(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3855346号
(P3855346)
(45)発行日　平成18年12月6日(2006.12.6)　(24)登録日　平成18年9月22日(2006.9.22)

(51)Int.Cl.　F I
F28F 1/30 (2006.01)　F28F 1/30 D

請求項の数 7　(全 21 頁)

(21)出願番号　特願平9-63237
(22)出願日　平成9年3月17日(1997.3.17)
(65)公開番号　特開平10-253276
(43)公開日　平成10年9月25日(1998.9.25)
審査請求日　平成15年4月3日(2003.4.3)

前置審査

(73)特許権者　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　100096998
弁理士　碓氷　裕彦
(74)代理人　100118197
弁理士　加藤　大登
(74)代理人　100123191
弁理士　伊藤　高順
(72)発明者　杉本　竜雄
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　鈴木　忍
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】熱交換器

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
第１流体と外部流体との間で熱交換を行う第１コア部（２）と、
第２流体と外部流体との間で熱交換を行う第２コア部（３）とを備え、
前記両コア部（２、３）を前記外部流体の流れ方向に所定間隙（４６）を介して直列に配列し、
前記第１コア部（２）を、並列配置され前記第１流体が流通する多数の偏平チューブ（２１）と、この偏平チューブ（２１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（２２）とにより構成し、
前記第２コア部（３）を、並列配置され前記第２流体が流通する多数の偏平チューブ（３１）と、この偏平チューブ（３１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（３２）とにより構成し、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）は、結合部（４５）を介して一体に成形されており、
前記結合部（４５）の幅は、前記偏平チューブ（２１、３１）相互の間隔であるフィン山高さに比して小さくなっており、このフィン山高さの方向において前記結合部（４５）の両側にスリット（４７）が形成され、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）にはそれぞれルーバ（２２０、３２０）が備えられており、
前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部におけるコル

ゲートフィンのルーバの枚数を、必要放熱量の大きい方のコア部におけるコルゲートフィンのルーバ枚数に対して３０％以上減少させ、

さらに、前記第１コア部（２）におけるコルゲートフィン（２２）の外部流体流れ方向のフィン幅（ＬＣ）と前記ルーバ（２２０）の枚数（Ｎｃ）との比（Ｎｃ／ＬＣ）と、

前記第２コア部（３）におけるコルゲートフィン（３２）の外部流体流れ方向のフィン幅（Ｌｒ）と前記ルーバ（３２０）の枚数（Ｎｒ）との比（Ｎｒ／Ｌｒ）を、前記必要放熱量の小さい方のコア部が小となり、前記必要放熱量の大きい方のコア部が大となるように設定したことを特徴とする熱交換器。

【請求項２】

前記必要放熱量の小さい方のコア部では、前記必要放熱量の大きい方のコア部に比して、ルーバピッチを大きくしたことを特徴とする請求項１に記載の熱交換器。

【請求項３】

前記ルーバ（２２０、３２０）の中間部位に、前記外部流体の流れ方向を転向する転向ルーバ（２２３、３２３）を形成し、

この転向ルーバ（２２３、３２３）の前後に、傾斜角が逆転している第１のルーバ群（２２１、３２１）および第２のルーバ群（２２２、３２２）を形成し、

さらに、前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部では、前記転向ルーバ（２２３、３２３）に平坦転向面（２２３ａ、３２３ａ）を形成するとともに、前記ルーバ（２２０、３２０）の流体入口側に平坦な流体導入部（２２４、３２４）を形成し、

前記必要放熱量の小さい方のコア部では、前記平坦転向面（２２３ａ、３２３ａ）の長さ（ＬＴ）を前記流体導入部（２２４、３２４）の長さ（Ｌｉ）より大きくしたことを特徴とする請求項１または２に記載の熱交換器。

【請求項４】

第１流体と外部流体との間で熱交換を行う第１コア部（２）と、

第２流体と外部流体との間で熱交換を行う第２コア部（３）とを備え、

前記両コア部（２、３）を前記外部流体の流れ方向に所定間隙（４６）を介して直列に配列し、

前記第１コア部（２）を、並列配置され前記第１流体が流通する多数の偏平チューブ（２１）と、この偏平チューブ（２１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（２２）とにより構成し、

前記第２コア部（３）を、並列配置され前記第２流体が流通する多数の偏平チューブ（３１）と、この偏平チューブ（３１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（３２）とにより構成し、

前記両コルゲートフィン（２２、３２）は、結合部（４５）を介して一体に成形されており、

前記結合部（４５）の幅は、前記偏平チューブ（２１、３１）相互の間隔であるフィン山高さに比して小さくなっており、このフィン山高さの方向において前記結合部（４５）の両側にスリット（４７）が形成され、

前記両コルゲートフィン（２２、３２）にはそれぞれルーバ（２２０、３２０）が備えられており、

さらに、前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部では、前記コルゲートフィンの外部流体流れ方向のフィン幅を、前記偏平チューブの断面長手方向の長さの８０％以下に減少させ、

前記必要放熱量の小さい方のコア部における前記偏平チューブの断面長手方向の長さと前記ルーバの枚数との比を、

前記必要放熱量の大きい方のコア部における前記偏平チューブの断面長手方向の長さと前記ルーバの枚数との比より小さくしたことを特徴とする熱交換器。

【請求項５】

第１流体と外部流体との間で熱交換を行う第１コア部（２）と、

第２流体と外部流体との間で熱交換を行う第２コア部（３）とを備え、
前記両コア部（２、３）を前記外部流体の流れ方向に所定間隙（４６）を介して直列に配列し、
前記第１コア部（２）を、並列配置され前記第１流体が流通する多数の偏平チューブ（２１）と、この偏平チューブ（２１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（２２）とにより構成し、
前記第２コア部（３）を、並列配置され前記第２流体が流通する多数の偏平チューブ（３１）と、この偏平チューブ（３１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（３２）とにより構成し、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）は、結合部（４５）を介して一体に成形されており、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）にはそれぞれルーバ（２２０、３２０）が備えられており、
さらに、前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部における前記ルーバの切れ長さを、必要放熱量の大きい方のコア部における前記ルーバの切れ長さよりよりも５０％以上小さくしたことを特徴とする熱交換器。
【請求項６】
第１流体と外部流体との間で熱交換を行う第１コア部（２）と、
第２流体と外部流体との間で熱交換を行う第２コア部（３）とを備え、
前記両コア部（２、３）を前記外部流体の流れ方向に所定間隙（４６）を介して直列に配列し、
前記第１コア部（２）を、並列配置され前記第１流体が流通する多数の偏平チューブ（２１）と、この偏平チューブ（２１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（２２）とにより構成し、
前記第２コア部（３）を、並列配置され前記第２流体が流通する多数の偏平チューブ（３１）と、この偏平チューブ（３１）相互の間に配置されたコルゲートフィン（３２）とにより構成し、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）は、結合部（４５）を介して一体に成形されており、
前記両コルゲートフィン（２２、３２）にはそれぞれルーバ（２２０、３２０）が備えられており、
さらに、前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部における前記ルーバの傾斜角を、必要放熱量の大きい方のコア部における前記ルーバの傾斜角よりも２０％以上小さくしたことを特徴とする熱交換器。
【請求項７】
車両に搭載される熱交換器であって、前記第１コア部は、冷凍サイクルの冷媒を凝縮させる凝縮器用コア部（２）であり、前記第２コア部は、エンジン冷却水を冷却するラジエータ用コア部（３）であり、前記外部流体は外気であり、
前記凝縮器用コア部（２）は前記ラジエータ用コア部（３）よりも空気流れの上流側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つに記載の熱交換器。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は異種流体の熱交換を行う複数の熱交換コア部を有するとともに、この複数の熱交換コア部において一体成形したフィンを用いる熱交換器に関するもので、具体的には、自動車用空調装置の凝縮器用コア部とエンジン冷却用のラジエータ用コア部とを一体化した熱交換器に用いて好適なものである。
【０００２】
【従来の技術】
従来、異種流体の熱交換を行う複数の熱交換コア部を一体化した熱交換器は、例えば、特

開平３－１７７７９５号公報等で提案されており、この従来技術では、第１コア部側のコルゲートフィンと第２コア部側のコルゲートフィンとを一体に成形し、このコルゲートフィンを第１、第２コア部の偏平チューブにそれぞれ接合している。

【０００３】

そして、コルゲートフィンにおいて、第１コア部と第２コア部との間の中間の部位に熱伝導防止用のスリットを複数設ける構成としており、これにより、第１コア部と第２コア部のうち、高温側の熱交換コア部（例えば、ラジエータ用コア部）から低温側の熱交換コア部（例えば、凝縮器用コア部）にコルゲートフィンを介して熱伝導が発生するのを防止するようにしている。

【０００４】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、第１コア部（凝縮器用コア部）および第２コア部（ラジエータ用コア部）の熱交換性能（放熱量）については、同じ車両であっても（換言すると、熱交換器体格が同じであっても）、エンジンの種類、車格等にて異なってくる。そこで、各用途ごとに単体の熱交換器を構成する場合には、コルゲートフィンのフィンピッチをエンジンの種類や車格等に応じて変更することにより、必要性能を設定している。

【０００５】

しかし、複数のコア部において一体成形した共通のフィンを用いる熱交換器では、両コア部で、それぞれ独立にフィンピッチを設定することができないので、上記の単体の熱交換器におけるフィンピッチ変更という手法を採用できない。

上記特開平３－１７７７９５号公報等の従来技術では、複数のコア部において一体成形した共通のフィンを用いる場合に、各コア部ごとに必要性能をどのように設定するか、その手法については一切開示していない。

【０００６】

そこで、本発明では、上記点に鑑み、異種流体の熱交換を行う複数のコア部を有するとともに、この複数のコア部において一体成形した共通のフィンを用いる熱交換器において、各コア部ごとの必要性能を簡単に設定できる熱交換器を提供することを目的とする。

【０００７】

【課題を解決するための手段】

同一の熱交換器体格という条件の下では、熱交換器の伝熱性能（放熱量）を決定する上での２大要素は熱伝達率と通風抵抗であり、そして、この２大要素がフィン上に斜めに切り起こし形成されるルーバの形態により変化するという点に着目して、本発明では、第１コア部側と第２コア部側とで、一体成形した共通フィンにおけるルーバの形態を変えることにより、上記目的を達成しようとするものである。

【０００８】

すなわち、請求項１記載の発明では、第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部におけるコルゲートフィンのルーバの枚数を、必要放熱量の大きい方のコア部におけるコルゲートフィンのルーバ枚数に対して３０％以上減少させ、１コア部（２）におけるコルゲートフィン（２２）の外部流体流れ方向のフィン幅（ＬＣ）とルーバ（２２０）の枚数（Ｎｃ）との比（Ｎｃ／ＬＣ）と、第２コア部（３）におけるコルゲートフィン（３２）の外部流体流れ方向のフィン幅（Ｌｒ）とルーバ（３２０）の枚数（Ｎｒ）との比（Ｎｒ／Ｌｒ）を、前記第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部が小となり、必要放熱量の大きい方のコア部が大となるように設定したことを特徴としている。

【０００９】

これによると、必要放熱量の小さい方のコア部では、フィン幅に対するルーバ枚数が小となり、熱伝達率が減少するが、ルーバ枚数の減少により圧損が減少するので、この圧損の減少分だけ、外部流体の流量が増加する。この結果、必要放熱量の大きい方のコア部では、外部流体の流量増加により性能（放熱量）を増加できる。

【００１０】

つまり、第１コア部側と第２コア部側とで、一体成形した共通のコルゲートフィンを用いる熱交換器において、フィンピッチ変更という手法を採用することなく、各コア部の必要性能を簡単に設定できる。特に、必要放熱量の小さい方のコア部におけるコルゲートフィンのルーバの枚数を、必要放熱量の大きい方のコア部におけるコルゲートフィンのルーバの枚数に対して３０％以上減少させることにより、必要放熱量の小さい方のコア部の圧損を減少させ、必要放熱量の大きいほうのコア部における放熱量を増加させることができる。

【００１１】

本発明は請求項３のように、必要放熱量の小さい方のコア部では、必要放熱量の大きい方のコア部に比して、ルーバピッチを大きくすることが好ましい。

【００１２】

これによると、必要放熱量の小さい方のコア部では、ルーバの枚数を減少しても、コルゲートフィンのフィン面の比較的広い範囲に対してルーバを形成することができるので、必要放熱量の小さい方のコア部における熱伝達率の低下を効果的に抑制できる。

また、本発明は請求項４のように、ルーバ（２２０、３２０）の中間部位に外部流体の流れ方向を転向する転向ルーバ（２２３、３２３）を設けるとともに、この転向ルーバ（２２３、３２３）の前後に、傾斜角が逆転している第１のルーバ群（２２１、３２１）および第２のルーバ群（２２２、３２２）を形成し、

第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部におけるコルゲートフィンの転向ルーバに、平坦転向面（２２３ａ、３２３ａ）を形成するとともに、ルーバ（２２０、３２０）の流体入口側に平坦な流体導入部（２２４、３２４）を形成し、

必要放熱量の小さい方のコア部では、平坦転向面（２２３ａ、３２３ａ）の長さ（L_T）を流体導入部（２２４、３２４）の長さ（L_i）より大きくすることが好ましい。

【００１３】

これによると、平坦転向面（２２３ａ、３２３ａ）の長さ（L_T）を長くしたことにより、空気等の流速が平坦転向面にて回復して、平坦転向面の下流に位置する第２のルーバ群に早い速度で、流体が流入するため、第２のルーバ群での熱伝達率を第１のルーバ群に近似した値まで向上できる。この結果、必要放熱量の小さい方のコア部における熱伝達率の低下を効果的に抑制できる。

【００１４】

次に、請求項５記載の発明では、第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部では、コルゲートフィンの外部流体流れ方向のフィン幅を前記偏平チューブの断面長手方向の長さの８０％以下に減少させ、偏平チューブの断面長手方向の長さよりも短くし、必要放熱量の小さい方のコア部における偏平チューブの断面長手方向の長さとルーバの枚数との比を、必要放熱量の大きい方のコア部における偏平チューブの断面長手方向の長さとルーバの枚数との比より小さくしたことを特徴としている。

【００１５】

これによると、必要放熱量の小さい方のコア部では、偏平チューブの断面長手方向の長さに対するフィン幅、およびルーバ枚数がいずれも小となり、フィン放熱面積が減少するが、フィン幅およびルーバ枚数の減少により圧損が減少するので、この圧損の減少分だけ、外部流体の流量が増加する。この結果、必要放熱量の大きい方のコア部では、外部流体の流量増加により性能（放熱量）を増加できる。特に、必要放熱量の小さい方のコア部におけるフィン幅を偏平チューブの断面長手方向の長さに対して８０％以下に減少することにより、圧損の減少量を十分高めることができる。

【００１７】

次に、請求項６記載の発明では、第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部におけるルーバの切れ長さを、必要放熱量の大きい方のコア部におけるルーバの切れ長さよりも５０％以上小さくしたことを特徴としている。これによると、必要放熱量の小さい方のコア部では、ルーバの切れ長さを小さくすることにより、熱伝達率が減少するが、ルーバ切れ長さの減少により圧損が減少するので、この圧損の減少分だけ、

外部流体の流量が増加する。この結果、必要放熱量の大きい方のコア部では、外部流体の流量増加により性能（放熱量）を増加できる。

【００１９】

次に、請求項７記載の発明では、第１、第２コア部（２、３）のうち、必要放熱量の小さい方のコア部におけるルーバの傾斜角を、必要放熱量の大きい方のコア部におけるルーバの傾斜角よりも２０％以上小さくしたことを特徴としている。これによると、必要放熱量の小さい方のコア部では、ルーバの傾斜角を小さくすることにより、熱伝達率が減少するが、ルーバ傾斜角の減少により圧損が減少するので、この圧損の減少分だけ、外部流体の流量が増加する。この結果、必要放熱量の大きい方のコア部では、外部流体の流量増加により性能（放熱量）を増加できる。

【００２１】

また、本発明では、請求項８のように車両に搭載される熱交換器であって、第１コア部を冷凍サイクルの冷媒を凝縮させる凝縮器（１）とし、第２コア部をエンジン冷却水を冷却するラジエータ（２０）とし、凝縮器（１）をラジエータ（２０）よりも空気流れの上流側に配置する熱交換器に適用して好適に実施できる。

ところで、請求項１、請求項５、請求項６、および請求項７の各発明では、第１コア部側と第２コア部側の両コルゲートフィン（２２、３２）を、結合部（４５）を介して一体に成形するとともに、この結合部（４５）の幅を、偏平チューブ（２１、３１）相互の間隔であるフィン山高さに比して小さくし、このフィン山高さの方向において結合部（４５）の両側にスリット（４７）を形成している。

これによると、結合部（４５）両側のスリット（４７）がフィン折曲部に位置して良好に断熱作用を果たすので、第１コア部と第２コア部のうち高温側コア部から低温側コア部への熱伝導を良好に抑制できる。

【００２２】

なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【００２３】

【発明の実施の形態】

（第１実施形態）

図１～図５は本発明の第１実施形態を示すもので、本例では、自動車用空調装置の冷凍サイクルにおける凝縮器用コア部（第１コア部）２と、エンジン冷却用のラジエータ用コア部（第２コア部）３とを一体化した熱交換器１に本発明を適用した例を示している。

【００２４】

通常、凝縮器用コア部２を流れる冷媒の温度（５０°Ｃ程度）は、ラジエータ用コア部３を流れるエンジン冷却水の温度（９０°Ｃ程度）に比べて低いので、この熱交換器１は凝縮器用コア部２をラジエータ用コア部３より空気流れ（外部流体）の上流側に直列に配置して、図示しないエンジンルームの最前部に搭載される。

【００２５】

まず、最初に、本実施形態に係る熱交換器の全体構成について述べると、凝縮器用コア部２とラジエータ用コア部３は、相互間の熱伝導を遮断するために後述する両偏平チューブ２１、３１間に所定の隙間４６を設定して空気流れ方向に直列に配置されている。凝縮器用コア部２は、偏平チューブ２１と、偏平チューブ２１相互の間に配置されたコルゲートフィン２２とから構成されている。

【００２６】

偏平チューブ２１はアルミニュウムにて断面偏平形状に形成され、かつ多数の冷媒通路穴を有する形状に成形されており、その断面長手方向と直交する方向に多数並列配置される。また、コルゲートフィン２２は図４に示すように多数個の折曲部２２ａを有するコルゲート状（波形状）にアルミニュウムにて成形されている。そして、コルゲートフィン２２は偏平チューブ２１の断面長手方向の外壁面にろう付けにて接合される。

【００２７】

また、ラジエータ用コア部３も凝縮器用コア部２と同様な構造をしており、凝縮器側の偏平チューブ２１の下流側にて平行に配置された偏平チューブ３１と、この偏平チューブ３１相互の間に配置されたコルゲートフィン３２とから構成されている。但し、ラジエータ側の偏平チューブ３１はそれ全体として１つの水通路穴を形成する形状である。

【００２８】

そして、これらの偏平チューブ２１、３１とコルゲートフィン２２、２３とは交互に積層されて、それぞれろう付けされている。なお、両コルゲートフィン２２、３２には、熱交換を促進するためのルーバ２２０、３２０が斜めに切り起こし成形されている。

ここで、両コルゲートフィン２２、３２は、結合部４５を介して一体に成形されるものであって、歯車状のカッターを有する成形ローラによりアルミニュウム薄肉材を成形して、ルーバ２２０、３２０付きの所定形状に成形されている。結合部４５の両側には断熱用スリット４７を形成して、結合部４５の幅はフィン山高さ（偏平チューブ２１相互間、および偏平チューブ３１相互間の寸法）に比して十分小さくしてあり、これにより、高温のラジエータ用コア部３側から低温の凝縮器用コア部２側への熱伝導を抑制することができる。

【００２９】

ところで、２３、３３は凝縮器用コア部２およびラジエータ用コア部３の補強部材をなすサイドプレートで、これらは図２に示すように、両コア部２、３の上下両端に配置されている。これらのサイドプレート２３、３３は、図１に示すように、その断面形状を略コの字状として、１枚のアルミニウム板から一体形成されている。そして、両サイドプレート２３、３３の長手方向の両端には、サイドプレート２３とサイドプレート３３とをそれぞれ結合する連結部４が設けられている。

【００３０】

この連結部４は、サイドプレート２３のＺ状の曲げ部４１とサイドプレート３３のＺ状の曲げ部４２とがその先端薄肉部４３で一体に結合されている。この連結部４の幅は、サイドプレート２３または３３の長手方向寸法に比べて十分小さくなるように設定して、両サイドプレート２３、３３間の熱伝導を抑制している。また、この連結部４の先端薄肉部４３は、連結部４の板厚を薄くした切り欠き形状になっている。

【００３１】

また、図２に示すように、ラジエータ用コア部３において、サイドプレート３３が配置されていない左右の側面のうち、一方（左側）には、冷却水を各偏平チューブ３１に分配する第１ヘッダータンク３４が配置されており、この第１ヘッダータンク３４に各偏平チューブ３１の一端部が開口した状態でろう付けされている。この第１ヘッダータンク３４の正面形状は略三角形であり、その略三角形の上部側の幅の広い部分に冷却水の入口パイプ３５がろう付けされている。

【００３２】

また、ラジエータ用コア部３の左右の側面の他方（右側）には、、熱交換を終えた冷却水を集合させる第２ヘッダータンク３６が配置されており、この第２ヘッダータンク３６に各偏平チューブ３１の他端部が開口した状態でろう付けされている。この第２ヘッダータンク３６は第１ヘッダータンク３４と同様な形状をしている。そして、冷却水を排出する出口パイプ３７が第２ヘッダータンク３６の底辺側にろう付けされている。

【００３３】

また、図２、３において、２４は凝縮器用コア部２の各偏平チューブ２１に冷媒を分配する第１ヘッダータンクであり、この第１ヘッダータンク２４の本体は、円筒状に形成されており、各偏平チューブ２１の一端部が開口した状態でろう付けされている。また、この第１ヘッダータンク２４の本体は、ラジエータ用コア部３の第２ヘッダータンク３６と所定の空隙を開けて配置されている。また、２６は図示しない冷媒配管を接続するための冷媒入口ジョイントで、この入口ジョイント２６は、第１ヘッダータンク２４の本体に対して、その本体内部と連通するようにして、ろう付けされている。

【００３４】

また、凝縮器用コア部２の第１ヘッダータンク２４の対辺側には、熱交換を終えた冷媒を集合する第２ヘッダータンク２５が、ラジエータ用コア部３の第１ヘッダータンク３４と所定の空隙を開けて配置されている。この第２ヘッダータンク２５の本体は円筒状に形成されており、この本体には、図示しない冷媒配管を接続するための冷媒出口ジョイント２７がろう付けされている。

【００３５】

次に、本発明の要部をなすコルゲートフィン２２、３２の具体的形態を図５について詳述すると、本例では、両コルゲートフィン２２、３２のフィン幅L_C、L_rが偏平チューブ２１、３１の断面長手方向の寸法（チューブ幅）と同一にしてある。ここで、フィン幅L_C、L_rとは、偏平チューブ２１、３１の断面長手方向（空気流れ方向）に沿った寸法を言う。

【００３６】

凝縮器用コア部２側のコルゲートフィン２２のルーバ２２０は、第１のルーバ群２２１と第２のルーバ群２２２と、この両ルーバ群２２１、２２２の間に位置して空気流れ方向を転向する転向ルーバ２２３とから構成されている。第１のルーバ群２２１と第２のルーバ群２２２とではルーバ傾斜角が逆方向となっている。

【００３７】

ラジエータ用コア部３側のコルゲートフィン３２においても同様に、第１のルーバ群３２１と第２のルーバ群３２２と、転向ルーバ３２３とから構成されるルーバ３２０が設けられている。

但し、本第１実施形態では、ラジエータ用コア部３側の伝熱性能（放熱量）を高めるために、両ルーバ２２０、３２０の具体的形態を以下のように設定している。すなわち、凝縮器側コルゲートフィン２２のルーバ２２０では、第１、第２のルーバ群２２１、２２２におけるルーバ枚数を３枚づつとし、これに対し、ラジエータ側コルゲートフィン３２のルーバ３２０では、第１、第２のルーバ群３２１、３２２におけるルーバ枚数を５枚づつとしている。

【００３８】

ここで、ルーバ枚数とは、各ルーバ群においてフィンの表裏両面にわたって切り起こし成形されたルーバ片の枚数であって、転向ルーバ３２３のようにフィン面の片側のみに切り起こし成形された部分は枚数に含めない。

凝縮器側コルゲートフィン２２の合計ルーバ枚数N_c＝６であるのに対し、ラジエータ側コルゲートフィン３２の合計ルーバ枚数N_r＝１０となる。

【００３９】

従って、本第１実施形態では、凝縮器側コルゲートフィン２２におけるN_cとL_Cとの比（N_c／L_C）と、ラジエータ側コルゲートフィン３２におけるN_rとL_rとの比（N_r／L_r）との大小関係は次のようになる。

すなわち、（N_c／L_C）＜（N_r／L_r）の関係が成り立つ。

ところで、凝縮器側コルゲートフィン２２においては、フィン幅L_Cに対する本来設置可能なルーバ枚数（＝１０枚）を意図的に６枚まで減少しているから、ルーバ２２０の前後に形成される平坦面からなる空気導入部（流体導入部）２２４、２２５の領域がルーバ２２０の形成領域に対して増加することになる。

【００４０】

従って、凝縮器側コルゲートフィン２２における空気導入部２２４、２２５の空気流れ方向長さの合計（L_1＋L_2）とルーバ２２０の形成領域の空気流れ方向長さL_3との比〔（L_1＋L_2）／L_3〕と、ラジエータ側コルゲートフィン３２における空気導入部３２４、３２５の空気流れ方向長さの合計（L_4＋L_5）とルーバ３２０の形成領域の空気流れ方向長さL_6との比〔（L_4＋L_5）／L_6〕との大小関係は次のようになる。

【００４１】

すなわち、〔（L_1＋L_2）／L_3〕＞〔（L_4＋L_5）／L_6〕の関係が成り立つ。

次に、上記構成において作動を説明する。いま、ラジエータ用コア部３の空気下流側に配

設された冷却ファン（図示せず）を作動させると、冷却空気が図１、３に示すように、凝縮器用コア部２を通過してからラジエータ用コア部３を通過する。

【００４２】

一方、凝縮器用コア部２において、図示しない冷凍サイクルの圧縮機から吐出された冷媒ガスが冷媒入口ジョイント２６から第１ヘッダータンク２４内に流入し、ここから冷媒は凝縮器用コア部２の偏平チューブ２１を図２、３の右側から左側へと流れ、この間にコルゲートフィン２２を介して冷却空気中に放熱して、凝縮する。凝縮した液冷媒は第２ヘッダータンク２５に集合され、冷媒出口ジョイント２７から凝縮器用コア部２の外部へ流出する。

【００４３】

また、ラジエータ用コア部３においては図示しないエンジンからの高温の冷却水が入口パイプ３５から第１ヘッダータンク３４内に流入し、ここから冷却水は偏平チューブ３１を図２、３の左側から右側へと流れ、この間にコルゲートフィン３２を介して冷却空気中に放熱することにより、冷却水が冷却される。この冷却後の冷却水は第２ヘッダータンク３６内で集合し、出口パイプ３７から外部へ流出してエンジンに戻る。

【００４４】

ところで、上記した凝縮器用コア部２およびラジエータ用コア部３における熱交換性能（放熱量）は、同一の熱交換器体格という条件の下では、熱伝達率と通風抵抗という２大要素によって決定される。そして、この２大要素はルーバ２２０、３２０の形態により変化する。すなわち、ルーバ２２０、３２０の枚数の減少により熱伝達率が低下するが、その一方、圧損（通風抵抗）も低下する。

【００４５】

本実施形態では、上記点に注目して、凝縮器側コルゲートフィン２２ではルーバ枚数N_cを本来成形可能な１０枚から６枚に減少し、これに対し、ラジエータ側コルゲートフィン３２ではルーバ枚数N_rを本来成形可能な１０枚のままとしている。

この結果、凝縮器用コア部２ではルーバ枚数N_cの減少による熱伝達率の低下が起こり、熱交換性能の低下が生じる。一方、ラジエータ用コア部３では凝縮器用コア部２でのルーバ枚数N_cの減少による圧損低下によって風量が増加し、熱交換性能が向上することになる。

【００４６】

（第２実施形態）

図６は第２実施形態を示すもので、第１実施形態とは逆に、ラジエータ用コア部３におけるルーバ枚数を本来成形可能な１０枚から６枚に減少したものである。従って、第２実施形態では、（N_c／L_C）＞（N_r／L_r）の関係が成り立つことになり、これにより、ラジエータ用コア部３の放熱量が減少し、その代わりに凝縮器用コア部２では風量増加により放熱量を増加できる。

【００４７】

図７は本発明者の検討によるルーバ枚数減少率と各コア部２、３の性能比との関係を、コア部への送風空気の風速＝一定の条件下で示すものである。ここで、ルーバ枚数減少率とは、所定のフィン幅L_C、L_rにおける本来成形可能なルーバ枚数に対する減少ルーバ枚数の比率であり、図５の第１実施形態では凝縮器側コルゲートフィン２２では、本来成形可能な１０枚から６枚に減少しているので、ルーバ枚数減少率は４０％であり、同様に図６の第２実施形態ではラジエータ側コルゲートフィン３２におけるルーバ枚数減少率は４０％である。

【００４８】

図７のグラフから理解されるように、例えば、凝縮器用コア部２またはラジエータ用コア部３のいずれか一方においてルーバ枚数減少率を５０％に設定すると、ルーバ枚数を減少したコア部では放熱量が約１０％減少し、圧損は約３０％減少する。この圧損の約３０％減少による風量増加によって、他方のコア部では放熱量を約５％増加できる。

【００４９】

図７の検討結果から、圧損の減少率を少なくとも２０％程度確保するためにはルーバ枚数減少率を３０％以上に設定することが必要である。

（第３実施形態）

図８は第３実施形態を示すもので、第１実施形態を変形したものであり、ラジエータ用コア部３におけるコルゲートフィン３２において、空気流れ上流側の端部（凝縮器用コア部２に対向する端部）に、偏平チューブ３１の端部より空気流れ上流側へ突出する突出部３２６を形成して、第１実施形態よりもラジエータ側コルゲートフィン３２におけるルーバ枚数N_rを増加させている。

【００５０】

具体的には、図８の例ではラジエータ側コルゲートフィン３２のルーバ枚数N_rを１２枚としている。これにより、第３実施形態では、凝縮器用コア部２とラジエータ用コア部３との放熱量の差をさらに拡大できる。

（第４実施形態）

図９は第４実施形態を示すもので、第１実施形態の別の変形例であり、ルーバ枚数N_cを本来成形可能な１０枚から６枚に減少している凝縮器側コルゲートフィン２２において、このルーバ枚数N_cの減少に伴って、凝縮器側ルーバ２２０のルーバピッチL_{pc}をラジエータ側ルーバ３２０のルーバピッチL_{pr}よりも拡大したものである。ここで、ルーバピッチL_{pc}、L_{pr}とは、各ルーバ片相互間の間隔であり、この間隔は各ルーバ片の空気流れ方向の長さと一致する。

【００５１】

このように、ルーバ枚数N_cの減少に伴って、凝縮器側ルーバ２２０のルーバピッチL_{pc}を拡大することにより、凝縮器側コルゲートフィン２２において空気導入部２２４、２２５の領域（L_1＋L_2）を図５の第１実施形態よりも減少させることができる。

第１実施形態のごとく、ルーバ２２０の形成領域（L_3）をフィン面の中央部に集中させると、ルーバ２２０の傾斜角に沿う斜めの空気流れがフィン幅L_Cの中央部に偏って、熱伝達率の低下度合いが大きくなる場合がある。このような場合には、第４実施形態のごとく、ルーバ枚数N_cの減少に伴って、凝縮器側ルーバ２２０のルーバピッチL_{pc}を拡大することにより、フィン幅L_Cに対する斜め空気流れの範囲を拡大して、熱伝達率の低下度合いを小さくできる。

【００５２】

（第５実施形態）

図１０は第５実施形態を示すもので、凝縮器側コルゲートフィン２２におけるフィン幅L_Cを偏平チューブ２１の断面長手方向の寸法であるチューブ幅L_{tc}より短くしてある。

一方、ラジエータ側コルゲートフィン３２では、フィン幅L_r＝チューブ幅L_{tr}になっている。また、図１０の例では、凝縮器側チューブ幅L_{tc}＝ラジエータ側チューブ幅L_{tr}になっている。

【００５３】

従って、凝縮器側コルゲートフィン２２のルーバ枚数N_c（図１０の例では、６枚）と、凝縮器側チューブ幅L_{tc}との比（N_c／L_{tc}）と、

ラジエータ側コルゲートフィン３２のルーバ枚数N_r（図１０の例では、１０枚）とラジエータ側チューブ幅L_{tr}との比（N_r／L_{tr}）との大小関係は次のようになる。

【００５４】

すなわち、（N_c／L_{tc}）＜（N_r／L_{tr}）の関係が成り立つ。

なお、図１０において、L_Fは両コルゲートフィン２２、３２の全体のフィン幅であり、また、Ｌは両偏平チューブ２１、３１の空気流れ方向の両端間の寸法、すなわち、熱交換器全体の幅である。

図１０の第５実施形態によると、凝縮器用コア部２では、ラジエータ用コア部３に比して、チューブ幅L_{tc}に対するフィン幅L_Cが小さいため、凝縮器側での放熱面積減少による放熱量の低下が起こるが、その代わりに、フィン幅L_Cの減少により、凝縮器側のフィン放熱面積とルーバ枚数N_cが両方ともラジエータ側より減少する。その結果、凝縮器用コ

ア部２での圧損（通風抵抗）が低下し、風量が増加されるので、ラジエータ用コア部３の性能（放熱量）を増加できる。

【００５５】

（第６実施形態）

図１１は第６実施形態を示すもので、上記第５実施形態とは逆に、ラジエータ用コア部３におけるフィン幅L_rを偏平チューブ３１の断面長手方向の寸法であるチューブ幅L_{tr}より短くしてある。

一方、凝縮器用コア部２では、フィン幅L_c＝チューブ幅L_{tc}になっている。また、図１１の例では、凝縮器側チューブ幅L_{tc}＝ラジエータ側チューブ幅L_{tr}になっている。

【００５６】

従って、凝縮器側コルゲートフィン２２のルーバ枚数N_c（図１０の例では、１０枚）と、凝縮器側チューブ幅L_{tc}との比（N_c／L_{tc}）と、

ラジエータ側コルゲートフィン３２のルーバ枚数N_r（図１０の例では、６枚）とラジエータ側チューブ幅L_{tr}との比（N_r／L_{tr}）との大小関係は次のようになる。

【００５７】

すなわち、（N_c／L_{tc}）＞（N_r／L_{tr}）の関係が成り立つ。

そして、第６実施形態によると、ラジエータ用コア部３の性能（放熱量）が低下するが、その代わりに、ラジエータ用コア部３における圧損（通風抵抗）が低下し、風量が増加されるので、凝縮器用コア部２の性能（放熱量）を増加できる。

【００５８】

図１２は本発明者の検討結果を示すもので、第５、第６実施形態において、チューブ幅L_{tc}、L_{tr}に対するフィン幅L_C、L_rの比（L_C／L_{tc}、L_r／L_{tr}）と、凝縮器用コア部２およびラジエータ用コア部３の性能比との関係を示すものであり、図示の特性は、コア部への送風空気の風速＝一定の条件下での関係を示す。

【００５９】

図１２のグラフから理解されるように、フィン幅L_C、L_rを例えば、チューブ幅L_{tc}、L_{tr}の８０％まで減少すると、フィン幅を減少した方のコア部では放熱量が約１０％減少するが、圧損を約２０％減少できる。これにより、フィン幅を減少しない方のコア部では放熱量を約３％増加できる。図１２の検討から、圧損を約２０％以上減少させるためには、フィン幅L_C、L_rをチューブ幅L_{tc}、L_{tr}の８０％以下に減少させる必要がある。

【００６０】

（第７実施形態）

図１３は第７実施形態を示すもので、前述の第１、第２実施形態のように、凝縮器側コルゲートフィン２２のルーバ枚数N_cまたはラジエータ側コルゲートフィン３２のルーバ枚数N_rを減少させて、圧損を減少させる場合において、ルーバ枚数N_cまたはN_rを減少させた方のコルゲートフィン２２または３２における熱伝達率の低下を抑制するためのものである。

【００６１】

図１４は第７実施形態に対する比較例であり、ルーバ枚数N_cまたはN_rを減少させた方のコルゲートフィン２２（３２）を有するコア部２（３）を示す。この図１４の比較例は図１５の比較例から単純にルーバ枚数N_c（N_r）を減少させただけのものである。

本発明者が図１４の比較例について、実際にコルゲートフィン２２（３２）におけるルーバ枚数N_c（N_r）とコア部２（３）の性能比との関係を実験検討したところ、ルーバ２２０（３２０）において、ルーバ枚数N_c（N_r）を空気流れの前後両側から単純に減少させると、図１６に示すように、圧損と熱伝達率がともに比例的に低下することが分かった。

【００６２】

そこで、本発明者は、ルーバ２２０（３２０）において、ルーバ傾斜角が逆方向となっている第１のルーバ群２２１（３２１）と第２のルーバ群２２２（３２２）との間に位置して空気流れ方向を転向する転向ルーバ２２３（３２３）の存在に注目して、この転向ルー

バ２２３（３２３）の平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）の長さL_T（図１３参照）とコア部２（３）の性能比との関係について検討した。

【００６３】

図１７は上記平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）の長さL_Tとコア部２（３）の性能比との関係をコア部への送風空気の風速＝一定の条件下で示すものである。図１７の横軸の平坦転向面長さL_TはルーバピッチL_pに対する倍数である。図１７のグラフから理解されるように、平坦転向面長さL_Tが大きくなるにつれてフィンの熱伝達率および圧損がともに上昇することが分かる。

【００６４】

ここで、フィンの熱伝達率および圧損の上昇は、ルーバピッチL_pの３倍付近から飽和する傾向にあるので、平坦転向面長さL_TはルーバピッチL_pの３倍以上に設定するのが好ましい。

上記のように、平坦転向面の長さL_Tの増大によって、フィンの熱伝達率が上昇するのは以下の理由からである。

【００６５】

すなわち、本発明者が行ったコルゲートフィン２２（３２）における空気流れの解析結果によると、平坦転向面の長さL_Tの増大によって、転向ルーバ２２３（３２３）の後流に位置する第２のルーバ群２２２（３２２）を通過する空気の流速が回復して、早い速度でもって空気が第２のルーバ群２２２（３２２）を通過するためであると考えられる。

【００６６】

図１３は上記の考え方に基づいて転向ルーバ２２３（３２３）の平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）の長さL_TをルーバピッチL_pの３倍以上の大きさに増大した、第７実施形態のルーバ形状例である。なお、図１３のルーバ形状例では、平坦転向面の長さL_TをルーバピッチL_pの約５．５倍に設定している。

図１８（ａ）は横軸に図１４（ｂ）に示す比較例のフィン断面形状の空気流れ方向の部位をとり、図１８（ｂ）は横軸に図１３（ｂ）に示す第７実施形態のフィン断面形状の空気流れ方向の部位をとっている。

【００６７】

比較例のものでは、転向ルーバ２２３（３２３）がＶ形状であり、平坦転向面を持っていないので、転向ルーバ２２３（３２３）の後流に位置する第２のルーバ群２２２（３２２）を通過する空気の流速が回復せず、低下したままとなる。その結果、図１８（ａ）の▲１▼に示すように、転向ルーバ２２３（３２３）の後流に位置する第２のルーバ群２２２（３２２）での熱伝達率が第１のルーバ群２２１（３２１）に比してかなり低下する。

【００６８】

これに対し、第７実施形態のルーバ形状によると、平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）がルーバピッチL_pの約５．５倍に設定した十分の長さL_Tを持っているので、この平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）の平坦面に沿って空気が流れる間に流速が回復し、早い速度でもって空気が第２のルーバ群２２２（３２２）を通過するため、図１８（ｂ）の▲２▼に示すように、転向ルーバ２２３（３２３）の後流に位置する第２のルーバ群２２２（３２２）での熱伝達率が第１のルーバ群２２１（３２１）のそれと近似したレベルまで向上している。

【００６９】

従って、第７実施形態のルーバ形状を、図５の第１実施形態においてルーバ枚数Ｎｃを減少した方の凝縮器側コルゲートフィン２２、あるいは、図６の第２実施形態においてルーバ枚数N_rを減少した方のラジエータ側コルゲートフィン３２に適用することにより、圧損の低下を図るとともに、ルーバ枚数Ｎｃ、N_rの減少による熱伝達率の低下を抑制できる。

【００７０】

本発明者の検討によると、ルーバ枚数を減少した方のコルゲートフィンにおける平坦転向面２２３ａ（３２３ａ）の長さL_Tは、ルーバ２２０（３２０）の前後に形成される平坦

な空気導入部２２４（３２４）、２２５（３２５）のうち、入口側の空気導入部２２４（３２４）の長さL_iとの比較において、この空気導入部長さL_iより大きくすることが、第２のルーバ群２２２（３２２）通過空気の流速の回復のために有効であることが分かった。

【００７１】

（第８実施形態）

図１９は第８実施形態を示すもので、各コア部での熱交換性能（放熱量）を決定する、熱伝達率と通風抵抗という２大要素がルーバ２２０、３２０の切れ長さ（空気流れ方向と直交する方向での切断長さ）Ｅｃ、Ｅｒにより変化することに着目して、凝縮器側ルーバ２２０とラジエータ側ルーバ３２０とで、その切れ長さＥｃ、Ｅｒを変えている。

【００７２】

すなわち、ルーバ２２０、３２０の切れ長さＥｃ、Ｅｒを減少させると、熱伝達率が低下するが、その一方、通風抵抗（圧損）も低下する。

そこで、第８実施形態では、上記点に着目して、ラジエータ用コア部３の性能向上を図るために、凝縮器側ルーバ２２０の切れ長さＥｃをラジエータ側ルーバ３２０の切れ長さＥｒより短くしている。

【００７３】

これにより、凝縮器用コア部２ではルーバ切れ長さＥｃの減少により熱伝達率が低下して性能低下が起きるが、その代わりに、凝縮器側のルーバ切れ長さＥｃの減少により圧損が低下し、熱交換器全体としての通風抵抗が低下し、風量が増加するので、ラジエータ用コア部３の性能を向上できる。

具体的な設計例としては、コルゲートフィン２２、３２におけるフィン山高さＨｆ（＝偏平チューブ間の間隔）が８ｍｍの場合、ラジエータ側ルーバ３２０の切れ長さＥｒ＝７ｍｍ（フィン山高さＨｆに対する本来の切れ長さである）、凝縮器側ルーバ２２０の切れ長さＥｃ＝５ｍｍである。

【００７４】

（第９実施形態）

図２０は第９実施形態を示すもので、第８実施形態とは逆に、凝縮器用コア部２の性能向上を図るために、ラジエータ側ルーバ３２０の切れ長さＥｒを凝縮器側のルーバ切れ長さＥｃより短くしたものである。他の点はすべて第８実施形態と同じである。

【００７５】

（第１０実施形態）

図２１は第１０実施形態を示すもので、第８実施形態の変形例であり、図８において説明した突出部３２６をラジエータ側コルゲートフィン３２に設けるとともに、凝縮器側コルゲートフィン２２にもこの突出部３２６に対向する突出部３２７を設けて、凝縮器側ルーバ２２０における第２ルーバ群２２２のルーバ枚数、およびラジエータ側ルーバ３２０における第１ルーバ群３２２のルーバ枚数をともに増加している。

【００７６】

そして、このようなルーバ構成をもつコルゲートフィン２２、３２において、凝縮器側ルーバ２２０の切れ長さＥｃをラジエータ側ルーバ３２０の切れ長さＥｒより短くしたものである。他の点は第８実施形態と同じである。

図２２は上記第８～第１０実施形態によるルーバ切れ長さと性能との関係をコア部への空気流の風速＝一定という条件下で示すもので、横軸のルーバ切れ長さ比は、フィン山高さＨｆに対する本来のルーバ切れ長さ（例えば、図１８の第８実施形態では、ラジエータ側ルーバ３２０の切れ長さＥｒ）と、フィン山高さＨｆに対して意図的に短くしたルーバ切れ長さ（例えば、図１８の第８実施形態では、凝縮器側のルーバ切れ長さＥｃ）との比である。

【００７７】

すなわち、ルーバ切れ長さ比とは、

意図的に短くしたルーバ切れ長さ／本来のルーバ切れ長さである。

図２２から理解されるように、意図的に短くする片側のルーバ切れ長さを例えば半減すると、ルーバ切れ長さを半減したコア部での放熱量が約１０％減少するが、圧損は約３０％減少する。この圧損の約３０％減少により、本来のルーバ切れ長さを持った他の片側のコア部の性能（放熱量）を約５％向上できる。

【００７８】

（第１１実施形態）

図２３は第１１実施形態を示すもので、各コア部での熱交換性能（放熱量）を決定する、熱伝達率と通風抵抗という２大要素がルーバ２２０、３２０の傾斜角θ_c、θ_rにより変化することに着目して、凝縮器側ルーバ２２０とラジエータ側ルーバ３２０とで、その傾斜角θ_c、θ_rを変えている。

【００７９】

すなわち、ルーバ２２０、３２０の傾斜角θ_c、θ_rを減少させると、ルーバ２２０、３２０の各ルーバ片相互間を通過する空気の風速が低下して、熱伝達率が低下するが、その一方、通風抵抗（圧損）も低下する。

そこで、第１１実施形態では、上記点に着目して、ラジエータ用コア部３の性能向上を図るために、凝縮器側ルーバ２２０の傾斜角θ_cをラジエータ側ルーバ３２０の傾斜角（高熱伝達率を得るための本来の傾斜角）θ_rより意図的に低下させている。

【００８０】

すなわち、凝縮器側のルーバ傾斜角θ_c＜ラジエータ側のルーバ傾斜角θ_rとしている。これにより、凝縮器用コア部２ではルーバ傾斜角θ_cの低下により熱伝達率が低下して性能低下が起きるが、その代わりに、凝縮器側のルーバ傾斜角θ_cの減少により圧損が低下し、熱交換器全体としての通風抵抗が低下し、風量が増加するので、ラジエータ用コア部３の性能を向上できる。

【００８１】

具体的な設計例としては、凝縮器側のルーバ傾斜角θ_c＝１８°、ラジエータ側のルーバ傾斜角θ_r＝２５°である。

（第１２実施形態）

図２４は第１２実施形態を示すもので、第１１実施形態とは逆に、凝縮器用コア部２の性能向上を図るために、ラジエータ側ルーバ３２０の傾斜角θ_rを凝縮器側ルーバ２２０の傾斜角θ_cより意図的に減少させている。

【００８２】

すなわち、凝縮器側のルーバ傾斜角θ_c＞ラジエータ側のルーバ傾斜角θ_rとしている。他の点はすべて第１１実施形態と同じである。

（第１３実施形態）

図２５は第１３実施形態を示すもので、図２３の第１１実施形態に対して、図２１の第１３実施形態における突出部３２６、３２７を両コルゲートフィン２２、３２に設けたものである。

【００８３】

すなわち、ラジエータ側コルゲートフィン３２に突出部３２６を設けるとともに、凝縮器側コルゲートフィン２２にもこの突出部３２６に対向する突出部３２７を設けて、凝縮器側ルーバ２２０における第２ルーバ群２２２のルーバ枚数、およびラジエータ側ルーバ３２０における第１ルーバ群３２２のルーバ枚数をともに増加している。

【００８４】

そして、このようなルーバ構成をもつコルゲートフィン２２、３２において、凝縮器側のルーバ傾斜角θ_c＜ラジエータ側のルーバ傾斜角θ_rを関係を設定している。

図２６は上記した図２３～図２５の第１１～第１３実施形態によるルーバ傾斜角の低下とコア部の性能との関係をコア部への空気流の風速＝一定という条件下で示すものである。横軸のルーバ傾斜角低下率は、高熱伝達率を得るための本来のルーバ傾斜角と、この本来のルーバ傾斜角から意図的に低下させたルーバ傾斜角との比である。

【００８５】

すなわち、ルーバ傾斜角低下率とは、
（意図的に低下させたルーバ傾斜角／本来のルーバ傾斜角）×１００である。図２６から理解されるように、意図的に短くする片側のルーバ傾斜角の低下率を例えば２０％にすると、このルーバ傾斜角を低下した方のコア部では放熱量が約１０％減少するが、圧損は約２５％減少する。この圧損の約２５％減少により、本来のルーバ傾斜角を持った他の片側のコア部の性能（放熱量）を約４％向上できる。

【００８６】

（他の実施形態）

なお、上述の各実施形態では、自動車用空調装置の凝縮器用コア部２とエンジン冷却用のラジエータ用コア部３とを一体化した熱交換器に本発明を適用した場合について説明したが、本発明は、２種類の流体を熱交換する２つの熱交換用コア部を一体化した熱交換器であれば、どのような用途の熱交換器に対しても同様に実施できる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明を適用する、凝縮器用コア部とラジエータ用コア部との一体化熱交換器構造を示す部分斜視図である。

【図２】図１に示す熱交換器の正面図である。

【図３】図２のＣ矢視上面図である。

【図４】図１に示すコルゲートフィン単体の斜視図である。

【図５】（ａ）は本発明の第１実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図６】（ａ）は本発明の第２実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図７】コルゲートフィンのルーバ枚数減少率と性能との関係を示すグラフである。

【図８】（ａ）は本発明の第３実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図９】（ａ）は本発明の第４実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１０】（ａ）は本発明の第５実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１１】（ａ）は本発明の第６実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１２】コルゲートフィンのフィン幅と性能との関係を示すグラフである。

【図１３】（ａ）は本発明の第７実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１４】（ａ）は第７実施形態の比較例におけるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１５】（ａ）は第７実施形態の別の比較例におけるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図１６】コルゲートフィンのルーバ枚数と性能との関係を示すグラフである。

【図１７】コルゲートフィンのルーバ部の平坦転向面長さと性能との関係を示すグラフである。

【図１８】コルゲートフィンの空気流れ方向に沿った各部の熱伝達率の変化を示すグラフである。

【図１９】（ａ）は本発明の第８実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

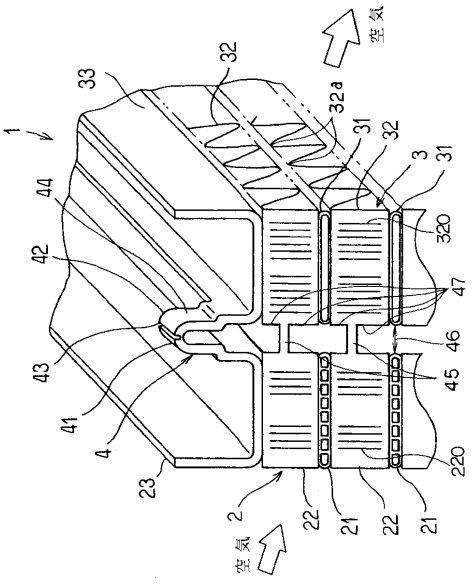
【図２０】（ａ）は本発明の第９実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

【図２１】（ａ）は本発明の第１０実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。

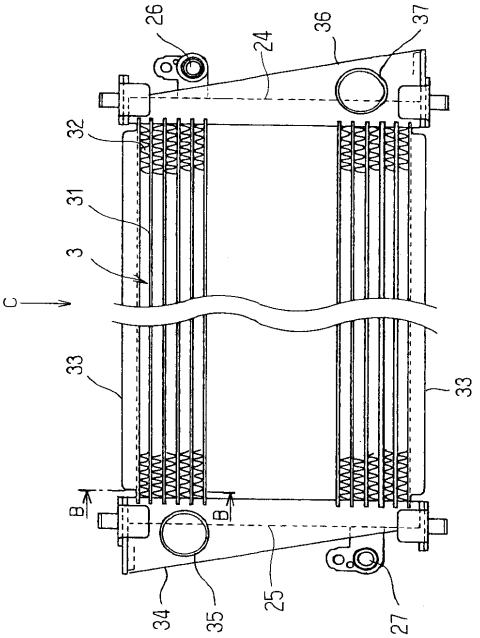
【図２２】コルゲートフィンのルーバ切れ長さ比と性能との関係を示すグラフである。

【図２３】（ａ）は本発明の第１１実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。
【図２４】（ａ）は本発明の第１２実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。
【図２５】（ａ）は本発明の第１３実施形態によるコルゲートフィンと偏平チューブとの組付状態を示す部分正面図、（ｂ）は（ａ）のＡ－Ａ断面図である。
【図２６】コルゲートフィンのルーバ傾斜角低下率と性能との関係を示すグラフである。
【符号の説明】
２…凝縮器用コア部、３…ラジエータ用コア部、２１、３１…偏平チューブ、
２２、３２…コルゲートフィン、２２０、３２０…ルーバ、
２２１、３２１…第１のルーバ群、２２２、３２２…第２のルーバ群、
２２３、３２３…転向ルーバ、２２３ａ、３２３ａ…平坦転向面。

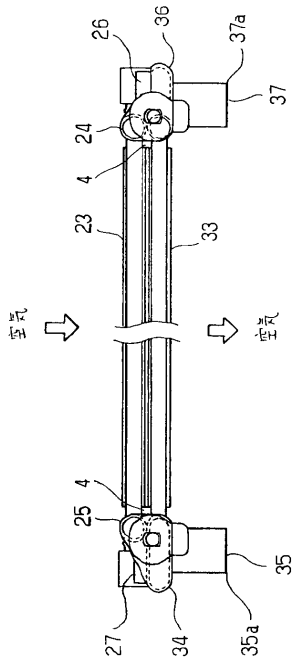
【図１】



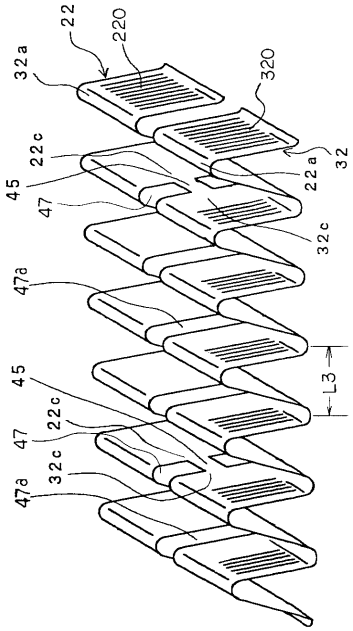
【図２】



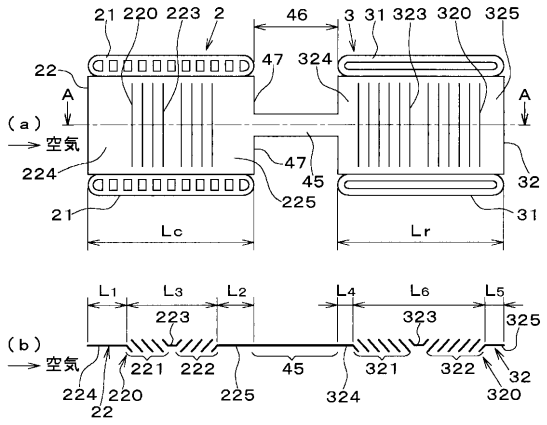
【図３】



【図４】

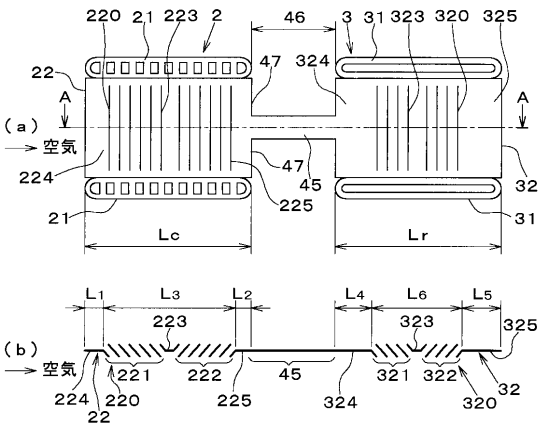


【図５】

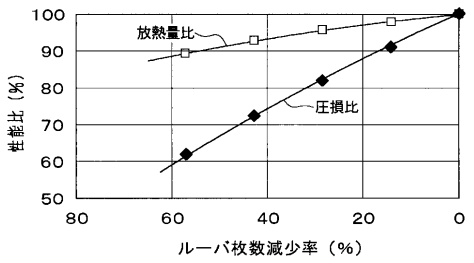


2：凝縮器用コア部
3：ラジエータ用コア部
22, 32：コルゲートフィン
220, 320：ルーバ
221, 321：第１のルーバ群
222, 322：第２のルーバ群
21, 31：偏平チューブ

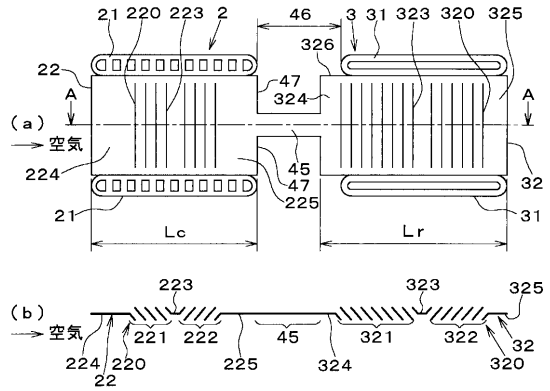
【図６】



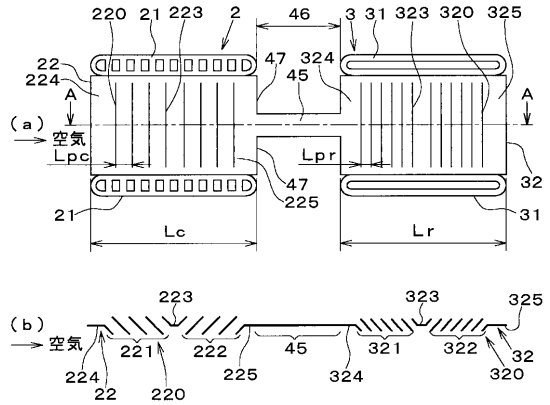
【図７】



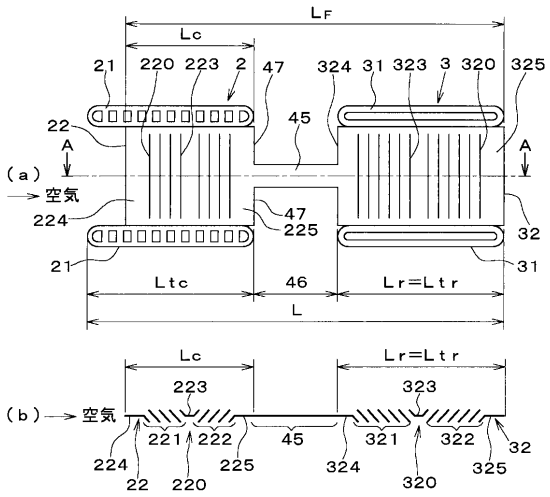
【図８】



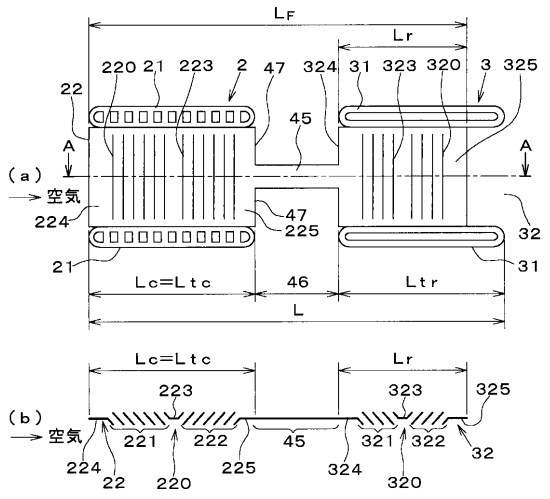
【図９】



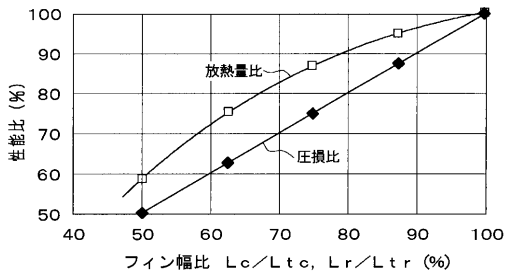
【図１０】



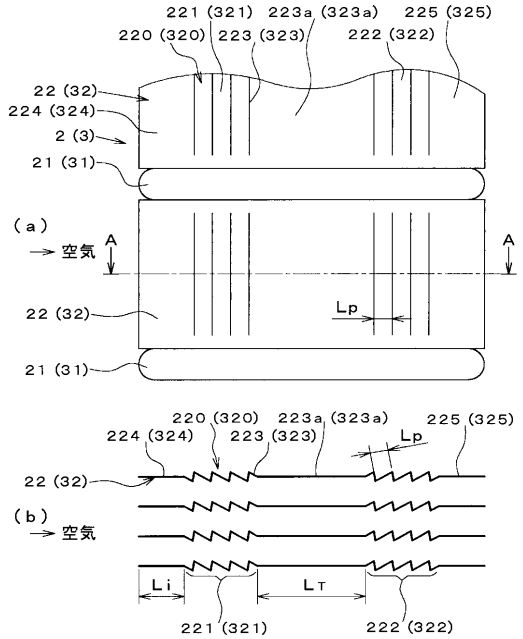
【図１１】



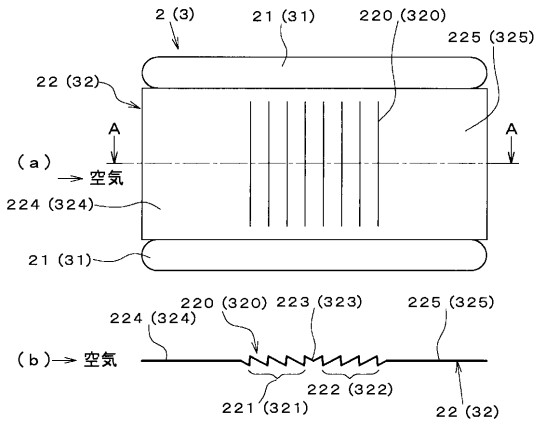
【図１２】



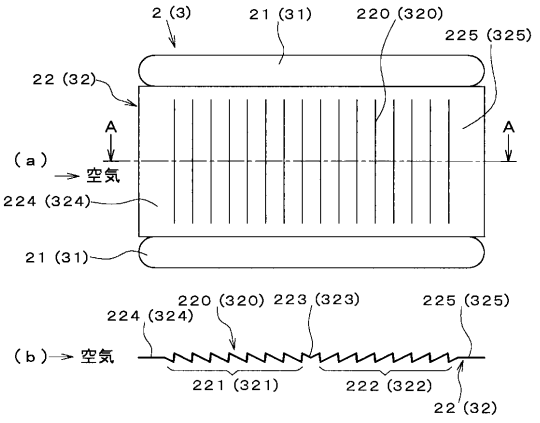
【図１３】



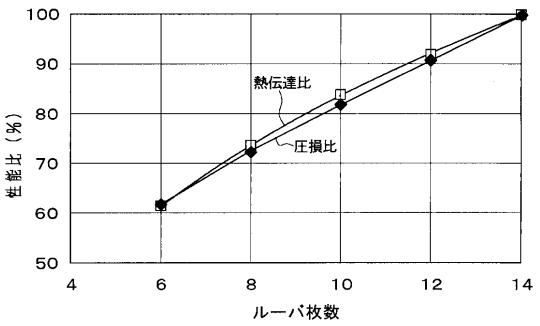
【図１４】



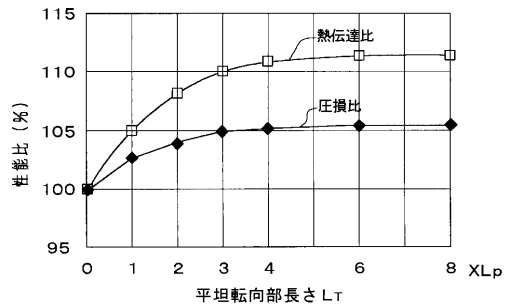
【図１５】



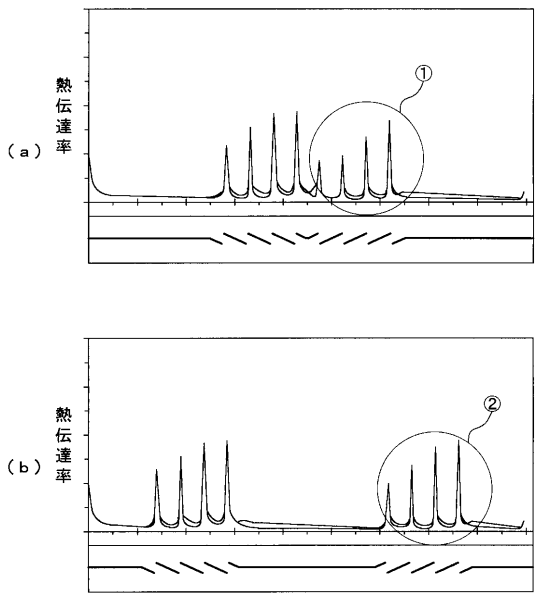
【図１６】



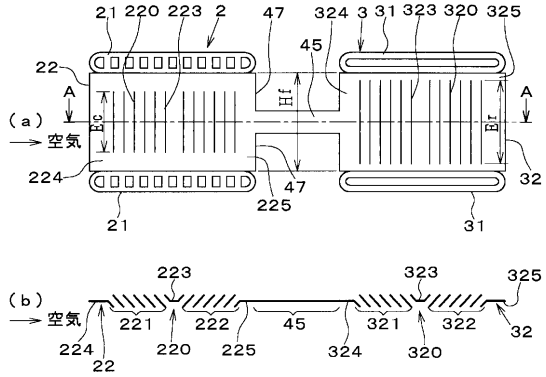
【図１７】



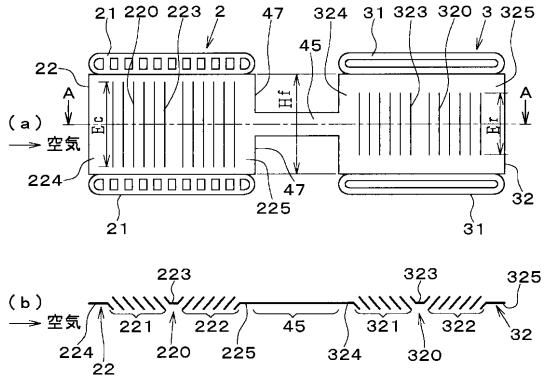
【図１８】



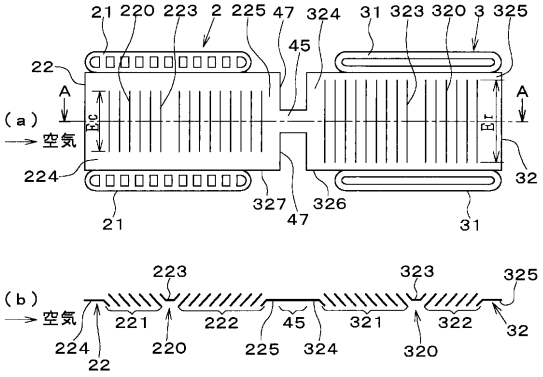
【図１９】



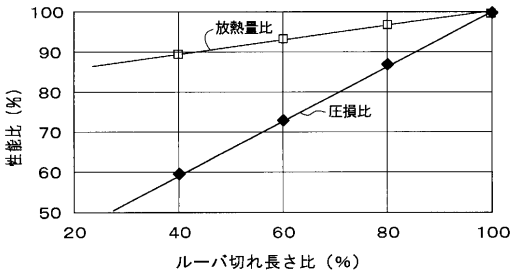
【図２０】



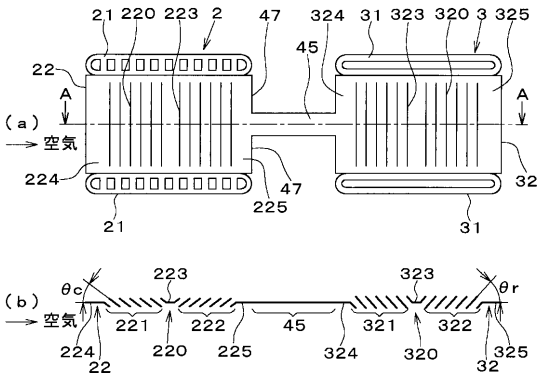
【図２１】



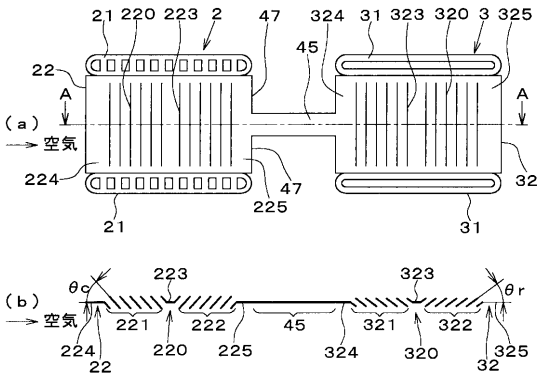
【図２２】



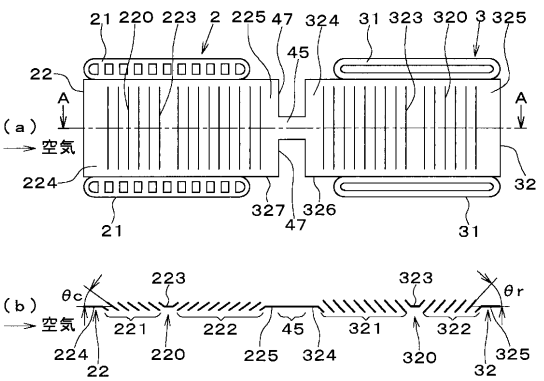
【図２３】



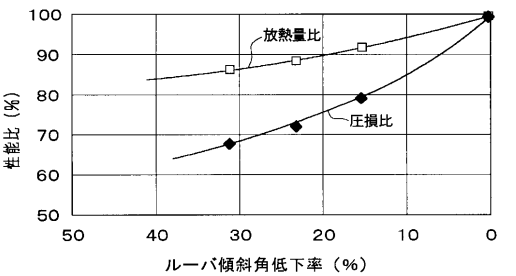
【図２４】



【図２５】



【図２６】



フロントページの続き

(72)発明者　阪根　高明
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　山中　保利
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

審査官　長崎　洋一

(56)参考文献　特開平１０－１７０１８４（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－２２１７８７（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F28F　1/30