

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6135256号  
(P6135256)

(45) 発行日 平成29年5月31日 (2017.5.31)

(24) 登録日 平成29年5月12日 (2017.5.12)

(51) Int. Cl. F I  
**B60H 1/02 (2006.01)** B60H 1/02  
**B60H 1/06 (2006.01)** B60H 1/06  
**B60H 1/08 (2006.01)** B60H 1/08 621C

請求項の数 34 (全 48 頁)

(21) 出願番号	特願2013-77628 (P2013-77628)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(22) 出願日	平成25年4月3日 (2013.4.3)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(65) 公開番号	特開2014-946 (P2014-946A)	(74) 代理人	110001472 特許業務法人かいせい特許事務所
(43) 公開日	平成26年1月9日 (2014.1.9)	(72) 発明者	西川 道夫 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
審査請求日	平成27年7月10日 (2015.7.10)	(72) 発明者	梯 伸治 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
(31) 優先権主張番号	特願2012-117406 (P2012-117406)	(72) 発明者	榎本 憲彦 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
(32) 優先日	平成24年5月23日 (2012.5.23)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用熱管理システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関(20)を冷却するための熱媒体を吸入して吐出する第1ポンプ(11)と、  
熱媒体を吸入して吐出する第2ポンプ(12)と、

前記第2ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体と外気とを熱交換させる熱交換器(13)と、

前記熱媒体と熱交換される複数個の熱交換対象機器(21A、21B、21C、74A、74B、74C、74D、74E、74F、74G、74H)を含む第1熱交換対象機器群(21、74)と、

前記第1ポンプ(11)の熱媒体吐出側および前記第2ポンプ(12)の熱媒体吐出側が互いに並列に接続され且つ前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体入口側が互いに並列に接続され、前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について前記第1ポンプ(11)から吐出された熱媒体が流入する場合と前記第2ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体が流入する場合とを切り替える第1切替弁(14)と、

前記第1ポンプ(11)の熱媒体吸入側および前記第2ポンプ(12)の熱媒体吸入側が互いに並列に接続され且つ前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体出口側が互いに並列に接続され、前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について前記第1ポンプ(11)へ前記熱媒体が流出する場合と前記第2ポンプ(12)へ熱媒体が流出する場合とを切り替える第2切替弁(

10

20

15)とを備え、

前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について、前記第1ポンプ(11)との間で前記熱媒体が循環する場合と、前記第2ポンプ(12)との間で前記熱媒体が循環する場合とが切り替わるように、前記第1切替弁(14)および前記第2切替弁(15)が連動して作動することを特徴とする車両用熱管理システム。

【請求項2】

前記第1切替弁(14)の熱媒体出口側と前記第2切替弁(15)の熱媒体入口側との間に接続された複数本の流路(103A、103B、103C、103D)を含む第1流路群(103)を備え、

前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる熱交換対象機器は、前記第1流路群(103)に含まれる流路に配置され、

前記第1切替弁(14)および前記第2切替弁(15)が連動して作動することによって、前記第2ポンプ(12)と前記熱交換器(13)と前記第1流路群(103)に含まれる流路のうち少なくとも1本の流路との間で前記熱媒体が循環する熱媒体回路が形成されることを特徴とする請求項1に記載の車両用熱管理システム。

【請求項3】

前記第1熱交換対象機器群(21、74)は、前記熱媒体と車室内への送風空気とを熱交換して前記送風空気を加熱するヒータコア(21A、74C)、前記熱媒体と前記内燃機関(20)の吸気とを熱交換して前記吸気を冷却する吸気冷却器(21B、74B)、および前記内燃機関(20)の排気を利用して前記吸気を過給する過給機(21C、74D)のうち少なくとも2つの熱交換対象機器を含んでいることを特徴とする請求項1または2に記載の車両用熱管理システム。

【請求項4】

熱媒体を吸入して吐出する第3ポンプ(72)と、

前記熱媒体と熱交換される複数個の熱交換対象機器(73A、73B、73C、73D、73E、73F)を含む第2熱交換対象機器群(73)と、

前記第2ポンプ(12)の熱媒体吐出側および前記第3ポンプ(72)の熱媒体吐出側が互いに並列に接続され且つ前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体入口側が互いに並列に接続され、前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる各熱交換対象機器について前記第2ポンプ(12)から吐出された熱媒体が流入する場合と前記第3ポンプ(72)から吐出された前記熱媒体が流入する場合とを切り替える第3切替弁(70)と、

前記第2ポンプ(12)の熱媒体吸入側および前記第3ポンプ(72)の熱媒体吸入側が互いに並列に接続され且つ前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体出口側が互いに並列に接続され、前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる各熱交換対象機器について前記第2ポンプ(12)へ前記熱媒体が流出する場合と前記第3ポンプ(13)へ熱媒体が流出する場合とを切り替える第4切替弁(71)とを備え、

前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる各熱交換対象機器について、前記第2ポンプ(12)との間で前記熱媒体が循環する場合と、前記第3ポンプ(72)との間で前記熱媒体が循環する場合とが切り替わるように、前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することを特徴とする請求項1または2に記載の車両用熱管理システム。

【請求項5】

前記第3切替弁(70)の熱媒体出口側と前記第4切替弁(71)の熱媒体入口側との間に接続された多数本の流路(107A、107B、107C、107D)を含む第2流路群(107)を備え、

前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる熱交換対象機器は、前記第2流路群(107)に含まれる流路に配置され、

前記第1切替弁(14)、前記第2切替弁(15)、前記第3切替弁(70)および前

10

20

30

40

50

記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記第2ポンプ(12)と前記熱交換器(13)と前記第1流路群(103)に含まれる流路のうち少なくとも1本の流路と前記第2流路群(107)に含まれる流路のうち少なくとも1本の流路との間で前記熱媒体が循環する熱媒体回路が形成されることを特徴とする請求項4に記載の車両用熱管理システム。

【請求項6】

前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記第3ポンプ(72)と前記第2流路群(107)に含まれる流路のうち少なくとも1本の流路との間で前記熱媒体が循環する熱媒体回路が形成されることを特徴とする請求項4または5に記載の車両用熱管理システム。

10

【請求項7】

前記第1熱交換対象機器群(74)は、前記熱媒体と車室内への送風空気とを熱交換して前記送風空気を加熱するヒータコア(74C)、前記熱媒体と前記内燃機関(20)の吸気とを熱交換して前記吸気を冷却する吸気冷却器(74B)、前記内燃機関(20)の排気を利用して前記吸気を過給する過給機(74D)、および前記熱媒体の持つ温熱を蓄える蓄熱手段(74A)のうち少なくとも2つの熱交換対象機器を含んでいることを特徴とする請求項1、2、4ないし6のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項8】

前記第1熱交換対象機器群(74)は、前記熱媒体と前記内燃機関(20)の排気とを熱交換して前記排気を冷却する排気冷却器(74E)を含んでいることを特徴とする請求項1ないし7のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

20

【請求項9】

前記少なくとも2つの熱交換対象機器は、前記第1切替弁(14)と前記第2切替弁(15)との間において、前記熱媒体が互いに並列または直列に流れるように配置されていることを特徴とする請求項3または7に記載の車両用熱管理システム。

【請求項10】

前記少なくとも2つの熱交換対象機器に対して、前記熱媒体が並列に流れる場合と直列に流れる場合とを切り替える直並列切替手段(50)を備えることを特徴とする請求項9に記載の車両用熱管理システム。

【請求項11】

30

前記少なくとも2つの熱交換対象機器は、前記ヒータコア(21A)および前記吸気冷却器(21B)であることを特徴とする請求項10に記載の車両用熱管理システム。

【請求項12】

前記ヒータコア(21A)および前記吸気冷却器(21B)に対して前記熱媒体が直列に流れるように前記直並列切替手段(50)が作動している場合、前記ヒータコア(21A)から流出した前記熱媒体が前記吸気冷却器(21B)に流入するようになっていることを特徴とする請求項11に記載の車両用熱管理システム。

【請求項13】

前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体と外気とを熱交換させる内燃機関用熱交換器(55)を備え、

40

前記内燃機関用熱交換器(55)は、前記熱媒体の流れにおいて、前記第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器に対して並列に接続されていることを特徴とする請求項12に記載の車両用熱管理システム。

【請求項14】

冷凍サイクル(34)の低圧冷媒と前記ヒータコア(21A)に流入する前記送風空気とを熱交換することによって前記送風空気を冷却する冷却用熱交換器(33)と、

前記冷却用熱交換器(33)よりも空気流れ下流側かつ前記ヒータコア(21A)よりも空気流れ上流側に配置され、前記ヒータコア(21A)に流入する前記送風空気と前記ヒータコア(21A)をバイパスして流れる前記送風空気との風量割合を変化させることによって前記送風空気の温度を調整する温度調整手段(38)とを備えることを特徴とす

50

る請求項 3、7、9 ないし 13 のいずれか 1 つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 15】

前記冷凍サイクル(34)は、その圧縮機(35)が停止していても前記冷却用熱交換器(33)で前記送風空気を冷却する機能を有していることを特徴とする請求項 14 に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 16】

前記冷却用熱交換器(33)は、冷熱を蓄える蓄冷機能を有していることを特徴とする請求項 15 に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 17】

前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体と外気とを熱交換させる内燃機関用熱交換器(55)と、

前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体が前記内燃機関用熱交換器(55)をバイパスして流れるバイパス流路(105)と、

前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体が前記内燃機関用熱交換器(55)を流れる場合と前記バイパス流路(105)を流れる場合とを切り替える第 1 流路切替手段(56)とを備えることを特徴とする請求項 1 ないし 11 のいずれか 1 つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 18】

前記内燃機関用熱交換器(55)に前記第 2 ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体が流れる場合と流れない場合とを切り替える第 2 流路切替手段(62、65)を備え、

前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体の温度が所定温度よりも低い場合、前記第 1 流路切替手段(56)は、前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体が前記バイパス流路(105)を流れるように作動し、かつ前記第 2 流路切替手段(62、65)は、前記内燃機関用熱交換器(55)に、前記第 2 ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体が流れるように作動することを特徴とする請求項 17 に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 19】

前記内燃機関用熱交換器(55)は、前記熱交換器(13)よりも外気流れ下流側に配置され、

前記内燃機関用熱交換器(55)に前記第 2 ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体が流れている場合、前記内燃機関用熱交換器(55)から流出した前記熱媒体が前記熱交換器(13)に流入するようになっていることを特徴とする請求項 18 に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 20】

前記第 2 流路切替手段(62、65)は、前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体の温度が所定温度よりも低い場合、前記内燃機関用熱交換器(55)に前記第 2 ポンプ(12)から吐出された前記熱媒体が流れ、前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体の温度が所定温度よりも高い場合、前記内燃機関用熱交換器(55)に前記内燃機関(20)を循環する前記熱媒体が流れるように作動することを特徴とする請求項 18 または 19 に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 21】

前記第 1 熱交換対象機器群(74)は、前記熱媒体と冷凍サイクル(34)の高圧冷媒とを熱交換して前記熱媒体を加熱する熱媒体加熱用熱交換器(74F)を含んでいることを特徴とする請求項 1 ないし 8 のいずれか 1 つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 22】

前記第 1 熱交換対象機器群(74)は、前記熱媒体の持つ温熱を蓄える蓄熱手段(74A)、および前記熱媒体と冷凍サイクル(34)の高圧冷媒とを熱交換して前記熱媒体を加熱する熱媒体加熱用熱交換器(74F)を含み、

前記蓄熱手段(74A)および前記熱媒体加熱用熱交換器(74F)は、前記第 1 切替弁(14)と前記第 2 切替弁(15)との間において、前記熱媒体が互いに直列に流れるように配置されていることを特徴とする請求項 1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載の車両用

10

20

30

40

50

熱管理システム。

【請求項 2 3】

前記内燃機関（20）を循環する前記熱媒体と外気とを熱交換させる内燃機関用熱交換器（55）を備え、

前記第1熱交換対象機器群（74）は、前記熱媒体の持つ温熱を蓄える蓄熱手段（74A）、および前記熱媒体と冷凍サイクル（34）の高圧冷媒とを熱交換して前記熱媒体を加熱する熱媒体加熱用熱交換器（74F）を含み、

前記熱媒体加熱用熱交換器（74F）で放熱させる必要がある場合、前記蓄熱手段（74A）、前記熱交換器（13）および前記内燃機関用熱交換器（55）のうち最も温度の低いものと、前記熱媒体加熱用熱交換器（74F）との間で前記熱媒体が循環するように、前記第1切替弁（14）および前記第2切替弁（15）が連動して作動することを特徴とする請求項1ないし6のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

10

【請求項 2 4】

前記第1熱交換対象機器群（74）は、前記内燃機関（20）に使用される潤滑油と前記熱媒体とを熱交換する潤滑油用熱交換器（74G）、および自動変速機に使用される自動変速機油と前記熱媒体とを熱交換する自動変速機油用熱交換器（74H）を含んでいることを特徴とする請求項1ないし8のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 2 5】

前記第2熱交換対象機器群（73）は、前記熱媒体を冷却する熱媒体冷却手段（73A）、自身が発生した熱を冷却水に放熱する電気機器（73C）、および前記熱媒体の持つ冷熱を蓄える蓄冷手段（73D）のうち少なくとも1つの熱交換対象機器を含んでいることを特徴とする請求項4ないし6のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

20

【請求項 2 6】

前記第2熱交換対象機器群（73）は、前記熱媒体と前記内燃機関（20）の吸気とを熱交換して前記吸気を冷却する吸気冷却器（73E）を含んでいることを特徴とする請求項25に記載の車両用熱管理システム。

【請求項 2 7】

前記第2熱交換対象機器群（73）は、前記熱媒体と車室内への送風空気とを熱交換して前記送風空気を冷却する空気冷却用熱交換器（73B）を含んでいることを特徴とする請求項25に記載の車両用熱管理システム。

30

【請求項 2 8】

前記熱媒体冷却手段は、前記熱媒体と冷凍サイクル（34）の低圧冷媒とを熱交換することによって前記熱媒体を冷却する熱媒体冷却用熱交換器（73A）であることを特徴とする請求項25ないし27のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 2 9】

前記内燃機関（20）を循環する前記熱媒体と外気とを熱交換させる内燃機関用熱交換器（55）を備え、

前記第1熱交換対象機器群（74）は、前記熱媒体の持つ温熱を蓄える蓄熱手段（74A）、および前記熱媒体と前記冷凍サイクル（34）の高圧冷媒とを熱交換して前記熱媒体を加熱する熱媒体加熱用熱交換器（74F）を含み、

40

前記熱媒体加熱用熱交換器（74F）で放熱させる必要がある場合、前記蓄熱手段（74A）、前記熱交換器（13）および前記内燃機関用熱交換器（55）のうち最も温度の低いものと、前記熱媒体加熱用熱交換器（74F）との間で前記熱媒体が循環するように、前記第1切替弁（14）、前記第2切替弁（15）、前記第3切替弁（70）および前記第4切替弁（71）が連動して作動することを特徴とする請求項4ないし6のいずれか1つに記載の車両用熱管理システム。

【請求項 3 0】

前記第2熱交換対象機器群（73）は、前記熱媒体冷却手段（73A）および前記蓄冷手段（73D）を含み、

前記熱媒体冷却手段（73A）と前記蓄冷手段（73D）との間で前記熱媒体が循環す

50

るように前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記蓄冷手段(73D)に前記熱媒体の持つ冷熱が蓄えられることを特徴とする請求項25に記載の車両用熱管理システム。

【請求項31】

前記第1熱交換対象機器群(74)は、前記熱媒体と前記冷凍サイクル(34)の高圧冷媒とを熱交換して前記熱媒体を加熱する熱媒体加熱用熱交換器(74F)を含み、

前記熱媒体加熱用熱交換器(74F)と前記蓄冷手段(73D)との間で前記熱媒体が循環するように前記第1切替弁(14)、前記第2切替弁(15)、前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記高圧冷媒が、前記蓄冷手段(73D)に蓄えられた冷熱を利用して冷却されることを特徴とする請求項30に記載の車両用熱管理システム。

10

【請求項32】

前記第2熱交換対象機器群(73)は、前記熱媒体と車室内への送風空気とを熱交換して前記送風空気を冷却する空気冷却用熱交換器(73B)を含み、

前記空気冷却用熱交換器(73B)と前記蓄冷手段(73D)との間で前記熱媒体が循環するように前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記送風空気が、前記蓄冷手段(73D)に蓄えられた冷熱を利用して冷却されることを特徴とする請求項30に記載の車両用熱管理システム。

【請求項33】

前記第2熱交換対象機器群(73)は、前記熱媒体と前記内燃機関(20)の吸気とを熱交換して前記吸気を冷却する吸気冷却器(73E)を含み、

前記吸気冷却器(73E)と前記蓄冷手段(73D)との間で前記熱媒体が循環するように前記第3切替弁(70)および前記第4切替弁(71)が連動して作動することによって、前記吸気が、前記蓄冷手段(73D)に蓄えられた冷熱を利用して冷却されることを特徴とする請求項30または31に記載の車両用熱管理システム。

20

【請求項34】

前記第2流路群(107)は、前記第2熱交換対象機器群(73)に含まれる熱交換対象機器が配置されていない流路(107A)を含んでいることを特徴とする請求項5に記載の車両用熱管理システム。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両に用いられる熱管理システムに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、特許文献1には、電気自動車のモータジェネレータ、インバータ、バッテリーおよび車室を冷却する熱制御装置が記載されている。

【0003】

この従来技術の熱制御装置は、モータジェネレータおよびインバータを冷却する冷却水を循環させる冷却回路と、バッテリーおよび車室の冷却に用いられる冷却水を循環させる第1循環回路と、室外熱交換器を通過して外気との間で熱交換が行われる冷却水を循環させる第2循環回路とを備えている。

40

【0004】

さらに熱制御装置は、冷却回路と第1循環回路との断接を行う第1バルブ、冷却回路を第1循環回路及び第2循環回路のいずれかに接続する第2バルブ、及び冷却回路と第2循環回路との断接を行う第3バルブを備え、それら各バルブの制御を通じて冷却回路の接続先を第1循環回路と第2循環回路との間で切り換えるようにしている。

【0005】

第2循環回路を循環する冷却水と第1循環回路を循環する冷却水の間では、熱移動装置による熱の移動を行うことが可能となっている。この熱移動装置は、第1循環回路の冷

50

却水と第2循環回路の冷却水との間で、低温の冷却水から高温の冷却水への熱の移動を行う。

【0006】

そして、第1循環回路の冷却水の熱を熱移動装置によって第2循環回路の冷却水へ移動させ、第2循環回路の冷却水の熱を室外熱交換器で外気に放熱することによって、バッテリーおよび車室を冷却することができる。

【0007】

また、冷却回路を第1～第3バルブで第1循環回路または第2循環回路に接続して、冷却回路の冷却水の熱を第2循環回路の室外熱交換器で外気に放熱することによって、モータジェネレータおよびインバータを冷却することができる。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2011-121551号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

上記特許文献1の従来技術によると、モータジェネレータ、インバータ、バッテリーおよび車室といった複数個の冷却対象機器を冷却するシステムにおいて、室外熱交換器が1つだけで済むという利点があるものの、全体の回路構成が複雑になるという問題がある。この問題は、冷却対象機器の個数が多くなるほど顕著になる。

20

【0010】

例えば、モータジェネレータ、インバータ、バッテリーの他にも冷却を必要とする冷却対象機器としてEGRCクーラ、吸気冷却器などがあり、それらの冷却対象機器は、要求される冷却温度が互いに異なる。

【0011】

そのため、各冷却対象機器を適切に冷却すべく各冷却対象機器に循環する冷却水を切り替え可能にしようにすると、冷却対象機器の個数に応じて循環回路の個数が増え、それに伴って各循環回路と冷却回路との断接を行うバルブの個数も増えるので、各循環回路と冷却回路とを接続する流路の構成が非常に複雑になってしまう。

30

【0012】

本発明は上記点に鑑みて、複数個の熱交換対象機器に循環する熱媒体を切り替えることのできる車両用熱管理システムの構成を簡素化することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0013】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、

内燃機関(20)を冷却するための熱媒体を吸入して吐出する第1ポンプ(11)と、

熱媒体を吸入して吐出する第2ポンプ(12)と、

第2ポンプ(12)から吐出された熱媒体と外気とを熱交換させる熱交換器(13)と

40

熱媒体と熱交換される複数個の熱交換対象機器(21A、21B、21C、74A、74B、74C、74D、74E、74F、74G、74H)を含む第1熱交換対象機器群(21、74)と、

第1ポンプ(11)の熱媒体吐出側および第2ポンプ(12)の熱媒体吐出側が互いに並列に接続され且つ第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体入口側が互いに並列に接続され、第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について第1ポンプ(11)から吐出された熱媒体が流入する場合と第2ポンプ(12)から吐出された熱媒体が流入する場合とを切り替える第1切替弁(14)と、

第1ポンプ(11)の熱媒体吸入側および第2ポンプ(12)の熱媒体吸入側が互いに

50

並列に接続され且つ第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器の熱媒体出口側が互いに並列に接続され、第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について第1ポンプ(11)へ熱媒体が流出する場合と第2ポンプ(12)へ熱媒体が流出する場合とを切り替える第2切替弁(15)とを備え、

第1熱交換対象機器群(21、74)に含まれる各熱交換対象機器について、第1ポンプ(11)との間で熱媒体が循環する場合と、第2ポンプ(12)との間で熱媒体が循環する場合とが切り替わるように、第1切替弁(14)および第2切替弁(15)が連動して作動することを特徴とする。

#### 【0014】

これにより、熱媒体の流れを切り替える第1、第2切替弁(14、15)の間に複数個の熱交換対象機器を並列に接続するという簡素な構成によって、複数個の熱交換対象機器に循環する熱媒体を切り替えることができる。

10

#### 【0015】

なお、この欄および特許請求の範囲で記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0016】

【図1】第1実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図2】図1の室内空調ユニットの最大冷房状態を示す断面図である。

【図3】図1の室内空調ユニットの最大暖房状態を示す断面図である。

20

【図4】図1の室内空調ユニットの中間空調状態を示す断面図である。

【図5】図1の車両用熱管理システムの電気制御部を示すブロック図である。

【図6】第1実施形態における第1モードを説明する図である。

【図7】第1実施形態における第2モードを説明する図である。

【図8】第1実施形態における第3モードを説明する図である。

【図9】第1実施形態における第4モードを説明する図である。

【図10】第1実施形態における第5モードを説明する図である。

【図11】第1実施形態における第6モードを説明する図である。

【図12】第1実施形態における第7モードを説明する図である。

【図13】第1実施形態における第8モードを説明する図である。

30

【図14】第1実施形態におけるエンジン運転域を説明する図である。

【図15】第1実施形態における第1～第8モードの切替条件を示す図表である。

【図16】第2実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図17】図1の直並列切替弁の例を示す模式図である。

【図18】図1の直並列切替弁の他の例を示す模式図である。

【図19】図19の直並列切替弁の上の段を示す模式図である。

【図20】図19の直並列切替弁の下の段を示す模式図である。

【図21】第2実施形態における第1並列流れモードを説明する図である。

【図22】第2実施形態における第2並列流れモードを説明する図である。

【図23】第2実施形態における第1直列流れモードを説明する図である。

40

【図24】第2実施形態における第2直列流れモードを説明する図である。

【図25】第3実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図26】図25のエンジン用ラジエータの車両搭載状態を説明する模式図である。

【図27】第4実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。

【図28】第4実施形態における第1並列流れモードを説明する図である。

【図29】第4実施形態における第2並列流れモードを説明する図である。

【図30】第4実施形態における第1直列流れモードを説明する図である。

【図31】第4実施形態における第2直列流れモードを説明する図である。

【図32】第5実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。

【図33】第6実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。

50

- 【図34】第7実施形態における作動を示すタイムチャートである。
- 【図35】第8実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。
- 【図36】第8実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図37】第8実施形態における作動を示すタイムチャートである。
- 【図38】第9実施形態における車両用熱管理システムの全体構成図である。
- 【図39】第9実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図40】第10実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図41】第11実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図42】第12実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図43】第13実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図44】第14実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図45】第14実施形態における作動を示すタイムチャートである。
- 【図46】第15実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図47】第16実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【図48】図47のインタークーラの車両搭載状態を説明する模式図である。
- 【図49】第17実施形態における車両用熱管理システムの要部構成図である。
- 【発明を実施するための形態】

10

【0017】

(第1実施形態)

以下、第1実施形態を図1～図15に基づいて説明する。図1に示す車両用熱管理システム10は、車両が備える各種熱交換対象機器（冷却または加熱を要する機器）や車室内を適切な温度に管理するために用いられる。

20

【0018】

本実施形態では、車両用熱管理システム10を、エンジン（内燃機関）の吸入空気を過給するターボチャージャ（過給機）が搭載された自動車（ターボチャージャ搭載車）に適用している。

【0019】

図1に示すように、車両用熱管理システム10は、第1ポンプ11、第2ポンプ12、ラジエータ13、第1切替弁14および第2切替弁15を備えている。

【0020】

30

第1ポンプ11および第2ポンプ12は、冷却水（熱媒体）を吸入して吐出する冷却水ポンプ（熱媒体ポンプ）である。第1ポンプ11は、プーリー、ベルト等を介してエンジンにより回転駆動されるエンジン駆動式ポンプである。第2ポンプ12は、電池から供給される電力によって駆動される電動ポンプである。冷却水としては、少なくともエチレングリコールまたはジメチルポリシロキサンを含む液体が好ましい。

【0021】

第1ポンプ11は、エンジン20が配置されたエンジン側流路101において、エンジン20よりも冷却水流れ上流側に配置されている。第2ポンプ12は、ラジエータ13が配置されたラジエータ側流路102において、ラジエータ13よりも冷却水流れ上流側に配置されている。

40

【0022】

ラジエータ13は、冷却水と外気とを熱交換することによって冷却水の熱を外気に放熱させる放熱用の熱交換器（放熱器）である。ラジエータ13の冷却水入口側は、第1ポンプ11の冷却水吐出側に接続されている。

【0023】

室外送風機16は、ラジエータ13へ外気を送風する電動送風機である。ラジエータ13および室外送風機16は車両の最前部に配置されている。このため、車両の走行時にはラジエータ13に走行風を当てることができる。

【0024】

第1切替弁14および第2切替弁15は、冷却水の流れを切り替える流れ切替手段であ

50

る。第1切替弁14および第2切替弁15は、基本構造は互いに同一であり、冷却水の入口と冷却水の出口とが互いに逆になっている点が相違している。

【0025】

第1切替弁14は、冷却水の入口として第1入口14aおよび第2入口14bを有し、冷却水の出口として3つの出口14c、14d、14eを有している。第2切替弁15は、冷却水の出口として第1出口15aおよび第2出口15bを有し、冷却水の入口として3つの入口15c、15d、15eを有している。

【0026】

第1切替弁14の第1入口14aには、エンジン側流路101の冷却水出口側が接続されている。換言すれば、第1切替弁14の第1入口14aには、エンジン20を介して第1ポンプ11の冷却水吐出側が接続されている。したがって、第1ポンプ11から吐出された冷却水は、エンジン20に形成された冷却水流路を通過した後、第1切替弁14の第1入口14aに流入する。

10

【0027】

第1切替弁14の第2入口14bには、ラジエータ側流路102の冷却水出口側が接続されている。換言すれば、第1切替弁14の第2入口14bには、ラジエータ13を介して第2ポンプ12の冷却水吐出側が接続されている。したがって、第2ポンプ12から吐出された冷却水は、ラジエータ13を通過した後、第1切替弁14の第2入口14bに流入する。

【0028】

20

第2切替弁15の第1出口15aには、エンジン側流路101の冷却水入口側が接続されている。換言すれば、第2切替弁15の第1出口15aには、第1ポンプ11の冷却水吸入側が接続されている。

【0029】

第2切替弁15の第2出口15bには、ラジエータ側流路102の冷却水入口側が接続されている。換言すれば、第2切替弁15の第2出口15bには、第2ポンプ12の冷却水吸入側が接続されている。

【0030】

第1切替弁14の出口14c、14d、14e側と第2切替弁15の入口15c、15d、15e側との間には、第1流路群103が接続されている。

30

【0031】

具体的には、第1切替弁14の出口14cと第2切替弁15の入口15cとの間に第1流路群103の流路103Aが接続され、第1切替弁14の出口14dと第2切替弁15の入口15dとの間に第1流路群103の流路103Bが接続され、第1切替弁14の出口14eと第2切替弁15の入口15eとの間に第1流路群103の流路103Cが接続されている。

【0032】

したがって、第1流路群103の流路103A、103B、103Cは、第1切替弁14の出口14c、14d、14e側と第2切替弁15の入口15c、15d、15e側との間において互いに並列に配置されている。

40

【0033】

第1流路群103には第1熱交換対象機器群21が配置されている。具体的には、流路103Aに第1熱交換対象機器群21のヒータコア21Aが配置され、流路103Bに第1熱交換対象機器群21のインタークーラ21Bが配置され、流路103Cに第1熱交換対象機器群21のターボチャージャ21Cが配置されている。

【0034】

ヒータコア21Aは、車室内への送風空気と冷却水とを熱交換させて送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。ヒータコア21Aの冷却水入口側は、第1切替弁14の出口14cに接続されている。ヒータコア21Aの冷却水出口側は、第2切替弁15の入口15cに接続されている。

50

## 【 0 0 3 5 】

ターボチャージャ 2 1 C は、エンジン 2 0 の排気ガスの残留エネルギーを利用してタービン（図示せず）を回転させ、エンジン 2 0 の吸入空気を過給する過給機である。ターボチャージャ 2 1 C は、エンジン 2 0 の排気ガスを受けるので非常に高温となる。

## 【 0 0 3 6 】

ターボチャージャ 2 1 C の冷却水入口側は、第 1 切替弁 1 4 の出口 1 4 e に接続されている。ターボチャージャ 2 1 C の冷却水出口側は、第 2 切替弁 1 5 の入口 1 5 e に接続されている。

## 【 0 0 3 7 】

インタークーラ 2 1 B は、ターボチャージャ 2 1 C で圧縮されて高温になった過給吸気と冷却水とを熱交換して過給吸気を冷却する吸気冷却器である。吸気は 3 0 程度まで冷却されるのが好ましい。

## 【 0 0 3 8 】

インタークーラ 2 1 B の冷却水入口側は、第 1 切替弁 1 4 の出口 1 4 d に接続されている。インタークーラ 2 1 B の冷却水出口側は、第 2 切替弁 1 5 の入口 1 5 d に接続されている。

## 【 0 0 3 9 】

図 2 に示すように、ヒータコア 2 1 A は、室内空調ユニット 3 0 の内部に收容されている。室内空調ユニット 3 0 は、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されている。

## 【 0 0 4 0 】

室内空調ユニット 3 0 の外殻をなすケーシング 3 1 は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成している。ケーシング 3 1 内の送風空気流れ最上流側には、内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入する内外気切替装置（図示せず）が配置されている。

## 【 0 0 4 1 】

内外気切替装置の空気流れ下流側には、内外気切替装置を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する送風機 3 2 が配置されている。送風機 3 2 の空気流れ下流側には、蒸発器 3 3 が配置されている。蒸発器 3 3 は、冷凍サイクル 3 4 の低圧冷媒と送風空気とを熱交換させて送風空気を冷却する冷却用熱交換器である。

## 【 0 0 4 2 】

冷凍サイクル 3 4 は、蒸発器 3 3 の他、圧縮機 3 5、凝縮器 3 6 および膨張弁 3 7 を有している。圧縮機 3 5 は、冷凍サイクル 3 4 の冷媒を吸入し、圧縮して吐出する冷媒圧縮手段である。圧縮機 3 5 は、プーリー、ベルト等を介してエンジンにより回転駆動されるエンジン駆動式圧縮機で構成されている。

## 【 0 0 4 3 】

凝縮器 3 6 は、圧縮機 3 5 から吐出された高圧冷媒（気相冷媒）と車室外空気（外気）とを熱交換させることによって高圧冷媒を凝縮させる室外熱交換器である。膨張弁 3 7 は、凝縮器 3 6 で凝縮された高圧冷媒を減圧膨張させる減圧手段である。

## 【 0 0 4 4 】

蒸発器 3 3 は、膨張弁 3 7 で減圧された低圧冷媒（液相冷媒）を蒸発させて冷媒に吸熱作用を発揮させる室内熱交換器である。蒸発器 3 3 で蒸発した低圧冷媒（気相冷媒）は圧縮機 3 5 に吸入される。

## 【 0 0 4 5 】

ケーシング 3 1 内において蒸発器 3 3 の空気流れ下流側にはヒータコア 2 1 A が配置されている。したがって、ヒータコア 2 1 A は、蒸発器 3 3 通過後の冷風を加熱する。

## 【 0 0 4 6 】

ケーシング 3 1 内において蒸発器 3 3 とヒータコア 2 1 A との間にはエアミックスドア 3 8 が配置されている。エアミックスドア 3 8 は、ヒータコア 2 1 A を通過する冷風と、ヒータコア 2 1 A を迂回して流れる冷風との風量割合を変化させることによって、車室内

10

20

30

40

50

へ送風される送風空気の温度を調整する温度調整手段である。

【 0 0 4 7 】

図 2 は、最大冷房状態 ( M A X C O O L ) におけるエアミックスドア 3 8 の回転位置を示している。最大冷房状態では、蒸発器 3 3 通過後の冷風の全量がヒータコア 2 1 A を通過することなくヒータコア 2 1 A を迂回して流れるので、蒸発器 3 3 通過後の冷風がヒータコア 2 1 A で加熱されない。したがって、車室内へ吹き出される送風空気の温度 ( 以下、吹出空気温度と言う。 ) が最も低くなる。

【 0 0 4 8 】

図 3 は、最大暖房状態 ( M A X H O T ) におけるエアミックスドア 3 8 の回転位置を示している。最大暖房状態では、蒸発器 3 3 通過後の冷風の全量がヒータコア 2 1 A を迂回することなくヒータコア 2 1 A を通過して流れるので、蒸発器 3 3 通過後の冷風の全量がヒータコア 2 1 A で加熱される。したがって、吹出空気温度が最も高くなる。

【 0 0 4 9 】

図 4 は、中間空調状態 ( A / M ) におけるエアミックスドア 3 8 の回転位置を示している。中間空調状態 ( A / M ) では、蒸発器 3 3 通過後の冷風の一部がヒータコア 2 1 A を通過し、残余の冷風がヒータコア 2 1 A を迂回して流れるので、ヒータコア 2 1 A を通過して流れた温風と、ヒータコア 2 1 A を迂回して流れた冷風とが所定の风量割合で混合される。したがって、吹出空気温度が所望温度 ( 中間温度 ) に調整される。

【 0 0 5 0 】

ケーシング 3 1 の送風空気流れ最下流部には、温度調整された送風空気を車室内へ吹き出す吹出口 3 9 が配置されている。吹出口 3 9 としては、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すフェイス吹出口、乗員の下半身 ( 特に足元 ) に向けて空調風を吹き出すフット吹出口、および車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ吹出口 ( いずれも図示せず ) が設けられている。

【 0 0 5 1 】

次に、車両用熱管理システム 1 0 の電気制御部を図 5 に基づいて説明する。制御装置 4 0 は、CPU、ROM および RAM 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成され、その ROM 内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、その出力側に接続された出力側に接続された各種制御対象機器の作動を制御する制御手段である。

【 0 0 5 2 】

制御装置 4 0 の出力側に接続された各種制御対象機器としては、第 1 ポンプ 1 1、第 2 ポンプ 1 2、圧縮機 3 5、室内送風機 1 6、エアミックスドア用電動アクチュエータ 4 1、第 1 切替弁用電動アクチュエータ 4 2、第 2 切替弁用電動アクチュエータ 4 3 等がある。

【 0 0 5 3 】

制御装置 4 0 は、その出力側に接続された各種制御対象機器を制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、それぞれの制御対象機器の作動を制御する構成 ( ハードウェアおよびソフトウェア ) が、それぞれの制御対象機器の作動を制御する制御手段を構成している。

【 0 0 5 4 】

本実施形態では、特に第 1、第 2 切替弁用電動アクチュエータ 4 2、4 3 の作動を制御する構成 ( ハードウェアおよびソフトウェア ) を切替弁制御手段 4 0 a とする。もちろん、切替弁制御手段 4 0 a を制御装置 4 0 に対して別体で構成してもよい。

【 0 0 5 5 】

制御装置 4 0 の入力側には各種センサが接続されており、各種センサの検出信号が制御装置 4 0 に入力される。各種センサとしては、内気センサ 4 4、外気センサ 4 5、エンジン水温センサ 4 6、エンジン回転数センサ 4 7 およびエンジントルクセンサ 4 8 等がある。

【 0 0 5 6 】

10

20

30

40

50

内気センサ 44 は、内気温（車室内温度）を検出する検出手段（内気温度検出手段）である。外気センサ 45 は、外気温を検出する検出手段（外気温度検出手段）である。

【0057】

エンジン水温センサ 46 は、エンジン 20 から流出した冷却水の温度を検出する検出手段（エンジン温度検出手段）である。エンジン回転数センサ 47 は、エンジン 20 の回転数を検出する検出手段（エンジン回転数検出手段）である。エンジントルクセンサ 48 は、エンジン 20 のトルクを検出する検出手段（エンジントルク検出手段）である。

【0058】

制御装置 40 の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された操作パネル 49 に設けられた各種空調操作スイッチも接続されており、各種空調操作スイッチからの操作信号も制御装置 40 に入力される。操作パネル 49 に設けられた各種空調操作スイッチとしては、エアコンスイッチ、オートスイッチ、室内送風機 16 の風量設定スイッチ、車室内温度設定スイッチ等がある。

【0059】

エアコンスイッチは、空調（冷房または暖房）の作動・停止（オン・オフ）を切り替えるスイッチである。オートスイッチは、空調の自動制御を設定または解除するスイッチである。車室内温度設定スイッチは、乗員の操作によって車室内目標温度を設定する目標温度設定手段である。

【0060】

次に、上記構成における作動を説明する。制御装置 40 は、第 1、第 2 切替弁用電動アクチュエータ 42、43 の作動を連動制御する。これにより、第 1 切替弁 14 および第 2 切替弁 15 が連動して駆動され、その結果、車両用熱管理システム 10 の冷却水回路が図 6～図 13 に示す第 1～第 8 モードに切り替えられる。

【0061】

図 6 に示す第 1 モードでは、第 1 切替弁 14 は第 1 入口 14a を出口 14d、14e と連通させるとともに第 2 入口 14b を出口 14c と連通させ、第 2 切替弁 15 は第 1 出口 15a を入口 15d、15e と連通させるとともに第 2 出口 15b を入口 15c と連通させる。

【0062】

これにより、第 1 ポンプ 11 から吐出された冷却水（第 1 冷却水）はインタークーラ 21B およびターボチャージャ 21C を並列に流れ、第 2 ポンプ 12 から吐出された冷却水（第 2 冷却水）はヒータコア 21A を流れる。

【0063】

したがって、エンジン 20 とインタークーラ 21B およびターボチャージャ 21C との間で第 1 冷却水（高温冷却水）が循環する第 1 冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ 13 とヒータコア 21A との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環する第 2 冷却水回路（中温冷却水）とが形成される。

【0064】

図 7 に示す第 2 モードでは、第 1 切替弁 14 は第 1 入口 14a を出口 14e と連通させるとともに第 2 入口 14b を出口 14c、14d と連通させ、第 2 切替弁 15 は第 1 出口 15a を入口 15e と連通させるとともに第 2 出口 15b を入口 15c、15d と連通させる。

【0065】

これにより、第 1 ポンプ 11 から吐出された冷却水（第 1 冷却水）はターボチャージャ 21C を流れ、第 2 ポンプ 12 から吐出された冷却水（第 2 冷却水）はヒータコア 21A およびインタークーラ 21B を並列に流れる。

【0066】

したがって、エンジン 20 とターボチャージャ 21C との間で第 1 冷却水（高温冷却水）が循環する第 1 冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ 13 とヒータコア 21A およびインタークーラ 21B との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環する第 2 冷却水回

10

20

30

40

50

路（中温冷却水）とが形成される。

【0067】

図8に示す第3モードでは、第1切替弁14は第1入口14aを出口14dと連通させるとともに第2入口14bを出口14c、14eと連通させ、第2切替弁15は第1出口15aを入口15dと連通させるとともに第2出口15bを入口15c、15eと連通させる。

【0068】

これにより、第1ポンプ11から吐出された冷却水（第1冷却水）はインタークーラ21Bを流れ、第2ポンプ12から吐出された冷却水（第2冷却水）はヒータコア21Aおよびターボチャージャ21Cを並列に流れる。

10

【0069】

したがって、エンジン20とインタークーラ21Bとの間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ13とヒータコア21Aおよびターボチャージャ21Cとの間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回路（中温冷却水）とが形成される。

【0070】

図9に示す第4モードでは、第1切替弁14は第2入口14bを出口14c、14d、14eと連通させ、第2切替弁15は第2出口15bを入口15c、15d、15eと連通させる。

【0071】

これにより、第2ポンプ12から吐出された冷却水（第2冷却水）はヒータコア21A、インタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cを並列に流れる。

20

【0072】

したがって、ラジエータ13とヒータコア21A、インタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cとの間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回路（中温冷却水）とが形成される。

【0073】

図10に示す第5モードでは、第1切替弁14は第1入口14aを出口14c、14d、14eと連通させ、第2切替弁15は第1出口15aを入口15c、15d、15eと連通させる。

30

【0074】

これにより、第1ポンプ11から吐出された冷却水（第1冷却水）はヒータコア21A、インタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cを並列に流れる。

【0075】

したがって、エンジン20とヒータコア21A、インタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cとの間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）が形成される。

【0076】

図11に示す第6モードでは、第1切替弁14は第1入口14aを出口14c、14eと連通させるとともに第2入口14bを出口14dと連通させ、第2切替弁15は第1出口15aを入口15c、15eと連通させるとともに第2出口15bを入口15dと連通させる。

40

【0077】

これにより、第1ポンプ11から吐出された冷却水（第1冷却水）はヒータコア21Aおよびターボチャージャ21Cを並列に流れ、第2ポンプ12から吐出された冷却水（第2冷却水）はインタークーラ21Bを流れる。

【0078】

したがって、エンジン20とヒータコア21Aおよびターボチャージャ21Cとの間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ13とインタークーラ21Bとの間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回

50

路（中温冷却水）とが形成される。

【0079】

図12に示す第7モードでは、第1切替弁14は第1入口14aを出口14cと連通させるとともに第2入口14bを出口14d、14eと連通させ、第2切替弁15は第1出口15aを入口15cと連通させるとともに第2出口15bを入口15d、15eと連通させる。

【0080】

これにより、第1ポンプ11から吐出された冷却水（第1冷却水）はヒータコア21Aを流れ、第2ポンプ12から吐出された冷却水（第2冷却水）はインタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cを並列に流れる。

10

【0081】

したがって、エンジン20とヒータコア21Aとの間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ13とインタークーラ21Bおよびターボチャージャ21Cとの間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回路（中温冷却水）とが形成される。

【0082】

図13に示す第8モードでは、第1切替弁14は第1入口14aを出口14c、14dと連通させるとともに第2入口14bを出口14eと連通させ、第2切替弁15は第1出口15aを入口15c、15dと連通させるとともに第2出口15bを入口15eと連通させる。

20

【0083】

これにより、第1ポンプ11から吐出された冷却水（第1冷却水）はヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを並列に流れ、第2ポンプ12から吐出された冷却水（第2冷却水）はターボチャージャ21Cを流れる。

【0084】

したがって、エンジン20とヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bとの間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ13とターボチャージャ21Cとの間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回路（中温冷却水）とが形成される。

【0085】

図6～図13に示す第1～第8モードは、エアコン運転状態、エンジン運転域およびエンジン状態を組み合わせた切替条件に基づいて切り替えられる。

30

【0086】

エアコン運転状態としては、図2に示す最大冷房状態（MAX COOL）、図3に示す最大暖房状態（MAX HOT）、および図4に示す中間空調状態（A/M）がある。エアコン運転状態が最大冷房状態、最大暖房状態および中間空調状態のいずれであるかの判定は、例えばエアミックスドア38の回転位置に基づいて行われる。

【0087】

エンジン運転域としては、MBT域およびTK域がある。エンジン運転域がMBT域およびTK域のいずれであるかの判定は、エンジン回転数およびエンジントルクに基づいて行われる。

40

【0088】

ここで、MBT域およびTK域を図14に基づいて説明する。エンジン20の負荷率が高い領域では、ノッキングの発生を防止しようとする最も効率の良い点火時期（MBT）でエンジンを運転できない。こういった領域はTK域と呼ばれる。TK域は、トレースノック（TK）運転とも呼ばれる。一方で、MBTが取れている領域はMBT域と呼ばれる。MBT域は、MBT運転とも呼ばれる。

【0089】

一般的に、TK域では、吸気温度を下げる、混合気温度を下げる、エンジン冷却水温度（特にエンジンヘッド側）を下げる、火炎の伝播速度を下げる、全体的に燃焼させるとい

50

った手法を用いることによって、ノッキングを抑制し点火時期を極力M B T域に近づけるように進角(S A)させ、ひいてはエンジン効率を向上させることができる。具体的には、吸気冷却、エンジンヘッド冷却、排気再循環(E G R)導入による燃焼温度低下によるノッキング抑制、混合気流制御による燃焼促進といった手法が挙げられる。

【0090】

M B T域では、逆に吸気温度を上げる、ヘッド冷却温度を上げる、燃焼速度を上げるといった手法を用いることによって、時間損失が低減し、ひいてはエンジン効率の向上につながる。

【0091】

エンジン状態としては、冷間状態、完暖状態、アイドル状態およびアイドルストップ状態がある。エンジン状態が冷間状態および完暖状態のいずれかであるかの判定は、例えばエンジン20から流出した冷却水の水温に基づいて行われる。エンジン状態がアイドルストップ状態であるか否かの判定は、例えばエンジン回転数に基づいて行われる。

10

【0092】

冷間状態とは、エンジン20が外気温と同じくらいに冷えている状態のことである。完暖状態とは、エンジン20の暖機が完了した状態のことである。アイドル状態とは、信号待ちなどの停車時にエンジン20が低い負荷率で回転している状態のことである。アイドルストップ状態とは、信号待ちなどの停車時にエンジン20が一時的に停止している状態のことである。

【0093】

20

図15に、エアコン運転状態(A C運転状態)、エンジン運転域およびエンジン状態を組み合わせた切替条件(第1~第14切替条件)を示す。図15中の1から14の数字は切替条件の番号である。

【0094】

第1切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大冷房状態(M A X C O O L)、エンジン運転域がM B T域、且つエンジン状態が冷間状態となっている場合、図6に示す第1モードに切り替える。

【0095】

これにより、ラジエータ13とヒータコア21Aとの間で第2冷却水(中温冷却水)が循環するので、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がヒータコア21Aを流れない。このため、第1冷却水の熱がヒータコア21Aで放熱されないため、冷間状態にあるエンジン20の暖機を促進できる。

30

【0096】

しかも、エンジン20とターボチャージャ21Cとの間で第1冷却水が循環するので、ターボチャージャ21Cの廃熱を利用してエンジン20の暖機を促進できる。

【0097】

また、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がインタークーラ21Bを流れるので、第1冷却水の熱で吸気を加熱することができる。このため、M B T域にあるエンジン20の吸気温度を上げることができるので、エンジン効率を向上できる。

【0098】

40

第2切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大冷房状態(M A X C O O L)、エンジン運転域がT K域、且つエンジン状態が冷間状態となっている場合、図7に示す第2モードに切り替える。

【0099】

これにより、第1切替条件と同様に、エンジン20を循環する第1冷却水がヒータコア21Aを流れないので、冷間状態にあるエンジン20の暖機を促進できる。しかも、第1切替条件と同様に、エンジン20とターボチャージャ21Cとの間で第1冷却水が循環するので、ターボチャージャ21Cの廃熱を利用してエンジン20の暖機を促進できる。

【0100】

また、ラジエータ13とインタークーラ21Bとの間で第2冷却水(中温冷却水)が循

50

環するので、ラジエータ13で冷却された第2冷却水(中温冷却水)がインタークーラ21Bを流れることによって吸気が冷却される。このため、TK域にあるエンジン20の吸気温度を下げる事ができるので、エンジン効率を向上できる。

【0101】

第3切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大冷房状態(MAX COOL)、エンジン運転域がMBT域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図6に示す第1モードに切り替える。

【0102】

これにより、第1切替条件と同様に、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がインタークーラ21Bを流れるので、MBT域にあるエンジン20の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

10

【0103】

また、ラジエータ13とヒータコア21Aとの間で第2冷却水(中温冷却水)が循環するので、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がヒータコア21Aを流れない。このため、第1冷却水(高温冷却水)の熱がヒータコア21Aで放熱されないので、蒸発器33通過後の冷風がヒータコア21Aで加熱されることを防止できる。その結果、最大冷房状態(MAX COOL)における冷房効率を向上できるので、圧縮機35の消費動力を低減でき、ひいては燃費を向上できる。

【0104】

第4切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大冷房状態(MAX COOL)、エンジン運転域がTK域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図7に示す第2モードに切り替える。

20

【0105】

これにより、第2切替条件と同様に、ラジエータ13とインタークーラ21Bとの間で第2冷却水(中温冷却水)が循環するので、TK域にあるエンジン20の吸気温度を下げてエンジン効率を向上できる。

【0106】

また、第3切替条件と同様に、エンジン20を循環する第1冷却水がヒータコア21Aを流れないので、蒸発器33通過後の冷風がヒータコア21Aで加熱されることを防止して、最大冷房状態(MAX COOL)における冷房効率を向上できる。

30

【0107】

第5切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大冷房状態(MAX COOL)、エンジン運転域がMBT域、且つエンジン状態がアイドル状態またはアイドルストップ状態となっている場合、図8に示す第3モードまたは図9に示す第4モードに切り替える。

【0108】

これにより、ラジエータ13とターボチャージャ21Cとの間で第2冷却水(中温冷却水)が循環するので、ラジエータ13で冷却された第2冷却水がターボチャージャ21Cを流れる。このため、アイドルストップ状態であってもターボチャージャ21Cへの冷却水流量を確保してターボチャージャ21Cを冷却することができる。

40

【0109】

すなわち、第1ポンプ11はエンジン駆動式ポンプであるので、アイドルストップ状態すなわちエンジン20が停止している状態においては、第1ポンプ11も停止して第1冷却水が循環されなくなる。一方、第2ポンプ12は電動ポンプであるので、アイドルストップ状態であっても第2ポンプ12は停止せず第2冷却水が循環される。

【0110】

そこで、アイドルストップ状態の場合、ターボチャージャ21Cを第2ポンプ12側に接続することによって、ターボチャージャ21Cへの冷却水流量を確保してターボチャージャ21Cを冷却可能にする。

【0111】

50

また、第3切替条件等と同様に、エンジン20を循環する第1冷却水がヒータコア21Aを流れないので、蒸発器33通過後の冷風がヒータコア21Aで加熱されることを防止して、最大冷房状態(MAX COOL)における冷房効率を向上できる。

【0112】

図8に示す第3モードに切り替えることによって、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がインタークーラ21Bを流れるので、インタークーラ21Bで吸気を加熱することができる。このため、アイドル状態、すなわち負荷率が低くてMBT域にあるエンジン20の吸気温度を上げることができるので、エンジン効率を向上できる。

【0113】

そして、発進前に、図8に示す第3モードから図9に示す第4モードに切り替えれば、ラジエータ13で冷却された第2冷却水(中温冷却水)がインタークーラ21Bを流れてインタークーラ21Bで吸気が冷却されるので、発進時、すなわちエンジン運転域がMBT域からTK域になったときの吸気温度を低下させることができる。その結果、発進時のエンジン効率を向上させて加速レスポンスを確保することができる。

10

【0114】

第6切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が中間空調状態(A/M)、エンジン運転域がMBT域、且つエンジン状態が冷間状態となっている、図6に示す第1モードまたは図10に示す第5モードに切り替える。

【0115】

すなわち、車室内空調のために必要とされるヒータコア21Aの放熱量が少ない場合は、図6に示す第1モードに切り替えて、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がヒータコア21Aを流れないようにする。これにより、第1冷却水の熱がヒータコア21Aで放熱されないので、冷間状態にあるエンジン20の暖機を促進できる。

20

【0116】

一方、車室内空調のために必要とされるヒータコア21Aの放熱量が多い場合は、図10に示す第5モードに切り替えて、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がヒータコア21Aを流れるようにする。これにより、第1冷却水の熱がヒータコア21Aで放熱されるので、ヒータコア21Aで車室内への送風空気を加熱して、必要な吹出空気温度を確保することができる。

【0117】

車室内空調よりもエンジン20の暖機を優先する場合には、車室内空調のために必要とされるヒータコア21Aの放熱量が多い場合であっても図10に示す第5モードに切り替えずに図6に示す第1モードに切り替える。

30

【0118】

また、第1切替条件と同様に、エンジン20とターボチャージャ21Cとの間で第1冷却水が循環するので、ターボチャージャ21Cの廃熱を利用してエンジン20の暖機を促進できる。

【0119】

また、第1切替条件と同様に、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がインタークーラ21Bを流れるので、MBT域にあるエンジン20の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

40

【0120】

第7切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が中間空調状態(A/M)、エンジン運転域がTK域、且つエンジン状態が冷間状態となっている、図7に示す第2モードまたは図11に示す第6モードに切り替える。

【0121】

すなわち、車室内空調のために必要とされるヒータコア21Aの放熱量が少ない場合は、図7に示す第2モードに切り替えて、エンジン20を循環する第1冷却水(高温冷却水)がヒータコア21Aを流れないようにする。これにより、第1冷却水の熱がヒータコア21Aで放熱されないので、冷間状態にあるエンジン20の暖機を促進できる。

50

## 【 0 1 2 2 】

一方、車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量が多い場合は、図 1 1 に示す第 6 モードに切り替えて、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）がヒータコア 2 1 A を流れるようにする。これにより、第 1 冷却水の熱がヒータコア 2 1 A で放熱されるので、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して、必要な吹出空気温度を確保することができる。

## 【 0 1 2 3 】

車室内空調よりもエンジン 2 0 の暖機を優先する場合には、車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量が多い場合であっても図 1 1 に示す第 6 モードに切り替えずに図 7 に示す第 2 モードに切り替える。

10

## 【 0 1 2 4 】

また、第 2 切替条件と同様に、エンジン 2 0 とターボチャージャ 2 1 C との間で第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 2 1 C の廃熱を利用してエンジン 2 0 の暖機を促進できる。

## 【 0 1 2 5 】

また、第 2 切替条件等と同様に、ラジエータ 1 3 とインタークーラ 2 1 B との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環するので、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）がインタークーラ 2 1 B を流れることによって吸気が冷却される。このため、TK 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を下げるので、エンジン効率を向上できる。

20

## 【 0 1 2 6 】

なお、インタークーラ 2 1 B における吸気の冷却を促進するため、極力、図 1 1 に示す第 6 モードよりも図 7 に示す第 2 モードに切り替えて、インタークーラ 2 1 B の熱をヒータコア 2 1 A で放熱できるようにするのが好ましい。この場合、エアミックスドア 3 8 の開度（回転位置）を調整することによって、車室内への吹出空気温度を調整する。

## 【 0 1 2 7 】

第 8 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が中間空調状態（A / M）、エンジン運転域が MBT 域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図 6 に示す第 1 モードまたは図 1 0 に示す第 5 モードに切り替える。

## 【 0 1 2 8 】

すなわち、第 6 切替条件と同様に、車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量に応じて、図 6 に示す第 1 モードまたは図 1 0 に示す第 5 モードに切り替える。

30

## 【 0 1 2 9 】

また、第 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）がインタークーラ 2 1 B を流れるので、MBT 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

## 【 0 1 3 0 】

なお、エンジン運転域が TK 域に近づいた場合、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）とラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）とを混ぜてインタークーラ 2 1 B に流すようにしてもよい。

40

## 【 0 1 3 1 】

また、エンジン運転域が MBT 域から TK 域になったときに吸気を確実に冷却できるようにするため、極力、図 1 0 に示す第 5 モードよりも図 6 に示す第 1 モードに切り替えて、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水をヒータコア 2 1 A でさらに冷却できるようにするのが好ましい。これによると、エンジン運転域が MBT 域から TK 域になったときに、十分に冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）をインタークーラ 2 1 B に流して吸気を確実に冷却できる。

## 【 0 1 3 2 】

第 9 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が中間空調状態（A / M）、エンジン運転域が TK 域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図 7 に示す第 2 モード

50

または図 1 1 に示す第 6 モードに切り替える。

【 0 1 3 3 】

すなわち、第 7 切替条件と同様に、車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量に応じて、図 7 に示す第 2 モードまたは図 1 1 に示す第 6 モードに切り替える。

【 0 1 3 4 】

また、第 2 切替条件等と同様に、ラジエータ 1 3 とインタークーラ 2 1 B との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環するので、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）がインタークーラ 2 1 B を流れることによって吸気が冷却される。このため、TK 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を下げるができるので、エンジン効率を向上できる。

10

【 0 1 3 5 】

なお、第 7 切替条件と同様に、インタークーラ 2 1 B における吸気の冷却を促進するため、極力、図 1 1 に示す第 6 モードよりも図 7 に示す第 2 モードに切り替えて、インタークーラ 2 1 B の熱をヒータコア 2 1 A で放熱できるようにするのが好ましい。この場合、エアミックスドア 3 8 の開度（回転位置）を調整することによって、車室内への吹出空気温度を調整する。

【 0 1 3 6 】

第 1 0 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が中間空調状態（A/M）、エンジン運転域が MBT 域、且つエンジン状態がアイドル状態またはアイドルストップ状態となっている場合、図 9 に示す第 4 モードまたは図 1 2 に示す第 7 モードに切り替える。

20

【 0 1 3 7 】

これにより、第 5 切替条件と同様に、ラジエータ 1 3 とターボチャージャ 2 1 C との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環するので、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水がターボチャージャ 2 1 C を流れる。このため、アイドルストップ状態であってもターボチャージャ 2 1 C への冷却水流量を確保してターボチャージャ 2 1 C を冷却することができる。

【 0 1 3 8 】

車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量が少ない場合は、図 9 に示す第 4 モードに切り替えて、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）がヒータコア 2 1 A を流れるようにする。これにより、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）がヒータコア 2 1 A を流れる場合に比べて、ヒータコア 2 1 A の放熱量を少なくすることができる。

30

【 0 1 3 9 】

一方、車室内空調のために必要とされるヒータコア 2 1 A の放熱量が多い場合は、図 1 2 に示す第 7 モードに切り替えて、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）がヒータコア 2 1 A を流れるようにする。これにより、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）がヒータコア 2 1 A を流れる場合に比べて、ヒータコア 2 1 A の放熱量を多くすることができる。

【 0 1 4 0 】

発進時の加速レスポンスを良くするため、極力、図 1 2 に示す第 7 モードよりも図 9 に示す第 7 モードに切り替えて、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水をヒータコア 2 1 A でさらに冷却できるようにするのが好ましい。これによると、発進時、すなわちエンジン運転域が MBT 域から TK 域になったときに、十分に冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）をインタークーラ 2 1 B に流して吸気を確実に冷却できる。

40

【 0 1 4 1 】

なお、第 1 0 切替条件の場合、図 9 に示す第 4 モードまたは図 1 2 に示す第 7 モードの代わりに、図 8 に示す第 3 モードまたは図 1 3 に示す第 8 モードに切り替えてもよい。すなわち、第 1 0 切替条件の場合、インタークーラ 2 1 B には、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）およびラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）のどちらでもよい。

50

## 【 0 1 4 2 】

第 1 1 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大暖房状態 (MAX HOT)、エンジン運転域が MBT 域、且つエンジン状態が冷間状態となっている場合、図 1 0 に示す第 5 モードに切り替える。

## 【 0 1 4 3 】

これにより、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 2 1 A を流れるので、第 1 冷却水の熱がヒータコア 2 1 A で放熱される。このため、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して車室内へ温風を吹き出すことができる。

## 【 0 1 4 4 】

なお、エンジン 2 0 の始動直後で第 1 冷却水の温度が非常に低温 (例えば 4 0 以下) である場合は、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱しても吹出空気温度が十分に上がらず乗員が温感を感じられないので、図 6 に示す第 1 モードに切り替えて第 1 冷却水がヒータコア 2 1 A を流れないようにして、冷間状態にあるエンジン 2 0 の暖機を促進するようにしてもよい。

10

## 【 0 1 4 5 】

また、第 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がインタークーラ 2 1 B を流れるので、MBT 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

## 【 0 1 4 6 】

なお、インタークーラ 2 1 B にて第 1 冷却水の熱が奪われ過ぎないように、インタークーラ 2 1 B を流通する第 1 冷却水の流量を絞る等の手段を用いてインタークーラ 2 1 B での熱交換量を調整するのが好ましい。

20

## 【 0 1 4 7 】

また、ターボチャージャ 2 1 C とエンジン 2 0、ヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B との間で第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 2 1 C の廃熱をエンジン 2 0 の暖機、車室内の暖房および吸気の加熱に利用できる。

## 【 0 1 4 8 】

第 1 2 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大暖房状態 (MAX HOT)、エンジン運転域が TK 域、且つエンジン状態が冷間状態となっている場合、図 1 1 に示す第 6 モードに切り替える。

30

## 【 0 1 4 9 】

これにより、第 1 1 切替条件と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 2 1 A を流れるので、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して車室内へ温風を吹き出すことができる。第 1 1 切替条件と同様の理由により、エンジン 2 0 の始動直後で第 1 冷却水の温度が非常に低温 (例えば 4 0 以下) である場合は、図 7 に示す第 2 モードに切り替えて第 1 冷却水がヒータコア 2 1 A を流れないようにして、冷間状態にあるエンジン 2 0 の暖機を促進するようにしてもよい。

## 【 0 1 5 0 】

また、第 2 切替条件等と同様に、ラジエータ 1 3 とインタークーラ 2 1 B との間で第 2 冷却水 (中温冷却水) が循環するので、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水がインタークーラ 2 1 B を流れることによって吸気が冷却される。このため、TK 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を下げるので、エンジン効率を向上できる。

40

## 【 0 1 5 1 】

なお、インタークーラ 2 1 B にて吸気が冷却され過ぎる場合は、インタークーラ 2 1 B を流通する第 2 冷却水の流量を絞る等の手段を用いてインタークーラ 2 1 B での熱交換量を調整するのが好ましい。

## 【 0 1 5 2 】

また、ターボチャージャ 2 1 C とエンジン 2 0 およびヒータコア 2 1 A との間で第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 2 1 C の廃熱をエンジン 2 0 の暖機および車室内の暖房に利用できる。

50

## 【 0 1 5 3 】

第 1 3 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大暖房状態 (MAX HOT)、エンジン運転域が M B T 域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図 1 0 に示す第 5 モードに切り替える。

## 【 0 1 5 4 】

これにより、第 1 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 2 1 A を流れるので、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して車室内へ温風を吹き出すことができる。

## 【 0 1 5 5 】

また、第 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がインタークーラ 2 1 B を流れるので、M B T 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

10

## 【 0 1 5 6 】

なお、エンジン運転域が T K 域に近づいた場合、インタークーラ 2 1 B を流通する第 2 冷却水の流量を絞る等の手段を用いてインタークーラ 2 1 B での熱交換量を調整するのが好ましい。

## 【 0 1 5 7 】

また、ターボチャージャ 2 1 C とヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B との間で第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 2 1 C の廃熱を車室内の暖房および吸気の加熱に利用できる。

20

## 【 0 1 5 8 】

第 1 4 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大暖房状態 (MAX HOT)、エンジン運転域が T K 域、且つエンジン状態が完暖状態となっている場合、図 1 1 に示す第 6 モードに切り替える。

## 【 0 1 5 9 】

これにより、第 1 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 2 1 A を流れるので、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して車室内へ温風を吹き出すことができる。

## 【 0 1 6 0 】

また、第 2 切替条件等と同様に、ラジエータ 1 3 とインタークーラ 2 1 B との間で第 2 冷却水 (中温冷却水) が循環するので、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水がインタークーラ 2 1 B を流れることによって吸気が冷却される。このため、T K 域にあるエンジン 2 0 の吸気温度を下げるので、エンジン効率を向上できる。

30

## 【 0 1 6 1 】

なお、インタークーラ 2 1 B にて吸気が冷却され過ぎる場合は、インタークーラ 2 1 B を流通する第 2 冷却水の流量を絞る等の手段を用いてインタークーラ 2 1 B での熱交換量を調整するのが好ましい。

## 【 0 1 6 2 】

また、ターボチャージャ 2 1 C とヒータコア 2 1 A との間で第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 2 1 C の廃熱を車室内の暖房に利用できる。

40

## 【 0 1 6 3 】

第 1 5 切替条件の場合、すなわちエアコン運転状態が最大暖房状態 (MAX HOT)、エンジン運転域が M B T 域、且つエンジン状態がアイドル状態またはアイドルストップ状態となっている場合、図 1 3 に示す第 8 モードに切り替える。

## 【 0 1 6 4 】

これにより、第 1 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 2 1 A を流れるので、ヒータコア 2 1 A で車室内への送風空気を加熱して車室内へ温風を吹き出すことができる。

## 【 0 1 6 5 】

また、第 1 切替条件等と同様に、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) が

50

インタークーラ 21B を流れるので、アイドル状態、すなわちエンジン 20 の負荷率が低くて M B T 域にあるエンジン 20 の吸気温度を上げてエンジン効率を向上できる。

【 0 1 6 6 】

発進時の加速レスポンスを良くするため、図 13 に示す第 8 モードの代わりに、図 12 に示す第 7 モードに切り替えて、ラジエータ 13 で冷却された第 2 冷却水がインタークーラ 21B を流れるようにして吸気が冷却されるようにしてもよい。これによると、発進時、すなわちエンジン運転域が M B T 域から T K 域になったときの吸気温度を低下させることができるので、発進時のエンジン効率を向上させて加速レスポンスを確保することができる。

【 0 1 6 7 】

また、第 5 切替条件等と同様に、ラジエータ 13 とターボチャージャ 21C との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環するので、ラジエータ 13 で冷却された第 2 冷却水がターボチャージャ 21C を流れる。このため、アイドルストップ状態であってもターボチャージャ 21C への冷却水流量を確保してターボチャージャ 21C を冷却することができる。

【 0 1 6 8 】

なお、冬場等、外気温が低い場合は、ターボチャージャ 21C を第 1 ポンプ 11 側に接続しても第 1 冷却水がターボチャージャ 21C の廃熱で沸騰するおそれが小さいので、図 13 に示す第 8 モードの代わりに、図 10 に示す第 5 モードに切り替えるようにしてもよい。

【 0 1 6 9 】

本実施形態によると、第 1 切替弁 14 および第 2 切替弁 15 が連動して作動することによって、2 つの冷却水回路（熱媒体回路）が形成される。具体的には、第 1 ポンプ 11 と所定の熱交換対象機器との間で第 1 冷却水（高温冷却水）が循環する第 1 冷却水回路（高温冷却水回路）と、第 2 ポンプ 12 と他の所定の熱交換対象機器との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環する第 2 冷却水回路（中温冷却水回路）とが形成される。

【 0 1 7 0 】

このため、第 1 熱交換対象機器群 21 に含まれる各熱交換対象機器について、第 1 ポンプ 11 との間で第 1 冷却水（高温冷却水）が循環する場合と、第 2 ポンプ 12 との間で第 2 冷却水（中温冷却水）が循環する場合とが切り替えることができる。したがって、簡素な構成によって、各熱交換対象機器に循環する冷却水を切り替えることができる。

【 0 1 7 1 】

本実施形態によると、第 5、第 10、第 15 切替条件で説明したように、エンジン状態がアイドルストップ状態である場合、ターボチャージャ 21C を第 2 ポンプ 12 側の第 2 冷却水回路に接続するので、アイドルストップ状態であってもターボチャージャ 21C を冷却可能である。このため、ターボチャージャ 21C に冷却水を循環させるためにエンジン 20 を作動させる必要がないので、燃費を向上できる。

【 0 1 7 2 】

しかも、ターボチャージャ 21C を第 2 冷却水回路（中温冷却水回路）に接続し、インタークーラ 21B を第 1 冷却水回路（高温冷却水回路）に接続するので、ターボチャージャ 21C の廃熱によって加熱された冷却水がインタークーラ 21B に流入しない。このため、エンジン 20 の排気ガスを受けるために非常に高温となるターボチャージャ 21C によって吸気の冷却が阻害されることを回避できる。

【 0 1 7 3 】

本実施形態によると、第 1、第 2、第 6、第 7、第 11、第 12 切替条件で説明したように、エンジン状態が冷間状態である場合、エンジン 20 を循環する第 1 冷却水（高温冷却水）がヒータコア 21A を流れないようにするので、第 1 冷却水の熱がヒータコア 21A で放熱されることを回避してエンジン 20 の暖機を促進できる。また、ターボチャージャ 21C に第 1 冷却水が循環するので、ターボチャージャ 21C の廃熱を利用してエンジン 20 の暖機を促進できる。また、第 1 冷却水がインタークーラ 21B を流れるようにすることによって、第 1 冷却水の熱で吸気を加熱することができるので、吸気温度を高めて

10

20

30

40

50

エンジン 20 の暖機を促進できる。

【 0 1 7 4 】

本実施形態によると、第 1 ~ 第 5 切替条件で説明したように、エアコン運転状態が最大冷房状態 (MAX COOL) である場合、エンジン 20 を循環する第 1 冷却水 (高温冷却水) がヒータコア 21 A を流れないので、第 1 冷却水の熱がヒータコア 21 A で放熱されることを回避できる。このため、蒸発器 33 通過後の冷風がヒータコア 21 A で加熱されることを抑制できるので、最大冷房状態における冷房効率を向上できる。

【 0 1 7 5 】

(第 2 実施形態)

本第 2 実施形態では、図 16 に示すように、上記第 1 実施形態に対して、ヒータコア 21 A およびインタークーラ 21 B の冷却水流れを直列と並列とに切り替える直並列切替弁 50 (直並列切替手段) を追加している。

10

【 0 1 7 6 】

直並列切替弁 50 は、冷却水の入口として 2 つの入口 50 a、50 b を有し、冷却水の出口として 2 つの出口 50 c、50 d を有している。直並列切替弁 50 の入口 50 a には、ヒータコア 21 A の冷却水出口側が接続されている。直並列切替弁 50 の入口 50 b には、第 1 切替弁 14 の出口 14 c が接続されている。

【 0 1 7 7 】

直並列切替弁 50 の出口 50 c には、第 2 切替弁 15 の入口 15 c が接続されている。直並列切替弁 50 の出口 50 d には、インタークーラ 21 B の冷却水入口側が接続されている。

20

【 0 1 7 8 】

直並列切替弁 50 は、図 17 に示すスプール弁、または図 18 に示すロータリ式四方弁で構成されている。ロータリ式四方弁で構成された直並列切替弁 50 は、例えば、図 19 に示す上の段 50 a と、図 20 に示す下の段 50 b とを重ねた構造になっており、45° の回転にて流路を切り替えることができる。

【 0 1 7 9 】

次に、ヒータコア 21 A およびインタークーラ 21 B に対する冷却水流れの切替モードを説明する。

【 0 1 8 0 】

上述の第 1 ~ 第 14 切替条件のうち第 12、第 14 切替条件の場合、図 21 に示す第 1 並列流れモードが実施されるように第 1 切替弁 14、第 2 切替弁 15 および直並列切替弁 50 を切り替える。

30

【 0 1 8 1 】

これにより、図 21 の太実線に示すように、エンジン 20 を循環する第 1 冷却水はヒータコア 21 A を流れる。また、図 21 の太一点鎖線に示すように、ラジエータ 13 で冷却された第 2 冷却水はインタークーラ 21 B を流れる。

【 0 1 8 2 】

第 1、第 3、第 5、第 6、第 8、第 11 切替条件の場合、図 22 に示す第 2 並列流れモードが実施されるように第 1 切替弁 14、第 2 切替弁 15 および直並列切替弁 50 を切り替える。

40

【 0 1 8 3 】

これにより、図 21 の太実線に示すように、エンジン 20 を循環する第 1 冷却水はインタークーラ 21 B を流れる。また、図 21 の太一点鎖線に示すように、ラジエータ 13 で冷却された第 2 冷却水はヒータコア 21 A を流れる。

【 0 1 8 4 】

第 11、第 13、第 15 切替条件の場合、図 23 に示す第 1 直列流れモードが実施されるように第 1 切替弁 14、第 2 切替弁 15 および直並列切替弁 50 を切り替える。

【 0 1 8 5 】

これにより、図 21 の太実線に示すように、エンジン 20 を循環する第 1 冷却水はヒータ

50

タコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B を直列に流れる。また、図 2 1 の太一点鎖線に示すように、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水はヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B を流れない。

【 0 1 8 6 】

第 2、第 4、第 7、第 9、第 10、第 13、第 15 切替条件の場合、図 2 4 に示す第 2 直列流れモードが実施されるように第 1 切替弁 1 4、第 2 切替弁 1 5 および直並列切替弁 5 0 を切り替える。

【 0 1 8 7 】

これにより、図 2 1 の太実線に示すように、エンジン 2 0 を循環する第 1 冷却水はヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B を流れない。また、図 2 1 の太一点鎖線に示すように、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水はヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B を直列に流れる。

10

【 0 1 8 8 】

図示を省略しているが、第 5、第 10、第 15 切替条件の場合、ターボチャージャ 2 1 C に、ラジエータ 1 3 で冷却された第 2 冷却水が流れるようにする。

【 0 1 8 9 】

本実施形態によると、エアコン運転状態が中間空調状態 ( A / M ) の場合、ヒータコア 2 1 A で冷却された冷却水を直接インタークーラ 2 1 B に流入させることができるので、ヒータコア 2 1 A およびインタークーラ 2 1 B に冷却水が並列に流れる場合に比べて、インタークーラ 2 1 B に流入する冷却水の温度を低下させて吸気冷却性能を向上させることができる。

20

【 0 1 9 0 】

( 第 3 実施形態 )

本第 3 実施形態では、図 2 5 に示すように、上記第 2 実施形態に対して、第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 および第 2 エンジンバイパス流路 1 0 5 を追加している。第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 および第 2 エンジンバイパス流路 1 0 5 は、冷却水がエンジン 2 0 を迂回して流れる流路である。

【 0 1 9 1 】

第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 には、エンジン用ラジエータ 5 5 が配置されている。エンジン用ラジエータ 5 5 は、エンジン 2 0 ( 内燃機関 ) を循環する冷却水 ( 以下、エンジン冷却水と言う。 ) と外気とを熱交換することによってエンジン冷却水を冷却するエンジン用熱交換器 ( 内燃機関用熱交換器 ) である。

30

【 0 1 9 2 】

第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 および第 2 エンジンバイパス流路 1 0 5 に対する冷却水の流通は、三方弁 5 6 によって断続切り替えされる。すなわち、三方弁 5 6 は、エンジン冷却水が第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 を流れる場合と第 2 エンジンバイパス流路 1 0 5 を流れる場合とを選択的に切り替える流路切替手段 ( 第 1 流路切替手段 ) である。

【 0 1 9 3 】

図 2 6 に示すように、エンジン用ラジエータ 5 5 は車両の最前部において、ラジエータ 1 3 の後方側 ( 外気流れ下流側 ) に配置されている。

40

【 0 1 9 4 】

エンジン冷却水が第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 を流れる場合、エンジン冷却水はエンジン用ラジエータ 5 5 で外気に放熱されて冷却される。エンジン冷却水が第 2 エンジンバイパス流路 1 0 5 を流れる場合、エンジン冷却水はエンジン用ラジエータ 5 5 で外気に放熱されず冷却されない。

【 0 1 9 5 】

このように、本実施形態によると、エンジン冷却水に対する放熱能力 ( 冷却能力 ) を調整することができる。例えば、エンジン冷却水の温度が所定温度よりも高い場合、エンジン冷却水を第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 に流してエンジン冷却水に対する放熱能力 ( 冷却能力 ) を大きくし、エンジン冷却水の温度が所定温度よりも低い場合、エンジン冷却

50

水を第2エンジンバイパス流路105を流してエンジン冷却水に対する放熱能力(冷却能力)を小さくすることができる。

【0196】

(第4実施形態)

本第4実施形態は、図27に示すように、上記第2実施形態に対して、直並列切替弁50を第1切替弁14および第2切替弁15と一体化している。

【0197】

第1切替弁14には、第1入口14aと連通する第1入口流路141と、第2入口14bと連通する第1入口流路142とが形成されている。第2切替弁15には、第1出口15aと連通する第1出口流路151と、第2出口15bと連通する第1出口流路152とが形成されている。

10

【0198】

直並列切替弁50は、第1連通流路501、第2連通流路502、第1弁体503および第2弁体504を有している。

【0199】

第1連通流路501は、第1切替弁14の出口14dと第2切替弁15の第1出口流路151とを連通する流路である。第2連通流路502は、第1切替弁14の出口14dと第2切替弁15の第2出口流路152とを連通する流路である。第1弁体503は、第1連通流路501を開閉する弁である。第2弁体504は、第2連通流路502を開閉する弁である。

20

【0200】

上述の第1～第14切替条件のうち第12、第14切替条件の場合、図28に示す第1並列流れモードが実施されるように第1切替弁14、第2切替弁15および直並列切替弁50を切り替える。これにより、エンジン20を循環する第1冷却水はヒータコア21Aを流れ、ラジエータ13で冷却された第2冷却水はインタークーラ21Bを流れる。

【0201】

第1、第3、第5、第6、第8、第11切替条件の場合、図29に示す第2並列流れモードが実施されるように第1切替弁14、第2切替弁15および直並列切替弁50を切り替える。これにより、エンジン20を循環する第1冷却水はインタークーラ21Bを流れ、ラジエータ13で冷却された第2冷却水はヒータコア21Aを流れる。

30

【0202】

第11、第13、第15切替条件の場合、図30に示す第1直列流れモードが実施されるように第1切替弁14、第2切替弁15および直並列切替弁50を切り替える。これにより、エンジン20を循環する第1冷却水はヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを直列に流れ、ラジエータ13で冷却された第2冷却水はヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを流れない。

【0203】

第2、第4、第7、第9、第10、第13、第15切替条件の場合、図31に示す第2直列流れモードが実施されるように第1切替弁14、第2切替弁15および直並列切替弁50を切り替える。これにより、エンジン20を循環する第1冷却水はヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを流れず、ラジエータ13で冷却された第2冷却水はヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを直列に流れる。

40

【0204】

なお、エンジン状態がアイドルストップ状態である場合、ターボチャージャ21Cに、ラジエータ13で冷却された第2冷却水が流れ、エンジン状態がアイドルストップ状態でない場合(エンジン20が稼働中の場合)、ターボチャージャ21Cに、エンジン20を循環する第1冷却水が流れるようにする。

【0205】

本実施形態によると、直並列切替弁50を第1切替弁14および第2切替弁15と一体化しているため、車両用熱管理システム10の体格を小型化して、車両への搭載性を向上

50

できる。

【0206】

ちなみに、本実施形態では、図28、図29と図30、図31とを比較するとわかるように、ヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bに冷却水が直列に流れる場合と並列に流れる場合とで、インタークーラ21Bにおける冷却水の流れが逆転することとなる。

【0207】

(第5実施形態)

上記第3実施形態では、エンジン用ラジエータ55は常に第1ポンプ11側の高温冷却水回路に接続されているが、本第5実施形態では、図32に示すように、エンジン用ラジエータ55は、第1ポンプ11側の高温冷却水回路と第2ポンプ12側の中温冷却水回路とに切替接続できるようになっている。

10

【0208】

具体的には、上記第4実施形態に対して、第1連通流路60、第2連通流路61および開閉弁62を追加している。

【0209】

第1連通流路60は、ラジエータ側流路102のうちラジエータ13の冷却水流れ上流側と、第1エンジンバイパス流路104のうちエンジン用ラジエータ55の冷却水流れ上流側とを連通する流路である。

【0210】

第2連通流路61は、ラジエータ側流路102のうちラジエータ13の冷却水流れ下流側と、第1エンジンバイパス流路104のうちエンジン用ラジエータ55の冷却水流れ下流側とを連通する流路である。

20

【0211】

開閉弁62は、第1連通流路60を開閉する開閉手段である。開閉弁62が第1連通流路60を開けると、エンジン用ラジエータ55に第2ポンプ12から吐出された冷却水が流れる。開閉弁62が第1連通流路60を閉じると、エンジン用ラジエータ55に、第2ポンプ12から吐出された冷却水が流れない。したがって、開閉弁62は、エンジン用ラジエータ55に第2ポンプ12から吐出された冷却水が流れる場合と流れない場合とを切り替える流路切替手段(第2流路切替手段)を構成している。

【0212】

開閉弁62が第1連通流路60を開けて、三方弁56が第1エンジンバイパス流路104側を閉じることによって、第2ポンプ12から吐出された冷却水がラジエータ13およびエンジン用ラジエータ55を並列に流れる。

30

【0213】

この結果、第2ポンプ12側の冷却水回路(中温冷却水回路)を循環する冷却水の温度を下げるができるので、インタークーラ21Bに流入する冷却水の温度を低下させて吸気冷却性能を向上させることができる。

【0214】

ちなみに、本実施形態では、ラジエータ13に流れる流量を、エンジン用ラジエータ55に流れる流量以上とすると放熱効率がよい。

40

【0215】

なお、エンジン20を循環する冷却水の温度が過剰に上昇することを防止するために、エンジン20を循環する冷却水の温度が所定温度よりも低い場合、エンジン用ラジエータ55に第2ポンプ12から吐出された冷却水が流れ、エンジン20を循環する冷却水の温度が所定温度よりも高い場合、エンジン用ラジエータ55にエンジン20を循環する冷却水が流れるようにするのが好ましい。

【0216】

(第6実施形態)

上記第5実施形態では、第2ポンプ12から吐出された冷却水がラジエータ13およびエンジン用ラジエータ55を並列に流れることが可能になっているが、本第6実施形態は

50

、図 3 3 に示すように、第 2 ポンプ 1 2 から吐出された冷却水がラジエータ 1 3 およびエンジン用ラジエータ 5 5 を直列に流れることが可能になっている。

【 0 2 1 7 】

具体的には、上記第 4 実施形態に対して、第 1 連通流路 6 3、第 2 連通流路 6 4 および三方弁 6 5 を追加している。

【 0 2 1 8 】

第 1 連通流路 6 3 は、ラジエータ側流路 1 0 2 のうちラジエータ 1 3 の冷却水流れ上流側と、第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 のうちエンジン用ラジエータ 5 5 の冷却水流れ上流側とを連通する流路である。

【 0 2 1 9 】

第 2 連通流路 6 4 は、ラジエータ側流路 1 0 2 のうちラジエータ 1 3 と第 1 連通流路 6 3 の接続部との間と、第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 のうちエンジン用ラジエータ 5 5 の冷却水流れ下流側とを連通する流路である。

【 0 2 2 0 】

三方弁 6 5 は、ラジエータ側流路 1 0 2 のうちラジエータ 1 3 と第 1 連通流路 6 3 の接続部に配置されており、冷却水がそのままラジエータ側流路 1 0 2 に流れる場合と、冷却水の流れが第 1 連通流路 6 3 側に変わる場合とを切り替える。

【 0 2 2 1 】

すなわち、三方弁 6 5 は、エンジン用ラジエータ 5 5 に第 2 ポンプ 1 2 から吐出された冷却水が流れる場合と流れない場合とを切り替える流路切替手段（第 2 流路切替手段）を構成している。

【 0 2 2 2 】

三方弁 6 5 が冷却水の流れを第 1 連通流路 6 3 側に切り替えて、三方弁 5 6 が第 1 エンジンバイパス流路 1 0 4 側を閉じることによって、第 2 ポンプ 1 2 から吐出された冷却水がエンジン用ラジエータ 5 5、ラジエータ 1 3 の順番に直列に流れる。

【 0 2 2 3 】

この結果、第 2 ポンプ 1 2 側の冷却水回路（中温冷却水回路）を循環する冷却水の温度を下げるができるので、インタークーラ 2 1 B に流入する冷却水の温度を低下させて吸気冷却性能を向上させることができる。

【 0 2 2 4 】

（第 7 実施形態）

本第 7 実施形態では、蒸発器 3 3 が蓄冷機能を有しており、エンジン状態がアイドルストップ状態の場合、蒸発器 3 3 が蓄えた冷熱を利用して吸気冷却を行う。

【 0 2 2 5 】

圧縮機 3 5 が、エンジンにより回転駆動されるエンジン駆動式圧縮機である場合、アイドルストップ状態では圧縮機 3 5 を駆動できないので、冷凍サイクル 3 4 が機能しない。その結果、インタークーラ 2 1 B に流入する冷却水を冷凍サイクル 3 4 によって冷却することができない。

【 0 2 2 6 】

そこで、本実施形態では、アイドルストップ状態のとき、ヒータコア 2 1 A とインタークーラ 2 1 B との間で冷却水が循環するようにするとともに、エアコン運転状態を中間空調状態（A / M）または最大暖房状態（MAX HOT）にする。

【 0 2 2 7 】

これにより、送風機 3 2 からの送風空気が蒸発器 3 3 が蓄えた冷熱で冷却され、蒸発器 3 3 で冷却された冷風がヒータコア 2 1 A を通過するので、ヒータコア 2 1 A に流れる冷却水を冷却できる。そして、ヒータコア 2 1 A で冷却された冷却水がインタークーラ 2 1 B を循環するので、インタークーラ 2 1 B で吸気を冷却することができる。その結果、車両発進時のエンジンレスポンスを向上できる。

【 0 2 2 8 】

さらに、本実施形態では、図 3 4 に示すように、アイドルストップ状態になった直後の

10

20

30

40

50

所定時間（例えば5～6秒程度）、図9に示す第4モードに切り替えて、ヒータコア21Aおよびインタークーラ21Bを第2ポンプ12側の冷却水回路（中温冷却水回路）に接続する。これにより、ヒータコア21Aで冷却された冷却水がインタークーラ21Bを流通する。

【0229】

次いで、図8に示す第3モードまたは図12に示す第7モードに切り替えて、インタークーラ21Bを第1ポンプ11側の冷却水回路（高温冷却水回路）に接続し、ターボチャージャ21Cを第2ポンプ12側の冷却水回路（中温冷却水回路）に接続する。このとき、アイドルストップ状態であるので、エンジン駆動式ポンプである第1ポンプ11は停止している。

【0230】

これにより、インタークーラ21Bと、インタークーラ21B前後の冷却水配管とに、ヒータコア21Aで冷却された冷却水が滞留するので、ターボチャージャ21Cの熱がインタークーラ21Bに流入するのを回避してインタークーラ21Bに冷熱を溜め込んでおくことができる。また、第2ポンプ12側の中温冷却水でターボチャージャ21Cを冷却することができる。

【0231】

そして、アイドルストップ状態が終了すると、インタークーラ21Bに溜め込んだ冷熱で吸気を冷却できるので、車両発進時のエンジンレスポンス（加速レスポンス）を向上できる。

【0232】

なお、本例では、アイドルストップ状態になった直後の所定時間（例えば5～6秒程度）、第4モードに切り替えるが、アイドルストップ状態になる前の車両減速時から第4モードに切り替えるようにしてもよい。

【0233】

（第8実施形態）

上記第1～第7実施形態では2つの冷却水回路（熱媒体回路）が形成されるが、本第8実施形態では3つの冷却水回路（熱媒体回路）が形成される。具体的には、上記第1～第7実施形態では、エンジン20との間で第1冷却水（高温冷却水）が循環する第1冷却水回路（高温冷却水回路）と、ラジエータ13との間で第2冷却水（中温冷却水）が循環する第2冷却水回路（中温冷却水回路）とが形成されるが、本第8実施形態では、図35に示すように、さらに第3冷却水回路（低温冷却水回路）が形成される。

【0234】

本実施形態の構成を具体的に説明する。ラジエータ側流路102は、上流側ラジエータ側流路102aと、下流側ラジエータ側流路102bとに分割されている。上流側ラジエータ側流路102aにはラジエータ13が配置されている。下流側ラジエータ側流路102bには第2ポンプ12が配置されている。

【0235】

上流側ラジエータ側流路102aの出口側は、第3切替弁70の第1入口70aに接続されている。換言すれば、第3切替弁70の第1入口70aには、ラジエータ13の冷却水出口側が接続されている。

【0236】

下流側ラジエータ側流路102bの入口側は、第4切替弁71の第1出口71aに接続されている。換言すれば、第4切替弁71の第1出口71aには、第2ポンプ12の冷却水吸入側が接続されている。

【0237】

第3切替弁70および第4切替弁71は、冷却水の流れを切り替える流れ切替手段である。第3切替弁70および第4切替弁71は、基本構造は互いに同一であり、冷却水の入口と冷却水の出口とが互いに逆になっている点が相違している。

【0238】

10

20

30

40

50

第3切替弁70は、冷却水の入口として第1入口70aおよび第2入口70bを有し、冷却水の出口として複数個（図35の例では4つ）の出口70c、70d、70e、70fを有している。第4切替弁71は、冷却水の出口として第1出口71aおよび第2出口71bを有し、冷却水の入口として複数個（図35の例では4つ）の入口71c、71d、71e、71fを有している。

【0239】

第3切替弁70の第2入口70bには、流路106の冷却水出口側が接続されている。第4切替弁70の第2出口71bには、流路106の冷却水入口側が接続されている。流路106には、第3ポンプ72が配置されている。

【0240】

第3ポンプ72は、冷却水（熱媒体）を吸入して吐出する冷却水ポンプ（熱媒体ポンプ）である。第3ポンプ72は、電池から供給される電力によって駆動される電動ポンプである。

【0241】

第3ポンプ72の冷却水吐出側は、第3切替弁70の第2入口70bに接続されている。第3ポンプ72の冷却水吸入側は、第4切替弁71の第2出口71bに接続されている。

【0242】

第3切替弁70の出口側と第4切替弁71の入口側との間には、第2流路群107が配置されている。図35の例では、第3切替弁70の出口70cと第4切替弁71の入口71cとの間に第2流路群107の流路107Aが接続され、第3切替弁70の出口70dと第4切替弁71の入口71dとの間に第2流路群107の流路107Bが接続され、第3切替弁70の出口70eと第4切替弁71の入口71eとの間に第2流路群107の流路107Cが接続され、第3切替弁70の出口70fと第4切替弁71の入口71fとの間に第2流路群107の流路107Dが接続されている。

【0243】

したがって、第2流路群107の流路107A、107B、107C、107Dは、第3切替弁70の出口側と第4切替弁71の入口側との間において互いに並列に配置されている。

【0244】

流路107A、107B、107C、107Dには第2熱交換対象機器群73が配置されている。図35の例では、第2流路群107の流路107Aに第2熱交換対象機器群73の熱交換対象機器73Aが配置され、第2流路群107の流路107Bに第2熱交換対象機器群73の熱交換対象機器73Bが配置され、第2流路群107の流路107Cに第2熱交換対象機器群73の熱交換対象機器73Cが配置され、流路107Dには第2熱交換対象機器群73の熱交換対象機器が配置されていない。

【0245】

したがって、流路107Dは、冷却水が第2熱交換対象機器群73の熱交換対象機器73A、73B、73Cをバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

【0246】

第2熱交換対象機器群73としては、例えばチラー、クーラコア、蓄冷器、電気機器等が挙げられる。チラーは、冷却水と冷凍サイクルの低圧冷媒とを熱交換して冷却水を冷却する冷却水冷却用熱交換器（熱媒体冷却手段）である。クーラコアは、冷却水と車室内への送風空気とを熱交換して送風空気を冷却する空気冷却用熱交換器である。蓄冷器は、冷却水の持つ冷熱を蓄える蓄冷手段である。電気機器は、自身が発生した熱を冷却水に放熱することによって冷却される冷却対象機器である。

【0247】

第1切替弁14は、複数個（図35の例では4つ）の出口14c、14d、14e、14fを有しており、第2切替弁15は、複数個（図35の例では4つ）の入口15c、15d、15e、15fを有している。

10

20

30

40

50

## 【 0 2 4 8 】

第1切替弁14の出口14c、14d、14e、14gと第2切替弁15の入口15c、15d、15e、15fとの間に接続された第1流路群103には、第1熱交換対象機器群74が配置されている。

## 【 0 2 4 9 】

図35の例では、第1流路群103の流路103Aに第1熱交換対象機器群74の熱交換対象機器74Aが配置され、第1流路群103の流路103Bに第1熱交換対象機器群74の熱交換対象機器74Bが配置され、第1流路群103の流路103Cに第1熱交換対象機器群74の熱交換対象機器74Cが配置され、流路103Dには第1熱交換対象機器群74の熱交換対象機器が配置されていない。したがって、流路103Dは、冷却水が各種熱交換対象機器74A、74B、74Cをバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

10

## 【 0 2 5 0 】

第1熱交換対象機器群74としては、例えばヒータコア、ターボチャージャ、インタークーラ、蓄熱器、水冷コンデンサ、ATFクーラウォーム、オイルクーラウォーム、EGRクーラ等が挙げられる。

## 【 0 2 5 1 】

ヒータコアは、車室内への送風空気と冷却水とを熱交換させて送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。ターボチャージャは、エンジン20の排気ガスの残留エネルギーを利用してタービン(図示せず)を回転させ、エンジン20の吸入空気を過給する過給機である。インタークーラは、ターボチャージャで圧縮されて高温になった過給吸気と冷却水とを熱交換して過給吸気を冷却する吸気冷却器である。

20

## 【 0 2 5 2 】

蓄熱器は、冷却水の持つ温熱を蓄える蓄熱手段である。水冷コンデンサは、冷却水と冷凍サイクルの高圧冷媒とを熱交換して冷却水を加熱する冷却水加熱用熱交換器である。

## 【 0 2 5 3 】

ATFクーラウォームは、自動変速機油(ATF)と冷却水とを熱交換して自動変速機油を冷却または加熱するATF用熱交換器(自動変速機油用熱交換器)である。オイルクーラウォームは、エンジンオイル(エンジン20に使用される潤滑油)と冷却水とを熱交換してエンジンオイルを冷却または加熱するエンジンオイル用熱交換器(潤滑油用熱交換器)である。EGRクーラは、エンジン20の吸気側に戻される排気ガスと冷却水とを熱交換して排気ガスを冷却する排気ガス冷却用熱交換器(排気冷却器)である。

30

## 【 0 2 5 4 】

図36に示すように、本実施形態では、第1熱交換対象機器群74は、蓄熱器74A、インタークーラ74B、ヒータコア74C、ターボチャージャ74DおよびEGRクーラ74Eを含んでいる。

## 【 0 2 5 5 】

本実施形態における作動を説明する。蓄熱器74Aを第1ポンプ11側の第1冷却水回路に接続して、エンジン20と蓄熱器74Aとの間で冷却水を循環させることによって、エンジン20の廃熱を蓄熱器74Aに蓄えることができる。

40

## 【 0 2 5 6 】

そして、蓄熱器74Aと、蓄熱器74A以外の高温側熱交換対象機器74B、74C、74Dとの間で冷却水を循環させることによって、蓄熱器74Aに蓄えた熱を必要に応じて蓄熱器74A以外の高温側熱交換対象機器74B、74C、74Dに供給することができる。

## 【 0 2 5 7 】

また、蓄熱器74Aの温度が外気と同程度に低い場合、蓄熱器74Aと、蓄熱器74A以外の各高温側熱交換対象機器74B、74C、74Dとを第2ポンプ12側の第2冷却水回路に接続して、蓄熱器74Aと、蓄熱器74A以外の各高温側熱交換対象機器74B、74C、74Dの間で冷却水を循環させることによって、吸気、ターボチャージャ、排

50

気ガスを冷却できるとともに、蓄熱器 7 4 A に熱を蓄えることができる。

【 0 2 5 8 】

冬季等において、蓄熱器 7 4 A の温度が外気温より高く且つインタークーラ 7 4 B の水温よりも低くなっている場合（インタークーラ水温 > 蓄熱器 > 外気温）、アイドルストップ状態になると、蓄熱器 7 4 A 内の冷水をインタークーラ 7 4 B に供給する。これにより、アイドルストップ中に次の発進加速に備えてインタークーラ 7 4 B 内に冷熱を蓄えておくことができる。

【 0 2 5 9 】

このため、ラジエータ 1 3 で放熱させることなくインタークーラ 7 4 B 内に冷熱を蓄えることができるので、ラジエータ 1 3 に走行風を当てることのできないアイドルストップ中であっても室外送風機 1 6 を作動させなくてよいので、エンジン停止中に室外送風機 1 6 の作動音が耳障りとなることを防止できるとともに、室外送風機 1 6 の消費電力を抑制できる。

10

【 0 2 6 0 】

また、図 3 7 のタイムチャートに示すように、前回走行時に蓄熱器 7 4 A に温熱が蓄えられていて、エンジン始動直後の蓄熱器 7 4 A の温度（蓄熱温度）が所定温度よりも高い場合、蓄熱器 7 4 A 内の冷水をインタークーラ 7 4 B に供給して吸気を暖める（吸気暖機）。これにより、蓄熱器 7 4 A に蓄えられた温熱が減少して蓄熱器 7 4 A の温度が低下する。

【 0 2 6 1 】

20

蓄熱器 7 4 A の温度が所定温度以下に低下すると、蓄熱器 7 4 A 内の冷水を E G R クーラ 7 4 E に供給して排気ガスを冷却する（排気冷却）。

【 0 2 6 2 】

これによると、前回走行時に蓄熱器 7 4 A に蓄えた温熱によってエンジン 2 0 を暖機できるのみならずインタークーラ 7 4 B で吸気を暖めることもできる。このため、蓄熱を有効に利用して、エンジン暖機を促進して燃費を向上できるとともに、エンジン暖機時に吸気を暖めて排気ガスに含まれる有害物質を低減できる。

【 0 2 6 3 】

吸気を暖めた後に蓄熱器 7 4 A に温熱が残っている場合、蓄熱器 7 4 A に残っている温熱によって、E G R クーラ 7 4 E で排気ガスを適温に冷却することもできる。すなわち、エンジン負荷が低負荷の場合、E G R クーラ 7 4 E で排気ガスを冷やしすぎると、エンジン 2 0 の吸気側に戻される排気ガスの量が多くなりすぎて失火のおそれがある。また、E G R クーラ 7 4 E で凝縮水が発生し、凝縮水がエンジン 2 0 の燃焼室に入り込むという問題もある。そのため、E G R クーラ 7 4 E で冷やされた排気ガスの温度が低すぎる場合、エンジン 2 0 の吸気側に排気ガスを戻すことができない。

30

【 0 2 6 4 】

この点、本実施形態では、エンジン 2 0 が冷えていてエンジン冷却水温度が低い状態であっても、蓄熱器 7 4 A に残っている温熱によってエンジン冷却水温度を上昇させて、E G R クーラ 7 4 E で排気ガスが冷却され過ぎることを防止できるので、エンジン 2 0 の吸気側に排気ガスを早期に戻すことができ、ひいては燃費を向上できる。

40

【 0 2 6 5 】

（第 9 実施形態）

本第 9 実施形態では、図 3 8 に示すように、第 1 熱交換対象機器群 7 4 は水冷コンデンサ 7 4 F を含み、第 2 熱交換対象機器群 7 3 はチラー 7 3 A を含んでいる。

【 0 2 6 6 】

水冷コンデンサ 7 4 F は、冷凍サイクル 3 4 の高圧側熱交換器であり、冷凍サイクル 3 4 の高圧冷媒と冷却水とを熱交換させることによって冷却水を加熱する冷却水加熱用熱交換器（熱媒体加熱用熱交換器）として機能する。

【 0 2 6 7 】

チラー 7 3 A は、冷凍サイクル 3 4 の低圧側熱交換器であり、冷凍サイクル 3 4 の低圧

50

冷媒と冷却水とを熱交換させることによって冷却水を冷却する冷却水冷却用熱交換器（熱媒体冷却用熱交換器）として機能する。

【0268】

チラー73Aの冷媒流れ上流側には、水冷コンデンサ74Fから流出した高圧冷媒を減圧膨張させる膨張弁75が配置されている。水冷コンデンサ74Fから流出した冷媒は、膨張弁75およびチラー73Aと、膨張弁37および蒸発器33とを並列に流れる。

【0269】

図39の例では、第1熱交換対象機器群74は、水冷コンデンサ74Fの他に、インタークーラ74B、ヒータコア74C、ターボチャージャ74DおよびEGRクーラ74Eも含んでいる。

10

【0270】

図39の例における作動を説明する。エンジン状態が冷間状態であるためにエンジン20側の第1冷却水回路の冷却水温度が低い場合、水冷コンデンサ74F、インタークーラ74B、ヒータコア74C、ターボチャージャ74DおよびEGRクーラ74Eをエンジン20側の第1冷却水回路に接続する。

【0271】

これにより、水冷コンデンサ74Fで加熱された冷却水がインタークーラ74Bに供給されるので、吸気を加熱してエンジン20の暖機を促進することができる。

【0272】

また、水冷コンデンサ74Fで加熱された冷却水がEGRクーラ74Eに供給されるので、EGRクーラ74Eで排気ガスが冷却され過ぎるのを防止でき、ひいてはエンジン20の吸気側に排気ガスを早期に戻して燃費を向上させることができる。

20

【0273】

また、水冷コンデンサ74Fで加熱された冷却水がヒータコア74Cに供給されるので、ヒータコア74Cで車室内への送風空気を加熱して車室内を暖房することができる。

【0274】

（第10実施形態）

本第10実施形態では、図40に示すように、第1熱交換対象機器群74は、蓄熱器74A、水冷コンデンサ74F、インタークーラ74B、ヒータコア74C、ターボチャージャ74DおよびEGRクーラ74Eを含んでいる。

30

【0275】

本実施形態における作動を説明する。蓄熱器74Aに温熱が蓄えられている場合、蓄熱器74Aとインタークーラ74BとEGRクーラ74Eとを第1冷却水回路に接続して、蓄熱器74Aとインタークーラ74BとEGRクーラ74Eとの間で冷却水を循環させる。これにより、吸気を暖めるとともに排気ガスが冷却され過ぎるのを防止する。

【0276】

その後、蓄熱器74Aの温度が下がった場合、水冷コンデンサ74Fで放熱させる必要であれば、水冷コンデンサ74Fと蓄熱器74Aとを第2冷却水回路に接続して、水冷コンデンサ74Fから放熱された熱を蓄熱器74Aに蓄える。

【0277】

これにより、外気温よりも低温の冷却水を一時的に水冷コンデンサ74Fに供給でき、冷凍サイクル34の圧縮機35の消費動力を低減することができる。また、蓄熱器74Aに早い段階で熱を蓄えることができるので、インタークーラ74BおよびEGRクーラ74Eの要求により温水が必要な場合の熱源とすることが可能となる。

40

【0278】

なお、図40の破線に示すように、水冷コンデンサ74Fは、蓄熱器74Aとの間で冷却水が直列に流れるように配置されていてもよい。

【0279】

本実施形態では、水冷コンデンサ74Fで放熱させる必要がある場合、蓄熱器74A、ラジエータ13およびエンジン用ラジエータ55のうち最も温度の低いものと、水冷コン

50

デンサ 7 4 F との間で冷却水が循環するように作動させることも可能である。

【 0 2 8 0 】

( 第 1 1 実施形態 )

本第 1 1 実施形態では、図 4 1 に示すように、第 1 熱交換対象機器群 7 4 は、オイルクーラウォーマ 7 4 G および A T F クーラウォーマ 7 4 H を含んでいる。

【 0 2 8 1 】

本実施形態によると、オイルクーラ 7 4 G および A T F クーラ 7 4 H の接続先を第 1 冷却水回路と第 2 冷却水回路とに切り替え可能であるので、第 1 冷却水回路の冷却水の温度が、A T F やオイルが劣化する温度 ( 例えば 1 1 0 以上 ) に達するほど高い場合、オイルクーラ 7 4 G および A T F クーラ 7 4 H を第 2 冷却水回路に接続して、A T F やオイルを第 2 冷却水回路の冷却水で冷却することができる。このため、A T F やオイルの劣化を抑制して A T F やオイルの寿命を延ばすことができる。

10

【 0 2 8 2 】

( 第 1 2 実施形態 )

本第 1 2 実施形態では、図 4 2 に示すように、第 2 熱交換対象機器群 7 3 は、チラー 7 3 A およびクーラコア 7 3 B を含んでいる。

【 0 2 8 3 】

図 4 2 の例では、第 3 切替弁 7 0 の出口 7 0 a と第 4 切替弁 7 1 の入口 7 1 a との間に接続された流路 1 0 7 A には、第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器が配置されていない。したがって、流路 1 0 7 A は、冷却水が第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器 7 3 A、7 3 B をバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

20

【 0 2 8 4 】

本実施形態によると、チラー 7 3 A およびクーラコア 7 3 B を第 3 冷却水回路に接続することによって、チラー 7 3 A とクーラコア 7 3 B との間で第 3 冷却水回路の冷却水を循環させることができる。

【 0 2 8 5 】

このため、チラー 7 3 A で冷却された低温冷却水をクーラコア 7 3 B に供給して、クーラコア 7 3 B で車室内の送風空気を冷却することができる。

【 0 2 8 6 】

本実施形態によると、チラー 7 3 A および第 1 熱交換対象機器群 7 4 のインタークーラ 7 4 B および E G R クーラ 7 4 E を第 2 冷却水回路に接続することによって、チラー 7 3 A とインタークーラ 7 4 B と E G R クーラ 7 4 E の間で第 2 冷却水回路の冷却水を循環させることができる。

30

【 0 2 8 7 】

このため、チラー 7 3 A で冷却された低温冷却水をインタークーラ 7 4 B および E G R クーラ 7 4 E に供給して、インタークーラ 7 4 B および E G R クーラ 7 4 E で吸気および排気ガスを冷却することができる。

【 0 2 8 8 】

( 第 1 3 実施形態 )

本第 1 3 実施形態では、図 4 3 に示すように、第 2 熱交換対象機器群 7 3 は、チラー 7 3 A および電気機器 7 3 C を含んでいる。

40

【 0 2 8 9 】

電気機器 7 3 C としては、例えばオルタネータやインテグレートッドスタータジェネレータ ( I S G ) が挙げられる。I S G は、始動装置 ( スタータ ) と充電装置 ( オルタネータ ) とを統合した始動充電装置である。

【 0 2 9 0 】

図 4 3 の例では、第 3 切替弁 7 0 の出口 7 0 a と第 4 切替弁 7 1 の入口 7 1 a との間に接続された流路 1 0 7 A には、第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器が配置されていない。したがって、流路 1 0 7 A は、冷却水が第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器 7 3 A、7 3 C をバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

50

## 【 0 2 9 1 】

本実施形態によると、チラー 7 3 A および電気機器 7 3 C を第 3 冷却水回路に接続することによって、チラー 7 3 A と電気機器 7 3 C との間で第 3 冷却水回路の冷却水を循環させることができる。このため、チラー 7 3 A で冷却された低温冷却水を電気機器 7 3 C に供給して、電気機器 7 3 C を冷却することができる。

## 【 0 2 9 2 】

(第 1 4 実施形態)

本第 1 4 実施形態では、図 4 4 に示すように、第 2 熱交換対象機器群 7 3 は、チラー 7 3 A、クーラコア 7 3 B および蓄冷器 7 3 D を含んでいる。

## 【 0 2 9 3 】

図 4 4 の例では、第 3 切替弁 7 0 の出口 7 0 a と第 4 切替弁 7 1 の入口 7 1 a との間に接続された流路 1 0 7 A には、第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器が配置されていない。したがって、流路 1 0 7 A は、冷却水が第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器 7 3 A、7 3 B、7 3 D をバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

## 【 0 2 9 4 】

本実施形態によると、チラー 7 3 A、クーラコア 7 3 B および蓄冷器 7 3 D を第 3 冷却水回路に接続することによって、チラー 7 3 A とクーラコア 7 3 B と蓄冷器 7 3 D との間で第 3 冷却水回路の冷却水を循環させることができる。

## 【 0 2 9 5 】

このため、図 4 5 のタイムチャートに示すように、車両走行時（圧縮機 3 5 作動時）には、チラー 7 3 A で冷却された低温冷却水がクーラコア 7 3 B および蓄冷器 7 3 D に供給されるので、車室内を冷房できるとともに蓄冷器 7 3 D に蓄冷することができる。アイドルストップ時（圧縮機 3 5 停止時）には、蓄冷器 7 3 D に蓄えられた冷熱で冷却された低温冷却水がクーラコア 7 3 B に供給されるので、車室内を冷房できる。すなわち、車室内への送風空気が、蓄冷器 7 3 D に蓄えられた冷熱を利用して冷却される。

## 【 0 2 9 6 】

また、必要に応じて蓄冷器 7 3 D を第 2 冷却水回路に接続することによって、蓄冷器 7 3 D に蓄えられた冷熱で冷却された低温冷却水をインタークーラ 7 4 B および E G R クーラ 7 4 E に供給して、吸気および排気ガスを冷却してもよい。

## 【 0 2 9 7 】

(第 1 5 実施形態)

本第 1 5 実施形態では、図 4 6 に示すように、第 2 熱交換対象機器群 7 3 は、チラー 7 3 A およびインタークーラ 7 3 E を含んでいる。

## 【 0 2 9 8 】

図 4 6 の例では、第 3 切替弁 7 0 の出口 7 0 a と第 4 切替弁 7 1 の入口 7 1 a との間に接続された流路 1 0 7 A には、第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器が配置されていない。したがって、流路 1 0 7 A は、冷却水が第 2 熱交換対象機器群 7 3 の熱交換対象機器 7 3 A、7 3 E をバイパスして流れるバイパス流路を構成している。

## 【 0 2 9 9 】

本実施形態の作動を説明する。エンジン負荷が高い高負荷時には、インタークーラ 7 3 E を第 2 冷却水回路に接続して、インタークーラ 7 3 E とラジエータ 1 3 との間で冷却水を循環させる。

## 【 0 3 0 0 】

これにより、ラジエータ 1 3 で冷却された冷却水によってインタークーラ 7 3 E で吸気が冷却されるので、エンジン出力向上、燃費向上、および排気ガス中の有害物質低減の効果を得ることができる。

## 【 0 3 0 1 】

アイドルストップ時には、インタークーラ 7 3 E を第 3 冷却水回路に接続して、インタークーラ 7 3 E とチラー 7 3 A との間で冷却水を循環させる。これにより、アイドルストップの直前にチラー 7 3 A で冷却された冷却水がインタークーラ 7 3 E を流通するので、

10

20

30

40

50

アイドルストップ終了後（すなわちエンジン始動時）、直ちにインタークーラ 73 E で吸気を冷却できるので、車両発進時のエンジンレスポンス（加速レスポンス）を向上できる。

【0302】

なお、アイドルストップ状態になってから所定時間（例えば 5 ～ 6 秒程度）後に第 3 冷却水回路の第 3 ポンプ 72 を停止してもよい。この場合、アイドルストップの直前にチラー 73 A で冷却された冷却水が、インタークーラ 73 E と、インタークーラ 73 E 前後の冷却水配管とに滞留するので、インタークーラ 73 E に冷熱を溜め込んでおくことができる。このため、アイドルストップ終了直後に、インタークーラ 73 E に溜め込んだ冷熱で吸気を冷却できるので、車両発進時のエンジンレスポンスを向上できる。

10

【0303】

エンジン状態が冷間状態である場合は、インタークーラ 73 E を第 2 冷却水回路に接続して、インタークーラ 73 E と水冷コンデンサ 74 F との間で冷却水を循環させる。これにより、水冷コンデンサ 74 F で加熱された冷却水によってインタークーラ 73 E で吸気を加熱することができるので、エンジン 20 の暖気促進、燃費向上、および排気ガス中の有害物質低減の効果を得ることができる。

【0304】

エンジン負荷が低い低負荷時には、インタークーラ 73 E を第 2 冷却水回路に接続するか、インタークーラ 73 E への冷却水の流通を停止させる。これにより、M B T が取れる範囲で燃焼を改善し、燃費を向上させることができる。

20

【0305】

（第 16 実施形態）

本第 16 実施形態では、図 47 に示すように、第 1 熱交換対象機器群 74 は第 1 インタークーラ 74 B を含み、第 2 熱交換対象機器群 73 は第 2 インタークーラ 73 E およびチラー 73 A を含んでいる。

【0306】

図 48 に示すように、第 2 熱交換対象機器群 73 の第 2 インタークーラ 73 E は、第 1 熱交換対象機器群 74 の第 1 インタークーラ 74 B よりも吸気流れ下流側に配置されている。

【0307】

本実施形態の作動を説明する。エンジン負荷が高い高負荷時には、第 1 インタークーラ 74 B をインタークーラ 73 E を第 2 冷却水回路（中温冷却水回路）に接続して、第 1 インタークーラ 74 B とラジエータ 13 との間で第 2 冷却水（中温冷却水）を循環させるとともに、第 2 インタークーラ 73 E を第 3 冷却水回路（低温冷却水回路）に接続して、インタークーラ 73 E とチラー 73 A との間で第 3 冷却水（低温冷却水）を循環させる。

30

【0308】

これにより、吸気は、まず第 1 インタークーラ 74 B において、ラジエータ 13 で冷却された第 2 冷却水（中温冷却水）によって冷却され、次いで第 2 インタークーラ 73 E において、チラー 73 A で冷却された第 3 冷却水（低温冷却水）によって冷却される。このため、上記第 15 実施形態よりも高い冷却能力で吸気を冷却することができる。

40

【0309】

アイドルストップ時には、第 2 インタークーラ 73 E を第 3 冷却水回路に接続し、第 2 インタークーラ 73 E とチラー 73 A との間で冷却水を循環させる。これにより、アイドルストップの直前にチラー 73 A で冷却された冷却水が第 2 インタークーラ 73 E を流通するので、アイドルストップ終了後、直ちに第 2 インタークーラ 73 E で吸気を冷却できるので、車両発進時のエンジンレスポンス（加速レスポンス）を向上できる。

【0310】

なお、アイドルストップ状態になってから所定時間（例えば 5 ～ 6 秒程度）後に第 3 冷却水回路の第 3 ポンプ 72 を停止してもよい。この場合、アイドルストップの直前にチラー 73 A で冷却された冷却水が、第 2 インタークーラ 73 E と、第 2 インタークーラ 73

50

E前後の冷却水配管とに滞留するので、第2インタークーラ73Eに冷熱を溜め込んでおくことができる。このため、アイドルストップ終了直後に、低温側インタークーラ21Bに溜め込んだ冷熱で吸気を冷却できるので、車両発進時のエンジンレスポンスを向上できる。

【0311】

エンジン状態が冷間状態の場合は、第1インタークーラ74Bを第1冷却水回路および第2冷却水回路のうち冷却水温度が高い方に接続し、第2インタークーラ73Eを第2冷却水回路に接続する。

【0312】

すなわち、第2冷却水回路では水冷コンデンサ74Fで冷却水を加熱するので、第2冷却水回路の冷却水温度が第1冷却水回路の冷却水温度よりも高くなる場合があり得る。そこで、第2冷却水回路の冷却水温度が第1冷却水回路の冷却水温度よりも高い場合には、第1インタークーラ74Bを第2冷却水回路に接続し、第2冷却水回路の冷却水温度が第1冷却水回路の冷却水温度よりも低い場合には、第1インタークーラ74Bを第1冷却水回路に接続する。

10

【0313】

これによると、第1インタークーラ74Bおよび第2インタークーラ73Eで吸気を加熱することができるので、エンジン20の暖気促進、燃費向上、および排気ガス中の有害物質低減の効果を得ることができる。

【0314】

エンジン負荷が低い低負荷時には、第1インタークーラ74Bを第1冷却水回路に接続し、第2インタークーラ73Eを第2冷却水回路に接続するか、インタークーラ73Eへの冷却水の流通を停止させる。これにより、MBTが取れる範囲で燃焼を改善し、燃費を向上させることができる。

20

【0315】

(第17実施形態)

本第17実施形態では、図49に示すように、上記第16実施形態に対して、第2熱交換対象機器群73に蓄冷器73Dを追加している。

【0316】

本実施形態によると、第2インタークーラ73E、チラー73Aおよび蓄冷器73Dを第3冷却水回路に接続することによって、チラー73Aとクーラコア73Bと蓄冷器73Dとの間で第3冷却水回路の冷却水を循環させることができる。

30

【0317】

このため、車両走行時(圧縮機35作動時)にはチラー73Aで冷却された低温冷却水を第2インタークーラ73Eおよび蓄冷器73Dに供給して、吸気を冷却するとともに蓄冷器73Dに蓄冷し、アイドルストップ時(圧縮機35停止時)には蓄冷器73Dに蓄えられた冷熱で冷却された低温冷却水を第1インタークーラ74Bに供給して吸気を冷却することができる。

【0318】

本実施形態によると、水冷コンデンサ74Fおよび蓄冷器73Dを第2冷却水回路に接続することによって、水冷コンデンサ74Fと蓄冷器73Dとの間で第2冷却水回路の冷却水を循環させることができる。このため、蓄冷器73Dに蓄えられた冷熱で冷却された低温冷却水を水冷コンデンサ74Fに供給して冷凍サイクル34の高圧冷媒を冷却することができる。すなわち、冷凍サイクル34の高圧冷媒を、蓄冷器73Dに蓄えられた冷熱を利用して冷却することができる。

40

【0319】

(他の実施形態)

本発明は上記実施形態に限定されることなく、以下のように種々変形可能である。

【0320】

(1)熱交換対象機器として種々の機器を用いることができる。例えば、乗員が着座す

50

るシートに内蔵されて冷却水によりシートを冷却・加熱する熱交換器を熱交換対象機器として用いてもよい。熱交換対象機器の個数は、複数個（２個以上）であるならば何個でもよい。

【 0 3 2 1 】

（２）上記実施形態では、冷却水を外気の温度よりも低温まで冷却する冷却手段として、冷凍サイクル３４の低圧冷媒で冷却水を冷却する冷却水冷却器１４を用いているが、ペルチェ素子を冷却手段として用いてもよい。

【 0 3 2 2 】

（３）上記各実施形態では、熱交換対象機器を熱交換するための熱媒体として冷却水を用いているが、油などの各種媒体を熱媒体として用いてもよい。

10

【 0 3 2 3 】

（４）冷却水（熱媒体）として、ナノ流体を用いてもよい。ナノ流体とは、粒子径がナノメートルオーダーのナノ粒子が混入された流体のことである。ナノ粒子を冷却水に混入させることで、エチレングリコールを用いた冷却水（いわゆる不凍液）のように凝固点を低下させる作用効果に加えて、次のような作用効果を得ることができる。

【 0 3 2 4 】

すなわち、特定の温度帯での熱伝導率を向上させる作用効果、冷却水の熱容量を増加させる作用効果、金属配管の防食効果やゴム配管の劣化を防止する作用効果、および極低温での冷却水の流動性を高める作用効果を得ることができる。

【 0 3 2 5 】

このような作用効果は、ナノ粒子の粒子構成、粒子形状、配合比率、付加物質によって様々に変化する。

20

【 0 3 2 6 】

これによると、熱伝導率を向上させることができるので、エチレングリコールを用いた冷却水と比較して少ない量の冷却水であっても同等の冷却効率を得ることが可能になる。

【 0 3 2 7 】

また、冷却水の熱容量を増加させることができるので、冷却水自体の蓄冷熱量（顕熱による蓄冷熱）を増加させることができる。

【 0 3 2 8 】

ナノ粒子のアスペクト比は５０以上であるのが好ましい。十分な熱伝導率を得ることができるからである。なお、アスペクト比は、ナノ粒子の縦×横の比率を表す形状指標である。

30

【 0 3 2 9 】

ナノ粒子としては、Au、Ag、CuおよびCのいずれかを含むものを用いることができる。具体的には、ナノ粒子の構成原子として、Auナノ粒子、Agナノワイヤー、CNT（カーボンナノチューブ）、グラフェン、グラファイトコアシェル型ナノ粒子（上記原子を囲むようにカーボンナノチューブ等の構造体があるような粒子体）、およびAuナノ粒子含有CNTなどを用いることができる。

【 0 3 3 0 】

（５）上記各実施形態の冷凍サイクル３４では、冷媒としてフロン系冷媒を用いているが、冷媒の種類はこれに限定されるものではなく、二酸化炭素等の自然冷媒や炭化水素系冷媒等を用いてもよい。

40

【 0 3 3 1 】

また、上記各実施形態の冷凍サイクル３４は、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない亜臨界冷凍サイクル３４を構成しているが、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超える超臨界冷凍サイクル３４を構成していてもよい。

【 0 3 3 2 】

（６）上記各実施形態では、圧縮機３５は、プーリー、ベルト等を介してエンジンにより回転駆動されるエンジン駆動式圧縮機で構成されているが、圧縮機３５は、電池から供給される電力によって駆動される電動圧縮機であってもよい。

50

【 0 3 3 3 】

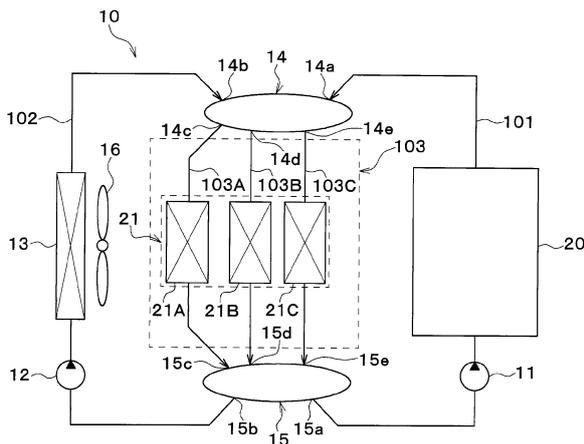
( 7 ) 上記各実施形態では、本発明の車両用熱管理システムをターボチャージャ搭載車に適用した例を示したが、本発明の車両用熱管理システムを、エンジン（内燃機関）および走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得るハイブリッド自動車等に適用してもよい。

【 符号の説明 】

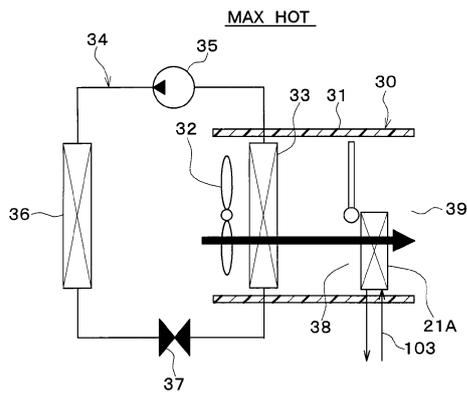
【 0 3 3 4 】

- 1 1 第 1 ポンプ
- 1 2 第 2 ポンプ
- 1 3 ラジエータ（熱交換器）
- 1 4 第 1 切替弁
- 1 5 第 2 切替弁
- 2 1 第 1 熱交換対象機器群
- 2 1 A ヒータコア（熱交換対象機器）
- 2 1 B インタークーラ（吸気冷却器、熱交換対象機器）
- 2 1 C ターボチャージャ（過給機、熱交換対象機器）
- 1 0 3 第 1 流路群

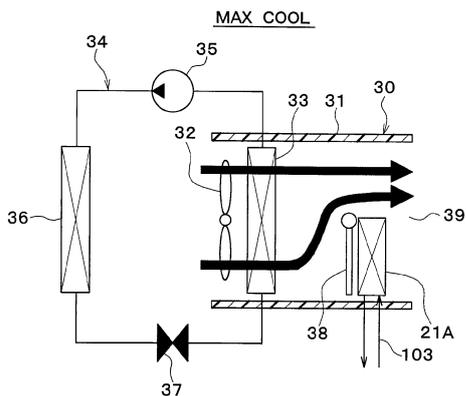
【 図 1 】



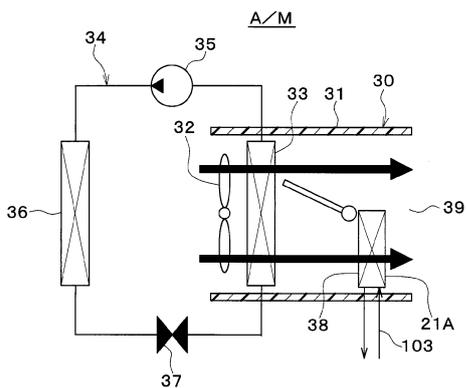
【 図 3 】



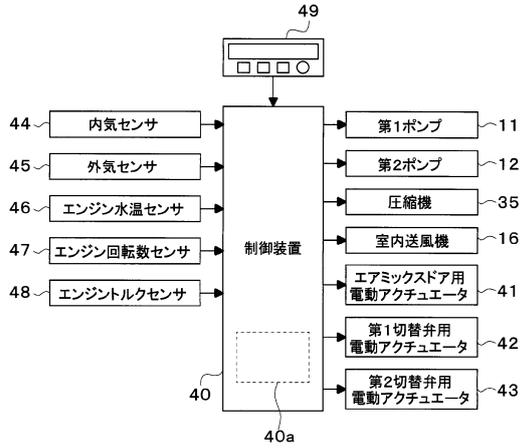
【 図 2 】



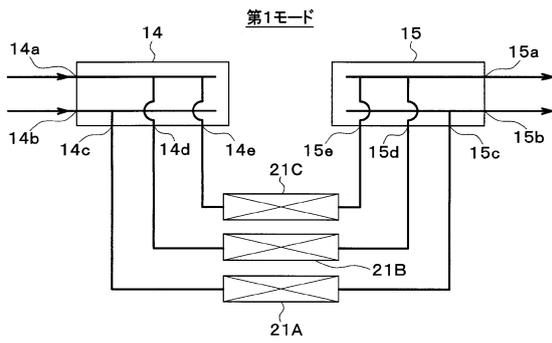
【 図 4 】



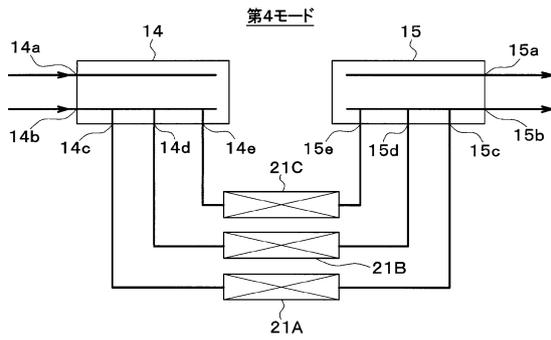
【図5】



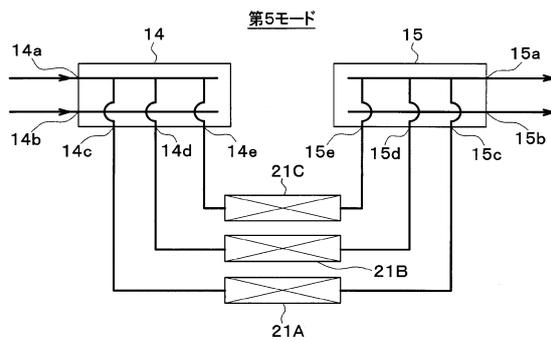
【図6】



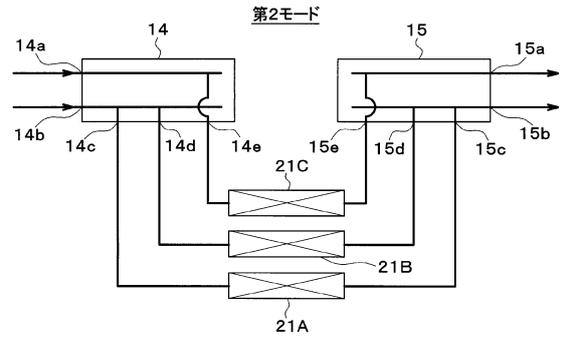
【図9】



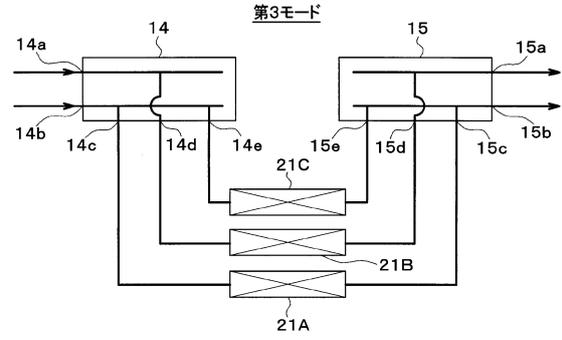
【図10】



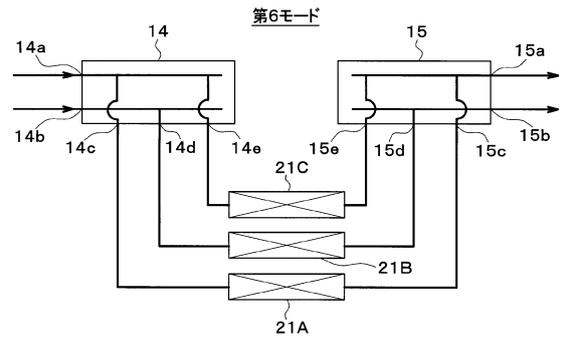
【図7】



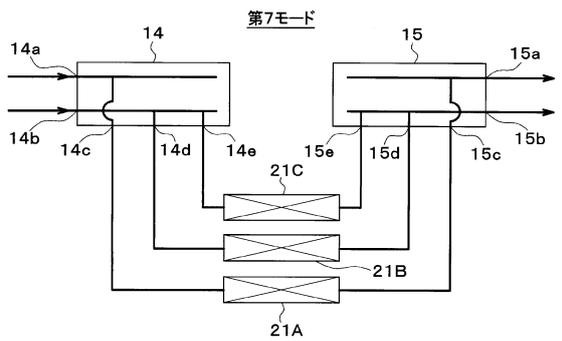
【図8】



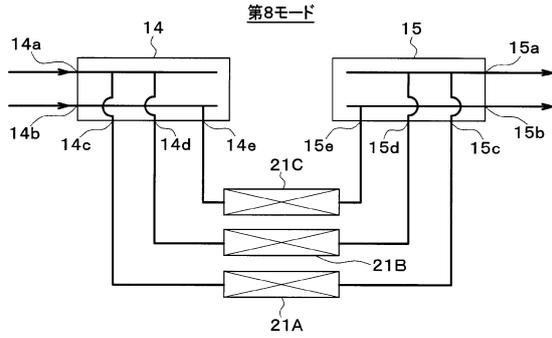
【図11】



【図12】



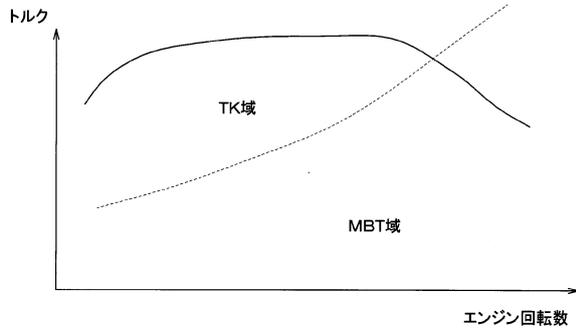
【図13】



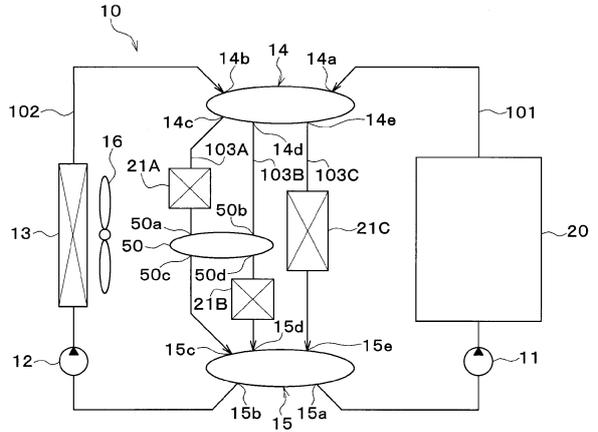
【図15】

AC運転状態		MAX COOL		A/M		MAX HOT	
エンジン運転域		MBT	TK	MBT	TK	MBT	TK
エンジン状態	冷間	1	2	6	7	11	12
	完暖	3	4	8	9	13	14
	アイドルまたはアイドルストップ	5	-	10	-	15	-

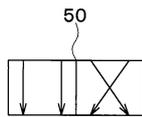
【図14】



【図16】



【図17】



【図18】



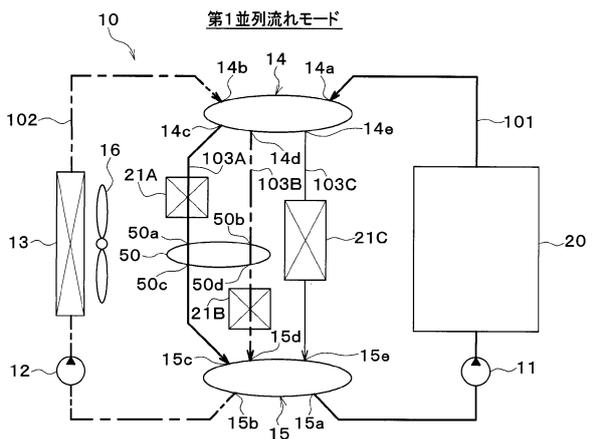
【図19】



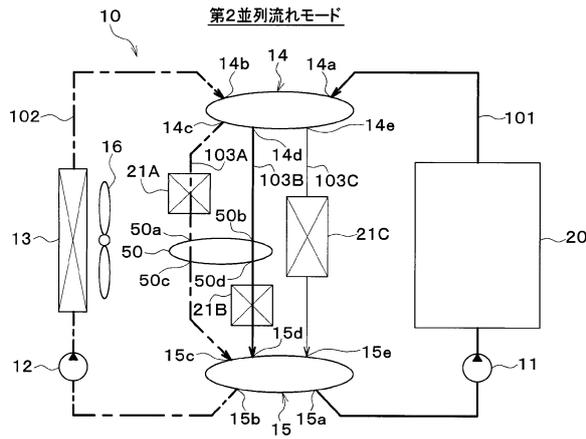
【図20】



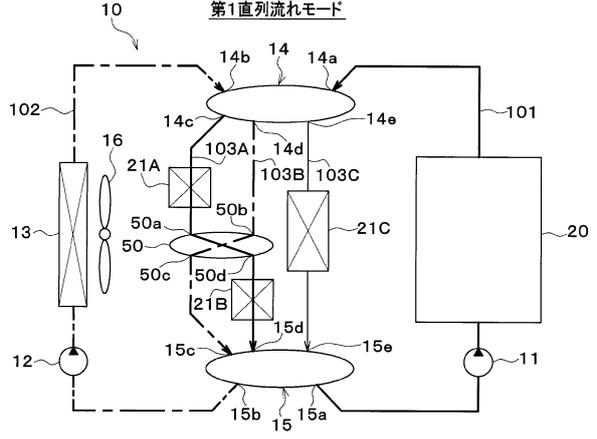
【図21】



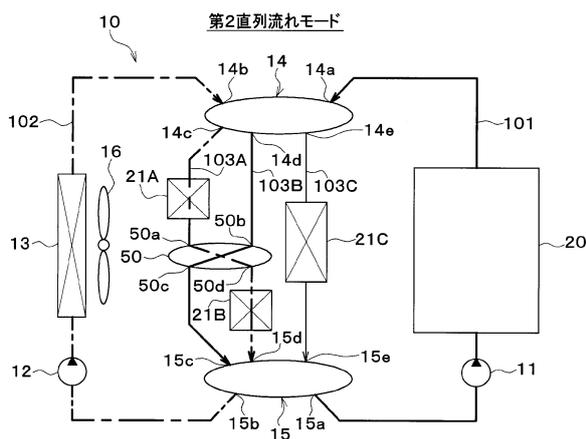
【図 2 2】



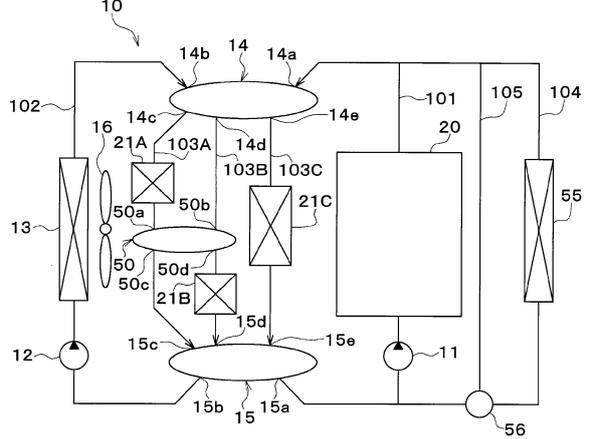
【図 2 3】



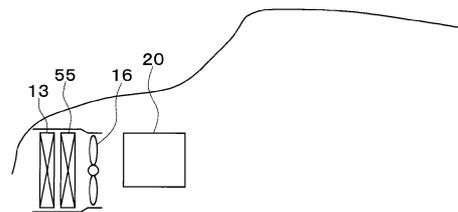
【図 2 4】



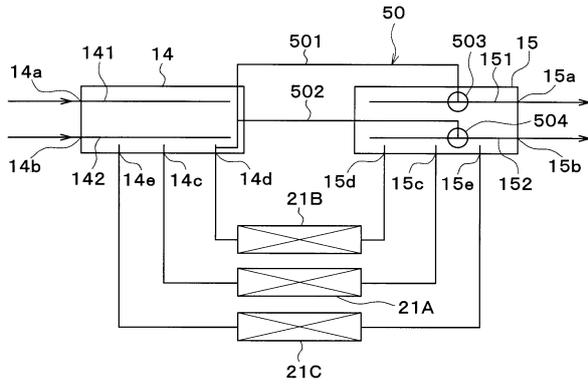
【図 2 5】



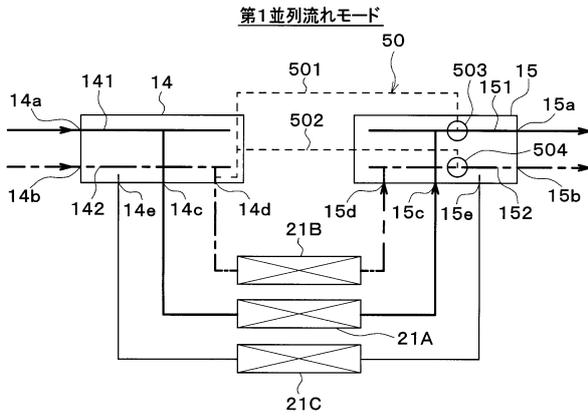
【図 2 6】



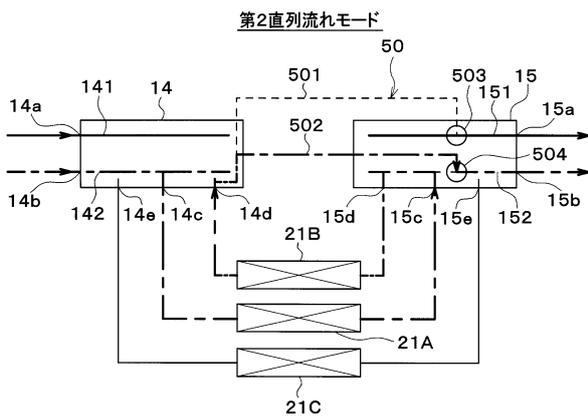
【図27】



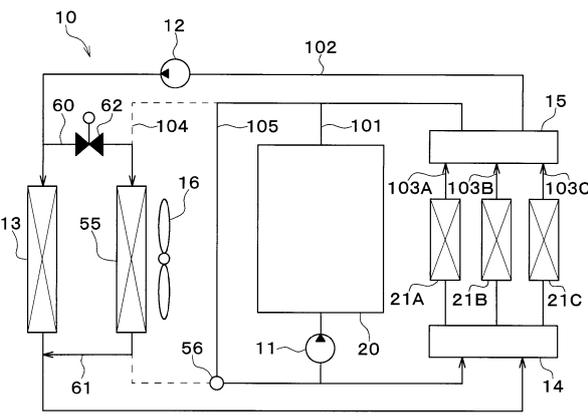
【図28】



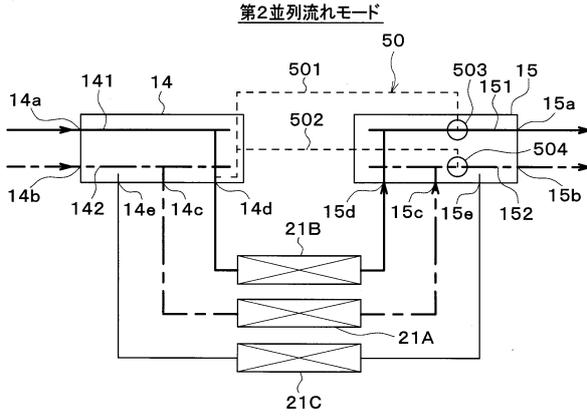
【図31】



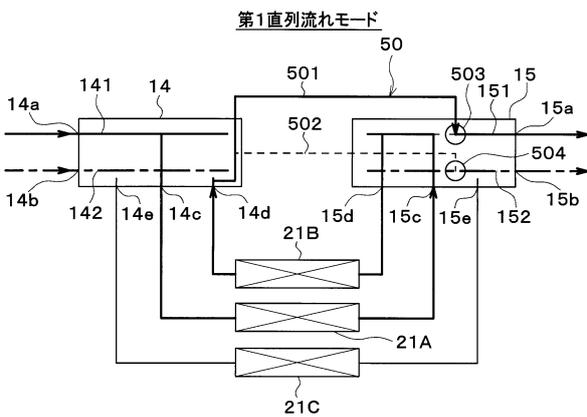
【図32】



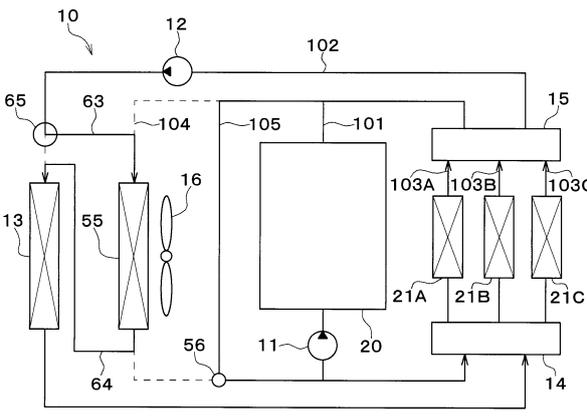
【図29】



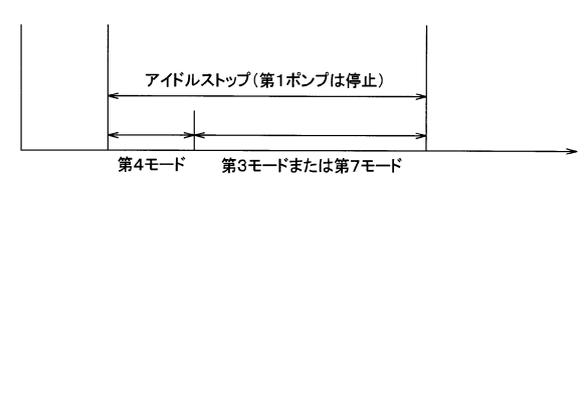
【図30】



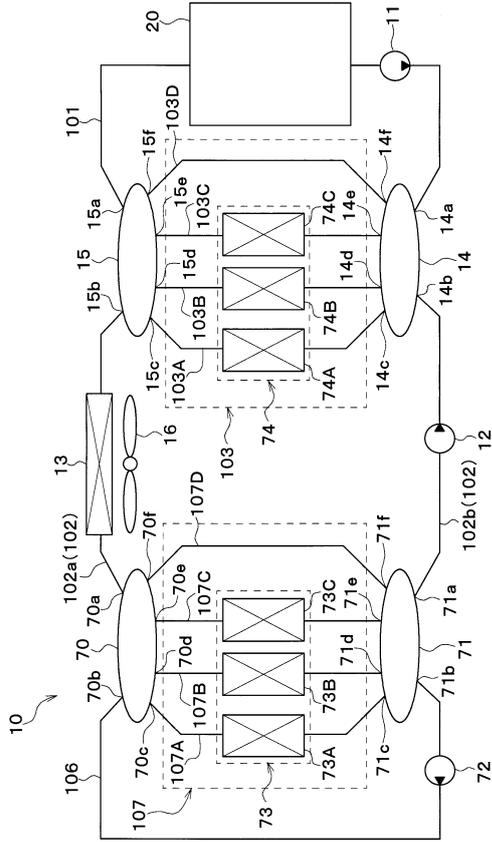
【図33】



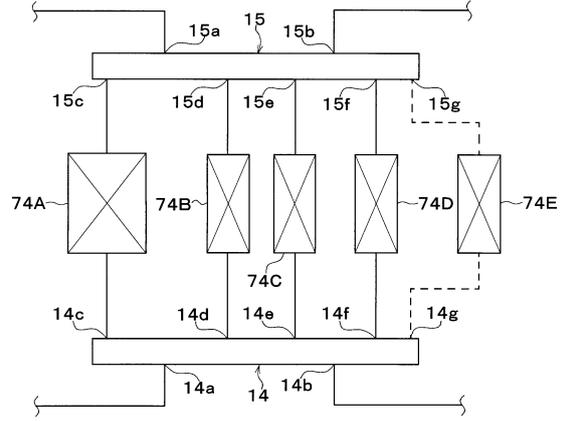
【図34】



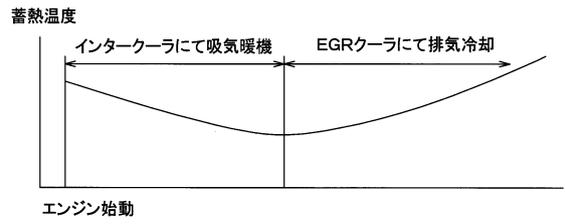
【図35】



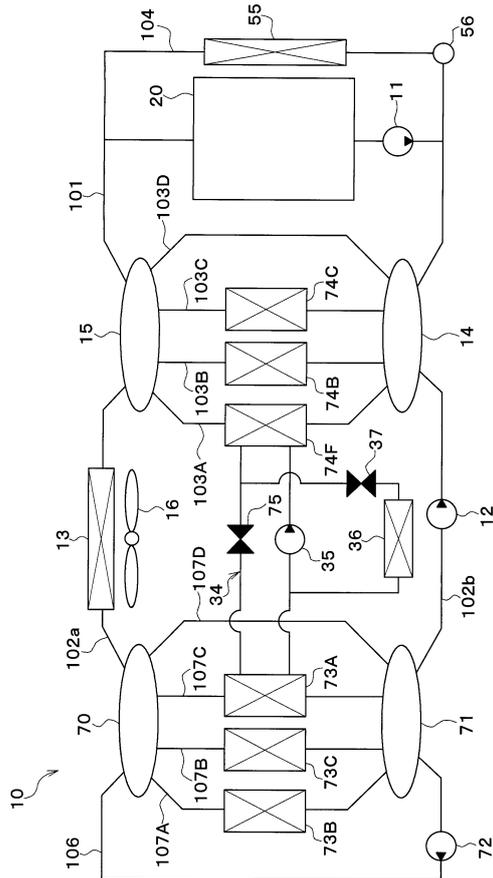
【図36】



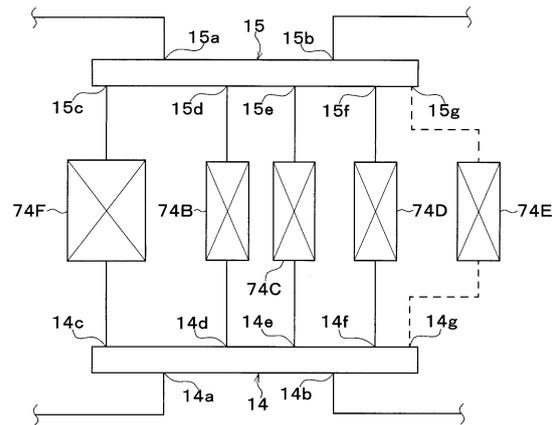
【図37】



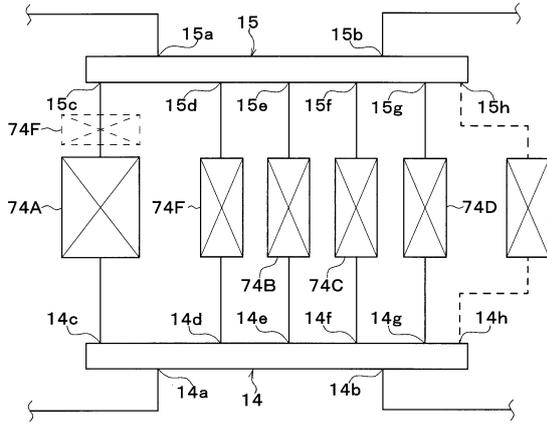
【図38】



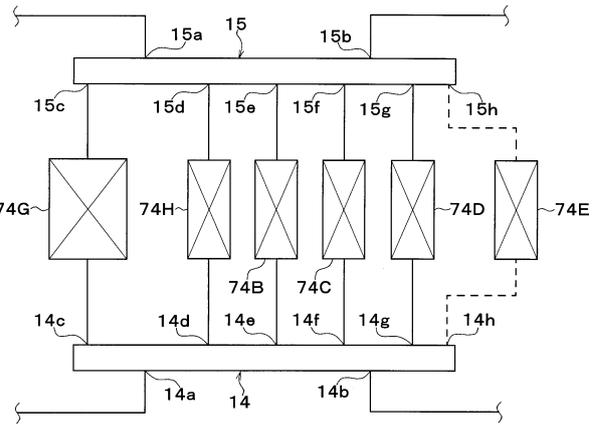
【図39】



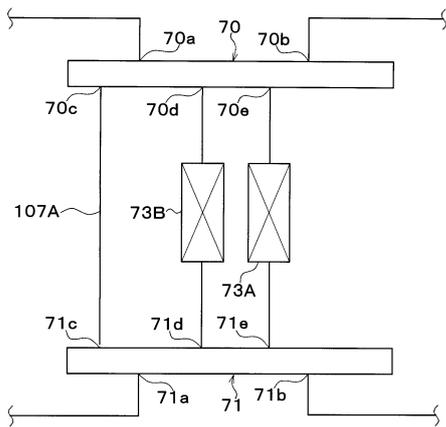
【図 40】



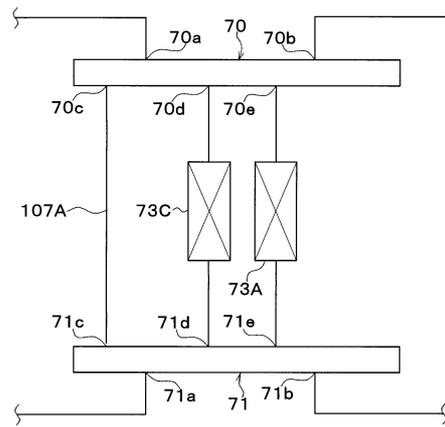
【図 41】



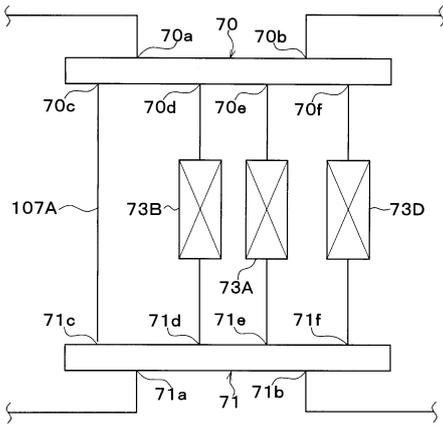
【図 42】



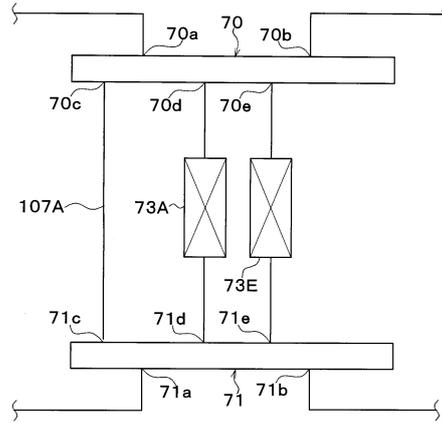
【図 43】



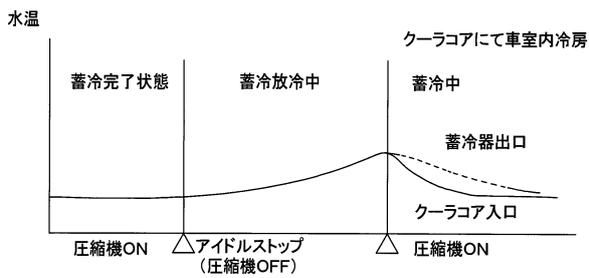
【図44】



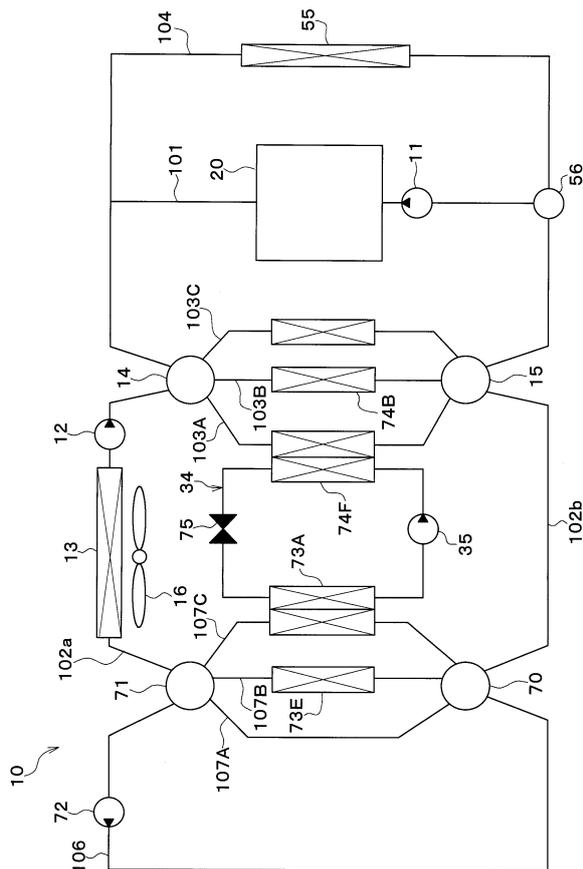
【図46】



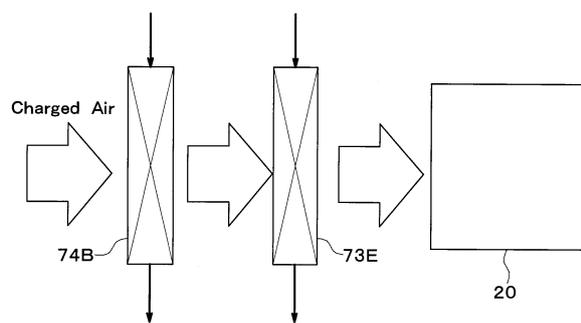
【図45】



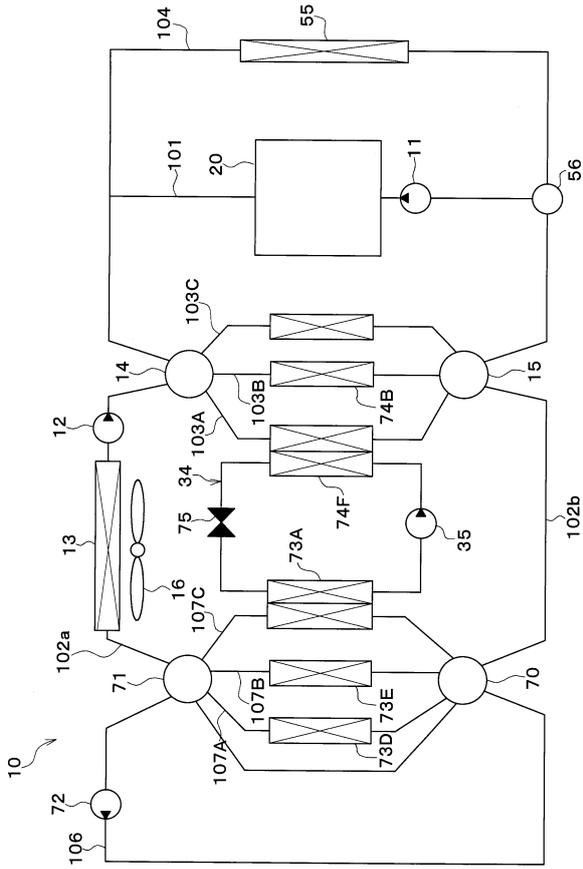
【図47】



【図48】



【 図 49 】



---

フロントページの続き

審査官 横溝 顕範

- (56)参考文献 特開2002-295253(JP,A)  
特開2004-143949(JP,A)  
特開2011-121551(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/02

B60H 1/06

B60H 1/08