

(43) 国際公開日
2007年8月2日 (02.08.2007)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2007/086418 A1(51) 国際特許分類:
F28D 15/02 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2007/051075

(22) 国際出願日: 2007年1月24日 (24.01.2007)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2006-017704 2006年1月26日 (26.01.2006) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社小松製作所 (KOMATSU LTD.) [JP/JP]; 〒1078414 東京都港区赤坂2丁目3番6号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大澤 昭浩 (OHSAWA, Akihiro) [JP/JP]. 辻村 真治 (TSUJIMURA, Shinji) [JP/JP]. 儲 仁才 (CHIYO, Ninzai) [JP/JP]. 平木 彦三郎 (HIRAKI, Hikosaburo) [JP/JP].

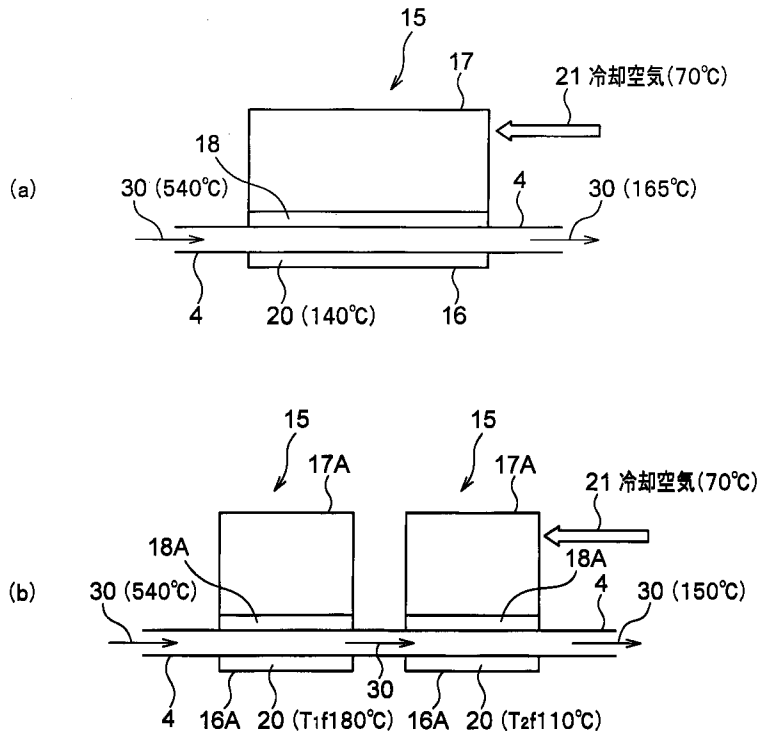
(74) 代理人: 木村 高久, 外 (KIMURA, Takahisa et al.); 〒1040043 東京都中央区湊1丁目8番11号 千代ビル 6階 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD,

[続葉有]

(54) Title: COOLING APPARATUS OF LIQUID

(54) 発明の名称: 流体の冷却装置



21... COOLING AIR (70 °C)

(57) Abstract: Provided is an apparatus for efficiently cooling the much heat of a hot object such as an exhaust gas to be cooled, neither by enlarging the size of a cooling device such as a radiator nor by needing either a piping to connect an evaporation portion and a condensation portion or a circulation pump for a steam circulation. An endothermic-side heat exchanger has a fluid passage to pass a fluid to be cooled therethrough, and reserves a coolant for cooling the fluid in the fluid passage by exchanging the heat with the same. On the other hand, an exothermic-side heat exchanger has at least two coolant passages, the one-end sides of which are made to communicate with the endothermic-side heat exchanger, and the other-end sides of which are made to communicate with each other through a common coolant passage. Cooling means cools the coolant by exchanging the heat with the coolant passing through the exothermic-side heat exchanger. The coolant passage has a diameter or an equivalent diameter within a range of 2 mm to 16 mm, and all the coolant passages are made to have a substantially identical or equivalent diameter.

(57) 要約: ラジエータ等の冷却用機器を大型化することなく、また、蒸発部と凝縮部を接続する配管や、蒸気を循環させるための循環ポンプ不要とし、排気ガスのような高温の冷却対象から、大量の熱を効率よく冷却できるようにする装置である。吸熱側熱交換器は、冷却対象となる流体が通過する流体用通路を有し、吸熱側熱交換器には、この流体用通路内の流体と熱交換して流体を冷却するための冷媒が貯留されている。また、放熱側熱交換器は、少なくとも2つの冷媒用通路を備え、

[続葉有]

WO 2007/086418 A1



MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK,
SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US,
UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR),
OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML,
MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

当該少なくとも2つの冷媒用通路の一端側が吸熱側熱交換器に連通されるとともに、当該少なくとも2つの冷媒用通路の他端側が共通冷媒用通路にて互いに連通されている。そして、放熱側熱交換器を通過する冷媒と熱交換して冷媒を冷却する冷却手段が設けられる。そして、冷媒用通路は通路の直径または等価直径が2 mm以上16 mm以下の範囲にあり、かつ、全ての冷媒用通路は略同一の直径または等価直径から構成される。

明 細 書

流体の冷却装置

技術分野

[0001] 本発明は、排気ガス、圧縮空気などの冷却対象となる流体を冷却する装置に関するものである。

背景技術

[0002] 近年、ディーゼルエンジンやガソリンエンジンから排出される排ガスの規制がますます強化されてきている。特にNO_x(窒素酸化物)に対する規制は年々厳しくなりつつある。

[0003] 従来からNO_xを低減させる方法として、ディーゼルエンジンやガソリンエンジンから排気された排気ガスを排気再循環させ、吸気に戻す(Exhaust Gas Recirculation、EGR)方法が実施されてきている。

[0004] EGRは、不活性となったエンジン排気ガスの一部をエンジンの吸気に戻すことでエンジン内の燃焼温度を低下させ、排気ガス中の有害成分であるNO_x(窒素酸化物)等を低減する方法である。

[0005] EGRを実現させるシステムを、図1に示す。

[0006] 同図1に示すように、エンジン1の排気通路2と吸気通路3は、EGR通路4によって連通している。EGR通路4上には、EGRクーラ5が設けられている。EGRクーラ5は、排気通路2からEGR通路4に導入される排気ガス(EGRガス)の温度を低下させることにより、エンジン1のシリンダ内への吸気の充填効率を高めてエンジン出力を低下させることなくNO_xを低下させるために設けられている。

[0007] エンジン1には、冷却水が通過する冷却水路6が形成されている。冷却水路6は、管路7を介して、外気と熱交換を行って冷却水の温度を低下させるラジエータ8に連通している。ラジエータ用冷却ファン9は、ラジエータ8に近接して設けられている。ラジエータ用冷却ファン9は、ラジエータ8に空気を送風して、ラジエータ8を通過する冷却水を冷却する。ラジエータ用冷却ファン9によって発生した風は、ラジエータ8を通過するとともに、ラジエータ8から熱を吸収し高温となる。通過後は、ラジエータ8を

挟んでラジエータ用冷却ファン9とは反対側に向かう。

[0008] EGRクーラ5にも同様に冷却水路が設けられており、この冷却水路は、管路7を介してラジエータ8に連通している。このためEGRクーラ5を流れる冷却水もラジエータ8によって冷却される。

[0009] すなわち、エンジン1の冷却に使用している冷却水の一部は、EGRクーラ5の冷却水として使用される。EGRクーラ5でEGRガスと熱交換して昇温された冷却水は、エンジン1の冷却によって昇温した冷却水と合流してラジエータ8に導かれる。

[0010] このように、エンジン冷却水の一部をEGRクーラ5に導きEGRガスを冷却するという技術は、特許文献1の従来技術の欄に記載されている。

[0011] ところで、NO_xをより低減するために、より大量のEGRが必要になってきている。それによって、大量のEGRガスを冷却するために必要な冷却熱量が増加するため、EGRクーラ5、ラジエータ8、ラジエータ用冷却ファン9、ウォーターポンプなどの冷却用機器が大容量化し、大型化する必要がある。これらのエンジン冷却用機器が大型化すると、エンジンルーム内で場積をとり、車体設計に大きな負担をかけることになる。

[0012] しかしながら、EGRガスの量が増加したとしてもラジエータなどの冷却用機器は小型のままで冷却性能を維持したいとの要請がある。

[0013] この要請に応えるために、上述の特許文献1には、沸騰凝縮の原理を利用してラジエータ等の大型化を招くことなく冷却効率を高めるという発明が記載されている。すなわち、沸騰凝縮の原理を利用し、凝縮液を蒸発部に環流させる駆動力として、重力を用いることで、蒸発部と凝縮部を接続する配管を極力少なくし循環ポンプを不要にするという発明が記載されている。この発明では、蒸発部の上方に凝縮部を配置し、蒸発部と凝縮部を蒸気用配管および凝縮液用配管によって接続して、蒸発部で冷却水を蒸発させ蒸気を蒸気用配管を介して上方の凝縮部に導き、凝縮部で蒸気を凝縮させて液化させ凝縮液を重力によって凝縮液用配管を介して下方の蒸発部まで落下させるようにしている。この発明によれば、ラジエータ等の冷却用機器は、既存の大きさのままでよく、蒸気を循環させるための循環ポンプが不要となる。

[0014] 特許文献2には、沸騰凝縮の原理を用いた別の方法が開示されている。この発明は、蒸発部の上部に管路を介することなく凝縮部を直接連通させ、かつ蒸気用通路

と凝縮液用通路を別々に設けていることを特徴としている。蒸発部で発生した蒸気を配管を介することなく上方の蒸気用通路に導き、蒸気を移動させるため、蒸気移動に伴う圧力損失が特許文献1の発明に比べて小さくなっている。また、上部空間で凝縮された凝縮液は、配管を介することなく凝縮液用通路を降下するため、降下に伴う圧力損失を特許文献1の発明より小さくすることができる。このため、媒体の還流に伴う圧力損失を低減することができ、媒体が還流しやすくなる。さらに、蒸気用通路と凝縮液用通路を分離することで、凝縮液通路に蒸気が侵入し凝縮液の降下を妨害してしまうことを防げるので、媒体を効率的に還流させることもできる。従って、特許文献1の技術よりも、熱伝達性能を向上させることが可能となる。

特許文献1および2に開示されている発明に共通していることは、媒体の還流に重力を用いていることである。媒体の還流に重力を用いる場合、蒸気通路と凝縮液通路の分離が必須となる。

- [0015] また、媒体の還流に重力を用いる上記技術のもう一つの課題として、姿勢によって熱伝達性能が大きく低下するということがあげられる。冷却装置が傾いた場合、凝縮液の還流力が傾斜面に平行な重力の分力となってしまうため、還流力が著しく低下する。特に建設機械に適用する場合には大きな問題となる。建設機械は30度傾斜の斜面でも作業する。還流に重力を用いる上記の技術では、建設機械が30度傾斜したとき還流力が低下するため放熱が不十分になり、作動媒体の温度が上昇し、それに伴い媒体の圧力も急上昇するため、EGRクーラの破損を招くおそれがある。

特許文献1:特開2003-278607号公報

特許文献2:特開平08-78588号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0016] 沸騰凝縮の原理を用いると配管の省略が可能となり装置のコンパクト化が図られ循環ポンプが不要になるなどの利点があるものの、媒体の還流に重力を用いる前述の方法では、熱伝達性能が大きく制限されてしまうという問題がある。

- [0017] 沸騰凝縮の原理を用いたもので、熱伝達性能を図る別の方法として図2に示すような自励振動の原理を利用した蛇行細管型ヒートパイプ100を用いるものが知られて

いる。

[0018] 同図2に示すように、細いパイプを複数回ターンさせてヒートパイプ100を構成し、ヒートパイプ100内に熱媒体が封入されたものである。この方法は、熱媒体を循環させる駆動力として、振動力を用いており、格段の熱伝達性能向上が見込まれる。

[0019] しかし、ヒートパイプ100を利用した冷却装置では、冷媒は細い1本のパイプの中を移動しながら熱交換が行われ、熱負荷の増加に従う流動抵抗の急激な増大は冷媒移動すなわち熱移動の妨げになるため、熱輸送量が小さく、排気ガスのような高温の冷却対象から大量の熱を冷却するのに適していないという問題がある。

[0020] 本発明は、こうした実状に鑑みてなされたものであり、ラジエータ等の冷却用機器を大型化することなく、また、蒸発部と凝縮部を接続する配管や、蒸気を循環させるための循環ポンプを不要とし、また、還流力に重力ではなく、振動力をもちいることで熱伝達性能を向上し、しかも、排気ガスのような高温の冷却対象から大量の熱輸送を可能にすることを、解決課題とするものである。

課題を解決するための手段

[0021] 第1発明は、
冷却対象となる流体が通過する流体用通路を有し、この流体用通路内の流体と熱交換して流体を冷却するための冷媒が貯留された吸熱側熱交換器と、

少なくとも2つの冷媒用通路を備え、当該少なくとも2つの冷媒用通路の一端側が吸熱側熱交換器に連通されているとともに、当該少なくとも2つの冷媒用通路の他端側が互いに連通されている放熱側熱交換器と、

放熱側熱交換器を通過する冷媒と熱交換して冷媒を冷却する冷却手段と
が設けられ、

前記吸熱側熱交換器と前記放熱側熱交換器との間で前記冷媒を環流させるように構成し、 前記冷媒用通路は通路の直径または等価直径が2mm以上16mm以下の範囲にあり、かつ、全ての冷媒用通路は略同一の直径または等価直径から構成されること
を特徴とする。

[0022] 第2発明は、第1発明において、

エンジンの排気通路内の排気ガスを吸気通路に供給するEGR通路が設けられ、
EGR通路を通過する排気ガスが、冷却対象となる流体として、吸熱側熱交換器を
通過するように構成したこと
を特徴とする。

- [0023] 第3発明は、第1発明において、
吸入空気を圧縮して、圧縮された吸入空気をエンジンの吸気通路に導入するターボ
チャージャが設けられ、
ターボチャージャによって圧縮された吸入空気が、冷却対象となる流体として、吸
熱側熱交換器を通過するように構成したこと
を特徴とする。

- [0024] 第4発明は、第1発明から第3発明において、
冷却手段は、冷却ファンであること
を特徴とする。

- [0025] 第5発明は、第4発明において、
エンジンの冷却水が通過するラジエータと、
ラジエータ用冷却ファンと
が設けられ、
ラジエータ用冷却ファンを冷却手段として使用すること
を特徴とする。

- [0026] 第6発明は、第1発明において、
吸熱側熱交換器および放熱側熱交換器の容積に対する冷媒の容積の比率は、20
%以上80%以下となる所定の容積比率に設定されていること
を特徴とする。

- [0027] 第7発明は、
第1発明の流体の冷却装置は、複数の独立した吸熱側熱交換器と、これに対応する
複数の独立した放熱側熱交換器とからなり、
各吸熱側熱交換器内の各流体用通路は、直列に連通されており、
各吸熱側熱交換器の冷媒の沸点は、各流体用通路の上流から下流に向かうに従

い、徐々に低くなる温度に設定されていること
を特徴とする。

[0028] 第8発明は、第7発明において、
各吸熱側熱交換器は、冷却対象となる流体を隣接する吸熱側熱交換器に通過させ、冷媒を隣接する吸熱側熱交換器に通過させない仕切りによって、仕切られていること
を特徴とする。

[0029] 第9発明は、第4発明において、
エンジンの冷却水が通過するラジエータと、
ラジエータ用冷却ファンと
が設けられ、
ラジエータ用冷却ファンとは、別に、冷却手段として冷却ファンが設けられていること
を特徴とする。

[0030] 第10発明は、第4発明において、
放熱側熱交換器が環状に形成され、当該環状の放熱側熱交換器の内側に、冷却手段として冷却ファンが配置されていること
を特徴とする。

[0031] 第11発明は、第10発明において、
前記冷却装置が、エンジンの上部に搭載されること
を特徴とする。

[0032] 第12発明は、
冷却対象となる流体が通過する流体用通路を有し、この流体用通路内の流体と熱交換して流体を冷却するための冷媒が貯留された吸熱側熱交換器と、
少なくとも2つの冷媒用通路を備え、当該少なくとも2つの冷媒用通路の一端側が前記吸熱側熱交換器に連通されているとともに、当該少なくとも2つの冷媒用通路の他端側が互いに連通されている放熱側熱交換器と、
放熱側熱交換器を通過する冷媒と熱交換して冷媒を冷却する冷却手段と

が設けられ、
前記吸熱側熱交換器と前記放熱側熱交換器との間で前記冷媒を環流させるように構成し

前期冷媒用通路は、前記吸熱側熱交換器内の冷媒が前記流体の熱を吸収して気化した蒸気と、前記放熱側熱交換器で前記冷却手段により熱を吸収されて液化した冷媒とが通りうることを特徴とする。

発明の効果

- [0033] 本発明の冷却装置は、少なくとも2つ以上の冷媒用通路があり、冷媒用通路の他端側が互いに連通されかつ冷媒用通路は略同一の直径または等価直径で構成されており、冷媒用通路の直径または等価直径を2mm以上16mm以下とすることにより冷媒に自励振動をおこさせることが可能となる。ここで等価直径とは、断面が円形でない冷媒用通路の断面を円形で代表させたときに、流体抵抗が同じになるようにした場合の直径のことである。
- [0034] 本発明では、少なくとも2つ以上の冷媒用通路を、吸熱側熱交換器内で流体の熱を吸収して気化した蒸気と、放熱側熱交換器で液化した冷媒とが通りうるため流動抵抗を小さくすることが可能である。従って、凝縮液は重力だけの場合よりも早く還流されるので、熱輸送量の数倍の向上が可能となる。
- [0035] 本発明は、冷媒を循環させる駆動力として、振動力を用いているため、重力の影響を受けにくい。したがって、傾斜した場合でも熱伝達性能の低下を引き起こすことがなくなる。
- [0036] 本発明は、吸熱側熱交換器の内部に流体(排気ガス)の通路が形成されているため、流体(排気ガス)と冷媒の間の吸熱面積が大きくなり、入熱量が格段に向上する。このため、熱輸送量が大きくなり、EGRガスのような高温の冷却対象から大量の熱を効率よく冷却することができる。

発明を実施するための最良の形態

- [0037] 以下、図面を参照して本発明に係る流体の冷却装置の実施の形態について説明する。

[0038] 図3は、実施形態の建設機械のエンジンルームのレイアウトを示している。

[0039] 同図3に示すように、エンジン1の排気通路2と吸気通路3は、EGR通路4によって連通している。

[0040] EGR通路4上には、EGRクーラ15が設けられている。EGR通路4には、排気通路2より、EGRクーラ15の冷却対象となるEGRガス30が導入されて、同EGRガス30が通過する。EGRクーラ15は、冷却対象となるEGRガス30を冷却する冷却装置であり、EGR通路4を通過して吸気通路3に流れ込むEGRガス30の温度を低下させることにより、エンジン1のシリンダ内へのガスの充填効率を高めてエンジン出力を低下させることなくNO_x等を低下させるために設けられている。

[0041] エンジン1には、冷却水が通過する冷却水路6が形成されている。冷却水路6は、管路7を介して、外気と熱交換を行って冷却水の温度を低下させるラジエータ8に連通している。一般的には、冷却水の温度は約80℃である。ラジエータ用冷却ファン9は、ラジエータ8に近接して設けられており、外部からの空気をラジエータ8に空気を送風して、ラジエータ8を通る冷却水を冷却する。ラジエータ8に送風される冷却空気は約30℃であるが、ラジエータ8を通過した後、約70℃の高温の冷却空気21として、EGRクーラ15に向かう。

[0042] 図4は、EGRクーラ15の構成を示す。

[0043] 図4(a)は、EGRクーラ15の斜視図であり、図4(b)は、図4(a)のA-A断面を示している。

[0044] 同図4に示すように、EGRクーラ15は、吸熱側熱交換器(沸騰部あるいは蒸発部;エバポレータ)16と、放熱側熱交換器17(凝縮部;コンデンサ)とから構成されている。

[0045] 本実施例では、EGR通路4を通過するEGRガス30が、吸熱側熱交換器16の内側を通過するように構成されている。

[0046] 吸熱側熱交換器16には、EGR通路4を取り囲むように、冷媒貯留槽18が形成されている。

[0047] 吸熱側熱交換器16の内部にあっては、EGR通路4は、図4(b)に示すように、複数の通路4a、4a…に分割されている。吸熱側熱交換器16の内部には、複数のEGR通

路4a、4a…を囲むように、冷媒貯留槽18が形成されている。冷媒貯留槽18には、各EGR通路4a、4a…内のEGRガス30と熱交換してEGRガス30を冷却するための冷媒20が貯留されている。また、個々のEGR通路4a、4a…には、フィン4b、4b…が設けられている。このように、冷媒貯留槽18は、複数のEGR通路4a、4a…を囲むように形成され、フィン4b、4b…が形成されているため、冷媒20がEGR通路4の外壁に接触する面積を大きくすることができ、これによりEGRガス30と冷媒20との間の伝熱面積を大きくすることができ、熱交換を効率的に行うことができる。

[0048] なお、伝熱面積を大きくする方法として、図4(b)のように、EGR通路内に、チューブを多数配置したものを用いてもよい。

[0049] 放熱側熱交換器17は、3つの冷媒用通路19、19、19を備えている。冷媒用通路19としては、図4(a)、(b)に示すように、管をもちいてもよい。このような例としてアルミニウムの細管や銅の細管が挙げられるが、本発明はこれらに特定されない。これら各冷媒用通路19…の一端側、つまり各冷媒用通路19…の下端側は、吸熱側熱交換器16の冷媒貯留槽18に連通されている。また、各冷媒用通路19…の他端側、つまり各冷媒用通路19…の上端側は、共通の冷媒用通路19aにて互いに連通されている。

[0050] 各冷媒用通路19…および共通冷媒用通路19aの外壁には、外気との伝熱を行うためのフィン23が形成されている。

[0051] ラジエータ8を通過した約70℃の高温の冷却空気21が、放熱側熱交換器17の冷却空気流入面17Aに流入され、フィン23を介在して、各冷媒用通路19…および共通冷媒用通路19a内の冷媒20と熱交換が行われる。

[0052] 上述した本実施例のEGRクーラ15で行われる動作について説明する。

[0053] 図4(b)に示すように、吸熱側熱交換器16の冷媒貯留槽18内の冷媒20は、各分割EGR通路4a、4a…を通過するEGRガス30から熱を受け、相変化によりランダムに冷媒蒸気20Gが発生する。この蒸気は吸熱側熱交換器16の上部に集まる。この時、冷媒20の急激な体積膨張により、吸熱側熱交換器16側の圧力上昇が生じる。一方、放熱側熱交換器17では、冷却空気21による冷却作用により冷媒蒸気20Gは凝縮し液相冷媒20となり体積収縮するため局所的に圧力低下する。この局所的な圧力差

を解消するため吸熱側熱交換器16で発生した冷媒蒸気20Gは放熱側熱交換器17の各冷媒用通路19…に流れ込む。各冷媒用通路19、19、19は、共通冷媒用通路19aによって連通しているため、ある冷媒用通路19内で冷媒20が上方に移動すると、この移動に応じて、他の冷媒用通路19内の冷媒20は下方に移動する。吸熱側熱交換器16に戻ってきた冷媒20と余分な蒸気20Gは吸熱側熱交換器16の上部空間で気液分離し、冷媒20は再び加熱され、冷媒蒸気20Gは新しく発生した冷媒蒸気20Gと共に、上述の局所的な圧力差により放熱側熱交換器17に流れ込む。このように、吸熱側熱交換器16内および各冷媒用通路19…内では時間と共にランダムに変化する局所的な圧力差すなわち自励的な振動により冷媒20および冷媒蒸気20Gは、放熱側熱交換器17の各冷媒用通路19…および共通冷媒用通路19a内において、矢印にて示すように、自励的に振動する。

[0054] これにより気相の潜熱と液相の顕熱の両方の熱の輸送が同時に行われる。

[0055] つぎに自励振動を生じさせるための条件について説明する。

[0056] 条件の1つ目として、各冷媒用通路19の直径dについて説明する。

[0057] 図6(b)は、直径dと熱負荷eとの関係を示している。

[0058] 熱負荷eは熱輸送量に相当するものであり、熱伝達性能と読み替えても差し支えない。

[0059] 実験では、各冷媒用通路19の長さを200mmとし、冷媒用通路19の直径dを、1mm～20mmの範囲で変化させて、熱負荷eを求めた。自励振動を起こすことのない従来技術では、熱負荷eが0.3程度であることがわかっている。熱輸送量は熱負荷eと同等であるため、この実験結果から、各冷媒用通路の等価直径として、2mm以上16mm以下のものをもちいることで、従来技術の2倍から最大3.3倍の熱輸送量を得ることが可能となることがわかる。特に3mmから13mmのところを用いると熱輸送量が0.8以上となり、より効率のよいところで使用することができる。条件の2つ目として、自励振動を生じさせるための冷却風量の調整方法について説明する。

[0060] 図6(c)は、上記実施例における冷却風量と熱負荷との関係を測定したものである。このグラフからわかることは、熱負荷が最大値近辺になるような冷却風量が存在することである。この場合、冷却風量を最大風量の50%前後になるように、冷却ファン

の回転数を制御することで、最大の熱負荷に対応することが可能となる。

- [0061] このように本実施例では、自励振動によって、冷媒20を循環させている。冷媒20を循環させる駆動力として、自励による振動力を用いているため、重力の影響を受けにくい。このため従来技術に比して熱伝達性能が制限されてしまうようなことがない。
- [0062] しかも、図2で説明したヒートパイプ100のように、1本の細いパイプを介して熱交換が行われるのではなく、吸熱側熱交換器16の内部に排気ガス30の通路4aが形成され、この通路4aを囲むように冷媒貯留槽18が形成されているため、排気ガス30と冷媒20の間の吸熱面積が大きくなり、入熱量が格段に向上する。このため、熱輸送量が大きくなり、排気ガス30のような高温の冷却対象であっても、大量の熱量を効率よく冷却することができる。
- [0063] さらに、本発明を用いると、ラジエータ等の冷却機器は既存のままでよく大型化が必要なくなることを説明する。
- [0064] 図1で示される従来の技術では、EGRガスを冷却して温度が上昇したエンジン冷却水は、80℃程度でラジエータに入り、冷却ファンから送られる約30℃の冷却空気 で冷却される。このときのエンジン冷却水と冷却空気との温度差(気水温度差)は約50℃程度であり、この温度差を利用して、エンジン冷却水を冷却している。
- [0065] ラジエータ8を通過した後の冷却空気21は、70℃程度の高温になっているため、80℃のエンジン冷却水で冷却しようとする と気水温度差が10℃しかないのではほとんど冷却することができない。
- [0066] ところで、本発明の冷却装置(EGRクーラ15)は、沸騰凝縮の原理を利用しているため、冷媒20は沸騰している。たとえば、冷媒として水を使用する場合、水の沸点は1気圧では100℃であるが、内圧が5気圧になると150℃になる。自励振動による強制循環で冷媒20が循環するために、冷媒20の温度は、放熱側熱交換器内でも吸熱側熱交換器内とほぼ同じ沸点、たとえば150℃を維持する。
- [0067] したがって、ラジエータ8を通過した後の冷却空気21は70℃になっているが、発明のEGRクーラ15は放熱側熱交換器が150℃になっているので、気水温度差を80℃までとることが可能となる。従来の技術では30℃の冷却空気を用いたとしても気水温度差は50℃しか取れないにもかかわらず、本発明のEGRクーラを用いれば、従来技

術では冷却能力がないとされていたラジエータ通過後の70℃になった、いわば使い捨て空気でも、従来の1.6倍もの冷却性能を達成することが可能となる。

[0068] このためラジエータ等の冷却用機器は、既存のままでよく、大型化することなく使用することができる。

[0069] また、本実施例のEGRクーラ15は、吸熱側熱交換器16に放熱側熱交換器17が直接連通する構成であり、重力ではなく自励振動によって冷媒20を環流させているため、蒸発部(吸熱側熱交換器16)と凝縮部(放熱側熱交換器17)を接続する配管や、蒸気を循環させるための循環ポンプが不要となる。

[0070] 図5(a)、(b)は、図4に示すEGRクーラ15とは異なる外観形状のEGRクーラ15の構成例を示している。図5では、図4のEGRクーラ15を構成する要素と同じ機能の要素には、同じ符号を付している。図5に示すように、吸熱側熱交換器16は、図4の構成のものと異なり、EGR通路4(各分割EGR通路4a)を内蔵する円筒形状に形成されている。

[0071] 放熱側熱交換器17は、直方体形状に形成されている。図5のEGRクーラ15にあっては、EGR通路4の長手方向に沿って、冷媒用通路19、19…を配列した構成であり、これにより、放熱側熱交換器17の幅Wを薄く形成するようにしている。

[0072] 図7は、ラジエータ8、ラジエータ用冷却ファン9との位置関係を示している。

[0073] これまでの説明では、冷却対象となる流体として、EGRガスを例にとって説明してきたが、本発明はこれに限らない。

[0074] 冷却対象となる流体をエンジンオイルにした場合について説明する。

[0075] 図3には図示されていないが、エンジンおよび作業機に使用されるオイルクーラ40がラジエータ8と並列に設置されている。オイルクーラ40の概略を図5(c)に示す。オイルクーラ40の構造はラジエータ8の構造と同様であり、ラジエータ8を通過するエンジン冷却水の代わりにオイルが通過する。大きな違いは、オイルは高圧になっておりオイル漏れ等を防止するために、オイルクーラ全体に強度が必要なため、重量や製造コストがラジエータより大きくなっていることである。

[0076] 図5(a)、(b)に例示してあるEGRクーラの構造の吸熱側熱交換器の、冷却対象となる流体通路(EGRクーラではEGRガスの通路に相当)へオイルを通せば、オイルク

ーラとして使用することが可能である。この場合は、オイルが通過する部分が、従来のオイルクーラに比べて1/3程度となるため、耐強度構造が必要な部分が従来の1/3程度になり、軽くて安価なオイルクーラにすることが可能となる。

[0077] 次の実施例として、ターボチャージャによって圧縮された吸入空気を冷却対象にした場合について説明する。

[0078] 図3で、エンジン1には、ターボチャージャ10が設けられている。ターボチャージャ10は、エンジン1の燃費、エンジン出力等を向上させるために設けられている。ターボチャージャ10のタービン11のシュラウドの入口は、排気通路2に連通しているとともに、タービン11のシュラウドの出口は、マフラ22を介して大気に連通している。ターボチャージャ10のコンプレッサ12のシュラウドの入口は、エアクリーナ13を介して大気に連通しているとともに、コンプレッサ12のシュラウドの出口は、アフタークーラ14を介して、吸気通路3に連通している。アフタークーラ14は、ターボチャージャ10によって圧縮された吸入空気の温度を低下させて、エンジン1のシリンダ内の酸素の充填効率を高めるために設けられている。

[0079] このアフタークーラに本発明を適用することが可能である。アフタークーラの概略図を図5(d)に示す。吸熱側熱交換器の冷却対象となる流体通路に、ターボチャージャで圧縮された吸入空気をとすことで、アフタークーラとして使用可能である。ターボチャージャで圧縮された吸入空気は3気圧で150℃と、比較的高温高压である。ところが本方式によれば、高温高压にさらされる部分が1/3程度となるので、前記実施例と同じく、軽量で安価なアフタークーラにすることが可能である。

[0080] 図6(a)は、吸熱側熱交換器16および放熱側熱交換器17の全容積、つまり冷媒貯留槽18、各冷媒用通路19…および共通冷媒用通路19aの全容積に対する、液相状態における冷媒20の容積の比率Bと、熱輸送量Cとの関係を示す。

[0081] 同図6(a)に示すように、容積比率Bが20%以上80%以下の範囲で、熱輸送量Cが、高温の排気ガス30を冷却するに十分な所定のレベル以上となる。このため冷媒20の容積比率Bは、20%以上80%以下の範囲に設定することが望ましい。

[0082] 図7は、ラジエータ8、ラジエータ用冷却ファン9との位置関係を示している。

[0083] 図7(a)では、ラジエータ用冷却ファン9の後方に、ラジエータ8を配置し、ラジエー

タ8の後方に、EGRクーラ15を配置している。ラジエータ用冷却ファン9によって、ラジエータ8に冷却空気21を送りラジエータ8を通過させ、ラジエータ8から後方に排出された高温の冷却空気21によってEGRクーラ15の放熱側熱交換器17内の冷媒20または冷媒蒸気20Gを冷却するようにしている。

[0084] また、図7(b)では、ラジエータ8の後方に、EGRクーラ15を配置し、EGRクーラ15の後方に、ラジエータ用冷却ファン9を配置して、ラジエータ用冷却ファン9によって前方の空気を吸い込むことで、ラジエータ8に冷却空気21を送りラジエータ8を通過させ、ラジエータ8から後方に排出された高温の冷却空気21によってEGRクーラ15の放熱側熱交換器17内の冷媒20を冷却するようにしている。

[0085] いままでの実施例では、EGRクーラ15の冷却手段として、エンジン1の冷却水を冷却するためのラジエータ用冷却ファン9を使用しているが、本発明としては、EGRクーラ15を冷却する冷却手段は任意のものを使用することができる。たとえば、ラジエータ用冷却ファン9とは別に、EGRクーラ15に冷却空気21を送るための専用の冷却ファンを設けてもよい。

[0086] これに係わる実施例を図8で説明する。

[0087] 図8では、放熱側熱交換器17を、環状に形成している。

[0088] 図8(a)は、EGRクーラ15の斜視図であり、図8(b)は、図8(a)に示すEGRクーラ15の環に沿ったB-B断面を示している。図8では、図4のEGRクーラ15を構成する要素と同じ機能の要素には、同じ符合を付している。

[0089] 図8では、放熱側熱交換器17を、円環状に形成しているが、多角形の環状に形成してもよい。

[0090] 本実施例のEGRクーラ15にあつては、環状の放熱側熱交換器17の内側に、冷却手段として、同じく環状の冷却ファン24が配置される。この冷却ファン24は、ラジエータ用冷却ファン9とは別に設けられる。冷却ファン24は、上方(または外壁面17B)より、外気の空気を取り込み、環状の放熱側熱交換器17の内壁面17Aの各部に、冷却空気21を送風するように、構成されている。環状の放熱側熱交換器17を通過した冷却空気21は、外壁面17B(または上方)より排出される。

[0091] 本実施例の装置では、ラジエータ用冷却ファン9とは別に、EGRクーラ15専用の冷

却ファン24が設けられている。このため本実施例のEGRクーラ15の配設位置は、ラジエータ用冷却ファン9の位置に拘束されることなく、EGR通路4の近くに設けることが可能となる。

[0092] 図8(c)は、図8(b)と同様に、図8(a)に示すEGRクーラ15の環に沿ったB-B断面を示している。

[0093] 吸熱側熱交換器16は、複数の独立した吸熱側熱交換器16A、16A、16Aからなり、それぞれ独立した冷媒貯留槽18A、18A、18Aを備えている。また、放熱側熱交換器17は、これら吸熱側熱交換器16A、16A、16Aに対応する複数の独立した放熱側熱交換器17A、17A、17Aとからなる。各吸熱側熱交換器16A、16A、16Aは、EGRガス30を隣接する吸熱側熱交換器16Aに通過させ、冷媒20を、隣接する吸熱側熱交換器16Aに通過させない仕切り16B、16Bによって、仕切られている。

[0094] 各吸熱側熱交換器16A、16A、16A内の各EGR通路4c、4c、4cは、直列に連通されて、EGR通路4を構成している。

[0095] 各吸熱側熱交換器16A、16A、16Aの各冷媒貯留槽18A、18A、18A内の冷媒20、20、20の沸点は、各EGR通路4c、4c、4cの上流から下流に向かうに従い、徐々に低くなる温度T1、T2、T3に設定されている($T1 > T2 > T3$)。

[0096] 図10(a)、(b)はそれぞれ、EGR通路4に1つのEGRクーラ15を設けた場合と、EGR通路4に、複数(2つ)のEGRクーラ15、15を直列に設けた場合とを模式的に示しており、冷却性能を対比して示している。

[0097] まず、図10(a)に示すように、EGR通路4に1つのEGRクーラ15を設けた場合について説明する。

[0098] 冷媒貯留槽18の冷媒20の沸点を 140°C となるように設定すると、EGRクーラ15の入口に 540°C で進入してきたEGRガス30は、冷却されて、 165°C でEGRクーラ15から出ていく。なお、冷却空気21の温度は、 70°C であるとした。

[0099] これに対して、図10(b)に示すように、複数(2つ)のEGRクーラ15、15を直列に設けた場合について説明する。EGR通路4の上流側のEGRクーラ15の冷媒貯留槽18A内の冷媒20の沸点T1を 180°C となるように構成し、EGR通路4の下流側のEGRクーラ15の冷媒貯留槽18A内の冷媒20の沸点T2を 110°C となるように構成すると

、上流側EGRクーラ15の入口のEGRガス30の温度が図10(a)と同じく540°Cであるとする、540°Cで進入してきたEGRガスが、上流側EGRクーラ15、下流側EGRクーラ15で冷却され、下流側EGRクーラから出てきたときは150°Cとなり、図10(a)の構成に比して、排気ガス30の温度をより低下させることができる。

[0100] 一般的に、吸熱側熱交換器16Aを直列接続した段数Nと、EGRクーラ15の出口におけるEGRガス30の温度との間には、熱側熱交換器16Aの直列接続の段数Nが増加するに伴い、冷却性能が向上し、EGRクーラ15の出口におけるEGRガス30の温度が、より低くなるという関係が成立する。このため図10(b)では、吸熱側熱交換器16Aを2段に直列に接続した場合を例示したが、更に3段以上に、吸熱側熱交換器16Aの直列接続の多段化を図ることにより、より低い温度までEGRガス30の温度を低下させることができる。

[0101] このような関係は、図10(b)で示すように、一体の1ユニットからなるEGRクーラ15を、EGR通路4に沿って、複数個、直列接続することで、各吸熱側熱交換器16A、16A…を直列接続した場合であっても、図8(c)で示したように、一体の1ユニットからなるEGRクーラ15内に仕切り16Bを設けることで、各吸熱側熱交換器16A、16A…を直列接続した場合であっても、同様に成立する。すなわち、図8(c)に示す構成において、仕切り16Bの数を増やして、吸熱側熱交換器16Aを直列接続する段数Nを増加させるほど、冷却性能がより向上し、より低い温度までEGRガス30の出口温度を低下させることができる。

[0102] なお、各実施例では、吸熱側熱交換器16よりも高所に放熱側熱交換器17が配置された構成のEGR15を例示したが、本発明では、自励振動によって冷媒20を環流させるようにしているため、必ずしも吸熱側熱交換器16よりも高所に放熱側熱交換器17を配置する必要はない。たとえば、図11に示すように、放熱側熱交換器17の一部が、吸熱側熱交換器16よりも低所に位置するような配置で、EGRクーラ15を構成してもよい。

[0103] 図9は、図8に示すEGRクーラ15の配置例を示している。図9では、図8に示すEGRクーラをエンジンの上部に搭載したものである。図3に示すエンジン1およびその補機を構成する要素と同じ機能の要素には、同じ符合を付している。

- [0104] このようにエンジン1の上部にEGRクーラ15を配置した場合には、図7(a)、(b)に示す実施例のようにラジエータ8の後ろまたは前にEGRクーラ15を配置した場合に比して、既存のEGR通路4からの距離が近いこと、既存のEGR通路4から配管を延長したりするなどの大きな変更を伴うことなく、EGRクーラ15を設けることができる。たとえばエンジン1の上部の既存のEGR通路4に別ユニットのEGRクーラ15をボルトオンで装着するだけで、本システムを構築することができる。

図面の簡単な説明

- [0105] [図1]図1は、従来技術を説明する図で、EGRクーラを冷却するための構成を示した図である。
- [図2]図2は、従来技術を説明する図で、自励振動型ヒートパイプの構成を示した図である。
- [図3]図3は、実施例のEGRクーラと他の構成要素との関係を示す図である。
- [図4]図4(a)、(b)は、実施例のEGRクーラの構成を示した図である。
- [図5]図5(a)、(b)、(c)、(d)は、図4のEGRクーラとは異なる構成のEGRクーラの構成を示した図である。
- [図6]図6(a)、(b)、(c)は、実施例のEGRクーラに関する実験データを示したグラフである。
- [図7]図7(a)、(b)は、図6に示すEGRクーラとラジエータとラジエータ用冷却ファンとの位置関係を例示した図である。
- [図8]図8(a)、(b)、(c)は、図4のEGRクーラとは異なる構成のEGRクーラの構成図で、専用の冷却ファンが設けられたEGRクーラの構成図である。
- [図9]図9は、エンジンと図8に示すEGRクーラの位置関係を示したレイアウト図である。
- [図10]図10(a)、(b)は、冷却性能を対比して説明する図である。
- [図11]図11は、EGRクーラの外観形状を例示した図である。

請求の範囲

- [1] 冷却対象となる流体が通過する流体用通路を有し、この流体用通路内の流体と熱交換して流体を冷却するための冷媒が貯留された吸熱側熱交換器と、
少なくとも2つの冷媒用通路を備え、当該少なくとも2つの冷媒用通路の一端側が吸熱側熱交換器に連通されているとともに、当該少なくとも2つの冷媒用通路の他端側が互いに連通されている放熱側熱交換器と、
放熱側熱交換器を通過する冷媒と熱交換して冷媒を冷却する冷却手段と
が設けられ、
前記吸熱側熱交換器と前記放熱側熱交換器との間で前記冷媒を環流させるように構成し、
前記冷媒用通路は通路の直径または等価直径が2mm以上16mm以下の範囲にあり、かつ、全ての冷媒用通路は略同一の直径または等価直径から構成されることを特徴とする流体の冷却装置。
- [2] エンジンの排気通路内の排気ガスを吸気通路に供給するEGR通路が設けられ、
EGR通路を通過する排気ガスが、冷却対象となる流体として、吸熱側熱交換器を通過するように構成したこと
を特徴とする請求項1記載の流体の冷却装置。
- [3] 吸入空気を圧縮して、圧縮された吸入空気をエンジンの吸気通路に導入するターボチャージャが設けられ、
ターボチャージャによって圧縮された吸入空気が、冷却対象となる流体として、吸熱側熱交換器を通過するように構成したこと
を特徴とする請求項1記載の流体の冷却装置。
- [4] 冷却手段は、冷却ファンであること
を特徴とする請求項1から3記載の流体の冷却装置。
- [5] エンジンの冷却水が通過するラジエータと、
ラジエータ用冷却ファンと
が設けられ、
ラジエータ用冷却ファンを冷却手段として使用すること

- を特徴とする請求項4記載の流体の冷却装置。
- [6] 吸熱側熱交換器および放熱側熱交換器の容積に対する冷媒の容積の比率は、20%以上80%以下となる所定の容積比率に設定されていること
- を特徴とする請求項1記載の流体の冷却装置。
- [7] 請求項1記載の流体の冷却装置は、複数の独立した吸熱側熱交換器と、これに対応する複数の独立した放熱側熱交換器とからなり、
- 各吸熱側熱交換器内の各流体用通路は、直列に連通されており、
- 各吸熱側熱交換器の冷媒の沸点は、各流体用通路の上流から下流に向かうに従い、徐々に低くなる温度に設定されていること
- を特徴とする流体の冷却装置。
- [8] 各吸熱側熱交換器は、冷却対象となる流体を隣接する吸熱側熱交換器に通過させ、冷媒を隣接する吸熱側熱交換器に通過させない仕切りによって、仕切られていること
- を特徴とする請求項7記載の流体の冷却装置。
- [9] エンジンの冷却水が通過するラジエータと、
- ラジエータ用冷却ファンと
- が設けられ、
- ラジエータ用冷却ファンとは、別に、冷却手段として冷却ファンが設けられていること
- を特徴とする請求項4記載の流体の冷却装置。
- [10] 放熱側熱交換器が環状に形成され、当該環状の放熱側熱交換器の内側に、冷却手段として冷却ファンが配置されていること
- を特徴とする請求項4記載の流体の冷却装置。
- [11] 前記冷却装置が、エンジンの上部に搭載されること
- を特徴とする請求項10記載の流体の冷却装置。
- [12] 冷却対象となる流体が通過する流体用通路を有し、この流体用通路内の流体と熱交換して流体を冷却するための冷媒が貯留された吸熱側熱交換器と、
- 少なくとも2つの冷媒用通路を備え、当該少なくとも2つの冷媒用通路の一端側が

前記吸熱側熱交換器に連通されているとともに、当該少なくとも2つの冷媒用通路の他端側が互いに連通されている放熱側熱交換器と、

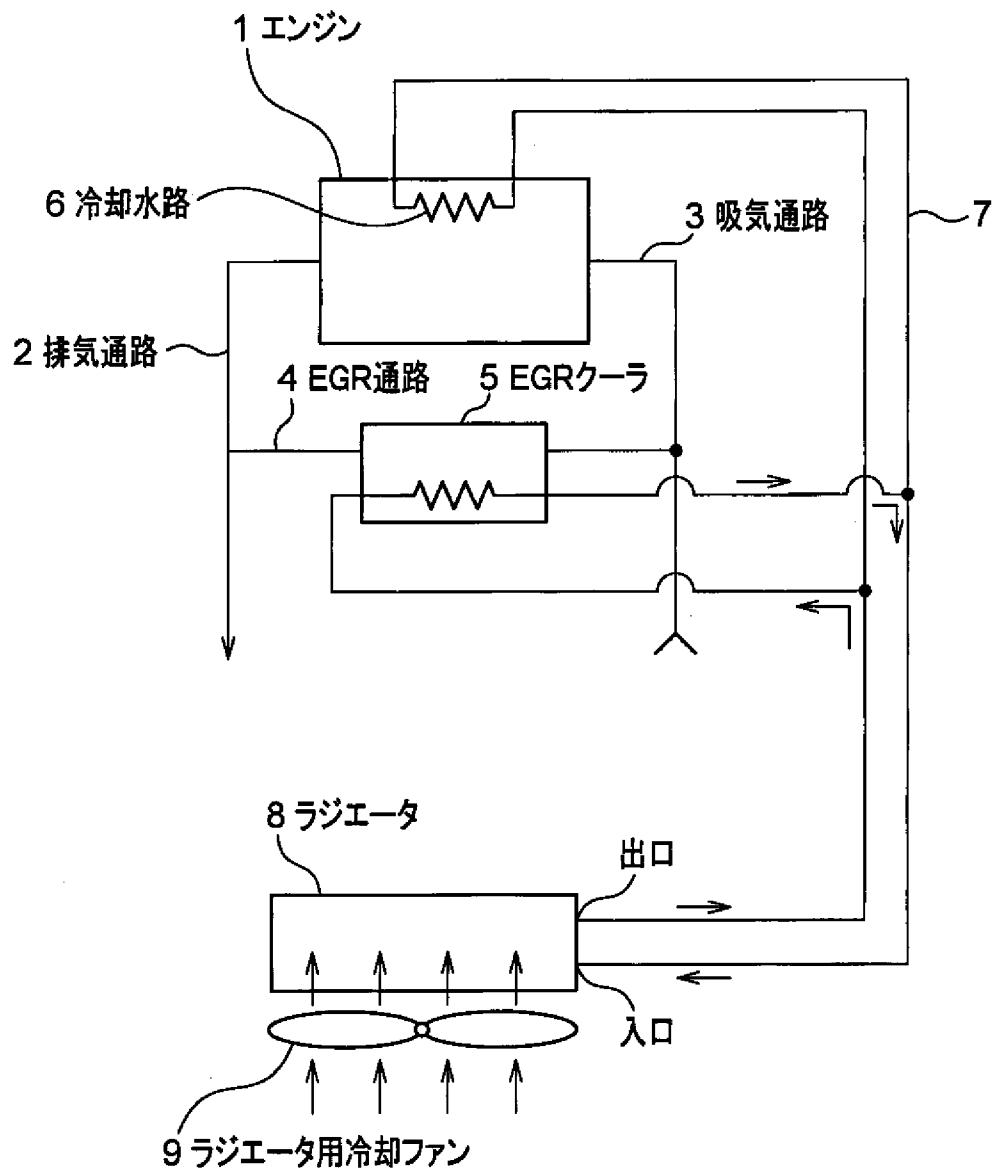
放熱側熱交換器を通過する冷媒と熱交換して冷媒を冷却する冷却手段とが設けられ、

前記吸熱側熱交換器と前記放熱側熱交換器との間で前記冷媒を環流させるように構成し

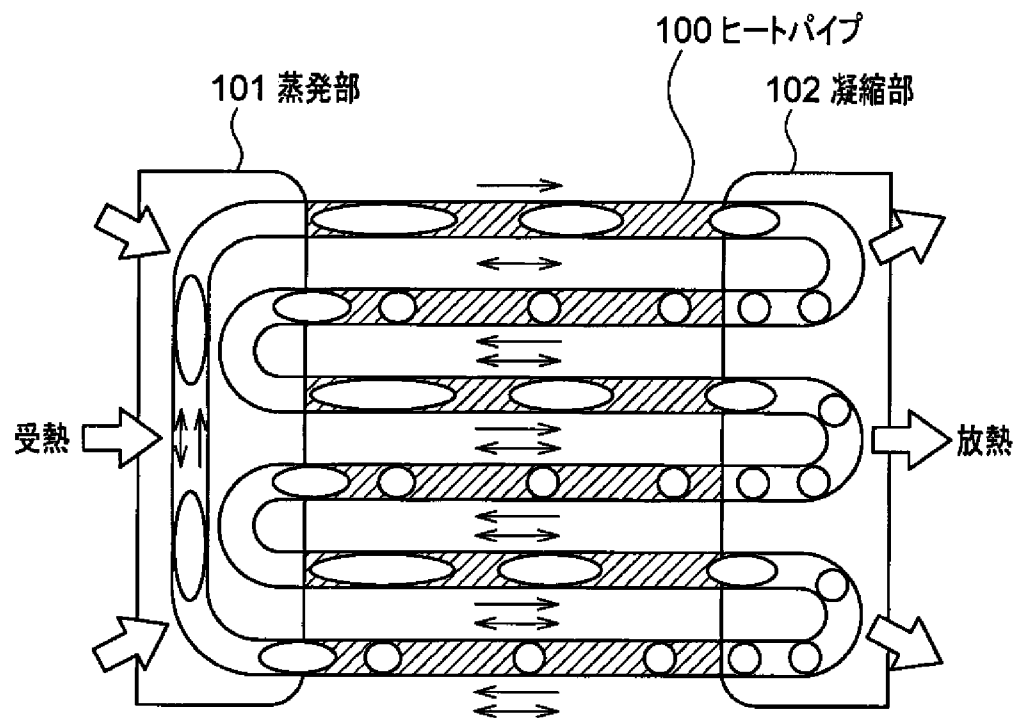
前期冷媒用通路は、前記吸熱側熱交換器内の冷媒が前記流体の熱を吸収して気化した蒸気と、前記放熱側熱交換器で前記冷却手段により熱を吸収されて液化した冷媒とが通りうること

を特徴とする流体の冷却装置。

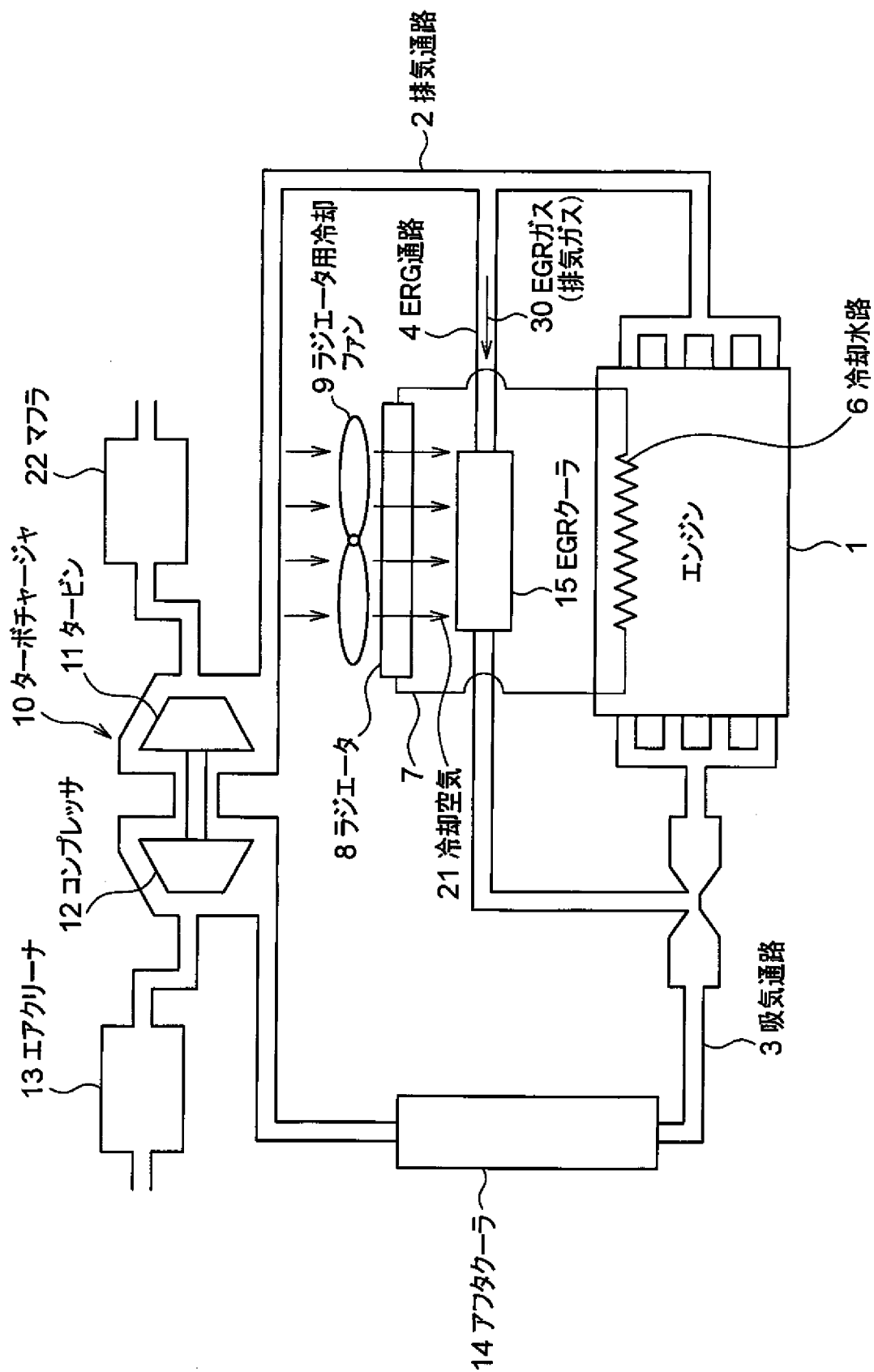
[図1]

従来技術

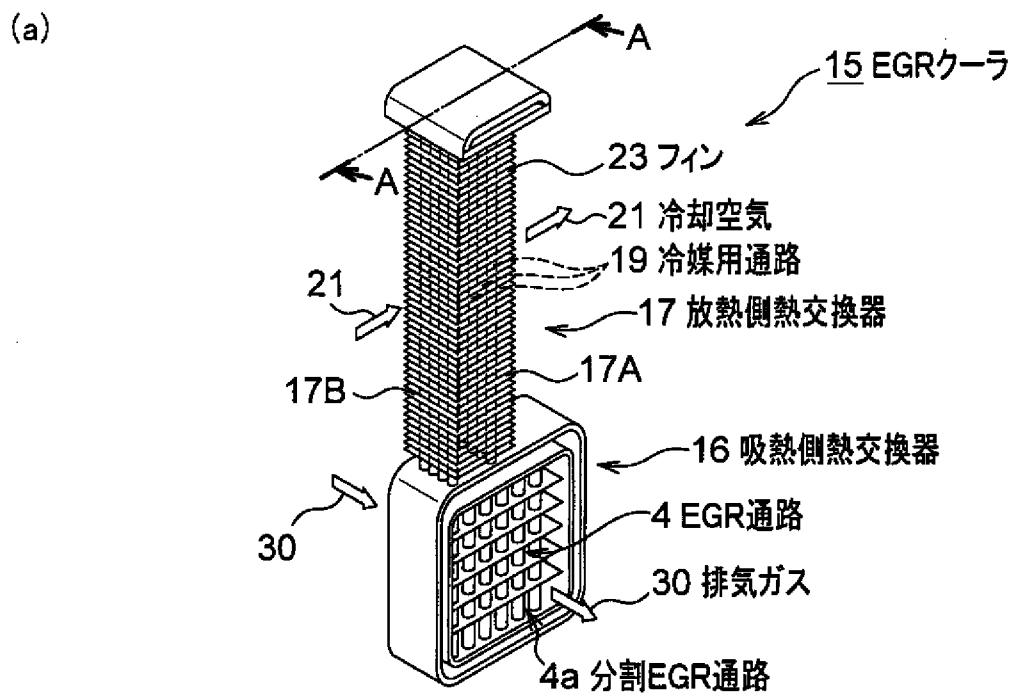
[図2]

従来技術

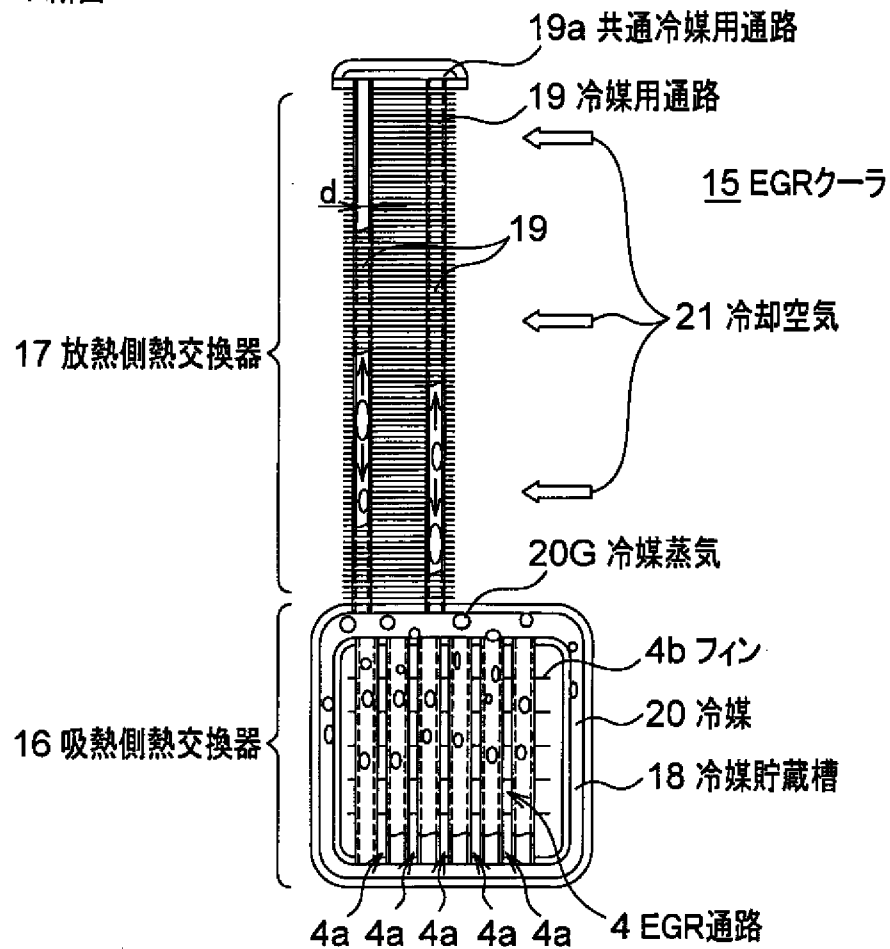
[図3]



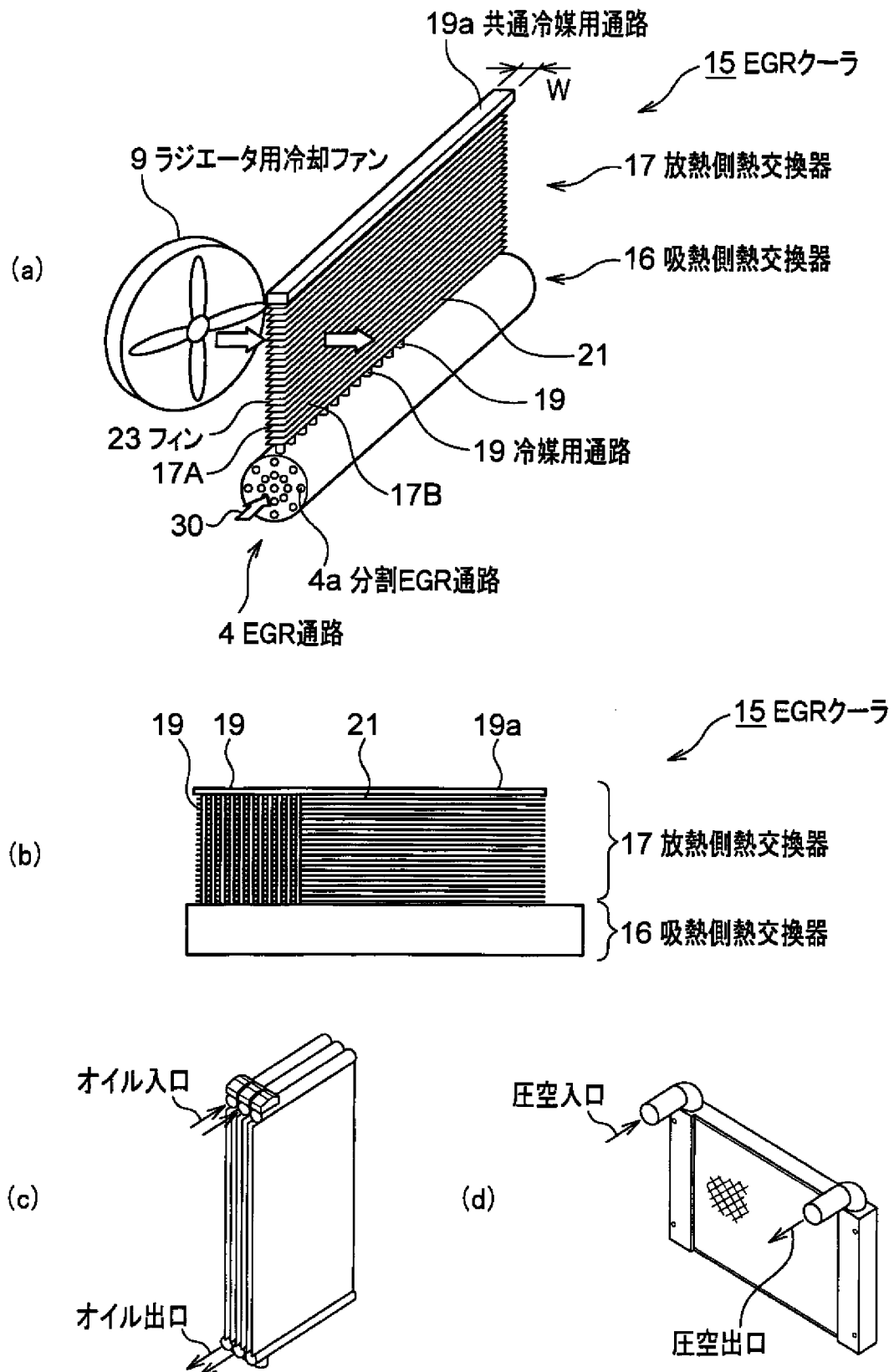
[図4]



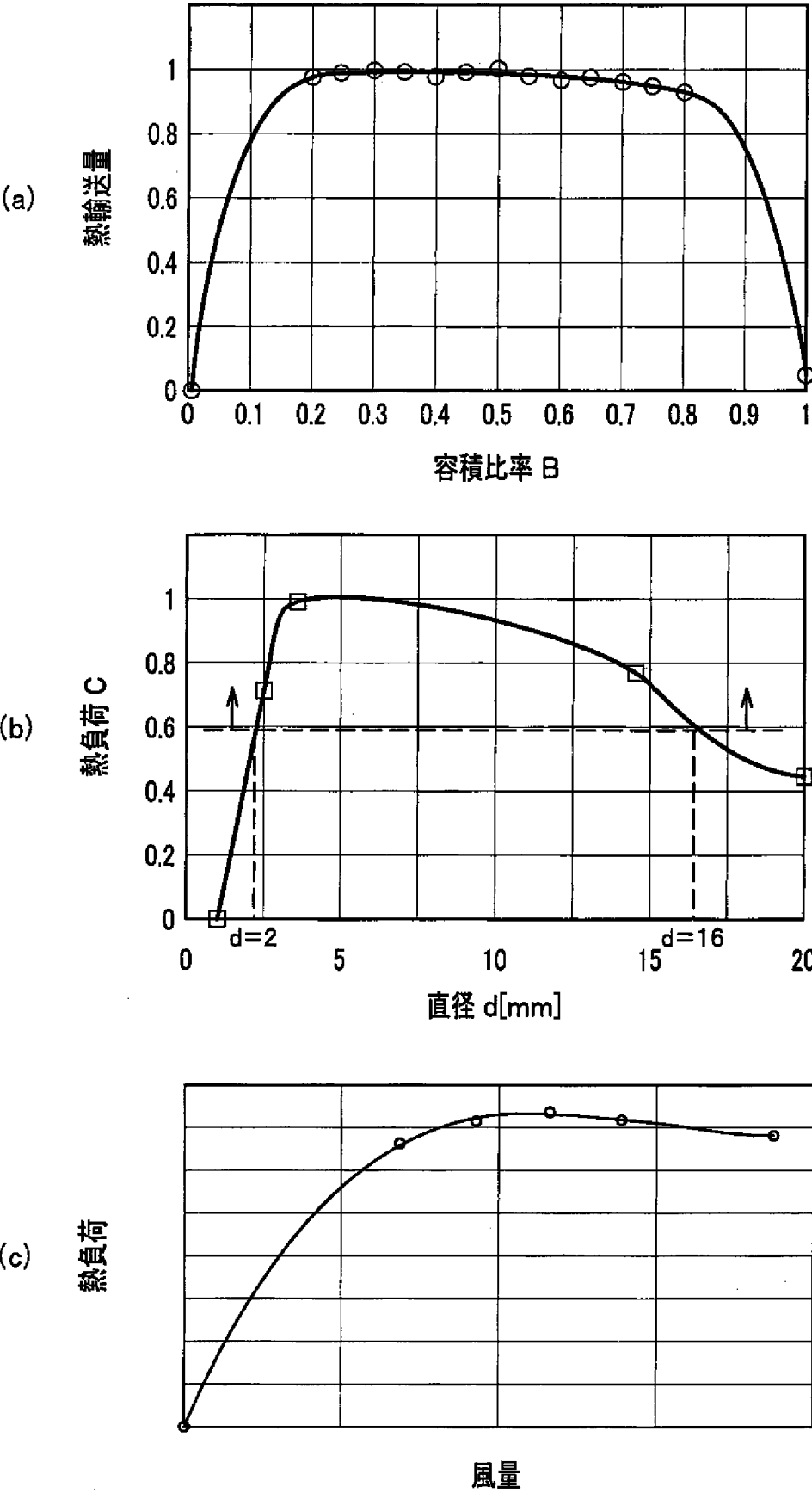
(b) A-A断面



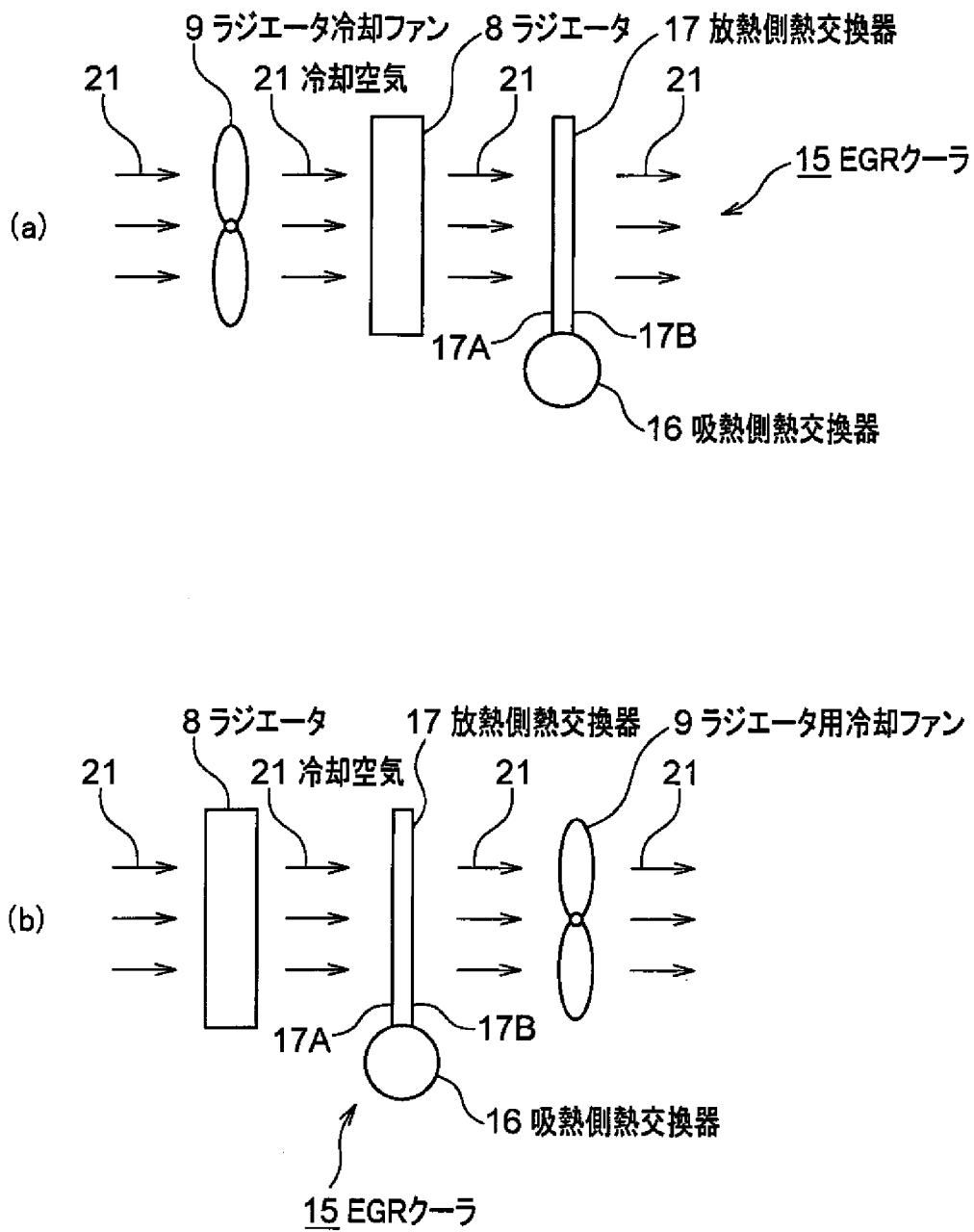
[図5]



[図6]

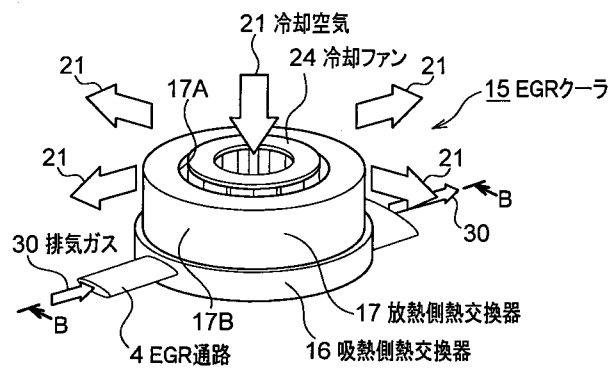


[図7]

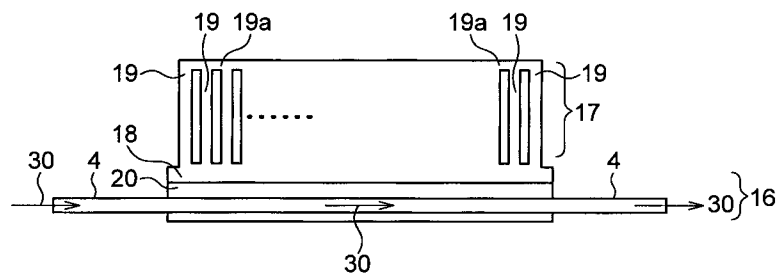


[図8]

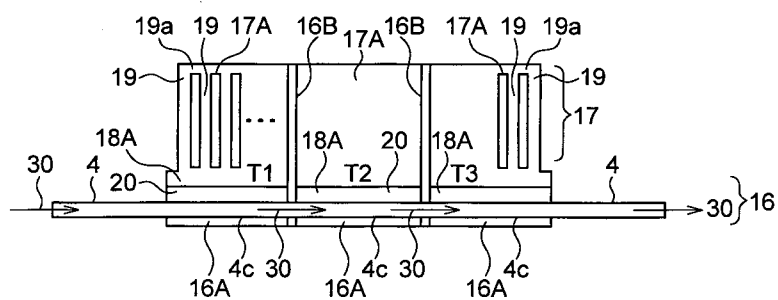
(a)



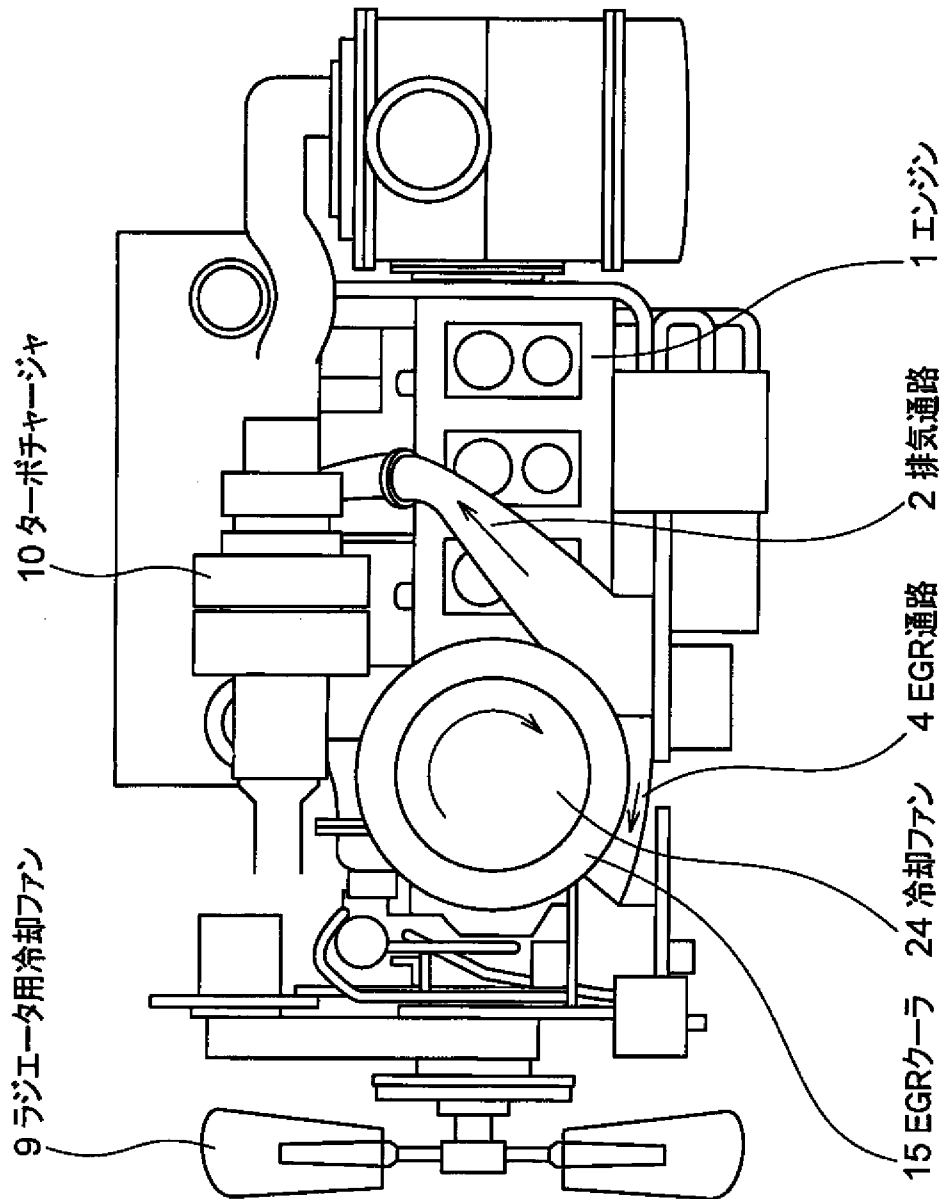
(b) B-B断面



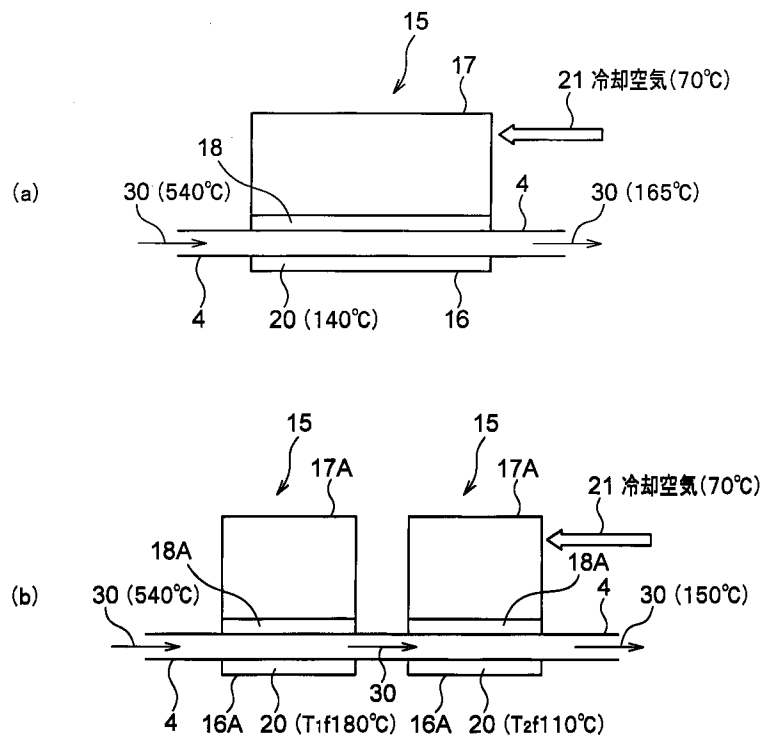
(c) B-B断面



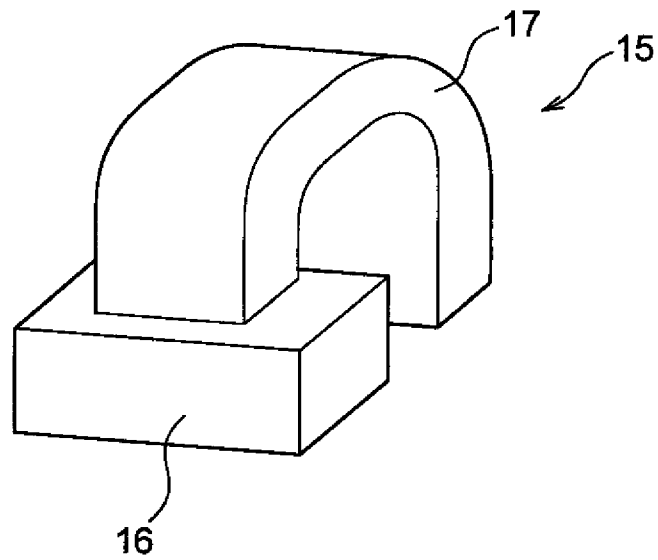
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/051075

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F28D15/02(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F28D15/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2007	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2007

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2003-278607 A (Hino Motors, Ltd.), 02 October, 2003 (02.10.03), Par. Nos. [0005] to [0013]; Figs. 1, 2 (Family: none)	1, 2, 4-12
Y	JP 2005-64039 A (The Furukawa Electric Co., Ltd.), 10 March, 2005 (10.03.05), Par. No. [0046] (Family: none)	1-12
Y	JP 2005-248881 A (Suzuki Motor Corp.), 15 September, 2005 (15.09.05), Par. Nos. [0011] to [0026]; Figs. 1 to 6 (Family: none)	1, 3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
20 April, 2007 (20.04.07)

Date of mailing of the international search report
01 May, 2007 (01.05.07)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/051075

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 9-4522 A (Hitachi, Ltd.), 07 January, 1997 (07.01.97), Claim 2 (Family: none)	5
Y	JP 5-240589 A (Tsuneo TSUBOKAWA), 17 September, 1993 (17.09.93), Par. Nos. [0057] to [0060]; Fig. 4 & WO 93/16344 A1 & SE 9200449 A & KR 9514043 B	7, 8
Y	JP 2000-257513 A (Mitsubishi Motors Corp.), 19 September, 2000 (19.09.00), Par. No. [0011]; Fig. 5 (Family: none)	9
Y	JP 8-166182 A (Sharp Corp.), 25 June, 1996 (25.06.96), Par. No. [0024]; Figs. 2, 3 (Family: none)	10, 11
Y	JP 6-201282 A (Fujikura Ltd.), 19 July, 1994 (19.07.94), Par. Nos. [0015] to [0017]; Figs. 3, 4 (Family: none)	12

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F28D15/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F28D15/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2007年
日本国実用新案登録公報	1996-2007年
日本国登録実用新案公報	1994-2007年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2003-278607 A（日野自動車株式会社）2003.10.02 段落【0005】-【0013】、図1、2（ファミリーなし）	1, 2, 4-12
Y	JP 2005-64039 A（古河電気工業株式会社）2005.03.10 段落【0046】（ファミリーなし）	1-12
Y	JP 2005-248881 A（スズキ株式会社）2005.09.15 段落【0011】-【0026】、図1-6（ファミリーなし）	1, 3

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20.04.2007

国際調査報告の発送日

01.05.2007

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A/J P）
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

川上 佳

3M

3332

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 9-4522 A (株式会社日立製作所) 1997. 01. 07 請求項 2 (ファミリーなし)	5
Y	JP 5-240589 A (坪川 恒夫) 1993. 09. 17 段落 【0057】 - 【0060】、図 4 & WO 93/16344 A1 & SE 9200449 A & KR 9514043 B	7, 8
Y	JP 2000-257513 A (三菱自動車工業株式会社) 2000. 09. 19 段落 【0011】、図 5 (ファミリーなし)	9
Y	JP 8-166182 A (シャープ株式会社) 1996. 06. 25 段落 【0024】、図 2、3 (ファミリーなし)	10, 11
Y	JP 6-201282 A (株式会社フジクラ) 1994. 07. 19 段落 【0015】 - 【0017】、図 3、4 (ファミリーなし)	12