

(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2017-187197

(P2017-187197A)

(43) 公開日 平成29年10月12日(2017. 10. 12)

(51) Int.Cl.			F 1			テーマコード (参考)	
F 2 8 D	9/02	(2006.01)	F 2 8 D	9/02		3 G 0 6 2	
F 2 8 F	3/08	(2006.01)	F 2 8 F	3/08	3 O 1 Z	3 L 1 O 3	
F O 2 M	26/29	(2016.01)	F O 2 M	26/29	3 1 1		
F O 2 M	26/32	(2016.01)	F O 2 M	26/32			
F 2 8 F	13/06	(2006.01)	F 2 8 F	13/06			
審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 15 頁) 最終頁に続く							

(21) 出願番号 特願2016-74909 (P2016-74909)
(22) 出願日 平成28年4月4日 (2016. 4. 4)

(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 110001472
特許業務法人かいせい特許事務所
(72) 発明者 吉田 達哉
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) 3G062 ED08 ED10
3L103 AA08 BB17 CC02 CC27 DD15

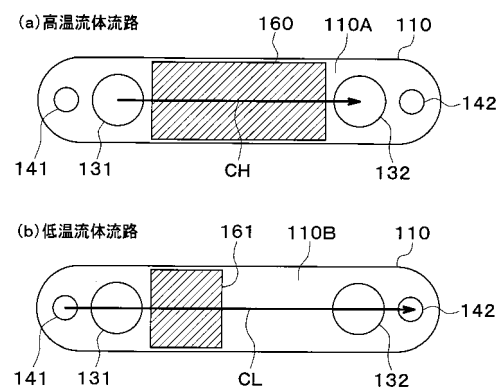
(54) 【発明の名称】 排気熱交換装置

(57) 【要約】

【課題】 排気熱交換装置において、高温流体流路の上流側での伝熱部材の温度上昇を抑制する。

【解決手段】 内燃機関から排出される排気が高温流体流れ方向に沿って流通する高温流体流路 110A と、冷却媒体が低温流体流れ方向に沿って流通する低温流体流路 110B と、高温流体流路 110A および低温流体流路 110B との間で熱を伝達する伝熱部材 111、112 とを備え、低温流体流路 110B では、高温流体流路 110A における高温流体流れ方向の上流側に対応する部位を他の部位よりも伝熱性能が高くなる。あるいは、高温流体流路 110A では、高温流体流れ方向を下流側よりも伝熱性能が低くなる。

【選択図】 図 7



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

内燃機関から排出される排気が高温流体流れ方向に沿って流通する高温流体流路（110A）と、

冷却媒体が低温流体流れ方向に沿って流通する低温流体流路（110B）と、

前記高温流体流路および前記低温流体流路との間で熱を伝達する伝熱部材（111、112）とを備え、

前記低温流体流路は、前記高温流体流路における前記高温流体流れ方向の上流側に対応する部位が他の部位よりも伝熱性能が高くなっている排気熱交換装置。

【請求項 2】

10

前記高温流体流れ方向と前記低温流体流れ方向が同じ並行流となっており、

前記低温流体流路は、前記低温流体流れ方向の上流側が下流側よりも伝熱性能が高くなっている請求項 1 に記載の排気熱交換装置。

【請求項 3】

前記高温流体流れ方向と前記低温流体流れ方向が反対の対向流となっており、

前記低温流体流路は、前記低温流体流れ方向の上流側が下流側よりも伝熱性能が低くなっている請求項 1 に記載の排気熱交換装置。

【請求項 4】

前記低温流体流路には、前記高温流体流路における前記高温流体流れ方向の上流側に対応する部位に低温流体用フィン（161）が配置され、他の部位には前記低温流体用フィンが配置されていない請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載の排気熱交換装置。

20

【請求項 5】

前記低温流体流路には、前記高温流体流路の前記高温流体流れ方向における上流側に対応する部位に第 1 低温流体用フィン（161a）が配置され、その他の部位に第 2 低温流体用フィン（161b）が配置されており、

前記第 1 低温流体用フィンは、前記第 2 低温流体用フィンよりも伝熱性能が高い請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載の排気熱交換装置。

【請求項 6】

内燃機関から排出される排気が高温流体流れ方向に沿って流通する高温流体流路（110A）と、

30

冷却媒体が低温流体流れ方向に沿って流通する低温流体流路（110B）と、

前記高温流体流路および前記低温流体流路との間で熱を伝達する伝熱部材（111、112）とを備え、

前記高温流体流路は、前記高温流体流れ方向における上流側が下流側よりも伝熱性能が低くなっている排気熱交換装置。

【請求項 7】

前記高温流体流路は、前記高温流体流れ方向における上流側が下流側よりも伝熱性能が低くなっている請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の排気熱交換装置。

【請求項 8】

40

前記高温流体流路には、前記高温流体流れ方向における上流側に第 1 高温流体用フィン（160a）が配置され、前記高温流体流れ方向における下流側に第 2 高温流体用フィン（160b）が配置されており、

前記第 1 高温流体用フィンは、前記第 2 高温流体用フィンよりも伝熱性能が低い請求項 6 または 7 に記載の排気熱交換装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、燃焼により発生する排気と冷却媒体との間で熱交換を行うことで排気を冷却する排気熱交換装置に関する。

【背景技術】

50

【0002】

従来より、排気熱交換装置として、例えば特許文献1に示されるものが知られている。特許文献1に記載の排気熱交換装置では、高温流体である排気が流通する高温流体流路と、低温流体である冷却水が流通する低温流体流路とが形成され、高温流体流路には、熱交換を促進させるためにインナーフィンが配置されている。

【0003】

また、排気熱交換装置では高温流体と低温流体の温度差が大きく、低温流体流路にインナーフィンを設けたとしても、低温流体側の放熱性能への寄与度が小さい。このため、製造コストの観点から低温流体流路にインナーフィンを配置しないことが一般的である。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2012-2481号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、低温流体流路にインナーフィンを配置しない場合には、排気入口に近く排気温度が高い高温流体流路の上流側で、伝熱部材であるプレートの温度が局所的に上昇することがある。このような場合、高温流体流路の上流側でインナーフィンが熱応力によって破損したり、もしくは低温流体流路における高温流体流路の上流側に対応する部位で低温流体が沸騰するおそれがある。

【0006】

本発明は上記点に鑑み、排気熱交換装置において、高温流体流路の上流側での伝熱部材の温度上昇を抑制することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、内燃機関から排出される排気が高温流体流れ方向に沿って流通する高温流体流路(110A)と、冷却媒体が低温流体流れ方向に沿って流通する低温流体流路(110B)と、高温流体流路および低温流体流路との間で熱を伝達する伝熱部材(111、112)とを備え、低温流体流路は、高温流体流路における高温流体流れ方向の上流側に対応する部位が他の部位よりも伝熱性能が高くなっていることを特徴としている。

【0008】

これにより、伝熱部材における高温流体流路の上流側に対応する部位で、伝熱面温度に対する冷却媒体温度の寄与度を増大させることができ、伝熱部材の温度を下げることでできる。この結果、排気が流入する高温流体流路の上流側での温度上昇を抑制でき、低温流体流路における高温流体流路の上流側に対応する部位での温度上昇を抑制できる。

【0009】

また、請求項6に記載の発明では、高温流体流路は、高温流体流れ方向における上流側が下流側よりも伝熱性能が低くなっていることを特徴としている。

【0010】

これによっても、伝熱部材における高温流体流路の上流側に対応する部位で、伝熱面温度に対する冷却媒体温度の寄与度を増大させることができ、伝熱部材の温度を下げることでできる。この結果、排気が流入する高温流体流路の上流側での温度上昇を抑制でき、低温流体流路における高温流体流路の上流側に対応する部位での温度上昇を抑制できる。

【0011】

なお、上記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】

【0012】

10

20

30

40

50

【図 1】第 1 実施形態の排気熱交換装置の斜視図である。

【図 2】第 1 実施形態の排気熱交換装置の正面図である。

【図 3】図 2 の I I I - I I I 断面図である。

【図 4】図 2 の I V - I V 断面図である。

【図 5】図 2 の V - V 断面図であり、高温流体流路の上流側における断面構成を示している。

【図 6】図 2 の V I - V I 断面図であり、高温流体流路の下流側における断面構成を示している。

【図 7】流体流れが並行流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 8】高温流体流路から低温流体流路への熱の移動を示す説明図である。

10

【図 9】流体流れが対向流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 10】第 2 実施形態の流体流れが並行流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 11】第 2 実施形態の流体流れが対向流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 12】第 3 実施形態の流体流れが並行流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 13】第 3 実施形態の流体流れが対向流である場合のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【図 14】第 4 実施形態の E G R クーラの内部を示す平面図である。

20

【図 15】第 4 実施形態の E G R クーラの内部を示す正面図である。

【図 16】第 4 実施形態のインナーフィンの配置を示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

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、図中、同一符号を付してある。

【0014】

(第 1 実施形態)

本発明の第 1 実施形態について図面に基づいて説明する。本実施形態は、本発明に係る排気熱交換装置を、内燃機関（以下、エンジンという）の排気再循環装置（すなわち、E G R 装置）における E G R クーラ 100 に適用したものである。E G R 装置は、車両のエンジンに設けられた排気中の窒素酸化物低減用の装置である。E G R クーラ 100 は、エンジンの吸気側に再循環させる排気を、エンジン冷却用の熱媒体としての冷却水によって冷却する排気熱交換装置である。以下、図 1 ～図 9 を用いて、E G R クーラ 100 の構成について説明する。

30

【0015】

E G R クーラ 100 は、エンジンの吸気側に再循環させる排気をエンジン冷却用の冷却水によって冷却する排気熱交換装置である。E G R クーラ 100 は、複数のチューブ 110、蓋プレート 121、122、フランジ 171、172、および水パイプ 181、182 等から構成されている。これらの各部材は、軽量で熱伝導性に優れ、且つ安価なアルミニウム材、あるいはアルミニウム合金材から成形されており、各部材の当接部がろう付あるいは溶接により接合されている。

40

【0016】

チューブ 110 は、内部の高温流体流路 110 A を排気が流通する細長で扁平状の管部材である。チューブ 110 は、2 枚のチューブプレート、即ち第 1 プレート 111 および第 2 プレート 112 から形成されている。

【0017】

プレート 111、112 は、細長で長手方向の端部が半円状に形成された板部材であり、外周部に対して内側となる内側領域が対向するプレート 111、112 側に向けて浅くへこむように打ち出しされて形成されている。

50

【0018】

プレート111、112の長手方向の両端側には、図3に示す排気用貫通孔111a、112aが形成されている。排気用貫通孔111a、112aは排気流通用の円形孔である。第1プレート111の排気用貫通孔111aの周囲には、第2プレート112側に縁立て部（つまり、バーリング部）が設けられており、第2プレート112の排気用貫通孔112aの周囲には、第1プレート111と反対側に縁立て部が設けられている。

【0019】

プレート111、112における排気用貫通孔111a、112aの更に両先端側には、図4に示す水用貫通孔111b、112bが形成されている。水用貫通孔111b、112bは冷却水流通用の円形孔である。各プレート111、112の水用貫通孔111b、112bの周囲には、対向するプレート111、112側に縁立て部が設けられている。

10

【0020】

図3～図6に示すように、第2プレート112の外周部には、第1プレート111側に向けて起された縁立て部112eが形成されている。縁立て部112eは、第1プレート111側に向けて多少広がるようになっている。縁立て部112eの先端部は、対向する第1プレート111の位置を超えるように延設されている。

【0021】

チューブ110を構成する第1プレート111と第2プレート112は、所定間隔を持って配置された状態で接合されている。第1プレート111と第2プレート112の間には、高温流体である排気が流通する高温流体流路110Aが形成される。高温流体流路110Aは、各チューブ110の内部に形成された内部流路となっている。

20

【0022】

高温流体流路110Aを流通する排気は、図1、図2における左側から右側に向かって流れる。つまり、図1、図2中の左側から右側に向かう方向が高温流体流れ方向となっている。

【0023】

チューブ110は、チューブ110の厚み方向に複数積層されている。各チューブ110が積層される際には、1つのチューブ110の縁立て部112eに隣のチューブ110が当接して、互いのチューブ110が位置決めされる。隣り合う各チューブ110の外周部（つまり、各プレート111、112の外周部）が互いに接合されている。1つのチューブ110の縁立て部112eは、隣のチューブ110の縁立て部112eに当接して接合されている。

30

【0024】

チューブ110の第2プレート112に形成された排気用貫通孔112aは、隣接するチューブ110の第1プレート111に形成された排気用貫通孔111aに嵌合して接合されている。図3に示すように、排気流入側では、各チューブ110の排気用貫通孔111a、112aが互いに接続され、全体が筒状の空間となる第1ガス連通部131が形成されている。また、排気流出側でも同様に、各チューブ110の排気用貫通孔111a、112aが互いに接続され、全体が筒状の空間となる第2ガス連通部132が形成されている。第1ガス連通部131は、排気流入側の連通部であり、第2ガス連通部132は、排気流出側の連通部である。

40

【0025】

1つのチューブ110においては、第1プレート111の排気用貫通孔111aと第2プレート112の排気用貫通孔112aは接合されておらず、チューブ積層方向に隙間が形成されている。ガス連通部131、132は、この隙間によって各高温流体流路110Aに連通している。

【0026】

積層されるチューブ110のうち、フランジ171、172から最も遠い側のチューブ110の第2プレート112（つまり、蓋プレート122に対向する第2プレート112

50

）には、第２排気用貫通孔１１２ａは設けられていない。このため、ガス連通路１３１、１３２のチューブ積層方向の一端側は閉塞された形となっている。

【００２７】

チューブ１１０が複数積層された状態において、各チューブ１１０の間には、各プレート１１１、１１２の内部領域で浅くへこむように打ち出しされた部位によって、低温流体である冷却水が流通する低温流体流路１１０Ｂが形成されている。低温流体流路１１０Ｂは、各チューブ１１０の間に形成されたチューブ間流路となっている。

【００２８】

低温流体流路１１０Ｂを流通する冷却水は、図１、図２における左側から右側に向かって流れる。つまり、図１、図２中の左側から右側に向かう方向が低温流体流れ方向となっている。本実施形態のＥＧＲクーラ１００では、高温流体流路１１０Ａを流通する排気と、低温流体流路１１０Ｂを流通する冷却水が同一方向に流れる並行流となっている。

【００２９】

各チューブ１１０における水用貫通孔１１１ｂ、１１２ｂは、互いに嵌合して接合されている。図４に示すように、冷却水流入側では、各チューブ１１０の水用貫通孔１１１ｂ、１１２ｂが互いに接続され、全体が筒状の空間となる水連通路１４１が形成されている。冷却水流出側でも同様に、各チューブ１１０の水用貫通孔１１１ｂ、１１２ｂが互いに接続され、全体が筒状の空間となる水連通路１４２が形成されている。水連通路１４１、１４２は、各低温流体流路１１０Ｂに連通している。第１水連通路１４１は冷却水流入側の連通路であり、第２水連通路１４２は冷却水流出側の連通路である。

【００３０】

蓋プレート１２１、１２２は、複数積層されたチューブ１１０の積層方向の一端側および他端側に接合される板部材である。蓋プレート１２１、１２２によって、それぞれ対向するチューブ１１０との間に低温流体流路１１０Ｂが形成されている。

【００３１】

蓋プレート１２１、１２２は、上記第２プレート１１２と類似なプレートであり、図３、図４に示すように、排気用貫通孔１２１ａ、水用貫通孔１２１ｂが形成されている。図３に示すように、排気用貫通孔１２１ａは、蓋プレート１２１に対向するチューブ１１０の排気用貫通孔１１１ａに嵌合して接合されている。図４に示すように、水用貫通孔１２１ｂは、外側に向けて開口している。

【００３２】

フランジ１７１、１７２は、ガス連通路１３１、１３２に接合されて、車両側の排気再循環装置における排気管と接続される接続用部材である。フランジ１７１、１７２は、外形が菱形状を成す板部材である。フランジ１７１、１７２は、中心部に貫通孔１７１ａ、１７２ｃが形成され、両端側にボルトによる締結用のボルト孔１７１ｂ、１７２ｄが形成されている。

【００３３】

第１フランジ１７１の貫通孔１７１ａは、第１ガス連通路１３１に連通するように、蓋プレート１２１に接合されている。第２フランジ１７２の貫通孔１７２ｃは、ガス連通路１３２に連通するように、蓋プレート１２１に接合されている。

【００３４】

第１水パイプ１８１は、冷却水流入用の管部材であり、第１水連通路１４１と連通している。第１水パイプ１８１は、第１水連通路１４１に対応する蓋プレート１２１の水用貫通孔１２１ｂに接合されている。第２水パイプ１８２は、冷却水流出用の管部材であり、水連通路１４２と連通している。第２水パイプ１８２は、第２水連通路１４２に対応する蓋プレート１２１の水用貫通孔１２１ｂに接合されている。

【００３５】

図５、図６に示すように、高温流体流路１１０Ａには、高温流体用フィン１６０が設けられており、低温流体流路１１０Ｂには、低温流体用フィン１６１が設けられている。これらのフィン１６０、１６１は、排気と冷却水との熱交換を促進するための熱交換促進部

10

20

30

40

50

材であり、例えばオフセットフィンを用いることができる。

【0036】

高温流体用フィン160および低温流体用フィン161は、チューブ110を構成するプレート111、112に接合されている。つまり、プレート111、112の一方の面には、高温流体用フィン160が接合され、プレート111、112の他方の面には、低温流体用フィン161が接合されている。このため、プレート111、112は、高温流体流路110Aと低温流体流路110Bとの間で熱を伝達する伝熱部材となっている。

【0037】

次に、高温流体流路110Aの高温流体用フィン160と、低温流体流路110Bの低温流体用フィン161の配置関係を図7を用いて説明する。

10

【0038】

ここで、高温流体流路110Aにおける高温流体流れ方向の中心を境にして、第1ガス連通部131に近い側を高温流体流路110Aの上流側とし、第2ガス連通部132に近い側を高温流体流路110Aの下流側とする。高温流体流路110Aの上流側は排気入口側ともいうことができ、高温流体流路110Aの下流側は排気出口側ともいうことができる。排気入口に近い高温流体流路110Aの上流側は、下流側よりも排気温度が高くなっている。

【0039】

また、低温流体流路110Bにおける低温流体流れ方向の中心を境にして、第1水連通部141に近い側を低温流体流路110Bの上流側とし、第2水連通部142に近い側を低温流体流路110Bの下流側とする。低温流体流路110Bの上流側は冷却水入口側ともいうことができ、低温流体流路110Bの下流側は冷却水出口側ともいうことができる。

20

【0040】

図7(a)に示すように、高温流体用フィン160は、高温流体流路110Aの上流側から下流側の流路全体に亘って設けられている。これに対し、図7(b)に示すように、低温流体用フィン161は、低温流体流路110Bにおいて、高温流体流路110Aの上流側に対応する部位にのみ設けられている。本実施形態のEGRクーラ100は、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが並行流であり、高温流体流路110Aの上流側と低温流体流路110Bの上流側とが対応している。このため、低温流体用フィン161は、低温流体流路110Bの上流側のみに設けられている。

30

【0041】

図8に示すように、高温流体流路110Aを流通する高温の排気から低温流体流路110Bを流通する低温の冷却水への伝熱が行われる。

【0042】

高温流体流路110A側の伝熱量Qは、数式1によって求めることができる。

【0043】

【数1】

$$Q = F_g \alpha_g (T_g - T_{\text{wall}}) \quad \dots (1)$$

40

低温流体流路110B側の伝熱量Qは、数式2によって求めることができる。

【0044】

【数2】

$$Q = F_w \alpha_w (T_{\text{wall}} - T_w) \quad \dots (2)$$

これらの数式1および数式2から、以下の数式3を導き出すことができる。

【0045】

【数 3】

$$T_{\text{wall}} = \frac{T_w + \frac{F_g \alpha_g}{F_w \alpha_w} T_g}{1 + \frac{F_g \alpha_g}{F_w \alpha_w}} \quad \dots (3)$$

但し、 Q ：伝熱量、 F_g ：高温流体側伝熱面積、 F_w ：低温流体側伝熱面積、 α_g ：高温流体側熱伝達率、 α_w ：低温流体側熱伝達率、 T_g ：高温流体温度、 T_w ：低温流体温度、 T_{wall} ：伝熱面温度である。

10

【0046】

上記数式 3 から、プレート 111、112 の伝熱面温度 T_{wall} を下げるためには、高温流体側伝熱面積 F_g と高温流体側熱伝達率 α_g を小さくするか、あるいは低温流体側伝熱面積 F_w と低温流体側熱伝達率 α_w を大きくすればよいことが分かる。

【0047】

上述のように、本実施形態では、低温流体流路 110B において、高温流体流路 110A の上流側に対応する部位に低温流体用フィン 161 を設けている。このため、低温流体流路 110B の高温流体流路 110A の上流側に対応する部位では、他の部位よりも低温流体側伝熱面積 F_w と低温流体側熱伝達率 α_w を大きくすることができる。これにより、プレート 111、112 における高温流体流路 110A の上流側に対応する部位では、伝熱面温度 T_{wall} に対する冷却水温度 T_w の寄与度を増大させることができ、プレート 111、112 の伝熱面温度 T_{wall} を下げることができる。

20

【0048】

この結果、高温流体流路 110A の上流側では、高温流体側フィン 160 の温度上昇を抑制でき、高温流体側フィン 160 に発生する熱応力が低下することで高温流体側フィン 160 が破損することを抑制できる。また、低温流体流路 110B 側では、冷却水が沸騰することを抑制できる。

【0049】

本第 1 実施形態では、排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL が同一である並行流とした例について説明したが、排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL が反対である対向流としてもよい。排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL を対向流とした場合について、図 9 を用いて説明する。

30

【0050】

図 9 (a) に示すように、高温流体用フィン 160 は、高温流体流路 110A の流路全体に亘って設けられている。図 9 (b) に示すように、低温流体用フィン 161 は、低温流体流路 110B において、高温流体流路 110A の上流側に対応する部位にのみ設けられている。排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL が対向流である場合には、高温流体流路 110A の上流側と低温流体流路 110B の下流側とが対応するため、低温流体用フィン 161 は、低温流体流路 110B の下流側のみに設ければよい。これにより、排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL が対向流の場合においても、排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL を並行流の場合と同様の効果を得ることができる。

40

【0051】

(第 2 実施形態)

次に、本発明の第 2 実施形態について説明する。上記第 1 実施形態と同一の部分は同一の符号を付して説明を省略し、異なる部分についてのみ説明する。

【0052】

本第 2 実施形態では、図 10 (a) に示すように、高温流体用フィン 160 は、高温流体流路 110A の流路全体に亘って設けられている。また、図 10 (b) に示すように、低温流体用フィン 161 は、低温流体流路 110B の流路全体に亘って設けられている。なお、図 10 は、排気流れ方向 CH と冷却水流れ方向 CL が並行流である例を示している

50

。

【0053】

本第2実施形態では、高温流体流路110Aの上流側と下流側で、高温流体用フィン160の種類を異ならせている。高温流体流路110Aの上流側には、第1高温流体用フィン160aが設けられている。高温流体流路110Aの下流側には、第2高温流体用フィン160bが設けられている。

【0054】

第1高温流体用フィン160aは、第2高温流体用フィン160bよりも伝熱性能が低くなっている。例えば、第1高温流体用フィン160aと第2高温流体用フィン160bとでフィンの種類を異ならせ、第1高温流体用フィン160aとして伝熱性能が低いストレートフィンを用い、第2高温流体用フィン160bとして伝熱性能が高いオフセットフィンを用いてもよい。あるいは、第1高温流体用フィン160aと第2高温流体用フィン160bとで同種のフィンを用い、第1高温流体用フィン160aを第2高温流体用フィン160bよりもフィン密度を低くしてもよい。

10

【0055】

本第2実施形態の構成によれば、高温流体流路110Aの上流側では、下流側よりも上述した数式3の高温流体側伝熱面積 F_g と高温流体側熱伝達率 α_g を小さくすることができる。これにより、プレート111、112における高温流体流路110Aの上流側に対応する部位で伝熱面温度 T_{wall} を下げることができる。この結果、本第2実施形態の構成においても、上記第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

20

【0056】

本第2実施形態では、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが並行流である例について説明したが、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLを図11に示す対向流としてもよい。

【0057】

図11(a)に示す例においても、高温流体流路110Aの上流側には、第1高温流体用フィン160aが設けられ、高温流体流路110Aの下流側には、第2高温流体用フィン160bが設けられている。また、図11(b)に示すように、低温流体流路110Bの上流側から下流側に亘って低温流体用フィン161が設けられている。これにより、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが対向流の場合においても、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLを並行流の場合と同様の効果を得ることができる。

30

【0058】

(第3実施形態)

次に、本発明の第3実施形態について説明する。上記各実施形態と同一の部分は同一の符号を付して説明を省略し、異なる部分についてのみ説明する。

【0059】

本第3実施形態では、図12(a)に示すように、高温流体用フィン160は、高温流体流路110Aの流路全体に亘って設けられている。また、図12(b)に示すように、低温流体用フィン161は、低温流体流路110Bの流路全体に亘って設けられている。なお、図12は、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが並行流である例を示している。

40

。

【0060】

本第3実施形態では、上記第2実施形態と同様、高温流体流路110Aには、上流側に第1高温流体用フィン160aを設け、下流側に第2高温流体用フィン160bを設けている。第1高温流体用フィン160aは、第2高温流体用フィン160bよりも伝熱性能が低くなっている。

【0061】

さらに本第3実施形態では、低温流体流路110Bの上流側と下流側で、低温流体用フィン161の種類を異ならせている。低温流体流路110Bの上流側には、第1低温流体用フィン161aが設けられている。低温流体流路110Bの下流側には、第2低温流体

50

用フィン161bが設けられている。第1低温流体用フィン161aは、第2低温流体用フィン161bよりも伝熱性能が高くなっている。

【0062】

本第3実施形態の構成によれば、高温流体流路110Aの上流側では、下流側よりも上述した数式3の高温流体側伝熱面積 F_g と高温流体側熱伝達率 α_g を小さくすることができる。さらに、低温流体流路110Bの上流側では、下流側よりも低温流体側伝熱面積 F_w と低温流体側熱伝達率 α_w を大きくすることができる。これにより、プレート111、112における高温流体流路110Aの上流側に対応する部位で、伝熱面温度 T_{wall} を効果的に下げることができる。この結果、本第3実施形態の構成においても、上記各実施形態と同様の効果を得ることができる。

10

【0063】

本第3実施形態では、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが並行流である例について説明したが、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLを図13に示す対向流としてもよい。

【0064】

図13(a)に示す例においても、高温流体流路110Aの上流側には、第1高温流体用フィン160aが設けられ、高温流体流路110Aの下流側には、第2高温流体用フィン160bが設けられている。また、図13(b)に示すように、低温流体流路110Bの上流側には、第2低温流体用フィン161bが設けられ、低温流体流路110Bの下流側には、第1低温流体用フィン161aが設けられている。これにより、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLが対向流の場合においても、排気流れ方向CHと冷却水流れ方向CLを並行流の場合と同様の効果を得ることができる。

20

【0065】

(第4実施形態)

次に、本発明の第4実施形態について説明する。上記各実施形態と同一の部分は同一の符号を付して説明を省略し、異なる部分についてのみ説明する。

【0066】

図14、図15に示すように、本第4実施形態のEGRクーラ100は、シェルアンドチューブ型の熱交換器として構成されている。具体的には、EGRクーラ100には、積層された複数のチューブ110を内部に収納するケーシング200が設けられている。ケーシング200は、角パイプ状の容器体として構成されている。冷却水通路110Bは、チューブ110とチューブ110との間、およびチューブ110とケーシング200との間に形成される。

30

【0067】

図16(a)に示すように、高温流体用フィン160は、高温流体流路110Aの上流側から下流側の流路全体に亘って設けられている。これに対し、図16(b)に示すように、低温流体用フィン161は、低温流体流路110Bにおいて、高温流体流路110Aの上流側に対応する部位、すなわち低温流体流路110Bの上流側に設けられている。

【0068】

以上説明した本第4実施形態では、低温流体流路110Bにおける高温流体流路110Aの上流側に対応する部位に低温流体用フィン161を設けることで、低温流体側伝熱面積 F_w と低温流体側熱伝達率 α_w を大きくすることができる。これにより、EGRクーラ100をシェルアンドチューブ型とした場合においても、上記第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

40

【0069】

また、EGRクーラ100をシェルアンドチューブ型とした場合において、上記第2実施形態および上記第3実施形態のように、高温流体流路110Aの上流側と下流側で高温流体用フィン160a、フィン160bの伝熱性能を異ならせたり、低温流体流路110Bの上流側と下流側で低温流体用フィン161a、フィン161bの伝熱性能を異ならせたりしてもよい。

50

【0070】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

【0071】

(1) 上記各実施形態では、高温流体流路110Aあるいは低温流体流路110Bの少なくとも一方において、上流側と下流側の2段階で伝熱性能を異ならせるようにしたが、これに限らず、伝熱性能を3段階以上で異ならせてもよい。

【0072】

(2) 上記各実施形態では、フィン160、161を用いて、高温流体流路110Aあるいは低温流体流路110Bの少なくとも一方において、上流側と下流側とで伝熱性能を異ならせるようにしたが、これに限らず、フィン160、161以外の手段によって、高温流体流路110Aあるいは低温流体流路110Bの少なくとも一方において、上流側と下流側とで伝熱性能を異ならせるようにしてもよい。

【0073】

(3) 本発明の排気熱交換装置を構成する各部材は、アルミニウム材やアルミニウム合金材に限定されるものではなく、例えばステンレスなどを用いてもよい。

【0074】

(4) 上記各実施形態では、本発明の排気熱交換装置をEGRクーラ100に適用した例について説明したが、これに限らず、排気熱交換装置を排熱回収装置などに適用してもよい。さらに、本発明の排気熱交換装置は自動車用に限定されるものではなく、非自動車用排気熱交換装置としてもよい。

【符号の説明】

【0075】

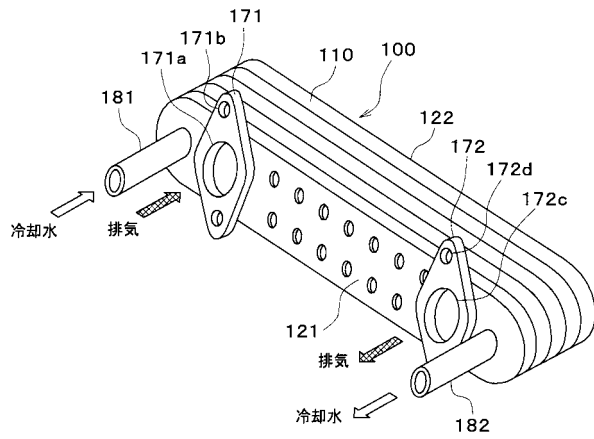
100	EGRクーラ
110	チューブ
110A	高温流体流路
110B	低温流体流路
111、112	プレート(伝熱部材)
160	高温流体用フィン
160a	第1高温流体用フィン
160b	第2高温流体用フィン
161	低温流体用フィン
161a	第1低温流体用フィン
161b	第2低温流体用フィン

10

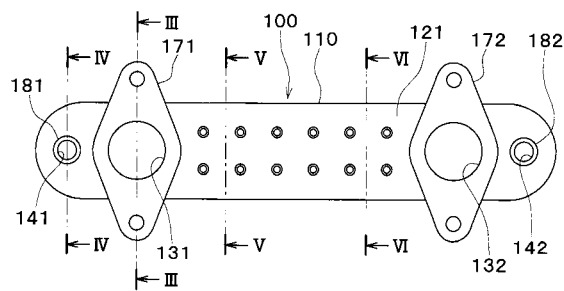
20

30

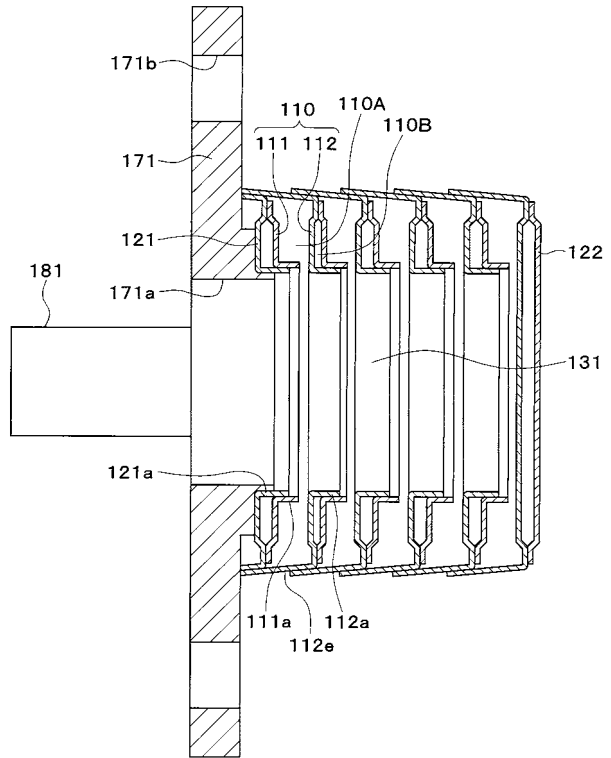
【図 1】



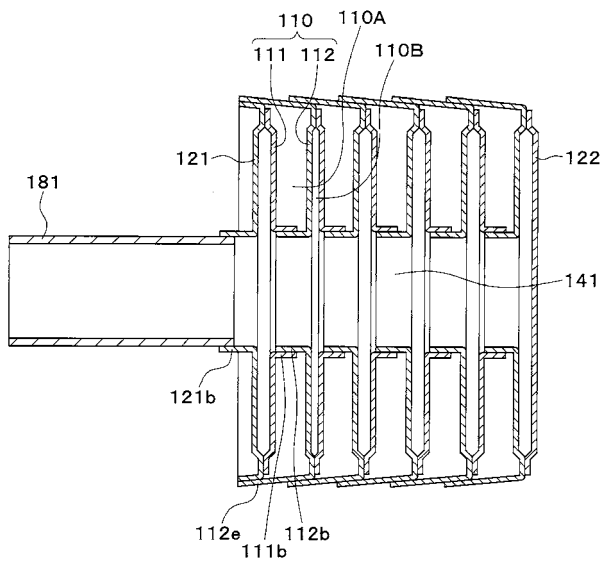
【図 2】



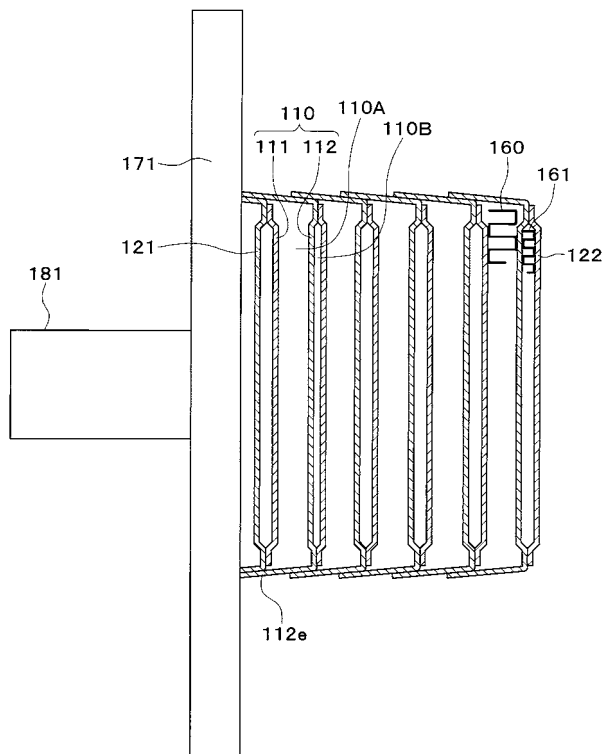
【図 3】



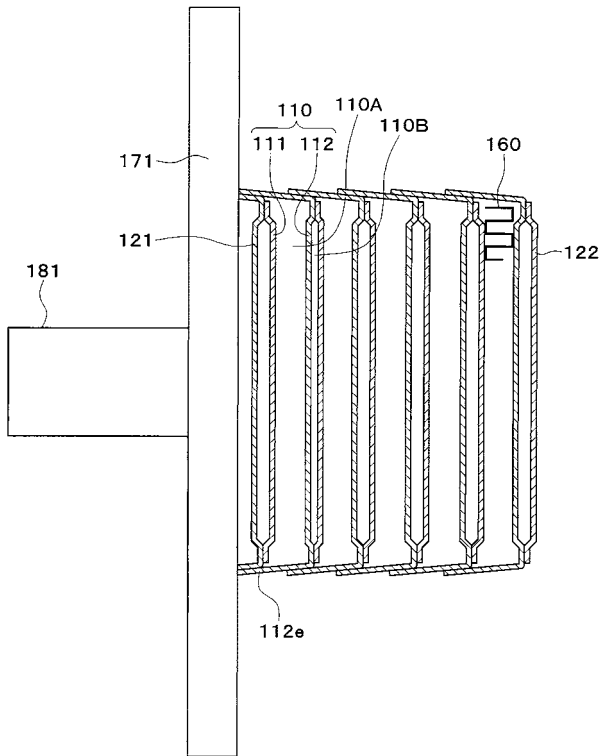
【図 4】



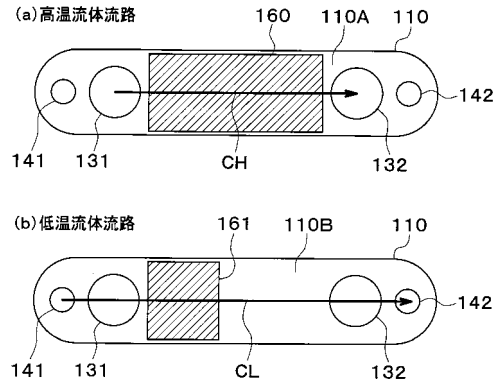
【図 5】



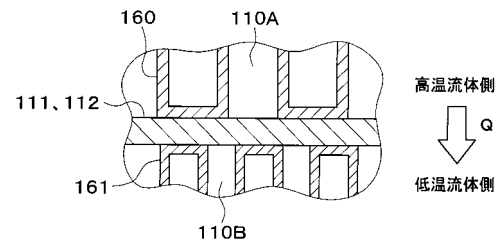
【図 6】



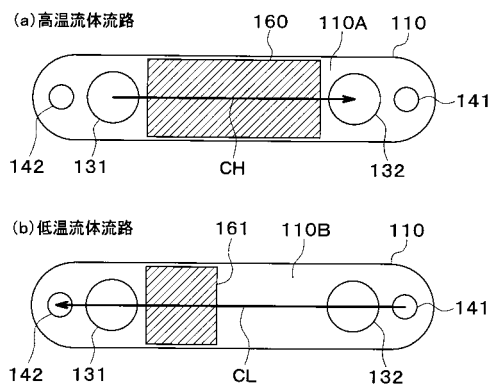
【図 7】



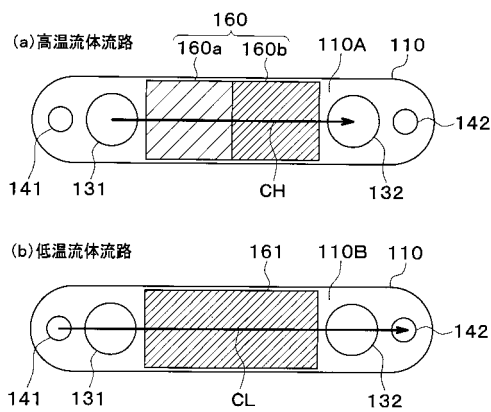
【図 8】



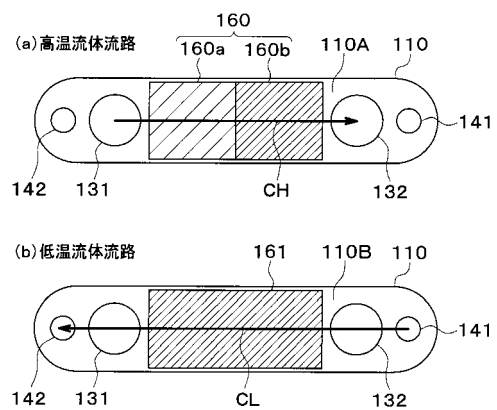
【図 9】



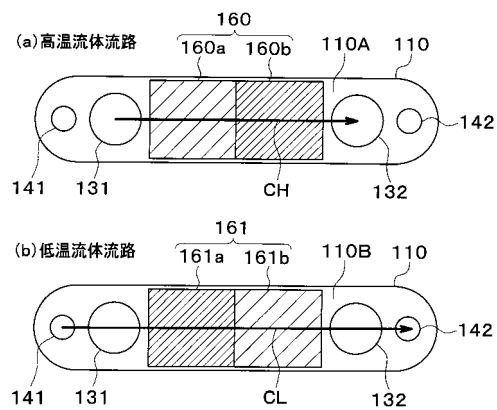
【図 10】



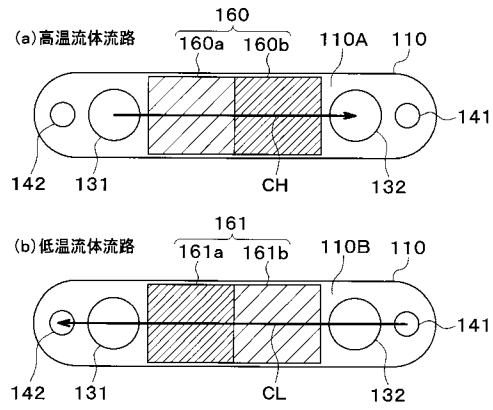
【図 11】



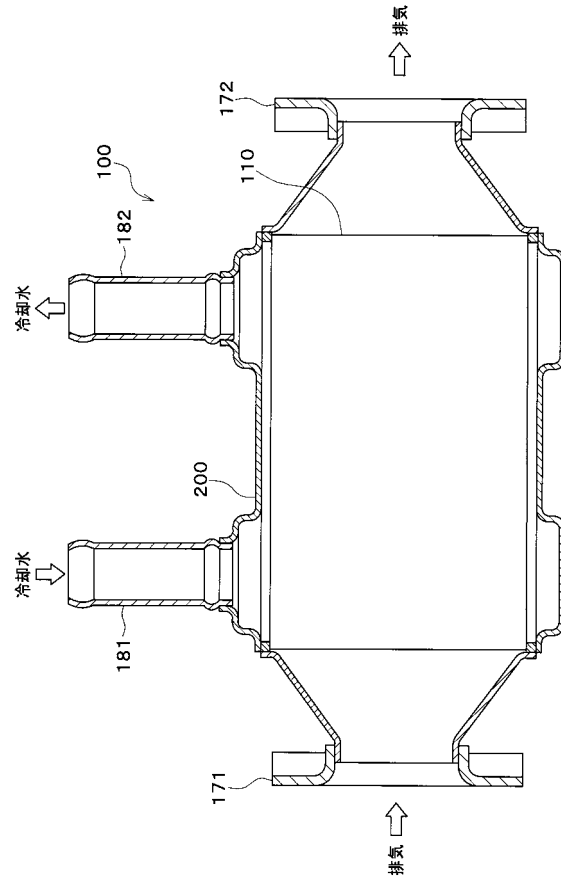
【図 12】



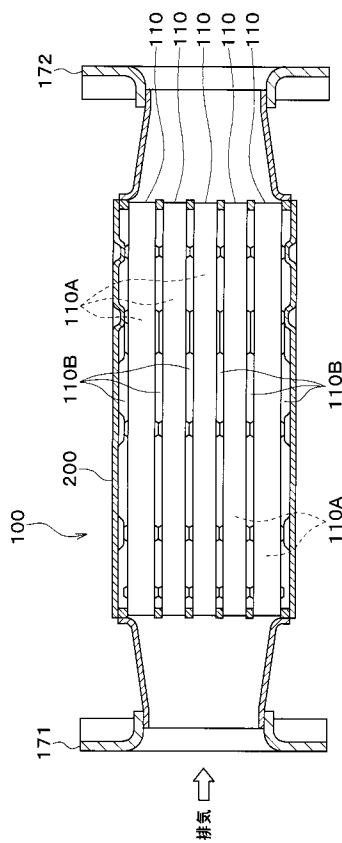
【図 13】



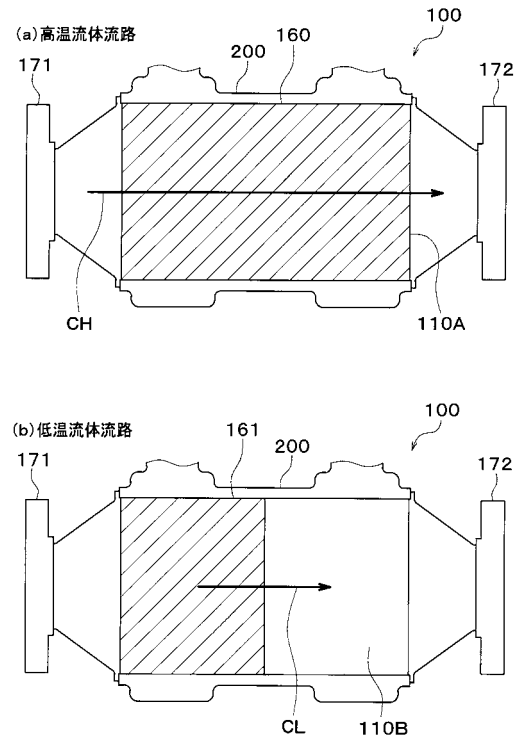
【図 14】



【図 15】



【図 16】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.			F I			テーマコード (参考)
F 2 8 F	3/06	(2006.01)	F 2 8 F	3/06	A	