

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5490987号
(P5490987)

(45) 発行日 平成26年5月14日(2014.5.14)

(24) 登録日 平成26年3月7日(2014.3.7)

(51) Int. Cl.		F I			
FO2M	25/07	(2006.01)	FO2M	25/07	580E
FO1P	3/20	(2006.01)	FO1P	3/20	F
FO1P	7/16	(2006.01)	FO1P	7/16	502L

請求項の数 12 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2007-266318 (P2007-266318)	(73) 特許権者	503136222
(22) 出願日	平成19年10月12日(2007.10.12)		フォード グローバル テクノロジーズ、 リミテッド ライアビリティ カンパニー
(65) 公開番号	特開2008-95694 (P2008-95694A)		アメリカ合衆国 ミシガン州 48126
(43) 公開日	平成20年4月24日(2008.4.24)		、ディアボーン タウン センター ドラ イヴ 330, スイート 800, フェア レーン プラザ サウス
審査請求日	平成22年9月9日(2010.9.9)	(74) 代理人	110001427
審判番号	不服2012-19118 (P2012-19118/J1)		特許業務法人前田特許事務所
審判請求日	平成24年10月1日(2012.10.1)	(72) 発明者	イアン グラム ペッグ
(31) 優先権主張番号	0620165.1		英国チェルムスフォード、リンクストライ プ、ペニンントン
(32) 優先日	平成18年10月12日(2006.10.12)	(72) 発明者	レス ウィリアム ルートリッジ
(33) 優先権主張国	英国 (GB)		英国エセックス、ホックリー、プレナムク ローズ8

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンの冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

その中を冷却液がポンプによって循環させられる冷却液循環路と、

上記冷却液循環路上に設けられた、エンジンの中を流れる冷却液の流量を増量又は減量するための電子制御式流量調整弁と、

上記エンジンの排気口からの排気ガスを冷却した上で上記エンジンの吸気口に再循環させるために設けられた、排気ガス再循環装置の一部を形成する排気ガス冷却器とを備え、

上記排気ガス冷却器は、上記電子制御式流量調整弁の上流位置から冷却液の供給を受けるように構成され、

上記排気ガス冷却器が設けられた流路の、流れに対する抵抗は、上記冷却液循環路において上記電子制御式流量調整弁よりも下流側の流路の、流れに対する抵抗よりも高く、

上記電子制御式流量調整弁を閉弁方向に作動させたときに、当該電子制御式流量調整弁を通過する流れに対する抵抗は、上記排気ガス冷却器が設けられた流路の、流れに対する抵抗よりも高くなり、

上記エンジン内を流れる冷却液の流量が減少するように、上記エンジンを通過する冷却液の流れを制限すると共に、上記排気ガス冷却器の中を流れる冷却液の流量は、その流れに対する抵抗が上記電子制御式流量調整弁の抵抗よりも低いこ

とによって、自動的に増大する、

エンジンの冷却装置。

【請求項2】

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記エンジンよりも上流の位置から取り出さ

10

20

れる、

請求項 1 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 3】

上記電子制御式流量調整弁が、上記エンジンの冷却液排出口の下流に配設されており、
上記ポンプは上記エンジンの上流に配置されており、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記エンジンと上記ポンプとの間にて上記電子制御式流量調整弁よりも上流の位置から取り出される、

請求項 1 または 2 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 4】

上記ポンプはエンジンの上流に配設されており、

上記電子制御式流量調整弁は上記ポンプと上記エンジンとの間に配設されており、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記電子制御式流量調整弁と上記ポンプの間の位置から取り出される、

請求項 1 または請求項 2 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 5】

上記電子制御式流量調整弁は上記エンジンの冷却液排出口の下流に配設されており、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記電子制御式流量調整弁と上記エンジンの冷却液排出口の間の位置から取り出される、

請求項 1 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 6】

上記エンジンは、そのシリンダヘッド及びシリンダブロックの中に冷却液通路を含み、
上記シリンダブロック内の冷却液通路は、第 1 冷却液供給管により上記ポンプの排出口に接続され、

上記シリンダヘッド内の冷却液通路は、第 2 冷却液供給管により上記ポンプの排出口に接続され、

上記第 1 冷却液供給管を通る冷却液の流量は、上記シリンダブロックの中を流れる冷却液の流量が独立して制御されるのが可能となるように上記電子制御式流量調整弁によって制御され、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記電子制御式流量調整弁の上流であって且つ上記ポンプの下流の位置から取り出される、

請求項 1 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 7】

上記エンジンは、そのシリンダヘッドとシリンダブロックの中に冷却液通路を含み、

上記シリンダブロック内の上記冷却液通路は、第 1 冷却液供給管により上記ポンプの排出口に接続され、

上記シリンダヘッド内の上記冷却液通路は、第 2 冷却液供給管により上記ポンプの排出口に接続され、

上記第 2 冷却液供給管の中を通る冷却液の流量は、上記シリンダヘッドを流れる冷却液の流量が独立して制御されるのが可能となるように、上記電子制御式流量調整弁によって制御され、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記電子制御式流量調整弁の上流であって且つ上記ポンプの下流の位置から取り出される、

請求項 1 に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項 8】

上記エンジンは、各々が独立した冷却液通路をその中に備えたシリンダヘッド及びシリンダブロックを持ち、

上記シリンダブロック内を流れる冷却液の流量を制御するために上記シリンダブロックの冷却液排出口の下流に配設された第 1 電子制御式流量調整弁と、

上記シリンダヘッド内を流れる冷却液の流量を制御するために上記シリンダヘッドの冷却液排出口の下流に配設された、第 2 電子制御式流量調整弁とを備え、

10

20

30

40

50

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記第1電子制御式流量調整弁の上流であって上記シリンダブロックの下流の位置から取り出される、

請求項1に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項9】

上記エンジンは、各々が独立した冷却液通路をその中に備えたシリンダヘッド及びシリンダブロックを持ち、

上記シリンダブロック内を流れる冷却液の流量を制御するために上記シリンダブロックの冷却液排出口の下流に配設された第1電子制御式流量調整弁と、

上記シリンダヘッド内を流れる冷却液の流量を制御するために上記シリンダヘッドの冷却液排出口の下流に配設された第2電子制御式流量調整弁とを備え、

上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記第2電子制御式流量調整弁の上流であって上記シリンダヘッドの下流の位置から取り出される、

請求項1に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項10】

上記電子制御式流量調整弁は、上記エンジンの温度が所定温度よりも低いときに、上記エンジン内を流れる冷却液の流量を制限する、

請求項1乃至9のいずれかに記載のエンジンの冷却装置。

【請求項11】

上記所定温度は、上記エンジンのラジエーターに冷却液が流れるのが禁止される最低温度よりも高く設定される、

請求項10に記載のエンジンの冷却装置。

【請求項12】

上記電子制御式流量調整弁は、上記エンジンが部分負荷状態で作動しているときに、エンジン内を流れる冷却液の流量を制限する、

請求項1乃至9のいずれかに記載のエンジンの冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は内燃機関（エンジン）の冷却装置に関連し、特に、排気ガス冷却器を含む排気ガス再循環（exhaust gas recirculation: EGR）装置を備えた冷却装置に関連する。

【背景技術】

【0002】

一般的な原動機付車両、或いは、自動車のエンジン冷却装置には、エンジン冷却液ジャケット、ラジエーター、車室用ヒーターマトリクス、脱気装置、ラジエーター・バイパス、空気をラジエーター内に引き込むためのファン、エンジンからの冷却液をラジエーター内で循環させ、そしてエンジンに戻すための循環ポンプが含まれている。

【0003】

そのような装置は、エンジンが望ましい作動温度の最低値に達したときに、ラジエーターへの冷却液の循環を可能とすべく開くサーモスタットを備えているのが一般的である。冷却液の流れは、通常、クランクシャフト・プーリーに駆動されるベルトによって回転させられるポンプを駆動源としており、そして、その流速は、エンジン速度によって決まる。

【0004】

燃焼室壁の特定箇所の温度、及び、ピストンスカート及びピストンリングの近くで見られる油膜の温度は、主として、エンジン回転数及びエンジン作動負荷（発熱速度）、充填温度、充填圧力、充填組成、冷却液温度、及び、冷却液流速によって支配される。

【0005】

エンジン内での冷却液の主要機能は、熱の除去の他に、エンジン全体に亘って各気筒の周囲に許容可能な温度勾配が達成されるのを確かなものとするところである。これは、温度差のために引き起こされる極度の熱変形や応力を回避する。これら応力は、特にエンジン

10

20

30

40

50

の暖機運転の間に、低周波疲労の問題を引き起こす可能性がある。このため、冷却液流速要件は、実際の特定箇所の金属温度、あるいは、冷却液温度に依存するのと同じ程度に、入熱速度率に依存することがある。局所沸騰、及び、脱気の要件もまた、考慮される必要がある。したがって、いくらかの冷却液流量が、常に必要とされる。

【 0 0 0 6 】

車両運転状態、エンジン回転数、及び、エンジン負荷の相違によって、室内暖房性能、燃料経済性、排出物特性、油膜温度等のような、種々の考慮すべき事項が存在する。サーモスタット制御弁に加えて、冷却装置へ付加的な制御を追加することが、エンジン内の局所的な作動温度を最適化することの一助となり、それが、特にエンジンが部分負荷状態で作動しているときに、エンジン効率を改善し、そして、CO₂の排出を低減することがある。

10

【 0 0 0 7 】

エンジンの排出性能を改善するために、その中においてエンジンの排気口からの排気ガスが、エンジンの吸気口に戻る前に冷却されるように排気ガス冷却器の中を通過させられる、排気ガス再循環(exhaust gas recirculation: EGR)装置を、エンジンに設けることもまた、よく知られている。

【 0 0 0 8 】

エンジンに戻る排気ガスの温度がエンジンからのNO_x排出に大きな影響を与えるので、排気ガスを冷却することは、とても重要である。エンジン効率を最大化し、そして、エンジンからの排出物を最小化するため、エンジンが部分負荷状態で作動しているとき、すなわち、排気ガスからの熱の除去の最大要求が排気ガス冷却器によって満たされなくてはならないときに、排気ガスの再循環を最大化するように排気ガス再循環装置が構成されるのが通常である。

20

【 0 0 0 9 】

特許文献1には、排気ガス冷却器36内を通る流れが冷却液バイパス通路20内を通る流れに対して並列に配置されるように、電子制御式バイパス弁、すなわち、混合弁14より上流に配設された冷却液吸入口を有する排気ガス冷却器36を備えることが開示されている。冷却液を排気ガス冷却器36内を通過して循環させるために、ポンプ32が使用される。

【 0 0 1 0 】

30

さらに、特許文献2から、排気ガス冷却器28内を通る流れが冷却液バイパス通路18内を通る流れに対して並列に配置されるように、電子制御式バイパス弁、すなわち、混合弁14より上流に配設された冷却液吸入口を有する排気ガス冷却器28を備えることが公知になっている。これは、特許文献1に記載された装置に比して、冷却液を排気ガス冷却器28内を通して循環させるために別個のポンプが必要とされず、そして、そのような装置は製造するのがより経済的であり、原動機付車両のボンネットの下に収めやすいという利点を有する。しかしながら、混合弁14は、流れを、バイパス通路18を通るものと、ラジエーター20を通るものとのいずれか一方に向けることができるのみなので、必要とされる時に冷却効果を最大化すべく、直接的に排気ガス冷却器28を通る冷却液の流量を変化させる方法は存在しない。

40

【特許文献1】米国特許出願公開第2006/0005790号明細書

【特許文献2】英国特許出願公開第2383409号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 1 1 】

本発明の目的は、エンジンの温度を制御し、そして、再循環された排気ガスを冷却することにより、エンジン効率を最大化するエンジンの冷却装置を経済的な方法で提供することである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 2 】

50

本発明によれば、その中を冷却液がポンプによって循環させられる冷却液循環路、エンジンの中を流れる冷却液の流量を増量又は減量するための電子制御式流量調整弁、及び、排気ガスをエンジンの排気口からエンジンの吸気口へ再循環させるために設けられた排気再循環装置の一部を形成する排気ガス冷却器を有し、排気ガス冷却器が、電子制御式流量調整弁がエンジンを通る冷却液の流れを制限するとき、排気ガス冷却器の中を通る流量が自動的に増加するように、電子制御式流量調整弁の上流の位置から冷却液の供給を受けるように構成された、エンジンの冷却装置が提供される。

【0013】

排気ガス冷却器への冷却液の供給が、エンジンよりも上流の位置から取り出されるようにしてもよい。

10

【0014】

これは、エンジンに入る冷却液の温度がエンジンから出てくる冷却液の温度よりも低いので、排気ガス冷却器の中でさらに大きな冷却効果を生み出されるという利点を有する。

【0015】

あるいは、電子制御式流量調整弁が、エンジンの冷却液排出口の下流に配設されており、ポンプはエンジンの上流に配置されており、排気ガス冷却器への冷却液の供給が、エンジンとポンプの間にて電子制御式流量調整弁よりも上流の位置から取り出されてもよい。

【0016】

更なる代案として、ポンプがエンジンの上流に配設され、電子制御式流量調整弁がポンプとエンジンとの間に配設され、そして、排気ガス冷却器への冷却液供給が、電子制御式流量調整弁とポンプの間の位置から取り出されてもよい。

20

【0017】

また更なる代案として、電子制御式流量調整弁はエンジンの冷却液排出口の下流に配設されており、排気ガス冷却器への冷却液の供給が、電子制御式流量調整弁とエンジンの冷却液排出口の間の位置から取り出されてもよい。

【0018】

更なる代案として、エンジンが、そのシリンダヘッドとシリンダブロックの各々に冷却液通路を含み、シリンダブロック内の冷却液通路が第1冷却液供給管によりポンプの排出口に接続され、シリンダヘッド内の冷却液通路が第2冷却液供給管によりポンプの排出口に接続され、そして、第1冷却液供給管を通る冷却液の流量が、シリンダブロックを流れる冷却液の流量が独立して制御可能なように電子制御式流量調整弁によって制御され、排気ガス冷却器への冷却液の供給が、電子制御式流量調整弁の上流であってポンプの下流の位置から取り出されてもよい。

30

【0019】

更なる代案として、エンジンが、そのシリンダヘッドとシリンダブロックの各々に冷却液通路を含み、シリンダブロック内の冷却液通路が、第1冷却液供給管によりポンプの排出口に連結され、シリンダヘッド内の冷却液通路は、第2冷却液供給管によりポンプの排出口に接続され、そして、第2冷却液供給管を通る冷却液の流量が、シリンダヘッドを流れる冷却液の流量が独立して制御可能なように電子制御式流量調整弁によって制御され、排気ガス冷却器への冷却液の供給が、電子制御式流量調整弁の上流であってポンプの下流の位置から取り出されてもよい。

40

【0020】

また更なる代案として、エンジンが、各々がそこを通る独立した冷却液通路を備えたシリンダヘッド及びシリンダブロックを備え、シリンダブロック内を流れる冷却液の流量を制御するための第1電子制御式流量調整弁がシリンダブロックの冷却液排出口に配設され、シリンダヘッド内を流れる冷却液の流量を制御するための第2電子制御式流量調整弁がシリンダヘッドの冷却液排出口に配設され、上記排気ガス冷却器への冷却液の供給が、上記第1電子制御式流量調整弁の上流であって上記シリンダブロックの下流の位置から取り出されてもよい。

【0021】

50

あるいは、エンジンは、各々がそこを通る独立した冷却液通路を備えたシリンダヘッド及びシリンダブロックを備え、シリンダブロック内を流れる冷却液の流量を制御するためにシリンダブロックの冷却液排出口に配設された第1電子制御式流量調整弁と、シリンダヘッド内を流れる冷却液の流量を制御するためにシリンダヘッドの冷却液排出口に配設された第2電子制御式流量調整弁とを備え、排気ガス冷却器への冷却液の供給が、第2電子制御式流量調整弁の上流であってシリンダヘッドの下流の位置から取り出されてもよい。

【0022】

電子制御式流量調整弁は、エンジンの温度が所定温度よりも低いときに、エンジン内を流れる冷却液の流量を制限するように構成され得る。なお、その所定温度は、エンジンのラジエーターに冷却液が流れるのが禁止される最低温度よりも高く設定されても良い。

10

【0023】

あるいは、電子制御式流量調整弁は、エンジンが部分負荷状態で作動しているときに、エンジン内を流れる冷却液の流量を制限するように構成される場合がある。

【発明を実施するための最良の形態】

【0024】

ここで、本発明は、実施例によって、添付図面を参照しながら記述される。

【0025】

図1を参照すると、ポンプ4から供給管SLを介して提供される冷却液供給を持つエンジン1が示されている。冷却液は、供給管SLからエンジン1内の管(図示せず)の中を
通って排出口へ流れる。エンジン1からの排出口は、エンジン1内を通る冷却液の流量を
制御(制限/変化)する電子制御式流量調整弁としての電子制御式流量制御弁2に接続さ
れている。電子制御式流量制御弁2は、エンジン1の温度を所定の範囲内に維持するよう
に、電子制御ユニット(図示せず)によって制御される。電子制御式流量制御弁2は電気
式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニ
ットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによ
って駆動される場合もある。

20

【0026】

電子制御式流量制御弁2はラジエーター供給管RSLに接続された排出口を有する。ラ
ジエーター供給管RSLは、冷却液をラジエーター9への吸入口に送り、そして、パイ
パス制御弁3の吸入口にも送る。ラジエーター9は、ラジエーター9を通過した冷却液を、
そこにおいてバイパス戻し管BRLを介してポンプ4の吸入口側に冷却液を還流するパイ
パス制御弁3の排出口側へ戻すラジエーター戻し管RRに接続された、排出口を有する。

30

【0027】

脱気室10は、脱気管DSLによりラジエーター9の上端に接続される。脱気室10は
、冷却装置内を流れる冷却液からガスを取り除くために使われ、既知のいかなる形式でも
あり得る。脱気された冷却液は、脱気戻し管DRLを介して、ポンプ4への吸入口よりも
上流側の位置に還流される。

【0028】

電子制御式流量制御弁2の上流側であってかつエンジン1の下流側の位置において、冷
却液供給が、排気ガス冷却器供給管EGRIを介して排気ガス冷却器5に提供すべく、取
り出される。

40

【0029】

排気ガス冷却器5は、その中において排気ガスがエンジン1の排気マニフォールド(図
示せず)のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器5の内部を通り、
その後、吸気マニフォールド(図示せず)のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガ
ス再循環(EGR)装置の一部を形成する。エンジン1の作動状態に応じて、排気ガス冷
却器5の中を流れる排気ガスの流量を制御するため、一つ以上の排気ガス流量制御
弁(EGR弁)が設けられ得る。EGR弁は、電子制御式流量制御弁2の作動を制御する
のに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制御さ
れ得る。

50

【 0 0 3 0 】

排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 が、バイパス通路 E G R B を通る冷却液の流量を制御するために設けられる。もし排気ガス冷却器 5 を流れる冷却液の流量が過度になれば、冷却液が排気ガス冷却器 5 をバイパスするのを可能とすべく、排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 が開かれ得る。排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 は、電子制御式流量制御弁 2 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制御され得る。

【 0 0 3 1 】

排気ガス冷却器 5、あるいは、バイパス通路 E G R B を通った後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管 E G R R の中を通して車室ヒーター 8 へと流れ、そしてその後、冷却液戻し管 R L を介して、車室ヒーター 8 からポンプ 4 の吸入口側に還流する。

10

【 0 0 3 2 】

ヒーターバイパス制御弁 7 が、ヒーターバイパス通路 H B を通る冷却液の流量を制御するために設けられている。もしヒーター 8 を通る冷却液の流量が過度になれば、冷却液がヒーター 8 をバイパスするのを可能とすべく、ヒーターバイパス制御弁 7 が開かれ得る。ヒーターバイパス制御弁 7 は、電子制御式流量制御弁 2 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制御され得る。

【 0 0 3 3 】

冷却装置の基本的な作動は以下の通りである。エンジン 1 の冷間始動時、電子制御ユニットは、ポンプ 4 からの冷却液が、エンジン 1 の中を通して、ラジエーター供給管 R S L を介したラジエーター 9、及び、バイパス制御弁 3 への吸入口へ抵抗なく流れるのを許容するため、電子制御式流量制御弁 2 を開く。冷却液の温度が一つ以上の所定温度 (T 1) を下回るため、バイパス制御弁 3 は開かれ、冷却装置の中を通して循環する冷却液の迅速な加熱を促進するため、大部分の冷却液がラジエーター 9 を通ることなくポンプ 4 に還流するのを可能とする。電子制御式流量制御弁 2 が開かれ、そして、バイパス制御弁 3 が開かれるので、別の流路の中を通して流れることに対する相対的な抵抗のため、排気ガス冷却器供給管 E G R I を介した排気ガス冷却器 5 への流れはほんの少しである。すなわち、排気ガス冷却器 5 及びヒーター 8 を通る流れに対する抵抗は、バイパス制御弁 3 を通る流れに対する抵抗より大きい。

20

【 0 0 3 4 】

冷却液の温度が所定の温度 (T 1) に到達するとき、ラジエーター供給管 R S L を通って流れる全ての冷却液が、ラジエーター戻し管 R R とバイパス戻し管 B R L を介してポンプ 4 の吸入口、あるいは、ポンプ 4 の上流側に還流される前にラジエーター 9 の中を通して流れるよう、バイパス制御弁 3 が閉じることになる。

30

【 0 0 3 5 】

その後、電子制御式流量制御弁 2 は、エンジン 1 を通る冷却液の流量を増減すべく、電子制御式流量制御弁 2 を開閉することによりエンジン 1 の温度を制御するため、電子制御ユニットによって制御される。電子制御ユニットは、エンジン 1 に設けられた温度センサー (図示せず) から 1 つ以上の温度入力を受け取るように構成される。

【 0 0 3 6 】

冷却装置は、エンジン 1 が最大負荷において作動しているときに、エンジン 1 の過熱を防止可能でなくてはならず、そして、それにより、エンジン 1 が、電子制御式流量制御弁 2 を全開にした部分負荷状態で作動しているとき、エンジン 1 を通る冷却液の流量は過大となる。これは、エンジン効率、及び、排出物性能に悪影響を与えるので望ましくないエンジン 1 の過剰冷却をもたらすことがある。

40

【 0 0 3 7 】

したがって、電子制御ユニットが、エンジンの温度が、最大効率かつ最小 C O ₂ 排出でエンジン 1 を作動するのに必要とされる温度 (T 2 : T 1 より大) よりも低いと判定したとき、電子制御ユニットは、エンジン 1 から排出される冷却液の流量が制限されるように、電子制御式流量制御弁 2 を制御する。電子制御式流量制御弁 2 の閉鎖あるいは開度縮小

50

は、電子制御式流量制御弁 2 の上流の圧力を増大させる効果を奏し、それは、排気ガス冷却器供給管 E G R I の中を通して排気ガス冷却器 5 に至る冷却液の流量の増大をもたらす。

【 0 0 3 8 】

本発明の利点の一つは、そこにおいて、排気ガス冷却器 5 を通る排気ガスを冷却するために最大の冷却効果が排気ガス冷却器 5 から必要とされる作動状態である部分負荷においてエンジン 1 が作動しているとき、排気ガス冷却器 5 の中を通して冷却液の流量が自動的に増大されることである。

【 0 0 3 9 】

エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、エンジン 1 の温度を、そこにおいて排出性能とエンジン性能の両方が最適となる、あるいは、最適に近くなる好ましい範囲内に維持するために、エンジン 1 を通る冷却液の流量は、増大されなければならない。したがって、エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、より多くの冷却液がエンジン 1 の中を通して流れるのを許容すべく、電子制御ユニットの制御下で電子制御式流量制御弁 2 は開かれる。電子制御式流量制御弁 2 を開くことで、排気ガス冷却器 5 を通る冷却液の流量を減少させるであるうが、エンジン高負荷においては、再循環される排気ガスの量が部分負荷状態の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。加えて、もしポンプ 4 がエンジン 1 により直接駆動されるならば、エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、エンジン 1 はたいてい高速作動し、そして、それゆえ、ポンプ 4 からの冷却液の流量は、たいてい部分負荷運転状態走行に付随するエンジン低速作動時に比べて大きい。

【 0 0 4 0 】

図 2 を参照すると、殆どの点で図 1 に関して上述したのと同じで、同一の用語が使用されている、本発明の第 2 実施形態が示されている。第 2 実施形態は、共通の機能に関しては再度詳細には記述されず、異なっている部分に関してのみ詳しく記述される。

【 0 0 4 1 】

図 2 に示される実施形態と図 1 に示される実施形態との重要な相違点は、排気ガス冷却器供給管 E G R I がポンプ 4 からの排出口とエンジン 1 への吸入口の間の位置で主冷却循環路に接続する点にあり、本実施形態では供給管 S L に設けられた位置である。すなわち、排気ガス冷却器 5 のための冷却液の供給が、電子制御式流量制御弁 2 及びエンジン 1 より上流で、そして、ポンプ 4 より下流の位置から取り出される。

【 0 0 4 2 】

第 1 実施形態と同様に、エンジン 1 内を通る冷却液の流量は、エンジン 1 より下流に設けられた電子制御式流量制御弁 2 によって制御されることが理解されるであろう。

【 0 0 4 3 】

図 1 に示される第 1 実施形態に対するこの第 2 実施形態の利点の一つは、冷却液がエンジン 1 より上流の位置において取り出され、したがって、冷却液がエンジン 1 によって加熱されていないので、排気ガス冷却器 5 へ流れる冷却液がより冷たくなる可能性があることである。

【 0 0 4 4 】

エンジン 1 が通常の動作温度 ($> T 1$) で作動しているとき、冷却された冷却液がバイパス戻し管 B R L の中を通してポンプ 4 に戻され、そしてそれゆえに、バイパス戻し管 B R L における冷却液の温度が最も低くなることが理解されるであろう。

【 0 0 4 5 】

冷却装置の作動は前述した通りなので、再度説明はしない。

【 0 0 4 6 】

第 1 実施形態と同様に、第 2 実施形態の利点は、エンジン 1 が部分負荷で作動しているときに、排気ガス冷却器 5 の中を通して冷却液の流量が自動的に増大される点にある。これが起きるのは、エンジン 1 からの排出物を制御するために最大限の排気ガス再循環が必要とされるときであるため、これは、排気ガス冷却器 5 を通る排気ガスを冷却するために最

10

20

30

40

50

大冷却効果が排気ガス冷却器 5 から必要とされるときに生じる。

【 0 0 4 7 】

図 3 を参照すると、殆どの点で図 1 及び図 2 に関して図示、及び、記述したのと同じ、本発明の第 3 実施形態が示されている。

【 0 0 4 8 】

エンジン 1 は、供給管 S L (電子制御式流量制御弁 2 0 とエンジン 1 とを連結) を介してポンプ 4 から提供される冷却液供給を受ける。冷却液はポンプ 4 から、供給管 S L の中を通してエンジン 1 へ流れる冷却液の流量を制御 (制限 / 変化) するために使用される電子制御式流量制御弁 2 0 へと流れる。電子制御式流量制御弁 2 0 は、エンジン 1 の温度を所定の範囲内に維持するために、電子制御ユニット (図示せず) によって制御される。電子制御式流量制御弁 2 0 は電気式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによって駆動される場合もある。

10

【 0 0 4 9 】

供給管 S L からの冷却液は、エンジン 1 内の管 (図示せず) の中を通して、排出口へ流れる。

【 0 0 5 0 】

エンジン 1 からの排出口は、ラジエーター供給管 R S L に接続される。ラジエーター供給管 R S L は、その下流側でラジエーター 9 に接続されているとともに、その中間部でバイパス管 B L が分岐して、バイパス制御弁 3 に接続されており、冷却液をラジエーター 9 の吸入口と、バイパス制御弁 3 の吸入口に送る。ラジエーター 9 は、ラジエーター 9 の中を通過した冷却液を、バイパス制御弁 3 の排出口側へ戻すラジエーター戻し管 R R (ラジエーター 9 とバイパス制御弁 3 あるいはその下流のバイパス戻し管 B R L とを連結) に接続された排出口を有する。バイパス制御弁 3 の排出口側の位置に戻った冷却液は、バイパス戻し管 B R L (バイパス制御弁 3 とポンプ 4 あるいは戻し管 R L とを接続) を介して、ポンプ 4 の吸入口側に還流する。

20

【 0 0 5 1 】

脱気室 1 0 は、脱気管 D S L によりラジエーター 9 の上端に接続される。脱気室 1 0 は、冷却装置内を流れる冷却液からガスを取り除くために使われ、既知のいかなる形式でもあり得る。脱気された冷却液は、脱気戻し管 D R L を介して、ポンプ 4 への吸入口よりも上流側の位置に還流される。

30

【 0 0 5 2 】

電子制御式流量制御弁 2 0 の上流側であってかつポンプ 4 の下流側の位置にて、冷却液供給が、排気ガス冷却器供給管 E G R I を介して排気ガス冷却器 5 に提供すべく、取り出される。

【 0 0 5 3 】

排気ガス冷却器 5 は、その中において排気ガスがエンジン 1 の排気マニフォールド (図示せず) のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器 5 の内部を通り、その後、吸気マニフォールド (図示せず) のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガス再循環 (E G R) 装置の一部を形成する。エンジン 1 の作動状態に応じて、排気ガス冷却器 5 の中を通して流れる排気ガスの流量を制御するために、1 つ以上の排気ガス流量制御弁 (E G R 弁) を設けられ得る。E G R 弁は、電子制御式流量制御弁 2 0 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制御され得る。

40

【 0 0 5 4 】

排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 が、バイパス通路 E G R B を通る冷却液の流量を制御するために設けられる。もし排気ガス冷却器 5 を流れる冷却液の流量が過度になれば、冷却液が排気ガス冷却器 5 をバイパスするのを可能とすべく、排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 が開かれ得る。排気ガス冷却器バイパス制御弁 6 は、電子制御式流量制御弁 2 0 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独

50

立して制御され得る。

【 0 0 5 5 】

排気ガス冷却器 5、あるいは、バイパス通路 E G R B を通った後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管 E G R R の中を通して車室ヒーター 8 へと流れ、そしてその後、冷却液戻し管 R L を介して、車室ヒーター 8 からポンプ 4 の吸入口側に還流する。

【 0 0 5 6 】

ヒーターバイパス制御弁 7 が、ヒーターバイパス通路 H B を通る冷却液の流量を制御するために設けられる。もしヒーター 8 を通る冷却液の流量が過度になれば、冷却液がヒーター 8 をバイパスするのを可能とすべく、ヒーターバイパス制御弁 7 が開かれ得る。ヒーターバイパス制御弁 7 は、電子制御式流量制御弁 2 0 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制御され得る。

10

【 0 0 5 7 】

冷却装置の基本的な作動は以下の通りである。エンジン 1 の冷間始動時、電子制御ユニットは、ポンプ 4 からの冷却液が、エンジン 1 の中を通して、ラジエーター供給管 R S L を介したラジエーター 9、及び、バイパス制御弁 3 への吸入口へ抵抗なく流れるのを許容するため、電子制御式流量制御弁 2 0 を開く。冷却液の温度が一つ以上の所定温度 (T 1) を下回るため、バイパス制御弁 3 は開かれ、冷却装置の中を通して循環する冷却液の迅速な加熱を促進するため、大部分の冷却液がラジエーター 9 を通ることなくポンプ 4 に還流するのを可能とする。電子制御式流量制御弁 2 0 が開かれるので、別の流路の中を通して流れることに対する相対的な抵抗のため、排気ガス冷却器供給管 E G R I を介した排気ガス冷却器 5 への流れはほんの少しである。すなわち、排気ガス冷却器 5 及びヒーター 8 を通る流れに対する抵抗は、電子制御式流量制御弁 2 0 を通る流れに対する抵抗より大きい。

20

【 0 0 5 8 】

冷却液の温度が所定の温度 (T 1) に到達するとき、ラジエーター供給管 R S L を通って流れる冷却液の全てが、ラジエーター戻し管 R R とバイパス戻し管 B R L を介してポンプ 4 の吸入口、あるいは、ポンプ 4 の上流側に還流される前にラジエーター 9 の中を通して流れるよう、バイパス制御弁 3 が閉じることになる。

【 0 0 5 9 】

その後、電子制御式流量制御弁 2 0 は、エンジン 1 を通る冷却液の流量を増減すべく、電子制御式流量制御弁 2 0 を開閉することによりエンジン 1 の温度を制御するため、電子制御ユニットによって制御される。電子制御ユニットは、エンジン 1 に設けられ、電子制御式流量制御弁 2 0 の開き位置を制御するために電子制御ユニットによって使用される温度センサー (図示せず) から、一つ以上の温度入力を受け取るように構成される。

30

【 0 0 6 0 】

冷却装置は、エンジン 1 が最大負荷において作動しているときに、エンジン 1 の過熱を防止可能でなくてはならず、そして、それにより、エンジン 1 が、電子制御式流量制御弁 2 0 を全開にした部分負荷状態で作動しているとき、エンジン 1 を通る冷却液の流量は過大となる。

【 0 0 6 1 】

したがって、電子制御ユニットが、エンジンの温度が、最大効率かつ最小 C O ₂ 排出でエンジン 1 を作動するのに必要とされる温度 (T 2 : T 1 より大) よりも低いと判定したとき、電子制御ユニットは、ポンプ 4 からエンジン 1 に入る冷却液の流量が制限されるように、電子制御式流量制御弁 2 0 を制御する。電子制御式流量制御弁 2 0 の閉鎖あるいは開度縮小は、電子制御式流量制御弁 2 0 の上流の圧力を増大させる効果を奏し、それは、排気ガス冷却器供給管 E G R I の中を通して排気ガス冷却器 5 に至る冷却液の流量の増大をもたらす。

40

【 0 0 6 2 】

本発明の利点の一つは、そこにおいて、排気ガス冷却器 5 を通る排気ガスを冷却するために最大の冷却効果が排気ガス冷却器 5 から必要とされる作動状態である部分負荷におい

50

てエンジン 1 が作動しているとき、排気ガス冷却器 5 の中を通る冷却液の流量が自動的に増大されることである。

【 0 0 6 3 】

エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、エンジン 1 の温度を、そこにおいて排出性能とエンジン性能の両方が最適となる、あるいは、最適に近くなる好ましい範囲内に維持するために、エンジン 1 を通る冷却液の流量は、増大されなければならない。そのような状態においては、より多くの冷却液がエンジン 1 の中を流れて流れるのを許容すべく、電子制御ユニットの制御下で電子制御式流量制御弁 2 0 は開かれる。電子制御式流量制御弁 2 0 を開くことで、排気ガス冷却器 5 を通る冷却液の流量を減少させるであろうが、エンジン高負荷においては、再循環される排気ガスの量が部分負荷状態の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。

10

【 0 0 6 4 】

図 4 を参照すると、本発明の第 4 実施形態による冷却装置の一部が示されている。先の第 1 ~ 第 3 の 3 つの実施形態と同様に、この冷却装置も実施する上では、冷却液を冷却するためのラジエーター、冷却液から混入されたガスを取り除くための脱気循環路、及び、たいいていの場合、車室ヒーターを備えていることが理解されるであろう。これらは、本発明の重要な特徴ではないので、図 4 には示されていない。

【 0 0 6 5 】

エンジン 1 は、各々が独立してポンプ 4 からの冷却液供給を提供される、シリンダブロック 1 0 0 とシリンダヘッド 2 0 0 を有する。

20

【 0 0 6 6 】

ポンプ 4 からシリンダヘッド 2 0 0 への冷却液の供給は、ポンプ 4 とシリンダヘッド 2 0 0 との間を連結する管の中間部に設けられた、シリンダヘッド 2 0 0 が過剰冷却になるのを防止するように大きさが設定された流量絞り 1 2 2 を通る。冷却液は、シリンダヘッド 2 0 0 を通った後に、戻し管 R L の中を流れてポンプ 4 に還流する。

【 0 0 6 7 】

ポンプ 4 からシリンダブロック 1 0 0 への冷却液の供給は、シリンダブロック 1 0 0 の吸入口に供給管 S L を用いて接続される排出口を有する、ポンプ 4 とシリンダヘッド 2 0 0 との間を連結する供給管 S L の中間部に設けられた電子制御式流量制御弁 1 2 1 を通る。供給管 S L からの冷却液は、シリンダブロック 1 0 0 内の管（図示せず）を流れて排出口に流れ、それから、戻し管 R L の中を流れてポンプ 4 の吸入側に還流する。

30

【 0 0 6 8 】

電子制御式流量制御弁 1 2 1 はシリンダブロック 1 0 0 を通る冷却液の流量を制御するのに使われる。電子制御式流量制御弁 1 2 1 は、シリンダブロック 1 0 0 の温度を所定の範囲内に維持すべく、電子制御ユニット（図示せず）によって制御されている。電子制御式流量制御弁 1 2 1 は、電気式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによって駆動される場合もある。

【 0 0 6 9 】

電子制御式流量制御弁 1 2 1 の上流側であってかつポンプ 4 の下流側の位置にて、冷却液供給が、排気ガス冷却器供給管 E G R I の中を流れて排気ガス冷却器 5 に提供すべく、取り出される。

40

【 0 0 7 0 】

排気ガス冷却器 5 は、その中において排気ガスがエンジン 1 の排気マニフォールド（図示せず）のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器 5 の内部を通り、その後、吸気マニフォールド（図示せず）のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガス再循環（E G R）装置の一部を形成する。エンジン 1 の作動状態に応じて、排気ガス冷却器 5 の中を流れて流れる排気ガスの流量を制御するため、1 つ以上の排気ガス流量制御弁（E G R 弁）が設けられ得る。E G R 弁は、電子制御式流量制御弁 1 2 1 の作動を制御するのに使われるのと同じ電子制御ユニットによって制御され得、あるいは、独立して制

50

御され得る。

【 0 0 7 1 】

排気ガス冷却器 5 を通過した後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管 E G R R の中を流れて冷却液戻し管 R L へと流れ、その後、ポンプ 4 の吸入口側に還流する。

【 0 0 7 2 】

冷却装置の基本的な作動は次のとおりである。エンジン 1 の冷間始動時、電子制御ユニットは、ポンプ 4 からの冷却液がシリンダブロック 1 0 0 内を抵抗なく流れるのを許容し、そして、エンジン 1 を早期に暖めるべく、ラジエーターによって冷却されることなくポンプ 4 に還流するのを許容するため、電子制御式流量制御弁 1 2 1 を開く。同時に、冷却液は、シリンダヘッド 2 0 0 の中を流れて、ポンプ 4 に戻る。

10

【 0 0 7 3 】

電子制御式流量制御弁 1 2 1 が開かれるので、別の流路の中を流れることに対する相対的な抵抗のため、排気ガス冷却器供給管 E G R I を介した排気ガス冷却器 5 への流れはほんの少しである。すなわち、排気ガス冷却器 5 を通る流れに対する抵抗は、電子制御式流量制御弁 1 2 1 やシリンダブロック 1 0 0 を通る流れに対する抵抗より大きい。

【 0 0 7 4 】

冷却液の温度が所定の温度 (T 1) に到達するとき、電子制御式流量制御弁 1 2 1 は、シリンダブロック 1 0 0 の中を流れる冷却液の流量を増減し、そして、シリンダブロック 1 0 0 の温度を所定の範囲内に維持すべく、電子制御式流量制御弁 1 2 1 を開閉することによってシリンダブロック 1 0 0 の温度を変化させるよう、電子制御ユニットによって制御される。電子制御ユニットは、電子制御式流量制御弁 1 2 1 の作動を制御するために、シリンダブロック 1 0 0 に設けられた温度センサー (図示せず) から 1 つ以上の温度入力を受けると構成される。

20

【 0 0 7 5 】

冷却装置は、エンジン 1 が最大負荷で作動しているときに、シリンダブロック 1 0 0 の過熱を防止可能でなくてはならず、それゆえ、エンジン 1 が部分負荷状態で作動し、且つ、電子制御式流量制御弁 1 2 1 が全開状態のとき、シリンダブロック 1 0 0 内を流れる冷却液の流量は過大となる。そのような部分負荷状態においては、シリンダブロック 1 0 0 内の冷却液の流量が制限されない限り、エンジン 1 の過剰冷却が起こることになる。したがって、電子制御ユニットが、シリンダブロック 1 0 0 の温度が、最大効率かつ最小 C O ₂ 排出でエンジン 1 を作動するのに必要とされる温度 (T 2 : T 1 より大) よりも低いと判定したとき、電子制御ユニットは、ポンプ 4 からシリンダブロック 1 0 0 に入る冷却液の流量が制限され、そして、シリンダブロック 1 0 0 の温度が上昇するように、電子制御式流量制御弁 1 2 1 を制御する。この電子制御式流量制御弁 1 2 1 の閉鎖あるいは開度縮小は、電子制御式流量制御弁 1 2 1 の上流の圧力を増大させる効果を奏し、それは、排気ガス冷却器供給管 E G R I を通って排気ガス冷却器 5 に至る冷却液の流量の増大をもたらす。

30

【 0 0 7 6 】

したがって、前述の実施形態と同様に、本実施形態の利点の一つは、エンジンが部分負荷において作動している時、すなわち、排気ガス冷却器 5 を通る排気ガスを冷却するために、最大冷却効果が必要とされるときに、排気ガス冷却器 5 の中を流れる冷却液の流量が自動的に増大されることである。

40

【 0 0 7 7 】

エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、シリンダブロック 1 0 0 の温度を、そこにおいて排気ガス性能とエンジン性能の両方ともが最適となる、あるいは、最適に近くなる好ましい範囲内に維持するために、シリンダブロック 1 0 0 の中を流れる冷却液の流量は増大されなければならない。したがって、より多くの冷却液がシリンダブロック 1 0 0 の中を流れるのを許容するために、電子制御ユニットの制御下において、電子制御式流量制御弁 1 2 1 が開かれる。電子制御式流量制御弁 1 2 1 を開くことで、排気ガス冷却器 5 を通る冷却液の流量を減少させるであろうが、エンジン高負荷においては、再循環さ

50

れる排気ガスの量が部分負荷状態の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。

【 0 0 7 8 】

図5を参照すると、本発明の第5実施形態による冷却装置の一部が示されている。先の第1～第3の3つの実施形態と同様に、この冷却装置も実施するうえでは、冷却液を冷却するためのラジエーター、冷却液から混入されたガスを取り除くための脱気循環路、及び、たいていの場合、車室ヒーターを備えていることが理解されるであろう。これらは、本発明の重要な特徴ではないので、図5には示されていない。

【 0 0 7 9 】

エンジン1は、各々が独立してポンプ4から冷却液供給を提供される、シリンダブロック100とシリンダヘッド200を有する。

10

【 0 0 8 0 】

ポンプ4からシリンダヘッド200への冷却液の供給は、第2供給管SL2（ポンプ4とシリンダヘッド200とを連結）を通過してその中間部に設けられた第2電子制御式流量制御弁222を通る。第2電子制御式流量制御弁222はシリンダヘッド200内を流れる冷却液の流量を制御するために使用される。冷却液は、シリンダヘッド200内を流れた後に、戻し管RLを通過してポンプ4に還流する。

【 0 0 8 1 】

ポンプ4からシリンダブロック100への冷却液の供給は、第1供給管SL1を通過して、シリンダブロック100の吸入口に接続される排出口を持つ第1電子制御式流量制御弁221へ進む。第1電子制御式流量制御弁221からの冷却液はシリンダブロック100内の管（図示せず）を通過して排出口に流れ、それから、戻し管RLを通過してポンプの吸入側に還流する。第1電子制御式流量制御弁221はシリンダブロック100内を流れる冷却液の流量を制御するために使用される。

20

【 0 0 8 2 】

第1及び第2電子制御式流量制御弁221，222は、電子制御ユニット（図示せず）によって、シリンダブロック100及びシリンダヘッド200の温度を所定の範囲内に維持するため、エンジン1に設けられた温度センサーによって生成される温度信号に基づいて制御される。第1及び第2電子制御式流量制御弁221，222は、電気式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによって駆動される場合もある。

30

【 0 0 8 3 】

第2電子制御式流量制御弁222の上流側であってかつポンプ4の下流側の位置にて、冷却液供給が、排気ガス冷却器供給管EGRIの中を通過して排気ガス冷却器5に提供すべく、取り出される。

【 0 0 8 4 】

排気ガス冷却器5は、その中において排気ガスがエンジン1の排気マニフォールド（図示せず）のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器5の内部を通り、その後、吸気マニフォールド（図示せず）のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガス再循環（EGR）装置の一部を形成する。排気ガス冷却器5を通過した後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管EGRRの中を通過して冷却液戻し管RLへと流れ、その後、ポンプ4の吸入口側に還流する。

40

【 0 0 8 5 】

本実施形態の利点の1つは、エンジンが部分負荷において作動しているとき、シリンダヘッド200の温度を好ましい温度作動範囲内に維持するために必要とされる第2電子制御式流量制御弁222の閉鎖あるいは開度縮小によって、排気ガス冷却器5を通る冷却液の流量が自動的に増大されることである。

【 0 0 8 6 】

エンジン1が高負荷において作動しているとき、シリンダヘッド200の中を通過して流

50

れる冷却液の流量は増大されなければならない、それゆえ、第2電子制御式流量制御弁222は電子制御ユニットの制御下で開度が増大される。第2電子制御式流量制御弁222を開くことで、排気ガス冷却器5を通る冷却液の流量を減少させるであろうが、エンジン高負荷においては、再循環される排気ガスの量が部分負荷の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。

【0087】

図6を参照すると、本発明の第6実施形態による冷却装置の一部が示されている。先の第1～第3の3つの実施形態と同様に、この冷却装置も実施する上では、冷却液を冷却するためのラジエーター、冷却液から混入されたガスを取り除くための脱気循環路、及び、たいいていの場合、車室ヒーターを備えていることが理解されるであろう。これらは、本発明の重要な特徴ではないので、図6には示されていない。

【0088】

エンジン1は、各々が独立してポンプ4から冷却液供給を提供される、シリンダブロック100とシリンダヘッド200を有する。

【0089】

ポンプ4からシリンダヘッド200への冷却液の供給は、第2供給管SL2を通る。冷却液は、シリンダヘッド200内を通った後に、シリンダヘッド200の中を通る冷却液の流量及び、戻し管RLの中を通る冷却液の流量を制御するために使用される第2電子制御式流量制御弁322を通過して、ポンプ4に還流する。

【0090】

ポンプ4からシリンダブロック100への冷却液の供給は、第1供給管SL1を通過してシリンダブロック100の吸入口に流れる。この冷却液はシリンダブロック100内の管(図示せず)を通過して排出口に流れ、それから、シリンダブロック100内を通った、戻し管RLを介してポンプの入力側へ還流する前の冷却液の流量を制御するために使用される第1電子制御式流量制御弁321へ流れる。

【0091】

第1及び第2電子制御式流量制御弁321, 322は、シリンダブロック100及びシリンダヘッド200の温度を所定の範囲内に維持するため、電子制御ユニット(図示せず)によって、エンジン1に設けられた温度センサーにより生成される温度信号に基づいて制御される。第1及び第2電子制御式流量制御弁321, 322は、電気式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによって駆動される場合もある。

【0092】

第1電子制御式流量制御弁321よりも上流側であってかつポンプ4(シリンダブロック100)の下流側の位置にて、冷却液供給が、排気ガス冷却器供給管EGRIの中を通過して排気ガス冷却器5へ提供すべく、取り出される。別の言い方をすれば、シリンダブロック100の下流側であってかつ第1電子制御式流量制御弁321の上流側の位置にて、冷却液が、排気ガス冷却器5のために取り出される。

【0093】

排気ガス冷却器5は、その中において排気ガスがエンジン1の排気マニフォールド(図示せず)のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器5の内部を通り、その後、吸気マニフォールド(図示せず)のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガス再循環(EGR)装置の一部を形成する。排気ガス冷却器5を通過した後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管EGRRの中を通過して冷却液戻し管RLへと流れ、それから、ポンプ4の吸入口側に還流する。

【0094】

前述の実施形態と同様に、本実施形態の利点の一つは、エンジンが部分負荷において作動しているとき、シリンダヘッド200の温度を好ましい温度作動範囲内に維持するために必要とされる第1電子制御式流量制御弁321の閉鎖あるいは開度縮小によって、排気

10

20

30

40

50

ガス冷却器 5 の中を通る冷却液の流量が自動的に増大されることである。

【 0 0 9 5 】

エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、シリンダブロック 1 0 0 の中を通して流れる冷却液の流量は増大されなければならない、それゆえ、第 1 電子制御式流量制御弁 3 2 1 は電子制御ユニットの制御下で開度が増大される。第 1 電子制御式流量制御弁 3 2 1 を開くことで、排気ガス冷却器 5 を通る冷却液の流量を減少させるであろうが、エンジン高負荷においては、再循環される排気ガスの量が部分負荷の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。

【 0 0 9 6 】

図 7 を参照すると、本発明の第 7 実施形態による冷却装置の一部が示されている。先の第 1 ~ 第 3 の 3 つの実施形態と同様に、この冷却装置も実施する上では、冷却液を冷却するためのラジエーター、冷却液から混入されたガスを取り除くための脱気循環路、及び、たいていの場合、車室ヒーターを備えていることが理解されるであろう。これらは、本発明の重要な特徴ではないので、図 7 には示されていない。

【 0 0 9 7 】

エンジン 1 は、各々が独立してポンプ 4 から冷却液供給を提供される、シリンダブロック 1 0 0 とシリンダヘッド 2 0 0 を有する。

【 0 0 9 8 】

ポンプ 4 からシリンダヘッド 2 0 0 への冷却液の供給は、第 2 供給管 S L 2 を通る。冷却液は、シリンダヘッド 2 0 0 内を通った後に、シリンダヘッド 2 0 0 の中を通る冷却液の流量及び、戻し管 R L の中を通る冷却液の流量を制御するために使用される第 2 電子制御式流量制御弁 3 2 2 を通って、ポンプ 4 に還流する。

【 0 0 9 9 】

ポンプ 4 からの冷却液の供給は、第 1 供給管 S L 1 を通ってシリンダブロック 1 0 0 の吸入口に流れる。この冷却液は、シリンダブロック 1 0 0 内の管（図示せず）を通して排出口に流れ、それから、シリンダブロック 1 0 0 内を通った、戻し管 R L を介してポンプの入力側へ還流する前の冷却液の流量を制御するために使用される第 1 電子制御式流量制御弁 3 2 1 へ流れる。

【 0 1 0 0 】

第 1 及び第 2 電子制御式流量制御弁 3 2 1 , 3 2 2 は、シリンダブロック 1 0 0 及びシリンダヘッド 2 0 0 の温度を所定の範囲内に維持するために、電子制御ユニット（図示せず）によって、エンジン 1 に設けられた温度センサーにより生成される温度信号に基づいて制御される。第 1 及び第 2 電子制御式流量制御弁 3 2 1 , 3 2 2 は電気式アクチュエーターによって直接的に駆動可能であり、あるいは、例えば電子制御ユニットによって制御される負圧式アクチュエーターのような他の形式のアクチュエーターによって駆動される場合もある。

【 0 1 0 1 】

第 2 電子制御式流量制御弁 3 2 2 の上流側であってかつポンプ 4（シリンダヘッド 2 0 0）の下流側の位置にて、冷却液供給が排気ガス冷却器供給管 E G R I の中を通して排気ガス冷却器 5 に提供すべく、取り出される。別の言い方をすれば、シリンダヘッド 2 0 0 の下流側であってかつ第 2 電子制御式流量制御弁 3 2 2 の上流側の位置にて、冷却液が、排気ガス冷却器 5 のために取り出される。

【 0 1 0 2 】

排気ガス冷却器 5 は、その中において排気ガスがエンジン 1 の排気マニフォールド（図示せず）のような排気排出口から取り出され、そして、排気ガス冷却器 5 の内部を通り、その後、吸気マニフォールド（図示せず）のようなエンジンへの吸気口に戻される排気ガス再循環（E G R）装置の一部を形成する。排気ガス冷却器 5 を通過した後、冷却液は、排気ガス冷却液戻し管 E G R R の中を通して冷却液戻し管 R L へと流れ、そして、その後、ポンプ 4 の吸入口側に還流する。

【 0 1 0 3 】

10

20

30

40

50

前述の実施形態と同様に、本実施形態の利点の一つは、エンジンが部分負荷において作動しているとき、シリンダヘッド 200 の温度を好ましい温度作動範囲内に維持するために必要とされる第 2 電子制御式流量制御弁 322 の閉鎖あるいは開度縮小によって、排気ガス冷却器 5 の中を通る冷却液の流量が自動的に増大されることである。

【0104】

エンジン 1 が高負荷において作動しているとき、シリンダヘッド 200 の中を通して流れる冷却液の流量は増大されなければならない。したがって、第 2 電子制御式流量制御弁 322 は電子制御ユニットの制御下で開度が増大される。第 2 電子制御式流量制御弁 322 を開くことで、排気ガス冷却器 5 を通る冷却液の流量を減少させるであろうが、エンジン高負荷においては、再循環される排気ガスの量が部分負荷の間よりも少なくなるため、これは、それほど重要ではない。

10

【0105】

本発明は、多数の実施形態を例示して説明されているが、これら実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲から逸脱することなく、これら実施形態に対する種々の代替実施形態、或いは修正が成され得ることは、この技術分野の当業者によって認識されるであろう。

【図面の簡単な説明】

【0106】

【図 1】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 1 実施形態の線図である。

【図 2】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 2 実施形態の線図である。

20

【図 3】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 3 実施形態の線図である。

【図 4】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 4 実施形態の線図である。

【図 5】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 5 実施形態の線図である。

【図 6】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 6 実施形態の線図である。

【図 7】本発明に従ったエンジンの冷却装置の、第 7 実施形態の線図である。

【符号の説明】

【0107】

1、エンジン

2、20、121、電子制御式流量制御弁

221、321、第 1 電子制御式流量制御弁

30

222、322、第 2 電子制御式流量制御弁

3、バイパス制御弁

4、ポンプ

5、排気ガス冷却器

9、ラジエーター

100、シリンダブロック

200、シリンダヘッド

SL、供給管

SL1、第 1 供給管

SL2、第 2 供給管

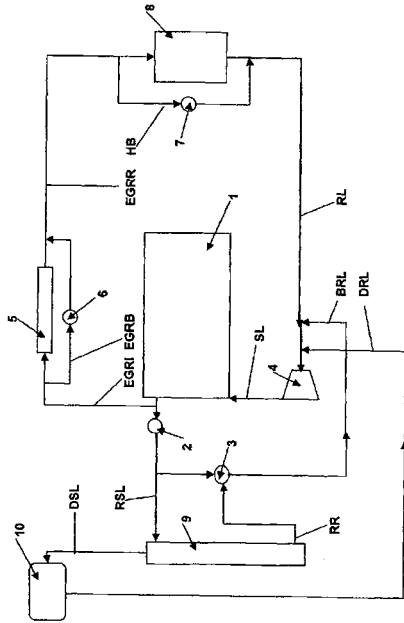
40

RS L、ラジエーター供給管

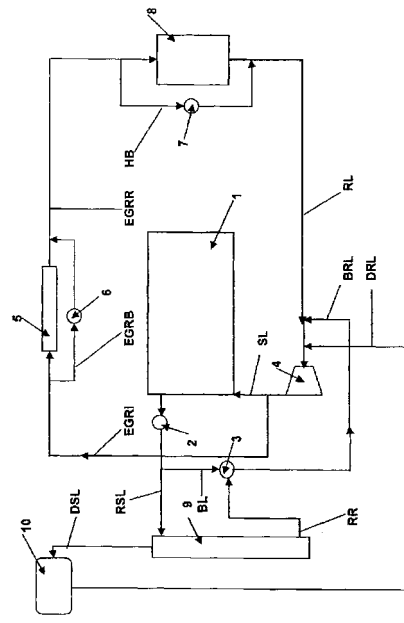
RR、ラジエーター戻し管

EGRI、排気ガス冷却器供給管

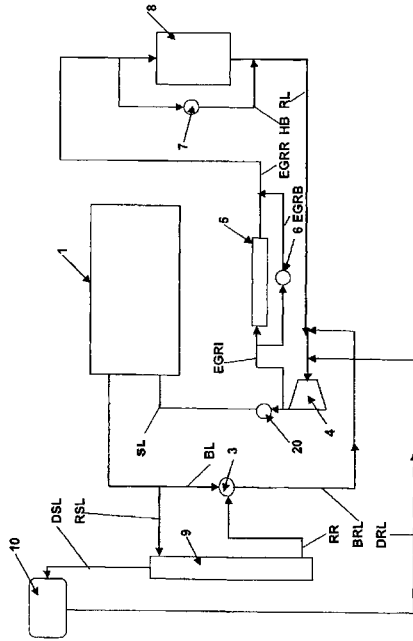
【 図 1 】



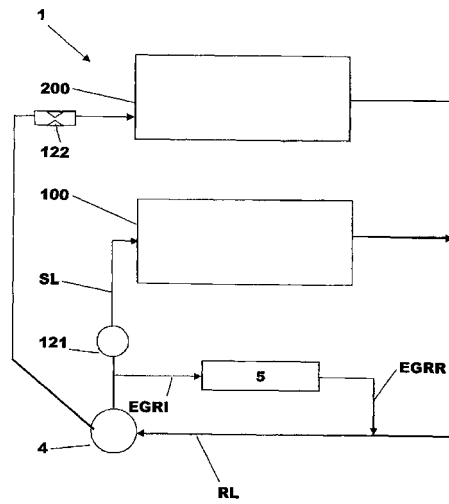
【 図 2 】



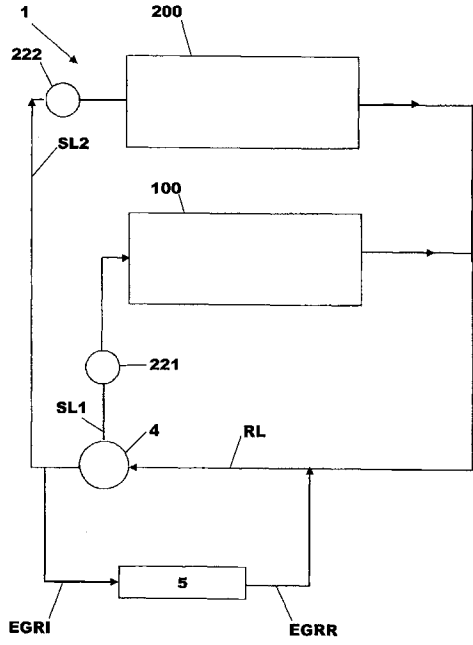
【 図 3 】



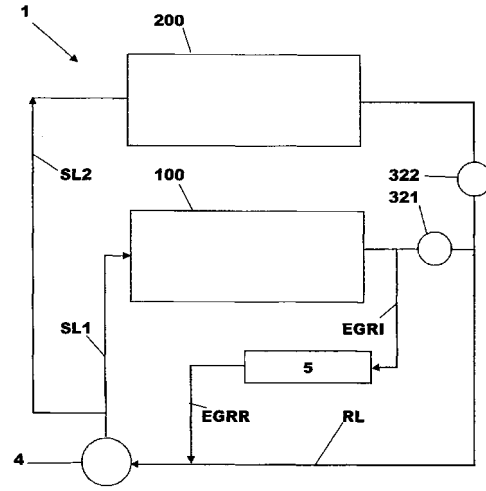
【 図 4 】



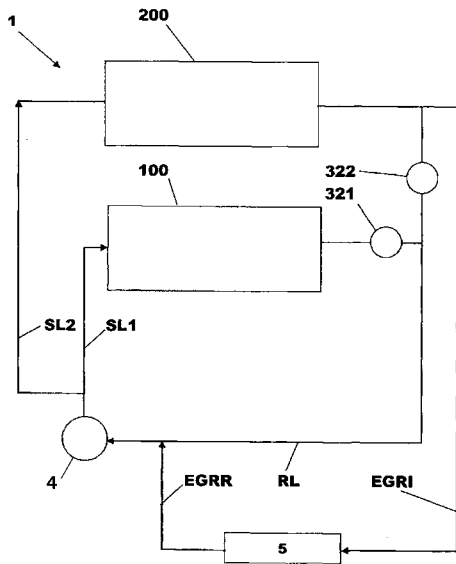
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



フロントページの続き

合議体

審判長 新海 岳

審判官 平城 俊雅

審判官 藤井 昇

- (56)参考文献 特開2005-207266(JP,A)
特開平5-288054(JP,A)
実開昭55-130014(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02M 25/07

F01P 7/16

F01P 3/20