Cooling device of rotary piston engine

Publication number JP2016118115A
Authority JP
Grant status Application Patent type
Prior art keywords zone cold zone cooling liquids hot zone engine
Prior art date 2014-12-19
Application number JP2014256797A
Other languages Japanese (ja)
Inventor 隆則 坂井 隆則 坂井 昌直 山田 昌直 山田 裕孝 玉里 裕孝 玉里 児美伊 内山 児美伊 内山
Original Assignee マツダ株式会社
Priority date (The priority date is an assumption and is not a legal conclusion. Google has not performed a legal analysis and makes no representation as to the accuracy of the date listed.) 2014-12-19
Filing date 2014-12-19
Publication date 2016-06-30

Classifications

Y02T10—Road transport of goods or passengers
Y02T10/00—Road transport of goods or passengers
Y02T10/10—Internal combustion engine [ICE] based vehicles
Y02T10/17—Non-reciprocating piston engines, e.g. rotating motors

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To properly distribute cooling liquids to a hot zone and a cold zone, and to compactly arrange a control valve for controlling flow rates of the liquids.SOLUTION: A cooling device of a rotary piston engine comprises a circulation route for circulating cooling liquids to a water jacket 12 of an engine housing 11 constituting an engine main body part 1 from a water pump 20A via an introduction part. The water jacket 12 is divided into a hot zone H which corresponds to a combustion stroke and an exhaust stroke, and a cold zone C which corresponds to a combustion stroke. A discharge route of the cooling liquids in the hot zone H and the cold zone C is arranged at the engine main body part 1 between an intake system route and an exhaust system route when viewed from a direction of a rotating shaft of an engine. A distribution adjustment valve 30 for adjusting the distribution of the cooling liquids to the hot zone H and the cold zone C is arranged at the discharge route.SELECTED DRAWING: Figure 1

Description

Translated from Japanese

本発明は、ロータリピストンエンジンの冷却装置に関する。The present invention relates to a cooling system of the rotary piston engine.

下記の特許文献1に記載されているように、ロータリピストンエンジンのロータハウジングとサイドハウジングとに、ホットゾーンを冷却するホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーンを冷却するコールドゾーン側冷却水通路とが設けられ、ホットゾーン及びコールドゾーンの壁温に対応して、ホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーン側冷却水通路とに供給するウォータポンプからの冷却水の水量を制御する制御弁を設けた構成が公知である。As described in Patent Document 1 below, in the rotor housing and side housings of the rotary piston engine, and a cold zone side cooling water passage for cooling the hot zone side cooling water passage and the cold zone for cooling the hot zone provided, in correspondence with the wall temperature of the hot zone and cold zone, provided with a control valve for controlling the amount of water of the cooling water from the water pump to be supplied to the hot zone side cooling water passage and the cold zone side cooling water passage structure There are known.

実公平03−030592号公報 Real fair 03-030592 JP

一方、ホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーン側冷却水通路との冷却水量を制御する制御弁に加えて、ラジエータ以外の熱交換器、例えば空調用ヒータ及びオイルクーラ等、並びに冷却が必要な各種機器への冷却水の循環経路が必要であり、これらの複数の循環経路の各冷却水量を制御する流量制御弁も必要となる。On the other hand, in addition to the control valve for controlling the amount of cooling water of the hot zone side cooling water passage and the cold zone side cooling water passage, the heat exchanger other than a radiator, for example, air-conditioning heater and the oil cooler or the like, and cooling is required various circulation path of the cooling water to the equipment is necessary, it becomes necessary flow control valve for controlling the cooling water of the plurality of circulation paths.

そこで、ホットゾーンとコールドゾーンとに、冷却水を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁等をロータハウジングとサイドハウジングとを含むエンジン本体部の周囲にレイアウトする際には、該制御弁をコンパクトに配置する必要がある。Therefore, the hot zone and cold zone, when laying out the control valve or the like to properly distribute the cooling water and for controlling the flow around the engine body portion including a rotor housing and side housings, said control valve the need to compactly arranged.

本発明は、上記の課題を解決し、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部を2系統に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果を高めつつ、ホットゾーンとコールドゾーンとの冷却液を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁をコンパクトに配置したロータリピストンエンジンの冷却装置を提供する。The present invention is to solve the above problems, the engine main body portion of the rotary piston engine by cooling into two systems, while increasing the promotion and cooling effect of the warm-up, properly the cooling liquid of the hot zone and the cold zone to provide a cooling apparatus for dispensing to and rotary piston engine arranged a control valve for controlling the flow rate compactly.

上記の課題を解決するため、本発明は、エンジンハウジングのウォータジャケットをホットゾーンとコールドゾーンとに区画し、冷却液の排出経路を吸気系路と排気系路との間に設けると共に、該排出経路には、ホットゾーン及びコールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁を設けることを特徴とする。In order to solve the above problems, in conjunction with the present invention is to partition the water jacket of the engine housing in the hot zone and a cold zone, providing a discharge path of the cooling fluid between the intake system path and the exhaust system passage, the discharge the route, and providing a distribution adjusting valve for adjusting the distribution of the coolant to the hot zone and cold zone.

具体的には、本発明は、ロータリピストンエンジンの冷却装置を対象とし、次のような解決手段を講じた。In particular, the present invention is directed to a cooling apparatus for a rotary piston engine, took solving means as follows.

すなわち、第1の発明は、ウォータポンプから、エンジン本体部を構成するエンジンハウジングのウォータジャケットに導入部を介して冷却液を循環させる循環経路を備えたロータリピストンエンジンの冷却装置であって、ウォータジャケットは、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンと、吸気行程に対応するコールドゾーンとに区画されており、エンジン本体部には、ホットゾーン及びコー

ルドゾーンにおける冷却液の排出経路が、エンジンの回転軸方向から見て吸気系路と排気系路との間に設けられ、排出経路には、ホットゾーン及びコールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁が配設されているものである。That is, the first invention, the water pump, a cooling apparatus of a rotary piston engine with a circulation path for circulating the cooling liquid through the inlet section to the water jacket of the engine housing constituting the engine body portion, the water jacket, a hot zone that corresponds to the combustion stroke and an exhaust stroke, is partitioned into a cold zone corresponding to the intake stroke, the engine main body, the discharge path of the cooling liquid in the hot zone and cold zone, the engine viewed from the rotational axis provided between the intake system passage and the exhaust system path, the discharge path, which share adjust valve for adjusting the distribution of the coolant to the hot zone and cold zone is provided it is.
これによれば、ウォータジャケットに区画されたホットゾーン及びコールドゾーンへの冷却液の分配を調整する分配調整弁を吸気経路と排気系路との間にコンパクトに配置しつつ、エンジンの暖機促進と冷却効果とを高めることができる。According to this, while placed in the compact, warm-up of engine machine promotion between the distribution adjustment valve to adjust the distribution of the cooling liquid to the water jacket to the compartment has been hot zone and cold zone and the intake path and the exhaust system passage it can be increased and the cooling effect and.
第2の発明は、上記第1の発明において、冷却液の導入部は、ホットゾーンにおける点火プラグホールの近傍に設けられ、コールドゾーンは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されているものである。Pathway In a second aspect based on the first invention, the introduction of the cooling liquid is provided in the vicinity of the spark plug hole in the hot zone, cold zone, circulating cooling fluid from the compression stroke side to the intake stroke side are those formed.
これによれば、高温となる点火プラグホールの周辺部を効果的に冷却できると共に、ウォータジャケットのコールドゾーンに対応する吸気行程における吸気温度の上昇が抑制されて吸気密度が高まるので、吸気充填効率を向上することができる。According to this, it is possible to effectively cool the peripheral portion of the spark plug hole as a high temperature, since the intake density increase is suppressed in the intake air temperature in the intake stroke corresponding to the cold zone of the water jacket is increased, the intake air charging efficiency it can be improved.
第3の発明は、上記第2の発明において、ウォータポンプは、エンジン本体部における点火プラグホールが配設された一側部に配置されており、エンジン本体部の一側部であって、分配調整弁を介してラジエータを含む複数の循環経路からウォータジャケットへ冷却液が流入する流入経路に配設され、各循環経路における冷却液の流量を制御する流量制御弁をさらに備えているものである。In a third aspect based on the second invention, the water pump is arranged on one side to the spark plug hole is disposed in the engine body portion, a one side portion of the engine body portion, the distribution cooling fluid from the plurality of the circulation path including the radiator via a regulating valve to the water jacket is disposed on the inflow path that flows, in which further comprises a flow control valve for controlling the flow rate of the cooling liquid in each circulation path .
これによれば、エンジン本体部におけるウォータポンプが配置される一側部に流量制御弁をコンパクトに配置できるので、各循環経路における冷却液の流量を容易に且つ確実に制御することができる。According to this, since the flow control valve on one side the water pump is disposed in the engine body part can be arranged compactly, it is possible to easily and reliably control the flow of the cooling liquid in each of the circulation path.
本発明によれば、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部をホットゾーンとコールドゾーンとの2系統に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果とを高めつつ、該ホットゾーンとコールドゾーンとの冷却液を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁をコンパクトに配置することができる。According to the present invention, by cooling the engine main body portion of the rotary piston engine into two lines of the hot zone and the cold zone, while increasing the cooling effect and promotion of warm-up, cooling and the hot zone and the cold zone liquid to properly distribute and it is possible to arrange the control valve to control the flow rate in a compact.
図1（a）は一実施形態に係るロータリピストンエンジンを示す模式断面図であり、図1（b）は従来のロータリピストンエンジンを示す模式断面図である。1 (a) is a schematic sectional view showing a rotary piston engine according to one embodiment, FIG. 1 (b) is a schematic sectional view showing a conventional rotary piston engine. 図2は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を示す模式的な構成図である。2 is a schematic diagram showing a cooling apparatus for a rotary piston engine according to one embodiment. 図3は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量制御バルブ及び分配調整バルブの配置を示す模式的な斜視図である。3 is a schematic perspective view showing the arrangement of a rotary piston flow control valve and the distribution control valve constituting the cooling system for an engine according to an embodiment. 図4は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量制御バルブ及び分配調整バルブの配置を示す模式的な他の斜視図である。4 is a schematic another perspective view showing the arrangement of a flow control valve and the distribution control valve constituting the cooling apparatus for a rotary piston engine according to one embodiment. 図5は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置が冷却対象とする各作動装置の配置及び構成を示す模式図である。5 is a schematic view showing the arrangement and configuration of each actuating device cooling apparatus of a rotary piston engine according to the embodiment is to be cooled. 図6は一実施形態に係る各作動装置における冷間始動時から暖機完了後までの冷却液の流通の有無の一例を表わす一覧表である。FIG 6 is a table showing an example of the presence or absence of flow of the cooling fluid until after completion of the warm-up from cold start of each actuating device according to one embodiment. 図7（a）～図7（c）は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置における冷間始動後の実機による評価結果であり、図7（a）はホットゾーンにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表すグラフであり、図7（b）はコールドゾーンにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表すグラフであり、図7（c）はホットゾーンにおける冷却液の流通の有無と燃料消費率との関係を表すグラフである。Figure 7 (a) ~ Fig. 7 (c) an evaluation result by the actual machine after the cold start of the cooling apparatus of the rotary piston engine according to one embodiment, FIG. 7 (a) time of the temperature of the wall surface in the hot zone a graph showing the dependence on the presence or absence of flow of the cooling fluid, FIG. 7 (b) is a graph representing the time dependence of the temperature of the wall surface in the cold zone in the presence or absence of flow of the cooling fluid, FIG. 7 (c) is a graph showing the relationship between the presence and the fuel consumption rate of flow of the cooling liquid in the hot zone.
以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。Hereinafter, it will be described in detail with reference to embodiments of the present invention with reference to the drawings. 以下の好ましい実施形態の説明は、本質的に例示に過ぎず、本発明、その適用物又はその用途を制限することを意図しない。The following preferred embodiments described in, merely exemplary in nature, the present invention and are not intended to limit the scope or use thereof.
（一実施形態）(One embodiment)
図1（a）は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの断面構成を模式的に表し、図1（b）は従来のロータリピストンエンジンの断面構成を模式的に表している。1 (a) is a cross-sectional structure of a rotary piston engine according to the embodiment schematically represents, FIG. 1 (b) is a cross-sectional structure of a conventional rotary piston engine schematically represents.

図1（a）及び図1（b）に示すように、ロータリピストンエンジン（以下、エンジン本体部と呼ぶ。）1は、ロータハウジング11を有し、該ロータハウジング11におけるトロコイド内周面（ロータの摺動面）の近傍には、冷却液を流通させるウォータジャケット12が配設されている。As shown in FIG. 1 (a) and 1 (b), a rotary piston engine (hereinafter, referred to as engine body part.) 1 has a rotor housing 11, trochoid inner peripheral surface of the rotor housing 11 (rotor in the vicinity of the sliding surface), a water jacket 12 is disposed for circulating the cooling liquid.
ウォータジャケット12は、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンHと、吸気行程に対応するコールドゾーンCとに区画することができる。The water jacket 12 can be partitioned and the hot zone H corresponding to the combustion stroke and exhaust stroke, to the cold zone C corresponding to the intake stroke.
例えば、図1（a）に示す本実施形態のウォータジャケット12においては、ロータハウジング11と隣接するインタミディエイトハウジング（図示せず）又はサイドハウジング（図示せず）の上部に設けられる排気口11aの下端部とトレーリング点火プラグTの下端部とを結ぶ仮想線の上側の領域がホットゾーンHとなり、該仮想線から下側で且つ吸気口11bを含む領域がコールドゾーンCとなる。For example, the water jacket 12 of the present embodiment shown in FIG. 1 (a), (not shown) inter midi Eight housing adjacent the rotor housing 11 or the side housing exhaust port 11a provided at the upper portion (not shown) a lower end portion and the trailing spark plugs T upper area hot zone H next to an imaginary line connecting the lower end of a region containing and inlet port 11b on the lower side from the virtual line becomes cold zone C of.
図1（a）に示すように、本実施形態に係るエンジン本体部1において、トレーリング点火プラグTの近傍には、例えば、機械式のウォータポンプ20Aが配設されている。As shown in FIG. 1 (a), the engine body 1 according to the present embodiment, in the vicinity of the trailing ignition plug T, for example, mechanical water pump 20A is disposed. ウォータジャケット12は、ウォータポンプ20Aからロータハウジング11の上部を通過する第1経路12aと、該ウォータポンプ20Aからロータハウジング11の下部を通過する第2経路12bとの2つの経路に分割されて形成されている。The water jacket 12 is formed to be divided from the water pump 20A and the first path 12a passing through the upper portion of the rotor housing 11, into two paths and a second path 12b passing through the lower portion of the rotor housing 11 from the water pump 20A It is. 従って、第1経路12aは、ホットゾーンHを通過し、第2経路12bは、コールドゾーンCを通過する。Thus, the first path 12a passes through the hot zone H, the second path 12b passes through the cold zone C.
すなわち、冷却液の導入部は、ホットゾーンHにおける点火プラグホールの近傍に設けられている。That is, the inlet portion of the cooling fluid is provided in the vicinity of the spark plug hole in the hot zone H. また、コールドゾーンCは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されている。Further, the cold zone C is formed in a path for circulating the cooling fluid from the compression stroke side to the intake stroke side.
さらに、ウォータポンプ20Aが配設されたエンジン本体部1の一方の側部には、該ウォータポンプ20Aと接続された流量制御バルブ20Bが、後述する分配調整バルブ30を介して、ラジエータを含む複数の循環経路からウォータジャケット12へ冷却液が流入する流入経路に配設されている。Further, on one side of the engine body 1 to the water pump 20A is disposed, the flow rate control valve 20B which is connected with the water pump 20A, via a distribution control valve 30 to be described later, a plurality including a radiator cooling fluid from the circulation path to the water jacket 12 is disposed in the inflow path to the influx of. 流量制御バルブ20Bは、各循環経路における冷却液の流量を制御することができる。Flow control valve 20B can control the flow rate of the cooling liquid in each of the circulation path. ここで、流量制御バルブ20Bは、ウォータポンプ20Aと隣接して配置し、コンパクト化を高めるようにするのが好ましい。Here, the flow control valve 20B is disposed adjacent to the water pump 20A, preferable to increase the compactness.
また、冷却液の排出経路は、エンジン本体部1の回転軸（エキセントリックシャフト：偏心軸）方向から見て吸気系路（吸気口11b）と排気系路（排気口11a）との間に設けられている。In addition, the discharge path of the coolant, the engine body 1 axis of rotation: provided between the intake system path as seen from the (eccentric shaft eccentric shaft) direction and (the inlet port 11b) and the exhaust system passage (exhaust port 11a) ing. 分配調整バルブ30は、ホットゾーンH及びコールドゾーンCにおける冷却液の排出経路に配設されており、ホットゾーンH及びコールドゾーンCへの各冷却液の分配を調整することができる。Distribution control valve 30 is disposed in the discharge path of the cooling liquid in the hot zone H and cold zone C, it is possible to adjust the distribution of the coolant to the hot zone H and cold zone C.
一方、図1（b）に示す従来のウォータジャケット12においては、インタミディエイトハウジング等の下部に設けられる排気口11aの上端部とトレーリング点火プラグTの上端部とを結ぶ仮想線の下側の領域がホットゾーンHとなり、該仮想線から上側で且つ吸気口11bを含む領域がコールドゾーンCとなる。On the other hand, in the conventional water jacket 12 shown in FIG. 1 (b), below the imaginary line connecting the upper end portion of the upper portion and the trailing spark plugs T of the exhaust port 11a provided at the lower portion of such inter moves immediate housing area is hot zone H next to the, area, including and inlet 11b on the upper side from the virtual line is the cold zone C. 機械式のウォータポンプ20Aはエンジン本体部1の上部に配設されており、ウォータジャケット12は、ウォータポンプ20Aからトロコイド内周面の周囲を1つの経路として設けられる。Mechanical water pump 20A is disposed in the upper portion of the engine body 1, the water jacket 12 is provided around the trochoid inner peripheral surface as a single path from the water pump 20A. 従って、従来のウォータジャケット12を流通する冷却液は、ウォータポンプ20Aが作動している間は、常にホットゾーンHとコールドゾーンCとを流通する。Therefore, the cooling liquid flowing through conventional water jacket 12, while the water pump 20A is operating, always flows through the hot zone H and cold zones C.
ここで、本実施形態に係るエンジン本体部1と従来のエンジン本体部1とで、ホットゾーンHとコールドゾーンCとの位置が逆になっている。Here, in the engine body 1 according to the present embodiment with a conventional engine body 1, the position of the hot zone H and the cold zone C is reversed. 本実施形態に係るエンジン本体部1の場合は、一例として、該エンジン本体部1にターボ過給機を搭載する構成であることから、従来のエンジン本体部1に配設される排気口11aが下側となる構成では、排気を受けるターボ過給機がエンジン1の下部に位置することとなる。If the engine body 1 according to the present embodiment, as an example, since it is configured to mount a turbocharger to the engine body 1, an exhaust port 11a is disposed to a conventional engine body 1 in the lower become configuration, the turbocharger receiving the exhaust is positioned in the lower portion of the engine 1. 従って、例えばエンジンフードの位置を低く設定しようとすると、ターボ過給機がフレームと干渉する事態が生じる場合があり、本実施形態においては、ホットゾーンHを上側に設定して、ターボ過給機をエンジン1の上方に配置している。Thus, for example, when you try to set a low position of the engine hood, may turbocharger interferes with frame situation occurs, in the present embodiment, by setting the hot zone H to the upper, turbocharger the are arranged above the engine 1. 従って、ホットゾーンHを上側に設定し、コールドゾーンCをその下側に設定するという構成は、本発明とは無関係である。Therefore, to set the hot zone H to the upper, configured to set a cold zone C on the lower side is independent of the present invention.
ところで、図1（b）に示す従来のエンジン本体部1において、ウォータジャケット12に冷却液を流すと、ホットゾーンH及びコールドゾーンCのいずれにも冷却液が常時流れることになる。Incidentally, in a conventional engine body 1 shown in FIG. 1 (b), the flowing cooling liquid in the water jacket 12, the cooling fluid will flow constantly into any of the hot zone H and cold zone C. 従って、従来の

エンジン本体部1においては、暖機運転（昇温）時でも、ホットゾーンHが冷却液により冷却されてしまい、燃費効果を得られにくい。Therefore, in the conventional engine body 1, even when warm-up operation (heating), the hot zone H is will be cooled by the cooling fluid, is difficult to obtain the fuel efficiency.
これに対し、図1（a）に示す本実施形態に係るエンジン本体部1においては、ウォータジャケット12を第1経路12aと第2経路12bとに分けることにより、いずれか一方の経路に冷却液を選択的に流通させることができる。In contrast, in the engine body 1 according to the present embodiment shown in FIG. 1 (a), by dividing the water jacket 12 and the first path 12a and a second path 12b, and the cooling fluid to either one path it can be selectively circulated. 例えば、暖機運転（昇温）時において、コールドゾーンCにのみ冷却液を流し、ホットゾーンHには冷却液を流さないようにすると、ホットゾーンHの昇温を促進することができ、燃費の低減効果を得ることができる。For example, during warm-up operation (heating), only flowing coolant cold zone C, and the hot zone H so as not to flow the cooling fluid, it is possible to promote the Atsushi Nobori of the hot zone H, fuel consumption it can be obtained the effect of reducing.
その上、エンジン本体部1におけるウォータポンプ20Aが配置される一方の側部に流量制御バルブ20Bをコンパクトに配置できるので、各循環経路における冷却液の流量を容易に且つ確実に制御することができる。Moreover, it is possible to place the flow control valve 20B compactly on one side to the water pump 20A in the engine body 1 is disposed, it is possible to easily and reliably control the flow of the cooling liquid in each circulation path .
また、ウォータジャケット12に区画されたホットゾーンH及びコールドゾーンCへの冷却液の分配を調整する分配調整バルブ30が、吸気経路と排気系路との間にコンパクトに配置されると共に、エンジン本体部1の暖機促進と冷却効果とを向上することができる。Further, the distribution adjusting valve 30 for adjusting the distribution of the coolant to the hot zone H and cold zone C, which is partitioned into the water jacket 12 is compactly disposed between the intake path and the exhaust system path, an engine main body it is possible to improve the part 1 of the warm-up promotion and cooling effect.
また、流量制御バルブ20Bが、ホットゾーンHにおける点火プラグホールの近傍に設けられた冷却液の導入部に配設されていることから、高温となる点火プラグホールの周辺部を効果的に冷却できる一方、コールドゾーンCに対応する吸気行程における吸気温度の上昇が抑制されて吸気密度が高まるので、吸気充填効率を向上することができる。The flow rate control valve 20B is, since it is disposed in the inlet portion of the cooling fluid provided in the vicinity of the spark plug hole in the hot zone H, it may effectively cool the peripheral portion of the spark plug hole heated to a high temperature on the other hand, since the intake density increase is suppressed in the intake air temperature in the intake stroke corresponding to the cold zone C is increased, it is possible to improve the intake air charging efficiency.
図2は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置の模式的な構成を表している。Figure 2 represents the schematic configuration of a cooling apparatus of a rotary piston engine according to the embodiment. 図2に示すように、エンジン本体部1に循環経路13を介して冷却液を送出する機械式ウォータポンプ20Aと、該冷却液の流量を制御する複数のバルブ20b、20c及び20dを含む流量制御バルブ20Bと、流入口がエンジン本体部1に設けられた分配調整バルブ30と接続され、流出口が流量制御バルブ20Bのバルブ20bと接続されたラジエータ21と、流入口が分配調整バルブ30と接続され、流出口がラジエータ21の流入口及びバルブ20bと接続されたEGRクーラ22とを備えている。As shown in FIG. 2, the flow control comprising a mechanical water pump 20A to the engine body 1 through the circulation path 13 and sends the coolant, a plurality of valves 20b for controlling the flow rate of the cooling fluid, and 20c and 20d connecting a valve 20B, inlet port is connected to the share adjust valve 30 provided in the engine body 1, a radiator 21 that is connected to the valve 20b of the outlet flow rate control valve 20B, the inflow port and the distribution adjustment valve 30 is, the outlet is provided with an EGR cooler 22 that is connected to the inlet port and the valve 20b of the radiator 21. ここで、図2においては、流量制御バルブ20Bに含まれるバルブ20b、20c及び20dは、個別の3個のバルブから構成されているように図示しているが、これは便宜上に過ぎず、ロータリバルブ等によってコンパクトに構成することができる。Here, in FIG. 2, the valve 20b included in the flow control valve 20B, 20c and 20d, which are illustrated as being composed of discrete three valves, this is merely for convenience, rotary it can be made compact by such valve.
また、エンジン本体部1の分配調整バルブ30からの冷却液を受けるターボ過給機（T／C）用冷却器23と、その下流に位置し流出口がバルブ20cと接続されたEGRクーラバイパスバルブ用冷却器24と、分配調整バルブ30からの冷却液を受け、流出口がバルブ20cと接続された電子スロットルバルブ用温調器25と、分配調整バルブ30からの冷却液を受け、流出口がバルブ20cと接続された車両空調用ヒータ26と、分配調整バルブ30からの冷却液を受ける水冷オイルクーラ（O／C）27と、その下流に位置し流出口がバルブ20dと接続された、例えば自動変速器ウォーマ（ATF／W）用冷却器28とを備えている。Also, the turbo supercharger for receiving the coolant from the distribution control valve 30 of the engine main body portion 1 (T / C) for the cooler 23, EGR cooler bypass valve outlet located downstream thereof is connected to the valve 20c and use the cooler 24 receives the cooling fluid from the distribution control valve 30, and the outlet is an electronic throttle valve for temperature controller 25 connected with the valve 20c receives coolant from the distribution control valve 30, the outlet a vehicle air conditioner heater 26 connected to the valve 20c, a water-cooled oil cooler (O / C) 27 for receiving the coolant from the distribution control valve 30, the outlet located downstream thereof is connected to the valve 20d, for example, and an automatic transmission warmer (ATF / W) for the cooler 28.
ここで、EGRとは、排気の一部を吸気に添加する手法である排気再循環をいう。Here, EGR refers to exhaust gas recirculation is a technique of adding a portion of the exhaust to the intake. また、自動変速器ウォーマ（ATF／W）用冷却器28は、手動変速器ウォーマ（MTF／W）であってもよい。Also, automatic transmission warmer (ATF / W) cooler 28 may be a manual transmission apparatus warmer (MTF / W).
以上の構成により、本実施形態に係る冷却装置は、ウォータジャケット12を第1経路12aと第2経路12bとに分割すると共に、分配調整バルブ30の開度を適当に調節することにより、冷却液を第1経路12a及び第2経路12bの両方又はいずれか一方の経路に選択的に流通させることができる。With the above configuration, the cooling device according to the present embodiment is adapted to divide the water jacket 12 in a first path 12a and the second path 12 b, by suitably adjusting the opening of the dispensing control valve 30, the cooling fluid it can be selectively distributed to both or either of the path of the first path 12a and a second path 12b.
さらに、流量制御バルブ20Bの各バルブ20b～20dの開度を適当に調節することにより、冷却液をターボ過給機用冷却器23、電子スロットルバルブ用温調器25、車両空調用ヒータ26又は水冷オイルクーラ27等々に選択的に流通させることができる。Further, by adjusting the opening degree of each valve 20b~20d of the flow control valve 20B appropriately, the coolant turbo supercharger cooler 23, an electronic throttle valve for temperature controller 25, heater for a vehicle air conditioner 26 or it is possible to selectively distributed in the water-cooled oil cooler 27 and so on.
図3及び図4に本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量制御バルブ20B及び分配調整バルブ30のそれぞれの配置の一例を模式的に示す。3 and an example of each of the arrangement of the flow control valve 20B and the distribution control valve 30 constituting a cooling apparatus of a rotary piston engine according to the embodiment shown schematically in FIG. 図3及び図4に示すように、流量制御バルブ20Bは、例えば、三方（四方）調整用のロータリバルブとして、排

気口11aと反対側の側部、すなわち点火プラグホール（図示せず）が設けられる側の側部に配設される。As shown in FIGS. 3 and 4, the flow control valve 20B, for example, as a rotary valve of the three-way (four-way) for adjustment, opposite side, i.e. the spark plug hole (not shown) provided with an exhaust port 11a It is disposed on the side of the side. これに対し、図3及び図4に示すように、分配調整バルブ30は、例えば、二方調整用のロータリバルブとして、ロータリピストンの回転軸であるエキセントリックシャフトの軸方向から見て排気口11aと吸気口11bとの間の部位に配設される。In contrast, as shown in FIGS. 3 and 4, the distribution control valve 30 is, for example, as a rotary valve for two-way adjustment, and an exhaust port 11a as viewed from the axial direction of the eccentric shaft which is of a rotary piston rotating shaft It is disposed at a site between the inlet 11b.
図5は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置が冷却対象とする、車両に搭載される主な作動装置（デバイス）の配置及び構成を模式的に表している。Figure 5 is a cooling device of the rotary piston engine according to the present embodiment is to be cooled, and the arrangement and configuration of the main actuating device mounted on a vehicle (device) represents schematically. 図5に示すように、EGRクーラ22は、エンジン本体部1からの排気管と分岐され、吸気管41におけるインタクーラ42の下流部分と接続されたEGR管40に配設された水冷式の冷却器である。As shown in FIG. 5 of 5, EGR cooler 22 is branched an exhaust pipe from the engine body 1, a water-cooled cooler disposed in the EGR pipe 40 connected to the downstream portion of the intercooler 42 in the intake pipe 41 it is. また、EGRクーラバイパスバルブ24Aは、EGRクーラ22の上流側で分岐し、EGR管40における吸気管41との接続部の近傍に接続されるEGRバイパス管40aの下流側に設けられる。Further, an EGR cooler bypass valve 24A is branched on the upstream side of the EGR cooler 22, disposed downstream of the EGR bypass pipe 40a which is connected to the vicinity of the connecting portion between the intake pipe 41 in the EGR pipe 40. なお、EGRクーラバイパスバルブ24Aは、エンジン本体部1の低負荷時に開状態とされる。Incidentally, EGR cooler bypass valve 24A is opened at the time of low load of the engine body 1. ターボ過給機23Aは、エンジン本体部1からの排気を受けるタービンと、該タービンと同軸上に設けられ、吸気を圧縮するコンプレッサとを有し、インタクーラ42の上流側に配設される。Turbocharger. 23A, a turbine for receiving the exhaust gas from the engine body 1 is provided on the turbine coaxially, and a compressor for compressing the intake air is disposed upstream of the intercooler 42. また、電子スロットルバルブ25Aは、吸気管41におけるインタクーラ42の下流側に設けられる。The electronic throttle valve 25A is provided on the downstream side of the intercooler 42 in the intake pipe 41. ここで、上述したように、実機においては、ターボ過給機23Aは、例えば、エンジン本体部1のホットゾーンHの上方に搭載される。Here, as described above, in the actual machine, turbocharger 23A, for example, it is mounted above the hot zone H of the engine body 1.
図6は本実施形態に係る各デバイスにおける冷間始動時から暖機完了後までの冷却液の流通の有無の一例を表形式で表している。Figure 6 shows an example of the presence or absence of flow of coolant from the cold start of the devices according to the present exemplary embodiment until after completion of the warm-up in a table format. 図6において、矢印（→）が付与された欄は冷却液が流通する状態を表し、斜線（／）が付与された欄は冷却液が流通しない状態を表している。6, column arrow (→) is applied shows a state in which the cooling liquid flows, column hatched (/) is applied shows a state in which the cooling liquid is circulated.
図1（a）に示したように、エンジン本体部1においては、冷間始動時は、ウォータジャケット12に設けた第1経路12aには冷却液を流したくない。As shown in FIG. 1 (a), in the engine body 1, during cold startup, not want flowing coolant in the first path 12a provided in the water jacket 12. しかしながら、図2に示すグループAのデバイス、すなわち、電子スロットルバルブ用温調器25、ターボ過給機用冷却器23、EGRクーラバイパスバルブ用冷却器24及びオン状態の車両空調用ヒータ26は、冷間始動時であっても、冷却液を流通させるのが好ましい。However, the device of the group A shown in FIG. 2, ie, electronic throttle valve for temperature controller 25, turbocharger cooler 23, EGR cooler bypass valve for the cooler 24 and the on-state vehicle air conditioning for the heater 26, even when cold starting, preferably circulating the coolant. なぜなら、図3に示したように、ターボ過給機23A及びEGRクーラバイパスバルブ24Aは、エンジン本体部1の始動の直後から排気を直接に受けることから温度上昇が激しく、また、電子スロットルバルブ25Aは、氷結防止等のために冷却水を流して温度調節を行うからである。This is because, as shown in FIG. 3, the turbo supercharger 23A and EGR cooler bypass valve 24A, the temperature rise from undergoing the exhaust directly from immediately after the start of the engine body 1 and volatile, electronic throttle valve 25A is because adjust the temperature by flowing a cooling water for the anti-icing and the like. また、車両空調用ヒータ26は、手動又は自動でオン状態となれば、冷却液を流す必要がある。The vehicle air conditioner heater 26, if an ON state manually or automatically, it is necessary to flow a coolant.
このように、冷間始動時には、エンジン本体部1のウォータジャケット12におけるホットゾーンHを通る第1経路12aは、分配調整バルブ30によって閉状態とするものの、コールドゾーンCを通る第2経路12bを適当に開状態とすることにより、図6に示すように、グループAのデバイスには所定の流量の冷却液を流通させることが可能となる。Thus, at the time of cold start, the first path 12a passing through the hot zone H in the water jacket 12 of the engine body 1, although the distribution control valve 30 is closed, the second path 12b through the cold zone C with appropriately opened state, as shown in FIG. 6, it is possible to circulate the cooling liquid of a predetermined flow rate to the device group the a. なお、図2に示すように、グループAのデバイスは、流量制御バルブ20Bにおけるバルブ20cの開度の調節により、冷却液の流量を調整することができる。As shown in FIG. 2, Groups A device, by adjusting the degree of opening of the valve 20c in the flow control valve 20B, it is possible to adjust the flow rate of the cooling fluid. 同様に、ラジエータ21及びEGRクーラ22はバルブ20bの開度の調節により、水冷オイルクーラ27及び自動変速器ウォーマ用冷却器28はバルブ20dの開度の調節により、それぞれ、冷却液の流量を調整することができる。Similarly, the radiator 21 and the EGR cooler 22 by adjusting the degree of opening of the valve 20b, a water-cooled oil cooler 27 and the automatic transmission warmer for the cooler 28 by adjusting the degree of opening of the valve 20d, respectively, adjusting the flow rate of the cooling liquid can do.
図6をさらに説明すると、暖機判定において、冷却液の温度が所定の温度に達していると判定された場合には、分配調整バルブ30の開度の調節により、コールドゾーンCに加え、ホットゾーンHに対しても、すなわちウォータジャケット12の第1経路12aに対しても冷却液を流し始める。To further illustrate the FIG. 6, in the warm-up determination, when the temperature of the coolant is determined to have reached the predetermined temperature, by adjusting the opening degree of the distribution control valve 30, in addition to the cold zone C, hot also for the zone H, ie also starts flowing a cooling liquid to the first path 12a of the water jacket 12. さらに、流量制御バルブ20Bのバルブ20bを適当な開状態とすることにより、ラジエータ21及びEGRクーラ22に冷却液を流す。In addition, by making the valve 20b of the flow control valve 20B with a suitable open state, flowing a coolant to the radiator 21 and the EGR cooler 22. 暖機判定で冷却液の温度が所定の温度未満と判定された場合の「半暖機」状態においては、流量制御バルブ20Bのバルブ20dを適当な開状態とすることにより、水冷オイルクーラ27及び自動変速器ウォーマ用冷却器28に冷却液を流す。In the "semi-warm-up" state when the temperature of the cooling liquid is determined to be less than a predetermined temperature at warm-up determination, by the valve 20d of the flow control valve 20B with a suitable open state, and a water-cooled oil cooler 27 flowing a cooling liquid to the automatic transmission warmer for the cooler 28.
流量制御バルブ20Bにおける各バルブ20b～20dによる流量の調整は適宜行うことができ、例えば、冷間始動時及び低負荷時の流量は少量でもよく、また、暖機完了後の高負荷運転時にはその流量を増量してもよい。Flow rate adjustment by the valves

20b~20d in the flow control valve 20B can be carried out appropriately, for example, flow rate at and the low-load time of the cold start may even in small amounts, also during high-load operation after warm-up completion of the flow rate may be increased to.
以上説明したように、エンジン本体部1の冷間始動時には、該エンジン本体部1のウォータジャケット12におけるホットゾーンHには冷却液を流さず、コールドゾーンCにのみ冷却液を流す。As described above, at the time of cold start of the engine body 1, the hot zone H in the engine water jacket 12 of the main body 1 without flowing coolant, flowing a cooling fluid only to the cold zone C. これにより、燃費の改善効果だけでなく、エンジン本体部1の構成部材に対する不具合の発生を防止することができる。Thus, not only the improvement effect in fuel consumption can be prevented occurrence of a problem with respect to components of the engine body 1.
具体的には、エンジン本体部1の動作中において、ホットゾーンHは、燃焼ガスの温度が高いため、エンジン本体部1のハウジングの壁面の温度が高いほど、燃焼の損失の低減効果が大きい。Specifically, during operation of the engine body 1, the hot zone H is higher temperature of the combustion gases, as the temperature of the wall surface of the housing the engine body 1 is high, a large effect of reducing the loss of combustion. また、ホットゾーンHは、燃焼ガスの圧力が高いため、ロータの摺動面の温度が高いほど、ロータとその摺動面との間に介在する油膜の粘度が適切となり、且つ、その膜厚も適切となる。Further, the hot zone H, since the high pressure of the combustion gases, as the temperature of the sliding surface of the rotor is high, the viscosity of the oil film interposed between the rotor and the sliding surface becomes suitable, and that the thickness also be appropriate. これにより、アペックスシール、サイドシール及びコーナシールを含むガスシールの摩擦損失の低減効果が大きくなる。Thus, apex seals, the effect of reducing the friction loss of the gas seal comprising a side seal and corner seal increases.
これに対し、コールドゾーンCには燃焼熱が伝わりにくいため、冷却液を冷間始動時から流しても、その損失は小さい。In contrast, since the hardly transmitted the combustion heat in the cold zone C, even flow of coolant from the cold start, the loss is small.
図7（a）～図7（c）に本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置における冷間始動後の実機による評価結果であり、図7（a）はホットゾーンHにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表し、図7（b）はコールドゾーンCにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表し、図7（c）はホットゾーンHにおける冷却液の流通の有無と燃料消費率との関係を表している。Figure 7 (a) is a result of evaluation by the actual machine after the cold start of the cooling apparatus of the rotary piston engine according to the present embodiment to FIG. 7 (c), 7 (a) shows the temperature of the wall surface in the hot zone H represents the time dependence of the presence or absence of flow of the cooling fluid, FIG. 7 (b) represents the time dependence of the temperature of the wall surface in the cold zone C in the presence or absence of circulation of the cooling liquid, in FIG. 7 (c) hot zone H It represents the relationship between the presence and the fuel consumption rate of flow of cooling liquid.
図7（a）からは、冷却液をホットゾーンHに流す場合（水流あり）は、冷間始動時から所定時間後の壁面の温度は約70℃であり、冷却液をホットゾーンHに流通させない場合（水流停止）は、始動後から所定時間後の壁面の温度は約130℃にまで上昇していることが分かる。From FIG. 7 (a), when (with water) flowing a cooling fluid to the hot zone H, the temperature of the wall surface after a predetermined time from the time of cold start is about 70 ° C., flows through the cooling liquid to the hot zone H If not let (water stop), the temperature of the wall surface after a predetermined time after startup seen to be elevated to about 130. ° C..
これに対し、図7（b）からは、冷却液をコールドゾーンCに流通させる場合（水流あり）は、冷間始動時から所定時間後の壁面の温度は約45℃であり、冷却液をホットゾーンHに流通させない場合（水流停止）は、始動後から所定時間後の壁面の温度は約62℃である。In contrast, from FIG. 7 (b), the case (with water) for circulating the cooling liquid to the cold zone C, the temperature of the wall surface after a predetermined time from the time of cold start is about 45 ° C., the cooling liquid If not allowed to flow to the hot zone H (water stop), the temperature of the wall surface after the predetermined time after the start is about 62 ° C..
これらのことから、冷間始動時からホットゾーンHに冷却液を流すと暖機が遅れ、これとは逆に、冷間始動中にホットゾーンHに冷却液を流さないことにより暖機が速くなることが分かる。From these, warm-up is delayed when flowing cooling liquid into the hot zone H from the time of cold start, on the contrary, faster warm-up by not flowing coolant into the hot zone H in a cold start It made it can be seen. 従って、上述した壁面の温度が高いほど、燃焼の損失の低減効果が大きいこと、また、壁面の温度が高いほど、ガスシールの摩擦損失の低減効果が大きくなることの効果を得られることが実証される。Accordingly, as the temperature of the wall surface as described above is high, it is a large effect of reducing the loss of the combustion, and as the temperature of the wall surface is high, demonstrating that obtained the effect of reducing the effect of the friction loss of the gas seal increases It is.
また、図7（c）からは、冷間始動中にホットゾーンHに冷却液を流通させないことにより、燃料消費率が低下していることが分かる。Further, from the FIG. 7 (c), the by not circulating the cooling liquid in the hot zone H in a cold start, it is understood that the fuel consumption rate is lowered.
なお、上記の一実施形態は、図1（a）に示すロータリピストンエンジン1に適応した例を示したが、図1（b）に示す従来のエンジン1においても、ホットゾーンHとコールドゾーンCとに区分し、ウォータジャケット12を、ホットゾーンHを通過する第1経路と、コールドゾーンCを通過する第2経路との2つの経路に分割形成し、本発明を適応するようにしてもよい。Incidentally, one of the above embodiments, although an example adapted to the rotary piston engine 1 shown in FIG. 1 (a), even in the conventional engine 1 shown in FIG. 1 (b), the hot zone H and cold zone C divided into the city, the water jacket 12, a first path through the hot zone H, divided formed into two paths and a second path through the cold zone C, may be adapted to the present invention .
−効果− - Effect -
以上より、本実施形態によれば、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部1を、ホットゾーンH及びコールドゾーンCの2系統として、それぞれを選択的に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果とを高めることができる。As described above, according to the present embodiment, the engine body 1 of the rotary piston engine, as two systems of the hot zone H and cold zone C, by selectively cooling, respectively, the cooling effect and promoting the warm-up it can be enhanced. その上、ホットゾーンHとコールドゾーンCとに冷却液を適切に分配する分配調整バルブ30と、冷却液の流量を複数の循環経路ごとに制御する流量制御バルブ20Bとをコンパクトに配置することができる。Moreover, to be arranged and the distribution control valve 30 to properly distribute the cooling liquid to the hot zone H and cold zone C, and a flow control valve 20B for controlling the flow rate of the cooling liquid for each of a plurality of circulation paths in a compact it can.
本発明に係るロータリピストンエンジンの冷却装置は、暖機の促進と冷却効果とを高める構成をコンパクトに実現できる用途等に適用することができる。Cooling device of a rotary piston engine according to the present invention can be applied in applications such as can be realized a structure to enhance and facilitate the cooling effect of the warm-up compact.
1 ロータリピストンエンジン（エンジン本体部） 1 rotary piston engine (the engine body part)
11 ロータハウジング（エンジンハウジング） 11 rotor housing (engine housing)
11a 排気口11b 吸気口 輪郭12 ウォータジャケット12a 第1経路12b 第2経路13 循環経路20A 機械式ウォータポンプ（ウォータポンプ） 11a exhaust port 11b inlet contour 12 water jacket 12a first path 12b second path 13 circulation route 20A mechanical water pump (water pump)
20B 流量制御バルブ（流量制御弁） 20B flow control valve (flow control valve)

20b、20c、20d バルブ21 ラジエータ22 EGRクーラ23 ターボ過給機用冷却器23A ターボ過給機24 EGRクーラバイパスバルブ用冷却器24A EGRクーラバイパスバルブ25 電子スロットルバルブ用温調器25A 電子スロットルバルブ26 車両空調用ヒータ27 水冷オイルクーラ28 自動変速器ウォーマ用冷却器30 分配調整バルブ（分配調整弁） 20b, 20c, 20d valve 21 radiator 22 EGR cooler 23 turbo supercharger for cooler 23A turbo supercharger 24 EGR cooler bypass valve for cooler 24A EGR cooler bypass valve 25 electronic throttle temperature controller for the valve 25A electronic throttle valve 26 vehicle air conditioning heater for 27 water-cooled oil cooler 28 automatic transmission warmer cooler 30 distribution adjustment valve (distribution adjustment valve)

Claims (3)

Translated from Japanese

1. ウォータポンプから、エンジン本体部を構成するエンジンハウジングのウォータジャケットに導入部を介して冷却液を循環させる循環経路を備えたロータリピストンエンジンの冷却装置において、From the water pump, the cooling system of the rotary piston engine with a circulation path for circulating the cooling liquid through the inlet section to the water jacket of the engine housing constituting the engine main body portion,
前記ウォータジャケットは、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンと、吸気行程に対応するコールドゾーンとに区画されており、The water jacket, a hot zone that corresponds to the combustion stroke and an exhaust stroke, is partitioned into a cold zone corresponding to the intake stroke,
前記エンジン本体部には、前記ホットゾーン及び前記コールドゾーンにおける冷却液の排出経路が、エンジンの回転軸方向から見て吸気系路と排気系路との間に設けられ、Wherein the engine body portion, the hot zone and the discharge path of the cooling liquid in the cold zone is provided between the intake system passage when viewed from the rotation axis of the engine and the exhaust system path,
前記排出経路には、前記ホットゾーン及び前記コールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁が配設されているロータリピストンエンジンの冷却装置。The the discharge path, the cooling device of the rotary piston engine share adjust valve for adjusting the distribution of the cooling liquid into the hot zone and the cold zone is provided.

2. 請求項1において、Method according to claim 1,
冷却液の前記導入部は、前記ホットゾーンにおける点火プラグホールの近傍に設けられ、The introduction of the cooling liquid is provided in the vicinity of the spark plug hole in the hot zone,
前記コールドゾーンは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されているロータリピストンエンジンの冷却装置。The cold zone, the cooling device of the rotary piston engine, which is formed in a path for circulating the cooling fluid from the compression stroke side to the intake stroke side.

3. 請求項2において、In claim 2,
前記ウォータポンプは、前記エンジン本体部における前記点火プラグホールが配設された一側部に配置されており、The water pump is arranged on one side to the spark plug hole in the engine main body portion is disposed,
前記エンジン本体部の前記一側部であって、前記分配調整弁を介してラジエータを含む複数の循環経路から前記ウォータジャケットへ冷却液が流入する流入経路に配設され、前記各循環経路における冷却液の流量を制御する流量制御弁をさらに備えているロータリピストンエンジンの冷却装置。A said one side portion of the engine body portion, the cooling fluid distribution adjusting valve from the plurality of circulation paths including the radiator through to the water jacket is disposed on the inflow path for flowing the cooling in the respective circulation path cooling system of the rotary piston engine further comprising a flow control valve for controlling the flow rate of the liquid.

Similar Documents

Publication	Publication Date	Title
US4362131A (en)	1982-12-07	Engine cooling system
US3752132A (en)	1973-08-14	Dual cooling system for engines
US6098576A (en)	2000-08-08	Enhanced split cooling system
US5669338A (en)	1997-09-23	Dual circuit cooling systems
US7059308B2 (en)	2006-06-13	Cooling device
US7267084B2 (en)	2007-09-11	Cooling and preheating device
US6230668B1 (en)	2001-05-15	Locomotive cooling system
US20070157893A1 (en)	2007-07-12	Coolant valve system for internal combustion engine and method
GB2429763A (en)	2007-03-07	Cooling system comprising heat exchangers for motor vehicle cold start operation
US20110197832A1 (en)	2011-08-18	Coolant jackets for an internal combustion engine and method of control
US20110138807A1 (en)	2011-06-16	Exhaust heat recovery for engine heating and exhaust cooling
US7264520B1 (en)	2007-09-04	Cooling system for an outboard motor having both open and closed loop portions
US20070137594A1 (en)	2007-06-21	Device for controlling the temperature of fluids circulating in a heat engine vehicle and method used by said device
US6220522B1 (en)	2001-04-24	Internal combustion engine having combustion heater
US20050081507A1 (en)	2005-04-21	Fluid system
US20040107922A1 (en)	2004-06-10	Engine cooling system thermostat bypass for dual temperature control
US7921829B2 (en)	2011-04-12	Engine cooling medium circulation device
JP2010163920A (en)	2010-07-29	Cooling device of engine
JP2005299592A (en)	2005-10-27	Lubricating device of internal combustion engine
JP2010043555A (en)	2010-02-25	Cooling device for internal combustion engine

Publication	Publication Date	Title
US20080276886A1 (en)	2008-11-13	Internal combustion engine cooling system
US20120192557A1 (en)	2012-08-02	Engine System
US20120048217A1 (en)	2012-03-01	Coolant circuit
US20090000779A1 (en)	2009-01-01	Single-loop cooling system having dual radiators
US20120181001A1 (en)	2012-07-19	Thermal management systems and methods

Legal Events

Date	Code	Title	Description
2016-03-23	A621	Written request for application examination	**Free format text**: JAPANESE INTERMEDIATE CODE: A621 **Effective date**: 20160323