

⑩ 特許公報

1

2

⑭ 再生式内燃機関

⑰ 特 願 昭39-9136
⑱ 出 願 昭39(1964)2月22日
審 判 昭41-1463
⑲ 発 明 者 三輪光砂
横浜市保土ヶ谷区桜ヶ丘83
⑳ 出 願 人 船舶技術研究所長

図面の簡単な説明

第1図は本発明の実施例の縦断面図、第2図はその作動説明図である。

発明の詳細な説明

本発明は往復動内燃機関において、排気の熱を圧縮された給気に与えることができるようにした再生式内燃機関の構造に関するものである。

従来実用されている往復動内燃機関であるオットー機関およびディーゼル機関は、いわゆるオットーサイクルおよびディーゼルサイクルあるいは両者の組合せであるサバテサイクルを基礎としており、その熱効率は圧縮比に最も強く影響され、圧縮比の増加と共に上昇する。オットー機関の圧縮比は通常4ないし8程度で、10以上に上げることは燃焼時のノッキング発生のためかなり困難である。ディーゼル機関においては圧縮比は11ないし18程度が使用されるが、圧縮比をそれ以上上げると爆発時の最高圧力が極めて高くなるため強度上の困難が増加し、また機械損失増大のため実用上の利益は少ない。

以上のごとく現在の往復動内燃機関は熱効率の点で今後大巾な進歩は望み得ない状態にある。一方古く1817年スターリング(Stirling)により運転された熱空気機関あるいはスターリング機関が、高い熱効率の可能性、静粛な運転などの利益から最近再び注目されつつある。その基本となるスターリングサイクルは定温圧縮、定積加熱、定温膨張、定積冷却から成るもので、定積冷却時に取去る熱を定積加熱に熱交換することにより理

論的に同じ温度間で働くカルノーサイクルに等しい熱効率が得られる。この場合圧縮比の大小は熱効率に無関係である。しかしこのサイクルを実現させるには加熱器、蓄熱器、冷却器など多くの熱交換器類を使用しなければならず、機構が複雑で重量、容積の増加をまねくと共に外燃式であるため最高温度をあまり高くすることができず、内燃式の2000℃前後に対し800℃程度が現状において達し得る最高と考えられる。

10 本発明は上述の内燃式と外燃式往復動機関の長所を組合せることを目的としたもので、サイクルは給気の定温圧縮、定積における排気の熱による給気の加熱(予熱)と燃料による加熱、断熱膨張を基本とする。排気の熱による給気の予熱はピストン頂部に設けた蓄熱体を介して行ない、給気の等温圧縮は水噴射によりそれに近づけるものとする。実際のサイクルにおいては断熱膨張の部に定温あるいは定圧の部分加わるであろうが本発明に対して本質的な問題ではない。このようなサイクルにおいては熱交換すなわち再生の効率が非常に低い圧縮比で高い熱効率を得ることが可能であり、完全な熱交換が行ない得れば圧縮比が1に近づく極限において理論的にカルノーサイクルに等しい熱効率を得ることができる。しかし完全な熱交換は不可能であり、またシリンダ容積当りの出力を増加するためにも圧縮比はある程度大きくする必要がある。しかしその値は5前後で十分であり、それ以上あまり大きくする必要はない。しかもその場合の理論熱効率は圧縮比が1.5あるいはそれ以上のオットーサイクルのそれに匹敵する値が得られる。

図面について本発明の実施例を説明すると、第1図においてピストン1は頂部に熱交換用の蓄熱体2および蓋3を有し、通常の往復動機関と同じクランク機構によりシリンダ4内で往復運動を行なう。蓄熱体2は多数の小さな通路をもつ耐熱金属またはセラミックス製のマトリックスで、その上下には蓋3およびピストン1によりシリンダ

3

4の内面円周上に開口する蓄熱体2を通るガスの通路が形成されている。蓋3は同じく耐熱材料で製作され、蓄熱体2を保護すると共に蓄熱体付近のガスの甚しい動きを制限する目的をもつが、その径はシリンダ径よりわずかに小さく、したがつて蓄熱体および上下の通路内はあるガスの圧力は常にシリンダ内の圧力とほぼ平衡状態にある。

シリンダ4には上部に循環ポート4, 6、下部に排気ポート7, 8を設けてある。循環ポート5, 6はシリンダ4のわきに近接して1個あるいはそれ以上ある側室9に通じており、側室内には図のごとくカム13あるいはクランクとリンクの組合せ機構により往復運動を行なう側室ピストン10がある。11は燃料噴射弁、12は水噴射弁で、それぞれ側室9およびシリンダ4内に開口している。

空気は通常の2サイクルディーゼル機関と同じくクランク軸から駆動される掃除ポンプおよび場合によりさらに排気クービン過給機により加圧された後、カム15により開閉する給気弁14を通つて供給される。16は機関内に蓄熱体2の通路を通り得ない大きな異物が発生した場合、それを除去するため必要に応じて開く排気近路弁である。

本機関の作動を第2図について説明すると、aは掃気過程でピストン1が下降して蓄熱体2の上下の通路と排気ポート7, 8が通ずるに至ると、図示の経路で燃焼ガスは排気管に放出されるが、その際排気の熱は排気温度が可及的に圧縮後の給気温度に近く下るまで蓄熱体2に蓄えられる。掃気過程がある程度進み、シリンダ内圧力が給気圧力あるいはそれ以下になると給気弁14が開き、同時にそれまで下端にあつた側室ピストン10も上昇を開始し、給気弁が閉る頃上端に至る。したがつて給気は側室ピストン10の下側と、循環ポート6を通つて燃焼ガスを掃除しつつシリンダ内に供給される。給気弁14は給気が蓄熱体2を通つて排気管に流出する以前適当な時期に閉鎖する。

第2図bは圧縮過程で、側室ピストン10は引続き上端にある。この過程で水噴射弁12から適量の水が噴射され、その蒸発熱で圧縮ガスの温度上昇を少なくして圧縮仕事の減少による熱効率の向上、出力の増大を計る。ただし圧縮比の低い場合および低負荷では水噴射は必ずしも必要としない。

4

第2図cは予熱過程を示す。ピストン1は上死点付近にあり、蓄熱体2の上下の通路は循環ポート5, 6に連絡している。側室ピストン10はこの過程で上から下に動き、その大部分が側室ピストン10の下側にあつた圧縮された給気は蓄熱体中の通路を排気と逆向に流れ、蓄熱体2から熱を奪つて側室ピストン10の上側に移る。その際温度上昇に応じた圧力上昇が起る。

上述の予熱過程を終えた給気の温度は燃料の自然点火温度より高く、したがつて予熱過程の終期から短時間燃料噴射弁11から噴射される燃料は爆発燃焼を起してピストン1を下に押しやる。この過程を第2図bに示す。爆発膨張行程では側室ピストン10は下端にあり、ピストン1の下降と共に再び第2図aの掃気過程に移りサイクルは完結する。したがつて本機関は一種の2サイクル機関である。

本機関はその特徴として熱効率を上げるのに高い圧縮比を必要とせず、オットー機関と同等あるいはそれ以下の低い圧縮比で従来の内燃機関より高い熱効率が得られる可能性をもつ。またディーゼル機関にくらべ最高圧力が低く運転が静粛である、強度上の問題が少なく構造が軽量化される、ピストン1の頂部は常に低温に保たれるためピストン冷却の必要がないなどの特徴を有し、従来考えられている再生式往復動機関であるスターリング機関あるいは熱空気機関にくらべると内燃式であるため高い最高温度が使用できて熱効率向上に有利であると共に、熱交換器類が簡単で小形、軽量にできる利点がある。

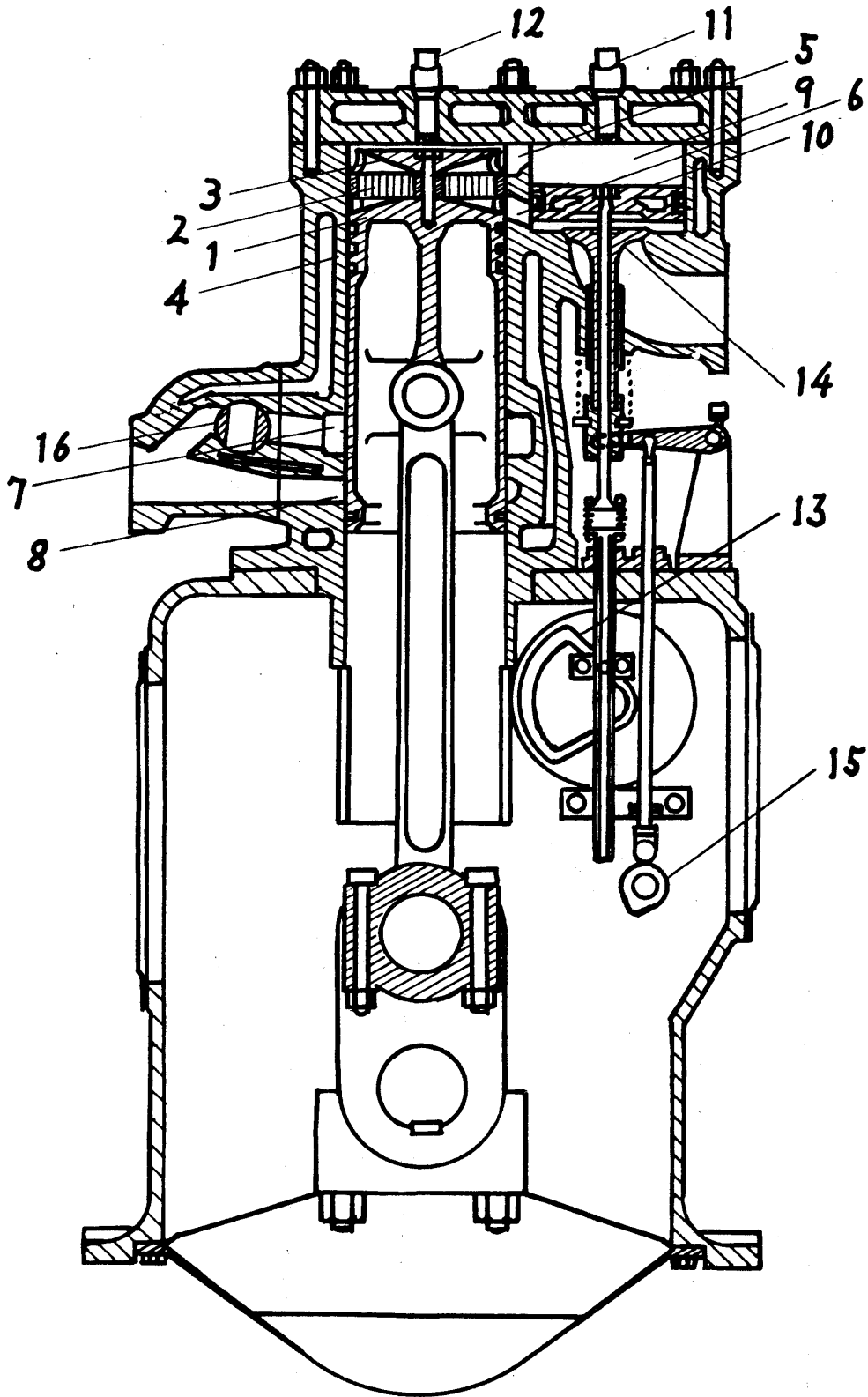
特許請求の範囲

1 排気のもつ熱を圧縮された給気に与える目的をもつて、ピストン頂部に熱交換用の蓄熱体を備える再生式内燃機関において、シリンダわきに上、下2個所の通路によりシリンダ内と連絡する1個あるいはそれ以上の側室を設け、その中に備えたピストンの上下運動により蓄熱体の保有する熱を圧縮された給気と与えると共に、側室の上部が燃焼室、下部が給気の入口となる構造としたことを特徴とする再生式内燃機関。

引用文献

特 許 85006

第1圖



第 2 圖

