

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6553981号
(P6553981)

(45) 発行日 令和1年7月31日 (2019.7.31)

(24) 登録日 令和1年7月12日 (2019.7.12)

(51) Int. Cl.

F I

F 2 8 D 1/047 (2006.01)

F 2 8 D 1/047

B

F 2 5 B 39/00 (2006.01)

F 2 5 B 39/00

D

F 2 4 F 1/54 (2011.01)

F 2 4 F 1/54

F 2 4 H 4/02 (2006.01)

F 2 4 H 4/02

A

F 2 4 H 9/00 (2006.01)

F 2 4 H 9/00

A

請求項の数 10 (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2015-160803 (P2015-160803)

(22) 出願日 平成27年8月18日 (2015.8.18)

(65) 公開番号 特開2017-40389 (P2017-40389A)

(43) 公開日 平成29年2月23日 (2017.2.23)

審査請求日 平成30年2月21日 (2018.2.21)

(73) 特許権者 399048917

日立グローバルライフソリューションズ株
式会社

東京都港区西新橋二丁目15番12号

(74) 代理人 110000350

ポレール特許業務法人

(72) 発明者 渡部 道治

東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株
式会社日立製作所内

(72) 発明者 北村 哲也

東京都港区海岸一丁目16番1号 日立ア
プライアンス株式会社内

審査官 笹木 俊男

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ応用機器の熱交換装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ヒートポンプに備えられ、外気と冷媒の熱交換を行う熱交換装置であって、前記熱交換装置は、上下方向に沿って延びた複数枚の熱交換フィン、及び前記熱交換フィンに直交するように前記熱交換フィンを貫通して配置された冷媒管とよりなる熱交換器と、前記熱交換器に対向して配置され外気を導入する送風ファンとより構成され、更に、前記冷媒管は前記熱交換フィンの上下方向に間隔をあけて積層され、独立して冷媒を流す複数の冷媒管であるヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記熱交換器の外気出口側と前記送風ファンの間に形成された風路空間の上下領域の一方の領域、或いは両方の領域に、前記熱交換器の上下領域の一方の領域、或いは両方の領域に流入する外気の風速を高めて前記熱交換器の一方の領域、或いは両方の領域に流入する外気の風速が均一化されるように制御する風速制御板を配置したことを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項2】

請求項1に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板は、前記熱交換フィンの配置方向（上下方向）と直交し、前記熱交換器の外気出口側の内側面に沿って延びる長辺と、外気の流れ方向に沿って延びる短辺を有する長方形の板状に形成されており、

また、前記風路空間の前記上下領域の一方の領域、或いは両方の領域に、前記風速制御板と前記熱交換装置の外部筐体とで風路が形成され、

10

20

更に、前記風速制御板は、外気の流れから見て前記短辺の後端縁が、前記熱交換器の上下方向の中心側に向き、しかも外気の流れ方向に沿うように傾けて設けられていることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板は前記風路空間の前記上下領域に設けられており、上側の前記風速制御板と前記熱交換装置の前記外部筐体で形成される上側風路、及び下側の前記風速制御板と前記外部筐体で形成される下側風路は、外気の流れ方向に沿ってその断面積が連続的に増大し、上側の前記風速制御板と下側の前記風速制御板で挟まれる中央風路は外気の流れ方向に沿ってその断面積が連続的に減少するものであることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

10

【請求項 4】

請求項 3 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板の外気の流れと直交する方向の断面形状は、長方形の形状、断面積が増大する面側が弧状に形成された形状、翼形の形状のいずれかであることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項 5】

請求項 3 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板の前記短辺の前記後端縁の配置位置は、前記熱交換器の上下方向の平均流速分布線と前記風速制御板を設けていない時の風速分布線が交わる付近の風速が生じる前記風路空間の位置であることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

20

【請求項 6】

請求項 3 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記上側風路及び前記下側風路の風速 (U_L)、入口側の風路断面積 (A_{IN})、出口側の風路断面積 (A_{EX})、前記熱交換器全体の入口側の平均風速 (U_{AVE})、を用いて定義される (ここで、風速 (U_L) は平均風速、或いは局所風速をとる)

【数 1】

$$\frac{U_{AVE} A_{IN}}{U_L A_{EX}} \leq 1 \quad \dots (1)$$

30

の式を満たすことを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項 7】

請求項 2 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板の長辺の長さは、前記送風ファンの直径以上で、前記送風ファンが対向する前記熱交換器の外気出口面の横方向長さの 70% ~ 90% の間に決められていることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項 8】

請求項 3 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板の上下方向の配置位置は、前記熱交換器の上下方向長さで上側から 1/3、下側から 1/3 の割合の長さ範囲内に配置されていることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

40

【請求項 9】

請求項 2 に記載のヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記風速制御板は、前記風路空間の下側の領域だけに配置されていることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【請求項 10】

請求項 1 乃至 9 のいずれか 1 項に記載されたヒートポンプ応用機器の熱交換装置において、

前記熱交換装置は、ヒートポンプ式給湯装置、或いはヒートポンプ式空気調和装置の熱

50

交換装置であることを特徴とするヒートポンプ応用機器の熱交換装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はヒートポンプ式給湯装置やヒートポンプ式空気調和機等のヒートポンプ応用機器に使用される熱交換装置に係り、特に送風ファンと冷媒が流れる熱交換器とを備えるヒートポンプ応用機器の熱交換装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

冷凍サイクルを基本原理とするヒートポンプ式給湯装置やヒートポンプ式空気調和装置等のヒートポンプ応用機器においては、冷媒と外気との間で熱交換する熱交換装置が使用されている。この熱交換装置は、プロペラファンなどの送風ファンで吸い込んだ外気（空気）と熱交換器を流れる冷媒とを熱交換させることで、冷媒を蒸発または凝縮させている。

10

【0003】

例えば、特開2014-224637号公報（特許文献1）においては、ヒートポンプ式給湯装置に使用される熱交換装置（蒸発器）が開示されている。この熱交換装置においては、上下方向（天地方向）に沿って熱交換フィンを設置し、この熱交換フィンに直交するように冷媒管が貫通、配置されている。つまり、冷媒管は設置面（地面）に対してほぼ平行に配置されている。

20

【0004】

特許文献1の蒸発器はクロスフィンチューブ型のものであり、外気側の伝熱面である熱交換フィンと、複数の冷媒管群とを備えている。具体的には、熱交換フィンは上下方向に沿って延びる板状の複数のフィンからなり、フィンの板面同士が所定の隙間を空けて対向するように配置されている。そして、外気は熱交換フィンの板面同士の間を流れて熱交換を行うようになっている。

【0005】

冷媒管は、熱交換フィンの各フィンに対してほぼ直交するように貫通し、各フィンに固定されている。具体的には、冷媒管は熱交換フィンの各フィンに対してほぼ直交するように貫通した後、折り返して再び熱交換フィンの各フィンに対してほぼ直交するように貫通している。つまり、熱交換フィンを貫通する複数の冷媒管は、冷媒管の長さ方向が外気流に直交する方向に並ぶように配置される。

30

【0006】

そして、冷媒管は熱交換フィンの上下方向に夫々独立して間隔をあけて積層するように配置されて複数の冷媒管群を形成している。つまり、特許文献1の蒸発器においては、分配管と合流管が備えられており、この分配管と合流管の間で冷媒管が6つに分割され、夫々の冷媒管には独立して冷媒が流れるものである。つまり、最上段の冷媒管は分配管から分流して熱交換フィンを通して外気と熱交換した後に合流管で合流され、その下の冷媒管も分配管から分流して熱交換フィンを通して外気と熱交換した後に合流管で合流されるものである。したがって、両冷媒管を流れる冷媒は、熱交換フィンと熱交換している間は混合されることなく流れているものである。そして、残りの冷媒管も同じ構成となっている。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

【特許文献1】特開2014-224637号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

このような熱交換装置においては、熱交換器を流れる冷媒と外気の熱交換効率が重要で

50

あり、この熱交換効率は熱交換器を通過する外気の風速分布によって大きく左右される。熱交換器に流入するときの外気の流速である風速分布が熱交換器に対して不均一な状態の場合では、熱交換器全体の風量は風速が高い部分の通風抵抗に依存する。このため、風速分布が不均一の場合は、風速分布が略均一な場合に比べて風量が低下し、成績係数 (C P) の低下を引き起こすという現象がある。

【0009】

通常、熱交換器の外形形状は横方向に長い直方体 (場合によっては直方体の端面から曲げられた L 字状のものもある) に形成されており、この直方体の熱交換器に対向する送風ファンは、直方体の中央付近に向き合うようにして配置されている。そして、熱交換器と送風ファンは外部筐体に収納されている構成が一般的である。このため、熱交換器に流入してくる外気は、送風ファンに向かって進入してくる傾向が強く、熱交換器の上下方向端面側の上下領域と左右方向端面側の左右領域では風速が遅くなる現象が発生する。

10

【0010】

そして、特許文献 1 に示されているように、上下方向に冷媒管が分離して独立するように配置されている熱交換器においては、上下方向に風速が遅い風速分布が生じていると、上下領域を流れる外気の風速が遅いため、この上下領域に配置されている冷媒管の熱交換効率が低下する。尚、左右領域で外気の風速が遅くても、冷媒管が左右方向に延びているため、冷媒は左右から風速が速い熱交換器の中央付近を横切り、冷媒はこの中央付近で熱交換されるので、左右領域の風速低下の影響はそれほど大きく受けないものである。

【0011】

20

このように、熱交換器の上下方向に積層するように独立して配置された冷媒管においては、風速が遅い上下領域に配置された冷媒管の冷媒は熱交換され難く、風速が速い中央領域に配置され冷媒管の冷媒は熱交換され易くなる。このため、熱交換器の上下方向に亘って冷媒温度が不均一な分布が生じるようになり、熱交換性能を向上できないという課題がある。したがって、熱交換器に流入してくる外気の上下方向の風速分布を均一な風速分布に近づくように、熱交換器の上下領域の風速を高めてやれば良いものである。これによって、成績係数 (C P) を向上することができるようになる。

【0012】

本発明の目的は、上下方向に延びる熱交換フィンに間隔をあけて積層され、しかも冷媒が独立して流れる複数の冷媒管群を備えた熱交換器の上下領域を流れる外気の風速を高めて風速分布を均一な風速分布に近づくように補正できる新規なヒートポンプ機器の熱交換装置を提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0013】

本発明の特徴は、上下方向に延びる熱交換フィンを貫通して間隔をあけて積層され、しかも冷媒が独立して流れる複数の冷媒管を備えた熱交換器において、熱交換器の出口側と送風ファンの間の空間の熱交換器の上下領域の少なくとも一方の領域、或いは両方の領域に、熱交換器に流入する外気の上下方向の一方、或いは両方の風速が均一化されるように制御する風速制御板を配置した、ところにある。

【発明の効果】

40

【0014】

本発明によれば、熱交換器の上下方向に亘って流入する外気の風速分布を均一化する方向に補正できるため、上下方向に冷媒が独立して流れるように配置された複数の冷媒管を備えた熱交換器の冷媒の温度分布を均一化することができるようになる。これによって、成績係数 (C P) を向上することができるようになる。

【0015】

ここで、均一化とは厳密な均一ではなく、風速制御板を設けない場合に比較して均一化できるという意味である。

【図面の簡単な説明】

【0016】

50

【図１】本発明が適用されるヒートポンプ式給湯機の構成を示す構成図である。

【図２】図１に示す熱交換装置に用いられる熱交換器の外観斜視図である。

【図３】本発明の第１の実施形態になる熱交換装置の側断面図である。

【図４】図３に示されている風速制御板と熱交換器の配置構成を示す外観斜視図である。

【図５】本実施形態の作用を説明するための熱交換装置の側断面図である。

【図６】従来の熱交換器と本実施形態の熱交換器の冷媒の温度分布を比較するためのグラフ図である。

【図７】本発明の第２の実施形態になる熱交換装置の側断面図である。

【図８】本発明の第３の実施形態になる熱交換装置の側断面図である。

【図９】本発明の第４の実施形態になる熱交換装置の側断面図である。

【図１０】本発明の第５の実施形態になるヒートポンプ式空気調和装置の構成を示す構成図である。

【図１１】従来の熱交換装置の側断面図である。

【図１２】従来の熱交換器の冷媒の温度分布を示すグラフ図である。

【発明を実施するための形態】

【００１７】

次に、本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明するが、本発明は以下の実施形態に限定されることなく、本発明の技術的な概念の中で種々の変形例や応用例をもその範囲に含むものである。

【００１８】

まず、本発明の実施形態を説明する前に本発明が適用されるヒートポンプ給湯機の概略の構成を説明する。また、本発明の理解を助けるために従来の熱交換装置の構成とその課題についても併せて説明する。

【００１９】

図１にＣＯ２ヒートポンプ給湯機システムの概略を示している。ヒートポンプ給湯機は、沸き上げ運転時に冷水を加熱して温水に沸き上げるヒートポンプサイクル１００を搭載するヒートポンプユニット５０と、沸き上げ運転時に稼動する水側サイクル２００及び給湯時に稼動する給湯用流路群を搭載する貯湯ユニット６０から構成されている。

【００２０】

ヒートポンプサイクル１００は、圧縮機１０１、水／冷媒熱交換器１０２、膨張弁１０３、蒸発器１０４の各要素を環状に接続した構成であり、蒸発器１０４には外気を流すための送風手段として送風ファン１０７を備えている。ここで、蒸発器１０４と送風ファン１０７からなる構成が熱交換装置であり、蒸発器１０４が熱交換器となる。

【００２１】

水側サイクル２００は、貯湯容器２０１、沸き上げ用循環ポンプ２０２、水／冷媒熱交換器１０２を環状に接続した構成である。また、給湯用流路群は、水道管２０４、貯湯容器２０１、給湯口２０３を直列に接続した流路と、水道管２０４と給湯口２０３の入口とを直結した流路２０５で構成される。

【００２２】

ヒートポンプサイクル１００にはＣＯ２冷媒であるＲ７４４が封入されているが、冷媒はＲ７４４に限らず、Ｒ３２やＲ４１０Ａなど目的に応じて様々なものが選択可能である。

【００２３】

図２には熱交換器である蒸発器１０４の概略を示している。蒸発器１０４は外気との伝熱面をなす熱交換フィン２と、熱交換フィン２に対して冷媒管３が直交するクロスフィンチューブ型の構成となっている。熱交換フィン２は上下方向（天地方向）に延びており、冷媒管３はこの熱交換フィン２に対して直交するように貫通して固定されている。したがって、冷媒管３は設置面に対してほぼ平行に配置されていることになる。

【００２４】

冷媒流路は主として分配部１０、蒸発器入口流路１１、冷媒伝熱部１２、蒸発器出口流

10

20

30

40

50

路 1 3、合流部 1 4 で構成され、分配部 1 0 にて冷媒流路は 1 本から 6 本へと分岐し、冷媒伝熱部 1 2 を経由した後、合流部 1 4 で再度 1 本の流路に統合される。

【 0 0 2 5 】

ここで、冷媒流路入口 1 A は冷媒流路出口 1 B と接続され、同様に冷媒流路入口 2 A は冷媒流路出口 2 B と、冷媒流路入口 3 A は冷媒流路出口 3 B と、冷媒流路入口 4 A は冷媒流路出口 4 B と、冷媒流路入口 5 A は冷媒流路出口 5 B と、冷媒流路入口 6 A は冷媒流路出口 6 B と接続されている。尚、図 2 では 6 分岐の構成を想定しているが、少なくとも 2 分岐以上であれば良いものである。

【 0 0 2 6 】

そして、冷媒管は熱交換フィン 2 の上下方向に夫々独立して間隔をあけて積層するように配置されて複数の冷媒管群を形成している。つまり、分配部 1 0 と合流部 1 4 が備えられており、この分配部 1 0 と合流部 1 4 の間で冷媒管 3 が 6 つに分割され、夫々の冷媒管 3 には独立して冷媒が流れるものである。

【 0 0 2 7 】

図 2 からわかるように、最上段の冷媒管 3 は、分配部 1 0 から分流して冷媒流路入口 1 A から熱交換フィン 2 を通り冷媒流路出口 1 B から合流部 1 4 で合流されている。その下の冷媒管 3 も分配部 1 0 から分流して冷媒流路入口 2 A から熱交換フィン 2 を通り冷媒流路出口 2 B から合流部 1 4 で合流されている。同様に、残りの冷媒管も同じ構成となっている。したがって、各冷媒管 3 を流れる冷媒は、熱交換フィン 2 と熱交換している間は混合されることなく独立して流れているものである。

【 0 0 2 8 】

冷媒流路は図 2 の破線にしたがって手前側と奥側との間を往復しながら出口へと向かうように構成され、分岐後の 6 つの流路の位置関係は上下方向に入れ替わることなく、順番に積層して並んでいる構成である。

【 0 0 2 9 】

次に、上述した給湯システムの動作について図 1 を用いて簡単に説明する。冷媒は圧縮機 1 0 1 で圧縮されて高温、高圧状態になった後、水 / 冷媒熱交換器 1 0 2 にて、貯湯容器 2 0 1 の下部から沸き上げ用循環ポンプ 2 0 2 によって送られてきた冷水を加熱し、その代わりに自身の熱を放熱して熱交換作用を行う。

【 0 0 3 0 】

そして、冷媒は膨張弁 1 0 3 を通過することで低温、低圧状態になった後、蒸発器 1 0 4 で送風ファン 1 0 7 によって送られた外部の外気から熱を受け取った後、再び圧縮機 1 0 1 へと流入する。尚、水 / 冷媒熱交換器 1 0 2 では、水と冷媒は互いに対向する方向に流通し、冷媒によって加熱されて温度が高くなった温水は貯湯容器 2 0 1 の上部に戻される。

【 0 0 3 1 】

給湯時には、貯湯容器 2 0 1 の上部から給湯口 2 0 3 へと温水が流れ、同時に水道管 2 0 4 から給湯口 2 0 3 へと水道水が供給される。温水と水道水は給湯口 2 0 3 の入口部にて混合した後、給湯口 2 0 3 から流出するようになっている。

【 0 0 3 2 】

次に蒸発器 1 0 4 の動作について説明する。ヒートポンプサイクル 1 0 0 を駆動した際、送風ファン 1 0 7 が回転することで、風路空間 3 0 に蒸発器 1 0 4 から送風ファン 1 0 7 へ向かう外気の流れが発生する。同時に、図 2 に示しているように、蒸発器 1 0 4 へ流入した冷媒は分配部 1 0 で 6 本の流路に分岐した後、蒸発器入口流路 1 1 を経由して、冷媒伝熱部 1 2 へと流入し、それぞれの流路を通過して外気から吸熱した後、蒸発器出口流路 1 3 を経由して合流部 1 4 にて合流する。

【 0 0 3 3 】

冷媒は蒸発器 1 0 4 の端部から流入し、蒸発器 1 0 4 を略水平方向に通過して反対側の端部へと到達した後、隣の段へと折り返して戻ってくるように流通しながら外気から熱を得る。尚、他の蒸発器の種類として、蒸発器 1 0 4 の端部から流入し、折り返さずに反対

10

20

30

40

50

側の端部から流出する蒸発器等もあるが、これを使用しても差し支えないものである。

【0034】

このようなヒートポンプ式給湯機において、次に従来の熱交換装置の構成とその動作について説明する。図11は従来の熱交換装置の側面を示したものである。

【0035】

熱交換装置40は内部に蒸発器104と送風ファン107を備えており、蒸発器104と送風ファン107の間に風路空間30が形成されている。送風ファン107は取付ブラケット35にボルト等の固定手段位によって固定されている。そして送風ファン107が回転することによって、外側の外気は蒸発器104を通過して風路空間30に流入し、その後、送風ファン107から再び外側に放出されるものである。したがって、外気が蒸発器104を通過する時に、冷媒と外気との間で熱交換フィン2を介して熱交換が行われるものである。

10

【0036】

そして、外からの外気が蒸発器104に流入する時の、上下方向の蒸発器104の入口の風速分布を図11の右側に記載している。ここで、冷媒流路入口1A～6Aから延びる6本の冷媒管3で分担する入口領域を、夫々の冷媒管3に対応させて流路1～流路6に分割している。

【0037】

従来の熱交換装置においては、蒸発器104の入口の上下方向に亘る風速は、図11に示しているように、上下領域に風速が遅い領域を有した風速分布を持っている。このため、蒸発器104の中央部付近を通る流路3と流路4の冷媒は、多くの風量（外気）を受けるため熱交換が促進されて蒸発しやすい。一方、蒸発器104の上下領域に位置する流路1と流路6（場合によっては流路2、流路5も含まれる）の冷媒は、風量が少ないため熱交換が抑制されて蒸発しにくい傾向にある。

20

【0038】

尚、上下方向に風速が遅い領域が発生する原因としては、送風ファン107の設置位置、風路形状の上下方向の非対称性等が考えられるが、一般的には送風ファン107の径に対して、蒸発器104の上下方向の寸法が大きく設定されているためである。このため、送風ファン107の回転中心付近に比べて上下領域の吸込圧力が高くなっており、これによって風速が遅くなっていると考えられる。これによって、図11の右側に示すような風速分布となるものである。

30

【0039】

図11に示す風速分布に対する蒸発器104の出口付近の冷媒の温度分布を図12に示している。図12の横軸は分配部10で分岐後の冷媒流路の番号であり、縦軸は冷媒温度である。図12に示している通り、風量の多い領域を通過する流路3と流路4の冷媒温度が高い一方、風量の少ない領域を通過する流路1と流路6の冷媒温度が低いことがわかる。これは流路3と流路4では熱伝達率の低い気体冷媒の伝熱面が多くなっていることを意味しており、全体が均等な温度になる場合に比べて蒸発器全体の伝熱性能が下がり、結果として蒸発圧力の低下、すなわちヒートポンプサイクル100の成績係数（COP）の低下が発生することになる。

40

【実施例1】

【0040】

本発明は、このような熱交換器の上下方向に風速が遅い領域が生じるのを抑制して、ヒートポンプサイクルの成績係数（COP）を向上することができる熱交換装置を提案するものである。

【0041】

以下、本発明の代表的な実施形態を図面にしたがって詳細に説明するが、図1、図2、図11と同じ参照番号は同じ構成部品、或いは同等の機能を備える構成部品である。

【0042】

図3において、図11と同様に熱交換装置40は、内部に蒸発器104と取付ブラケッ

50

ト 3 5 に固定された送風ファン 1 0 7 を備えており、蒸発器 1 0 4 と送風ファン 1 0 7 の間に所定の長さの風路空間 3 0 が形成されている。ここで、従来の熱交換装置と異なっているのは、風路空間 3 0 の上下領域に外気の流れ方向に所定の角度で傾いた風速制御板 3 6 U、3 6 B が配置されていることである。

【 0 0 4 3 】

この風速制御板 3 6 U、3 6 B は板状の長方形の形状に形成されており、板状の長方形の両端を取付ブラケット 3 5 に固定されている。したがって、板状の長方形の両端の固定部以外は外気が自由に流れることが可能である。本実施形態では、風速制御板 3 6 U、3 6 B によって少なくとも流路 1 と流路 6 の風速を高めることが特徴となっている。この風速制御板 3 6 U、3 6 B の機能や働きについては後述する。尚、この風速制御板 3 6 U、3 6 B は金属や合成樹脂で作ることが可能であり、本実施形態では合成樹脂で作られている。

10

【 0 0 4 4 】

そして、送風ファン 1 0 7 が回転することによって、外側の外気は蒸発器 1 0 4 を通過して風路空間 3 0 に流入し、その後、送風ファン 1 0 7 から再び外側に放出されるものである。したがって、外気が蒸発器 1 0 4 を通過する時に、冷媒と外気との間で熱交換フィン 2 を介して熱交換が行われるものである。そして、外側の外気が蒸発器 1 0 4 に流入するときの入口の風速分布を図 3 の右側に記載している。ここで、図 1 1 と同様に、冷媒流路入口 1 A ~ 6 A で分担する入口領域を夫々の冷媒流路入口 1 A ~ 6 A に対応させて流路 1 ~ 流路 6 に分割している。

20

【 0 0 4 5 】

そして、本実施形態においては図 3、図 4 に示しているように、送風ファン 1 0 7 と蒸発器 1 0 4 の間の風路空間 3 0 には、上側風速制御板 3 6 U と下側風速制御板 3 6 B が蒸発器 1 0 4 の上側領域と下側領域に設けられている。ここで、本実施形態では上側領域とは熱交換器 1 0 4 の上下方向で流路 1 乃至流路 2 が存在する領域であり、また、下側領域とは熱交換器 1 0 4 の上下方向で流路 6 乃至流路 5 が存在する領域である。

【 0 0 4 6 】

この上側風速制御板 3 6 U と下側風速制御板 3 6 B は、図 4 にあるように蒸発器 1 0 4 の内側面に沿って上下方向に直交して蒸発器 1 0 4 の内側面に対して平行に伸びた長い平板状の形状に形成されている。したがって、上側風速制御板 3 6 U と下側風速制御板 3 6 B は冷媒管 3 の貫通方向に長辺を持つ平板形となっているものである。この長辺の長さは、送風ファン 1 0 7 の直径以上で、送風ファン 1 0 7 が対向する熱交換器の出口面の横方向長さの 7 0 % ~ 9 0 % の間に決められている。これによって、熱交換器のほぼ横方向長さに亘って外気の風速を高めることができるようになる。

30

【 0 0 4 7 】

また、上側領域に設けられた上側風速制御板 3 6 U と下側領域に設けられた下側風速制御板 3 6 B の配置位置は、図 3 にあるように流路 1 と流路 6 に収まるように配置されているが、送風ファン 1 0 7 の配置位置によって変更されることもある。例えば、送風版 1 0 7 が上下方向の一方に偏ると、これに沿って風速制御板 3 6 U、3 6 B の配置される位置、及び形状が補正されるものである。

40

【 0 0 4 8 】

更に、風速制御板 3 6 U、3 6 B は、風速制御板 3 6 U、3 6 B の短辺が風路空間 3 0 を流れる外気の流れ方向に所定の角度で傾くようにして固定されている。この傾きは、風速制御板 3 6 U、3 6 B の短辺の後端縁が、熱交換器 1 0 4 の上下方向の中心付近に向き、しかも外気の流れ方向に沿うように設定されている。つまり、風路空間 3 0 において、風速制御板 3 6 U と外部筐体で形成される上側風路、及び風速制御板 3 6 B と外部筐体で形成される下側風路は外気の流れ方向に沿ってその断面積が連続的に増大し、これに対して上側風速制御板 3 6 U と下側風速制御板 3 6 B で挟まれる中央風路は外気の流れ方向に沿ってその断面積が連続的に減少するものとなっている。

【 0 0 4 9 】

50

これによって、この風速制御板 36 U、36 B は蒸発器 104 から流出する外気の流れを制御する機能を有するものとなっており、この流れ制御作用によって蒸発器 104 の入口側の風速分布をより均一になるように補正している。

【0050】

本実施形態は、図 11 に示すような蒸発器 104 の中央部付近の風速が高く、上側領域及び下側領域の風速が低い風速分布を有する熱交換装置を対象としており、この風速分布を改善するために、蒸発器 104 の出口側において上側風速制御板 36 U と下側風速制御板 36 B を上下方向の上側領域と下側領域に配置している。

【0051】

図 3 の右側に破線で示す風速分布は、従来の蒸発器 104 へ流入する全体の風速を冷媒の流動方向に平均化した値を上下方向に沿ってプロットしたものである。また上下方向の風速分布の平均値を一点鎖線で示している。

10

【0052】

そして、本実施形態では、それぞれの風速制御板 36 U、36 B の後端縁（外気の流れから見た最下流側の端面）が、図 3 の右側に示した風速分布で、風速の平均値線と風速制御板 36 U、36 B を設けない時の風速分布線の交点付近の風速が発生する部分に位置するように、風速制御板 36 U、36 B が風路空間 30 に配置されている。

【0053】

したがって、蒸発器 104 から流出する外気は、上側風速制御板 36 U の後端縁より上側の上側風路 31 と、上側風速制御板 36 U と下側風速制御板 36 B の後端縁の間の中央風路 32 と、下側風速制御板 36 B の後端縁より下側の下側風路 33 の 3 つの風路を通過して流れ出ることになる。

20

【0054】

尚、この図では、上側風速制御板 36 U と下側風速制御板 36 B の後端縁を基準にして、上側風路 31、中央風路 32、下側風路 33 を定義したが、上側風速制御板 36 U と下側風速制御板 36 B の先端縁を基準にして、上側風路 31、中央風路 32、下側風路 33 を定義しても良いものである。

【0055】

そして、風速制御板 36 U、36 B によって分けられた上述の 3 つの風路について、図 3 の右側に示しているように、上側風路 31 の平均風速を U_{1AVE} 、下側風路 33 の平均風速を U_{2AVE} 、全体の平均風速を U_{AVE} とした場合、上側風速制御板 36 U によって形成される上側風路 31 の入口の流路断面積 A_{1IN} 、出口の流路断面積 A_{1EX} との関係は、以下の (1) 式で表される。

30

【0056】

【数 1】

$$\frac{U_{AVE} A_{1IN}}{U_{1AVE} A_{1EX}} = 1 \quad \dots (1)$$

【0057】

40

また、下側風速制御板 36 B によって形成される下側風路 33 の入口の下流路断面積 A_{2IN} 、出口側の流路断面積 A_{2EX} の関係は、以下の (2) 式で表される。

【0058】

【数 2】

$$\frac{U_{AVE} A_{2IN}}{U_{2AVE} A_{2EX}} = 1 \quad \dots (2)$$

【0059】

そして、図 5 の右側に本実施形態による風速分布を示しており、改善前の風速分布を破

50

線で示し、改善後の風速分布を実線で示している。ここで、改善前とは図 1 1 に示す熱交換装置であり、改善後とは図 3 に示す本実施形態になる熱交換装置である。本実施形態になる熱交換装置においては、風速制御板 3 6 U、3 6 B によって蒸発器 1 0 4 の入口の風速分布が均一に近づくように補正される。

【 0 0 6 0 】

更に詳細に説明すると、送風ファン 1 0 7 の吸込面 A - A における上側風路 3 1 の平均風速を U_{1AVE} 、蒸発器 1 0 4 の全体の平均風速を U_{AVE} 、上側風路 3 1 の入口断面積を A_{1IN} 、出口断面積を A_{1EX} とした場合、上側風路 3 1 の出入口に関する連続の式と、(1) 式とから上側風路 3 1 の入口平均風速 U_{1IN} について、以下の (3) 式が成立する。

10

【 0 0 6 1 】

【数 3】

$$U_{1IN} = \frac{U_{1AVE} A_{1EX}}{A_{1IN}} = U_{AVE} \quad \dots (3)$$

【 0 0 6 2 】

同様に、送風ファン 1 0 7 の吸込面 A - A における下側風路 3 3 の平均風速を U_{2AVE} 、蒸発器 1 0 4 の全体の平均風速を U_{AVE} 、下側風路 3 3 の入口断面積を A_{2IN} 、出口断面積を A_{2EX} とした場合、下側風路 3 3 の出入口に関する連続の式と、(2) 式とから下側風路 3 3 の入口平均風速 U_{2IN} について以下の (4) 式が成立する。

20

【 0 0 6 3 】

【数 4】

$$U_{2IN} = \frac{U_{2AVE} A_{2EX}}{A_{2IN}} = U_{AVE} \quad \dots (4)$$

【 0 0 6 4 】

上述した関係は、風速制御板 3 6 U、3 6 B によって上側風路 3 1 と下側風路 3 3 に対応する蒸発器 1 0 4 の入口風速が増加されて平均風速に近くなり、同時に中央風路 3 2 の入口風速が減少されて平均風速に近くなり、これによって全体の風速分布が均一化される方向に改善されることを意味している。

30

【 0 0 6 5 】

そして、図 3 に示す改善後の熱交換装置で、冷媒を蒸発させた場合の蒸発器 1 0 4 の出口の冷媒温度の分布を図 6 に示している。図 6 において、実線は図 3 に示す熱交換装置であり、破線は図 1 1 に示す熱交換装置である。図 6 に示す通り、流路 3 と流路 4 の冷媒と熱交換する風量が減少したために蒸発器 1 0 4 の出口の冷媒温度が低下する一方で、蒸発器 1 0 4 の上下方向の領域に位置する流路 1 と流路 6 の風量が増加したため冷媒温度が上昇し、蒸発器 1 0 4 の出口の冷媒の温度分布が均一化する方向に補正されたことがわかる。

40

【 0 0 6 6 】

これによって、蒸発器 1 0 4 全体の気体冷媒の占める割合が減少し、冷媒流路の熱伝達率の向上による蒸発圧力の向上と、成績係数 (COP) の向上を図ることが可能となる。

【 0 0 6 7 】

本実施形態の基本的な考え方は、風速分布の不均一性を連続の式の理論によって改善することであり、流体抵抗としては風速制御板 3 6 U、3 6 B の摩擦抵抗が支配的となる。摩擦抵抗の発生によって蒸発器 1 0 4 を流れる全体の風量は減少するが、圧力抵抗が小さい分だけ冷媒出口の温度分布の改善による性能向上の効果が勝るものである。

【 0 0 6 8 】

以上のことから、本手法は強制的に圧力抵抗によって高風速領域の流れに抵抗を与える

50

手法に比べて、圧力抵抗が大幅に小さいために性能の向上効果が大きいという技術的な違いがあることがわかる。

【 0 0 6 9 】

ここで、本実施形態では風速制御板 3 6 U、3 6 B で仕切られた各領域の平均風速に基づいて上側風速制御板 3 6 U と下側風速制御板 3 6 B の傾きを決定しているが、或る特定の部位の局所風速を用いた場合でも同様の効果が得られる。

【 0 0 7 0 】

また、風速制御板 3 6 U、3 6 B の長辺方向の長さは、冷媒伝熱部 1 2 のある領域に限定しているため短い場合があり、(1) 式と (2) 式の関係では、風速分布を均一化する効果が不十分な場合が想定される。

【 0 0 7 1 】

この場合は、風速制御板 3 6 U、3 6 B の傾きを大きく (入口側の断面積を小さく、或いは出口側の断面積を大きくする) 設定すればよく、上側風路 3 1 については、以下の (5) 式の関係が成立するようにすれば良い。尚、以下の式は平均風速であるが局所風速を用いても良いものである。

【 0 0 7 2 】

【数 5】

$$\frac{U_{AVE} A_{IN}}{U_{IAVE} A_{IEX}} \leq 1 \quad \dots (5)$$

【 0 0 7 3 】

同様に、下側風路 3 3 についても、以下の (6) 式の関係が成立するようにすれば良い。

【 0 0 7 4 】

【数 6】

$$\frac{U_{AVE} A_{2IN}}{U_{2AVE} A_{2EX}} \leq 1 \quad \dots (6)$$

【 0 0 7 5 】

このようにして、風速制御板 3 6 U、3 6 B の長辺方向の長さを短くした場合でも風速分布を均一化する効果が得られるようになる。

【 0 0 7 6 】

また、図 3 に示す実施形態では、上流側風路 3 1、中央風路 3 2、及び下側風路 3 3 の上下方向の長さの割合は、ほぼ、1 / 6、4 / 6、1 / 6 の割合で決められており、上流側風路 3 1 と下側風路 3 3 の長さ範囲内に風速制御板 3 6 U、3 6 B が設けられている。しかしながら、この各風路の上下方向の長さは余裕をもって設定されても良く、上流側風路 3 1、中央風路 3 2、及び下側風路 3 3 の上下方向の長さの割合は、1 / 3、1 / 3、1 / 3 の割合まで変更可能である。したがって、この範囲内に風速制御板 3 6 U、3 6 B が配置されていれば良いものである。言い換えれば、この上流側風路 3 1、及び下側風路 3 3 の高さ方向位置が上述した上側領域及び下側領域に対応するものである。

【 0 0 7 7 】

尚、説明した実施形態では、蒸発器 1 0 4 としてクロスフィンチューブ型を用いて説明したが、本実施形態の熱交換装置は、複数の微細な流路で構成された扁平管が上下方向に積層して並行に配置されるパラレルフロー型の熱交換器のように、冷媒の伝熱面が平面的であるものにも適用可能である。

【 0 0 7 8 】

以上述べたように、本実施形態によれば、上下方向に延びる熱交換フィンを貫通して間隔をあけて積層され、しかも冷媒が独立して流れる複数の冷媒管を備えた熱交換器におい

10

20

30

40

50

て、熱交換器の出口側と送風ファンの間の空間の熱交換器の上下領域に、熱交換器に流入する外気の上下方向の風速が均一化されるように制御する風速制御板を配置した。

【 0 0 7 9 】

これによれば、熱交換器に流入する外気の風速分布を均一化する方向に補正できるため、熱交換器の冷媒の温度分布を可及的に均一化することができるようになる。したがって、蒸発器 1 0 4 全体の気体冷媒の占める割合が減少し、冷媒流路の熱伝達率の向上による蒸発圧力の向上と、成績係数 (C O P) の向上を図ることが可能となる。

【実施例 2】

【 0 0 8 0 】

次に、本発明の第 2 の実施形態を図 7 に示している。この第 2 の実施形態は、実施例 1 に比較して、上側風速制御板 3 6 U が省略されている点で異なっている。この場合、風速分布の改善効果は実施例 1 に比べて小さくなり、成績係数 (C O P) も低くなるが以下の作用、効果が新たに得られる。尚、右側に本実施形態の風速分布を参考に示している。

【 0 0 8 1 】

蒸発器 1 0 4 の熱交換フィン 2 に霜や氷が付着する着霜期条件において、実施例 1 に比べて蒸発器 1 0 4 の下側領域に多くの外気が流れるので、霜や氷の成長速度を抑制できる効果がある。特に氷は重力によって下側に発生しやすいため、上側風速制御板 3 6 U のみを配置するよりも霜や氷の成長速度を抑制できる効果大きい。また、上側風速制御板 3 6 U を省略するので、材料コストの低減を図ることが可能となる。

【実施例 3】

【 0 0 8 2 】

次に、本発明の第 3 の実施形態を図 8 に示している。この第 3 の実施形態は、実施例 1 に比較して風速制御板 3 6 U、3 6 B の外気が流れる方向に直交する断面形状が異なり、外気の流れに沿って風路が拡大する面側の表面形状が弧状になっている。尚、右側に本実施形態の風速分布を参考に示している。

【 0 0 8 3 】

この場合、外気が風速制御板 3 6 U、3 6 B の表面に沿って流れようとするコアンダ効果によって風路の拡大に伴う剥離の発生を抑制できるため、平板に比べて風速制御板 3 6 U、3 6 B の傾き角度を増加させた場合でも圧力抵抗の発生を抑制できる。これによって、実施例 1 に比べて更に傾きを大きくした風速制御板 3 6 U、3 6 B の配置が可能となる。

【実施例 4】

【 0 0 8 4 】

次に、本発明の第 4 の実施形態を図 9 に示している。この第 4 の実施形態は、実施例 1 に比較して風速制御板 3 3 6 U、3 6 B の外気が流れる方向に直交する断面形状が異なり、外気の流れに沿って前縁が丸く、後縁が尖った形状をしている翼形状となっている点で異なっている。つまり、外気の流れに沿って風路が拡大する面側に翼形の弧状面が配置される構成になっている。尚、右側に本実施形態の風速分布を参考に示している。

【 0 0 8 5 】

これにより、流体抵抗を小さくしつつ外気の流れを曲げる事ができるため、実施例 3 よりも更に風路断面積の拡大率の大きい風速制御板 3 6 U、3 6 B を配置することができるようになる。

【実施例 5】

【 0 0 8 6 】

次に、本発明の第 5 の実施形態を図 1 0 に示している。この第 5 の実施形態は、実施例 1 の熱交換装置を家庭用ルームエアコンに適用したものであり、図 1 0 にその構成を示している。

【 0 0 8 7 】

家庭用ルームエアコンは、圧縮機 1 0 1、室内熱交換器 1 0 6、膨張弁 1 0 3、室外熱交換器 1 0 5、四方弁 1 0 8 で構成された冷凍サイクル内に冷媒として R 3 2 が封入され

10

20

30

40

50

ている。

【 0 0 8 8 】

ここで、室内熱交換器 1 0 6 は室内空間 3 4 に設置した室内機 4 2 の内部に、それ以外の要素機器は室外機 4 3 に収納されている。更に、室外機 4 3 の内部には、実施例 1 の蒸発器 1 0 4 の構成と同じく、送風ファン 1 0 7 と上側風速制御板 3 6 U、下側風速制御板 3 6 B が設置されている。尚、図 1 0 は暖房運転の場合のサイクルを示しており、冷房運転の場合には、四方弁 1 0 8 が時計回りに 9 0 度回転し、図中の破線のサイクルとなる。

【 0 0 8 9 】

次に本実施形態の動作について説明する。暖房運転の場合には、圧縮機 1 0 1 から吐出された冷媒が四方弁 1 0 8 を経由して、室内熱交換器 1 0 6 へと流入し、室内空間 3 4 の空気を暖める共に、熱交換されて冷却される。その後、冷媒は膨張弁 1 0 3 を通過して低温・低圧になった後、蒸発器 1 0 4 にて外気から熱を受け取って蒸発し、四方弁 1 0 8 を経由して再度圧縮機 1 0 1 へと流入する。

【 0 0 9 0 】

一方、冷房運転の場合には、圧縮機 1 0 1 から吐出された冷媒が四方弁 1 0 8 を経由して、室外熱交換器 1 0 5 へと流入し、外気へ熱を放出した後、膨張弁 1 0 3 で低温・低圧に減圧される。その後、冷媒は室内熱交換器 1 0 6 にて室内空気を冷却すると共に熱交換されて加熱され、最後に四方弁 1 0 8 を経由して圧縮機 1 0 1 へと戻る。

【 0 0 9 1 】

このサイクルにおいて、室外熱交換器 1 0 5 は暖房運転時の蒸発器、冷房運転時の凝縮器として働くが、どちらの場合においても、風速制御板 3 6 U、3 6 B による風速分布の均一化作用によって熱交換器出口の冷媒温度分布が改善し、結果として成績係数 (COP) が向上する。尚、上記のサイクルは R 3 2 の適用を想定したものだが、R 4 1 0 A など、様々な冷媒を適用した場合でも同様の効果を得られる。

【 0 0 9 2 】

以上述べたように、本発明によれば、上下方向に延びる熱交換フィンを貫通して間隔をあけて積層され、しかも冷媒が独立して流れる複数の冷媒管を備えた熱交換器において、熱交換器の出口側と送風ファンの間の空間の熱交換器の上下領域の少なくとも一方の領域、或いは両方の領域に、熱交換器に流入する外気の上下方向の一方、或いは両方の風速が均一化されるように制御する風速制御板を配置した。

【 0 0 9 3 】

これによれば、熱交換器に流入する外気の風速分布を均一化する方向に補正できるため、熱交換器の冷媒の温度分布を可及的に均一化することができるようになる。したがって、蒸発器 1 0 4 全体の気体冷媒の占める割合が減少し、冷媒流路の熱伝達率の向上による蒸発圧力の向上と、成績係数 (COP) の向上を図ることが可能となる。

【 0 0 9 4 】

尚、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施例の構成の一部を他の実施例の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施例の構成に他の実施例の構成を加えることも可能である。また、各実施例の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

【 符号の説明 】

【 0 0 9 5 】

2 ... 熱交換フィン、3 ... 冷媒管、1 0 ... 分配部、1 1 ... 蒸発器入口流路、1 2 ... 冷媒伝熱部、1 3 ... 蒸発器出口流路、1 4 ... 合流部、3 0 ... 風路空間、3 1 ... 上側風路、3 2 ... 中央風路、3 3 ... 下側風路、3 4 ... 室内空間、3 5 ... 取付ブラケット、3 6 U ... 上側風速制御板、3 6 B ... 下側風速制御板、4 0 ... 熱交換装置、5 0 ... ヒートポンプユニット、6 0 ... 貯湯ユニット、1 0 0 ... ヒートポンプサイクル、1 0 1 ... 圧縮機、1 0 2 ... 水 / 冷媒熱交換器、1 0 3 ... 膨張弁、1 0 4 ... 蒸発器、1 0 7 ... 送風ファン、2 0 0 ... 水側サイク

10

20

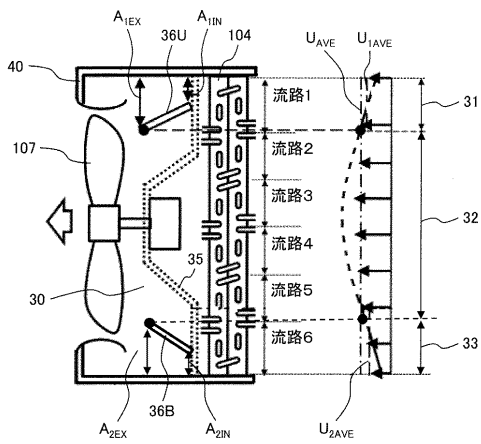
30

40

50

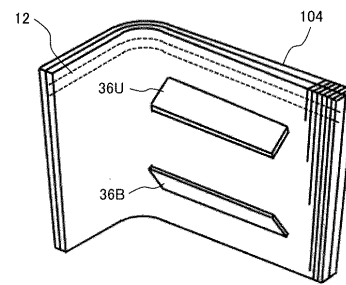
【図 3】

図 3



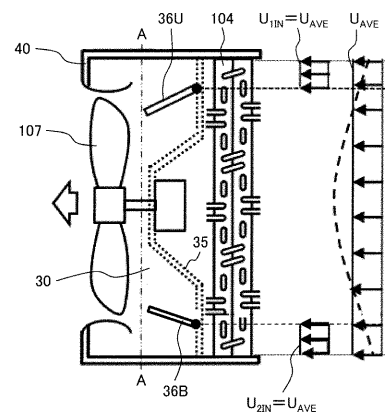
【図 4】

図 4



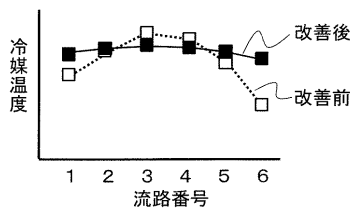
【図 5】

図 5



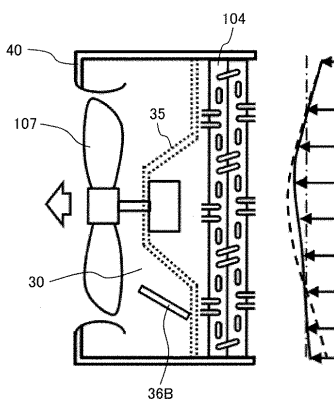
【図 6】

図 6



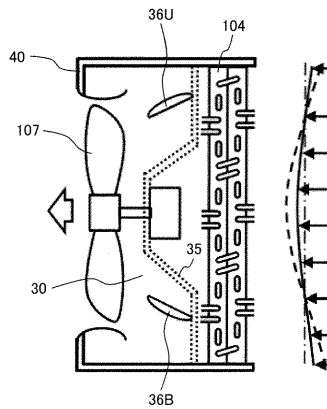
【図 7】

図 7



【図 8】

図 8



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2000-205601(JP,A)
特開平01-167542(JP,A)
特開2013-164233(JP,A)
特開2014-224637(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F	1/06	~	1/68
F24F	5/00		
F28F	9/00	~	9/26
F25B	1/00	~	7/00
F25B	13/00		
F25B	31/00		
F25B	39/00	~	41/06
F28D	1/00	~	13/00