

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-144222

(P2012-144222A)

(43) 公開日 平成24年8月2日(2012.8.2)

(51) Int.Cl.
B60H 1/00 (2006.01)F 1
B60H 1/00 102Cテーマコード (参考)
3L211

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 26 頁)

(21) 出願番号 特願2011-6181 (P2011-6181)
(22) 出願日 平成23年1月14日 (2011.1.14)(71) 出願人 000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(74) 代理人 110001128
特許業務法人ゆうあい特許事務所
(72) 発明者 太田 浩司
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
(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
(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
Fターム(参考) 3L211 DA42 DA96

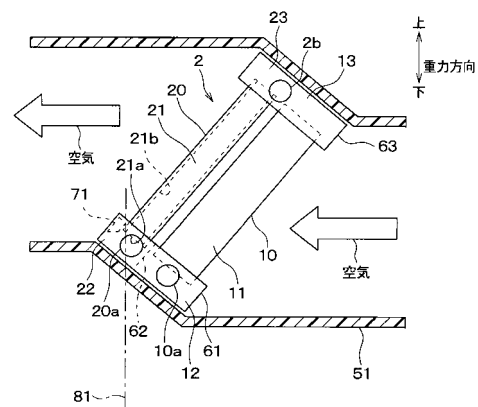
(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【要約】

【課題】加熱用熱交換器を通過後の空調風に生じる左右方向の温度差を低減することができる車両用空調装置を提供する。

【解決手段】第1液体と車室内への送風空気とを熱交換させる第1ヒータコア10と、第1液体よりも高温かつ小流量の第2液体と第1ヒータコア10で加熱された送風空気とを熱交換させる第2ヒータコア20とを備える加熱用熱交換器2を、入口側タンク部22が下、出口側タンク部23が上であって、チューブ21の長手方向が傾斜するように、空調ケース51に保持させる。これにより、第2ヒータコア20に流入した高温の第2液体が、入口側タンク部22内のうち、チューブ21の入口側端部21aよりも上方の領域であって、複数のチューブ21の積層方向全域にわたる貯液部71に貯まった後、複数のチューブ22に流入する構成とする。

【選択図】図2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

第 1 液体と前記第 1 液体よりも高温かつ小流量の第 2 液体とを熱源として、車室内への送風空気を加熱する加熱用熱交換器 (2) を備え、

前記加熱用熱交換器 (2) は、前記第 1 液体と前記送風空気とを熱交換させる第 1 熱交換部 (10) と、前記第 2 液体と前記第 1 熱交換部 (10) で加熱された前記送風空気とを熱交換させる第 2 熱交換部 (20) とを備え、

前記第 2 熱交換部 (20) は、積層された複数のチューブ (21) と、前記複数のチューブ (21) の長手方向一端側に連通し、液体入口側となる入口側タンク部 (22) と、前記複数のチューブ (21) の長手方向他端側に連通し、液体出口側となる出口側タンク部 (23) とを備え、

前記第 2 熱交換部 (20) は、前記入口側タンク部 (22) が重力方向下側に位置し、前記出口側タンク部 (23) が重力方向上側に位置するように、空調ケース (51) 内に保持されており、

前記第 2 熱交換部 (20) は、前記入口側タンク部 (22) に流入した第 2 液体であって、前記出口側タンク部 (23) 内の液体よりも高温の液体が、前記複数のチューブ (21) の積層方向全域にわたる前記入口側タンク部内の貯液部 (71、72、73、74) に貯まった後、前記複数のチューブ (21) に流入する構成となっていることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2】

前記第 2 熱交換部 (20) は、前記第 2 熱交換部 (20) を側方からみたときに、前記チューブ (21) の長手方向と鉛直方向とのなす角度が鋭角となるように傾斜した状態で、前記空調ケース (51) 内に保持されて、車両に搭載されており、

前記貯液部 (71) は、前記第 2 熱交換部 (20) が傾斜することで、前記入口側タンク部 (22) 内のうち、前記チューブ (21) の入口側端部 (21a) よりも上方の領域に形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用空調装置。

【請求項 3】

前記貯液部 (72) は、前記入口側タンク部 (22) を構成する壁の一部 (91) が他の部分よりも外側に膨らむことで形成されていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の車両用空調装置。

【請求項 4】

前記第 1 熱交換部 (10) は、積層された複数のチューブ (11) と、前記複数のチューブ (11) の長手方向一端側に連通し、液体入口側となる入口側タンク部 (12) と、前記複数のチューブ (11) の長手方向他端側に連通し、液体出口側となる出口側タンク部 (13) とを備え、

前記第 2 熱交換部 (20) の前記入口側タンク部 (22) 内に挿入されている前記チューブ (21) の挿入長さ (84) が、前記第 1 熱交換部 (10) の前記入口側タンク部 (12) 内に挿入されている前記チューブ (11) の挿入長さ (85) よりも長くなっており、

前記貯液部 (74) は、前記第 2 熱交換部 (10) の前記入口側タンク部 (22) 内のうち、前記チューブ (21) の入口側端部 (21a) よりも重力方向上方の領域に形成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置。

【請求項 5】

前記第 2 熱交換部 (20) の前記入口側タンク部 (22) に前記第 2 液体を導入する液体導入路の末端開口部 (20a) を前記入口側タンク部 (22) の長手方向に投影したとき、

前記液体導入路の末端開口部 (20a) の少なくとも一部が、前記チューブ (21) の入口の重力方向での真下を除く位置にあることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置。

【請求項 6】

前記液体導入路の末端開口部（２０ａ）の少なくとも一部が、前記チューブ（２１）の入口側端部（２１ａ）での前記チューブ（２１）の内壁（２１ｂ）から重力方向に平行に引いた２本の仮想線（８１、８２）の間よりも外側に位置することを特徴とする請求項５に記載の車両用空調装置。

【請求項７】

前記液体導入路の末端開口部（２０ａ）の少なくとも一部が、前記チューブ（２１）の入口側端部（２１ａ）を通る仮想線（８３）よりも上側に位置することを特徴とする請求項５または６に記載の車両用空調装置。

【請求項８】

前記液体導入路の末端開口部（２０ａ）の全面積の３５％以上の部分が、前記チューブ（２１）の入口の重力方向での真下を除く位置にあることを特徴とする請求項５ないし７のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

10

【請求項９】

前記第２熱交換部（２０）は、前記入口側タンク部（２２）の長手方向一端側から前記第２液体が流入するとともに、前記入口側タンク部（２２）の上壁が、前記入口側タンク部（２２）の長手方向一端側よりも長手方向他端側が重力方向上方に位置するように、傾斜した状態で、前記空調ケース（５１）内に保持されて、車両に搭載されていることを特徴とする請求項１ないし７のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

【請求項１０】

前記第２熱交換部（２０）の前記入口側タンク部（２２）の内部に、前記入口側タンク部（２２）に流入した前記第２液体の流速を上昇させる流速上昇手段（９２）を設けたことを特徴とする請求項１ないし９のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

20

【請求項１１】

前記第１熱交換部（１０）は、積層された複数のチューブ（１１）と、前記複数のチューブ（１１）の長手方向一端側に連通し、液体入口側となる入口側タンク部（１２）と、前記複数のチューブ（１１）の長手方向他端側に連通し、液体出口側となる出口側タンク部（１３）とを備えており、

前記第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）の流路断面積が、前記第１熱交換部（１０）の入口側タンク部（１２）の流路断面積よりも小さいことを特徴とする請求項１ないし１０のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

30

【請求項１２】

前記第１熱交換部（１０）は、積層された複数のチューブ（１１）と、前記複数のチューブ（１１）の長手方向一端側に連通し、液体入口側となる入口側タンク部（１２）と、前記複数のチューブ（１１）の長手方向他端側に連通し、液体出口側となる出口側タンク部（１３）とを備えており、

前記第２熱交換部（２０）の前記入口側タンク部（２２）に前記第２液体を導入する液体導入路の流路断面積が、前記第１熱交換部（１０）の入口側タンク部（１２）に前記第１液体を導入する液体導入路の流路断面積よりも小さいことを特徴とする請求項１ないし１１のいずれか１つに記載の車両用空調装置。

【請求項１３】

40

第１液体と前記第１液体よりも高温かつ小流量の第２液体とを熱源として、車室内への送風空気を加熱する加熱用熱交換器（２）を備え、

前記加熱用熱交換器（２）は、前記第１液体と前記送風空気とを熱交換させる第１熱交換部（１０）と、前記第２液体と前記第１熱交換部（１０）で加熱された前記送風空気とを熱交換させる第２熱交換部（２０）とを備え、

前記第２熱交換部（２０）は、積層された複数のチューブ（２１）と、前記複数のチューブ（２１）の長手方向一端側に連通し、液体入口側となる入口側タンク部（２２）と、前記複数のチューブ（２１）の長手方向他端側に連通し、液体出口側となる出口側タンク部（２３）とを備え、

前記第２熱交換部（２０）は、前記入口側タンク部（２２）が重力方向下側に位置し、

50

前記出口側タンク部（２３）が重力方向上側に位置するように、空調ケース（５１）内に保持されており、

前記入口側タンク部（２２）の内部に、前記入口側タンク部（２２）に流入した第２液体の流速を上昇させる流速上昇手段（９２）を設けたことを特徴とする車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、車室内への送風空気を加熱する加熱用熱交換器を備える車両用空調装置に関するものである。

【背景技術】

10

【０００２】

このような車両用空調装置として、特許文献１、２に記載のものがある。

【０００３】

特許文献１に記載のものでは、エンジン内部の冷却水流路として、シリンダヘッドを冷却するシリンダヘッド側流路とシリンダブロックを冷却するシリンダブロック側流路とがあり、シリンダヘッド側流路を通過した冷却水が１つの加熱用熱交換器に流入する構成となっている。

【０００４】

また、特許文献２に記載のものでは、空気を加熱するための加熱用熱交換器を２つ備え、エンジンに設けられた１つの冷却水出口から流出の冷却水を分流させて、それぞれの加熱用熱交換器に流入させている。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】米国特許第５３３７７０４号明細書

【特許文献２】欧州特許出願公開第１００８４７１号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

ところで、近年では、車両に搭載されるエンジンに対して、要求される出力を確保しつつ、従来よりも小型化させたいという要望がある。これを実現するために、圧縮比を上げたり、過給機付きエンジンでは過給圧を上げたりすると、ノッキングが生じる恐れがあるので、耐ノッキング性能を向上させる必要がある。そこで、耐ノッキング性能を向上させるために、シリンダヘッドを積極的に冷却することが考えられる。

30

【０００７】

ただし、シリンダブロックについてはエンジン内部のフリクション増加を抑制するために、所定温度以上に維持する必要がある。このため、エンジン内部の冷却水流路として、シリンダヘッド側流路と、シリンダブロック側流路とを設け、シリンダヘッド側流路の冷却水流量をシリンダブロック側流路の冷却水流量よりも多くすることが考えられる。

【０００８】

40

しかし、この場合、シリンダヘッドを冷却した後の冷却水温度が暖房に必要な最小温度よりも低くなり、特許文献１に記載の技術のように、シリンダヘッドを冷却した冷却水のみを熱源として車室内への送風空気を加熱すると、空気温度を十分に高くできないという問題が生じる。ちなみに、従来では、シリンダヘッドを冷却した後の冷却水温度は、８０～９０程度であり、暖房に必要な最小温度を超えていたので、このような問題は生じなかった。

【０００９】

そこで、加熱用熱交換器として、シリンダヘッドを冷却した冷却水と送風空気とを熱交換させる第１熱交換部と、シリンダブロックを冷却した冷却水と第１熱交換部で加熱された送風空気とを熱交換させる第２熱交換部とを備える構成とすることが考えられる。

50

【 0 0 1 0 】

これによれば、第 1 熱交換部において、シリンダブロックを冷却した冷却水を熱源として、送風空気を加熱した後、第 2 熱交換部において、シリンダヘッド冷却後の冷却水よりも高温であるシリンダブロック冷却後の冷却水を熱源として、第 1 熱交換部で加熱された送風空気をさらに加熱するので、加熱用熱交換器通過後の空気温度を十分に高くすることができる。

【 0 0 1 1 】

しかし、この場合、シリンダブロック側流路の冷却水流量は、シリンダヘッド側流路の冷却水流量よりも少ないので、第 2 熱交換部に流入する冷却水は第 1 熱交換部に流入する冷却水よりも小流量となる。このため、下記の通り、加熱用熱交換器通過後の空調風に左右方向の温度差が大きな温度分布が生じてしまうことがわかった。

10

【 0 0 1 2 】

すなわち、第 2 熱交換部は、積層された複数のチューブと、複数のチューブの長手方向一端側に連通し、冷却水入口側となる入口側タンク部と、複数のチューブの長手方向他端側に連通し、冷却水出口側となる出口側タンク部とを備える構成である。この第 2 熱交換部を、入口側タンク部が下側に位置し、出口側タンク部が上側に位置するように空調ケースに保持させて、第 2 熱交換部内に冷却水を下から上に流す場合、入口側タンク部に流入した冷却水の多くが、冷却水入口に近いチューブを流れ、冷却水入口から遠いチューブまで冷却水が流れ難いという現象が生じてしまうことがわかった。

20

【 0 0 1 3 】

これは、次の理由のためである。一般的に、液体内において、その下側に高温部分が存在する場合、その高温部分は浮力によって上昇する。そして、第 2 熱交換部では、冷却水がチューブ内を空気と熱交換しながら流れるので、入口側タンク部に流入した冷却水の方が出口側タンク部内の冷却水よりも温度が高い。このため、入口側タンク部に流入した高温の冷却水は、浮力の影響を受けることとなり、さらに、第 2 熱交換部に流入する冷却水が、第 1 熱交換部に流入する冷却水よりも小流量で低流速になると、この浮力の影響が大きくなるからである。

【 0 0 1 4 】

加熱用熱交換器通過後の空調風に左右方向の温度差が大きな温度分布が生じてしまうと、例えば、加熱用熱交換器通過後の空調風が車両左右方向の一方側と他方側に分岐して、運転席側の吹出口、助手席側の吹出口から空調風が吹き出される場合に、運転席側、助手席側での吹出空気温度に差が生じてしまう。

30

【 0 0 1 5 】

なお、このような問題は、第 1 熱交換部がシリンダヘッド冷却後の冷却水を熱源とし、第 2 熱交換部がシリンダブロック冷却後の冷却水を熱源とする場合に限らず、第 1 熱交換部が第 1 液体を熱源とし、第 2 熱交換部が第 1 液体よりも高温かつ小流量の第 2 液体を熱源とする場合に生じる問題である。

【 0 0 1 6 】

本発明は上記点に鑑みて、加熱用熱交換器を通過後の空調風に生じる左右方向の温度差を低減することができる車両用空調装置を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 7 】

上記目的を達成するため、請求項 1 に記載の発明では、第 2 熱交換部 (2 0) は、入口側タンク部 (2 2) に流入した第 2 液体であって、出口側タンク部 (2 3) 内の液体よりも高温の液体が、複数のチューブ (2 1) の積層方向全域にわたる入口側タンク部内の貯液部 (7 1 、 7 2 、 7 3 、 7 4) に貯まった後、複数のチューブ (2 1) に流入する構成となっていることを特徴としている。

【 0 0 1 8 】

本発明によれば、このような構成を採用しているので、第 2 熱交換部を流れる第 2 液体が、第 1 熱交換部を流れる第 1 液体よりも低流速であっても、複数のチューブを流れる冷

50

却水の温度差を低減でき、加熱用熱交換器を通過後の空調風に生じる左右方向の温度差を低減することができる。

【0019】

貯液部については、例えば、請求項2～4に記載の形成手法を採用できる。

【0020】

すなわち、請求項2に記載の発明のように、第2熱交換部(20)を傾斜させることで、入口側タンク部(22)内のうち、チューブ(21)の入口側端部(21a)よりも上方の領域に貯液部(71)を形成することができる。

【0021】

また、請求項3に記載の発明のように、入口側タンク部(22)を構成する壁の一部(91)を、他の部分よりも外側に膨らませることで貯液部(72)を形成することができる。

10

【0022】

また、請求項4に記載の発明のように、第2熱交換部(20)の入口側タンク部(22)内に挿入されているチューブ(21)の挿入長さ(84)を、第1熱交換部(10)の入口側タンク部(12)内に挿入されているチューブ(11)の挿入長さ(85)よりも長くすることで、第2熱交換部(10)の入口側タンク部(22)内のうち、チューブ(21)の入口側端部(21a)よりも重力方向上方の領域に貯液部(74)を形成することができる。

【0023】

20

ところで、第2熱交換部(20)の入口側タンク部(22)における液体導入路の末端開口部(20a)を入口側タンク部(22)の長手方向に投影したときにおいて、液体導入路の末端開口部(20a)が、チューブ(21)の入口の真下に位置する場合、入口側タンク部に流入した高温の液体は、浮力によって上昇するため、入口側タンク部に高温の液体が流入したとき、流入した液体の上方に位置するチューブに高温の液体が流入してしまう。

【0024】

そこで、請求項5に記載の発明では、請求項1～4に記載の発明において、液体導入路の末端開口部(20a)の少なくとも一部が、チューブ(21)の入口の重力方向での真下を除く位置にあることを特徴としている。

30

【0025】

これによれば、液体導入路の末端開口部の一部がチューブの真下の範囲から外れているので、液体導入路の末端開口部から流入した高温の第2液体の一部を確実に貯液部に導くことができる。

【0026】

液体導入路の末端開口部(20a)の少なくとも一部が、チューブ(21)の入口の真下を除く位置にある構成としては、例えば、請求項6に記載の発明のように、液体導入路の末端開口部(20a)の少なくとも一部が、チューブ(21)の入口側端部(21a)でのチューブ(21)の内壁(21b)から重力方向に平行に引いた2本の仮想線(81、82)の間よりも外側に位置する構成を採用できる。また、請求項7に記載の発明のように、液体導入路の末端開口部(20a)の少なくとも一部が、チューブ(21)の入口側端部(21a)を通る仮想線(83)よりも上側に位置する構成を採用できる。なお、請求項6、7の両方に記載の構成を採用することもできる。

40

【0027】

また、請求項5～7に記載の発明においては、請求項8に記載の発明のように、液体導入路の末端開口部(20a)の全面積の35%以上の部分が、チューブ(21)の入口の重力方向での真下を除く位置にあることが好ましい。これにより、後述の図10に示すように、加熱用熱交換器からの左右吹出空気の温度差を特に小さくすることができる。

【0028】

また、請求項1～7に記載の発明においては、請求項9に記載の発明のように、第2熱

50

交換部（２０）は、入口側タンク部（２２）の長手方向一端側から第２液体が流入するとともに、入口側タンク部（２２）の上壁が、入口側タンク部（２２）の長手方向一端側よりも長手方向他端側が重力方向上方に位置するように、傾斜した状態で車両に搭載されるようにすることが好ましい。これにより、入口側タンク部の上壁が水平の場合と比較して、貯液部を流れる高温の液体を、入口側タンク部の長手方向他端側に導きやすくなるからである。

【００２９】

また、請求項１～９に記載の発明においては、さらに、請求項１０に記載の発明のように、第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）の内部に、入口側タンク部（２２）に流入した第２液体の流速を上昇させる流速上昇手段（９２）を設けることができる。

10

【００３０】

これによれば、入口側タンク部に流入した第２液体の流速上昇手段（９２）通過後の流速を通過前よりも上昇させることができるので、冷却水の流速を上昇させる手段を設けていない場合と比較して、入口側タンク部の第２液体入口から離れた側まで冷却水を流すことができる。よって、本発明によれば、貯液部を形成した場合よりも、さらに、複数のチューブを流れる冷却水の温度差を低減でき、加熱用熱交換器を通過後の空調風に生じる左右方向の温度差を低減することができる。

【００３１】

また、請求項１～１０に記載の発明においては、さらに、請求項１１に記載の発明のように、第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）の流路断面積を、第１熱交換部（１０）のそれよりも小さくしたり、請求項１２に記載の発明のように、第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）に第２液体を導入する液体導入路の流路断面積を、第１熱交換部（１０）のそれよりも小さくしたり、これらの両方を採用したりすることが好ましい。

20

【００３２】

このようにして、入口側タンク部に流入した第２液体の流速を高めることでも、入口側タンク部の第２液体入口から離れた側まで冷却水を流すことができる。

【００３３】

また、請求項１３に記載の発明では、第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）の内部に、入口側タンク部（２２）に流入した第２液体の流速を上昇させる流速上昇手段（９２）を設けたことを特徴としている。

30

【００３４】

これによれば、入口側タンク部に流入した第２液体の流速上昇手段（９２）通過後の流速を通過前よりも上昇させることができるので、冷却水の流速を上昇させる手段を設けていない場合と比較して、入口側タンク部の第２液体入口から離れた側まで冷却水を流すことができる。よって、本発明によれば、複数のチューブを流れる冷却水の温度差を低減でき、加熱用熱交換器を通過後の空調風に生じる左右方向の温度差を低減することができる。

【００３５】

なお、請求項１０～１３に記載の発明では、第２熱交換部（２０）の入口側タンク部（２２）を流れる第２液体の流速が、第１熱交換部（１０）の入口側タンク部（１２）を流れる第１液体の流速と同等以上となるようにすることが好ましい。

40

【００３６】

なお、この欄および特許請求の範囲に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一例である。

【図面の簡単な説明】

【００３７】

【図１】第１実施形態における車両用空調装置の概略構成図である。

【図２】空調ケースに保持された状態の図１中の加熱用熱交換器の側面図である。

【図３】図１中の加熱用熱交換器の正面図である。

50

【図４】第１実施形態における冷却水流れを示す第２ヒータコアの正面図である。

【図５】比較例１における冷却水流れを示す第２ヒータコアの正面図である。

【図６】第２実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図７】第３実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図８】第３実施形態において、第２ヒータコア２０の傾斜角度 $\theta 1$ を説明するための加熱用熱交換器２の側面図である。

【図９】加熱用熱交換器２からの左右吹出空気の温度差と図８に示す傾斜角度 $\theta 1$ との関係を示す図である。

【図１０】加熱用熱交換器２からの左右吹出空気の温度差と冷却水入口２０ａの全面積に対するチューブ２１の入口の真下を除く位置にある部分の面積の比との関係を示す図である。

10

【図１１】第４実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図１２】第５実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図１３】第６実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図１４】第７実施形態における加熱用熱交換器の正面図である。

【図１５】第７実施形態における加熱用熱交換器の傾斜角度 $\theta 2$ と左右吹出空気温度差との関係を示す図である。

【図１６】第８実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図１７】第９実施形態における加熱用熱交換器の断面図である。

【図１８】（ａ）、（ｂ）は、それぞれ、第１０実施形態における加熱用熱交換器の側面図、正面図である。

20

【図１９】第１１実施形態における加熱用熱交換器の側面図である。

【発明を実施するための形態】

【００３８】

以下、本発明の実施形態について図に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態相互において、互いに同一もしくは均等である部分には、説明の簡略化を図るべく、図中、同一符号を付してある。

【００３９】

（第１実施形態）

図１に本実施形態における車両用空調装置の概略構成を示す。本実施形態の車両用空調装置は、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車に搭載されるものである。

30

【００４０】

本実施形態の車両用空調装置１は、エンジン３０の冷却水と車室内への送風空気とを熱交換させることにより、車室内への送風空気を加熱する加熱用熱交換器２を備えている。なお、冷却水は水もしくは添加成分を含む水である。

【００４１】

加熱用熱交換器２は、第１ヒータコア１０と第２ヒータコア２０とを有し、両者が一体化したものである。第１ヒータコア１０、第２ヒータコア２０が、それぞれ、本発明における加熱用熱交換器の第１熱交換部、第２熱交換部に相当する。

40

【００４２】

第１ヒータコア１０はエンジン３０のシリンダヘッド３１を冷却した冷却水が流入し、第２ヒータコア２０はエンジン３０のシリンダブロック３２を冷却した冷却水が流入するようになっている。また、第１ヒータコア１０は、空気流れ上流側に位置し、第２ヒータコア２０は、空気流れ下流側に位置している。

【００４３】

ここで、エンジン３０において、シリンダブロック３２は、ピストンが往復運動するシリンダボア（円柱状の穴）を構成するブロック体である。シリンダヘッド３１は、シリンダボアの上死点側の開口部を閉塞して燃焼室を構成するブロック体である。

【００４４】

50

エンジン 30 のシリンダヘッド 31 側に第 1 冷却水入口 31 a と第 1 出口部としての第 1 冷却水出口 31 b とが設けられ、シリンダヘッド 31 の内部には、シリンダヘッド 31 を冷却する冷却水が流れるシリンダヘッド側の冷却水流路が形成されている。第 1 冷却水入口 31 a から流入した冷却水は、シリンダヘッド 31 の内部を流れた後、第 1 冷却水出口 31 b から流出する。

【0045】

同様に、エンジン 30 のシリンダブロック 32 側に第 2 冷却水入口 32 a と第 2 出口部としての第 2 冷却水出口 32 b とが設けられ、シリンダブロック 32 の内部には、シリンダブロック 32 を冷却する冷却水が流れるシリンダブロック側の冷却水流路が形成されている。第 2 冷却水入口 32 a から流入した冷却水は、シリンダブロック 32 の内部を流れた後、第 2 冷却水出口 32 b から流出する。このように、本実施形態では、シリンダブロック 32 を冷却した冷却水は、シリンダヘッド 31 を冷却した冷却水と合流することなく、第 2 冷却水出口 32 b から流出する。

10

【0046】

このように、本実施形態のエンジン 30 は 2 つの冷却系統を有している。そして、エンジン 30 の定常運転時に、シリンダヘッド側の冷却水流路の冷却水流量を、シリンダブロック側の冷却水流路の冷却水流量よりも多くして、シリンダブロック 32 よりもシリンダヘッド 31 を積極的に冷却するようになっている。これは、シリンダヘッド 31 を低温度にすることで、耐ノッキング性能を向上させるとともに、シリンダブロック 32 を高温に維持することで、エンジンオイルの低粘度を維持して、エンジン内部のフリクション増加を抑制するためである。

20

【0047】

そして、加熱用熱交換器 2 において、第 1 ヒータコア 10 の冷却水入口 10 a は、エンジン 30 のシリンダヘッド 31 側の第 1 冷却水出口 31 b に配管を介して連結されており、第 1 冷却水出口 31 b から流出の冷却水が第 1 ヒータコア 10 に流入する。一方、第 2 ヒータコア 20 の冷却水入口 20 a は、エンジン 30 のシリンダブロック 32 側の第 2 冷却水出口 32 b に配管を介して連結されており、この第 2 冷却水出口 32 b から流出の冷却水が第 2 ヒータコア 20 に流入する。

【0048】

したがって、本実施形態では、第 1 ヒータコア 10 に低温かつ大流量の冷却水が流入し、第 2 ヒータコア 20 に高温かつ小流量の冷却水が流入する。具体的には、第 1 ヒータコア 10 に流入する冷却水の温度および流量は、 $30 \sim 60$ 、 $5 \sim 15 \text{ L/min}$ の範囲であり、第 2 ヒータコア 20 に流入する冷却水の温度および流量は、 $40 \sim 90$ 、 $0.2 \sim 3 \text{ L/min}$ の範囲である。

30

【0049】

第 1 ヒータコア 10 および第 2 ヒータコア 20 は、後述の通り、それぞれ、独立した熱交換コア部を有している。このため、第 1 ヒータコア 10 に流入した冷却水は、第 2 ヒータコア 20 に流入した冷却水と混ざることなく、第 1 ヒータコア 10 の熱交換コア部で空気と熱交換する。同様に、第 2 ヒータコア 20 に流入した冷却水は、第 1 ヒータコア 10 に流入した冷却水と混ざることなく、第 2 ヒータコア 20 の熱交換コア部で空気と熱交換する。そして、各熱交換コア部を通過した冷却水は、合流した後、加熱用熱交換器 2 に設けられた共通の冷却水出口 2 b から流出するようになっている。

40

【0050】

加熱用熱交換器 2 の冷却水出口 2 b から流出の冷却水は、分岐部 41 で分岐して、エンジン 30 の第 1 冷却水入口 31 a と第 2 冷却水出口 32 a のそれぞれに流入する。

【0051】

また、図 1 に示すように、ウォーターポンプ 42 が、加熱用熱交換器 2 の冷却水出口 2 b と分岐部 41 との間の冷却水流路途中に配置されている。ウォーターポンプ 42 は、冷却水流れを形成するとともに、冷却水流量を調整する調整手段である。ウォーターポンプ 42 は、電動式ポンプであり、図示しない制御装置によって回転数が制御されることで、冷却水

50

流量を制御する。

【0052】

なお、エンジン30は、図示しないラジエータと連通しており、シリンダヘッド31から流出の冷却水がラジエータで放熱し、放熱後の冷却水がシリンダヘッド32に流入でき、シリンダブロック32から流出の冷却水がラジエータで放熱し、放熱後の冷却水がシリンダブロック32に流入できるようになっている。

【0053】

次に、加熱用熱交換器2について詳細に説明する。図2に空調ケース51に保持された状態の加熱用熱交換器2の側面図を示し、図3に空気流れ下流側から見た加熱用熱交換器2の正面図を示す。なお、図中の上下方向の矢印は、車両に搭載された状態での重力方向に対して平行な上下方向を示しており、他の図においても同様である。また、このときの車両は、傾斜面ではなく水平な面上に位置している。

10

【0054】

図2、3に示すように、加熱用熱交換器2の第1、第2ヒータコア10、20は、ともに、積層された複数本の扁平状のチューブ11、21と、複数本のチューブ11、21の長手方向一端側に連通し、冷却水入口側となる入口側タンク部12、22と、複数本のチューブ11、21の長手方向他端側に連通し、冷却水出口側となる出口側タンク部13、23とを備えている。

【0055】

加熱用熱交換器2は、車室内に向かう送風空気を形成する図示しない送風機とともに空調ケース51に收容されて、車両に搭載されている。具体的には、図2に示すように、加熱用熱交換器2は、傾斜した状態であって、第2ヒータコア20が第1ヒータコア10よりも空気流れ下流側に位置するように、空調ケース51に保持されている。傾斜した状態とは、加熱用熱交換器2の空気流出入面が、鉛直方向と水平方向の両方に平行でなく、空気流出入面と鉛直方向とのなす角度が鋭角となる状態を意味する。また、加熱用熱交換器2の空気流出入面の向きは、加熱用熱交換器2を測方から見たときのチューブ21の長手方向と一致する。本実施形態では、第2ヒータコア20が第1ヒータコア10よりも上方に位置するように、加熱用熱交換器2が傾斜している。このため、第1、第2ヒータコア10、20を通過する空気流れ方向は斜め上方向である。

20

【0056】

なお、本実施形態では、図3に示すように、第2ヒータコア20を正面から見たとき、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の上壁が水平方向に平行となるように、加熱用熱交換器2が車両に搭載されている。

30

【0057】

空調ケース51には、図示されていないが、加熱用熱交換器2を迂回して送風空気が流れるバイパス空気通路と、バイパス空気通路の通過後の空気と、加熱用熱交換器2の通過後の空気との混合割合を調整するエアミックスドアとが設けられている。なお、加熱用熱交換器2通過後の空気が流れる空気流路は、その下側がフット吹出口に連なっており、その上側がデフロスタ吹出口、フェイス吹出口に連なっている。

【0058】

第1、第2ヒータコア10、20の入口側タンク部12、22は、1つの入口側タンク61の内部を仕切り壁62によって2つに仕切ることによって構成されており、それぞれに、冷却水入口10a、20aが設けられている。冷却水入口10a、20aは、入口側タンク部12、22を構成する壁に形成された開口部であり、入口側タンク部12、22内に面するとともに、入口側タンク部12、22に冷却水を導入する冷却水導入路の末端開口部である。これらの冷却水入口10a、20aは、入口側タンク部12、22のうち、車両左右方向（図3の左右方向）での一端側に配置されている。

40

【0059】

第1、第2ヒータコア10、20の出口側タンク部13、23は、1つの出口側タンク63で共通化されている。この出口側タンク63には1つの冷却水出口2bが設けられて

50

いる。このため、出口側タンク 63 の内部で、第 1 ヒータコア 10 に流入した冷却水と、第 2 ヒータコア 20 に流入した冷却水とが合流し、合流した冷却水が 1 つの冷却水出口 2b から流出する。なお、冷却水出口 2b は、冷却水入口 10a、20a と同じ車両左右方向での一端側に配置されている。

【0060】

このように、本実施形態では、第 1、第 2 ヒータコア 10、20 の出口側タンク部を共通化して、加熱用熱交換器 2 の冷却水出口 2b を 1 つにしているが、第 1、第 2 ヒータコア 10、20 のそれぞれに出口側タンク部および冷却水出口を設けても良い。ただし、加熱用熱交換 2 とエンジン 30 との間に接続する配管を少なくしたり、後述するウォーターポンプの数を少なくしたりするという観点では、本実施形態の方が好ましい。

10

【0061】

第 1、第 2 ヒータコア 10、20 の入口側タンク部 12、22 は、下側に位置しており、第 1、第 2 ヒータコア 10、20 の出口側タンク部 13、23 は、上側に位置している。このため、第 1 ヒータコア 10 と第 2 ヒータコア 20 は、どちらも、下から上に向かって冷却水が流れる。

【0062】

第 1、第 2 ヒータコア 10、20 の両方において、複数のチューブ 11、21 は、一方方向に延びており、その一方方向に垂直な方向である車両左右方向に一列に並ぶように積層されている。入口側タンク部 12、22 と出口側タンク部 13、23 は、チューブ 11、21 の積層方向に細長く延びる形状になっている。したがって、車両左右方向は、チューブ 11、21 の積層方向、入口側タンク部 12、22 の長手方向に相当する。

20

【0063】

また、第 1、第 2 ヒータコア 10、20 は、チューブ 11、21 の外表面に接合されたコルゲート状の伝熱フィン 14、24 を備えている。第 1、第 2 ヒータコア 10、20 では、それぞれ、チューブ 11、21 と伝熱フィン 14、24 との積層構造により全パスタイプ、すなわち、一方向流れタイプの第 1、第 2 熱交換コア部 15、25 が構成されている。

【0064】

第 1 ヒータコア 10 と第 2 ヒータコア 20 とは、空気流れ方向で見たときの左右上下方向の大きさが同等である。これにより、第 1 ヒータコア 10 通過後の空気の全てが第 2 ヒータコア 20 を通過するようになっている。

30

【0065】

また、第 1 ヒータコア 10 と第 2 ヒータコア 20 とは、空気流れ方向での厚さが異なっている。具体的には、チューブ 11、21 と伝熱フィン 14、24 の空気流れ方向での幅を比較すると、第 2 ヒータコア 20 よりも第 1 ヒータコア 10 の方が長くなっている。このため、空気と冷却水との熱交換面積は、第 2 ヒータコア 20 よりも第 1 ヒータコア 10 の方が大きくなっている。

【0066】

また、第 1 ヒータコア 10 のチューブ 11 の流路断面積が、第 2 ヒータコア 20 のチューブ 21 の流路断面積よりも大きくなっており、第 1 ヒータコア 10 内の流水抵抗が第 2 ヒータコア 20 内の流水抵抗よりも低くなっている。このため、第 2 ヒータコア 20 よりも第 1 ヒータコア 10 の方が、内部を流れる冷却水流量が多くなる。

40

【0067】

次に、本実施形態の車両用空調装置 1 の作動を説明する。

【0068】

車両用空調装置 1 の図示しない制御装置は、暖房時に、目標吹出空気温度 T_{AO} に応じた送風量となるように送風機を制御し、所望の位置となるようにエアミックスドアを制御する。目標吹出空気温度 T_{AO} は、設定温度、環境条件によって定まる空調熱負荷に応じて算出されるもので、吹出口から車室内へ吹き出す空気の目標温度である。

【0069】

50

これにより、第 1 ヒータコア 10 では、シリンダヘッド 31 冷却後の冷却水との熱交換によって送風空気を加熱する。シリンダヘッド 31 冷却後の冷却水は、シリンダヘッド 31 を積極的に冷却しているため、暖房に必要な最小温度よりも低温ではあるが、シリンダブロック 32 冷却後の冷却水よりも大流量であり、熱量を多く有している。そこで、本実施形態では、シリンダヘッド 31 冷却後の冷却水の熱量をできるだけ多く取り出すために、第 2 ヒータコア 20 と比較して、第 1 ヒータコア 10 内部の冷却水流量を多くし、空気と冷却水との熱伝達係数を大きくしている。このため、第 1 ヒータコア 10 では、シリンダヘッド 31 冷却後の大流量の冷却水から多くの熱量を送風空気に供給できる。この結果、第 1 ヒータコア 10 通過後の空気の温度は、第 1 ヒータコア 10 に流入する前の冷却水温度（第 1 ヒータコアの入口水温）に近い温度となる。

10

【0070】

そして、第 2 ヒータコア 20 では、シリンダブロック 32 冷却後の冷却水との熱交換によって、第 1 ヒータコア 10 通過後の送風空気を加熱する。シリンダブロック 32 冷却後の冷却水は、シリンダヘッド 31 冷却後の冷却水よりも高温なので、第 2 ヒータコア 20 通過後の送風空気の温度を、第 1 ヒータコア 10 通過後の送風空気よりもさらに高い温度まで上昇させることができる。

【0071】

ところで、本実施形態とは異なり、特許文献 1 に記載の技術のように、シリンダヘッド 31 を冷却した冷却水のみを熱源として空気を加熱したのでは、空気温度を十分に高くできず、暖房が成立しない。また、エンジンから流出のシリンダヘッド 31 冷却後の冷却水とシリンダブロック 32 冷却後の冷却水とを全て混合してしまう場合、混合後の冷却水温度が暖房に必要な最小温度よりも低くなる。このため、冷却水から空気へのエネルギー伝達効率が低くなるので、混合後の冷却水を熱源として空気を加熱しても、空気温度を十分に高くできず、暖房が成立しない。

20

【0072】

これに対して、本実施形態では、エンジン 30 に第 1 冷却水出口 31b と第 2 冷却水出口 32b とを設け、第 1 冷却水出口 31b からシリンダヘッド 31 冷却後の低温側冷却水を流出させ、第 2 冷却水出口 32b からシリンダブロック 32 冷却後の高温側の冷却水を流出させている。そして、両方の冷却水を混合させることなく、第 1 冷却水出口 31b から流出の低温側冷却水を第 1 ヒータコア 10 に流入させ、第 2 冷却水出口 32b から流出の高温側冷却水を第 2 ヒータコア 20 に流入させている。

30

【0073】

このように、本実施形態では、第 2 ヒータコア 20 で、第 2 冷却水出口 32b から流出の高温側の冷却水を熱源として車室内への送風空気を加熱するので、第 1 冷却水出口 31b から流出の低温側の冷却水のみを熱源とする場合や、低温側冷却水と高温側冷却水とを混合した混合水を熱源とする場合と比較して、第 2 ヒータコア 20 で加熱後の空気温度を高くすることができる。

【0074】

さらに、本実施形態では、第 1 ヒータコア 10 で低温側の冷却水を熱源として送風空気を加熱した後、この加熱後の空気を第 2 ヒータコア 20 で高温側の冷却水を熱源として加熱するので、低温側の冷却水と高温側の冷却水との両方の熱量を有効に利用できる。

40

【0075】

すなわち、本実施形態によれば、第 1、第 2 冷却水出口部 31b、32b の両方から流出の冷却水全体を混合したものを熱源として、1 つのヒータコアで車室内への送風空気を加熱する場合と比較して、ヒータコアでの冷却水全体における冷却水から空気へのエネルギー伝達効率を高めることができる。この結果、送風機の送風量が多い場合であっても、空気を十分に高い温度まで上昇させることができ、暖房を成立させることができる。

【0076】

次に、本実施形態の車両用空調装置 1 の主な特徴を説明する。

【0077】

50

図４、５に、それぞれ、本実施形態、比較例１における第２ヒータコア２０内の冷却水流れを示す。比較例１は、本実施形態の加熱用熱交換器２を、その空気流入面が鉛直方向に対して平行となるように、空調ケース５１に垂直に設置したものである。また、比較例１では、冷却水入口２０ａを入口側タンク部２２の長手方向に投影したときに、入口側タンク部２２の冷却水入口２０ａの全部がチューブ２１の入口側端部２１ａの真下に位置しており、高温の冷却水が貯液部に貯まるようになっていない。

【００７８】

第２ヒータコア２０に流入する冷却水が、第１ヒータコア１０に流入する冷却水より小流量かつ低流速の場合、図５に示す比較例１では、入口側タンク部２２に流入した高温の冷却水の多くが、冷却水入口に近いチューブを流れ、冷却水入口から遠いチューブまで冷却水が流れ難いという現象が生じてしまう。

10

【００７９】

これに対して、本実施形態では、図２に示すように、第２ヒータコア２０を傾斜させているので、入口側タンク部２２のうちチューブ２１の入口側端部２１ａよりも上方の領域に、複数のチューブ２１積層方向全域にわたって、高温の冷却水が貯まる貯液部７１が形成される。この貯液部７１は、入口側タンク部２２が有する角部のうち最も高い位置にある角部に形成されている。

【００８０】

このため、図４に示すように、入口側タンク部２２に流入した冷却水であって、出口側タンク部内の冷却水よりも高温の冷却水は、浮力の影響で貯液部７１に貯まった後、この貯液部７１から複数のチューブのそれぞれに流入する。

20

【００８１】

特に、本実施形態では、図２に示すように、冷却水入口２０ａを入口側タンク部２２の長手方向（図２中の紙面垂直方向）に投影したとき、冷却水入口２０ａの一部が、チューブ２１の入口側端部２１ａでのチューブ内壁２１ｂから重力方向に平行に引いたチューブ内側延長線（仮想線）８１よりも外側に位置している。

【００８２】

ここで、冷却水入口２０ａを入口側タンク部２２の長手方向に投影したときに、入口側タンク部２２の冷却水入口２０ａの全部がチューブ２１の入口の重力方向での真下に位置すると、入口側タンク部２２に流入した高温の冷却水は浮力によって上昇するため、冷却水入口２０ａから入口側タンク部２２に高温の冷却水が流入したとき、流入した冷却水の上方に位置するチューブ２１に高温の冷却水が流入してしまう。

30

【００８３】

これに対して、本実施形態では、冷却水入口２０ａの一部がチューブ２１の入口の真下を除く位置にあるので、冷却水入口２０ａから流入した高温の冷却水の一部を確実に貯液部７１に導くことができる。

【００８４】

したがって、本実施形態によれば、比較例１と比較して、熱交換コア部２５を流れる冷却水の車両左右方向での温度差を低減できる。よって、本実施形態によれば、加熱用熱交換器２を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。

40

【００８５】

この結果、加熱用熱交換器２の通過後の空調風が車両左右方向の一方側と他方側に分岐して、運転席側の吹出口、助手席側の吹出口から空調風が吹き出される場合において、車室内の運転席側と助手席側の吹出空気温度差が低減される。

【００８６】

また、本実施形態によれば、比較例１と比較して、熱交換コア部２５での実質的な熱交換面積が増大するので、熱交換コア部２５で冷却水から取れる熱量が向上し、熱交換性能が向上する。

【００８７】

（第２実施形態）

50

図 6 に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の断面図を示す。図 6 は、図 2 と同じ方向で見た図である。

【 0 0 8 8 】

本実施形態においても、図 6 に示すように、第 2 ヒータコア 2 0 が傾斜していることで、入口側タンク部 2 2 のうちチューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a よりも上方の領域に、貯液部 7 1 が形成されている。

【 0 0 8 9 】

さらに、本実施形態では、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 における冷却水入口 2 0 a とチューブ 2 1 との位置関係が次のようになっている。すなわち、図 6 に示すように、冷却水入口 2 0 a を入口側タンク部 2 2 の長手方向に投影したとき、冷却水入口 2 0 a の一部（図 6 中の斜線が付されていない領域）がチューブ 2 1 の入口側端部（下端面）2 1 a よりも下方に位置している。

10

【 0 0 9 0 】

そして、冷却水入口 2 0 a の大部分（図 6 中の斜線領域）が、チューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a でのチューブ内壁 2 1 b から重力方向に平行に引いた 2 本の仮想線 8 1、8 2 の間よりも外側に位置する。ここで、冷却水入口 2 0 a の大部分とは、冷却水入口 2 0 a の面積の 5 0 % 以上を占める部分を意味する。また、2 本の仮想線 8 1、8 2 の間であって、チューブ 2 1 の入口よりも下側の位置がチューブ 2 1 の入口の真下の位置である。

【 0 0 9 1 】

このように、本実施形態では、冷却水入口 2 0 a の全面積の 5 0 % 以上の大部分が、2 本の仮想線 8 1、8 2 の間の領域から外側にはみ出しているため、冷却水入口 2 0 a から流入する冷却水の半分以上を貯液部 7 1 に導くことができる。

20

【 0 0 9 2 】

（第 3 実施形態）

図 7 に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の断面図を示す。図 7 は、図 2 と同じ方向で見た図である。

【 0 0 9 3 】

本実施形態においても、図 7 に示すように、第 2 ヒータコア 2 0 が傾斜していることで、第 1、第 2 実施形態と同様に、入口側タンク部 2 2 のうちチューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a よりも上方の領域に、図示しない貯液部が形成されている。

30

【 0 0 9 4 】

また、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 における冷却水入口 2 0 a とチューブ 2 1 との位置関係が次のようになっている。

【 0 0 9 5 】

すなわち、図 7 に示すように、冷却水入口 2 0 a を入口側タンク部 2 2 の長手方向に投影したとき、冷却水入口 2 0 a の一部（図 7 中の斜線が付されていない領域）がチューブ 2 1 の入口側端部（下端面）2 1 a の真下に位置している。そして、冷却水入口 2 0 a の他の一部（図 7 中の斜線領域）がチューブ 2 1 の真下を除く位置にある。具体的には、冷却水入口 2 0 a の一部（図 7 中の斜線の向きが左上から右下である斜線領域）が、チューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a でのチューブ内壁 2 1 b から重力方向に平行に引いた 2 本の仮想線 8 1、8 2 の間よりも外側に位置している。さらに、冷却水入口 2 0 a の一部（図 7 中の斜線の向きが右上から左下である斜線領域）が、チューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a を通る仮想線 8 3 よりも上側に位置し、冷却水入口 2 0 a の一部がチューブ 2 1 と重複する位置関係となっている。なお、仮想線 8 3 が通る入口側端部 2 1 a とは、冷却水入口 2 0 a を入口側タンク部 2 2 の長手方向に投影したときのチューブ 2 1 の入口側端辺のことである。また、仮想線 8 3 よりも上側に位置するとは、仮想線 8 3 よりもチューブ 2 1 の長手方向他端側に位置することを意味する。

40

【 0 0 9 6 】

ちなみに、第 1 ヒータコア 1 0 のように、流入する冷却水が大流量の場合、冷却水入口の一部をチューブの入口側端辺よりも上側に位置させて、冷却水入口の一部がチューブと

50

重複する位置関係とすると、入口側タンク部 22 を冷却水が流れる際に圧力損失が増大するという問題が生じるため、このような位置関係を採用できない。これに対して、第 2 ヒータコア 20 のように、流入する冷却水が小流量の場合であれば、このような圧力損失の増大という問題が生じないので、冷却水入口 20a の一部がチューブ 21 と重複する位置関係の採用が可能である。

【0097】

このように、冷却水入口 20a の一部を、重力方向に平行な 2 本の仮想線 81、82 の間よりも外側に位置させることに加えて、チューブ 21 の入口側端辺よりも上側に位置させることでも、冷却水入口 20a から流入した高温の冷却水の一部を確実に貯液部 71 に導くことができる。この結果、本実施形態によれば、加熱用熱交換器 2 を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。

10

【0098】

ここで、冷却水入口 20a の全面積に対するチューブ 21 の入口の真下を除く位置にある部分の面積の比（以下、単に面積比と呼ぶ）と、加熱用熱交換器 2 を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差低減の効果との関係について説明する。

【0099】

図 8 は、第 2 ヒータコア 20 の傾斜角度 $\theta 1$ を説明するための加熱用熱交換器 2 の側面図である。図 9 は、加熱用熱交換器 2 からの左右吹出空気温度差と図 8 に示す傾斜角度 $\theta 1$ との関係を示す評価結果である。図 10 は、図 9 中の横軸を傾斜角度 $\theta 1$ から面積比に変更した評価結果である。傾斜角度 $\theta 1$ は、図 8 に示すように、加熱用熱交換器 2 を側方から見たときに、チューブ 21 の長手方向と鉛直方向とのなす角度である。また、加熱用熱交換器 2 からの左右吹出空気温度差とは、加熱用熱交換器の左右方向での一方側半分からの吹出空気平均温度と、他方側半分からの吹出空気平均温度との差（絶対値）である。

20

【0100】

ちなみに、図 8 に示す加熱用熱交換器 2 では、図 3 に示す加熱用熱交換器と同様に、左右方向一方側の端部に冷却水入口 20a を設けている。また、図 8 に示す加熱用熱交換器 2 では、空気流れ方向において、冷却水入口 20a の直径がチューブ 21 の内径と略同等であり、冷却水入口 20a の中心とチューブ 21 の中心とが同じ位置にあり、冷却水入口 20a の一部がチューブ 21 の入口側端辺よりも上側に位置している。

30

【0101】

このような加熱用熱交換器 2 において、傾斜角度 $\theta 1$ が変化すると、面積比も変化する。具体的には、図 9 中の傾斜角度 $\theta 1$ が 0、10、20、50、90 度のそれぞれが、図 10 中の面積比が 8、25、35、65、100 % に対応している。傾斜角度 $\theta 1$ が 0 度のとき、冷却水入口 20a における重力方向に平行な 2 本の仮想線 81、82 の間よりも外側に位置する部分（図 7 中の斜線の向きが左上から右下である斜線領域参照）の面積が最小となる。そして、傾斜角度 $\theta 1$ を増大させると、図 7 に示されるように、冷却水入口 20a は、重力方向に平行な 2 本の仮想線 81、82 の間よりも外側に位置する部分の面積が増大する。傾斜角度 $\theta 1$ が 90 度のとき、チューブ 21 の入口側端辺が鉛直方向に平行となるため、仮想線 81、82 が 1 本に重なり、チューブ 21 の入口の真下の領域が存在しないので、面積比が 100 % となる。なお、冷却水入口 20a がチューブ 21 と重複する部分の面積は、傾斜角度 θ によらず一定である。

40

【0102】

そして、図 9、10 に示すように、加熱用熱交換器 2 からの左右吹出空気温度差は、傾斜角度 $\theta 1$ が増加、すなわち、面積比が増加するにつれて小さくなる傾向がある。特に、傾斜角度 $\theta 1$ が 20 度以上のとき、すなわち、面積比が 35 % 以上のときの左右吹出空気温度差は、傾斜角度 $\theta 1$ が 90 度のとき、すなわち、面積比が 100 % のときの温度差に近くなっている。このことから、加熱用熱交換器 2 からの左右吹出空気温度差を特に小さくするためには、面積比を 35 % 以上とすることが好ましいと言える。

【0103】

50

また、本実施形態では、冷却水入口 20 a の一部がチューブ 21 と重複する位置関係とされているので、第 2 実施形態で説明した図 6 中の入口側タンク部 22 と比較してわかるように、入口側タンク部 22 のチューブ長手方向での寸法を小さくすることができる。

【0104】

なお、本実施形態では、冷却水入口 20 a の一部（図 7 中の斜線領域）がチューブ 21 の真下を除く位置にあるように、冷却水入口 20 a の一部を、重力方向に平行な 2 本の仮想線 81、82 の間よりも外側に位置させることと、チューブ 21 の入口側端辺を通る仮想線 83 よりも上側に位置させることの両方を採用したが、どちらか一方のみを採用しても良い。これらの場合においても、本実施形態と同様に、面積比を 35 % 以上とすることが好ましい。

10

【0105】

（第 4 実施形態）

図 11 に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の断面図を示す。図 11 は、図 2 と同じ方向で見た図である。

【0106】

本実施形態では、上述の第 1 ～ 第 3 実施形態と異なり、加熱用熱交換器 2 の車両搭載姿勢を、空気流出入面が鉛直方向に平行な姿勢としている。すなわち、加熱用熱交換器 2 は、チューブ 11、21 の長手方向が鉛直方向に平行な向きで、空調ケース内に保持されている。

【0107】

20

そして、第 2 ヒータコア 20 において、入口側タンク部 22 を構成する壁の一部 91 が他の部分よりも外側に膨らんでおり、この膨らんだ部分 91 によって、高温の冷却水が貯まる貯液部 72 が形成されている。なお、本実施形態の貯液部 72 も、入口側タンク部 22 のうちチューブ 21 の入口側端部 21 a よりも上方の領域である。

【0108】

具体的には、入口側タンク部 22 は、図示しないが、チューブ 21 が挿入されているコアプレートと、タンク本体部とが結合されており、入口側タンク部 22 を構成する上側の壁であるコアプレートの一部 91 が外側に膨らんでいる。

【0109】

また、本実施形態においても、入口側タンク部 22 における冷却水入口 20 a とチューブ 21 との位置関係が、次のようになっている。

30

【0110】

すなわち、図 11 に示すように、冷却水入口 20 a の一部（図 11 中の斜線が付されていない領域）がチューブ 21 の入口側端部（下端部）21 a よりも下方に位置している。そして、冷却水入口 20 a の一部（図 11 中の斜線領域）が、チューブ 21 の入口側端部 21 a でのチューブ内壁 21 b から重力方向に平行に引いた 2 本の仮想線 81、82 の間よりも外側に位置している。

【0111】

したがって、本実施形態においても、冷却水入口 20 a の一部がチューブ 21 の入口の真下を除く位置にあるので、冷却水入口 20 a から流入した高温の冷却水を確実に貯液部 72 に導くことができる。そして、この貯液部 72 から複数のチューブ 21 のそれぞれに、高温の冷却水を流入させることができるので、熱交換コア部を流れる冷却水の車両左右方向での温度差を低減でき、加熱用熱交換器 2 を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。なお、本実施形態においても、第 3 実施形態と同様に、面積比を 35 % 以上とすることが好ましい。

40

【0112】

（第 5 実施形態）

図 12 に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の断面図を示す。図 12 は、図 2 と同じ方向で見た図である。

【0113】

50

本実施形態は、第3実施形態で説明した加熱用熱交換器2の向きを、第4実施形態と同様に、チューブ11、21の長手方向が鉛直方向に平行な向きに変更したものである。ただし、本実施形態では、第2ヒータコア20の入口側タンク部22に、第4実施形態で説明した図11中の膨らんだ部分91は設けられていない。

【0114】

具体的には、図12に示すように、本実施形態においても、入口側タンク部22のうちチューブ21の入口側端部21aよりも上方の領域に、貯液部73が形成されている。

【0115】

また、冷却水入口20aを入口側タンク部22の長手方向に投影したとき、冷却水入口20aの一部(図12中の斜線が付されていない領域)がチューブ21の入口側端部(下端部)21aよりも下方に位置している。

10

【0116】

そして、冷却水入口20aの一部(図12中の斜線の向きが左上から右下である斜線領域)が、チューブ21の入口側端部21aでのチューブ内壁21bから重力方向に平行に引いた2本の仮想線81、82の間よりも外側に位置している。さらに、冷却水入口20aの一部(図12中の斜線の向きが右上から左下である斜線領域)が、チューブ21の入口側端部を通る仮想線83よりも上側に位置している。

【0117】

したがって、本実施形態においても、第3実施形態と同様の効果を奏する。なお、本実施形態においても、第3実施形態と同様に、面積比を35%以上とすることが好ましい。

20

【0118】

また、貯液部73の容積を確保するという観点では、後述する第6実施形態のように、一般的な熱交換器と比較して、第2ヒータコア20の入口側タンク部22内に挿入されているチューブ21の挿入長さを長くすることが好ましい。

【0119】

(第6実施形態)

図13に本実施形態における加熱用熱交換器2の断面図を示す。図13は、図2と同じ方向で見た図である。

【0120】

図13に示すように、本実施形態の加熱用熱交換器2も、第4、5実施形態と同様に、チューブ11、21の長手方向が鉛直方向に平行な向きで、空調ケース内に保持されている。

30

【0121】

そして、第2ヒータコア20の入口側タンク部22内に挿入されているチューブ21の挿入長さ84が、第1ヒータコア10の入口側タンク部12内に挿入されているチューブ11の挿入長さ85よりも長くなっている。この挿入長さ84、85とは、入口側タンク部22、12の内壁からチューブ21、11の入口側端部21a、11aまでの長さである。これにより、入口側タンク部22のうちチューブ21の入口側端部21aよりも上方の領域に形成される貯液部74の容積を大きくしている。

【0122】

40

また、本実施形態では、第2ヒータコア20の入口側タンク部22における冷却水入口20aとチューブ21との位置関係において、冷却水入口20aの大部分(図13中の斜線領域)が、水平方向に平行に引いたチューブの入口側端部(入口側端部)21aを通る仮想線83よりも上側に位置する関係となっている。ここで、冷却水入口20aの大部分は、第3実施形態での説明と同様に、面積比が35%以上であることが好ましい。

【0123】

なお、本実施形態のように、第2ヒータコア20の入口側タンク部22に挿入されているチューブ21の挿入長さ84が長い場合、冷却水入口20aの下端の位置20a1がチューブ21の入口側端部21aと同位置もしくはそれよりも上方に位置するようにすることが最も好ましい。すなわち、冷却水入口20aの面積の100%がチューブ21と重複

50

する位置関係とすることが最も好ましい。これにより、冷却水入口 20 a から流入した高温の冷却水の全部を貯液部 74 に導くことができる。

【0124】

(第7実施形態)

図14に、本実施形態における加熱用熱交換器の正面図を示す。本実施形態は、第5実施形態で説明した図12に示す加熱用熱交換器2の車両搭載姿勢を、空気流出入面が鉛直方向に平行であることに加えて、入口側タンク部22が冷却水入口10 aから奥にかけて重力方向上方に傾斜するように変更したものである。その他の構成については、第5実施形態と同様である。

【0125】

具体的には、図14に示すように、第2ヒータコア20の入口側タンク部22は、入口側タンク部22の長手方向(左右方向)の一方側端部に冷却水入口20 aを有し、入口側タンク部22の長手方向の一方側端部から冷却水が流入するようになっている。そして、第2ヒータコア20を正面から見たとき、第2ヒータコア20は、入口側タンク部22の上壁が、入口側タンク部22の長手方向一端側よりも長手方向他端側が重力方向上方に位置するように、傾斜した状態である。このとき、第2ヒータコア20は、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の上壁と水平方向とのなす角度を傾斜角度 $\theta 2$ として、所定の傾斜角度 $\theta 2$ を有している。

【0126】

ここで、入口側タンク部22の上壁とは、入口側タンク部22が、チューブ21が挿入されるコアプレートと、タンク部を構成するタンク本体部とを有する構成の場合、コアプレートのことである。また、所定の傾斜角度 $\theta 2$ は、空調ケースの樹脂成型時に空調ケースの加熱用熱交換器の保持部に設けられる型抜きのための標準的な型抜き勾配である1~1.5度と同じであっても良いが、それを超える大きさ、例えば、3度以上とすることが好ましい。第2ヒータコア20は、このように傾斜した状態で、空調ケース51内に保持されて、車両に搭載されている。

【0127】

このように、冷却水入口20 aよりも奥が上に位置するように、入口側タンク部22の上壁を傾斜させることで、入口側タンク部22の上壁が水平の場合と比較して、貯液部を流れる高温の冷却水を上壁に伝わらせて、入口側タンク部22の冷却水入口20 aから離れた奥側により導きやすくすることができる。この結果、本実施形態によれば、入口側タンク部22の上壁が水平である第5実施形態よりも、加熱用熱交換器2を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。

【0128】

ここで、図15に、傾斜角度 $\theta 2$ と左右吹出空気温度差との関係についての評価結果を示す。図15からわかるように、傾斜角度 $\theta 2$ が0~12度の範囲では、傾斜角度 $\theta 2$ が大きくなるにつれて左右吹出空気温度差は低下する傾向があるが、傾斜角度 $\theta 2$ が12度を超える範囲では、傾斜角度 $\theta 2$ が大きくなるにつれて左右吹出空気温度差が増大する傾向がある。そこで、傾斜角度 $\theta 2$ の上限としては、傾斜角度 $\theta 2$ が3度のときと左右吹出空気温度差(絶対値)が同じである19.5度とすることが好ましい。

【0129】

なお、本実施形態では、加熱用熱交換器2の全体を傾けることで、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の上壁と水平方向とのなす角度を所定の傾斜角度 $\theta 2$ としたが、加熱用熱交換器2の全体を傾ける代わりに、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の形状を、入口側タンク部22の上壁が傾斜した形状としても良い。

【0130】

また、本実施形態は、第5実施形態に限らず、空気流出入面を垂直方向に平行とする第4、第6実施形態にも適用可能であり、空気流出入面を傾斜させる第1~第3実施形態にも適用可能である。

【0131】

10

20

30

40

50

(第8実施形態)

上述の各実施形態は、入口側タンク部22の内部に高温の冷却水が貯まる貯液部を形成したものであったが、本実施形態は、入口側タンク部22の冷却水入口側における冷却水の流速を上昇させるものである。

【0132】

図16に、本実施形態における第2ヒータコア20の正面図を示す。図16に示すように、本実施形態では、入口側タンク部22の内部の冷却水入口側に、入口側タンク部22に流入した冷却水の流速を上昇させる流速上昇手段として、入口側タンク部22よりも流路断面積が小さな流通穴91を有する板状部材92を設けている。

【0133】

流通穴91の寸法については、例えば、入口側タンク部22の内部の直径が16mmである場合、流通穴91の直径を5mm以下とする。このように、流通穴91の直径を入口側タンク部22の直径の約1/3以下とする。

【0134】

これにより、本実施形態によれば、流通穴91通過後の冷却水の流速を、流通穴91通過前の冷却水の流速よりも上昇させることができる。

【0135】

ここで、第1実施形態で説明した通り、第2ヒータコア20に流入する冷却水が小流量の場合、入口側タンク部22を流れる冷却水の流速が低いと、冷却水入口から遠いチューブまで冷却水が流れ難いという現象が生じてしまう。

【0136】

これに対して、本実施形態によれば、入口側タンク部22に流入した冷却水の流速を上昇させることができるので、冷却水の流速を上昇させる手段を設けていない場合と比較して、入口側タンク部22の奥まで冷却水を流すことができる。

【0137】

よって、本実施形態においても、熱交換コア部25を流れる冷却水の車両左右方向での温度差を低減でき、加熱用熱交換器2を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。

【0138】

なお、本実施形態では、第1～第7実施形態で説明した貯液部を形成していないが、第1～第7実施形態と同様に、貯液部を形成しても良い。すなわち、本実施形態を、第1～第7実施形態と組み合わせても良く、組み合わせることで、より高い効果が得られる。

【0139】

(第9実施形態)

図17に本実施形態における加熱用熱交換器2の断面図を示す。図17は、図2と同じ方向で見た図である。本実施形態では、第5実施形態で説明した図12に示す加熱用熱交換器2に対して、第2ヒータコア20の冷却水入口20aの開口面積および図示しない冷却水導入路の流路断面積を、第1ヒータコア10のそれよりも小さくすることで、第2ヒータコア20の入口側タンク部22を流れる冷却水の流速を高めている。ここで、冷却水導入路とは、入口側タンク部22に冷却水を導くために、冷却水入口20aに連なっている配管のことである。

【0140】

このため、本実施形態によれば、第2ヒータコア20の冷却水入口20aの開口面積および図示しない冷却水導入路の流路断面積が、第1ヒータコア10のそれと同等である場合と比較して、入口側タンク部22の奥まで冷却水を流すことができる。

【0141】

また、本実施形態では、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の流路断面積が、第1ヒータコア10の入口側タンク部12の流路断面積よりも小さくなっている。これによっても、第2ヒータコア20の入口側タンク部22の流路断面積が、第1ヒータコア10の入口側タンク部12の流路断面積と同等である場合と比較して、第2ヒータコア20の

10

20

30

40

50

入口側タンク部 2 2 を流れる冷却水の流速を高めることができ、入口側タンク部 2 2 の奥まで冷却水を流すことができる。

【 0 1 4 2 】

本実施形態においては、第 1 ヒータコア 1 0 の入口側タンク部 1 2 を流れる冷却水の流速と同等以上となるように、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 を流れる冷却水の流速を高めることが好ましい。

【 0 1 4 3 】

なお、本実施形態では、第 2 ヒータコア 2 0 の冷却水入口 2 0 a の開口面積および図示しない冷却水導入路の流路断面積と、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 の流路断面積の両方を小さくしていたが、これらの一方のみによって、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 を流れる冷却水の流速を高めても良い。また、このように、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 を流れる冷却水の流速を高める構成については、第 5 実施形態に限らず、それ以外の各実施形態で説明した加熱用熱交換器に適用可能である。

【 0 1 4 4 】

また、本実施形態においても、冷却水入口 2 0 a の一部（図 1 7 中の斜線領域）が、チューブ 2 1 の入口側端部 2 1 a でのチューブ内壁 2 1 b から重力方向に平行に引いた 2 本の仮想線 8 1、8 2 の間よりも外側に位置している。このため、冷却水入口 2 0 a から流入した高温の冷却水の一部を貯液部 7 3 に導くことができる。

【 0 1 4 5 】

なお、本実施形態においては、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 を流れる冷却水の流速を高めることで、入口側タンク部 2 2 の奥まで冷却水を流すことができるので、冷却水入口 2 0 a の全部がチューブ 2 1 の入口の真下に位置していても良い。

【 0 1 4 6 】

また、本実施形態では、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 のタンク部を一体化することに加えて、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 のチューブ 1 1、2 1 を一体化することにより、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 とを一体化している。ちなみに、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 のチューブ 1 1、2 1 同士が連なっているが、チューブ 1 1、2 1 内部の流路は、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 で別々に形成されている。このとき、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 のフィン同士を別体としても、一体としても良い。

【 0 1 4 7 】

（第 1 0 実施形態）

図 1 8（a）に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の側面図を示し、図 1 8（b）に図 1 8（a）中の第 2 ヒータコア 2 0 の正面図を示す。

【 0 1 4 8 】

本実施形態は、加熱用熱交換器 2 の構造は第 1 実施形態と同じであるが、加熱用熱交換器 2 の上下が第 1 実施形態と異なっている。すなわち、第 1、第 2 ヒータコア 1 0、2 0 の入口側タンク部 1 2、2 2 は、上側に位置しており、第 1、第 2 ヒータコア 1 0、2 0 の出口側タンク部 1 3、2 3 は、下側に位置している。そして、加熱用熱交換器 2 は、チューブ 1 1、2 1 の長手方向が鉛直方向に平行な向きで、空調ケース内に保持されている。

【 0 1 4 9 】

このため、本実施形態では、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 に冷却水が流入したとき、図 1 8（b）に示すように、出口側タンク部 2 3 内の冷却水よりも高温の冷却水は、浮力の影響で入口側タンク部 2 2 内の上方の領域 7 5 に、複数のチューブ 2 1 の積層方向全域にわたって貯まった後、この上方の領域 7 5 から複数のチューブのそれぞれに流入する。そして、高温の冷却水が複数のチューブ 2 1 を上から下に向かって流れる。このように、本実施形態では、入口側タンク部 2 2 内の上方の領域 7 5 が貯液部となる。

【 0 1 5 0 】

よって、本実施形態によれば、熱交換コア部 2 5 を流れる冷却水の車両左右方向での温

10

20

30

40

50

度差を低減でき、加熱用熱交換器 2 を通過後の空調風に生じる車両左右方向での温度差を低減することができる。

【 0 1 5 1 】

(第 1 1 実施形態)

図 1 9 に本実施形態における加熱用熱交換器 2 の側面図を示す。本実施形態は、第 1 0 実施形態で説明した図 1 8 に示す加熱用熱交換器 2 に対して、第 1 ヒータコア 1 0 の上下を入れ替えたものである。

【 0 1 5 2 】

具体的には、図 1 9 に示すように、第 1 ヒータコア 1 0 と第 2 ヒータコア 2 0 とは、入口側、出口側それぞれのタンク部が一体化されることで、両者が一体化した構造となっている。

10

【 0 1 5 3 】

そして、加熱用熱交換器 2 の上側に位置する上側タンク部 6 1 の内部が仕切壁 6 2 によって、第 1 ヒータコア 1 0 の出口側タンク部 1 3 と、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 とに区画されている。

【 0 1 5 4 】

同様に、加熱用熱交換器 2 の下側に位置する下側タンク部 6 3 の内部が仕切壁 6 4 によって、第 1 ヒータコア 1 0 の入口側タンク部 1 2 と、第 2 ヒータコア 2 0 の出口側タンク部 2 3 とに区画されている。

【 0 1 5 5 】

20

第 1 ヒータコア 1 0 では、下側に位置する入口側タンク部 1 2 に設けられた冷却水入口 1 0 a から流入した冷却水が、チューブ 1 1 を下から上に向かって流れ、上側に位置する出口側タンク部 1 3 に設けられた冷却水出口 1 0 b から流出するようになっている。

【 0 1 5 6 】

一方、第 2 ヒータコア 2 0 では、上側に位置する入口側タンク部 2 2 に設けられた冷却水入口 2 0 a から流入した冷却水が、チューブ 2 1 を上から下に向かって流れ、下側に位置する出口側タンク部 2 3 に設けられた冷却水出口 2 0 b から流出するようになっている。

【 0 1 5 7 】

本実施形態においても、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 が上側に位置するので、第 8 実施形態と同様の効果が得られる。

30

【 0 1 5 8 】

さらに、本実施形態によれば、第 1 ヒータコア 1 0 内の冷却水流れ方向が、第 2 ヒータコア 2 0 内の冷却水流れ方向と反対であるので、加熱用熱交換器 2 を通過後の空気の上下温度分布、すなわち、上側と下側での温度差を低減することができる。

【 0 1 5 9 】

(他の実施形態)

(1) 上述の各実施形態では、第 2 ヒータコア 2 0 の入口側タンク部 2 2 に設けられた冷却水入口 2 0 a は、入口側タンク部 2 2 を構成する壁に形成された開口部であったが、この開口部に管が挿入されて、入口側タンク部 2 2 の内壁よりも入口側タンク部 2 2 の内側に管が突出した状態としても良い。この場合、入口側タンク部 2 2 の内側に突出した管の先端部が、入口側タンク部 2 2 内に面するとともに、入口側タンク部 2 2 に冷却水を導入する冷却水導入路の末端開口部である。

40

【 0 1 6 0 】

(2) 上述の第 1 ~ 7、9 ~ 1 1 実施形態では、第 2 ヒータコア 2 0 の冷却水入口 2 0 a が、入口側タンク部 2 2 の車両左右方向での一端側に配置されていたが、一端側だけでなく両端側に配置されていたり、中央に配置されていたりしても良い。このような配置であっても、本発明によれば、冷却水入口 2 0 a から離れた位置にあるチューブ 2 1 に高温の冷却水を流すことができる。

【 0 1 6 1 】

50

(3) 上述の各実施形態では、第1ヒータコア10と第2ヒータコア20とを一体化していたが、第1ヒータコア10と第2ヒータコア20とを別体としても良い。

【0162】

さらに、上述の各実施形態では、第1ヒータコア10内の冷却水流れの向きが、第2ヒータコア20と同じ下から上の向きであったが、第2ヒータコア20とは逆の上から下の向きであっても良い。

【0163】

(4) 上述の各実施形態では、エンジン30の第1冷却水出口31bから流出の冷却水は、シリンダヘッド31を冷却した冷却水のみであったが、シリンダヘッド31を冷却した冷却水に対してシリンダブロック32を冷却した冷却水の一部が混入した冷却水でも良い。要するに、エンジン30の第1冷却水出口31bから主にシリンダヘッド31を冷却した冷却水が流出するようになっていれば良い。

【0164】

同様に、エンジン30の第2冷却水出口32bから流出の冷却水は、シリンダブロック32を冷却した冷却水のみであったが、シリンダブロック32を冷却した冷却水に対してシリンダヘッド31を冷却した冷却水の一部が混入した冷却水でも良い。要するに、エンジン30の第2冷却水出口32bから主にシリンダブロック32を冷却した冷却水が流出し、第1冷却水出口31bから流出の冷却水よりも第2冷却水出口32bから流出の冷却水の方が高温になっていれば良い。

【0165】

ただし、エンジン30の第2冷却水出口32bから流出の冷却水については、シリンダヘッド31を冷却した後の冷却水とシリンダブロック32を冷却した後の冷却水とを全部混合した場合よりも高温とする。これにより、両方の冷却水を全部混合した場合と比較して、高温の冷却水をエンジン30から流出させることができるからである。

【0166】

(5) 上述の各実施形態では、第2ヒータコア20に流入する冷却水は、エンジン30の第2冷却水出口32bから流出の冷却水のみであったが、第1冷却水出口31bから流出の冷却水の一部が混入しても良い。

【0167】

要するに、主に第2冷却水出口32bから流出の冷却水であって、第1ヒータコア10に流入する冷却水よりも高温の冷却水が第2ヒータコア20に流入するようになっていれば良い。ただし、第2ヒータコア20に流入する冷却水は、第2冷却水出口32bから流出の冷却水と第1冷却水出口31bから流出の冷却水とを全部混合したときの平均温度よりも高温とする。これにより、両方の冷却水を全部混合した場合と比較して、第2ヒータコア20で加熱後の空気温度を高くできるからである。

【0168】

(6) 上述の各実施形態では、第1ヒータコア10がシリンダヘッド冷却後の冷却水を熱源とし、第2ヒータコア20がシリンダブロック冷却後の冷却水を熱源としていたが、第1ヒータコア10および第2ヒータコア20は、他の液体を熱源としても良い。第1ヒータコア10が第1液体を熱源とし、第2ヒータコア20が第1液体よりも高温かつ小流量の第2液体を熱源としている場合に、本発明の適用が可能である。

【0169】

例えば、ハイブリッド車両に搭載される車両用空調装置においては、第1液体としてインバータ等の電気機器の冷却液を用い、第2液体としてエンジンの冷却液を用いることができる。また、例えば、電気自動車に搭載される車両用空調装置においては、第1液体としてインバータ等の電気機器の冷却液を用い、第2液体として電気ヒータ等の加熱手段によって加熱した高温液体を用いることができる。このように、本発明の車両用空調装置は、ハイブリッド車両以外の車両にも適用可能である。

【0170】

(7) 上述の各実施形態を実施可能な範囲で組み合わせても良い。

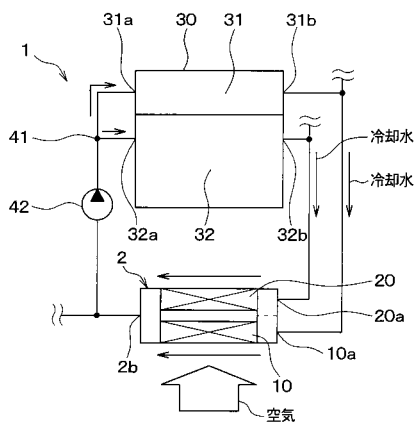
【符号の説明】

【 0 1 7 1 】

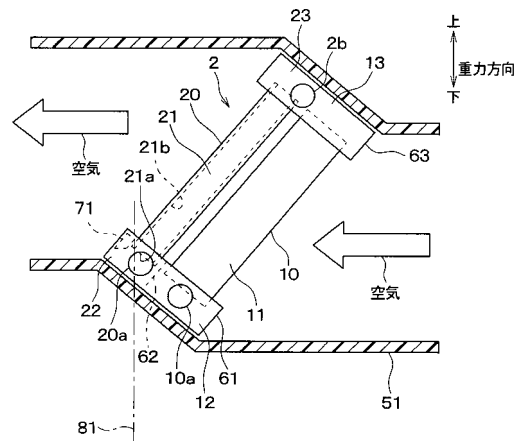
- 1 車両用空調装置
- 2 加熱用熱交換器
- 10 第1ヒータコア（第1熱交換部）
- 20 第2ヒータコア（第2熱交換部）
- 21 チューブ
- 22 入口側タンク部
- 23 出口側タンク部
- 51 空調ケース
- 71 貯液部
- 72 貯液部
- 73 貯液部
- 74 貯液部

10

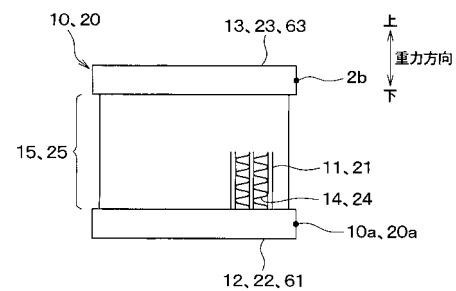
【図1】



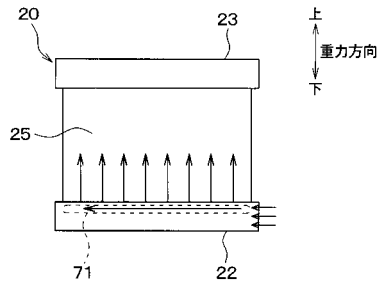
【図2】



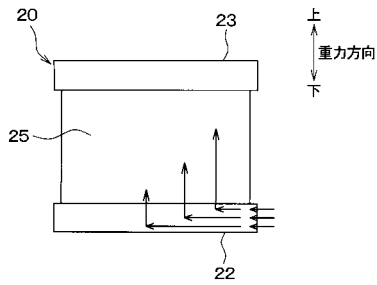
【図3】



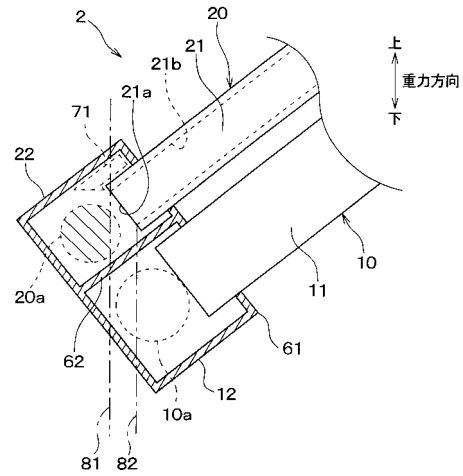
【図 4】



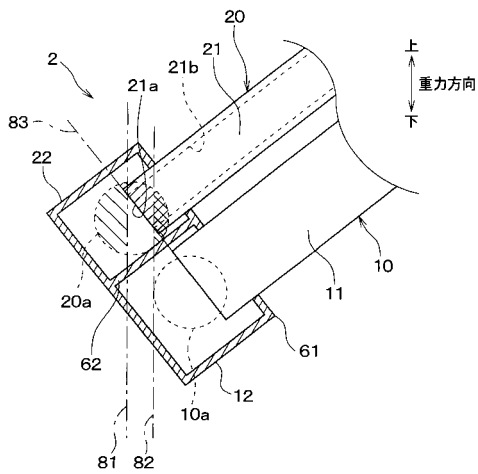
【図 5】



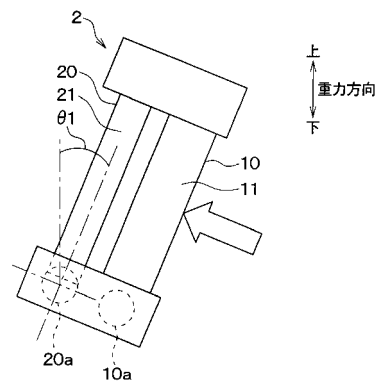
【図 6】



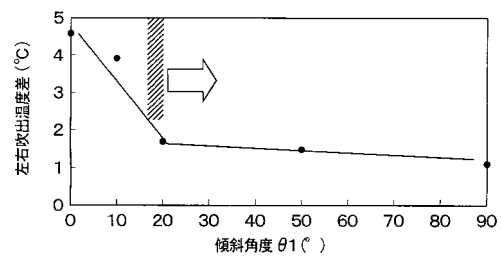
【図 7】



【図 8】



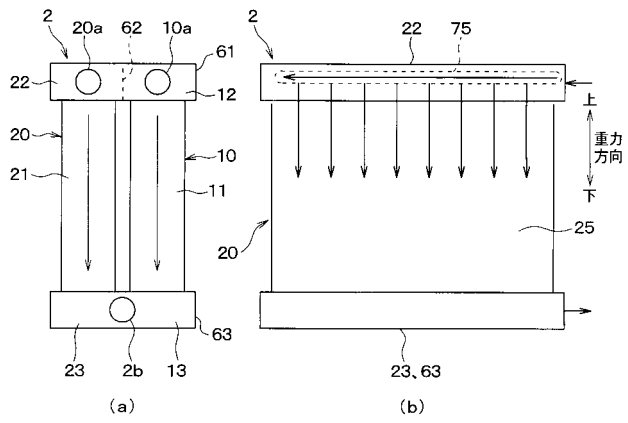
【図 9】



面積比 (%)	左右吹出温度差 (°C)
10	4.5
25	4.0
35	1.8
65	1.5
100	1.1

Figure 1 is a schematic diagram of a vertical flow cell. It consists of a rectangular container with a top plate (20) and a bottom plate (22). A central vertical tube (25) is surrounded by a porous medium (23). Arrows indicate upward flow from the bottom plate. On the right, a vertical arrow indicates the '重力方向' (gravity direction) pointing downwards. Labels 91 and 92 are at the bottom right corner.

【図 18】



【図 19】

