第７シリンダおよび第８シリンダとし、第１シリンダ、第３シリンダ、第５シリンダ、第７シリンダ、第２シリンダ、第４シリンダ、第６シリンダ、第８シリンダの順に点火することを特徴とするエンジン。

２０．棒状に形成され、第１軸方向へ平行に配設されると共に、第１軸方向へ移動可能な１対の第１軸線ガイドと、

棒状に形成され、前記第１軸方向に対して直角な第２軸方向へ平行に配設されると共に、第２軸方向へ移動可能な１対の第２軸線ガイドと、

第１軸方向へ配設されると共に、第２軸線ガイド間に固定され、前記第２軸線ガイドと一体に第２軸方向へ移動可能な第１移動ガイドと、

第２軸方向へ配設されると共に、第１軸線ガイド間に固定され、前記第１軸線ガイドと一体に第１軸方向へ移動可能な第２移動ガイドと、

前記第１軸線ガイドと前記第２軸線ガイドに囲繞されて成る矩形平面内において、前記第１移動ガイドと前記第２移動ガイドに沿って前記第１軸方向および前記第２軸方向へ移動可能な移動体と、

第１軸方向および第２軸方向に直交する軸線を中心として回転可能な回転軸と、

一方部が前記移動体へ軸着され、他方部は前記回転軸へ固定され、移動体が旋回運動することで回転軸を回転させるレバー部と、

前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させる第１の駆動機構と、

前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させる第２の駆動機構とを具備し、

前記第１の駆動機構および第２の駆動機構は、流体圧により駆動されるシリンダ装置を備え、

該シリンダ装置が前記第１軸線ガイドおよび第２軸線ガイドの各端部と接続され、シリンダ装置が前記第１軸線ガイドと前記第２移動ガイドを第１軸方向へ移動させ、前記第２軸線ガイドと前記第１移動ガイドを第２軸方向へ移動させ、

前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向一端部側のシリンダを第１シリンダおよび第２シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向一端部側のシリンダを第３シリンダおよび第４シリンダ、前記１対の第１軸線ガイドの第１軸方向他端部側のシリンダを第５シリンダおよび第６シリンダ、前記１対の第２軸線ガイドの第２軸方向他端部側のシリンダ

を第7シリンダおよび第8シリンダとし、第1シリンダおよび第2シリンダ、第3シリンダおよび第4シリンダ、第5シリンダおよび第6シリンダ、第7シリンダおよび第8シリンダの順に点火することを特徴とするエンジン。

図 1

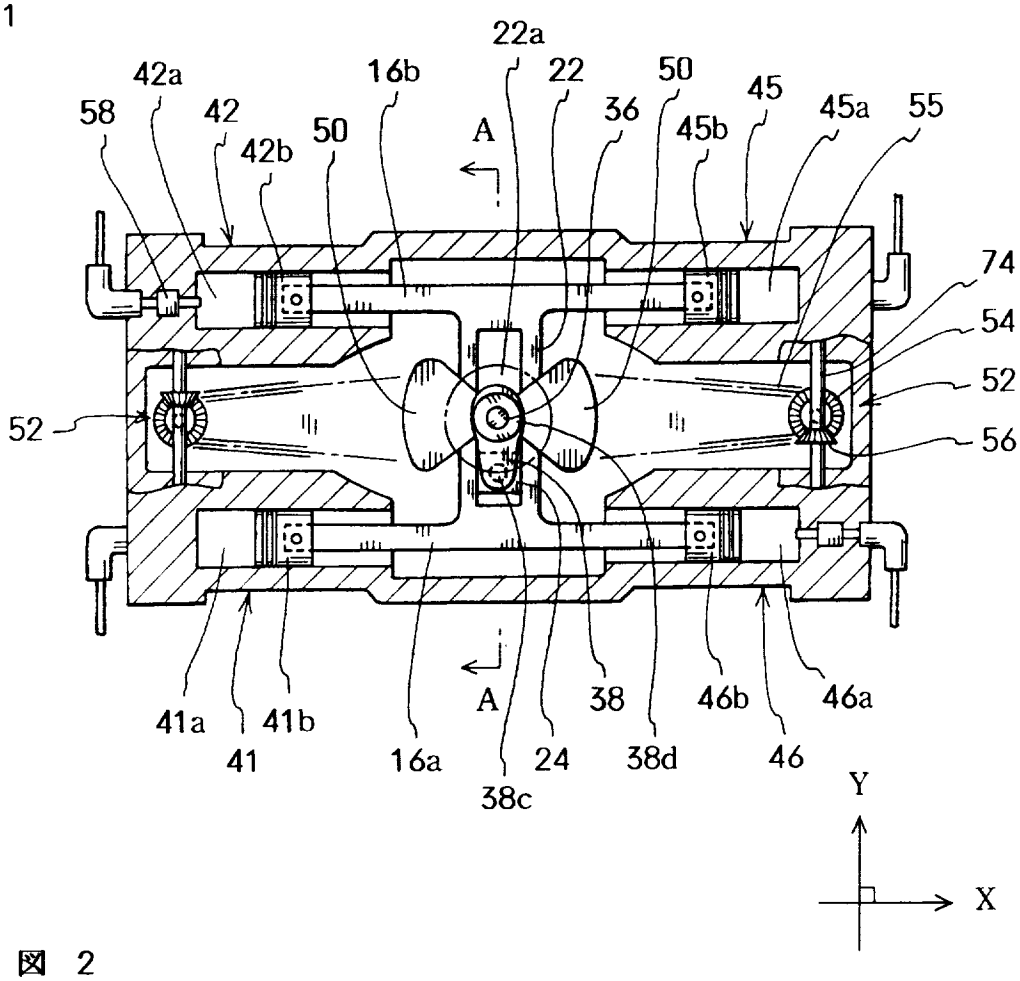

22a
42a
16b
22
50
45
58
42
36
45b
45a
55
A
42b
50
74
54
52
52
56
41a
41b
41
16a
38c
24
38
38d
46b
46
46a
A
Y
X

図 2

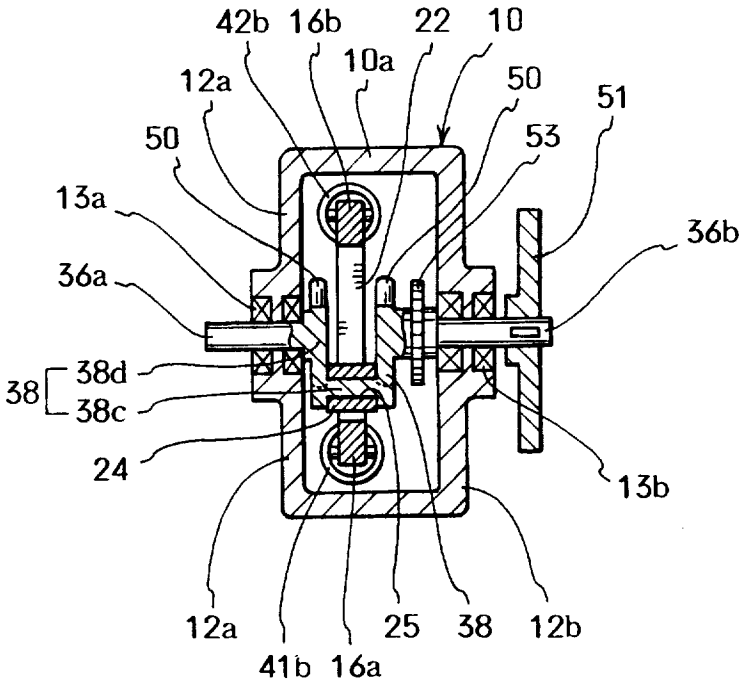

42b
16b
22
10
10a
12a
50
51
50
53
13a
36b
36a
38
38d
38c
24
13b
12a
41b
16a
25
38
12b

図 3

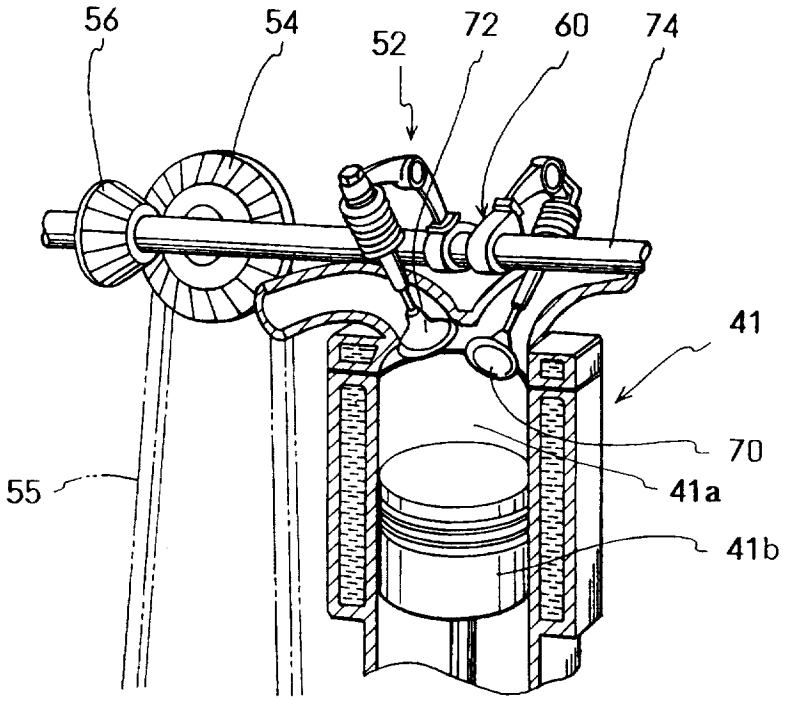

56
54
52
72
60
74
41
70
41a
41b
55

図 4

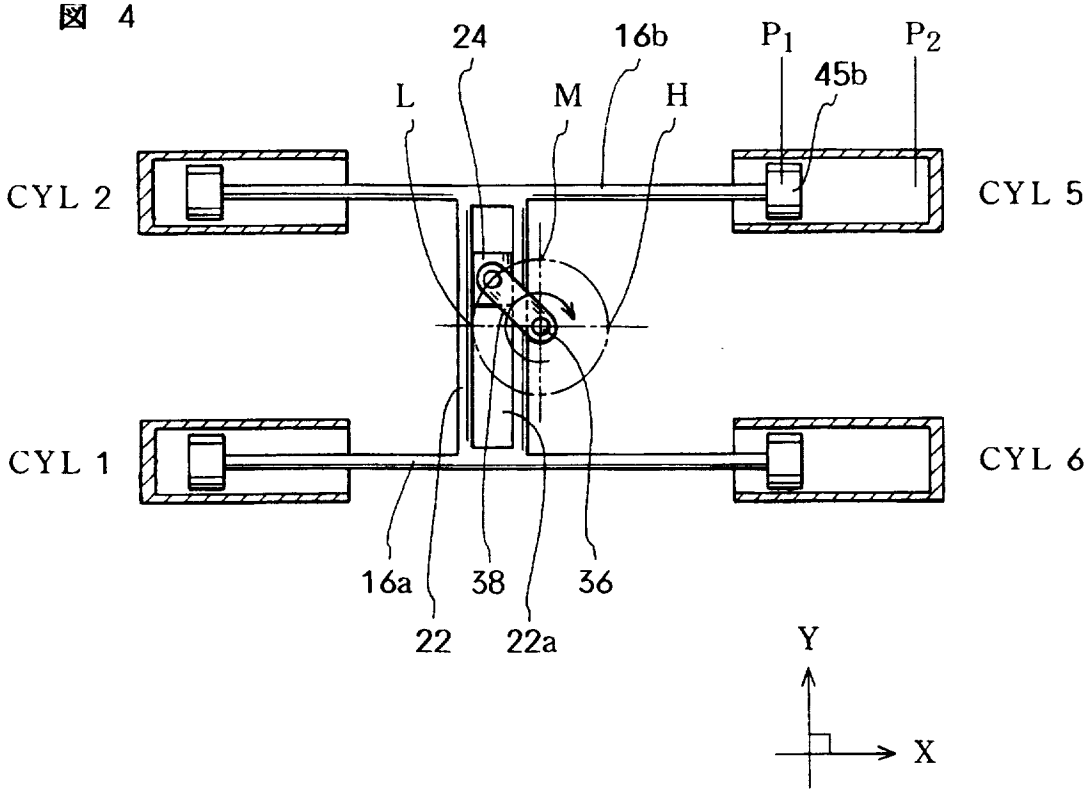

24
16b
P1
P2
45b
L
M
H
CYL 2
CYL 5
CYL 1
CYL 6
16a
38
36
22
22a
Y
X

図 5

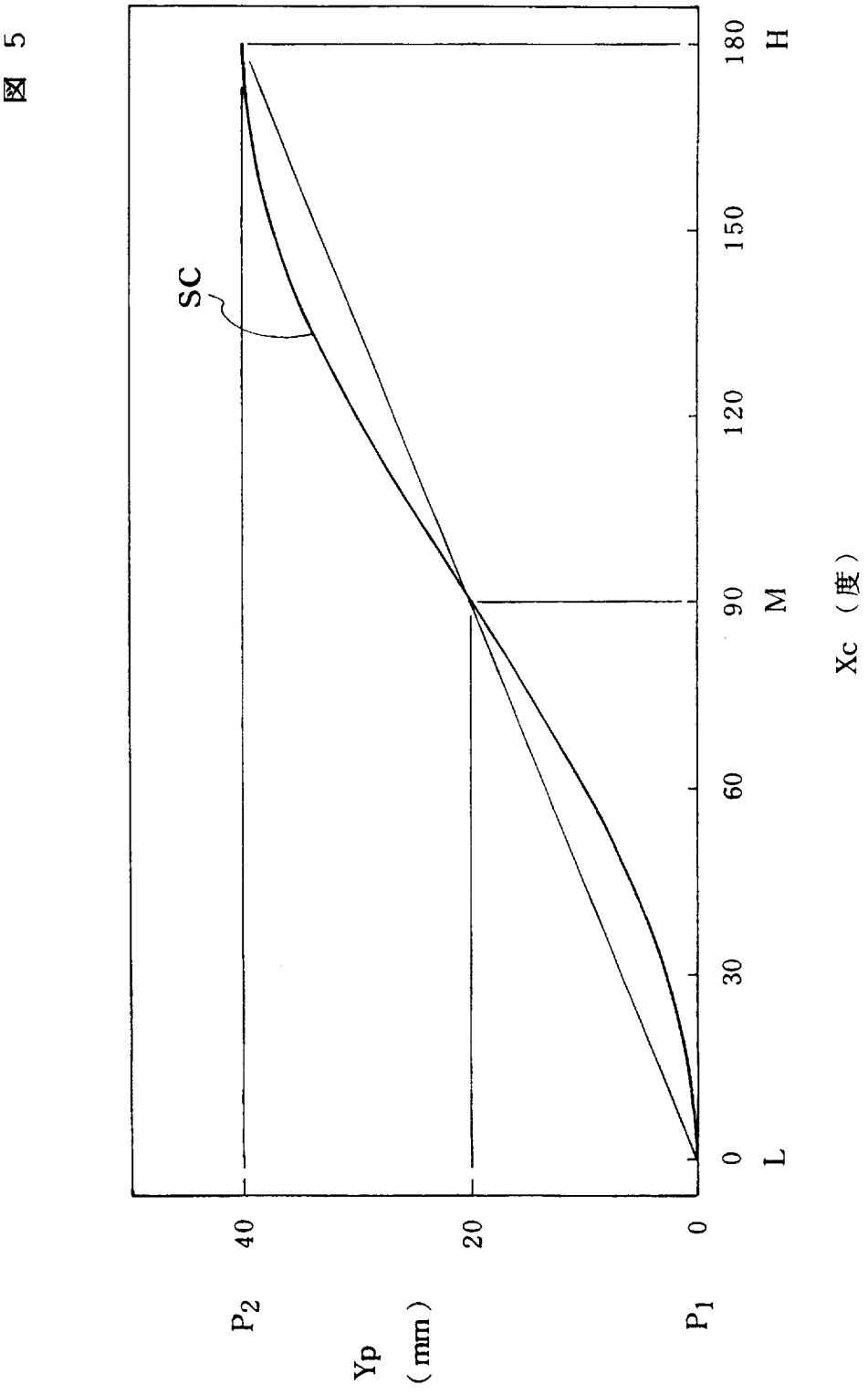


図 6

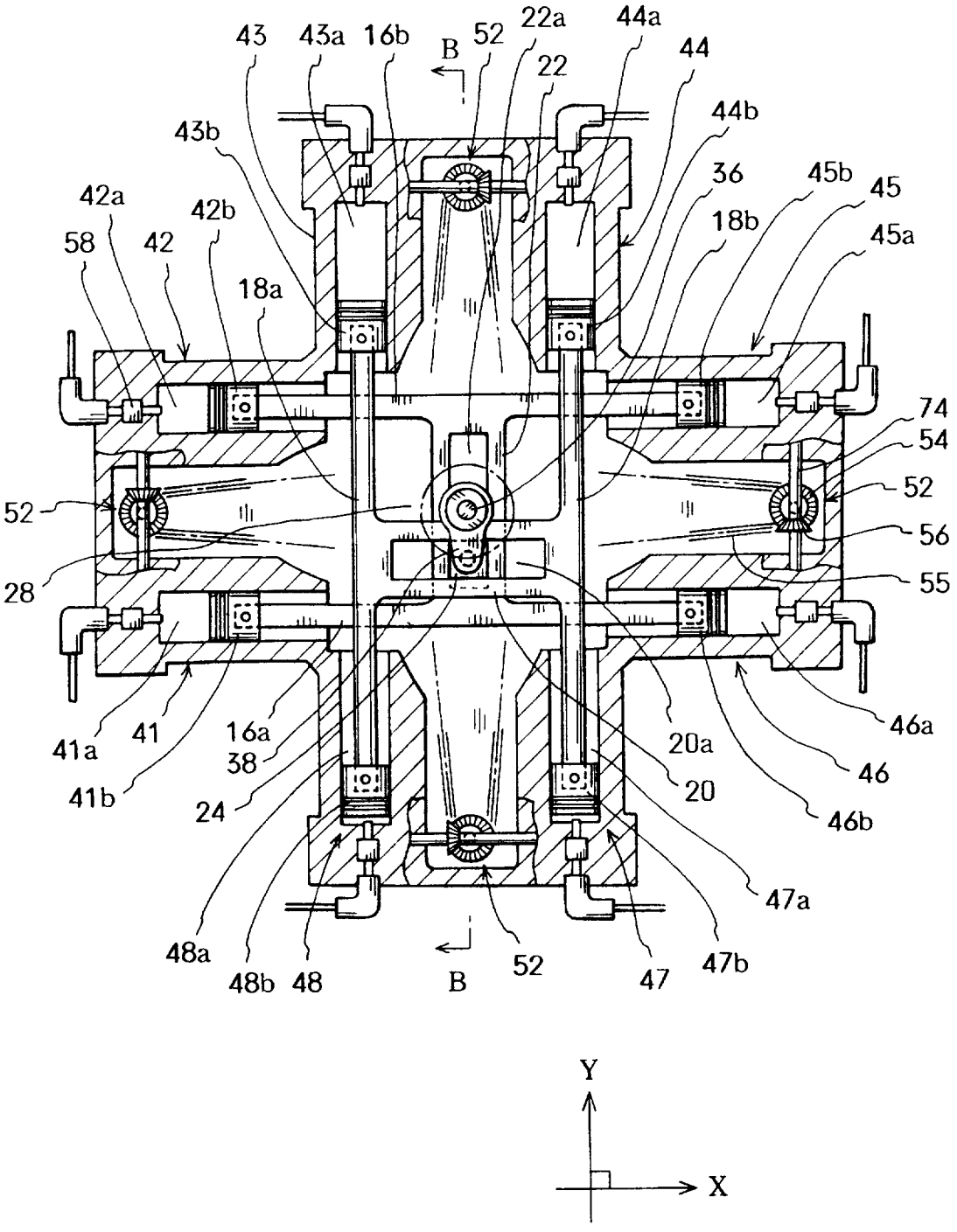
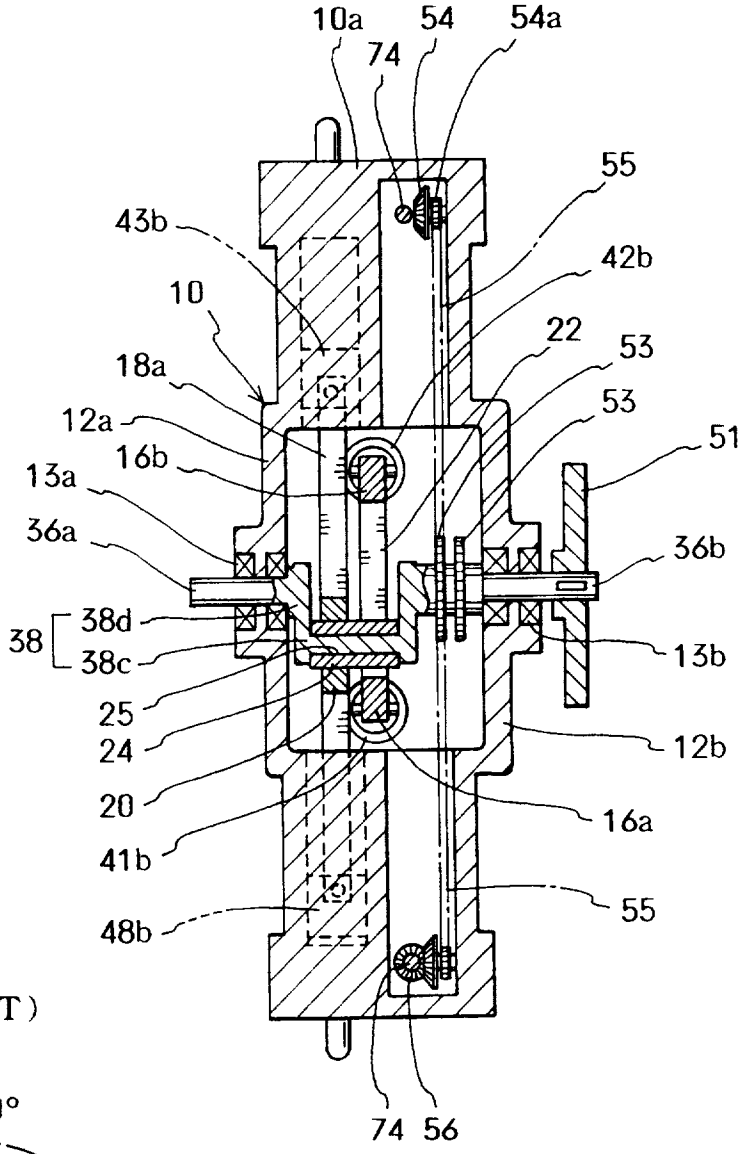

43
43a
16b
B
52
22a
22
44a
44
44b
43b
36
45b
45
42a
42b
18b
58
42
18a
45a
74
54
52
52
56
28
55
41a
41
16a
38
20a
46a
41b
24
20
46
46b
47a
48a
48b
48
B
52
47
47b
Y
X

図 7


10a
54
54a
74
55
43b
42b
10
22
53
18a
53
12a
51
16b
13a
36a
36b
38d
38
38c
13b
25
24
12b
20
16a
41b
55
48b
74
56

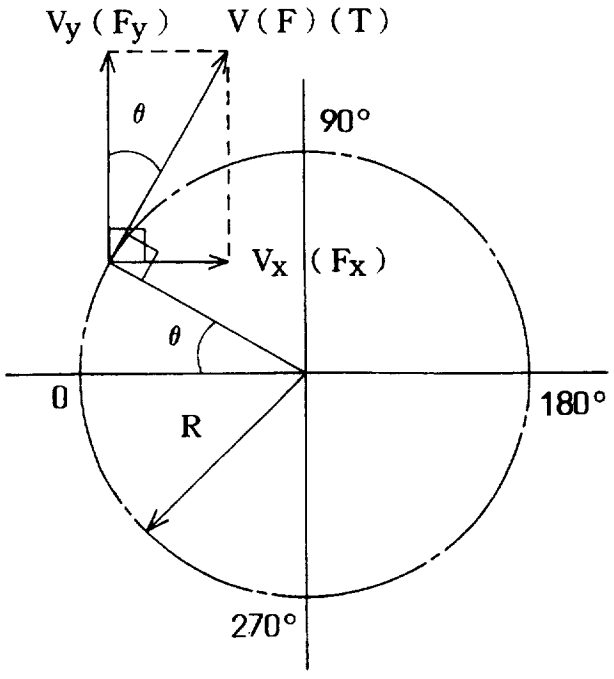

Vy (Fy)
V (F) (T)
θ
90°
Vx (Fx)
θ
0
180°
R
270°

図 9

図 8

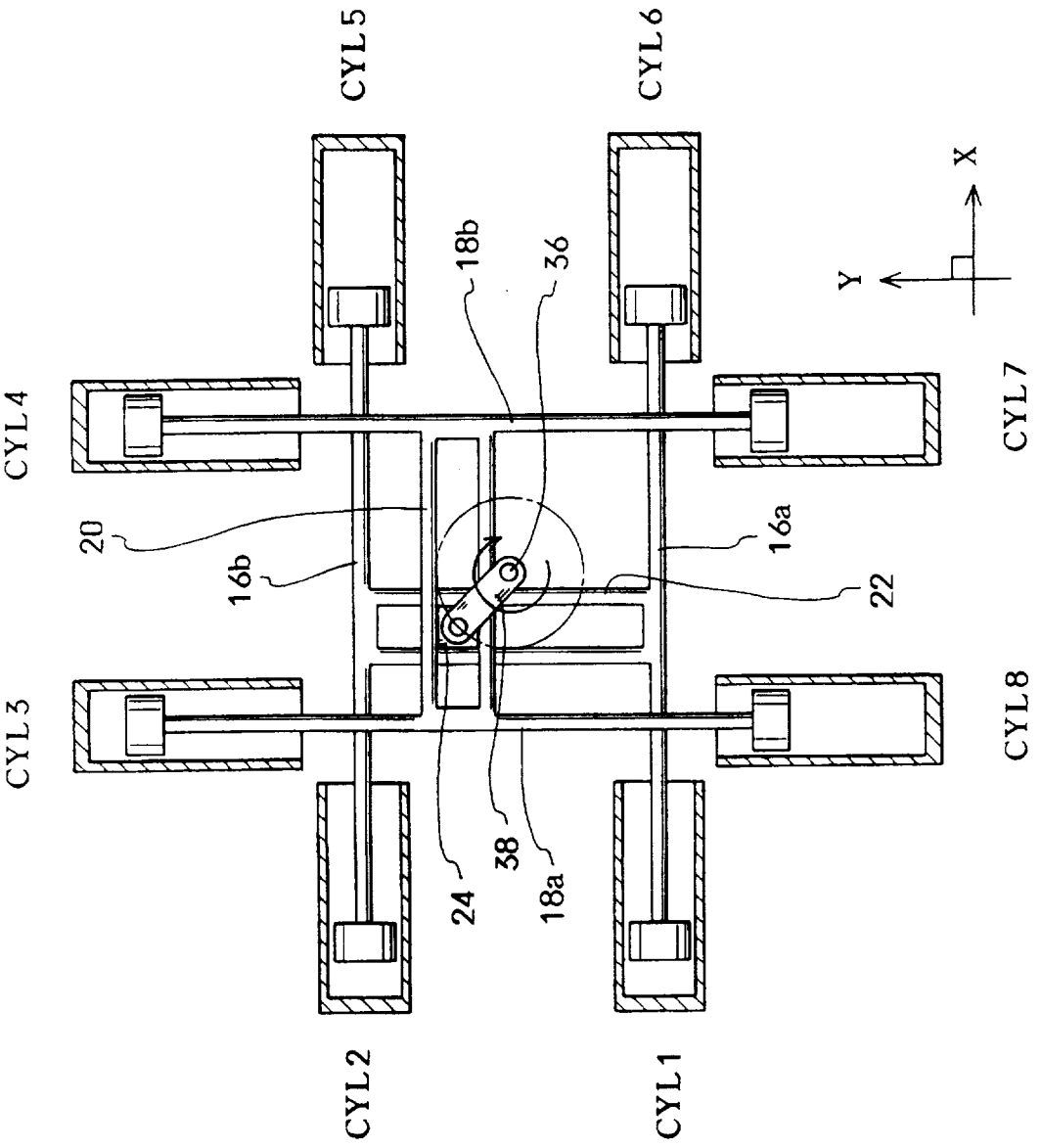

CYL5
CYL6
CYL4
CYL7
CYL3
CYL8
CYL2
CYL1
18b
36
Y
X
20
16b
16a
22
24
38
18a

図 10

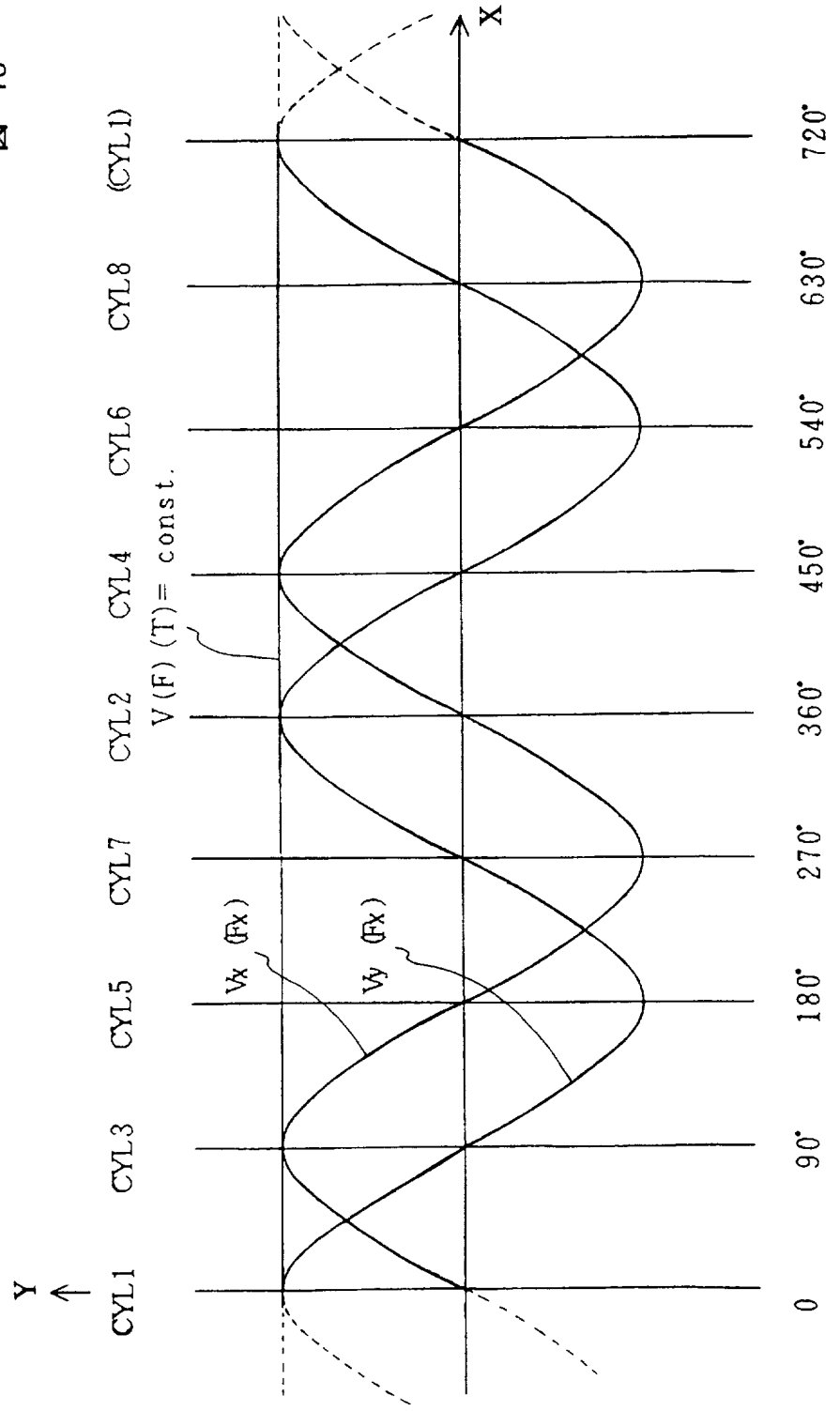

X
Y
CYL1
CYL3
CYL5
CYL7
CYL2
CYL4
CYL6
CYL8
(CYL1)
V(F)(T)= const.
Vx (Fx)
Vy (Fx)
0
90°
180°
270°
360°
450°
540°
630°
720°

図 11

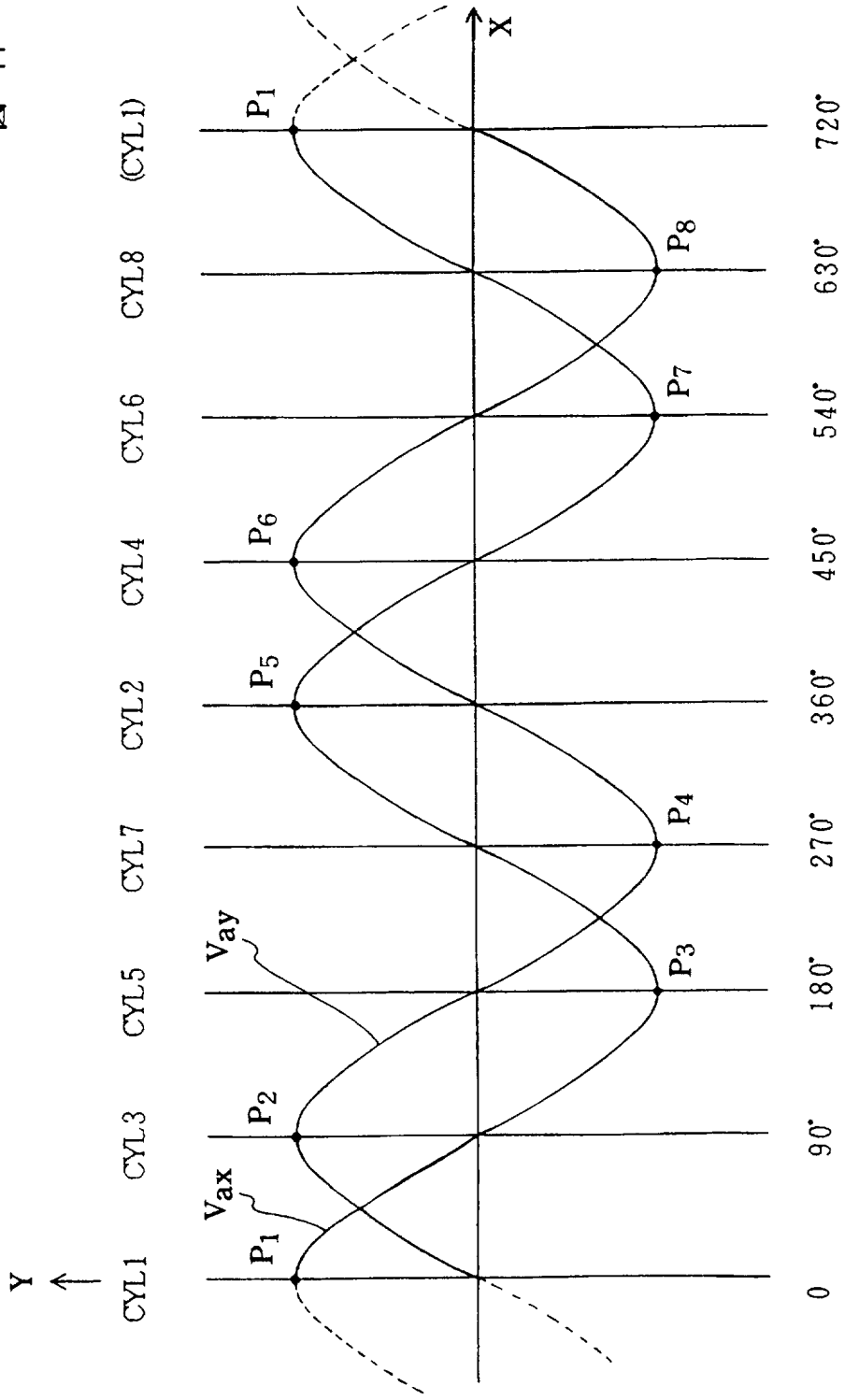

Y
X
CYL1
CYL3
CYL5
CYL7
CYL2
CYL4
CYL6
CYL8
(CYL1)
V_{ax}
V_{ay}
P_1
P_2
P_3
P_4
P_5
P_6
P_7
P_8
P_1
0
90°
180°
270°
360°
450°
540°
630°
720°

図 12

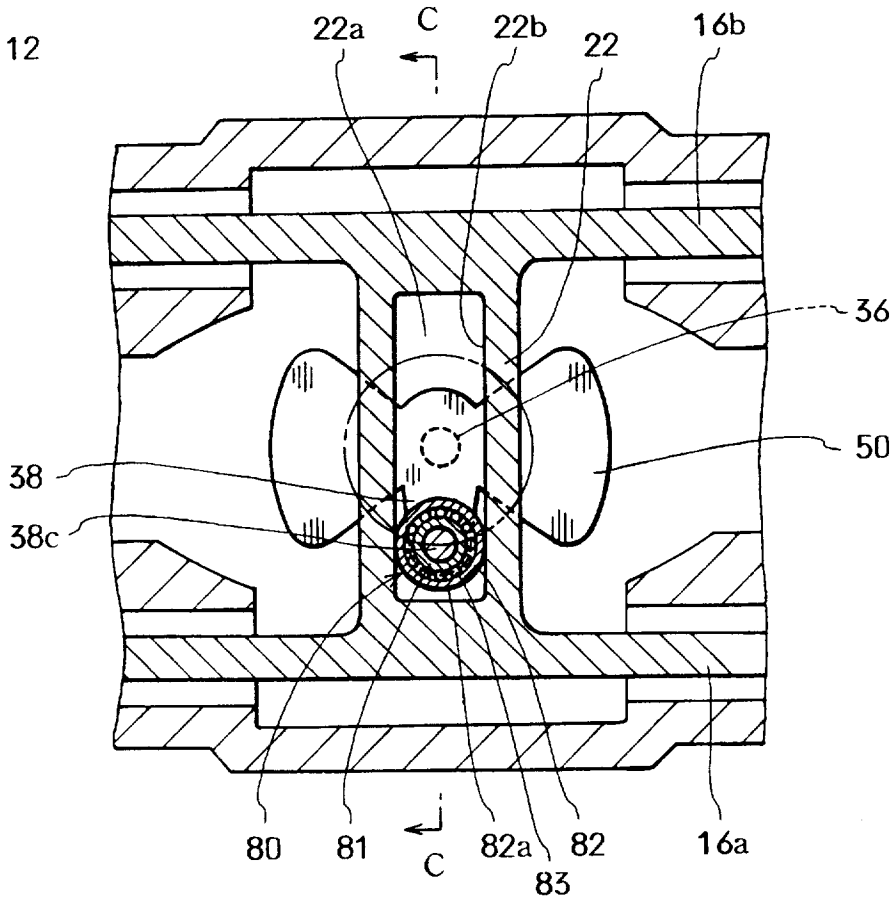

22a
C
22b
22
16b
36
50
38
38c
80
81
C
82a
82
83
16a

図 13

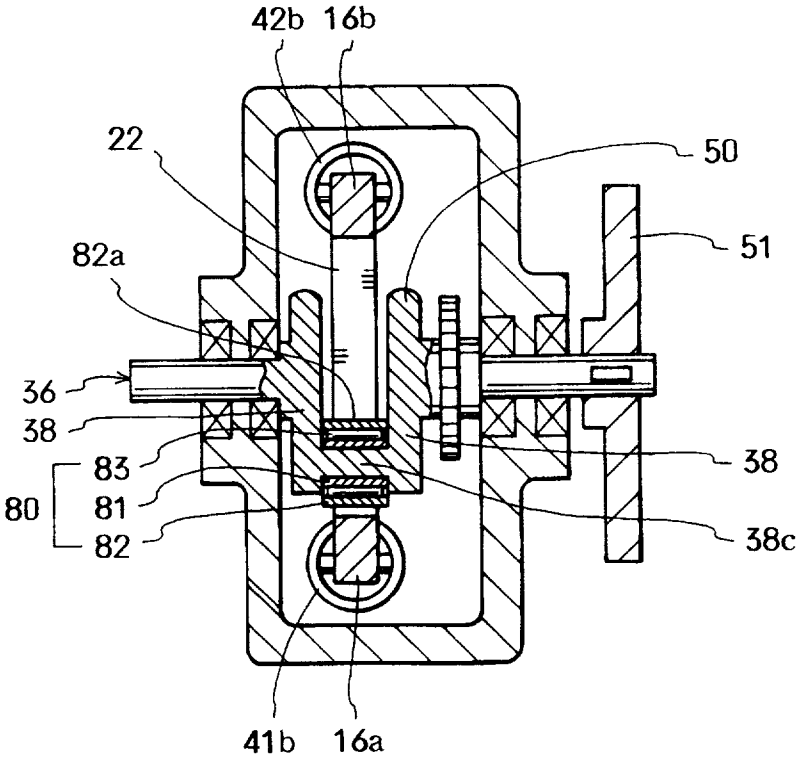

42b
16b
22
50
51
82a
36
38
83
80
81
82
38
38c
41b
16a

図 14

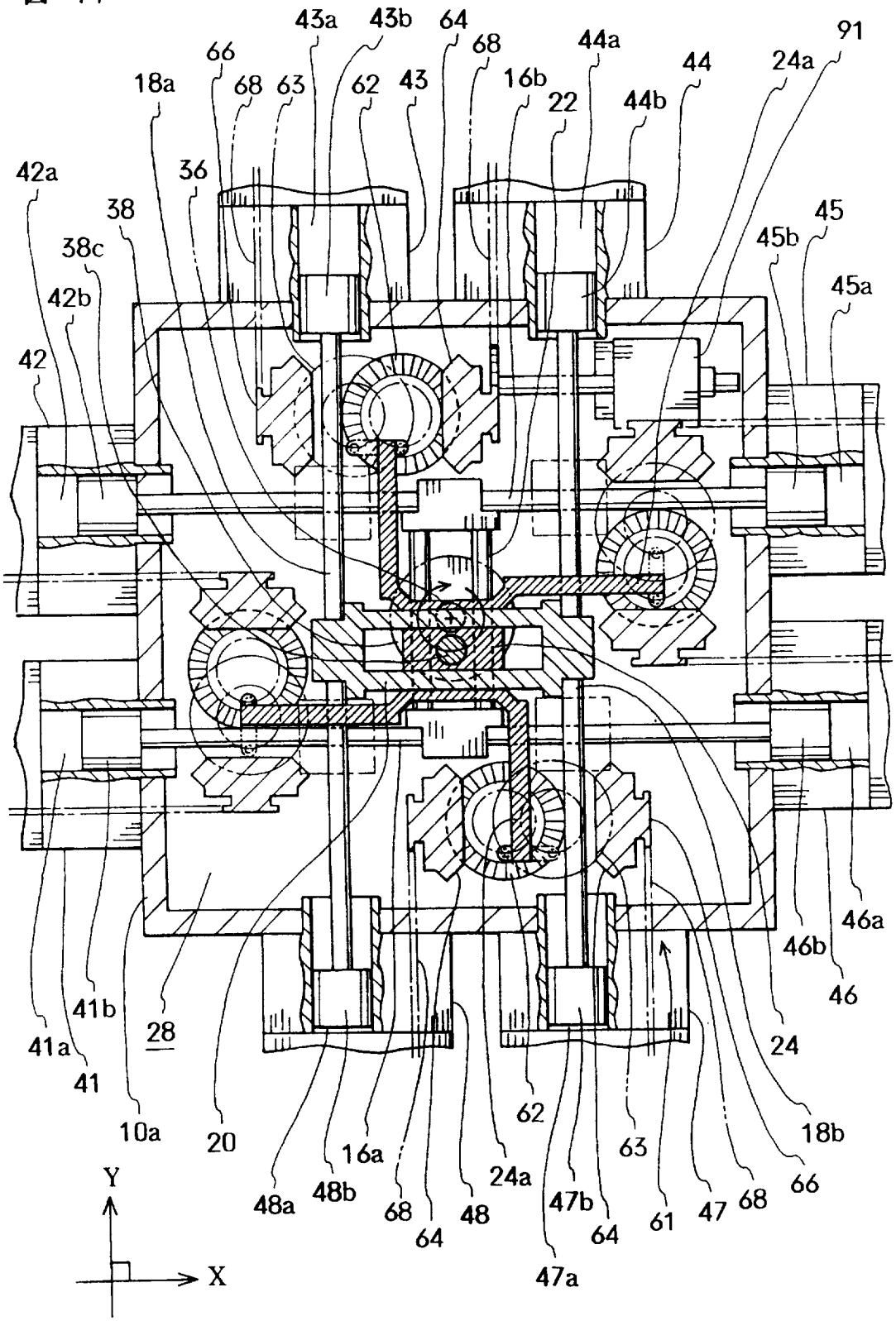

43a
43b
64
68
44a
91
66
68
63
62
43
16b
22
44
24a
18a
44b
42a
36
38
45
38c
45b
42b
45a
42
46a
46b
46
41b
28
24
41a
41
62
18b
10a
20
16a
63
66
48a
48b
68
24a
47b
68
64
48
64
61
47
47a
Y
X

図 15

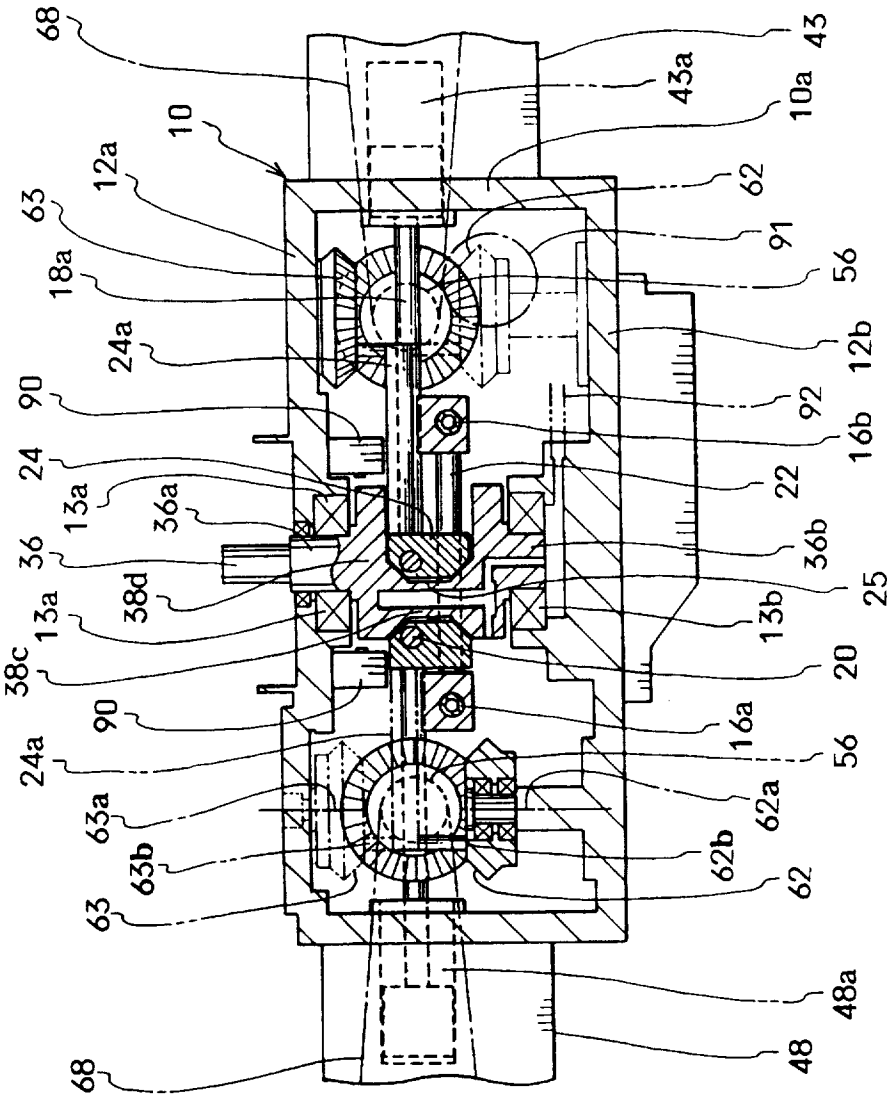

68
10
12a
63
18a
24a
90
24
13a
36
38d
13a
38c
90
24a
63a
63b
63
43
43a
10a
62
91
56
12b
92
16b
22
36a
36b
25
13b
20
16a
56
62a
62b
62
48a
48
68

図 16

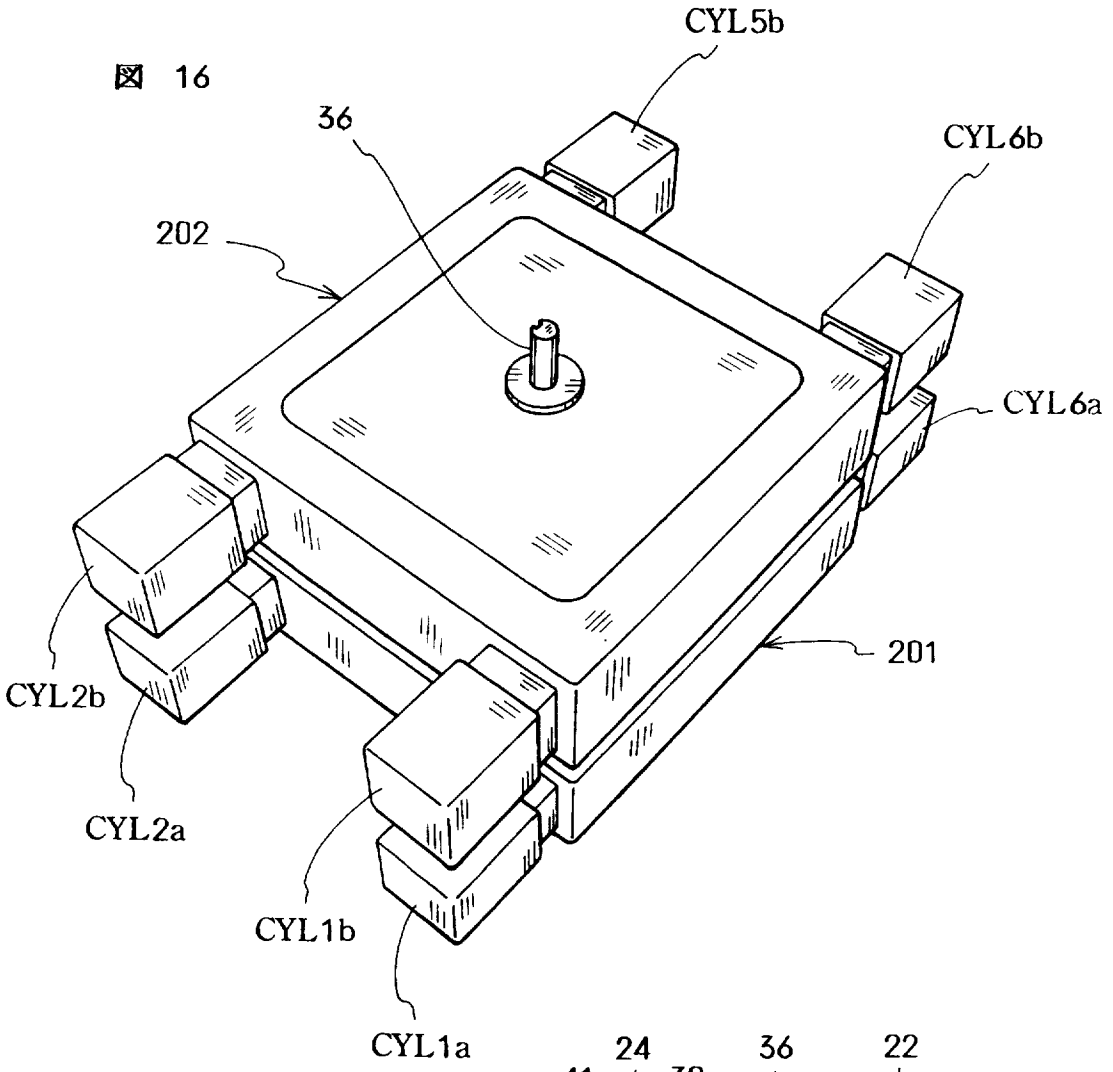

CYL5b
36
CYL6b
202
CYL6a
201
CYL2b
CYL2a
CYL1b
CYL1a

図 18

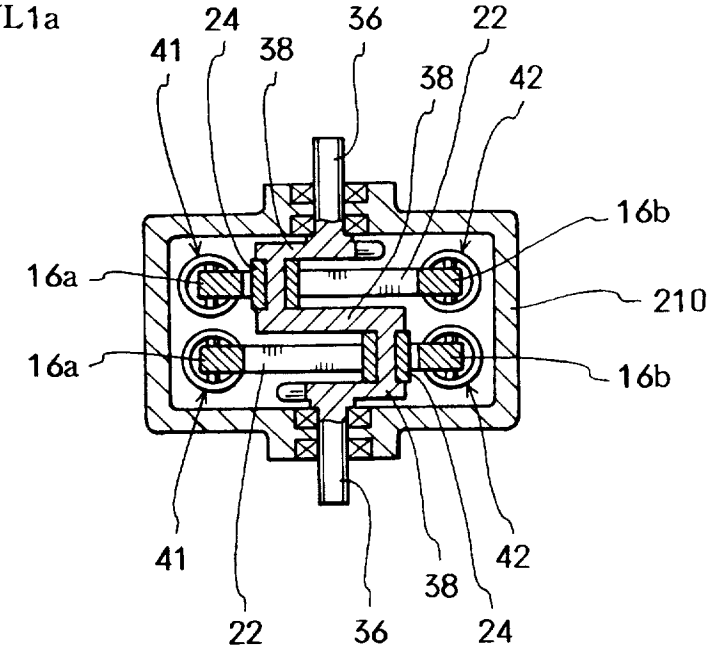
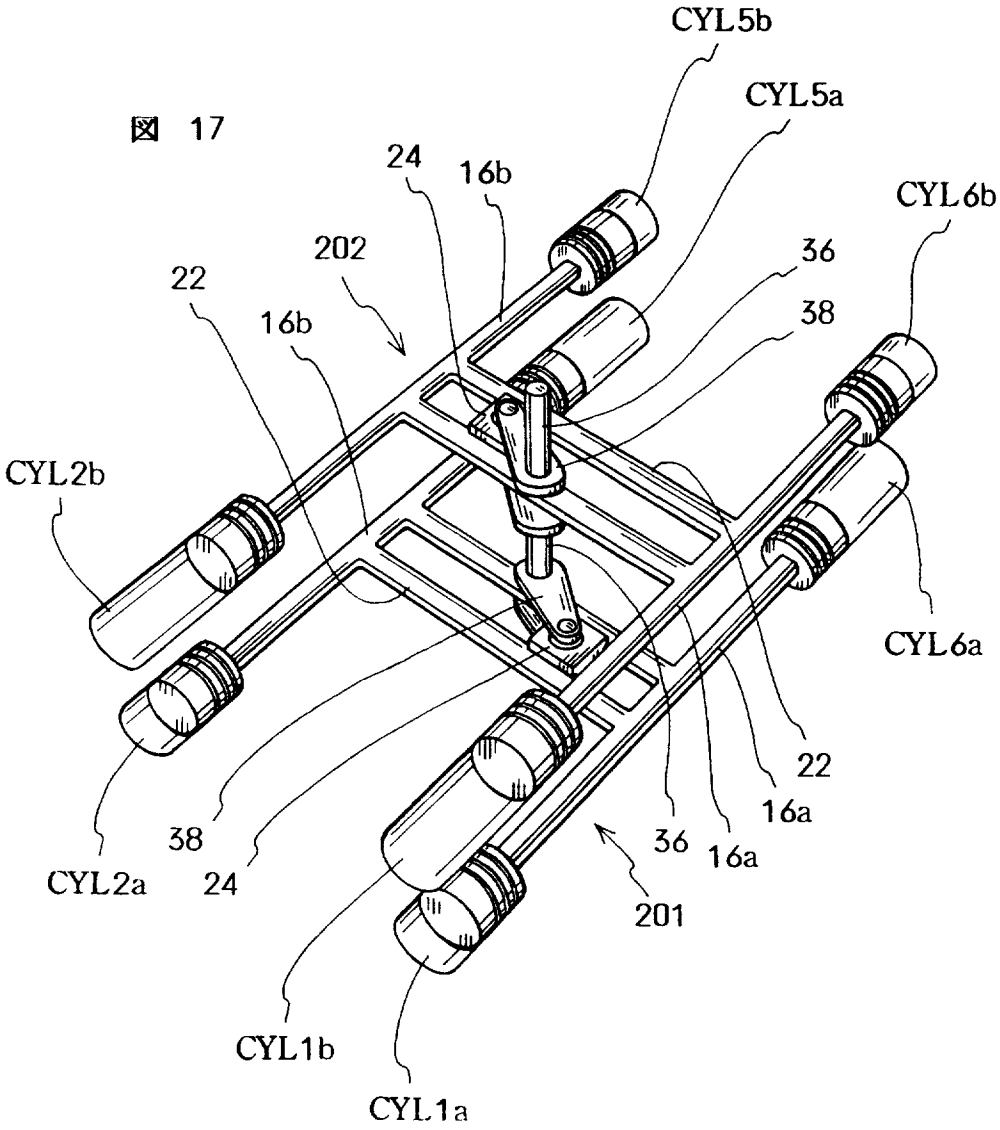

24
36
22
41
38
38
42
16b
16a
210
16a
16b
41
42
38
22
36
24

図 17


CYL5b
CYL5a
24
16b
CYL6b
202
36
22
16b
38
CYL2b
CYL6a
22
16a
38
36
16a
CYL2a
24
201
CYL1b
CYL1a

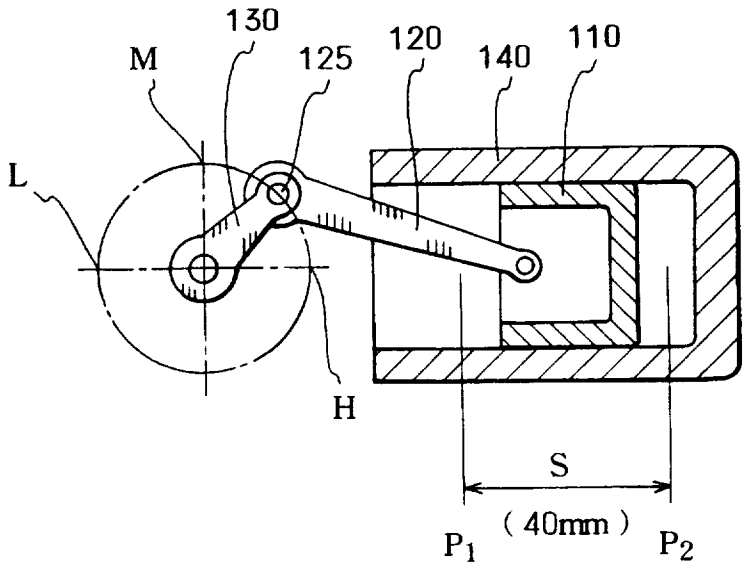

130
M
125
120
140
110
L
H
S
(40mm)
P1
P2

図 20

図 19

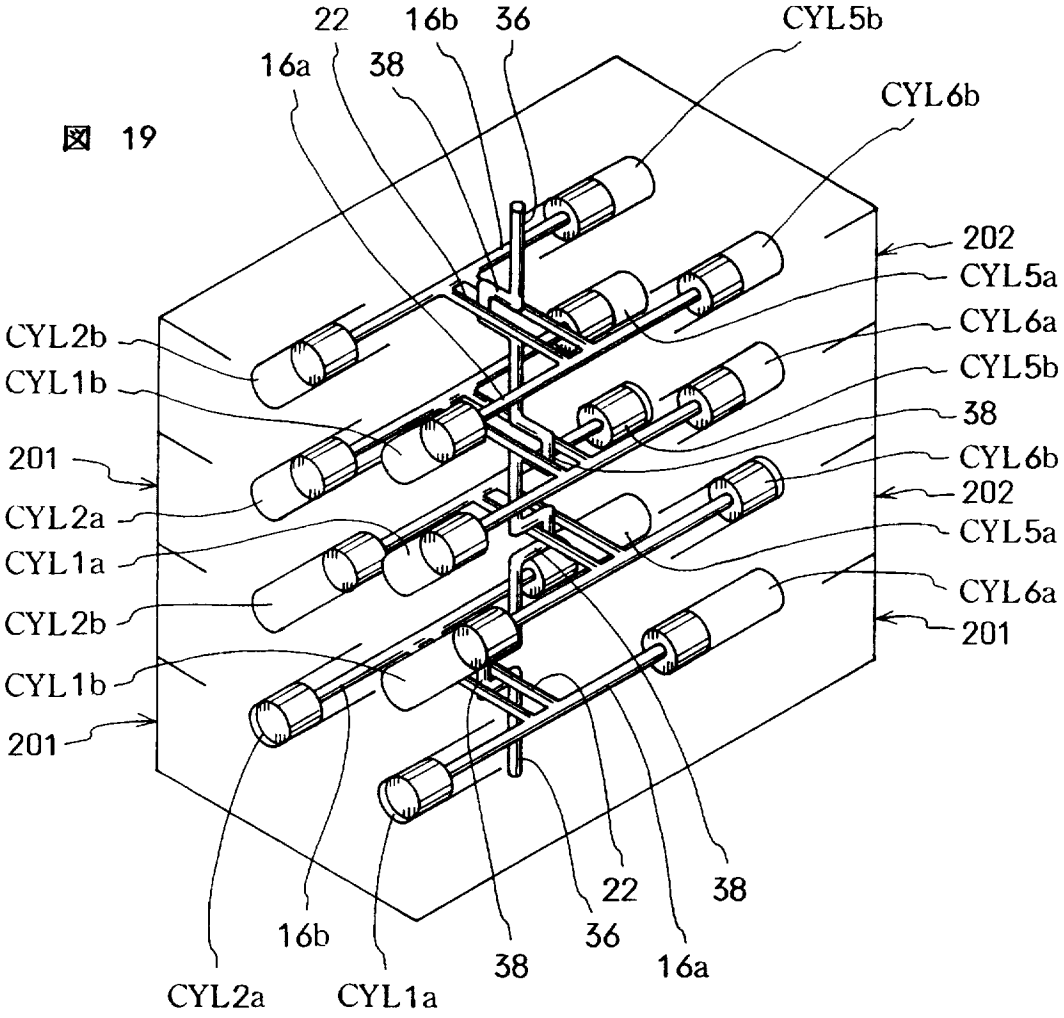

22
16b
36
16a
38
CYL5b
CYL6b
202
CYL5a
CYL6a
CYL5b
38
CYL6b
202
CYL5a
CYL6a
201
CYL2b
CYL1b
201
CYL2a
CYL1a
CYL2b
CYL1b
201
22
38
16b
36
38
16a
CYL2a
CYL1a

図 21

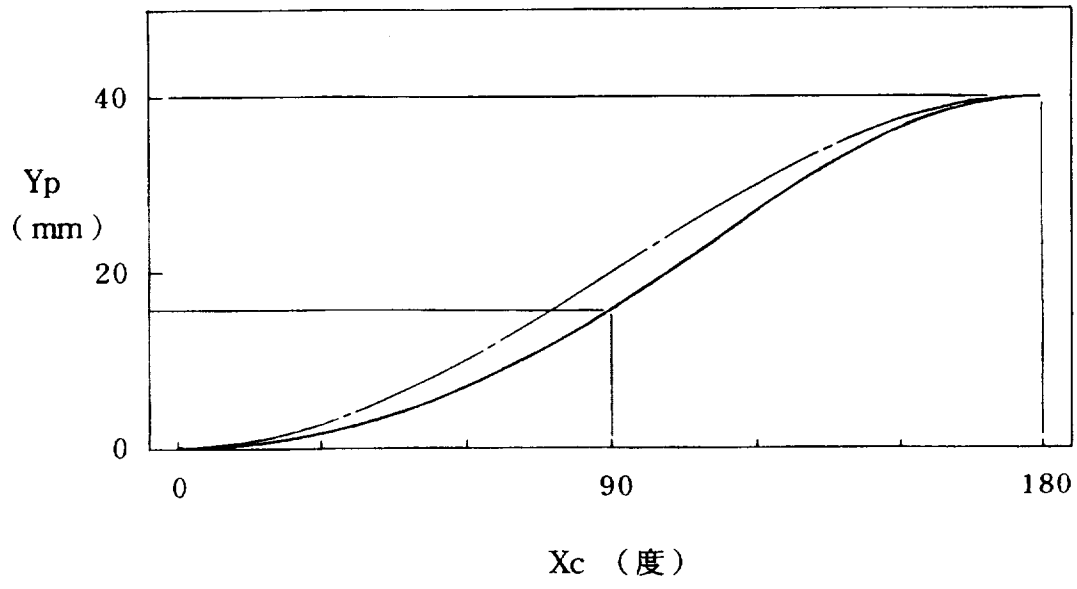

40
Yp
(mm)
20
0
0
90
180
Xc (度)

図 22

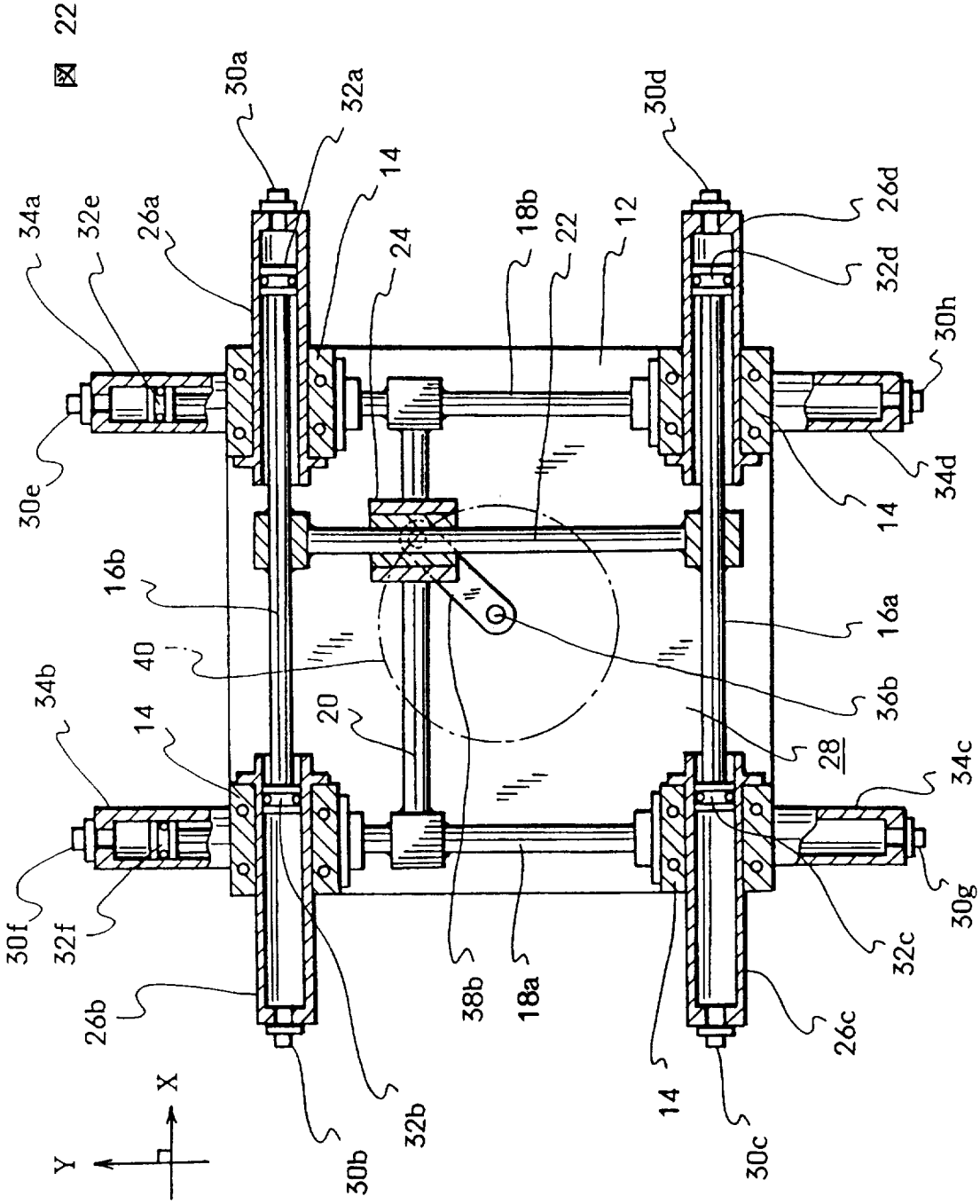
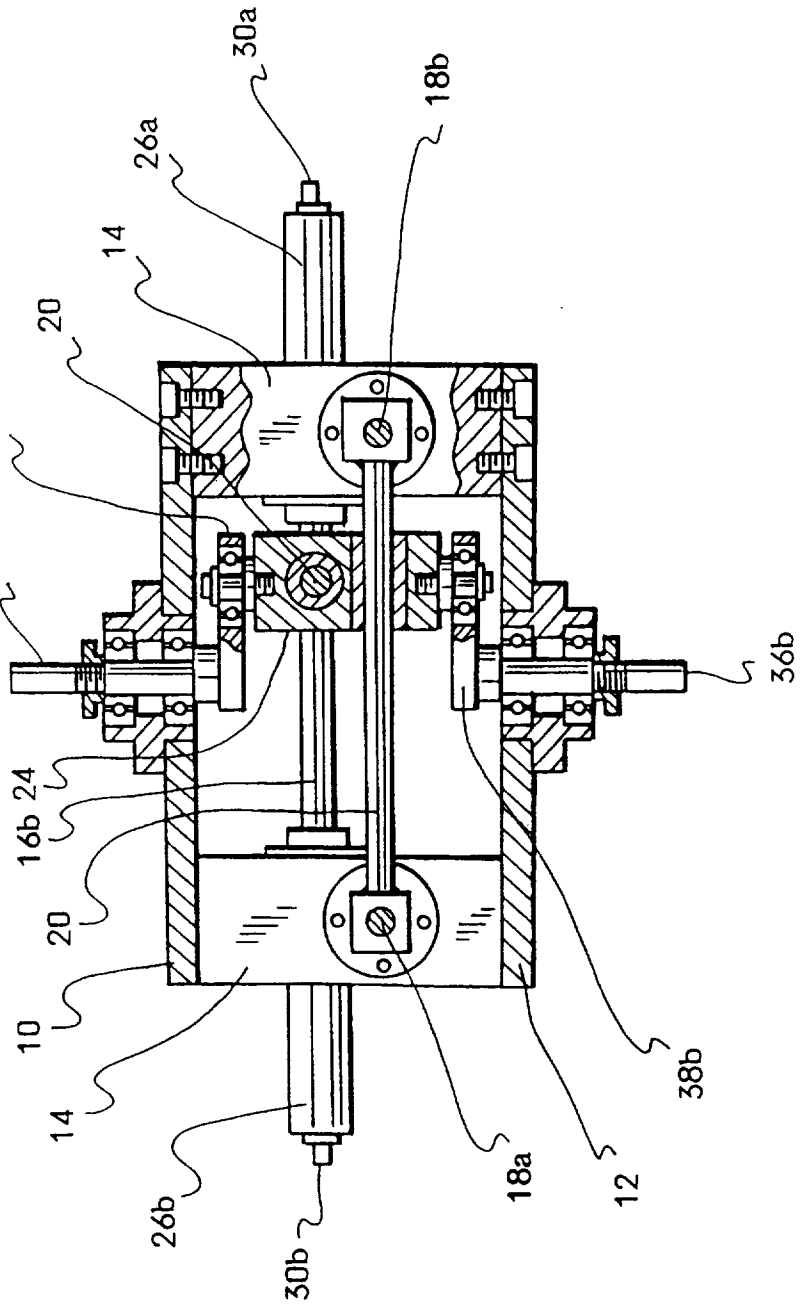

30a
32a
14
30d
34a
32e
26a
24
18b
22
12
26d
32d
30h
30e
34d
14
16b
16a
40
36b
34b
14
20
28
34c
30f
32f
30g
32c
26b
38b
18a
26c
14
30b
32b
30c
X
Y

図 23



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP97/02521

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl^6 F02B75/32, F16H21/34, F01B9/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl^6 F02B75/32, F16H21/34, F01B9/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1963 - 1997
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1997

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 59-231255, A (Shizuo Yoshida), December 25, 1984 (25. 12. 84), Particularly Figs. 4 to 11 (Family: none)	1 - 20
Y	JP, 4-321842, A (Kubota Corp.), November 11, 1992 (11. 11. 92), Particularly Fig. 1 (Family: none)	1-3, 7, 8, 16-18
Y	JP, 49-29522, B (Masamitsu Ishihara), August 5, 1974 (05. 08. 74), Particularly Figs. 1, 3 (Family: none)	5 - 11

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
October 13, 1997 (13. 10. 97)	October 21, 1997 (21. 10. 97)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

国際調査報告

国際出願番号　PCT／JP97／02521

A.　発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int. Cl⁶　F02B 75／32,　F16H 21／34,　F01B 9／00

B.　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int. Cl⁶　F02B 75／32,　F16H 21／34,　F01B 9／00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報　　1963－1997年
日本国公開実用新案公報　　1971－1997年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C.　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求の範囲の番号
Y	JP, 59－231255, A（吉田静雄）, 25. 12月. 1984（25. 12. 84）, 特に第4～11図　（ファミリーなし）	1－20
Y	JP, 4－321842, A（株式会社クボタ）11. 11月. 1992（11. 11. 92）, 特に第1図　（ファミリーなし）	1－3, 7, 8, 16－18
Y	JP, 49－29522, B（石原将光）5. 8月. 1974（05. 08. 74）, 特に第1, 3図　（ファミリーなし）	5－11

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
13. 10. 97	21.10.97

国際調査機関の名称及びあて先	特許庁審査官（権限のある職員）	3G	7528
日本国特許庁（ISA／JP） 郵便番号100 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	高木　進　印		
	電話番号　03－3581－1101　内線　3354		

様式PCT／ISA／210（第2ページ）（1992年7月）