

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2011-85109

(P2011-85109A)

(43) 公開日 平成23年4月28日(2011.4.28)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 2 F 3/00 (2006.01)	F 0 2 F 3/00 R	3 J 0 4 4
F 0 2 F 3/22 (2006.01)	F 0 2 F 3/22	
F 1 6 J 9/00 (2006.01)	F 1 6 J 9/00 A	
F 1 6 J 10/02 (2006.01)	F 1 6 J 10/02 Z	
	F 0 2 F 3/00 B	
審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁)		

(21) 出願番号 特願2009-240566 (P2009-240566)
 (22) 出願日 平成21年10月19日 (2009.10.19)

(71) 出願人 503116899
 新潟原動機株式会社
 東京都中央区八重洲二丁目9番7号
 (74) 代理人 100067323
 弁理士 西村 敦光
 (74) 代理人 100124268
 弁理士 鈴木 典行
 (72) 発明者 後藤 悟
 群馬県太田市西新町125-1 新潟原動
 機株式会社太田工場内
 (72) 発明者 橋本 徹
 群馬県太田市西新町125-1 新潟原動
 機株式会社太田工場内

最終頁に続く

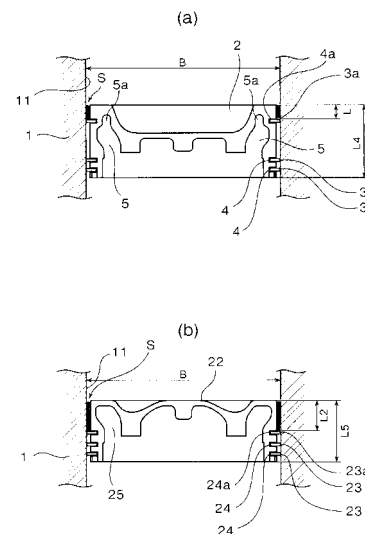
(54) 【発明の名称】 ピストン及びエンジン

(57) 【要約】

【課題】 未燃排出の混合気量が少なく、ピストンリングが熱で膠着しないピストンを提供する。

【解決手段】 ピストンリングを設ける複数の周溝が外周面に形成されているピストン2において、シリンダ1の内径Bと、ピストンの上面と最上部の周溝4aの上面の距離Lとの関係を $L/B \leq 0.1$ とし、最上部の周溝に近接して冷却室5aを形成する。ピストンと、シリンダライナ11と、最も上のピストンリング3aで区画されるデッドボリュームSが小さくなり、ここに閉じ込められて未燃で排出される混合気量が少なくなった。さらに、冷却室5aにより最上部のピストンリングが熱負荷によってシリンダに膠着しにくくなった。エンジンとしての熱効率も従来より改善される。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ピストンリングを設ける複数の周溝が外周面に形成されているピストンにおいて、
前記ピストンが収納されるシリンダの内径 B と、前記ピストンの上面と最上部の前記周溝の上面の距離 L との関係が、 $L/B \leq 0.1$ であるとともに、
最上部の前記周溝に近接して冷却室が形成されたことを特徴とするピストン。

【請求項 2】

外周面に形成された複数の周溝にそれぞれピストンリングが装着されたピストンがシリンダ内に摺動可能に設けられているエンジンにおいて、
前記ピストンが収納されるシリンダの内径 B と、前記ピストンの上面と最上部の前記周溝の上面の距離 L との関係が、 $L/B \leq 0.1$ であるとともに、
最上部の前記周溝に近接して冷却室が形成されたことを特徴とするエンジン。

10

【請求項 3】

前記エンジンが、正味平均有効圧 P_{me} が 1.8 MPa 以上のガスエンジンである請求項 2 記載のエンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、シリンダ内の所謂デッドボリウムのために未燃ガスとして排出される燃料混合気の量が少なく、かつピストンリングが熱負荷によって膠着するおそれが少なく、しかも熱効率に優れたピストンと、係るピストンを備えたエンジンに関するものである。

20

【背景技術】

【0002】

図 2 (b) は、従来のエンジンにおいて一部の構造を省略して示したシリンダ 1 の断面図である。シリンダ 1 内にあるピストン 22 の外周面には、シリンダ 1 内の気密保持及び潤滑油の逆流を防止する等の役割のために、複数本（図示の例では 3 本）のピストンリング 23 が設けられている。すなわちピストン 22 の外周面には、複数（図示の例では 3 本）の周溝 24 が形成されており、それぞれピストンリング 23 が移動可能かつシリンダライナー 11 に摺動可能に接触するように装着されている。

【0003】

30

これらのピストンリング 23 のうち、最も上に配置されるトップリング 23a のための周溝 24a の位置 L_2 は、従来はピストン 22 の高さ L_5 の略半分の位置（これはシリンダの直径に対して概略 20% に相当する位置である）に形成されており、その他の 2 本の周溝 24 及びピストンリング 23 はこれよりも下方に配置されていた。これは、ピストンリング 23 の周辺には潤滑油があるため、シリンダ 1 内の燃焼による熱でこの潤滑油が炭化し、これがトップリング 23a と周溝 24a の間に堆積してトップリング 23a が膠着して動けなくなってしまうことがあり、このような不都合が生じないようにするために、経験工学的な見地から、トップリング 23a の周溝 24a の位置 L_2 を上述したようにピストン 22 の高さ L_5 の略半分の位置（前述したようにシリンダの直径に対して概略 20% に相当する位置）に定めたものである。

40

下記特許文献 1 には、上述したようなピストンの構造が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2005-194971 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上述したような従来のピストンの構造によれば、図 2 (b) 中にグレー領域として示すように、ピストン 22 と、シリンダライナー 11 と、ピストンリング 23 の中で最も上に配

50

置されるトップリング 23a の間には、シリンダ 1 内の空間に連通するリング状の空間 S が形成される。シリンダ 1 内に導入された燃料と空気の混合気は、圧縮行程で圧縮された際に前記空間 S 中に入り込む。膨張行程では、同空間 S 内の混合気に火炎は伝播せず、空間 S 内の混合気は燃焼せずに未燃ガスとしてシリンダ 1 内に排出され、最終的には排気行程で排気ガス管内に放出されてしまう。この空間は、一般にデッドボリウム（以下、前記空間と同様 S で示す）と呼ばれる構造的に火炎が届かない領域であって、シリンダ 1 内の火炎の状態等に依存して燃焼が進行しない領域である所謂クエンチングゾーンの一部を構成するものである。

【0006】

上述したデッドボリウム S に起因して未燃ガスとして排出される混合ガスは、例えばガスエンジンにおいて都市ガスを燃料とした場合には、メタンを 90% 程度含んでいる。このため、燃料経済性及びメタンが有する地球温暖化効果を考慮すると、未燃ガスの排出抑制は社会的要請であるといえる。

【0007】

しかしながら、従来のピストン 22 におけるピストンリング 23 の位置は、前述した通り、燃焼による熱で潤滑油が炭化してトップリング 23a が膠着するのを防止することを目的として経験工学的に設定されたものであり、ピストンリング 23 の位置と未燃ガスの排出との関係については研究が進んでおらず、従来はデッドボリウム S を改善して未燃ガスの排出を抑制しつつ、かつトップリング 23a の膠着も防止できるような具体的な提案は皆無であった。

【0008】

デッドボリウム S を減少させるために、トップリング 23a の位置をより高くして燃焼面に近づけるとの発想は机上では可能であるものの、高出力かつ高燃焼圧力（例えば 15 MPa 程度）の産業用エンジンにおいては、このようなピストンリング配置は直ちにピストンリング 23 の熱負荷による膠着を発生させることが明らかであることから、実際には検証例がなく、結局、ピストンリング 23 の位置と未燃ガスの排出の関係、そしてこれらがエンジン熱効率にどのような影響を与えるかについては何らの知見も知られていなかった。

【0009】

本発明は、上述した従来の問題点を解決することを目的としており、所謂デッドボリウムに閉じ込められて未燃ガスとして排出される燃料混合気の量が少なくて済み、かつピストンリングが熱負荷によってシリンダに膠着するおそれが少なく、さらに熱効率が従来よりも改善されるピストンと、係るピストンを備えたエンジンを提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0010】

請求項 1 に記載されたピストンは、

ピストンリングを設ける複数の周溝が外周面に形成されているピストンにおいて、

前記ピストンが収納されるシリンダの内径 B と、前記ピストンの上面と最上部の前記周溝の上面の距離 L との関係が、 $L/B \leq 0.1$ であるとともに、最上部の前記周溝に近接して冷却室が形成されたことを特徴としている。

【0011】

請求項 2 に記載されたエンジンは、

外周面に形成された複数の周溝にそれぞれピストンリングが装着されたピストンがシリンダ 1 内に摺動可能に設けられているエンジンにおいて、

前記ピストンが収納されるシリンダの内径 B と、前記ピストンの上面と最上部の前記周溝の上面の距離 L との関係が、 $L/B \leq 0.1$ であるとともに、最上部の前記周溝に近接して冷却室が形成されたことを特徴としている。

【0012】

請求項 3 に記載のエンジンは、

10

20

30

40

50

前記エンジンが、正味平均有効圧 P_{me} が 1.8 MPa 以上のガスエンジンであることを特徴としている。

【発明の効果】

【0013】

請求項 1 に記載されたピストン及び請求項 2 に記載されたエンジンによれば、ピストンが収納されるシリンダの内径 B と、ピストンの上面と最上部の周溝の上面の距離 L との関係を、 $L/B \leq 0.1$ の条件が満たされるように設定したので、ピストンと、シリンダライナと、最も上に配置されるピストンリングによって区画されるデッドボリウムが可及的に小さくなり、ここに閉じ込められて未燃ガスとして排出される燃料混合気の量が少なくなった。さらに、ピストンの内部に、最上部の周溝に近接して冷却室を形成したので、燃焼時の熱に直接晒される最上部のピストンリングが熱負荷によってシリンダに膠着するおそれが少なくなった。さらに、係る構成によれば、エンジンとしての熱効率が従来よりも改善されることが明らかとなった。特に、請求項 3 に記載されたエンジンによれば、 P_{me} （正味平均有効圧）が 1.8 MPa 以上の効率が高いガスエンジンにおいても、熱効率を 0.7 以上のポイントで改善することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図 1】（a）は実施形態に係るピストンの断面図、（b）は従来のピストンの断面図である。

【図 2】（a）は実施形態に係るピストンを有するシリンダの断面図、（b）は従来のピストンを有するシリンダの断面図である。

20

【図 3】実施形態に係るピストンと従来のピストンについて、トップリングの溝位置 L と、燃焼室容積に対するデッドボリウムの割合（％）との関係を示すグラフである。

【図 4】実用機レベルのエンジンのシリンダに組み込んで性能試験を行なった 4 種類のピストンの各クラウン部分を並べて示した図であって、（a）は実施形態に係るピストンの断面図、（b）は従来例のピストンの断面図、（c）は比較例 1 のピストンの断面図、（d）は比較例 1 のピストンの断面図である。

【図 5】図 4 に示した各ピストンを組み込んだ実用機レベルのエンジンの構成を示す模式図である。

【図 6】図 4 に示したエンジンで行なった性能試験の結果を示す図であり、空気過剰率と熱効率の関係を示すグラフである。

30

【図 7】図 4 に示したエンジンで行なった性能試験の結果を示す図であり、空気過剰率と排気中の THC （総炭化水素）の濃度との関係を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0015】

1. 従来例と比較して示した実施形態の構成（図 1～図 3）

図 1（a）は、本発明の実施形態であって、正味平均有効圧 P_{me} が 2 MPa である産業用エンジンのピストン 2 を示す断面図であり、同図（b）は正味平均有効圧 P_{me} が同じく 2 MPa である従来の産業用エンジンにおける従来のピストン 2 2 を示す断面図である。

【0016】

40

図 2（a）は、実施形態のピストン 2 がシリンダ 1 内にある状態を示す断面図であり、同図（b）は従来のピストン 2 2 がシリンダ 1 内にある状態を示す断面図である。

なお、これらのピストンは、いずれもクラウンとスカートを組み合わせる組み合わせ型ピストンであり、そのクラウン部分を示しており、スカート部分やコンロッド等は省略している。

【0017】

図 1（a）及び図 2（a）に示す実施形態のピストン 2 では、ピストン 2 の上面と最上部の周溝 4 a の上面との距離を L とし、シリンダ 1 の内径を B とすると、 L/B に対する比率、すなわち L/B は、 0.07 と設計されている。すなわち、最上部の周溝 4 a はピストン 2 の頂面に近接した位置に設けられ、その他の 2 本の周溝 4 及びこれら周溝 4 にそ

50

れぞれ装着される合計 2 本のピストンリング 3 は、ピストン 2 の下端に近接した位置に設けられる。

【0018】

これに対し、図 1 (b) 及び図 2 (b) に示す従来例のピストン 2 2 では、3 本の周溝 2 4 と、各周溝 2 4 に 1 本ずつ装着される合計 3 本のピストンリング 2 3 の配置は次のように設定されている。すなわち、ピストン 2 2 の直径を B とし、ピストン 2 2 の上面と最上部の周溝 2 4 a の上面との距離を L 2 とすると、 $L 2 / B = 0.17$ となるように設計されている。このように、実施形態のピストン 2 では、 L / B の値が従来例に比べて小さく設定されている。

【0019】

さらに、図 1 (a) 及び図 2 (a) に示す実施形態のピストン 2 では、図 1 (b) 及び図 2 (b) に示す従来例と同様に、ピストン 2 の内部には冷却室 5 となる空洞が形成されて下方に開放されており、エンジンの駆動時に潤滑油が付着して冷却効果を奏するようになっている。しかしながら、この実施形態の冷却室 5 は、従来例の冷却室 2 5 とは異なり、最上部の周溝 4 a に近接する位置にまで延設された上部冷却室 5 a を有している。この上部冷却室 5 a は、下方部で冷却室 5 に連通するとともに、上方部は最上部の周溝 4 a の上面よりも上方にまで伸びており、これによって最上部の周溝 4 a の側面部に対し、例えば同溝の深さ程度の肉厚の壁を挟んで周状の配置により全面で対面している。従って、最上部の周溝 4 a 及びこれに装着されるトップリング 3 a が、ピストン 2 の頂面に近い位置においてエンジンの燃焼時に燃焼ガスから大きな熱を受けても、その全周にわたって冷却室 5 及び上部冷却室 5 a により効果的に冷却されるので、この部分で潤滑油が炭化してピストンリング 3 が周溝 4 内に膠着するような不都合は確実に防止される。

【0020】

図 2 (a) に示す実施形態のピストン 2 では、前述したように $L / B = 0.07$ としており、最上部の周溝 4 a をピストン 2 の頂面に近接した位置に設けているので、図 2 (a) 中にグレー領域として示したデッドボリウム S、すなわちピストン 2 とシリンダライナ 1 1 とトップリング 3 a の間の空間は、従来例のピストン 2 2 の $L 2 / B = 0.17$ よりも狭い。従って、圧縮行程で圧縮されてデッドボリウム S 中に入り込む混合気の量は図 2 (b) を参照して説明した従来例のピストン 2 2 の場合に比べて少ない。

【0021】

すなわち、図 2 (b) に示す従来例のピストン 2 2 では、前述したように、 $L 2 / B$ の値が実施形態に比べて大きい。これは、同図中にグレー領域として示したデッドボリウム S の高さ、すなわちトップリング 2 3 a の上面とピストン 2 の頂面との距離が大きいことを意味する。従って、従来例のエンジンにおいて圧縮行程で圧縮されてシリンダ 1 内のデッドボリウム S 中に入り込む混合気の量は、図 2 (a) を参照して説明した実施形態のピストン 2 の場合に比べて大きい。

【0022】

従って、膨張行程において火炎が伝播せず、未燃ガスとしてシリンダ 1 内に排出され、排気行程で排気ガス管内に放出されてしまうデッドボリウム S 内の混合ガスの量は、従来例に比べて実施形態の方が少なくなっている。本例における比較では、両者はシリンダ径が同一であり、同一レベルの出力のエンジンであることを前提としているが、図 3 に示すように、トップリングの位置が異なるために、デッドボリウム S の燃焼室容積に対する割合は、従来例のエンジン (点 b) では 1.4 % にもなるが、実施形態のエンジン (点 a) では 0.8 % となっており、トップリングの位置 L が減少するにつれて、デッドボリウム S の燃焼室容積に対する割合も減少している。詳細は具体的な実験データに基づいて次項にて後述するが、デッドボリウム S の燃焼室容積に対する割合の減少に応じて、排出される未燃ガスの容積も減少する。

【0023】

このように、実施形態のピストン 2 乃至これを有するエンジンによれば、トップリング 3 a の位置をピストン 2 の頂面の近傍に配置したので、デッドボリウム S が小さくなって

10

20

30

40

50

排出される未燃ガスの容積を減少させることができた。また、トップリング 3 a の周溝 4 a に近接した位置までピストン 2 内の冷却室 5 を延設して上部冷却室 5 a とし、トップリング 3 a 及びその周溝 4 a を十分に冷却できるようにしたので、トップリング 3 a が周溝 4 a 内に膠着することは確実に防止される。

【0024】

2. エンジン性能の比較 (図 4～図 7)

次に、実施形態のピストン 2 と、従来例のピストン 2 2 を、実際に実用機エンジンに設けて運転し、エンジン性能を比較した結果について説明する。

【0025】

図 4 は、この比較実験に使用した 4 タイプのピストンの各クラウン部分を並べて示した図であって、(a) は前記実施形態のピストン 2 の断面図であり、(b) は前記従来例のピストン 2 2 の断面図である。(c) は比較例 1 のピストン 3 2 の断面図である。比較例 1 のピストン 3 2 は、実施形態のピストン 2 と同一の高さ L 4 であるが、周溝 3 4 及びピストンリング (図示せず) は従来例のように下半部にあり、さらに頂面に従来例のような凸部 3 6 を設けた構造となっている。(d) は比較例 2 のピストン 4 2 の断面図である。比較例 2 のピストン 4 2 は、実施形態のピストン 2 と同一の高さ L 4 であるが、周溝 4 4 及びピストンリング (図示せず) は従来例のように下半部にあり、さらに頂面は実施形態と略同様の凹状の構造となっている。

【0026】

図 5 に示す実用機であるエンジン 1 2 は、シリンダ径が 220 mm の 6 気筒であり、定格出力が 1070 kW / 1000 min⁻¹、正味平均有効圧 P_{me} が 2 MPa のガスエンジンである。このエンジン 1 2 には過給機 1 3 が設けられており、エンジン 1 2 からの排気が過給機 1 3 のタービンを駆動し、これによってコンプレッサを駆動して空気を圧縮し、空気冷却器 1 4 を経てエンジン 1 2 の燃焼室 1 5 に取り込むことができる。過給機 1 3 の空気吸入側には、バイパスライン 1 6 とバイパス量を調整する弁 1 7 が設けられており、吸気量を制御できるようになっている。このエンジン 1 2 は発電機 1 8 を駆動するようになっている。

【0027】

図 6 は、空気過剰率に対する熱効率のポイントを示しており、例えば基準の熱効率が 50 % であるとした場合、計測した熱効率が 52 % の場合には 2 ポイントと表示される。図 6 に示すように、実施形態のエンジン (黒丸で示す) によれば、従来例や比較例 1、2 に比べて、概ねすべての空気過剰率にわたって熱効率が高く、基準値に対して約 1 ポイント改善している。

【0028】

図 7 は、排気中の T H C (Total Hidrocarbon) の濃度を標準値との差異で示している。図 7 に示すように、実施形態のエンジン (黒丸で示す) によれば、従来例や比較例 1、2 に比べて、概ねすべての空気過剰率にわたって、排気中の T H C (Total Hidrocarbon) の濃度が低く、標準よりも約 500 ppm 低下している。

【0029】

3. 本発明のピストンの構造上の特徴

本発明者は、実施形態で具体的に例示した構造のピストン 2 の他、同一の B (本例では 220 mm) に対して異なる種々の L を設定し、L / B の値が異なるとともに、トップリングの周溝の近傍に冷却室が設けられた構造である複数種類のピストンを製作した。本発明者は、これら複数種類のピストンについて、「2. エンジン性能の比較」と同様の実験を行なった。その結果、以下に説明するように、従来例と比較し、デッドボリウム S が小さくなって排出される未燃ガスの容積を減少させることができるとともに熱効率にも優れたエンジン性能を得るために必要な L / B の条件を確定するに至った。

【0030】

すなわち本発明者の実験によれば、L / B の値が 0.1 を越えると、従来例等と比較して排出される未燃ガスの量に有意の改善が認められなくなった。これは、デッドボリウム

10

20

30

40

50

Sが無用に大きくなっているためと考えられる。また、 L/B の値が0.1を越えると、熱効率についても従来例等と比較して満足な改善結果が得られなくなり、トップリングの膠着が生じるようになった。

【0031】

このように、複数の周溝が外周面に形成され、各周溝にそれぞれピストンリングが装着されているピストンにおいて、最上部の周溝をピストンの頂面に近接して設け、かつ最上部の周溝に近接して上部冷却室を形成するという従来にない特殊な構造を採用したというだけでは、必ずしも従来の課題を解決することはできない。

【0032】

上記実験の結果、熱効率や排気中のTHC濃度において従来例に比べて優れた効果が得られ、しかもトップリングの膠着が起きないための更なる構成上の特徴、すなわち発明としての更なる必須の条件を確定することができた。すなわち、上記特殊な構造において、ピストンが収納されるシリンダの内径Bと、ピストンの上面と最上部の周溝の上面の距離Lとの関係が、 $L/B \leq 0.1$ である場合には、排出される未燃ガスの量が従来に比べて減少し、熱効率も改善され、トップリングの膠着が起きないことが判明した。なお、前述した通り、「1. 従来例と比較して示した実施形態の構成」の実施形態では、 L/B の値は上記条件を満たす約0.07であり、上記条件を満たしている。

【0033】

本発明者が行なった実験の結果によれば、 L/B の値に対する熱効率のポイント（図6で説明したような基準値からの改善度を%で表した値）は、次の対応表の通りである。

L/B	熱効率のポイント
0.12	0
0.11	0.6
0.1	0.7
0.09	0.8
0.07	1.0（実施形態の数値例）

【0034】

このように、 L/B の値と熱効率のポイントは比例関係にあり、 L/B の値を小さくしていけば熱効率は徐々に改善されていくが、実用的な見地から見れば0.6ポイントの改善では不十分であり、0.7ポイント以上の改善が必要である。これは、熱効率の改善による燃費の向上及びこれによる運転コストの低減と、本発明を採用したことによるピストン乃至エンジンの製造コストの増大とを、長期的な運用を前提として比較考量した場合、前記熱効率のポイントが0.7以上でないと発明を実施する実益が得られないからである。 L/B の値が0.1以下であれば、前記熱効率のポイントが0.7以上となり、実効性のある熱効率の改善が達成でき、産業上実用的な効果を得ることができる。

【0035】

また本発明者等の知見によれば、従来構造のピストンを備えたガスエンジンであって、 P_{me} （正味平均有効圧）が1.8MPa以上の効率が高いガスエンジンにおいては、本発明以外の手段を用いて前記熱効率のポイントを0.7以上とすることは困難であり、現実にはそのようなガスエンジンは存在しない。ところが、本発明の実施形態における実験の結果によれば、 P_{me} （正味平均有効圧）が1.8MPa以上である高効率のガスエンジンであっても、そのピストンを実施形態のような L/B の値が0.1以下であるピストンに交換することにより、上述したように前記熱効率を0.7以上のポイントで改善することが可能であることが判明した。

【0036】

4. 実施形態の効果

1) 本実施形態によれば、トップリングの冷却を強化することにより、トップリングの位置を $L/B \leq 0.1$ としても、エンジンの定格運転が可能である。

【0037】

2) 上記効果1)により、トップリングの膠着を回避して、BMEP (Brake Mean Effectiv

10

20

30

40

50

e Pressure：正味平均有効圧力）が 1.8 MPa 以上の高圧力、例えば 2.0 MPa （世界最高レベルの圧力）での運転が可能となる。

【0038】

3) 未燃排出物（都市ガスの場合、メタンが 90% 程度）の抑制効果が得られ、燃料経済性及びメタンによる地球温暖化を抑制する効果が得られる。

【符号の説明】

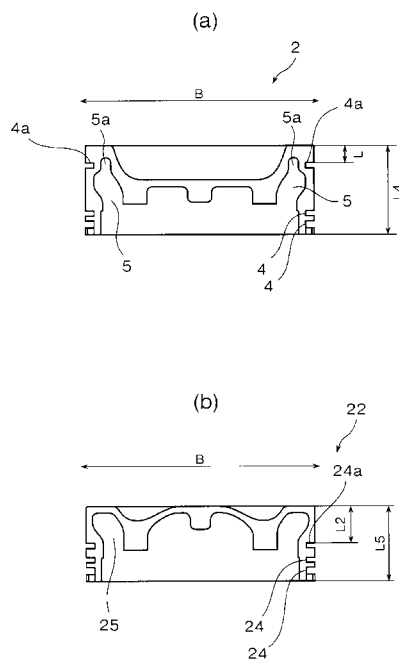
【0039】

- 1 … シリンダ
- 2 … ピストン
- 3 … ピストンリング
- 3 a … トップリング
- 4 … 周溝
- 4 a … 最上部の周溝
- 5 … 冷却室
- 5 a … 上部冷却室
- 11 … シリンダライナ
- 22 … 従来例のピストン
- 32 … 比較例 1 のピストン
- 42 … 比較例 2 のピストン
- S … デッドボリウム

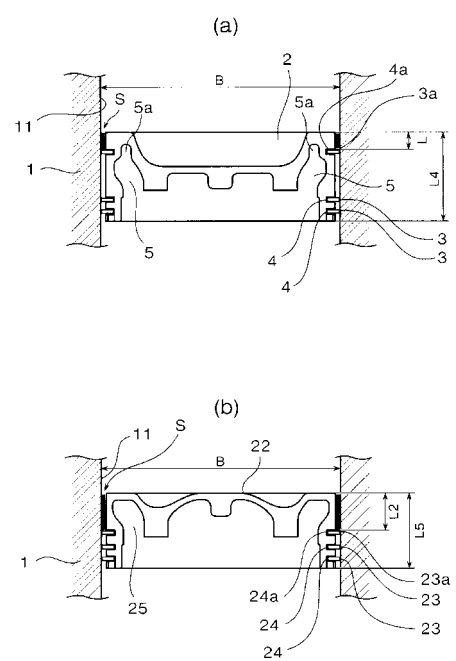
10

20

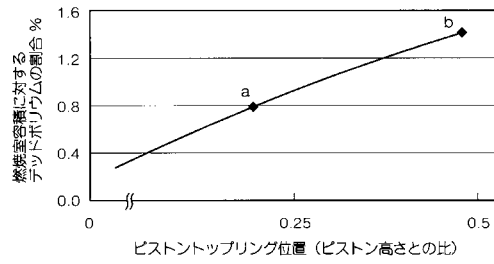
【図 1】



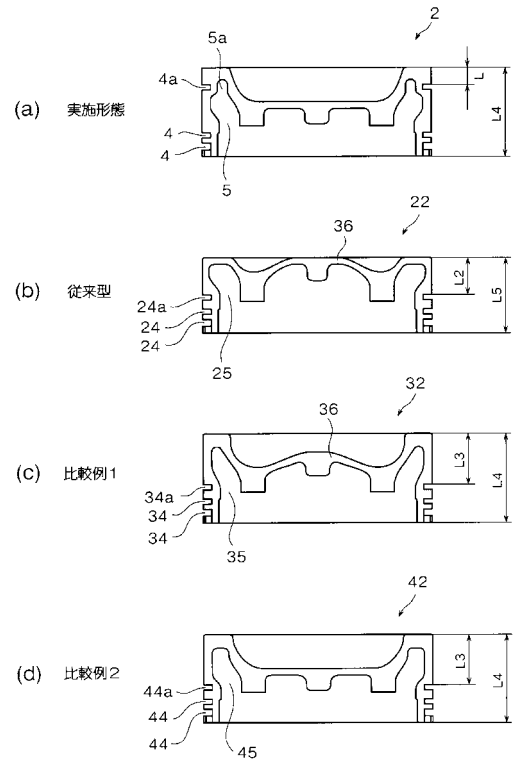
【図 2】



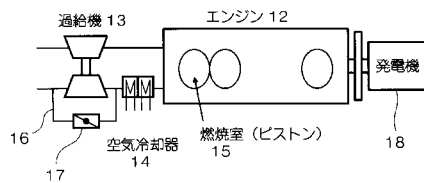
【図 3】



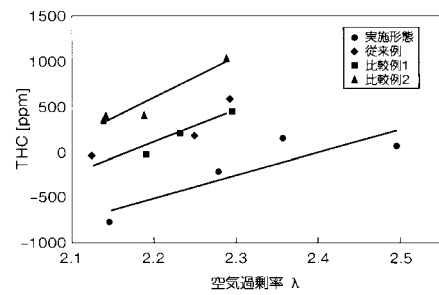
【図 4】



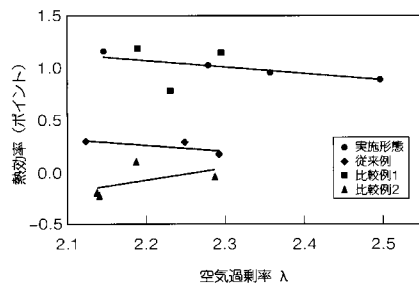
【図 5】



【図 7】



【図 6】



フロントページの続き

(72)発明者 渡辺 孝一

群馬県太田市西新町 1 2 5 - 1 新潟原動機株式会社太田工場内

Fターム(参考) 3J044 AA09 CA01 CA06 CB40 CC09 DA09