

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6610621号  
(P6610621)

(45) 発行日 令和1年11月27日(2019.11.27)

(24) 登録日 令和1年11月8日(2019.11.8)

(51) Int.Cl.		F I			
<b>B60H</b>	<b>1/00</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60H</b>	<b>1/00</b>	<b>101B</b>
<b>B60H</b>	<b>1/03</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60H</b>	<b>1/03</b>	<b>B</b>
<b>B60H</b>	<b>1/08</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60H</b>	<b>1/08</b>	<b>621B</b>

請求項の数 5 (全 30 頁)

(21) 出願番号	特願2017-134509 (P2017-134509)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成29年7月10日 (2017.7.10)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2019-14416 (P2019-14416A)	(74) 代理人	110000213 特許業務法人プロスペック特許事務所
(43) 公開日	平成31年1月31日 (2019.1.31)	(72) 発明者	藍川 嗣史 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成30年12月18日 (2018.12.18)	(72) 発明者	小倉 陽一 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	矢野 雅俊 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換システムの制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の室内の暖房のために前記車両の室内に供給される空気を加熱するヒーターコアを熱交換水によって加熱するためのヒーターコア加熱システムであって、熱交換水を循環させる水路であるヒーター水路、前記ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する熱交換器及び前記ヒーター水路で熱交換水を循環させるヒーターポンプを有するヒーターコア加熱システム、

内燃機関を熱交換水によって冷却するための機関冷却システムであって、熱交換水を循環させる水路である機関水路及び前記機関水路で熱交換水を循環させる機関ポンプを有する機関冷却システム、並びに、

前記ヒーター水路への前記機関水路の連通と前記ヒーター水路からの前記機関水路の分離とを切り替える連通システム、

を備え、

前記ヒーターポンプ及び前記機関ポンプは、前記ヒーターコアを流れる熱交換水の流量がその要求流量である要求コア流量となると共に前記機関水路を流れる熱交換水の流量がその要求流量である要求機関流量となるように作動せしめられるように構成されており、

前記連通システムは、前記機関水路から前記ヒーター水路に熱交換水が流入すると共に前記ヒーター水路から前記機関水路に熱交換水が流出するように前記機関水路を前記ヒーター水路に連通するように構成されている、

熱交換システムに適用され、

前記車両の室内の暖房が要求されたとの条件を含む所定の暖房条件が成立した場合、前記ヒーターポンプを作動させ、前記暖房条件が成立しているとの条件を含む所定の連通条件が成立した場合、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されるように前記連通システムを作動させるように構成された制御部を備えた、

熱交換システムの制御装置において、

前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通及び前記機関ポンプのデューティ比の増大を行った後、前記ヒーターポンプのデューティ比の減少を行うように構成された、

10

熱交換システムの制御装置。

#### 【請求項 2】

請求項 1 に記載の熱交換システムの制御装置において、

前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通及び前記機関ポンプのデューティ比の増大を行ってから前記ヒーターコアに流入する熱交換水の流量が増大する所定時間が経過した後、前記ヒーターポンプのデューティ比の減少を行うように構成された、

熱交換システムの制御装置。

20

#### 【請求項 3】

請求項 1 又は請求項 2 に記載の熱交換システムの制御装置において、

前記熱交換システムは、前記機関水路からの熱交換水が流入する前記ヒーター水路の部分と、前記機関水路への交換水が流出する前記ヒーター水路の部分と、の間の前記ヒーター水路である特定水路における熱交換水の流れの方向が、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されていない場合と前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されている場合とで逆になるように構成されており、

前記ヒーターコア加熱システムは、前記内燃機関から排出される排ガスの熱によって前記ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する排熱回収器を前記熱交換器として前記特定水路に備え、

30

前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合、前記機関ポンプのデューティ比の増大を行った後、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通を行うように構成された、

熱交換システムの制御装置。

#### 【請求項 4】

請求項 1 乃至請求項 3 の何れか一項に記載の熱交換システムの制御装置において、

前記制御部は、前記機関水路での熱交換水の循環が要求されたとの所定の機関循環条件が成立した場合、前記機関ポンプを作動させ、

前記連通条件は、前記機関循環条件が成立しているとの条件を含む、

熱交換システムの制御装置。

40

#### 【請求項 5】

請求項 1 乃至請求項 4 の何れか一項に記載の熱交換システムの制御装置において、

前記連通条件は、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されていないときに前記機関水路を循環する熱交換水の温度が前記ヒーター水路を循環する熱交換水の温度よりも高いとの条件を含む、

熱交換システムの制御装置。

#### 【発明の詳細な説明】

50

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、車両の室内の暖房のために車両の室内に供給される空気を加熱するヒーターコアを熱交換水によって加熱するためのヒーターコア加熱システムと内燃機関を熱交換水によって冷却するための機関冷却システムとを備えた熱交換システムの制御装置に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

上記ヒーターコア加熱システムと上記機関冷却システムとを備えた熱交換システムの制御装置が知られている（例えば、特許文献1を参照。）。この熱交換システム（以下、「従来システム」と称呼する。）のヒーターコア加熱システムは、熱交換水を循環させる水路であるヒーター水路及びそのヒーター水路で熱交換水を循環させるヒーターポンプを有している。更に、従来システムの機関冷却システムは、熱交換水を循環させる水路である機関水路及びその機関水路で熱交換水を循環させる機関ポンプを有している。

10

## 【0003】

更に、従来システムは、ヒーター水路への機関水路の連通とヒーター水路からの機関水路の分離とを切り替える連通システムを備えている。

## 【0004】

従来システムに適用される上記制御装置（以下、「従来装置」と称呼する。）は、内燃機関を冷却する熱交換水の温度が所定の温度よりも低いときには、ヒーター水路を機関水路から分離しておく。

20

## 【0005】

一方、内燃機関を冷却する熱交換水の温度が上記所定の温度以上となった場合、従来装置は、機関水路をヒーター水路に連通させて内燃機関を冷却して温度の高くなった熱交換水をヒーター水路に供給することにより、内燃機関を冷却した熱交換水の熱によってヒーターコアを加熱するように構成されている。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0006】

【特許文献1】特開2016-107979号公報

30

## 【発明の概要】

## 【0007】

ところで、熱交換システムにおいては、ヒーターコアの温度を所定温度に維持するためにヒーターコアに供給される必要がある流量（以下、「要求コア流量」と称呼する。）の熱交換水がヒーターコアに供給されるようにヒーターポンプを作動させることが要求される。

## 【0008】

ここで、機関水路がヒーター水路に連通された場合、熱交換システム全体の流路抵抗が変化する。このため、機関水路がヒーター水路に連通される前後でヒーターポンプのデューティ比及び機関ポンプのデューティ比が一定である場合、ヒーターコアに供給される流量（以下、「コア流量」と称呼する。）が変化する。

40

## 【0009】

このため、要求コア流量の熱交換水がヒーターコアに供給されているときに機関水路がヒーター水路に連通されると、コア流量が要求コア流量よりも少なくなる可能性がある。コア流量が要求コア流量よりも少なくなると、車両の室内の暖房のために車両の室内に供給される空気（温風）の温度が低下して車両の乗員に不快感を与えてしまう可能性がある。

## 【0010】

本発明は、上述した課題に対処するためになされたものである。即ち、本発明の目的の一つは、コア流量が要求コア流量よりも少なくならないように機関水路をヒーター水路に

50

連通させることができる熱交換システムの制御装置を提供することにある。

【0011】

本発明に係る制御装置（以下、「本発明装置」と称呼する。）は、ヒーターコア加熱システム（30）、機関冷却システム（10）及び連通システム（60）を備えた熱交換システムに適用される。

【0012】

前記ヒーターコア加熱システムは、車両の室内の暖房のために前記車両の室内に供給される空気を加熱するヒーターコア（31）を熱交換水によって加熱するためのシステムである。前記ヒーターコア加熱システムは、熱交換水を循環させる水路であるヒーター水路（40、33W、41、31W、42、43、34W、44）、前記ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する熱交換器（33、34）及び前記ヒーター水路で熱交換水を循環させるヒーターポンプ（32）を有する。

10

【0013】

前記機関冷却システムは、内燃機関（11）を熱交換水によって冷却するためのシステムである。更に、前記機関冷却システムは、熱交換水を循環させる水路である機関水路（16、11W、17、18、12W、19）及び前記機関水路で熱交換水を循環させる機関ポンプ（15）を有する。

【0014】

前記ヒーターポンプ及び前記機関ポンプは、前記ヒーターコアを流れる熱交換水の流量がその要求流量である要求コア流量となると共に前記機関水路を流れる熱交換水の流量がその要求流量である要求機関流量となるように作動せしめられるように構成されている。

20

【0015】

前記連通システムは、前記ヒーター水路への前記機関水路の連通と前記ヒーター水路からの前記機関水路の分離とを切り替えるシステムである。

【0016】

更に、前記連通システムは、前記機関水路から前記ヒーター水路に熱交換水が流入すると共に前記ヒーター水路から前記機関水路に熱交換水が流出するように前記機関水路を前記ヒーター水路に連通するように構成されている。

【0017】

本発明装置は、前記車両の室内の暖房が要求されたとの条件を含む所定の暖房条件が成立した場合（図14のステップ1420での「Yes」との判定）、前記ヒーターポンプを作動させ、前記暖房条件が成立しているとの条件を含む所定の連通条件が成立した場合（図13のステップ1310での「Yes」との判定）、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されるように前記連通システムを作動させるように構成された制御部（90）を備える。

30

【0018】

前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合（図13のステップ1330での「Yes」との判定）、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通及び前記機関ポンプのデューティ比の増大を行った後、前記ヒーターポンプのデューティ比の減少を行う（図13のステップ1340の処理）ように構成されている。

40

【0019】

機関水路がヒーター水路に連通されていない状態でヒーターポンプのデューティ比が減少されると、ヒーターコアを流れる熱交換水の流量であるコア流量が低下する。このため、コア流量が上記要求コア流量よりも少なくなる可能性がある。更に、機関水路がヒーター水路に連通されている状態であっても、機関ポンプのデューティ比が増大される前にヒーターポンプのデューティ比が減少されると、コア流量が低下して上記要求コア流量よりも少なくなる可能性がある。

【0020】

50

先に述べたように、コア流量が要求コア流量よりも少なくなると、車両の室内に供給される空気（温風）の温度が低下して車両の乗員に不快感を与えてしまう可能性がある。

【0021】

本発明装置によれば、ヒーターポンプのデューティ比の減少は、機関水路がヒーター水路に連通され且つ機関ポンプのデューティ比が増大された後に行われる。このため、コア流量が要求コア流量よりも少なくなる可能性が小さい。このため、車両の室内に供給される空気（温風）の温度が低下して車両の乗員に不快感を与えてしまう可能性を小さくすることができる。

【0022】

前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合（図13のステップ1330での「Yes」との判定）、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通及び前記機関ポンプのデューティ比の増大を行ってから前記ヒーターコアに流入する熱交換水の流量が増大する所定時間が経過した後、前記ヒーターポンプのデューティ比の減少を行うように構成され得る。

10

【0023】

ヒーターポンプのデューティ比が減少されると、コア流量が低下する。しかしながら、本発明装置によれば、ヒーターポンプのデューティ比が減少される時点でコア流量が増大している。このため、コア流量が要求コア流量よりも少なくなる可能性をより確実に小さくすることができる。

20

【0024】

更に、前記熱交換システムは、前記機関水路からの熱交換水が流入する前記ヒーター水路の部分と、前記機関水路への交換水が流出する前記ヒーター水路の部分と、の間の前記ヒーター水路である特定水路における熱交換水の流れの方向が、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されていない場合と前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されている場合とで逆になるように構成され得る。

【0025】

更に、前記ヒーターコア加熱システムは、前記内燃機関から排出される排ガスの熱によって前記ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する排熱回収器（34）を前記熱交換器として前記特定水路（43、44）に備えるように構成され得る。

30

【0026】

このように前記熱交換システム及び前記ヒーターコア加熱システムが構成されている場合において、前記制御部は、前記連通システムによって前記機関水路を前記ヒーター水路に連通させるときに前記ヒーターポンプのデューティ比の減少と前記機関ポンプのデューティ比の増大とを行う場合（図13のステップ1330での「Yes」との判定）、前記機関ポンプのデューティ比の増大を行った後、前記連通システムによる前記機関水路と前記ヒーター水路との連通を行うように構成され得る。

【0027】

機関水路がヒーター水路に連通されると、特定水路における熱交換水の流れの方向が逆転する。

40

【0028】

このため、排熱回収器が特定水路に配設されている場合において、機関ポンプのデューティ比が増大される前に機関水路がヒーター水路に連通されると、特定水路における熱交換水の流れの方向が逆転する前後の期間において排熱回収器を流れる熱交換水のトータルの量（以下、「トータル量」と称呼する。）が低下する。この場合、トータル量が排熱回収器の過熱を抑制するために排熱回収器を流れる必要のある量（以下、「要求量」と称呼する。）よりも少なくなる。トータル量が要求量よりも少ないと、排熱回収器の過熱が生じる可能性がある。

【0029】

しかしながら、機関ポンプのデューティ比が増大された後に機関水路がヒーター水路に

50

連通されると、機関水路がヒーター水路に連通されたときには既に機関ポンプのデューティ比が増大されており、その結果、内燃機関を流れる熱交換水の流量が大きくなっている。このため、機関水路がヒーター水路に連通された後、特定水路における熱交換水の流れの逆転が素早く完了する。従って、特定水路における熱交換水の流れの方向が逆転する前後の期間において、トータル量が要求量よりも少なくなる程度が小さくなる。このため、排熱回収器の過熱を抑制できる可能性を大きくすることができる。

【0030】

更に、前記制御部は、前記機関水路での熱交換水の循環が要求されたとの所定の機関循環条件が成立した場合、前記機関ポンプを作動させるように構成され得る。この場合、前記連通条件は、前記機関循環条件が成立しているとの条件を含む。

10

【0031】

機関ポンプが作動していないときに機関水路がヒーター水路に連通されると、ヒーターポンプのみによって熱交換水を機関水路及びヒーター水路で循環させなければならず、この場合、ヒーターポンプの負荷が過剰に大きくなる可能性がある。本発明装置によれば、機関ポンプが作動している場合に機関水路がヒーター水路に連通される。このため、機関水路がヒーター水路に連通された場合にヒーターポンプの負荷が過剰に大きくなる可能性を小さくすることができる。

【0032】

更に、本発明装置において、前記連通条件は、前記機関水路が前記ヒーター水路に連通されていないときに前記機関水路を循環する熱交換水の温度が前記ヒーター水路を循環する熱交換水の温度よりも高いとの条件を含み得る。

20

【0033】

これによれば、機関水路を循環する熱交換水の温度がヒーター水路を循環する熱交換水の温度よりも高い。このため、機関水路がヒーター水路に連通されて機関水路からヒーター水路に熱交換水が流入したことに起因してヒーター水路を循環する熱交換水の温度が低下することを抑制することができる。

【0034】

上記説明においては、発明の理解を助けるために、実施形態に対応する発明の構成に対して、実施形態で用いた符号を括弧書きで添えているが、発明の各構成要素は、前記符号によって規定される実施形態に限定されるものではない。本発明の他の目的、他の特徴及び付随する利点は、以下の図面を参照しつつ記述される本発明の実施形態についての説明から容易に理解されるであろう。

30

【図面の簡単な説明】

【0035】

【図1】図1は、本発明の実施形態に係る制御装置（以下、「実施装置」と称呼する。）が適用される熱交換システムの全体図である。

【図2】図2は、図1に示したヒートポンプを示した図である。

【図3】図3は、図1に示した排熱回収器を示した図である。

【図4】図4は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図5】図5は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

40

【図6】図6は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図7】図7は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図8】図8は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図9】図9は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図10】図10は、図1と同様の図であって、熱交換水の流れを示した図である。

【図11】図11は、実施装置による制御とは異なる制御が行われた場合における熱交換水の流量の変化等を示したタイムチャートである。

【図12】図12は、実施装置による制御が行われた場合における熱交換水の流量の変化等を示したタイムチャートである。

【図13】図13は、図1に示したECUのCPU（以下、単に「CPU」と称呼する。）

50

)が実行するルーチンを示したフローチャートである。

【図14】図14は、CPUが実行するルーチンを示したフローチャートである。

【図15】図15は、CPUが実行するルーチンを示したフローチャートである。

【図16】図16は、CPUが実行するルーチンを示したフローチャートである。

【図17】図17は、CPUが実行するルーチンを示したフローチャートである。

【図18】図18は、CPUが実行するルーチンを示したフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0036】

以下、図面を参照しながら、本発明の実施形態に係る熱交換システムの制御装置について説明する。図1に示したように、本発明の実施形態に係る制御装置が適用される熱交換システムは、「内燃機関11を熱交換水によって冷却するための機関冷却システム10」及び「コア31を熱交換水によって加熱するためのヒーターコア加熱システム30」を備えている。以下、実施形態に係る制御装置を「実施装置」と称呼し、内燃機関11を単に「機関11」と称呼する。

10

【0037】

機関冷却システム10は、熱交換水を循環させるための水路である機関水路を有する。ヒーターコア加熱システム30は、熱交換水を循環させるための水路であるヒーター水路を有する。

【0038】

熱交換システムは、「機関冷却システム10の機関水路」と「ヒーターコア加熱システム30のヒーター水路」とを連通させたり分離させたりするシステム60を備えている。以下、機関冷却システム10を単に「冷却システム10」と称呼し、ヒーターコア加熱システム30を単に「加熱システム30」と称呼し、システム60を「連通システム60」と称呼し、冷却システム10の機関通路を加熱システム30のヒーター水路に連通させることを「システム連通」と称呼する。

20

【0039】

冷却システム10は、機関内部水路11W、ラジエータ12、EGRクーラ13、ラジエータ流量制御弁14r、EGRクーラ流量制御弁14e、機関ウォーターポンプ15、機関入口水路16、機関出口水路17、ラジエータ入口水路18、ラジエータ出口水路19、EGRクーラ入口水路20及びEGRクーラ出口水路21を備えている。以下、機関ウォーターポンプ15を「機関ポンプ15」と称呼する。

30

【0040】

機関内部水路11Wは、機関11の図示しないシリンダヘッド及びシリンダブロックの内部に形成された通路であって、シリンダヘッド及びシリンダブロックと熱交換を行う熱交換媒体としての熱交換水が流される通路である。熱交換水は、一般に冷却水又はラジエータ液又はクーラント液と呼ばれている液体である。

【0041】

機関11の温度よりも低い温度の熱交換水が機関内部水路11Wを流れると、その熱交換水によって機関11が冷却され、機関11の温度よりも高い温度の熱交換水が機関内部水路11Wを流れると、その熱交換水によって機関11が暖機される。

40

【0042】

ラジエータ12は、「熱交換水が流される通路12Wを画成するチューブ」及び「そのチューブに取り付けられた多数のフィン」等を含んでいる。上記チューブが画成する通路12W(以下、「ラジエータ内部水路12W」と称呼する。)をラジエータ12のフィンの温度よりも高い温度の熱交換水が流れると、その熱交換水が冷却される。

【0043】

EGRクーラ13は、「熱交換水が流される通路13Wを画成するチューブ」及び「そのチューブに取り付けられた複数のフィン」等を含んでいる。上記チューブが画成する通路13W(以下、「EGRクーラ内部水路13W」と称呼する。)をEGRクーラ13のフィンの温度よりも低い温度の熱交換水が流れると、その熱交換水によってフィンが冷却

50

される。

【 0 0 4 4 】

EGRクーラ13は、機関11の燃焼室から排気通路に排出された排ガスを吸気通路に導入することによって排ガスを燃焼室に供給する排気再循環システムによって燃焼室に供給される排ガスを冷却する装置である。以下、排気再循環システムによって燃焼室に供給される排ガスを「EGRガス」と称呼する。

【 0 0 4 5 】

機関入口水路16、機関出口水路17、ラジエータ入口水路18、ラジエータ出口水路19、EGRクーラ入口水路20及びEGRクーラ出口水路21は、それぞれ、熱交換水が流される通路であって、管によって画成されている。

10

【 0 0 4 6 】

機関ポンプ15は、電力によって駆動される電動式のウォーターポンプであり、機関入口水路16に配設されている。機関入口水路16の下流端は、機関内部水路11Wの入口に接続されている。機関内部水路11Wの出口は、機関出口水路17の上流端に接続されている。

【 0 0 4 7 】

機関出口水路17の下流端は、接続部P1において、ラジエータ入口水路18の上流端及びEGRクーラ入口水路20の上流端に接続されている。ラジエータ入口水路18の下流端は、ラジエータ内部水路12Wの入口に接続されている。ラジエータ内部水路12Wの出口は、ラジエータ出口水路19の上流端に接続されている。EGRクーラ入口水路20の下流端は、EGRクーラ内部水路13Wの入口に接続されている。EGRクーラ内部水路13Wの出口は、EGRクーラ出口水路21の上流端に接続されている。ラジエータ出口水路19の下流端及びEGRクーラ出口水路21の下流端は、接続部P2において、機関入口水路16の上流端に接続されている。

20

【 0 0 4 8 】

冷却システム10の機関水路は、機関内部水路11W、機関出口水路17、ラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W、ラジエータ出口水路19、EGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W、EGRクーラ出口水路21及び機関入口水路16によって形成されている。

【 0 0 4 9 】

しかしながら、冷却システム10の機関水路は、機関内部水路11W、機関出口水路17、ラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W、ラジエータ出口水路19及び機関入口水路16によって形成され得る。或いは、冷却システム10の機関水路は、機関内部水路11W、機関出口水路17、EGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W、EGRクーラ出口水路21及び機関入口水路16によって形成され得る。

30

【 0 0 5 0 】

ラジエータ流量制御弁14r（以下、「第1制御弁14r」と称呼する。）は、ラジエータ出口水路19に配設されている。第1制御弁14rは、ラジエータ出口水路19を流れる熱交換水の流量を制御する弁であり、その開度が大きくなるほど第1制御弁14rを通過する熱交換水の流量が大きくなる。

40

【 0 0 5 1 】

EGRクーラ流量制御弁14e（以下、「第2制御弁14e」と称呼する。）は、EGRクーラ出口水路21に配設されている。第2制御弁14eは、EGRクーラ出口水路21を流れる熱交換水の流量を制御する弁であり、その開度が大きくなるほど第2制御弁14eを通過する熱交換水の流量が大きくなる。尚、冷却システム10は、第2制御弁14eを備えていなくてもよい。

【 0 0 5 2 】

加熱システム30は、ヒーターコア31、ヒーターウォーターポンプ32、ヒートポンプ33、排熱回収器34、プロア35、ヒートポンプ入口水路40、ヒーターコア入口水路41、ヒーターコア出口水路42、第1排熱回収器水路43、第2排熱回収器水路44

50



、ヒータースイッチ78及び温度設定スイッチ79を備えている。

【0053】

以下、ヒーターコア31を「コア31」と称呼し、ヒーターウォーターポンプ32を「ヒーターポンプ32」と称呼し、ヒーターコア入口水路41を「コア入口水路41」と称呼し、ヒーターコア出口水路42を「コア出口水路42」と称呼し、第1排熱回収器水路43を「第1EHR水路43」と称呼し、第2排熱回収器水路44を「第2EHR水路44」と称呼する。

【0054】

ヒートポンプ入口水路40、コア入口水路41、コア出口水路42、第1EHR水路43及び第2EHR水路44は、それぞれ、熱交換水が流される通路であって、管によって画成されている。

10

【0055】

コア31は、「熱交換水が流される通路31Wを画成するチューブ」及び「そのチューブに取り付けられた多数のフィン」等を含んでいる。上記チューブが画成する通路31W（以下、「コア内部水路31W」と称呼する。）にコア31のフィンの温度よりも高い温度の熱交換水が流れると、その熱交換水によってフィンが加熱される。従って、コア31は、コア内部水路31Wを流れる熱交換水によって加熱される。

【0056】

図2に示したように、ヒートポンプ33は、熱交換器331、凝縮器332、膨張弁333、蒸発器334及びコンプレッサ335等を含んでいる。熱交換器331は、熱交換水が流される通路（以下、「ヒートポンプ内部水路33W」と称呼する。）を有している。

20

【0057】

コンプレッサ335が作動されると、コンプレッサ335から熱媒体が吐出され、その熱媒体は、順に、コンプレッサ335、凝縮器332、膨張弁333及び蒸発器334を通過して流れ、コンプレッサ335に取り込まれる。熱媒体が蒸発器334を通過するとき、熱媒体は、蒸発器334の外部の熱を奪って蒸発する。そして、熱媒体が凝縮器332を通過するとき、熱媒体は、熱を放出して凝縮する。この熱媒体から放出された熱によって熱交換器331の温度が上昇し、その熱交換器331の熱によってヒートポンプ内部水路33Wを流れる熱交換水の温度が上昇する。

30

【0058】

従って、ヒートポンプ33は、ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する熱交換器である。

【0059】

図3に示したように、排熱回収器34は、熱交換器341、排気入口管342、排気出口管343及び排気制御弁344等を含んでいる。

【0060】

熱交換器341は、「熱交換水が流される通路34W」及び「機関11の燃焼室から排出された排ガスが流される通路34G」を有している。以下、通路34Wを「EHR内部水路34W」と称呼し、通路34Gを「EHR排気通路34G」と称呼する。

40

【0061】

排気制御弁344は、排気管112が画成する排気通路113に配設されている。排気管112は、排気通路113が機関11の図示しない排気ポートと連通するように、機関11に取り付けられている。

【0062】

排気入口管342は、排気入口通路34G1を画成する。排気入口管342の上流端は、排気入口通路34G1が排気通路113と連通するように、排気制御弁344の上流側の位置において排気管112に接続されている。排気入口管342の下流端は、排気入口通路34G1がEHR排気通路34Gの入口と連通するように、熱交換器341に取り付けられている。

50

## 【 0 0 6 3 】

排気出口管 3 4 3 は、排気出口通路 3 4 G 2 を画成する。排気出口管 3 4 3 の上流端は、排気出口通路 3 4 G 2 が E H R 排気通路 3 4 G の出口と連通するように、熱交換器 3 4 1 に取り付けられている。排気出口管 3 4 3 の下流端は、排気出口通路 3 4 G 2 が排気通路 1 1 3 と連通するように、排気制御弁 3 4 4 の下流側の位置において排気管 1 1 2 に接続されている。

## 【 0 0 6 4 】

排気制御弁 3 4 4 が開弁している場合、排ガスは、排気制御弁 3 4 4 を通過することができる。この場合、排ガスの殆どが排気制御弁 3 4 4 を通過して排気制御弁 3 4 4 の下流側の排気通路 1 1 3 に流れる。従って、排気入口通路 3 4 G 1 に流入する排ガスは殆どない。

10

## 【 0 0 6 5 】

一方、排気制御弁 3 4 4 が閉弁している場合、排ガスは、排気制御弁 3 4 4 を通過することができない。この場合、排ガスの略総てが排気入口通路 3 4 G 1 に流入する。排気入口通路 3 4 G 1 に流入した排ガスは、順に、E H R 排気通路 3 4 G 及び排気出口通路 3 4 G 2 を流れ、排気制御弁 3 4 4 下流の排気通路 1 1 3 に流入する。

## 【 0 0 6 6 】

排ガスが E H R 排気通路 3 4 G を通る際に熱交換器 3 4 1 が排ガスの熱によって加熱される。E H R 内部水路 3 4 W を流れる熱交換水は、熱交換器 3 4 1 の熱によって加熱される。

20

## 【 0 0 6 7 】

従って、排熱回収器 3 4 は、ヒーター水路を循環する熱交換水を加熱する熱交換器である。

## 【 0 0 6 8 】

ヒーターポンプ 3 2 は、電力によって駆動される電動式のウォーターポンプであり、コア出口水路 4 2 に配設されている。コア出口水路 4 2 の下流端は、接続部 P 3 において、第 1 E H R 水路 4 3 の一端に接続されている。第 1 E H R 水路 4 3 の他端は、E H R 内部水路 3 4 W の一端に接続されている。E H R 内部水路 3 4 W の他端は、第 2 E H R 水路 4 4 の一端に接続されている。第 2 E H R 水路 4 4 の他端は、接続部 P 4 において、ヒートポンプ入口水路 4 0 の上流端に接続されている。ヒートポンプ入口水路 4 0 の下流端は、ヒートポンプ内部水路 3 3 W の入口に接続されている。ヒートポンプ内部水路 3 3 W の出口は、コア入口水路 4 1 の上流端に接続されている。コア入口水路 4 1 の下流端は、コア内部水路 3 1 W の入口に接続されている。コア内部水路 3 1 W の出口は、コア出口水路 4 2 の上流端に接続されている。

30

## 【 0 0 6 9 】

加熱システム 3 0 のヒーター水路は、コア内部水路 3 1 W、コア出口水路 4 2、第 1 E H R 水路 4 3、E H R 内部水路 3 4 W、第 2 E H R 水路 4 4、ヒートポンプ入口水路 4 0、ヒートポンプ内部水路 3 3 W 及びコア入口水路 4 1 によって形成されている。

## 【 0 0 7 0 】

連通システム 6 0 は、連通弁 6 1、連通入口水路 6 2 及び連通出口水路 6 3 を含んでいる。連通入口水路 6 2 は、機関出口水路 1 7 の部分 P 5 を第 2 E H R 水路 4 4 とヒートポンプ入口水路 4 0 との接続部 P 4 に連通させている。連通出口水路 6 3 は、機関入口水路 1 6 の部分 P 6 をコア出口水路 4 2 と第 1 E H R 水路 4 3 との接続部 P 3 に連通させている。

40

## 【 0 0 7 1 】

連通弁 6 1 は、連通入口水路 6 2 に配設されている。連通弁 6 1 が開弁している場合、熱交換水が連通弁 6 1 を通過することが許容され、連通弁 6 1 が閉弁している場合、熱交換水が連通弁 6 1 を通過することが禁止される。

## 【 0 0 7 2 】

実施装置は、E C U 9 0 を備えている。E C U は、エレクトリックコントロールユニッ

50

トの略称であり、ECU90は、CPU、ROM、RAM及びインターフェース等を含むマイクロコンピュータを主要構成部品として有する電子制御回路である。CPUは、メモリ（ROM）に格納されたインストラクション（ルーチン）を実行することにより後述する各種機能を実現する。

【0073】

ECU90は、機関ポンプ15、第2制御弁14e、水温センサ70、イグニッションスイッチ72、アクセルペダル操作量センサ73及びクランク角センサ74に接続されている。機関ポンプ15及び第2制御弁14eの作動は、後述するようにECU90によって制御される。

【0074】

水温センサ70は、機関出口水路17と連通入口水路62との接続部P5の上流側において、機関出口水路17に配設されている。水温センサ70は、接続部P5の上流側の機関出口水路17を流れる熱交換水の温度TWengを検出し、その温度TWengを表す信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号に基づいて温度TWengを取得する。以下、温度TWengを「機関水温TWeng」と称呼する。

【0075】

イグニッションスイッチ72は、機関11が搭載された車両の運転者によって操作され、その作動位置がオン位置に設定された場合、ハイ信号をECU90に出力し、その作動位置がオフ位置に設定された場合、ロー信号をECU90に出力する。ECU90は、ハイ信号を受信した場合、機関11の運転を開始し、ロー信号を受信した場合、機関11の運転を停止する。

【0076】

アクセルペダル操作量センサ73は、図示しないアクセルペダルの操作量APを検出し、その操作量APを表す信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号に基づいて機関11の負荷KLを取得する。以下、機関11の負荷KLを「機関負荷KL」と称呼する。

【0077】

クランク角センサ74は、図示しないクランクシャフトが所定角度、回転する毎にパルス信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号等に基づいて機関11の回転速度NEを取得する。以下、機関11の回転速度NEを「機関回転速度NE」と称呼する。

【0078】

更に、ECU90は、ヒーターポンプ32、ヒートポンプ33のコンプレッサ335、排熱回収器34の排気制御弁344、ブロア35、連通弁61、水温センサ75、水温センサ76、ヒータースイッチ78及び温度設定スイッチ79に接続されている。ヒーターポンプ32、ヒートポンプ33のコンプレッサ335、排熱回収器34の排気制御弁344、ブロア35及び連通弁61の作動は、後述するようにECU90によって制御される。

【0079】

尚、ブロア35は、コア31に向かって空気を送り出してその空気をコア31の熱によって暖める装置であり、コア31の熱によって暖められた空気は、車両の室内に供給される。

【0080】

水温センサ75は、第2EHR水路44に配設されている。水温センサ75は、排熱回収器34から流出して第2EHR水路44を流れる熱交換水の温度TWehrを検出し、その温度TWehrを表す信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号に基づいて温度TWehrを取得する。以下、温度TWehrを「排熱回収器水温TWehr」と称呼する。

【0081】

水温センサ76は、コア入口水路41に配設されている。水温センサ76は、ヒートポンプ33から流出してコア31に流入する熱交換水の温度TWhcを検出し、その温度TWhcを表す信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号に基づいて温度TWhcを

10

20

30

40

50

取得する。以下、温度 $T_{Whc}$ を「コア水温 $T_{Whc}$ 」と称呼する。

【0082】

ヒータースイッチ78は、機関11が搭載された車両の運転者によって操作され、その作動位置がオン位置に設定された場合、ハイ信号をECU90に出力し、その作動位置がオフ位置に設定された場合、ロー信号をECU90に出力する。ECU90は、ハイ信号を受信した場合、ヒータースイッチ78がオン位置に設定されたと判定し、ロー信号を受信した場合、ヒータースイッチ78がオフ位置に設定されたと判定する。

【0083】

温度設定スイッチ79は、機関11が搭載される車両の運転者が希望する車両の室内の温度を設定するために運転者によって操作されるスイッチである。温度設定スイッチ79は、運転者によって設定された車両の室内の温度 $T_{set}$ （以下、「室内設定温度 $T_{set}$ 」と称呼する。）を表す信号をECU90に出力する。ECU90は、その信号に基づいて室内設定温度 $T_{set}$ を取得する。

【0084】

更に、ECU90は、取得した室内設定温度 $T_{set}$ に基づいてその室内設定温度 $T_{set}$ を達成するために必要なコア水温 $T_{Whc}$ （以下、「目標コア水温 $T_{Whc\_tgt}$ 」と称呼する。）を取得する。ECU90は、室内設定温度 $T_{set}$ が高いほど、目標コア水温 $T_{Whc\_tgt}$ を高い温度に設定する。更に、ECU90は、目標コア水温 $T_{Whc\_tgt}$ に対するコア水温 $T_{Whc}$ の差 $T_{Whc} (= T_{Whc\_tgt} - T_{Whc})$ を取得する。以下、差 $T_{Whc}$ を「コア水温差 $T_{Whc}$ 」と称呼する。

【0085】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われておらず）且つ第1制御弁14rが開弁しており且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図4に示したように流れる。

【0086】

即ち、機関ポンプ15から吐出された熱交換水は、順に、機関入口水路16及び機関内部水路11Wを流れた後、機関出口水路17に流入する。機関出口水路17に流入した熱交換水の一部は、順に、ラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W、ラジエータ出口水路19及び機関入口水路16を流れて機関ポンプ15に取り込まれる。

【0087】

一方、機関出口水路17に流入した熱交換水の残りは、順に、EGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W、EGRクーラ出口水路21及び機関入口水路16を流れて機関ポンプ15に取り込まれる。

【0088】

一方、ヒーターポンプ32から吐出された熱交換水は、順に、コア出口水路42、第1EHR水路43、EHR内部水路34W、第2EHR水路44、ヒートポンプ入口水路40、ヒートポンプ内部水路33W、コア入口水路41、コア内部水路31W及びコア出口水路42を流れてヒーターポンプ32に取り込まれる。

【0089】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われておらず）且つ第1制御弁14rが開弁しており且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図5に示したように流れる。

【0090】

この場合、冷却システム10及び加熱システム30における熱交換水の流れは、機関ポンプ15から吐出された熱交換水がEGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W及びEGRクーラ出口水路21を介して流れないことを除き、図4を参照して説明した流れと同じである。

【0091】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われておらず）且つ第1制御弁14rが開弁してお

10

20

30

40

50

り且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図6に示したように流れる。

【0092】

この場合、冷却システム10及び加熱システム30における熱交換水の流れは、機関ポンプ15から吐出された熱交換水がラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W及びラジエータ出口水路19を介して流れないことを除き、図4を参照して説明した流れと同じである。

【0093】

尚、図4乃至図6を参照して説明した熱交換水の流れは、機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されている場合における熱交換水の流れであるが、本例においては、機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の何れか一方のみが作動されることもある。

10

【0094】

ヒーターポンプ32が作動されておらず、機関ポンプ15のみが作動されている場合、ヒーター水路では熱交換水が循環せず、機関水路のみで熱交換水が循環する。一方、機関ポンプ15が作動されておらず、ヒーターポンプ32のみが作動されている場合、機関水路では熱交換水が循環せず、ヒーター水路のみで熱交換水が循環する。

【0095】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われており）且つ第1制御弁14rが開弁しており且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図7に示したように流れる。

【0096】

20

即ち、機関ポンプ15から吐出された熱交換水は、機関内部水路11Wに流入する。機関内部水路11Wを流れて機関出口水路17に流入した熱交換水の一部は、そのまま、機関出口水路17を流れてラジエータ入口水路18及びEGRクーラ入口水路20それぞれに流入する。ラジエータ入口水路18に流入した熱交換水は、順に、ラジエータ内部水路12W及びラジエータ出口水路19を流れて機関入口水路16に流入し、その後、機関ポンプ15に取り込まれる。EGRクーラ入口水路20に流入した熱交換水は、順に、EGRクーラ内部水路13W、EGRクーラ出口水路21及び機関入口水路16を流れて機関ポンプ15に取り込まれる。

【0097】

一方、機関内部水路11Wを流れて機関出口水路17に流入した熱交換水の残りは、連通入口水路62を流れてヒートポンプ入口水路40及び第2EHR水路44それぞれに流入する。ヒートポンプ入口水路40に流入した熱交換水は、順に、ヒートポンプ内部水路33W、コア入口水路41及びコア内部水路31Wを流れてヒーターポンプ32に取り込まれる。第2EHR水路44に流入した熱交換水は、順に、EHR内部水路34W、連通出口水路63及び機関入口水路16を流れて機関ポンプ15に取り込まれる。

30

【0098】

更に、ヒーターポンプ32から吐出された熱交換水は、順に、コア出口水路42、連通出口水路63及び機関入口水路16を流れて機関ポンプ15に取り込まれる。

【0099】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われており）且つ第1制御弁14rが開弁しており且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図8に示したように流れる。

40

【0100】

この場合、冷却システム10及び加熱システム30における熱交換水の流れは、機関ポンプ15から吐出された熱交換水がEGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W及びEGRクーラ出口水路21を介して流れないことを除き、図7を参照して説明した流れと同じである。

【0101】

機関ポンプ15及びヒーターポンプ32の両方が作動されているときに連通弁61が開弁しており（即ち、システム連通が行われており）且つ第1制御弁14rが開弁しており

50

且つ第2制御弁14eが開弁している場合、熱交換水は、図9に示したように流れる。

【0102】

この場合、冷却システム10及び加熱システム30における熱交換水の流れは、機関ポンプ15から吐出された熱交換水がラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W及びラジエータ出口水路19を介して流れないことを除き、図7を参照して説明した流れと同じである。

【0103】

尚、熱交換水が図7に示したように流れているときに第1制御弁14r及び第2制御弁14eが開弁された場合、熱交換水は、図10に示したように流れる。この場合、冷却システム10及び加熱システム30における熱交換水の流れは、機関ポンプ15から吐出された熱交換水がEGRクーラ入口水路20、EGRクーラ内部水路13W及びEGRクーラ出口水路21を介して流れず且つラジエータ入口水路18、ラジエータ内部水路12W及びラジエータ出口水路19を介して流れないことを除き、図7を参照して説明した流れと同じである。

10

【0104】

同様に、熱交換水が図8に示したように流れているときに第1制御弁14rが開弁された場合、及び、熱交換水が図9に示したように流れているときに第2制御弁14eが開弁された場合にも、熱交換水は、図10に示したように流れる。

【0105】

<実施装置の作動の概要>

20

次に、実施装置の作動の概要を説明する。実施装置は、機関水路での熱交換水の循環が要求されたとの条件（以下、「機関循環条件」と称呼する。）が成立した場合、機関ポンプ15を作動させて熱交換水を機関内部水路11Wに供給することにより、機関11を冷却する。

【0106】

本例においては、機関循環条件は、イグニッションスイッチ72がオン位置に設定されて機関11が始動された後、機関ポンプ15の作動が停止されている状態において機関内部水路11W内の熱交換水の温度TWeng1（以下、「機関内部水温TWeng1」と称呼する。）が所定温度TWeng1\_th以上となった場合に成立する。

【0107】

30

機関内部水温TWeng1が過剰に高くなると、機関内部水路11W内で熱交換水が沸騰する可能性がある。従って、機関内部水温TWeng1が所定温度TWeng1\_th以上となった場合に機関循環条件が成立するように第1実施装置が構成されていれば、機関内部水温TWeng1が所定温度TWeng1\_th以上になると、機関ポンプ15が作動されて機関内部水路11W内の熱交換水の温度が低下する。このため、機関内部水温TWeng1が過剰に高くなることが抑制され、その結果、機関内部水路11W内での熱交換水の沸騰が抑制される。

【0108】

尚、上記所定温度TWeng1\_thは、機関ポンプ15の作動が停止された状態において機関内部水路11W内での熱交換水の沸騰を抑制するのに十分に低い温度の上限値に設定される。

40

【0109】

更に、機関内部水温TWeng1は、「機関11の始動後、水温センサ70によって検出される温度TWeng」に基づいて推定されてもよいし、「機関11の始動時に水温センサ70によって検出される温度TWeng」、「機関11の始動から経過した時間」及び「機関11の始動後の機関11の運転履歴（特に、機関11の始動後に機関11に供給された燃料のトータル量）」等のパラメータを適宜組み合わせ推定されてもよい。

【0110】

或いは、機関内部水温TWeng1を検出する水温センサを機関11に別途配設し、その水温センサによって検出される温度を機関内部水温TWeng1として用いてもよい。

50

## 【 0 1 1 1 】

このように水温センサを機関 1 1 に別途配設する場合、例えば、機関 1 1 のシリンダヘッドを冷却する熱交換水を通すための水路から分岐して機関 1 1 の燃焼室を形成する複数のシリンダボア間の機関 1 1 の部分を通るように形成された水路であるボア間水路（いわゆるドリルパス）が機関 1 1 に形成されているときには、そのボア間水路内の熱交換水の温度を検出する水温センサを機関 1 1 に配設することが好ましい。

## 【 0 1 1 2 】

或いは、機関 1 1 のエキゾーストマニホールドを冷却する熱交換水を通すための水路の温度を検出する水温センサを機関 1 1 に配設することが好ましい。

## 【 0 1 1 3 】

更に、本例においては、機関循環条件は、機関 1 1 の始動後、機関ポンプ 1 5 の作動が停止されている状態において機関 1 1 の内部に所定温度差  $T_{eng\_th}$  以上の温度差  $T_{eng}$ （以下、「機関内温度差  $T_{eng}$ 」と称呼する。）が生じた場合に成立する。

## 【 0 1 1 4 】

機関 1 1 の内部に過剰に大きい温度差が生じると、機関 1 1 の内部に歪みが発生する可能性がある。従って、所定温度差  $T_{eng\_th}$  以上の機関内温度差  $T_{eng}$  が生じた場合に機関循環条件が成立するように第 1 実施装置が構成されていれば、所定温度差  $T_{eng\_th}$  以上の機関内温度差  $T_{eng}$  が生じると、機関ポンプ 1 5 が作動されて機関 1 1 の内部の温度差  $T_{eng}$  が小さくなる。このため、機関 1 1 の内部での過剰な温度差の発生が抑制され、その結果、機関 1 1 の内部での歪みの発生が抑制される。

## 【 0 1 1 5 】

尚、上記所定温度差  $T_{eng\_th}$  は、機関ポンプ 1 5 の作動が停止された状態において機関 1 1 の内部で発生する歪みを許容範囲内の歪みに抑制するのに十分に小さい温度差の上限値に設定される。

## 【 0 1 1 6 】

更に、この場合において、温度差  $T_{eng}$  は、機関 1 1 の始動時に水温センサ 7 0 によって検出される温度  $T_{Weng}$ 、「機関 1 1 の始動後、水温センサ 7 0 によって検出される温度  $T_{Weng}$ 」、「機関 1 1 の始動から経過した時間」及び「機関 1 1 の始動後の機関 1 1 の運転履歴（特に、機関 1 1 の始動後、機関 1 1 に供給された燃料のトータルの量）」等のパラメータを適宜組み合わせ推定される。

## 【 0 1 1 7 】

或いは、機関内部水路 1 1 W の少なくとも 2 箇所に機関内部水温  $T_{Weng1}$  を検出する水温センサを機関 1 1 に別途配設し、それら水温センサによって検出される機関内部水温  $T_{Weng1}$  の差を温度差  $T_{eng}$  として用いてもよい。

## 【 0 1 1 8 】

このように水温センサを機関 1 1 に別途配設する場合、例えば、機関 1 1 の燃焼室を形成するシリンダボア（シリンダライナー）の上部を冷却する熱交換水の温度を検出する水温センサと、シリンダボア（シリンダライナー）の下部を冷却する熱交換水の温度を検出する水温センサと、を機関 1 1 に配設することが好ましい。

## 【 0 1 1 9 】

尚、第 1 実施装置は、機関 1 1 が始動された場合に機関循環条件が成立したと判定するように構成され得る。或いは、第 1 実施装置は、機関 1 1 の始動後、機関 1 1 の温度が所定温度に到達したとき或いは到達したと推定されたときに機関循環条件が成立したと判定するようにも構成され得る。

## 【 0 1 2 0 】

更に、実施装置は、ヒータースイッチ 7 8 がオン位置に設定されたとの条件（以下、「暖房条件」と称呼する。）が成立した場合、ヒーターポンプ 3 2 を作動させて熱交換水をコア内部水路 3 1 W に供給することにより、コア 3 1 を加熱すると共に、ブローア 3 5 を作動させて車両の室内を暖房する。

## 【 0 1 2 1 】

10

20

30

40

50

ところで、機関水温  $T_{Weng}$  がコア水温  $T_{Whc}$  よりも高い場合、システム連通を行って冷却システム 10 を流れる熱交換水を加熱システム 30 に供給することにより、機関 11 の熱を利用してコア 31 を加熱することができる。

【0122】

そこで、実施装置は、機関循環条件及び暖房条件の両方が成立しており且つ機関水温  $T_{Weng}$  がコア水温  $T_{Whc}$  よりも高いとの条件（以下、「連通条件」と称呼する。）が成立した場合、連通弁 61 を開弁させることによってシステム連通を行って冷却システム 10 を流れる熱交換水を加熱システム 30 に供給する。一方、連通条件が成立しなくなった場合、実施装置は、連通弁 61 を閉弁させてシステム連通を終了させて冷却システム 10 から加熱システム 30 への熱交換水の供給を停止する。

10

【0123】

熱交換水が図 4 に示したように流れているときに連通弁 61 が開弁された場合（即ち、システム連通が行われた場合）、冷却システム 10 内を流れる熱交換水の一部が接続部 P5 から連通入口水路 62 に流入する。その熱交換水は、連通入口水路 62 を流れて接続部 P4 からヒートポンプ入口水路 40 に流入する。このとき、本例の熱交換システムにおいては、第 2 EHR 水路 44 からヒートポンプ入口水路 40 に流れ込む熱交換水の圧力よりも、連通入口水路 62 からヒートポンプ入口水路 40 に流れ込む熱交換水の圧力のほうが高い。

【0124】

このため、連通入口水路 62 からヒートポンプ入口水路 40 に熱交換水が流れ始めると、第 2 EHR 水路 44 からヒートポンプ入口水路 40 に流れ込む熱交換水の量が徐々に少なくなる。その後、連通入口水路 62 から接続部 P4 に流入する熱交換水の一部が第 2 EHR 水路 44 に流入し始める。すると、図 7 に示したように、熱交換水は、接続部 P4 から接続部 P3 に向かって流れるようになる。

20

【0125】

従って、接続部 P3 と接続部 P4 との間の熱交換水の流れの方向は、連通弁 61 の開弁前（即ち、システム連通の実行前）は、接続部 P3 から接続部 P4 に向かう方向であるが、連通弁 61 の開弁後（即ち、システム連通の実行後）は、接続部 P4 から接続部 P3 に向かう方向となる。即ち、連通弁 61 の開弁前と連通弁 61 の開弁後とでは、接続部 P3 と接続部 P4 との間を流れる熱交換水の方向が逆転する。

30

【0126】

熱交換水が図 5 に示したように流れているときに連通弁 61 が開弁された場合（即ち、システム連通が行われた場合）も同様に、接続部 P3 から接続部 P4 に向かって流れていた熱交換水は、接続部 P4 から接続部 P5 に向かって流れるようになる。

【0127】

ところで、実施装置は、機関循環条件が成立している場合、機関内部水路 11W に供給される熱交換水の流量  $V_{eng}$ （以下、「機関流量  $V_{eng}$ 」と称呼する。）が所定の要求流量  $V_{eng\_req}$  以上となるように機関ポンプ 15 を作動させるデューティ比  $DE$  の目標値  $DE_{tgt}$ （以下、「目標デューティ比  $DE_{tgt}$ 」と称呼する。）を設定する。

【0128】

上記要求流量  $V_{eng\_req}$  は、機関 11 の過熱の抑制及び冷却システム 10 を流れる熱交換水の沸騰の抑制等の冷却システム 10 に対する要求に応えるために機関内部水路 11W に供給されるべき熱交換水の流量  $V_{eng}$  である。

40

【0129】

同様に、実施装置は、暖房条件が成立している場合、コア内部水路 31W に供給される熱交換水の流量  $V_{hc}$ （以下、「コア流量  $V_{hc}$ 」と称呼する。）が所定の要求流量  $V_{hc\_req}$  以上となるようにヒーターポンプ 32 を作動させるデューティ比  $DH$  の目標値  $DH_{tgt}$ （以下、「目標デューティ比  $DH_{tgt}$ 」と称呼する。）を設定する。

【0130】

上記要求流量  $V_{hc\_req}$  は、コア 31 の温度を所定の温度以上に維持するためにコア内部

50



水路 3 1 W に供給されるべき熱交換水の流量  $V_{hc}$  である。

【 0 1 3 1 】

より具体的には、実施装置は、連通条件が成立していないときに目標デューティ比  $D E_{tgt}$  を設定する場合、機関回転速度  $N E$  及び機関負荷  $K L$  をルックアップテーブル  $MapDE1(N E, K L)$  に適用することによって取得したデューティ比  $D E_1$  を目標デューティ比  $D E_{tgt}$  として設定する。この場合に取得されるデューティ比  $D E_1$  は、システム連通が行われていない場合において機関流量  $V_{eng}$  を上記要求流量  $V_{eng\_req}$  以上とするデューティ比  $D E$  である。

【 0 1 3 2 】

一方、実施装置は、連通条件が成立していないときに目標デューティ比  $D H_{tgt}$  を設定する場合、コア水温  $T W_{hc}$  及び室内設定温度  $T_{set}$  をルックアップテーブル  $MapDH1(T W_{hc}, T_{set})$  に適用することによって取得したデューティ比  $D H_1$  を目標デューティ比  $D H_{tgt}$  として設定する。この場合に取得されるデューティ比  $D H_1$  は、システム連通が行われていない場合においてコア流量  $V_{hc}$  を上記要求流量  $V_{hc\_req}$  以上とするデューティ比  $D H$  である。

10

【 0 1 3 3 】

更に、連通条件が成立しているときに目標デューティ比  $D E_{tgt}$  及び  $D H_{tgt}$  を設定する場合、実施装置は、機関回転速度  $N E$ 、機関負荷  $K L$ 、コア水温  $T W_{hc}$  及び室内設定温度  $T_{set}$  をルックアップテーブル  $MapDE2(N E, K L, T W_{hc}, T_{set})$  及び  $MapDH2(N E, K L, T W_{hc}, T_{set})$  それぞれに適用することによって取得したデューティ比  $D E_2$  及び  $D H_2$  をそれぞれ目標デューティ比  $D E_{tgt}$  及び  $D H_{tgt}$  として設定する。

20

【 0 1 3 4 】

上記デューティ比  $D E_2$  は、システム連通が行われている場合において機関流量  $V_{eng}$  を上記要求流量  $V_{eng\_req}$  以上とするデューティ比  $D E$  であり、上記デューティ比  $D H_2$  は、システム連通が行われている場合においてコア流量  $V_{hc}$  を上記要求流量  $V_{hc\_req}$  以上とするデューティ比  $D H$  である。

【 0 1 3 5 】

そして、実施装置は、機関ポンプ 1 5 のデューティ比  $D E$  が目標デューティ比  $D E_{tgt}$  となるようにデューティ比  $D E$  を制御すると共に、ヒーターポンプ 3 2 のデューティ比  $D H$  が目標デューティ比  $D H_{tgt}$  となるようにデューティ比  $D H$  を制御する。これにより、機関内部水路 1 1 W に要求流量  $V_{eng\_req}$  以上の熱交換水が供給されると共に、コア内部水路 3 1 W に要求流量  $V_{hc\_req}$  以上の熱交換水が供給される。

30

【 0 1 3 6 】

ところで、本例においては、連通弁 6 1 が閉弁しており（即ち、システム連通が行われておらず）且つ機関流量  $V_{eng}$  がコア流量  $V_{hc}$  よりも少ない状態にあるときに連通条件が成立した場合、連通弁 6 1 の開弁（即ち、システム連通）、機関ポンプ 1 5 のデューティ比  $D E$  の増大、及び、ヒーターポンプ 3 2 のデューティ比  $D H$  の減少が行われるようになっている。

【 0 1 3 7 】

このとき、連通弁 6 1 の開弁、機関ポンプ 1 5 のデューティ比  $D E$  の増大、及び、ヒーターポンプ 3 2 のデューティ比  $D H$  の減少を同時に行うと、機関流量  $V_{eng}$ 、コア流量  $V_{hc}$  及び  $E H R$  内部水路 3 4 W を流れる熱交換水の流量  $V_{ehr}$ （以下、「排熱回収器流量  $V_{ehr}$ 」と称呼する。）は、図 1 1 に示したように変化する。

40

【 0 1 3 8 】

即ち、図 1 1 に示したように、連通条件が成立したとき（時刻  $t_{110}$ ）に連通弁 6 1 を開弁させる制御、機関ポンプ 1 5 のデューティ比  $D E$  を増大する制御、及び、ヒーターポンプ 3 2 のデューティ比  $D H$  を減少する制御を同時に行うと、これら制御を行った直後、デューティ比  $D E$  の増大の影響により、機関流量  $V_{eng}$  は、増大して要求流量  $V_{eng\_req}$  よりも多くなる。

【 0 1 3 9 】

50

一方、デューティ比  $DH$  の減少の影響により、コア流量  $V_{hc}$  は、減少して要求流量  $V_{hc\_req}$  よりも少なくなる。排熱回収器流量  $V_{ehr}$  も、「デューティ比  $DH$  の減少の影響」及び「連通入口水路 62 から接続部 P4 に流入しようとする熱交換水の影響」により、減少して要求流量  $V_{ehr\_req}$  よりも少なくなる。尚、要求流量  $V_{ehr\_req}$  は、EHR 内部水路 34W を流れる熱交換水の沸騰を抑制するために EHR 内部水路 34W に供給すべき熱交換水の流量  $V_{ehr}$  である。

【0140】

その後、連通入口水路 62 からヒートポンプ入口水路 40 及び第 2 EHR 水路 44 に熱交換水が流入し始めると、その影響により、機関流量  $V_{eng}$  は、減少して要求流量  $V_{eng\_req}$  よりも多い量で一定となり、コア流量  $V_{hc}$  及び排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、それぞれ増大して要求流量  $V_{hc\_req}$  及び要求流量  $V_{ehr\_req}$  となる。尚、このとき、接続部 P4 と接続部 P3 との間における熱交換水の流れ方向は、逆転している。

10

【0141】

このように各流量  $V_{eng}$ 、流量  $V_{hc}$  及び流量  $V_{ehr}$  が変化した場合、コア流量  $V_{hc}$  の変化が始まってから終わるまでの期間  $T_{hc11}$  においては、コア流量  $V_{hc}$  は、要求流量  $V_{hc\_req}$  よりも少ない。このため、ブローア 35 によって車両の室内に供給される空気の温度が一時的に低下し、その結果、車両の乗員に不快感を与えてしまう可能性がある。

【0142】

加えて、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  の変化が始まってから終わるまでの期間  $T_{ehr11}$  においては、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、常に、要求流量  $V_{ehr\_req}$  よりも少ない。このため、EHR 内部水路 34W において熱交換水の沸騰が生じる可能性がある。

20

【0143】

そこで、実施装置は、連通弁 61 が閉弁しているときに連通条件が成立して連通弁 61 の開弁、機関ポンプ 15 のデューティ比  $DE$  の増大、及び、ヒーターポンプ 32 のデューティ比  $DH$  の減少を行う場合、初めに、機関ポンプ 15 のデューティ比  $DE$  の増大を行い、次に、連通弁 61 の開弁を行い、最後に、ヒーターポンプ 32 のデューティ比  $DH$  の減少を行う。

【0144】

この場合、機関流量  $V_{eng}$ 、コア流量  $V_{hc}$  及び排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、図 12 に示したように変化する。即ち、時刻  $t_{120}$  にて連通条件が成立すると、機関ポンプ 15 のデューティ比  $DE$  の増大が行われる。その結果、機関流量  $V_{eng}$  が増大する。

30

【0145】

その後、時刻  $t_{120}$  から所定時間が経過した時刻  $t_{121}$  にて連通弁 61 が開弁され、その結果、熱交換システム全体の流路抵抗が低下するので、機関流量  $V_{eng}$  及びコア流量  $V_{hc}$  が増大する。一方、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、減少し、その後、EHR 内部水路 34W を流れる熱交換水の流れ方向が逆転した後、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、増大する。

【0146】

その後、時刻  $t_{121}$  から所定時間が経過した時刻  $t_{122}$  にてヒーターポンプ 32 のデューティ比  $DH$  の減少が行われ、その結果、機関流量  $V_{eng}$  及びコア流量  $V_{hc}$  が減少し、機関流量  $V_{eng}$  は、要求流量  $V_{eng\_req}$  よりも多い量で一定となり、コア流量  $V_{hc}$  は、要求流量  $V_{hc\_req}$  となる。一方、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  は、増大して要求流量  $V_{ehr\_req}$  となる。

40

【0147】

これによれば、コア流量  $V_{hc}$  の変化が始まってから終わるまでの期間  $T_{hc12}$  において、コア流量  $V_{hc}$  は、常に、要求流量  $V_{hc\_req}$  よりも多い。このため、システム連通を行ったときにブローア 35 によって車両の室内に供給される空気の温度が一時的に低下する可能性を小さくすることができる。

【0148】

加えて、排熱回収器流量  $V_{ehr}$  の変化が始まってから終わるまでの期間  $T_{ehr12}$  において EHR 内部水路 34W を流れる熱交換水のトータルの量は、図 11 に示した期間  $T_{ehr}$

50

11においてEHR内部水路34Wを流れる熱交換水のトータルの量よりも多い。このため、システム連通を行ったときにEHR内部水路34Wにおいて熱交換水の沸騰が生じる可能性を小さくすることができる。

【0149】

更に、機関流量 $V_{eng}$ の変化が始まってから終わるまでの期間 $T_{eng12}$ においては、機関流量 $V_{eng}$ は、常に、要求流量 $V_{eng\_req}$ よりも多い。このため、システム連通を行ったときにも、冷却システム10による冷却に関する要求に応えることができると共に、機関内部水路11Wにおける熱交換水の沸騰を抑制することができる。

【0150】

尚、実施装置は、連通弁61の開弁、ヒーターポンプ32のデューティ比 $DH$ の減少及び機関ポンプ15のデューティ比 $DE$ の増大を行う場合、連通弁61の開弁を行ってからコア流量 $V_{hc}$ が増大する所定時間が経過した後にヒーターポンプ32のデューティ比 $DH$ の減少を行うように構成され得る。これによれば、ヒーターポンプ32のデューティ比 $DH$ が減少される時点でコア流量 $V_{hc}$ が増大している。このため、コア流量 $V_{hc}$ が要求流量 $V_{hc\_req}$ よりも少なくなる可能性をより確実に小さくすることができる。

【0151】

<実施装置の具体的な作動>

次に、実施装置の具体的な作動について説明する。実施装置のECU90のCPU(以下、単に「CPU」と称呼する。)は、機関ポンプ15のデューティ比 $DE$ 、ヒーターポンプ32のデューティ比 $DH$ 及び連通弁61の作動を制御するために、図13にフローチャートにより示したルーチンを所定時間の経過毎に実行するようになっている。

【0152】

従って、所定のタイミングになると、CPUは、図13のステップ1300から処理を開始してステップ1310に進み、連通条件が成立しているか否かを判定する。連通条件が成立している場合、CPUは、ステップ1310にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1320の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1330に進む。

【0153】

ステップ1320: CPUは、機関回転速度 $NE$ 、機関負荷 $KL$ 、コア水温 $T_{Whc}$ 及び室内設定温度 $T_{set}$ をルックアップテーブル $Map_{DE2}(NE, KL, T_{Whc}, T_{set})$ に適用することによってデューティ比 $DE2$ を取得し、その取得したデューティ比 $DE2$ を目標デューティ比 $DE_{tgt}$ として設定する。加えて、CPUは、機関回転速度 $NE$ 、機関負荷 $KL$ 、コア水温 $T_{Whc}$ 及び室内設定温度 $T_{set}$ をルックアップテーブル $Map_{DH2}(NE, KL, T_{Whc}, T_{set})$ に適用することによってデューティ比 $DH2$ を取得し、その取得したデューティ比 $DH2$ を目標デューティ比 $DH_{tgt}$ として設定する。

【0154】

CPUは、ステップ1330に進むと、ステップ1320にて設定した目標デューティ比 $DE_{tgt}$ がその直前に設定されていた目標デューティ比 $DE_{tgt}$ から増大しており、且つ、ステップ1320にて設定した目標デューティ比 $DH_{tgt}$ がその直前に設定されていた目標デューティ比 $DH_{tgt}$ から減少しているか否かを判定する。

【0155】

目標デューティ比 $DE_{tgt}$ が直前の目標デューティ比 $DE_{tgt}$ から増大しており、且つ、目標デューティ比 $DH_{tgt}$ が直前の目標デューティ比 $DH_{tgt}$ から減少している場合、CPUは、ステップ1330にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1340の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1395に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0156】

ステップ1340: CPUは、それぞれ、所定の時間間隔をあけて順に、機関ポンプ15のデューティ比 $DE$ を目標デューティ比 $DE_{tgt}$ とする制御(即ち、デューティ比 $DE$ の増大)、連通弁61の開弁、及び、ヒーターポンプ32のデューティ比 $DH$ を目標デューティ比 $DH_{tgt}$ とする制御(即ち、デューティ比 $DH$ の減少)を行う。

【0157】

10

20

30

40

50

これによれば、システム連通を行ったときに、コア流量  $V_{hc}$  が要求流量  $V_{hc\_req}$  よりも少なくなること、及び、機関流量  $V_{eng}$  が要求流量  $V_{eng\_req}$  よりも少なくなことを抑制することができる。

【 0 1 5 8 】

一方、目標デューティ比  $D E_{tgt}$  が直前の目標デューティ比  $D E_{tgt}$  から減少しているか、或いは、目標デューティ比  $D H_{tgt}$  が直前の目標デューティ比  $D H_{tgt}$  から増大している場合、CPUは、ステップ 1 3 3 0 にて「No」と判定し、以下に述べるステップ 1 3 7 0 の処理を行う。その後、CPUは、ステップ 1 3 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【 0 1 5 9 】

ステップ 1 3 7 0 : CPUは、連通弁 6 1 の開弁、機関ポンプ 1 5 のデューティ比  $D E$  を目標デューティ比  $D E_{tgt}$  とする制御、及び、ヒーターポンプ 3 2 のデューティ比  $D H$  を目標デューティ比  $D H_{tgt}$  とする制御を同時に行う。

【 0 1 6 0 】

CPUがステップ 1 3 1 0 の処理を実行する時点において連通条件が成立していない場合、CPUは、ステップ 1 3 1 0 にて「No」と判定してステップ 1 3 8 0 に進む。CPUは、ステップ 1 3 8 0 に進むと、図 1 4 にフローチャートにより示したルーチンを実行する。

【 0 1 6 1 】

従って、CPUは、ステップ 1 3 8 0 に進むと、図 1 4 のステップ 1 4 0 0 から処理を開始してステップ 1 4 0 5 に進み、機関循環条件が成立しているか否かを判定する。機関循環条件が成立している場合、CPUは、ステップ 1 4 0 5 にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 1 0 の処理を行う。その後、CPUは、ステップ 1 4 2 0 に進む。

【 0 1 6 2 】

ステップ 1 4 1 0 : CPUは、機関回転速度  $N E$  及び機関負荷  $K L$  をルックアップテーブル  $Map_{DE1}(NE, KL)$  に適用することによってデューティ比  $D E 1$  を取得し、その取得したデューティ比  $D E 1$  を目標デューティ比  $D E_{tgt}$  として設定する。

【 0 1 6 3 】

一方、機関循環条件が成立していない場合、CPUは、ステップ 1 4 0 5 にて「No」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 1 5 の処理を行う。その後、CPUは、ステップ 1 4 2 0 に進む。

【 0 1 6 4 】

ステップ 1 4 1 5 : CPUは、目標デューティ比  $D E_{tgt}$  をゼロに設定する。

【 0 1 6 5 】

CPUは、ステップ 1 4 2 0 に進むと、暖房条件が成立しているか否かを判定する。暖房条件が成立している場合、CPUは、ステップ 1 4 2 0 にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 2 5 の処理を行う。その後、CPUは、ステップ 1 4 9 5 を経由して図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進む。

【 0 1 6 6 】

ステップ 1 4 2 5 : CPUは、コア水温  $T_{Whc}$  及び室内設定温度  $T_{set}$  をルックアップテーブル  $Map_{DH1}(T_{Whc}, T_{set})$  に適用することによってデューティ比  $D H 1$  を取得し、その取得したデューティ比  $D H 1$  を目標デューティ比  $D H_{tgt}$  として設定する。

【 0 1 6 7 】

一方、暖房条件が成立していない場合、CPUは、ステップ 1 4 2 0 にて「No」と判定してステップ 1 4 3 0 に進み、外気の温度  $T_a$  が比較的低い温度に設定された低温閾値（本例において、5 ）よりも低いとの低外気温条件が成立しているか否かを判定する。低外気温条件が成立している場合、CPUは、ステップ 1 4 3 0 にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 3 5 の処理を行う。その後、CPUは、ステップ 1 4 9 5 を経由して図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進む。

10

20

30

40

50

## 【 0 1 6 8 】

ステップ 1 4 3 5 : CPU は、外気の温度  $T_a$  をルックアップテーブル MapDH3( $T_a$ ) に適用することによってデューティ比  $DH_3$  を取得し、その取得したデューティ比  $DH_3$  を目標デューティ比  $DH_{tgt}$  として設定する。

## 【 0 1 6 9 】

一方、低外気温条件が成立していない場合、CPU は、ステップ 1 4 3 0 にて「No」と判定してステップ 1 4 4 0 に進み、排熱回収器 3 4 の排気制御弁 3 4 4 の閉弁を実行する条件である排熱回収条件が成立しているか否かを判定する。排熱回収条件は、以下の 3 つの条件 1 乃至条件 3 の総てが成立した場合に成立する。

## 【 0 1 7 0 】

(条件 1) 機関運転が行われている。

(条件 2) 機関 1 1 に対して要求されている出力  $P_{req}$  が所定値  $P_{th}$  以下である。

(条件 3) コア水温  $T_{Whc}$  が所定温度  $T_{Whc\_th}$  (本例において、70 ) よりも低い。所定温度  $T_{Whc\_th}$  は、排熱回収器 3 4 の作動に起因する熱交換水の沸騰を回避できる温度に設定される。

## 【 0 1 7 1 】

排熱回収条件が成立している場合、CPU は、ステップ 1 4 4 0 にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 4 5 の処理を行う。その後、CPU は、ステップ 1 4 9 5 を経由して図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進む。

## 【 0 1 7 2 】

ステップ 1 4 4 5 : CPU は、コア水温  $T_{Whc}$  をルックアップテーブル MapDH4( $T_{Whc}$ ) に適用することによってデューティ比  $DH_4$  を取得し、その取得したデューティ比  $DH_4$  を目標デューティ比  $DH_{tgt}$  として設定する。

## 【 0 1 7 3 】

一方、排熱回収条件が成立していない場合、CPU は、ステップ 1 4 4 0 にて「No」と判定してステップ 1 4 5 0 に進み、EHR 内部水路 3 4 W における熱交換水の沸騰を回避するためのヒーターポンプ 3 2 の作動を行う条件である沸騰回避条件が成立しているか否かを判定する。沸騰回避条件は、排熱回収器水温  $T_{Wehr}$  が所定温度  $T_{Wehr\_th}$  (本例において、95 ) 以上である場合に成立する。

## 【 0 1 7 4 】

沸騰回避条件が成立している場合、CPU は、ステップ 1 4 5 0 にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 5 5 の処理を行う。その後、CPU は、ステップ 1 4 9 5 を経由して図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進む。

## 【 0 1 7 5 】

ステップ 1 4 5 5 : CPU は、排熱回収器水温  $T_{Wehr}$  をルックアップテーブル MapDH5( $T_{Wehr}$ ) に適用することによってデューティ比  $DH_5$  を取得し、その取得したデューティ比  $DH_5$  を目標デューティ比  $DH_{tgt}$  として設定する。

## 【 0 1 7 6 】

一方、沸騰回避条件が成立していない場合、CPU は、ステップ 1 4 5 0 にて「No」と判定し、以下に述べるステップ 1 4 6 0 の処理を行う。その後、CPU は、ステップ 1 4 9 5 を経由して図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進む。

## 【 0 1 7 7 】

ステップ 1 4 6 0 : CPU は、目標デューティ比  $DH_{tgt}$  をゼロに設定する。

## 【 0 1 7 8 】

CPU は、図 1 3 のステップ 1 3 9 0 に進むと、連通弁 6 1 の閉弁、デューティ比  $DE$  をステップ 1 3 8 0 (即ち、図 1 4 のルーチン) にて設定した目標デューティ比  $DE_{tgt}$  とする制御、及び、デューティ比  $DH$  をステップ 1 3 8 0 (即ち、図 1 4 のルーチン) にて設定した目標デューティ比  $DH_{tgt}$  とする制御を同時に行う。その後、CPU は、ステップ 1 3 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。

## 【 0 1 7 9 】

10

20

30

40

50

更に、CPUは、第1制御弁14r及び第2制御弁14eの開閉弁を制御するために、図15にフローチャートにより示したルーチンを所定時間の経過毎に実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPUは、図15のステップ1500から処理を開始してステップ1505に進み、ラジエータ内部水路12Wへの熱交換水の供給の要求であるラジエータ通水要求があるか否かを判定する。

【0180】

本例においては、機関11の運転中において機関水温TWengが所定温度TWeng\_th以上である場合、ラジエータ通水要求がある。

【0181】

ラジエータ通水要求がある場合、CPUは、ステップ1505にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1507の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1510に進む。

10

【0182】

ステップ1507：CPUは、第1制御弁14rを開弁させる。この場合、ラジエータ内部水路12Wに熱交換水が供給されるので、ラジエータ12によって熱交換水が冷却される。

【0183】

一方、ラジエータ通水要求がない場合、CPUは、ステップ1505にて「No」と判定し、以下に述べるステップ1509の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1510に進む。

20

【0184】

ステップ1509：CPUは、第1制御弁14rを閉弁させる。この場合、ラジエータ内部水路12Wには熱交換水は供給されない。

【0185】

CPUは、ステップ1510に進むと、EGRクーラ内部水路13Wへの熱交換水の供給の要求であるEGRクーラ通水要求があるか否かを判定する。

【0186】

本例においては、機関回転速度NEと機関負荷KLとに応じて排ガスを燃焼室に導入する排気再循環を行うか否かが決定される。機関回転速度NEと機関負荷KLとによって規定される機関11の運転状態（以下、「機関運転状態」と称呼する。）が排気再循環を行うべき運転状態にある場合、EGRクーラ通水要求がある。

30

【0187】

EGRクーラ通水要求がある場合、CPUは、ステップ1510にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1520の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1595に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0188】

ステップ1520：CPUは、第2制御弁14eを開弁させる。この場合、EGRクーラ内部水路13Wに熱交換水が供給されるので、熱交換水によるEGRガスの冷却が行われる。

【0189】

EGRクーラ通水要求がない場合、CPUは、ステップ1510にて「No」と判定してステップ1525に進み、第1制御弁14r及び連通弁61の両方が閉弁しているか否かを判定する。

40

【0190】

第1制御弁14r及び連通弁61の両方が閉弁しているときに第2制御弁14eが閉弁されると、熱交換水が機関水路を循環することができない。そこで、第1制御弁14r及び連通弁61の両方が閉弁している場合、CPUは、ステップ1525にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1527の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1595に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0191】

50

ステップ1527：CPUは、第2制御弁14eを開弁させる。

【0192】

一方、第1制御弁14r及び連通弁61の何れかが開弁している場合、CPUは、ステップ1525にて「No」と判定し、以下に述べるステップ1530の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1595に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0193】

ステップ1530：CPUは、第2制御弁14eを閉弁させる。この場合、EGRクーラ内部水路13Wに熱交換水は供給されないので、熱交換水によるEGRガスの冷却は行われない。

【0194】

更に、CPUは、プロア35の作動を制御するために、図16にフローチャートにより示したルーチンを所定時間の経過毎に実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPUは、図16のステップ1600から処理を開始してステップ1610に進み、暖房条件が成立しているか否かを判定する。

【0195】

暖房条件が成立している場合、CPUは、ステップ1610にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1620の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1695に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0196】

ステップ1620：CPUは、プロア35を作動させる。この場合、コア31によって暖められた空気が車両の室内に供給される。

【0197】

暖房条件が成立していない場合、CPUは、ステップ1610にて「No」と判定し、以下に述べるステップ1630の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1695に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0198】

ステップ1630：CPUは、プロア35の作動を停止させる。この場合、車両の室内への暖かい空気の供給は行われない。

【0199】

更に、CPUは、ヒートポンプ33のコンプレッサ335の作動を制御するために、図17にフローチャートにより示したルーチンを所定時間の経過毎に実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPUは、図17のステップ1700から処理を開始してステップ1710に進み、暖房条件及び低外気温条件の何れかが成立しているか否かを判定する。

【0200】

暖房条件及び低外気温条件の何れかが成立している場合、CPUは、ステップ1710にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1720乃至ステップ1740の処理を順に行う。その後、CPUは、ステップ1795に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0201】

ステップ1720：CPUは、コア水温差  $T_{Whc}$  を取得する。

【0202】

ステップ1730：CPUは、コア水温差  $T_{Whc}$  に基づいてコンプレッサ335の出力の目標値である目標コンプレッサ出力  $P_{com\_tgt}$  を設定する。この場合、図17のブロックB1内に示したように、CPUは、コア水温差  $T_{Whc}$  が大きいほど、大きい目標コンプレッサ出力  $P_{com\_tgt}$  を設定する。

【0203】

ステップ1740：CPUは、コンプレッサ335の出力が目標コンプレッサ出力  $P_{com\_tgt}$  となるようにコンプレッサ335を作動させる。この場合、ヒートポンプ33による熱交換水の加熱が行われる。

【0204】

10

20

30

40

50

一方、CPUがステップ1710の処理を実行する時点において暖房条件及び低外気温条件の何れも成立していない場合、CPUは、ステップ1710にて「No」と判定し、以下に述べるステップ1750の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1795に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0205】

ステップ1750：CPUは、コンプレッサ335の作動を停止させる。この場合、ヒートポンプ33による熱交換水の加熱は行われない。

【0206】

更に、CPUは、排熱回収器34の排気制御弁344の開閉弁を制御するために、図18にフローチャートにより示したルーチンを所定時間の経過毎に実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPUは、図18のステップ1800から処理を開始してステップ1810に進み、排熱回収条件が成立しているか否かを判定する。

10

【0207】

排熱回収条件が成立している場合、CPUは、ステップ1810にて「Yes」と判定し、以下に述べるステップ1820の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1895に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0208】

ステップ1820：CPUは、排気制御弁344を閉弁させる。この場合、排熱回収器34による熱交換水の加熱が行われる。

【0209】

20

一方、排熱回収条件が成立していない場合、CPUは、ステップ1810にて「No」と判定し、以下に述べるステップ1830の処理を行う。その後、CPUは、ステップ1895に進んで本ルーチンを一旦終了する。

【0210】

ステップ1830：CPUは、排気制御弁344を開弁させる。この場合、排熱回収器34による熱交換水の加熱は行われない。

【0211】

以上が実施装置の具体的な作動である。

【0212】

尚、本発明は、上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。

30

【0213】

例えば、実施装置は、連通弁61が閉弁しているときに連通条件が成立して連通弁61の開弁、機関ポンプ15のデューティ比DEの増大、及び、ヒーターポンプ32のデューティ比DHの減少を行う場合、初めに、連通弁61の開弁を行い、次に、機関ポンプ15のデューティ比DEの増大を行い、最後に、ヒーターポンプ32のデューティ比DHの減少を行うように構成され得る。

【0214】

これによれば、少なくとも、システム連通が行われるときに機関流量 $V_{eng}$ が要求流量 $V_{eng\_req}$ よりも少なくなること、及び、コア流量 $V_{hc}$ が要求流量 $V_{hc\_req}$ よりも少なくなることが抑制される。

40

【0215】

更に、実施装置は、車両を走行させる駆動力を発生する装置として内燃機関とモーターとを備えたいわゆるハイブリッド車両に搭載された熱交換システムにも適用可能である。

【0216】

更に、実施装置は、車両を走行させる駆動力を発生する装置として内燃機関とモーターとを備えると共にモーターの駆動に使用される電力を蓄えておくためのバッテリーに外部電源から電力を充電することができるように構成されたいわゆるプラグインハイブリッドに搭載された熱交換システムにも適用可能である。

【0217】

50



更に、実施装置は、ブレーキペダルが踏み込まれ且つ車両の走行速度が所定速度よりも小さくなった場合に内燃機関の運転を停止すると共にその後、アクセルペダルが踏み込まれたときに内燃機関の運転を再開するように構成された車両に搭載された熱交換システムにも適用可能である。

【 0 2 1 8 】

更に、ヒーターポンプ 3 2 は、ヒーターポンプ 3 2 は、ヒーターコア出口水路 4 2 ではなく、ヒートポンプ入口水路 4 0、又は、ヒーターコア入口水路 4 1 に配設され得る。

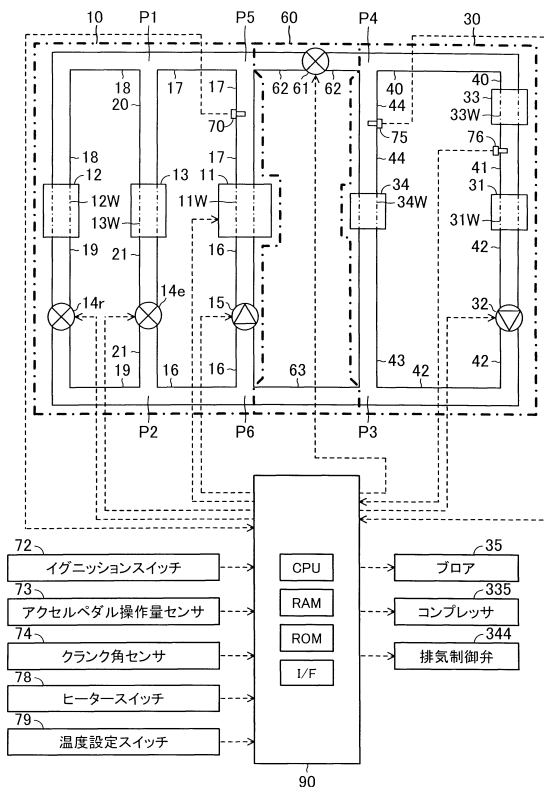
【 符号の説明 】

【 0 2 1 9 】

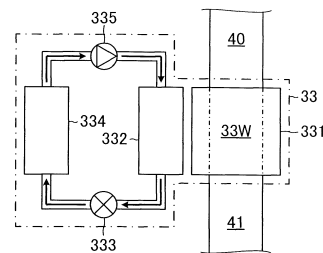
1 0 ... 機関冷却システム、1 1 W ... 機関内部水路、1 2 W ... ラジエータ内部水路、1 5 ... 機関ウォーターポンプ、1 6 ... 機関入口水路、1 7 ... 機関出口水路、1 8 ... ラジエータ入口水路、1 9 ... ラジエータ出口水路、3 0 ... ヒーターコア加熱システム、3 1 W ... ヒーターコア内部水路、3 2 ... ヒーターウォーターポンプ、3 3 W ... ヒートポンプ内部水路、3 4 W ... 排熱回収器内部水路、4 0 ... ヒートポンプ入口水路、4 1 ... ヒーターコア入口水路、4 2 ... ヒーターコア出口水路、4 3 ... 第 1 排熱回収器水路、4 4 ... 第 2 排熱回収器水路、6 0 ... 連通システム、6 1 ... 連通弁、6 2 ... 連通入口水路、6 3 ... 連通出口水路、9 0 ... E C U。

10

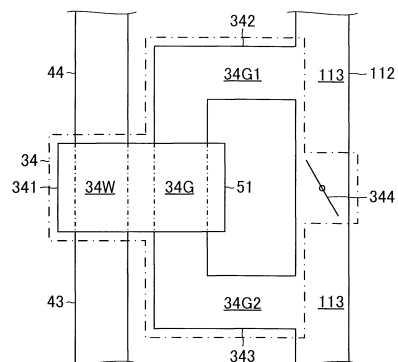
【 図 1 】



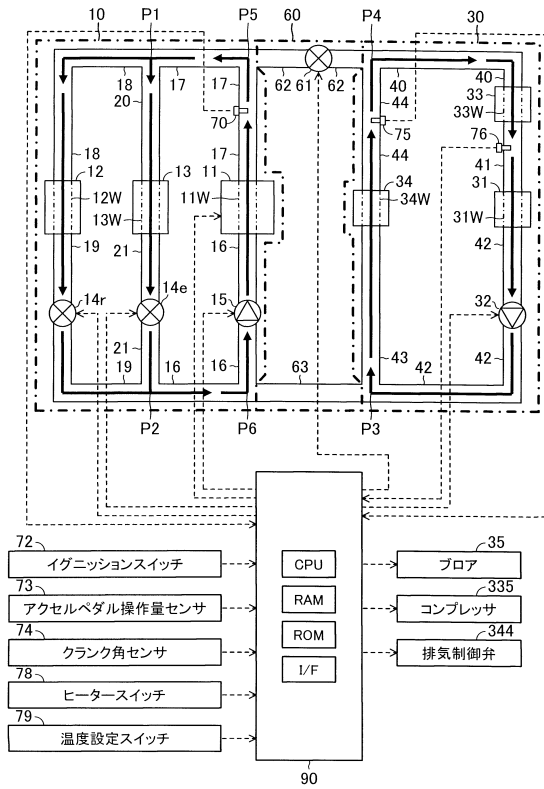
【 図 2 】



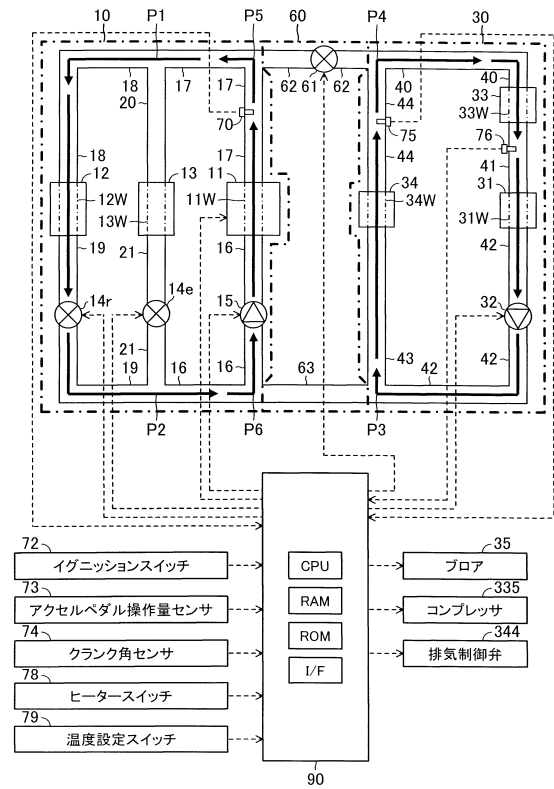
【 図 3 】



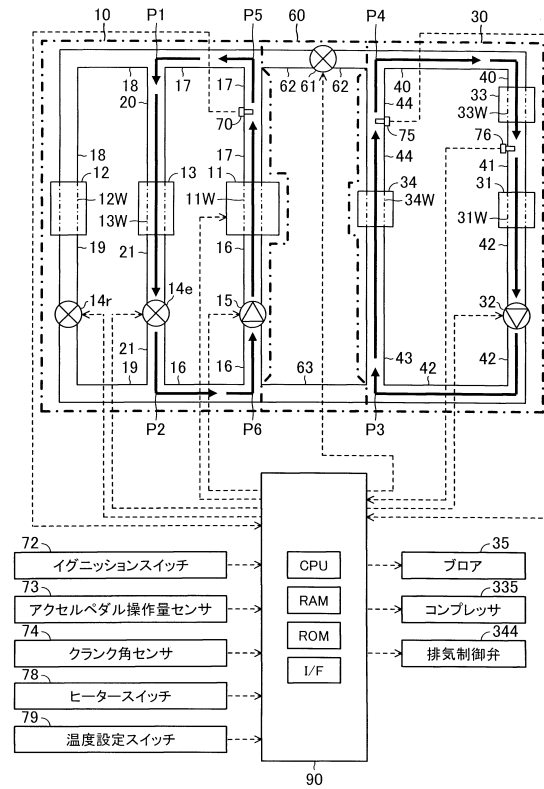
【図4】



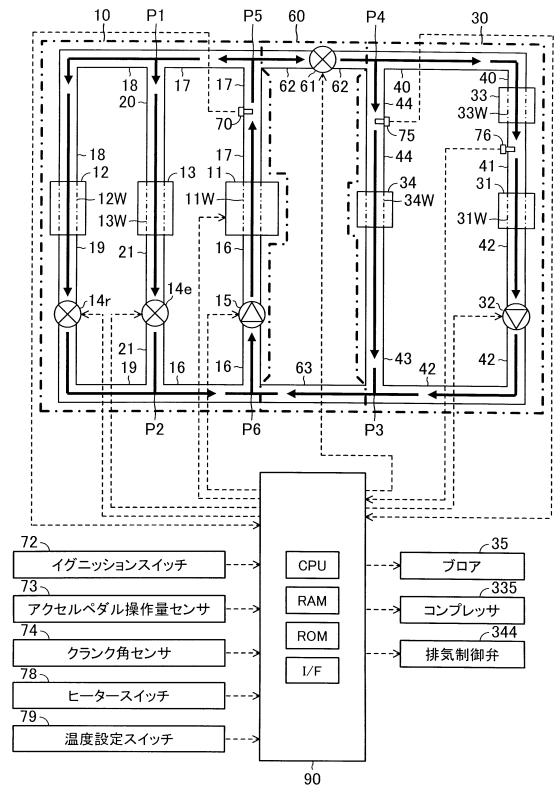
【図5】



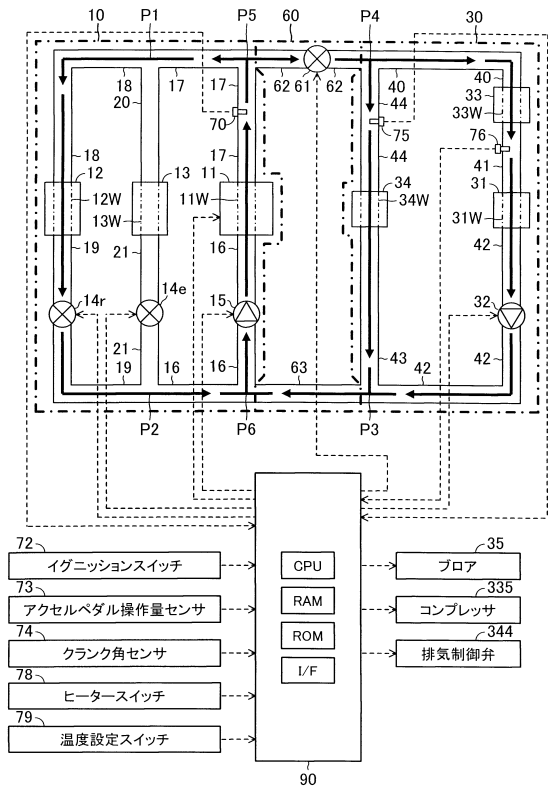
【図6】



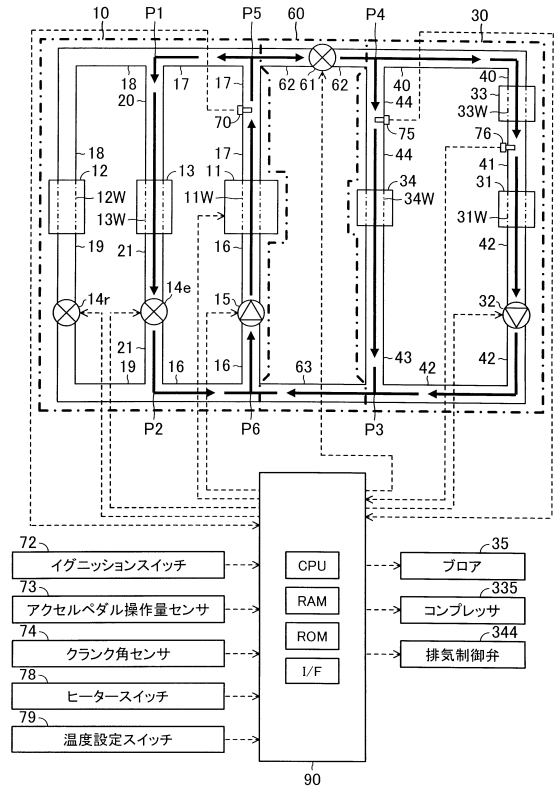
【図7】



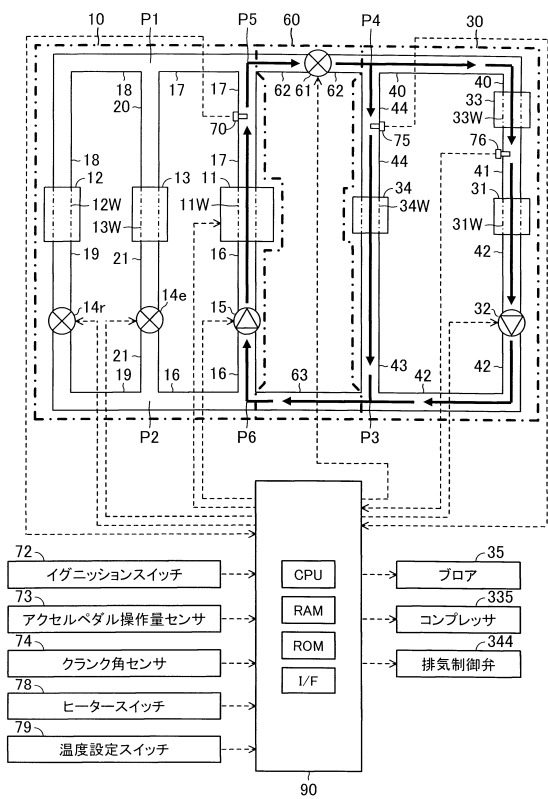
【図 8】



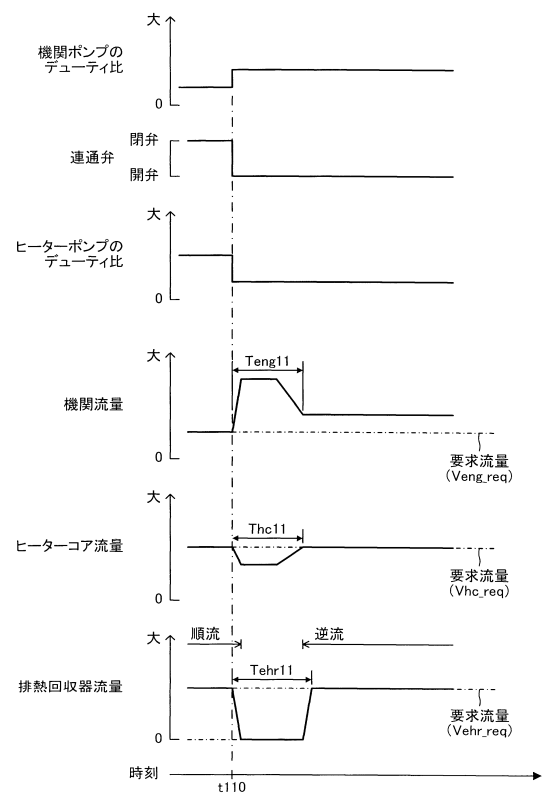
【図 9】



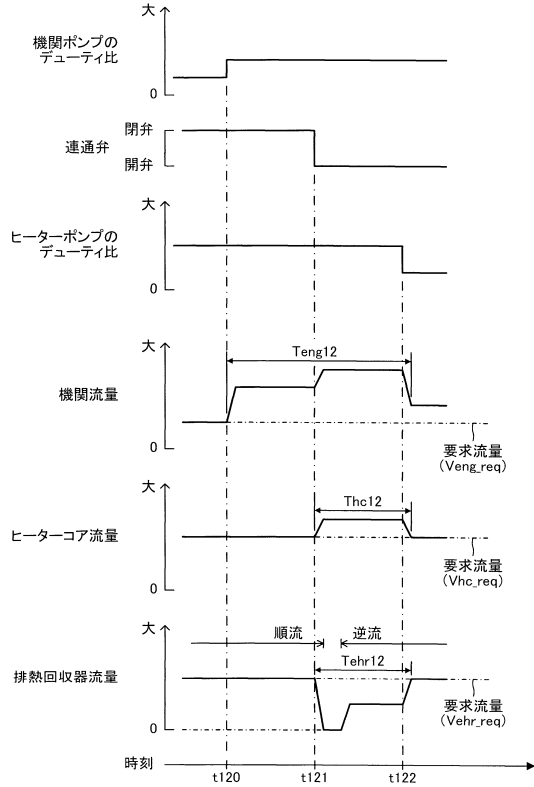
【図 10】



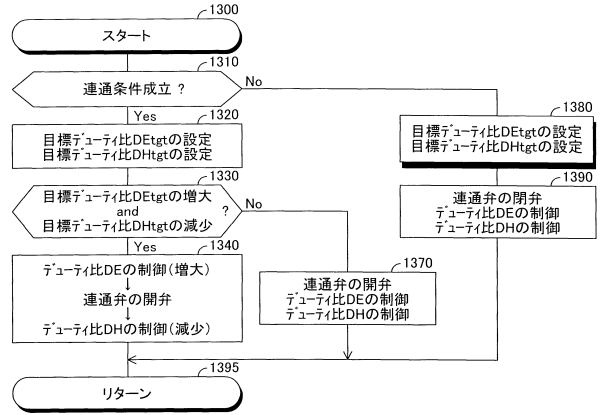
【図 11】



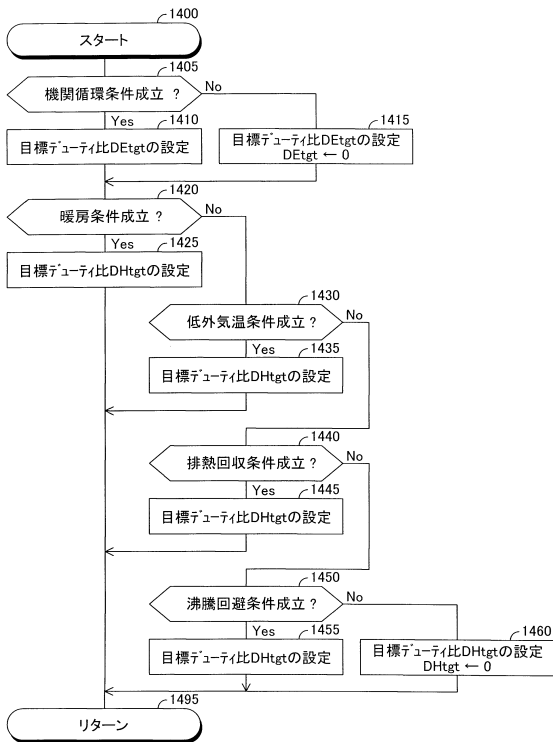
【図12】



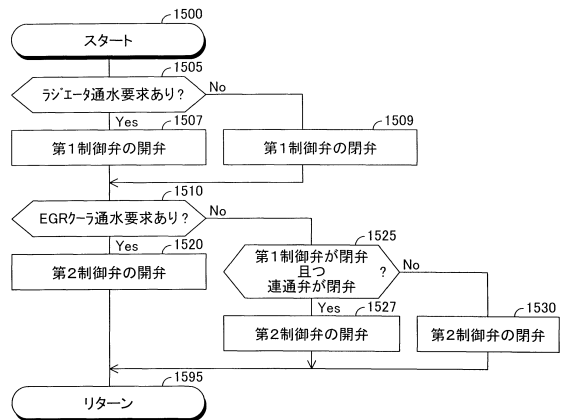
【図13】



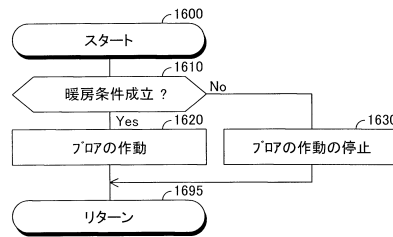
【図14】



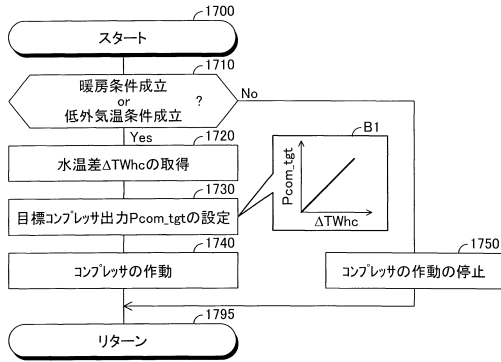
【図15】



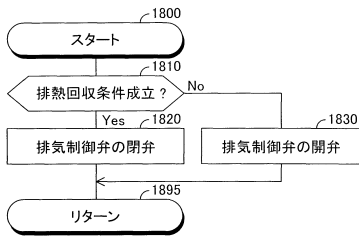
【図16】



【図17】



【図18】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 三好 悠司  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 大船 悠  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 町田 豊隆

- (56)参考文献 特開2014-036530(JP,A)  
特開平07-172150(JP,A)  
米国特許出願公開第2014/0114515(US,A1)  
特開2016-053342(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- |      |      |
|------|------|
| B60H | 1/00 |
| B60H | 1/03 |
| B60H | 1/08 |
| F01P | 3/20 |