

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号  
特許第7660665号  
(P7660665)

(45)発行日 令和7年4月11日(2025.4.11)

(24)登録日 令和7年4月3日(2025.4.3)

(51)国際特許分類		F I			
F 2 8 F	1/30 (2006.01)	F 2 8 F	1/30	E	
F 2 8 F	1/32 (2006.01)	F 2 8 F	1/32	Y	
F 2 5 B	39/00 (2006.01)	F 2 5 B	39/00	C	

請求項の数 11 (全29頁)

(21)出願番号	特願2023-514224(P2023-514224)	(73)特許権者	000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(86)(22)出願日	令和3年4月13日(2021.4.13)	(74)代理人	110001461 弁理士法人きさ特許商標事務所
(86)国際出願番号	PCT/JP2021/015325	(72)発明者	尾中 洋次 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(87)国際公開番号	WO2022/219719	(72)発明者	足立 理人 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(87)国際公開日	令和4年10月20日(2022.10.20)	(72)発明者	岸田 七海 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
審査請求日	令和5年5月26日(2023.5.26)	(72)発明者	五明 泰作

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 熱交換器および冷凍サイクル装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

断面が扁平形状に形成され、貫通孔で形成された流路を複数有し、空気流通方向と直交する方向に間隔を空けて並設された複数の扁平伝熱管と、前記複数の扁平伝熱管同士の間

に配置されたコルゲートフィンと、を備えた熱交換器であって、  
前記コルゲートフィンは、板状のフィン部が前記複数の扁平伝熱管の管軸方向に波形状に連なる構成を有し、

前記フィン部は、

前記複数の扁平伝熱管の管並設方向に延びて形成された排水スリットと、

前記管並設方向に延びるルーバースリットと前記フィン部の平板状の平板部に対して傾斜した板部とを有する複数のルーバート、を備え、

前記排水スリットは、

複数列有し、

前記複数の扁平伝熱管が前記空気流通方向に間隔を空けて複数列配置され、複数列で共通に前記コルゲートフィンが配置されており、

前記コルゲートフィンには、複数列配置された前記複数の扁平伝熱管の各列に対応して、前記複数のルーバートおよび前記複数列の排水スリットが形成されており、

前記各列の前記空気流通方向の間に対応する位置に列間排水スリットが形成されており、前記列間排水スリットを挟んで前記空気流通方向に隣接する2つの列のそれぞれに対応して

形成された前記複数のルーバートは、

10

20

前記列間排水スリットよりも前記空気流通方向の上流側に形成された第1ルーバー群と、前記列間排水スリットよりも前記空気流通方向の下流側に形成された第2ルーバー群とに分けられ、前記第1ルーバー群の前記板部と前記第2ルーバー群の前記板部とは、前記平板部に対して互いに逆向きに傾斜しており、  
前記各列の空気流通方向の間に対応する位置の1つにおける前記列間排水スリットの開口面積が、複数列配置された前記複数の扁平伝熱管の1列に対応する前記複数列の排水スリットのそれぞれの開口面積よりも大きい熱交換器。

【請求項2】

ルーバー間通風断面積  $A_L$  を、 $A_L = ((L_p \times \sin \theta) - t) \times N_L \times L_w$ 、排水スリット開口面積  $A_s$  を、 $A_s = N_s \times S_w \times S_s$  と定義したとき、 $1 \leq A_L / A_s \leq 4$  を満たす請求項1記載の熱交換器。

10

ここで、

$N_L$  [ - ] : 前記ルーバーの数

$\theta$  [ rad ] : 前記ルーバーの前記板部の前記平板部に対する角度であるルーバー角度

$L_p$  [ mm ] : 隣接する前記ルーバー間のピッチ

$L_w$  [ mm ] : 前記ルーバーの前記管並設方向の幅

$t$  [ mm ] : 前記コルゲートフィンの肉厚

$N_s$  [ - ] : 前記排水スリットの列数

$S_w$  [ mm ] : 前記排水スリットの前記管並設方向の幅

$S_s$  [ mm ] : 前記排水スリットの前記空気流通方向の長さ

20

【請求項3】

前記複数列の排水スリットは、

前記空気流通方向に、隣り合って形成されており、複数列設けられた前記排水スリットによって前記空気流通方向に挟まれる前記フィン部の領域である伝熱領域の前記空気流通方向の長さが、前記排水スリットの前記空気流通方向の長さよりも短い請求項1または請求項2記載の熱交換器。

【請求項4】

前記複数のルーバーのそれぞれの前記板部の前記平板部の面に対する角度は、 $15^\circ \sim 30^\circ$  である請求項1～請求項3のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項5】

30

前記フィン部は、前記平板部の前記管並設方向の両端部に前記複数の扁平伝熱管に接合される頂部を有し、

複数の前記フィン部の一部は、前記管軸方向に見て前記両端部の一方または両方の前記頂部に重なる位置に前記排水スリットが形成されている請求項1～請求項4のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項6】

複数の前記フィン部の一部は、前記管軸方向に見て前記両端部の前記頂部の両方に重ならない位置に前記排水スリットが形成されている請求項5記載の熱交換器。

【請求項7】

前記コルゲートフィン、前記複数の扁平伝熱管よりも上流側に突出した上流側突出部を有し、前記上流側突出部の肉厚が前記上流側突出部以外の部分よりも肉厚となっている請求項1～請求項6のいずれか一項に記載の熱交換器。

40

【請求項8】

前記コルゲートフィンの前記上流側突出部は、前記複数の扁平伝熱管よりも上流側に突出した前記フィン部が折り返されて肉厚となっている請求項7記載の熱交換器。

【請求項9】

前記管軸方向に隣接する前記フィン部同士で前記排水スリットの前記管並設方向の位置が互いにずれている請求項1～請求項8のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項10】

前記コルゲートフィンは、前記排水スリットの前記空気流通方向の位置が同じ前記フィ

50

ン部が前記管軸方向に周期的に繰り返し登場する構成を有する請求項 1 ~ 請求項 9 のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項 1 1】

請求項 1 ~ 請求項 1 0 のいずれか一項に記載の熱交換器を有する冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、コルゲートフィン有する熱交換器および冷凍サイクル装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

たとえば、扁平伝熱管とコルゲートフィンと交互に積層して構成されたコルゲートフィンチューブ型の熱交換器が普及している。このような熱交換器が蒸発器として使用された場合、コルゲートフィンの表面温度が氷点以下に低下して、フィン表面の凝縮水が凍結することがある。フィン表面の凝縮水が凍結すると、熱交換器を通過する空気の抵抗となり、コルゲートフィンの伝熱性能を低下させる要因となる。そこで、フィン表面の排水を図るため、コルゲートフィンに貫通孔で形成された排水スリットを設け、フィン表面の凝縮水を、排水スリットを介して排出する熱交換器がある（たとえば、特許文献 1 参照）。なお、凝縮水とは、空気中の水分が凝縮して熱交換器の表面に付着した水のことである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開 2015 - 183908 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献 1 の熱交換器は、フィン表面の凝縮水を排出する排水スリットを有するが、排水性を向上するために排水スリットの開口を大きくすると、排水性が向上する一方で伝熱面積の減少による伝熱性能の低下を招く。特許文献 1 の熱交換器は、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上する点について改善の余地があった。

【0005】

本開示は、上記のような問題点を解決するため、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上することが可能な熱交換器および冷凍サイクル装置を得ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本開示に係る熱交換器は、断面が扁平形状に形成され、貫通孔で形成された流路を複数有し、空気流通方向と直交する方向に間隔を空けて並設された複数の扁平伝熱管と、複数の扁平伝熱管同士の間配置されたコルゲートフィンと、を備えた熱交換器であって、コルゲートフィンは、板状のフィン部が複数の扁平伝熱管の管軸方向に波形状に連なる構成を有し、フィン部は、複数の扁平伝熱管の管並設方向に延びて形成された排水スリットと、管並設方向に延びるルーバースリットとフィン部の平板状の平板部に対して傾斜した板部とを有する複数のルーバースリットと、を備え、排水スリットは、複数列有し、複数の扁平伝熱管が空気流通方向に間隔を空けて複数列配置され、複数列で共通にコルゲートフィンが配置されており、コルゲートフィンには、複数列配置された複数の扁平伝熱管の各列に対応して、複数のルーバースリットおよび複数列の排水スリットが形成されており、各列の空気流通方向の間に対応する位置に列間排水スリットが形成されており、列間排水スリットを挟んで空気流通方向に隣接する 2 つの列のそれぞれに対応して形成された複数のルーバースリットは、列間排水スリットよりも空気流通方向の上流側に形成された第 1 ルーバースリット群と、列間排水スリットよりも空気流通方向の下流側に形成された第 2 ルーバースリット群とに分けられ、第 1 ルーバースリット群の板部と第 2 ルーバースリット群の板部とは、平板部に対して互いに逆向きに傾斜しており

10

20

30

40

50

、各列の空気流通方向の間に対応する位置の1つにおける列間排水スリットの開口面積が、複数列配置された複数の扁平伝熱管の1列に対応する複数列の排水スリットのそれぞれの開口面積よりも大きいものである。

【0007】

また、本開示に係る冷凍サイクル装置は、上記の熱交換器を有するものである。

【発明の効果】

【0008】

本開示に係る熱交換器は、排水スリットが第1ルーバー群と第2ルーバー群との間に複数列有することで、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上することが可能である。

【0009】

また、本開示に係る熱交換器は、伝熱領域の空気流通方向の長さが、排水スリットの空気流通方向の長さよりも短いことで、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】実施の形態1に係る熱交換器の構成を説明する図である。

【図2】実施の形態1に係る熱交換器の一部の概略斜視図である。

【図3】実施の形態1に係るコルゲートフィンの平板部を空気流通方向に切断した概略断面図である。

【図4】実施の形態1に係るコルゲートフィンのフィン部における排水スリットの位置の説明図である。

【図5】実施の形態1に係る熱交換器の変形例を示す図である。

【図6】図5の構成における凝縮水の流れの説明図である。

【図7】排水スリットの列数に応じた排水特性の解析結果の一例を示す図である。

【図8】ルーバー間通風断面積 $A_L$ と排水スリット開口面積 $A_S$ との比と、排水性と、の関係を表したグラフの一例を示す図である。

【図9】図8の関係の説明に用いる各部の寸法を示す図である。

【図10】図8の関係の説明に用いる各部の寸法の説明図である。

【図11】比較例のコルゲートフィンにおける穴開け加工時のフィンの反り変形の説明図である。

【図12】ルーバー角度に応じた排水特性の解析結果の一例を示す図である。

【図13】実施の形態1に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン1の説明図である。

【図14】実施の形態1に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン2の説明図である。

【図15】実施の形態1に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン3の説明図である。

【図16】実施の形態1に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン4の説明図である。

【図17】コルゲートカッターによる排水スリットの穴開け加工の説明図である。

【図18】実施の形態2に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。

【図19】図18の熱交換器のコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターンを示す図である。

【図20】実施の形態2に係る熱交換器10の変形例の一部を拡大して示した概略平面図である。

【図21】図19の熱交換器のコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターンを示す図である。

【図22】実施の形態3に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。

【図23】実施の形態3に係る熱交換器の変形例の一部を拡大して示した概略平面図である。

10

20

30

40

50

【図 2 4】図 2 2 および図 2 3 の A - A 断面図である。

【図 2 5】実施の形態 4 に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。

【図 2 6】図 2 5 の B - B 断面図である。

【図 2 7】実施の形態 5 に係る空気調和装置の構成を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、実施の形態に係る熱交換器および冷凍サイクル装置について、添付図面などを参照しながら説明する。以下の図面において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、以下に記載する実施の形態の全文において共通することとする。そして、明細書全文に表わされている構成要素の形態は、あくまでも例示であって、明細書に記載された形態に限定するものではない。特に構成要素の組み合わせは、各実施の形態における組み合わせのみに限定するものではなく、他の実施の形態に記載した構成要素を別の実施の形態に適用することができる。また、以下の説明において、図における上方を「上側」とし、下方を「下側」として説明する。さらに、理解を容易にするために、方向を表す用語（たとえば「右」、「左」など）などを適宜用いるが、説明のためのものであって、これらの用語により本開示が限定されるものではない。また、湿度および温度の高低については、特に絶対的な値との関係で高低が定まっているものではなく、装置などにおける状態および動作などにおいて相対的に定まるものとする。そして、図面では各構成部材の大きさの関係が実際のものとは異なる場合がある。

10

【0012】

実施の形態 1 .

図 1 は、実施の形態 1 に係る熱交換器の構成を説明する図である。図 1 に示すように、実施の形態 1 の熱交換器 10 は、平行配管形となるコルゲートフィンチューブ型の熱交換器である。熱交換器 10 は、複数の扁平伝熱管 1、複数のコルゲートフィン 2 および一对のヘッダー 3 を有する。

20

【0013】

一对のヘッダー 3 は、それぞれ、冷凍サイクル装置を構成する他の装置と配管接続され、熱交換媒体となる流体である冷媒が流入出し、冷媒を分岐または合流させる管である。一对のヘッダー 3 は、ヘッダー 3 A とヘッダー 3 B とを有する。ヘッダー 3 A とヘッダー 3 B とは、上下に間隔を空けて配置されている。熱交換器 10 が蒸発器として使用される場合、上側のヘッダー 3 B には液状の冷媒が通過し、下側のヘッダー 3 A にはガス状の冷媒が通過する。熱交換器 10 が凝縮器として使用される場合、上側のヘッダー 3 B にはガス状の冷媒が通過し、下側のヘッダー 3 A には液状の冷媒が通過する。

30

【0014】

一对のヘッダー 3 の間には、各ヘッダー 3 に対して垂直に複数の扁平伝熱管 1 が配置されており、複数の扁平伝熱管 1 は互いに平行に配置されている。複数の扁平伝熱管 1 は、空気流通方向と直交する方向に等間隔に並設されている。以下、扁平伝熱管 1 が並設される方向（図 1 の左右方向）を「管並設方向」、扁平伝熱管 1 の軸方向（図 1 の上下方向）を「管軸方向」という。

【0015】

扁平伝熱管 1 は、断面が扁平形状を有する。扁平伝熱管 1 は、扁平断面の長手側の外側面（以下、扁平面という）が平面状であり、扁平形状の短手側における外側面が曲面状である伝熱管である。扁平伝熱管 1 は、管の内部に、貫通孔で形成された冷媒流路を複数有する多穴扁平伝熱管である。扁平伝熱管 1 は上下方向に立てて配置され、扁平伝熱管 1 の貫通孔は上下方向に延びており、一对のヘッダー 3 に連通している。扁平伝熱管 1 は、扁平断面の長手側が空気流通方向に沿うようにして配置されている。各扁平伝熱管 1 は、一对のヘッダー 3 のそれぞれに形成された挿入穴（図示せず）に扁平伝熱管 1 の両端部が挿し込まれてろう付けされることで一对のヘッダー 3 と接合されている。ろう付けのろう材には、たとえばアルミニウムを含むろう材が使用される。

40

【0016】

50

ここで、熱交換器 10 が蒸発器として使用される場合、低温および低圧の冷媒が扁平伝熱管 1 の管内の冷媒流路を流れる。熱交換器 10 が凝縮器として使用される場合、高温および高圧の冷媒が扁平伝熱管 1 の管内の冷媒流路を流れる。図 1 の矢印は、熱交換器 10 が蒸発器として使用される場合の冷媒の流れを示している。

#### 【0017】

実施の形態 1 は、熱交換器 10 を蒸発器として使用する場合にフィン表面に発生する凝縮水の排水について説明するものである。このため、熱交換器 10 を蒸発器として使用する場合の熱交換器 10 における冷媒の流れについて以下に説明する。冷媒は、図 1 の矢印に示すように、外部装置（図示せず）から熱交換器 10 に冷媒を供給する配管（図示せず）を介して、ヘッダー 3 A に流入する。ヘッダー 3 A に流入した冷媒は、分配されて各扁平伝熱管 1 を通過する。扁平伝熱管 1 は、管内を通過する冷媒と管外を通過する外部の大気である外気との間で熱交換を行う。このとき、冷媒は、扁平伝熱管 1 を通過する間に大気から吸熱する。各扁平伝熱管 1 を通過して熱交換された冷媒は、ヘッダー 3 B に流入し、ヘッダー 3 B 内で合流する。ヘッダー 3 B 内で合流した冷媒は、ヘッダー 3 B に接続された配管（図示せず）を通過して、外部装置（図示せず）に還流される。

10

#### 【0018】

扁平伝熱管 1 同士の間には、コルゲートフィン 2 が配置されている。コルゲートフィン 2 は、冷媒と外気との伝熱面積を広げるために配置されている。コルゲートフィン 2 は、平板状のフィン材に対してコルゲート加工が行われ、山折りおよび谷折りを繰り返すつづら折りにより折り曲げられ、波形状に、蛇腹となって形成されている。ここで、波形状に形成されてきた凹凸による折り曲げ部分は、波形状の頂部となる。実施の形態 1 において、コルゲートフィン 2 の頂部は、高さ方向にわたって並んでいる。図 1 の ( a ) ~ ( e ) については後述する。

20

#### 【0019】

図 2 は、実施の形態 1 に係る熱交換器の一部の概略斜視図である。図 2 における白抜き矢印は空気流通方向を示している。図 3 は、実施の形態 1 に係るコルゲートフィンの平板部を空気流通方向に切断した概略断面図である。図 3 の斜め方向の実線矢印は凝縮水の流れを示している。

コルゲートフィン 2 は、扁平伝熱管 1 よりも空気流通方向の上流側に突出した上流側突出部 2 a を除いて、扁平伝熱管 1 の扁平面 1 a に接合されている。この接合部分は、ろう材によってろう付けされ、接合されている。コルゲートフィン 2 を構成するフィン材の材質は、たとえば、アルミニウム合金である。そして、コルゲートフィン 2 を構成するフィン材の表面には、ろう材層がクラッドされている。クラッドされたろう材層の主材は、たとえば、アルミシリコン系のアルミニウムを含むろう材である。ここで、コルゲートフィン 2 を構成するフィン材の板厚は、たとえば  $50 \mu\text{m} \sim 200 \mu\text{m}$  程度である。

30

#### 【0020】

コルゲートフィン 2 は、板状のフィン部 2 4 が管軸方向に波形状に連なる構成を有する。コルゲートフィン 2 は、空気流通方向に見てフィン部 2 4 が交互に逆向きの傾斜で管軸方向に連なった形状を有する。フィン部 2 4 は、平板状の平板部 2 1 と、平板部 2 1 の管並設方向の両端の湾曲状の頂部 2 0 とを有する。コルゲートフィン 2 は、頂部 2 0 部分で、扁平伝熱管 1 の扁平面 1 a に面接触して扁平伝熱管 1 に接合されている。

40

#### 【0021】

フィン部 2 4 には、複数のルーバー 2 2 が空気流通方向に並んで形成されている。ルーバー 2 2 は、空気を通過させるルーバースリット 2 2 a と、ルーバースリット 2 2 a に空気を導く板部 2 2 b と、を有する。板部 2 2 b は、平板部 2 1 に対して傾斜している。ルーバースリット 2 2 a および板部 2 2 b は、管並設方向に延びた長方形に構成されている。ルーバー 2 2 は、平板部 2 1 から板部 2 2 b が切り起こされて形成されている。

#### 【0022】

複数のルーバー 2 2 は、フィン部 2 4 に形成された後述の排水スリット 2 3 よりも空気流通方向の上流側に形成された第 1 ルーバー群 2 2 A と、排水スリット 2 3 よりも空気流

50

通方向の下流側に形成された第 2 ルーバー群 2 2 B と、に分けられる。

【 0 0 2 3 】

ここで、図 3 において、1 1 は第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b の板厚方向の仮想の中心補助線、1 2 は第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b の板厚方向の仮想の中心補助線である。図 3 に示すように、重力  $g$  の向きを基準に平板部 2 1 の上面と下面を定義するとき、第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とは、中心補助線 1 1 と中心補助線 1 2 とが下面側で交差するように、傾斜の向きが設定されている。言い換えれば、第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とが、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。このような向きでルーバー 2 2 の板部 2 2 b が形成されていることで、あるフィン部 2 4 に形成されたルーバー 2 2 の板部 2 2 b に沿って流れた凝縮水は、その下のフィン部 2 4 の排水スリット 2 3 に向かって導水される。よって、この構成を有する熱交換器 1 0 は、排水性を大きく改善することができる。

10

【 0 0 2 4 】

フィン部 2 4 には、フィン部 2 4 上に発生した凝縮水を排水する排水スリット 2 3 が形成されている。排水スリット 2 3 は、コルゲートフィン 2 に形成された貫通孔である。排水スリット 2 3 は、管並設方向に延びる長形状に形成されている。排水スリット 2 3 は、上流側突出部 2 a を除くフィン部 2 4 の空気流通方向の中央部分に形成されている。排水スリット 2 3 は、図 1 には空気流通方向に 2 列形成した例を示しているが、排水スリット 2 3 の列数は 1 列でもよいし、3 列以上でもよい。排水スリット 2 3 が複数列形成される場合の各列の排水スリット 2 3 の間のフィン部 2 4 の領域は、伝熱領域 5 0 3 となっている。排水スリット 2 3 が複数列形成される場合、複数列の排水スリット 2 3 は、上流側突出部 2 a を除くフィン部 2 4 の空気流通方向の中央部分に隣り合って形成される。隣り合っただけとは、排水スリット 2 3 同士の間にはルーバー 2 2 を有さないことを意図している。

20

【 0 0 2 5 】

熱交換器 1 0 が蒸発器として使用される場合、扁平伝熱管 1 およびコルゲートフィン 2 の表面の温度は、熱交換器 1 0 を通過する空気の温度より低くなる。このため、空気中の水分が結露して、扁平伝熱管 1 およびコルゲートフィン 2 の表面に凝縮水 4 が生じる。コルゲートフィン 2 のフィン部 2 4 の表面に生じた凝縮水 4 は、排水スリット 2 3 から下部側のフィン部 2 4 に流下する。その際、フィン部 2 4 の表面のうちで凝縮水 4 の量が多い領域では、凝縮水 4 がフィン部 2 4 の表面上を流れやすく、排水スリット 2 3 を通じて流下しやすい。一方で、フィン部 2 4 の表面のうちで凝縮水 4 の量が少ない領域では、凝縮水 4 がフィン部 2 4 の表面上を流れにくく、フィン部 2 4 の表面に保持されて滞留しやすい。フィン部 2 4 は、空気流通方向に見て傾斜しているものの、このような滞留が生じることが分かっている。そこで、実施の形態 1 では、排水スリット 2 3 の位置を以下のようにすることで、排水性の向上を図っている。

30

【 0 0 2 6 】

[ 排水スリット 2 3 の位置 ]

図 4 は、実施の形態 1 に係るコルゲートフィンのフィン部における排水スリットの位置の説明図である。図 4 ( a ) ~ 図 4 ( e ) のそれぞれは、図 1 の ( a ) ~ ( e ) の各位置のフィン部 2 4 に対応している。つまり、図 4 ( a ) ~ 図 4 ( e ) は、管軸方向に隣接するフィン部 2 4 を示している。図 4 ( a ) ~ 図 4 ( c ) には、空気流通方向に排水スリット 2 3 が 2 列形成され、各列に排水スリット 2 3 が管並設方向に 2 つ形成されて計 4 つの排水スリットが形成された構成を示している。図 4 ( d ) ~ 図 4 ( e ) には、排水スリット 2 3 が 2 列形成され、各列に排水スリット 2 3 が 1 つ形成されて計 2 つの排水スリットが形成された構成を示している。

40

【 0 0 2 7 】

図 4 に示すように、排水スリット 2 3 は、管軸方向において隣り合うフィン部 2 4 同士で管並設方向の位置が互いにずれるように配置されている。排水スリット 2 3 の配置を上記配置としたことで、コルゲートフィン 2 における凝縮水の排水は以下の流れとなる。こ

50

ここでは、上下に隣接する 2 枚のフィン部 2 4 を用いて凝縮水の流れについて説明する。

【 0 0 2 8 】

上側のフィン部 2 4 の表面に発生した凝縮水は、上側のフィン部 2 4 の排水スリット 2 3 から下部側のフィン部 2 4 上に流下する。ここで、上述したように、排水スリット 2 3 の位置は、管軸方向において隣り合うフィン部 2 4 同士で管並設方向に互いにずれている。このため、上側のフィン部 2 4 における排水スリット 2 3 の真下の領域の一部は、下側のフィン部 2 4 における排水スリット 2 3 の非形成部分であって、凝縮水が発生して保持されている部分である。よって、上側のフィン部 2 4 の排水スリット 2 3 から下側のフィン部 2 4 上に落ちた凝縮水 4 は、下側のフィン部 2 4 の表面に保持されて流れにくくなった凝縮水 4 と合流する。合流することで量が多くなった凝縮水 4 は流下しやすくなり、下側のフィン部 2 4 の排水スリット 2 3 を通じて排水される。上記の凝縮水の流れが、管軸方向に隣接する 2 枚のフィン部 2 4 間で上下方向に順次繰り返されることで、各フィン部 2 4 の表面に保持される凝縮水 4 が少なくなり、効率の良い排水が行われる。

10

【 0 0 2 9 】

ところで、図 4 ( a )、図 4 ( b ) および図 4 ( c ) では、管軸方向に見て排水スリット 2 3 が平板部 2 1 の管並設方向の両端の頂部 2 0 に重なって形成されている。図 4 ( d ) および図 4 ( e ) では、管軸方向に見て排水スリットの 2 4 が、平板部 2 1 の管並設方向の一端の頂部 2 0 に重なって形成されている。以下では、フィン部 2 4 において排水スリット 2 3 が頂部 2 0 と重なっている部分を排水頂部 2 0 a といい、フィン部 2 4 において排水スリット 2 3 が頂部 2 0 と重なっていない部分を説明の便宜上、非排水頂部 2 0 b という。

20

【 0 0 3 0 】

図 4 ( a )、図 4 ( b ) および図 4 ( c ) では、排水スリット 2 3 が 2 列あり、各列に 2 つの排水スリット 2 3 が、フィン部 2 4 の管並設方向の両端の頂部 2 0 に重なっている。このため、図 4 ( a )、図 4 ( b ) および図 4 ( c ) では、フィン部 2 4 に排水頂部 2 0 a が 4 つある。

【 0 0 3 1 】

図 4 ( d ) では、排水スリット 2 3 が 2 列あり、各列に 1 つの排水スリット 2 3 が、フィン部 2 4 の管並設方向の一端側 ( 図 4 の右側 ) の頂部 2 0 に重なっている。このため、図 4 ( d ) のフィン部 2 4 には、排水頂部 2 0 a が 2 つある。図 4 ( d ) において、フィン部 2 4 の管並設方向の他端側 ( 図 4 の左側 ) の頂部 2 0 には、各列に 1 つの排水スリット 2 3 が重なっていない。このため、図 4 ( d ) のフィン部 2 4 には、非排水頂部 2 0 b が 2 つある。

30

【 0 0 3 2 】

図 4 ( e ) では、排水スリット 2 3 が 2 列あり、各列に 1 つの排水スリット 2 3 が、フィン部 2 4 の管並設方向の他端側 ( 図 4 の左側 ) の頂部 2 0 に重なっている。このため、図 4 ( e ) のフィン部 2 4 には、排水頂部 2 0 a が 2 つある。図 4 ( e ) において、フィン部 2 4 の管並設方向の一端側 ( 図 4 の右側 ) の頂部 2 0 には、各列に 1 つの排水スリット 2 3 が重なっていない。このため、図 4 ( d ) のフィン部 2 4 には、非排水頂部 2 0 b が 2 つある。

40

【 0 0 3 3 】

頂部 2 0 は、平板状のフィン材を V 字状に折り曲げて形成された部分であるため、その頂部 2 0 の内側空間は狭くなっている ( 後述の図 6 参照 )。よって、頂部 2 0 の内側表面に発生した凝縮水 4 は、凝縮水 4 に発生する表面張力によって頂部 2 0 の内側空間に保持されて滞留しやすい。このため、頂部 2 0 が排水頂部 2 0 a を有することで、頂部 2 0 の内側空間に凝縮水が滞留することを防止でき、排水性を向上できる。なお、排水頂部 2 0 a の数を多くすればするほど、排水性の向上効果が得られるが、その一方で、頂部 2 0 は扁平伝熱管 1 と接合されて熱伝達が行われる部分であるため、排水頂部 2 0 a の数を多くすると、伝熱性の低下を招く。よって、排水性および伝熱性を考慮して排水頂部 2 0 a の数と非排水頂部 2 0 b の数との割合を決めればよい。また、排水頂部 2 0 a の数を多くす

50

ると、フィン部 2 4 と扁平伝熱管 1 との接合部分が少なくなって強度低下を招く。このため、コルゲートフィン 2 全体において排水頂部 2 0 a と非排水頂部 2 0 b とがバランス良く配分されている構成が望ましい。

#### 【 0 0 3 4 】

このような構成としたことで、扁平伝熱管 1 とコルゲートフィン 2 との接触面積を減らさずに、伝熱性能の低下を抑制しつつ、排水性の向上を期待することができる。

#### 【 0 0 3 5 】

なお、図 4 では、管軸方向に見て排水スリット 2 3 が平板部 2 1 の管並設方向の両端の頂部 2 0 に重なる位置に形成される例を示したが、次の図 5 の位置に形成してもよい。

#### 【 0 0 3 6 】

図 5 は、実施の形態 1 に係る熱交換器の変形例を示す図である。図 5 ( a ) は、管軸方向に隣接するフィン部 2 4 のうち上側のフィン部 2 4 を示し、図 5 ( b ) は、管軸方向に隣接するフィン部 2 4 のうち下側のフィン部 2 4 を示している。図 6 は、図 5 の構成における凝縮水の流れの説明図である。

図 5 では、管軸方向に見て排水スリット 2 3 が平板部 2 1 の管並設方向の両端の頂部 2 0 の両方に重ならない位置に形成されている。

#### 【 0 0 3 7 】

図 5 の変形例における凝縮水の流れについて図 6 を参照して説明する。図 6 において点線の円で囲った頂部 2 0 を構成する 2 枚のフィン部 2 4 のうち、上側のフィン部 2 4 A が図 5 ( a ) のフィン部 2 4 に相当し、下側のフィン部 2 4 B が図 5 ( b ) のフィン部 2 4 に相当する。

フィン部 2 4 A およびフィン部 2 4 B では、排水スリット 2 3 が管軸方向に見て頂部 2 0 に重ならない配置となっているため、フィン部 2 4 A とフィン部 2 4 B との間の頂部 2 0 は非排水頂部 2 0 b となっている。このため、非排水頂部 2 0 b の内側空間に、凝縮水 4 に発生する表面張力によって凝縮水が滞留しやすくなる。以下では、凝縮水 4 が滞留した部分を頂部滞留部 3 0 という。以下、頂部滞留部 3 0 に滞留した凝縮水 4 の排水について説明する。

#### 【 0 0 3 8 】

フィン部 2 4 A の上方のフィン部 2 4 C の表面に発生して溜まった凝縮水は、フィン部 2 4 C の排水スリット 2 3 からフィン部 2 4 A に向けて流下する。ここで、フィン部 2 4 C の排水スリット 2 3 とフィン部 2 4 A の排水スリット 2 3 とは管並設方向 ( 図 6 の左右方向 ) の位置がずらして形成されている。このため、フィン部 2 4 C の排水スリット 2 3 の管並設方向の端部 ( ここでは図 6 の左側の端部 ) から流下した凝縮水 4 が、フィン部 2 4 A の排水スリット 2 3 を通過し、頂部滞留部 3 0 に滞留した凝縮水 4 と合流する。この合流により、頂部滞留部 3 0 の凝縮水 4 は、表面張力が破壊されて頂部滞留部 3 0 から流れ出し、図 6 の点線矢印に示すようにフィン部 2 4 B の表面を流れる。このように、排水スリット 2 3 が管軸方向に見て頂部 2 0 に重ならない位置に形成されているフィン部 2 4 においても、排水性を向上できる。

#### 【 0 0 3 9 】

[ 排水スリット 2 3 の列数と排水性との関係 ]

図 7 は、排水スリットの列数に応じた排水特性の解析結果の一例を示す図である。図 7 の縦軸は熱交換器の残水量を示し、横軸は時間を示している。残水量の減少スピードが速いものほど、排水性が高いことを示している。排水性とは、単位時間あたりの排水量である。排水性の計測は一般的には、以下のように行われる。同じ開口面積の排水スリット 2 3 を 1 列形成したフィン部と、2 列形成したフィン部と、3 列形成したフィン部と、それぞれのフィン部を有する実験モデルの熱交換器を作製する。そして、その各熱交換器を水槽に浸漬して取り出し、各熱交換器に残る残水量を時間の経過とともに計測する。図 7 は発明者らが開発した気液二相流の 3 次元解析を用いて、上記の試験評価を模擬した計算結果の一例をまとめたものである。

#### 【 0 0 4 0 】

10

20

30

40

50

図7より、排水スリット23の列数が多い方が、排水性が高いことが分かる。これは、排水スリット23を複数列形成することで、1枚のフィン部24における合計の排水スリット23の開口面積を大きくできるためである。

【0041】

また、発明者らの解析結果の一例では、2つの排水スリット23を設けた場合と、その2つの排水スリット23の合算の開口面積を有する排水スリット23を一つ設けた場合と、の排水性を比較すると、2つの排水スリット23を設けた場合の方が、排水性を高くできることが分かった。この排水性向上のメカニズムは、発明者らの分析によると、以下であることが分かった。排水スリット23の開口面積を大きくしても、排水スリット23の中央付近は排水に寄与せず、実際のところ、水は、排水スリット23の内周部分を伝って流下する。よって、排水スリット23の開口面積を大きくしても、排水性の向上効果は小さく、その一方で、伝熱面積低下による性能低下が大きくなる。したがって、排水スリット23の内周長が長くなる様に排水スリット23を複数列有する構成とすることが、排水性向上に有効である。これにより、熱交換器10は、伝熱性能の低下を抑制しつつ、排水性を向上することができる。

10

【0042】

以上より、熱交換器10は、排水スリット23を第1ルーバー群22Aと第2ルーバー群22Bとの間に複数列有することで、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上することができる。

【0043】

[ルーバー間通風断面積ALと排水スリット開口面積Asとの比と、排水速度と、の関係]

発明者らは、実験および解析により、ルーバー間通風断面積ALと排水スリット開口面積Asとの比と、排水速度と、の間に関係があることを見出した。この点について以下に説明する。

20

【0044】

図8は、ルーバー間通風断面積ALと排水スリット開口面積Asとの比と、排水性と、の関係を表したグラフの一例を示す図である。排水性とは、単位時間あたりの排水量であり、排水性が大きいほど、単位時間に多く排水されることを表している。ここでは一例として、ルーバー間通風断面積ALと排水スリット開口面積Asとの比が0.25の場合の排水性を100%と定義した場合の関係を示した解析結果のグラフを示している。この解析結果は、図7の場合と同様に、熱交換器を水槽に浸漬して取り出し、各熱交換器に残る残水量をある任意時間で算出した計算結果の一例をまとめたものである。図9は、図8の関係の説明に用いる各部の寸法を示す図で、熱交換器の一部の概略平面図である。図10は、図8の関係の説明に用いる各部の寸法の説明図で、フィン部を空気流通方向に切断した概略断面図である。

30

【0045】

排水速度は、ルーバー間通風断面積ALと排水スリット開口面積Asとの比の影響を大きく受ける。ルーバー間通風断面積ALは、 $NL \times Ls \times Lw = NL \times ((Lp \times \sin) - t) \times Lw$ で定義される。排水スリット開口面積Asは、 $Ns \times Sw \times Ss$ で定義される。

40

ここで、

NL [ - ] : ルーバー22の数

[ rad ] : 板部22bの平板部21に対する角度(以下、ルーバー角度という)

Lp [ mm ] : 隣接するルーバー22間のピッチ

Lw [ mm ] : ルーバー22の管並設方向の幅(以下、ルーバー幅という)

t [ mm ] : コルゲートフィンの肉厚

Ns [ - ] : 排水スリット23の列数

Sw [ mm ] : 排水スリット23の管並設方向の幅(以下、排水スリット幅という)

Ss [ mm ] : 排水スリット23の空気流通方向の長さ(以下、排水スリット長さという)

50

## 【 0 0 4 6 】

AL / As が 4 以下では、AL / As の値が小さくなる程、排水速度が上昇しており、また、その上昇率も大きくなっている。よって、ルーバー間通風断面積 AL を一定とした場合、排水スリット開口面積 As を増加させる程、排水速度の改善効果が大きくなる。このため、排水スリット 2 3 を複数列設けて排水スリット開口面積 As を増加させることで、排水速度を速くすることができる。

## 【 0 0 4 7 】

ただし、AL / As が 1 未満まで下がってしまうと、排水速度を速くできるものの、排水スリット開口面積 As の増加に対する排水速度の上昇率が低下する。これは AL / As が 1 未満であると、排水スリット開口面積 As がルーバー間通風断面積 AL を超えるため、排水スリット 2 3 での排水処理量が大きく、ルーバー 2 2 での排水特性に律速するからである。また、AL / As が 1 未満では、排水速度が速くて排水性は良いが、排水スリット開口面積 As が増える分、伝熱性能が低下する。このため、AL / As = 1 にするのが排水性と伝熱性能とのバランスを考えると好ましい。

## 【 0 0 4 8 】

一方、AL / As が 4 超では、排水スリット開口面積 As の増加の割には排水速度が速くならない。このため、AL / As が 4 超とすることは、排水性の向上を図る上で有効ではない。排水スリット開口面積 As の増加の割に排水速度が速くならないのは、ルーバー間通風断面積 AL が排水スリット開口面積 As に対して大きすぎることで、ルーバー 2 2 によって導水された凝縮水を排水スリット 2 3 で十分に処理できないためと考えられる。

## 【 0 0 4 9 】

以上より、AL / As が 1 以上、4 以下の範囲において、排水スリット 2 3 を設けることによる効果的な排水性の向上と伝熱性能の確保とが可能となる。図 8 の関係のグラフは、後述の実施の形態 4 で説明するような、フィン部 2 4 の上流側突出部 2 a を肉厚とするコルゲートフィン 2 に対しても当てはまる。また、図 8 の関係のグラフは、排水スリット 2 3 の本数および配置に関係なく、ルーバー 2 2 および排水スリット 2 3 が設けられたコルゲートフィン 2 に当てはまる。よって、ルーバー 2 2 および排水スリット 2 3 が設けられたコルゲートフィン 2 を有する熱交換器であって、 $1 \leq AL / As \leq 4$  を満たす熱交換器は、伝熱性を維持しつつ排水性を向上することができる。なお、図 9 および図 10 の  $h_s$  は、伝熱領域 5 0 3 (図 9 においてドットの網がけ部分) の空気流通方向の長さであり、この長さ  $h_s$  については以下で説明する。

## 【 0 0 5 0 】

[ 伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  と 1 つの排水スリットの空気流通方向の長さ  $S_s$  との関係 ]

排水スリット 2 3 が複数列形成される場合、排水スリット同士の間には伝熱領域 5 0 3 (図 9 および図 10 参照) が形成される。伝熱領域 5 0 3 は、いわば排水スリット 2 3 に囲まれた領域であるため伝熱面としての伝熱効果は低いが、渦を発生させ、乱流促進による伝熱領域 5 0 3 の下流での伝熱促進効果を発揮する。乱流促進の特性上、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い方が、伝熱性能を向上できる。また、発明者らの解析によると、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い方が、以下に説明するように排水性を向上できる。

## 【 0 0 5 1 】

伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い方が、空気流通方向に隣接する排水スリット 2 3 同士の距離が近づく。空気流通方向に隣接する排水スリット 2 3 同士の距離が近づくると、各排水スリット 2 3 から落ちる水滴同士が結合し、1 つの大きな水滴になって落下するようになる。つまり 2 つの細い排水スリット 2 3 が 1 つの幅広のスリットのように機能する。よって、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い方が、排水性の向上効果が大きいと考えられる。

## 【 0 0 5 2 】

一方、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも長いと、強度向上のメリットはあるが、伝熱領域 5 0 3 上に凝縮水が残りやすく、また各排水スリット 2 3 から水滴が別々に落ちる形となる。このため、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも長いと、排水性の向上効果が小さいと考えられる。

## 【 0 0 5 3 】

また、伝熱領域 5 0 3 と排水スリット 2 3 とは、空気流通方向に交互に存在する。この構成は、見方を変えれば、1つの大きな穴の空気流通方向の途中に、管並設方向（図 9 の左右方向）に延びる細い橋が掛け渡され、1つの大きな穴が複数に区切られた構成に相当する。そして、この橋が、伝熱領域 5 0 3 に相当する。排水性向上のメカニズムとして、細い橋に相当する伝熱領域 5 0 3 を設けた構成とすることで、伝熱領域 5 0 3 を水が伝って 2 つの排水スリット 2 3 間の中央に導かれやすくなると考えられる。

## 【 0 0 5 4 】

以上より、伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い熱交換器は、伝熱性を維持しつつ排水性を向上することができる。

## 【 0 0 5 5 】

ところで、伝熱領域 5 0 3 は、フィン材への排水スリット 2 3 の穴開け加工時に生じるフィン材の反り変形を抑制する押さえとして働く。この点について、伝熱領域 5 0 3 を備えていない比較例のコルゲートフィンを用いて説明する。

## 【 0 0 5 6 】

図 1 1 は、比較例のコルゲートフィンにおける穴開け加工時のフィンの反り変形の説明図である。図 1 1 は、コルゲート加工前のフィン材を示している。図 1 1 の縦方向に延びる点線は、フィン部間の境界ラインを示している。

比較例のフィン材 5 0 0 は、伝熱領域 5 0 3 を備えておらず、排水スリットとなる一つの大きな開口 5 0 0 a を有する。開口 5 0 0 a は、上流側突出部 2 a を除くフィン材 5 0 0 の空気流通方向の中心部に配置される。このため、開口 5 0 0 a は、フィン材 5 0 0 の空気流通方向の中心線 5 0 4 に対して偏った位置にある。このように開口 5 0 0 a が偏った位置にあると、偏っている側（図 1 1 では上側）にモーメントが発生し、フィン材 5 0 0 に反りが発生し、変形する。

## 【 0 0 5 7 】

これに対し、実施の形態 1 のコルゲートフィン 2 は、いわば比較例において 1 つであった大きな開口 5 0 0 a を区切って複数の小さな開口に分けた構成に相当する。この構成では、小さな開口間に伝熱領域 5 0 3 が形成される。言い換えれば、小さな開口間に穴ではないフィン材部分が形成される。このため、このフィン材部分が反り変形を抑制する押さえとして働き、実施の形態 1 のコルゲートフィン 2 は、反り変形を改善できる。

## 【 0 0 5 8 】

## [ ルーバー 2 2 の角度 ]

発明者らの実験および解析によると、ルーバー角度が排水性に大きな影響を与えることが分かった。この点について以下に説明する。

## 【 0 0 5 9 】

図 1 2 は、ルーバー角度に応じた排水特性の解析結果の一例を示す図である。図 1 2 の縦軸は熱交換器の残水量、横軸は時間を示している。残水量の減少スピードが速いものほど、排水性が高いことを示している。この解析は、以下のように行われる。ルーバー角度  $15^\circ$  のルーバーが形成されたフィン部、ルーバー角度  $20^\circ$  のルーバーが形成されたフィン部、ルーバー角度  $30^\circ$  のルーバーが形成されたフィン部、ルーバー角度  $40^\circ$  のルーバーが形成されたフィン部、を有する熱交換器の計算モデルを作成する。そして、発明者らが開発した気液 2 相流の 3 次元解析技術を用いて、熱交換器を水槽に浸漬して取り出し、各熱交換器に残る残水量を時間の経過とともに算出する。図 1 2 の解析結果は、この計測結果をまとめたものである。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 6 0 】

図 1 2 に示すように、ルーバー角度の増加に伴い、残水量の減少スピードが速くなり、排水性が高くなることから分かる。これは、ルーバー角度の増加に伴い、重力による排水効果が大きくなり、ルーバー 2 2 の表面に発生する凝縮水の表面張力が破れやすくなるからと考えられる。そして、ルーバー角度の増加に伴い、残水量の減少スピードは上昇するが、その上昇度合いは、ルーバー角度が 3 0 ° を超えると相対的に小さくなる。また、ルーバー角度が増加すると、ルーバー 2 2 の板部 2 2 b における通風抵抗が高くなって空気が流れにくくなる。よって、排水性の向上と空気の流れやすさとの両立を考える上では、ルーバー角度は 1 5 ° ~ 3 0 ° とすることが好ましい。

## 【 0 0 6 1 】

[ コルゲートフィン 2 における排水スリット 2 3 の加工 ]

上述したように、コルゲートフィン 2 は、排水頂部 2 0 a と非排水頂部 2 0 b とがバランス良く混在する構成が望ましい。このような構成を実現するにあたっては、コルゲート加工前のフィン材に対して排水スリット 2 3 を以下の配置で加工すればよい。以下、フィン材に対する排水スリット 2 3 の配置について、以下の図 1 3 ~ 図 1 6 を用いて 4 パターンを説明する。以下の図 1 3 ~ 図 1 6 は、コルゲート加工前の平板状のフィン材を示している。また、図 1 3 ~ 図 1 6 において縦方向に延びる点線はフィン部間の境界ライン 1 3 を示している。

## 【 0 0 6 2 】

( 配置パターン 1 )

図 1 3 は、実施の形態 1 に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン 1 の説明図である。のフィン材を示す図である。

配置パターン 1 では、排水スリット 2 3 となる開口 2 3 a の幅  $L_2$  が、フィン部 2 4 の管並設方向の長さ  $L_1$  よりも長い。隣り合うフィン部 2 4 の開口 2 3 a 同士の間隔は、等間隔である。つまり、この間隔の長さ  $L_3$  は、フィン材 5 0 の長手方向の各位置で同じである。開口 2 3 a は、境界ライン 1 3 を跨ぐようにして配置されている。コルゲート加工前のフィン材 5 0 に対して排水スリット 2 3 となる開口 2 3 a を上記のサイズおよび配置で加工することで、コルゲート加工後のコルゲートフィン 2 において、排水頂部 2 0 a と非排水頂部 2 0 b とをバランス良く混在した構成を形成できる。

## 【 0 0 6 3 】

( 配置パターン 2 )

図 1 4 は、実施の形態 1 に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン 2 の説明図である。

配置パターン 2 では、排水スリット 2 3 となる開口 2 3 a の幅  $L_2$  が、フィン部 2 4 の管並設方向の長さ  $L_1$  よりも短い。隣り合うフィン部 2 4 の開口 2 3 a 同士の間隔は、等間隔である。つまり、この間隔の長さ  $L_3$  は、フィン材 5 0 の長手方向の各位置で同じである。なお、長さ  $L_3$  は、 $L_1$  から  $L_2$  を減算した値以外の値を取る。これは、 $L_3$  が  $L_1$  から  $L_2$  を減算した値であると、排水頂部 2 0 a と非排水頂部 2 0 b とが混在せず、全頂部 2 0 が排水頂部 2 0 a または非排水頂部 2 0 b となる可能性があるためである。コルゲート加工前のフィン材 5 0 に対して排水スリットとなる開口 2 3 a を上記のサイズおよび配置で加工することで、コルゲート加工後のコルゲートフィン 2 において、排水頂部 2 0 a と非排水頂部 2 0 b とをバランス良く混在した構成を形成できる。

## 【 0 0 6 4 】

( 配置パターン 3 )

図 1 5 は、実施の形態 1 に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン 3 の説明図である。

配置パターン 3 では、排水スリット 2 3 となる開口 2 3 a の幅  $L_2$  が、フィン部 2 4 の管並設方向の長さ  $L_1$  よりも短い。そして、隣り合うフィン部 2 4 の開口 2 3 a 同士の間隔は、等間隔ではない。つまり、この間隔の長さ  $L_3$  は、フィン材 5 0 の長手方向の各位置で異なる。パターン 3 は、フィン材 5 0 の長手方向に 5 つの開口 2 3 a を有する配置パ

10

20

30

40

50

ターンを1周期として、この配置パターンがフィン材50の長手方向に周期的に繰り返される構成となっている。

【0065】

コルゲート加工前のフィン材50に対して開口23aを上記のサイズおよび配置で加工することで、コルゲート加工後のコルゲートフィン2において、排水頂部20aと非排水頂部20bとをバランス良く混在した構成を形成できる。特に、L3を調整することで、1枚のコルゲートフィン2における排水頂部20aと非排水頂部20bとの割合を調整できるため、排水性と伝熱性能とを、設計に基づいてバランスさせることができる。

【0066】

(配置パターン4)

図16は、実施の形態1に係るコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターン4の説明図である。

配置パターン4は、排水スリット23となる開口23aの幅L2が各位置で異なるものである。そして、隣り合うフィン部24の開口23a同士の間隔は、等間隔である。つまり、この間隔の長さL3は、フィン材50の長手方向の各位置で同じである。パターン4は、フィン材50の長手方向に5つの開口23aを有する配置パターンを1周期として、この配置パターンがフィン材50の長手方向に周期的に繰り返される構成となっている。

【0067】

コルゲート加工前のフィン材50に対して開口23aを上記のサイズおよび配置で加工することで、コルゲート加工後のコルゲートフィン2において、排水頂部20aと非排水頂部20bとをバランス良く混在した構成を形成できる。特に、L2を調整することで、1枚のコルゲートフィン2における排水頂部20aと非排水頂部20bとの割合を調整できるため、排水性と伝熱性能とを、設計に基づいてバランスさせることができる。

【0068】

なお、上記の配置パターン1～配置パターン4のフィン材50はいずれも、特定の配置パターンがフィン材50の長手方向に周期的に繰り返される構成である。このため、上記構成のフィン材50をコルゲート加工することで作製されたコルゲートフィン2は、排水スリット23の管並設方向の位置が同じフィン部24が、管軸方向に数枚のフィン部毎に周期的に繰り返し登場する構成となる。熱交換器10は、この構成を有することで、結果的に排水頂部20aと非排水頂部20bとをバランス良く混在させた構成にできる。その結果、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上した熱交換器10を得ることができる。

【0069】

[排水スリット23の穴開け加工]

配置パターン1～配置パターン4のように、フィン材50の長手方向に特定の配置パターンが周期的に繰り返される構成の場合、コルゲートカッターまたはコルゲート穴あけローラーなどを用いて排水スリット23の加工を行うことができる。次の図17にコルゲートカッターを用いた穴開け加工の様子を示す。

【0070】

図17は、コルゲートカッターによる排水スリットの穴開け加工の説明図である。

一对のコルゲートカッター501、502が対向して配置され、一对のコルゲートカッター501、502の間にフィン材50が配置されている。フィン材50が白抜き矢印の方向に送られることで一对のコルゲートカッター501、502が実線矢印の方向に回転し、回転しながらフィン材50に対して排水スリット23となる開口23aの穴開けを行う。

【0071】

このように排水スリット23の加工にコルゲートカッターまたはコルゲート穴あけローラーを用いることで、コルゲートフィン2を製造する際の加工スピードを速くできる。なお、配置パターンが周期的に繰り返される構成ではない場合、コルゲートカッターを用いた製造はできないが、本開示は、配置パターンが周期的に繰り返される構成に限定されるものではない。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 7 2 】

## [ 効果 ]

以上説明したように、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、断面が扁平形状に形成され、貫通孔で形成された流路を複数有し、空気流通方向と直交する方向に間隔を空けて並設された複数の扁平伝熱管 1 と、複数の扁平伝熱管 1 同士の間配置されたコルゲートフィン 2 と、を備えた熱交換器である。コルゲートフィン 2 は、板状のフィン部 2 4 が複数の扁平伝熱管 1 の管軸方向に波形状に連なる構成を有する。フィン部 2 4 は、複数の扁平伝熱管 1 の管並設方向に延びて形成された排水スリット 2 3 と、管並設方向に延びるルーバースリット 2 2 a とフィン部 2 4 の平板状の平板部 2 1 に対して傾斜した板部 2 2 b とを有する複数のルーバ 2 2 と、を備える。複数のルーバ 2 2 は、排水スリット 2 3 よりも空気流通方向の上流側に形成された第 1 ルーバ群 2 2 A と、排水スリット 2 3 よりも空気流通方向の下流側に形成された第 2 ルーバ群 2 2 B とに分けられる。第 1 ルーバ群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバ群 2 2 B の板部 2 2 b とは、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。熱交換器 1 0 は、第 1 ルーバ群 2 2 A と第 2 ルーバ群 2 2 B との間に複数列の排水スリット 2 3 を有する。

10

## 【 0 0 7 3 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、伝熱性を維持しつつ排水性を向上することができる。

## 【 0 0 7 4 】

また、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、ルーバ間通風断面積  $A_L$  を、 $A_L = (L_p \times \sin t) \times N_L \times L_w$ 、排水スリット開口面積  $A_s$  を、 $A_s = N_s \times S_w \times S_s$  と定義したとき、 $1 \leq A_L / A_s \leq 4$  を満たす。

20

## 【 0 0 7 5 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、伝熱性を維持しつつ排水性を向上することができる。

## 【 0 0 7 6 】

複数列の排水スリット 2 3 は、空気流通方向に複数列、隣り合って形成されている。複数列設けられた排水スリット 2 3 によって空気流通方向に挟まれるフィン部 2 4 の領域である伝熱領域 5 0 3 の空気流通方向の長さ  $h_s$  が、排水スリット 2 3 の空気流通方向の長さ  $S_s$  よりも短い。

30

## 【 0 0 7 7 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、伝熱性を維持しつつ排水性を向上することができる。

## 【 0 0 7 8 】

複数のルーバ 2 2 のそれぞれの板部 2 2 b の平板部 2 1 に対する角度は、 $15^\circ \sim 30^\circ$  である。

## 【 0 0 7 9 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、排水性の向上と空気の流れやすさとの両立を行える。

## 【 0 0 8 0 】

フィン部 2 4 は、平板部 2 1 の管並設方向の両端部に複数の扁平伝熱管 1 に接合される頂部 2 0 を有する。複数のフィン部 2 4 の一部は、管軸方向に見て両端部の一方または両方の頂部 2 0 に重なる位置に排水スリット 2 3 が形成されている。また、複数のフィン部 2 4 の一部は、管軸方向に見て両端部の頂部 2 0 の両方に重ならない位置に排水スリット 2 3 が形成されている。

40

## 【 0 0 8 1 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、排水性と伝熱性能とを設計に基づいてバランスさせることができる。

## 【 0 0 8 2 】

排水スリット 2 3 の管並設方向の位置が、管軸方向に隣接するフィン部同士で互いにず

50

れている。

【 0 0 8 3 】

上記構成により、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 は、排水性を向上できる。

【 0 0 8 4 】

コルゲートフィン 2 は、排水スリット 2 3 の空気流通方向の位置が同じフィン部 2 4 が管軸方向に周期的に繰り返し登場する構成を有する。

【 0 0 8 5 】

上記構成により、伝熱性能を維持しつつ排水性を向上した熱交換器 1 0 を得ることができる。

【 0 0 8 6 】

実施の形態 2 .

実施の形態 2 は、実施の形態 1 の熱交換器 1 0 を空気流通方向に複数備えた構成に関する。以下、実施の形態 2 が実施の形態 1 と異なる点を中心に説明し、実施の形態 2 で説明されていない構成は実施の形態 1 と同様である。

【 0 0 8 7 】

図 1 8 は、実施の形態 2 に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。図 1 9 は、図 1 8 の熱交換器のコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターンを示す図である。

実施の形態 2 に係る熱交換器 1 0 A は、複数の扁平伝熱管 1 が空気流通方向に間隔を空けて 2 列配置され、2 列に共通にコルゲートフィン 2 が配置された構成を有する。ここで、風上側の扁平伝熱管 1 を扁平伝熱管 1 A とし、風下側の扁平伝熱管 1 を扁平伝熱管 1 B とする。扁平伝熱管 1 A の扁平断面の長手方向の寸法 L 4 と、扁平伝熱管 1 B の扁平断面の長手方向の寸法 L 5 とは、同じであってもよいし、異なってもよい。なお、ここでは扁平伝熱管 1 が 2 列の構成を示したが、3 列以上でもよい。

【 0 0 8 8 】

実施の形態 2 に係る熱交換器 1 0 A のコルゲートフィン 2 は、扁平伝熱管 1 A および扁平伝熱管 1 B に共通に配置され、扁平伝熱管 1 A および扁平伝熱管 1 B とろう付けされて接合されている。コルゲートフィン 2 は、各列に対応してルーバー 2 2 および排水スリット 2 3 を備えている。

【 0 0 8 9 】

風上側の排水スリット 2 3 である第 1 排水スリット 2 3 A は、扁平伝熱管 1 A の扁平断面の長手方向の長さに対応する範囲内に形成されている。風上側の複数のルーバー 2 2 は、第 1 排水スリット 2 3 A よりも空気流通方向の上流側に形成された第 1 ルーバー群 2 2 A と、排水スリット 2 3 よりも空気流通方向の下流側に形成された第 2 ルーバー群 2 2 B と、に分けられる。図示省略するが、第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とは、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。

【 0 0 9 0 】

風下側の排水スリット 2 3 である第 2 排水スリット 2 3 B は、扁平伝熱管 1 B の扁平断面の長手方向の長さに対応する範囲内に形成されている。風下側の複数のルーバー 2 2 は、第 2 排水スリット 2 3 B よりも空気流通方向の上流側に形成された第 1 ルーバー群 2 2 A と、第 2 排水スリット 2 3 B よりも空気流通方向の下流側に形成された第 2 ルーバー群 2 2 B と、に分けられる。図示省略するが、第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とは、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。

【 0 0 9 1 】

図 1 8 では、第 1 排水スリット 2 3 A および第 2 排水スリット 2 3 B のそれぞれが、空気流通方向に 2 列形成されており、各列において管並設方向に 2 つ形成されているが、この構成に限られない。また、図 1 8 および図 1 9 では、フィン部 2 4 における第 1 排水スリット 2 3 A と第 2 排水スリット 2 3 B との管並設方向の位置が同じであるが、次の図 2 0 および図 2 1 に示すように異ならせてもよい。

【 0 0 9 2 】

10

20

30

40

50

図 20 は、実施の形態 2 に係る熱交換器の変形例の一部を拡大して示した概略平面図である。図 21 は、図 19 の熱交換器のコルゲートフィンにおける排水スリット用開口の配置パターンを示す図である。

この変形例の熱交換器 10A では、フィン部 24 における第 1 排水スリット 23A および第 2 排水スリット 23B の管並設方向の位置が異なっている。

【0093】

[排水性および伝熱性の調整]

実施の形態 2 に係る熱交換器 10A では、排水スリット 23 の位置または排水スリット 23 の幅の調整によって、風上側と風下側とで排水性および伝熱性能を個別に調整できる。具体的には、排水スリット 23 の位置を調整して排水頂部 20a の個数が増えるようにすれば排水性を向上でき、排水頂部 20a の個数を少なくすれば伝熱性を向上できる。また、排水スリット 23 の幅を大きくすれば排水性を向上でき、排水スリット 23 の幅を小さくすれば伝熱性を向上できる。

10

【0094】

ところで、熱交換器 10A が蒸発器として使用される場合、風上側の方が風下側よりも伝熱性能が高いため、風上側で凝縮水が発生しやすい。よって、風上側では排水性が求められる。一方、風下側は風上側よりも伝熱性能が低く、凝縮水の発生が少ないため、排水性よりも伝熱性能が求められる。つまり、熱交換器 10A が蒸発器として使用される場合、風上側では排水優先、風下側では伝熱優先の構成が求められる。

【0095】

この構成を実現するには、排水スリット 23 の位置を以下のように調整すればよい。すなわち、1枚のコルゲートフィン 2 において風上側の排水頂部 20a の個数を  $N$  とし、風下側の排水頂部 20a の個数を  $M$  と定義する。この場合、 $N > M$  を満足するように第 1 排水スリット 23A および第 2 排水スリット 23B の位置を調整する。これにより、風上側が排水優先、風下側が伝熱優先とされた熱交換器を構成できる。また、1枚のコルゲートフィン 2 において風上側の複数の第 1 排水スリット 23A の合計の排水スリット幅を  $S_{wF}$ 、風下側の複数の第 2 排水スリット 23B の合計の排水スリット幅を  $S_{wB}$  と定義する。このとき、 $S_{wF} > S_{wB}$  の関係を満足する構成とする。これにより、風上側が排水優先、風下側が伝熱優先とされた熱交換器を構成できる。

20

【0096】

このように風下側を伝熱優先とした熱交換器 10A を構成できることで、風上側と風下側とにおける伝熱性能の差を少なくできる。風上側と風下側との伝熱性能の差を少なくすることで、低温空気条件においてフィン部表面に着霜する霜の厚さを均一に近づけられる。フィン部表面に着霜する霜の厚さを均一に近づけられることで、結果として低温空気条件における熱交換性能が向上する。

30

【0097】

[効果]

以上のように、実施の形態 2 の熱交換器 10A は、実施の形態 1 と同様の効果が得られるとともに、以下の効果が得られる。実施の形態 2 の熱交換器 10A は、管並設方向に並ぶ複数の扁平伝熱管 1 が空気流通方向に間隔を空けて複数列配置され、複数列で共通にコルゲートフィン 2 が配置された構成を有する。この構成により、各列における第 1 排水スリット 23A および第 2 排水スリット 23B のそれぞれの位置および排水スリット幅の一方または両方を調整することで、風上側と風下側とで排水性および伝熱性能を調整できる。これにより、実施の形態 2 の熱交換器 10A は、低温空気条件での熱交換性能を向上できる。

40

【0098】

実施の形態 3 .

実施の形態 3 は、実施の形態 2 の熱交換器 10A にさらに、列間排水スリットが形成された構成に関する。以下、実施の形態 3 が実施の形態 2 と異なる点を中心に説明し、実施の形態 3 で説明されていない構成は実施の形態 2 と同様である。

50

## 【 0 0 9 9 】

図 2 2 は、実施の形態 3 に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。

実施の形態 3 に係る熱交換器 1 0 B は、扁平伝熱管 1 A と扁平伝熱管 1 B との間の平板部 2 1 であって、扁平伝熱管 1 と接合されない非接合領域 2 1 a に列間排水スリット 2 3 C が形成された構成を有する。列間排水スリット 2 3 は、コルゲートフィン 2 に形成された貫通孔である。非接合領域 2 1 a に列間排水スリット 2 3 C を設けることで、伝熱性能が低くなる領域における排水性を向上できる。なお、図 2 2 では、列間排水スリット 2 3 C が空気流通方向に 2 列形成された例を示しているが、列間排水スリット 2 3 C は 1 列でもよいし、3 列以上でもよい。また、図 2 2 では、2 列の列間排水スリット 2 3 C の管並設方向の位置が揃っているが、次の図 2 3 のように位置がずれていてもよい。

10

## 【 0 1 0 0 】

図 2 3 は、実施の形態 3 に係る熱交換器の変形例の一部を拡大して示した概略平面図である。

この変形例の熱交換器 1 0 B では、2 列の列間排水スリット 2 3 C の管並設方向の位置がずれている。

## 【 0 1 0 1 】

図 2 4 は、図 2 2 および図 2 3 の A - A 断面図である。図 2 4 の一点鎖線は、2 列形成された列間排水スリット 2 3 C の空気流通方向の中央位置を示す中心線である。図 2 4 の矢印は、排水時の凝縮水の流れを示している。

実施の形態 3 の熱交換器 1 0 B は、列間排水スリット 2 3 C を主たる排水スリットとして用いる。このため、複数のルーバー 2 2 を第 1 ルーバー群 2 2 A と第 2 ルーバー群 2 2 B とに分ける排水スリットは列間排水スリット 2 3 C である。つまり、列間排水スリット 2 3 C よりも空気流通方向の上流側のルーバー群が第 1 ルーバー群 2 2 A であり、列間排水スリット 2 3 C よりも空気流通方向の下流側のルーバー群が第 2 ルーバー群 2 2 B である。そして、実施の形態 1 で説明したように、第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とが、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。このような構成とすることで、ルーバー 2 2 の板部 2 2 b に沿って流れた凝縮水は、下方のフィン部 2 4 の列間排水スリット 2 3 C に向かって導水され、排水性を向上できる。

20

## 【 0 1 0 2 】

列間排水スリット 2 3 C の開口面積は、第 1 排水スリット 2 3 A および第 2 排水スリット 2 3 B のそれぞれの開口面積よりも大きく構成されている。本構成では、列間排水スリット 2 3 C に向かって凝縮水が導水される。このため、列間排水スリット 2 3 C の開口面積が、第 1 排水スリット 2 3 A および第 2 排水スリット 2 3 B のそれぞれの開口面積よりも大きいことで、同じ開口面積とする場合よりも排水性を向上できる。なお、排水性向上の観点からすると、列間排水スリット 2 3 C の開口面積が、第 1 排水スリット 2 3 A および第 2 排水スリット 2 3 B のそれぞれの開口面積よりも大きい方が好ましいが、同じ開口面積でもよい。また、列間排水スリット 2 3 C は一列でもよいが、複数列化した場合には、排水性を向上させる効果が大きくなり、なお、良い。なお、第 1 排水スリット 2 3 A、第 2 排水スリット 2 3 B および列間排水スリット 2 3 C の管並設方向の位置は、互いにずれても良いし、揃っていてもよい。

30

## 【 0 1 0 3 】

ところで、図 2 2 の構成と図 2 3 の構成とを比較すると、図 2 3 の構成は、2 列の列間排水スリット 2 3 C の空気流通方向の間に形成される伝熱領域 5 0 3 の面積が図 2 2 の構成よりも小さい。図 2 2 および図 2 3 においてドットの網がけ部分が伝熱領域 5 0 3 である。伝熱領域 5 0 3 は列間排水スリット 2 3 C の間に形成されていることで、強度の弱い部分ともいえる。図 2 3 の構成は、この強度の弱い部分の面積を図 2 3 よりも小さくできるため、図 2 2 の構成よりもフィン強度の強い熱交換器を構成できる。

40

## 【 0 1 0 4 】

## [ 効果 ]

以上説明したように、実施の形態 3 の熱交換器 1 0 B は、実施の形態 2 と同様の効果が

50

得られるとともに、各列の扁平伝熱管 1 の空気流通方向の間に対応する位置に列間排水スリット 2 3 C が形成されているので、排水性を向上できる。列間排水スリット 2 3 C よりも空気流通方向の上流側の第 1 ルーバー群 2 2 A の板部 2 2 b と、列間排水スリット 2 3 C よりも空気流通方向の下流側の第 2 ルーバー群 2 2 B の板部 2 2 b とは、平板部 2 1 に対して互いに逆向きに傾斜している。これにより、列間排水スリット 2 3 C に向かって凝縮水が導水され、排水性を向上できる。また、列間排水スリット 2 3 C の開口面積が、列間排水スリット以外の排水スリットである第 1 排水スリット 2 3 A および第 2 排水スリット 2 3 B のそれぞれの開口面積よりも大きいいため、同じ開口面積とする場合よりも排水性を向上できる。

【 0 1 0 5 】

実施の形態 4 .

実施の形態 4 は、実施の形態 3 の熱交換器 1 0 B におけるフィン部 2 4 の上流側突出部 2 a を肉厚の構成としたものである。以下、実施の形態 4 が実施の形態 3 と異なる点を中心に説明し、実施の形態 4 で説明されていない構成は実施の形態 3 と同様である。

【 0 1 0 6 】

図 2 5 は、実施の形態 4 に係る熱交換器の一部を拡大して示した概略平面図である。図 2 6 は、図 2 5 の B - B 断面図である。

実施の形態 4 の熱交換器 1 0 C は、コルゲートフィン 2 の上流側突出部 2 a の板厚が、コルゲートフィン 2 の上流側突出部 2 a 以外の部分よりも肉厚となっている。上流側突出部 2 a は、図 2 6 に示すように扁平伝熱管 1 よりも上流側に突出したフィン部 2 4 が折り返されて肉厚に形成されている。

【 0 1 0 7 】

熱交換器 1 0 C が蒸発器として使用される場合、最初に空気が衝突するコルゲートフィン 2 の上流側突出部 2 a で凝縮水が発生しやすい。このため、低温空気条件では上流側突出部 2 a に霜が付着しやすく、霜の付着に耐えうる強度が上流側突出部 2 a に求められる。

【 0 1 0 8 】

そこで、実施の形態 4 では、コルゲートフィン 2 の上流側突出部 2 a を上流側突出部 2 a 以外の部分よりも肉厚としている。これにより、上流側突出部 2 a の強度を確保でき、霜が付着した場合の上流側突出部 2 a の変形を抑制できる。

【 0 1 0 9 】

[ 効果 ]

以上説明したように、実施の形態 4 の熱交換器 1 0 C は、実施の形態 3 と同様の効果が得られるとともに、コルゲートフィン 2 の上流側突出部 2 a を上流側突出部 2 a 以外の部分よりも肉厚としたので、以下の効果が得られる。すなわち、上流側突出部 2 a の強度を向上でき、上流側突出部 2 a に霜が付着した場合の上流側突出部 2 a の変形を抑制できる。仮に、上流側突出部 2 a が変形した場合、空気の流路が妨げられて結果的に熱交換能力の低下を招くが、実施の形態 4 では上流側突出部 2 a の変形を抑制できることで、熱交換能力を維持できる。

【 0 1 1 0 】

上流側突出部 2 a は、扁平伝熱管 1 よりも上流側に突出したフィン部分が折り返されて肉厚となっている。このため、肉厚の上流側突出部 2 a を容易に形成できる。なお、上流側突出部 2 a の強度を確保する観点からすると、コルゲートフィン全体の肉厚を厚くする方法も考えられる。しかし、この方法とした場合、ルーバー 2 2 の板部 2 2 b の肉厚も増すため、ルーバー間通風断面積が小さくなり、ルーバー間からの凝縮水の排水性が低下する。これに対し、実施の形態 4 の熱交換器 1 0 C では、肉厚が厚くなるのは上流側突出部 2 a だけである。このため、実施の形態 4 の熱交換器 1 0 C は、排水性の低下を招くことなく上流側突出部 2 a の強度を向上できる。

【 0 1 1 1 】

なお、実施の形態 4 では、実施の形態 3 の熱交換器において、平板部 2 1 の上流側突出部 2 a を肉厚の構成としたが、実施の形態 1 または実施の形態 2 の熱交換器において、平

10

20

30

40

50

板部 2 1 の上流側突出部 2 a を肉厚の構成としてもよい。

【 0 1 1 2 】

実施の形態 5 .

実施の形態 5 は、実施の形態 1 ~ 実施の形態 4 の熱交換器を備えた冷凍サイクル装置の一例としての空気調和装置に関する。

【 0 1 1 3 】

図 2 7 は、実施の形態 5 に係る空気調和装置の構成を示す図である。

空気調和装置は、実施の形態 1 ~ 実施の形態 4 の熱交換器を室外熱交換器 2 3 0 として用いる。ただし、これに限定するものではなく、実施の形態 1 ~ 実施の形態 4 の熱交換器を室内熱交換器 1 1 0 として用いてもよいし、室外熱交換器 2 3 0 および室内熱交換器 1 1 0 の両方に用いてもよい。

10

【 0 1 1 4 】

図 2 7 に示すように、空気調和装置は、室外機 2 0 0 と室内機 1 0 0 とを、ガス冷媒配管 3 0 0 および液冷媒配管 4 0 0 により配管接続することで、冷媒回路を構成している。室外機 2 0 0 は、圧縮機 2 1 0、四方弁 2 2 0、室外熱交換器 2 3 0 および室外ファン 2 4 0 を有している。実施の形態 5 の空気調和装置は、1 台の室外機 2 0 0 と 1 台の室内機 1 0 0 とが配管接続されているものとするが、台数は任意である。

【 0 1 1 5 】

圧縮機 2 1 0 は、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。特に限定するものではないが、圧縮機 2 1 0 は、たとえばインバータ回路などにより、運転周波数を任意に変化させることにより、圧縮機 2 1 0 の容量を変化させることができる。四方弁 2 2 0 は、冷房運転時と暖房運転時とに応じて冷媒の流れを切り替える弁である。

20

【 0 1 1 6 】

室外熱交換器 2 3 0 は、冷媒と室外の空気との熱交換を行う。室外熱交換器 2 3 0 は、暖房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。また、室外熱交換器 2 3 0 は、冷房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮し、液化させる。室外ファン 2 4 0 は、室外熱交換器 2 3 0 に室外の空気を送り込み、室外熱交換器 2 3 0 における熱交換を促す。

【 0 1 1 7 】

一方、室内機 1 0 0 は、室内熱交換器 1 1 0、減圧装置 1 2 0 および室内ファン 1 3 0 を有している。室内熱交換器 1 1 0 は、空調対象となる室内の空気と冷媒との熱交換を行う。室内熱交換器 1 1 0 は、暖房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮し、液化させる。また、室内熱交換器 1 1 0 は、冷房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。

30

【 0 1 1 8 】

減圧装置 1 2 0 は、冷媒を減圧して膨張させる。減圧装置 1 2 0 は、たとえば電子式膨張弁などで構成される。減圧装置 1 2 0 が電子式膨張弁で構成された場合には、減圧装置 1 2 0 は、制御装置（図示せず）などの指示に基づいて開度調整を行う。室内ファン 1 3 0 は、室内の空気を室内熱交換器 1 1 0 に通過させ、室内熱交換器 1 1 0 を通過させた空気を室内に供給する。

40

【 0 1 1 9 】

次に、空気調和装置の各機器の動作について、冷媒の流れに基づいて説明する。まず、暖房運転について説明する。暖房運転時には、四方弁 2 2 0 は図 2 7 の点線側に切り替えられる。圧縮機 2 1 0 により圧縮されて吐出した高温および高圧のガス冷媒は、四方弁 2 2 0 を通過し、室内熱交換器 1 1 0 に流入する。室内熱交換器 1 1 0 に流入したガス冷媒は、空調対象空間の空気と熱交換することで凝縮し、液化する。液化した冷媒は、減圧装置 1 2 0 で減圧されて気液二相状態となった後、室外熱交換器 2 3 0 に流入する。室外熱交換器 2 3 0 に流入した冷媒は、室外ファン 2 4 0 から送られた室外の空気と熱交換することで蒸発し、ガス化する。ガス化した冷媒は、四方弁 2 2 0 を通過して、再度、圧縮機 2 1 0 に吸入される。以上のようにして冷媒が循環することで、空気調和装置は暖房に係

50

る空気調和を行う。

【0120】

次に、冷房運転について説明する。冷房運転時には、四方弁220は図27の実線側に切り替えられる。圧縮機210により圧縮されて吐出した高温および高圧のガス冷媒は、四方弁220を通過し、室外熱交換器230に流入する。室外熱交換器230に流入したガス冷媒は、室外ファン240が供給した室外の空気と熱交換することで凝縮し、液化する。液化した冷媒は、減圧装置120で減圧されて気液二相状態となった後、室内熱交換器110に流入する。室内熱交換器110に流入した冷媒は、空調対象空間の空気と熱交換することで蒸発し、ガス化する。ガス化した冷媒は、四方弁220を通過して再度圧縮機210に吸入される。以上のようにして冷媒が循環することで、空気調和装置は冷房に係る空気調和を行う。

10

【0121】

[効果]

実施の形態5の空気調和装置は、実施の形態1～実施の形態4の熱交換器を備えているので、熱交換器における伝熱性能を維持しつつ排水性を向上することが可能である。

【0122】

なお、実施の形態5では、冷凍サイクル装置が空気調和装置であるものとして説明したが、これに限られたものではなく、冷蔵冷凍倉庫等を冷却する冷却装置または給湯装置などとしてもよい。

【符号の説明】

20

【0123】

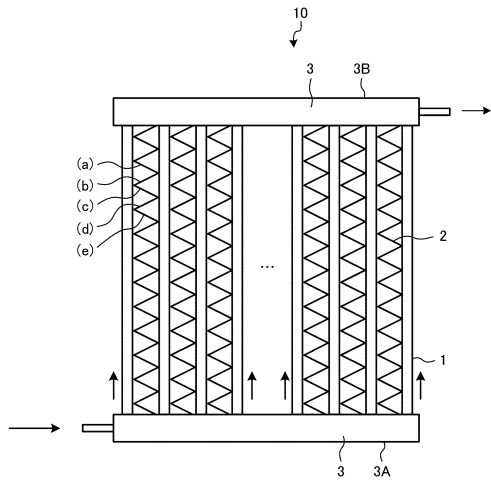
1 扁平伝熱管、1A 扁平伝熱管、1B 扁平伝熱管、1a 扁平面、2 コルゲートフィン、2a 上流側突出部、3 ヘッダー、3A ヘッダー、3B ヘッダー、4 凝縮水、10 熱交換器、10A 熱交換器、10B 熱交換器、10C 熱交換器、20 頂部、20a 排水頂部、20b 非排水頂部、21 平板部、21a 非接合領域、22 ルーバー、22A 第1ルーバー群、22B 第2ルーバー群、22a ルーバースリット、22b 板部、23 排水スリット、23A 第1排水スリット、23B 第2排水スリット、23C 列間排水スリット、23a 開口、24 フィン部、24A フィン部、24B フィン部、24C フィン部、30 頂部滞留部、50 フィン材、100 室内機、110 室内熱交換器、120 減圧装置、130 室内ファン、200 室外機、210 圧縮機、220 四方弁、230 室外熱交換器、240 室外ファン、300 ガス冷媒配管、400 液冷媒配管、500 フィン材、500a 開口、501 コルゲートカッター、502 コルゲートカッター、503 伝熱領域、504 中心線。

30

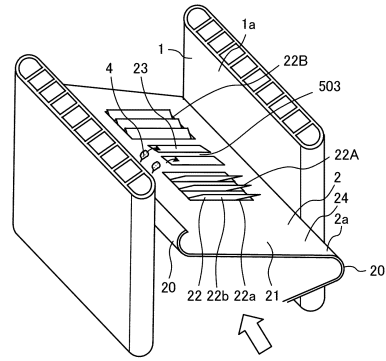
40

50

【図面】  
【図 1】

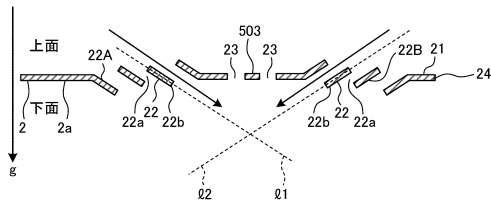


【図 2】

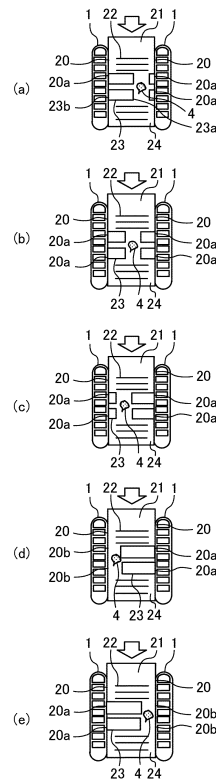


10

【図 3】



【図 4】

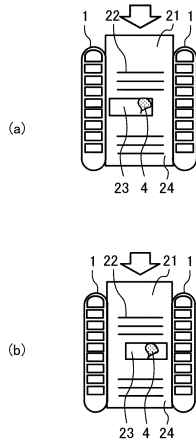


20

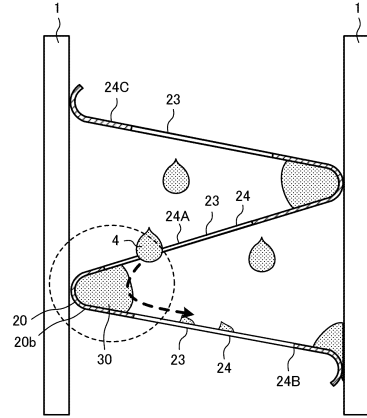
30

40

【図5】

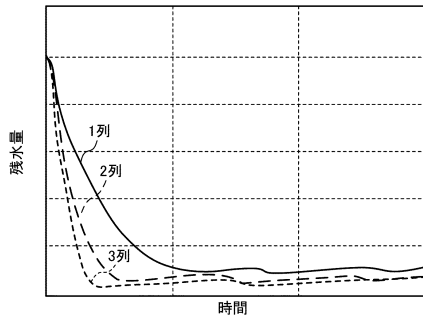


【図6】

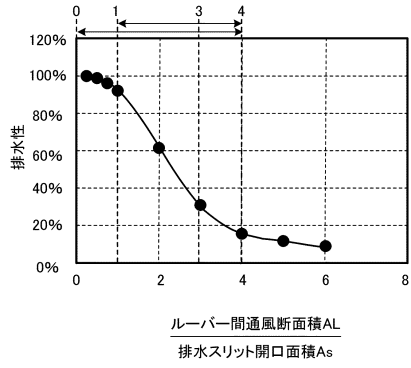


10

【図7】



【図8】



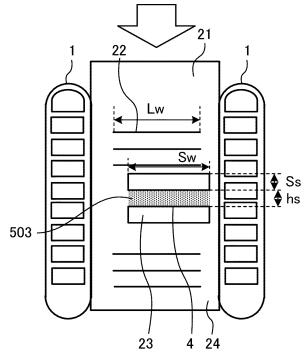
20

30

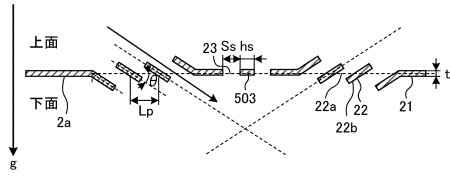
40

50

【図 9】

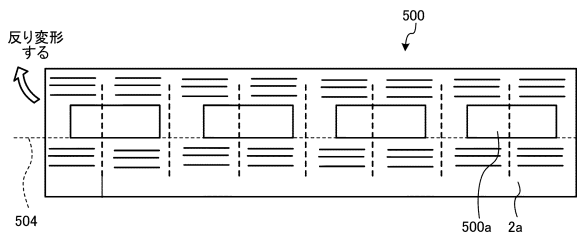


【図 10】

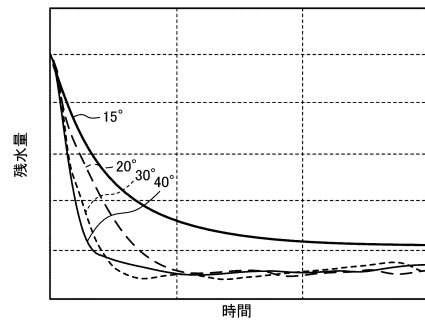


10

【図 11】

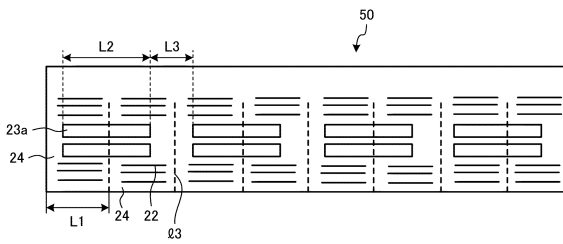


【図 12】

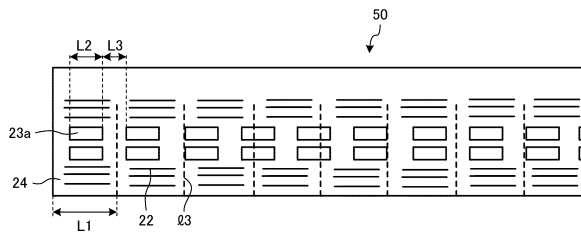


20

【図 13】



【図 14】

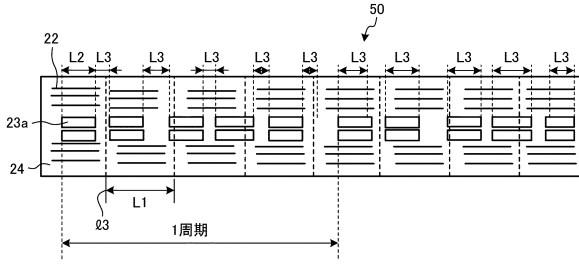


30

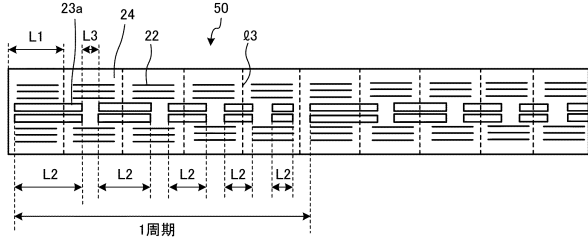
40

50

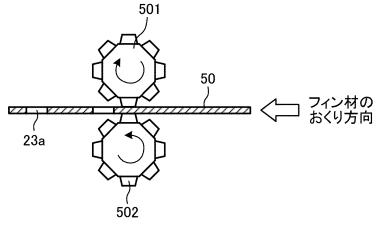
【図 15】



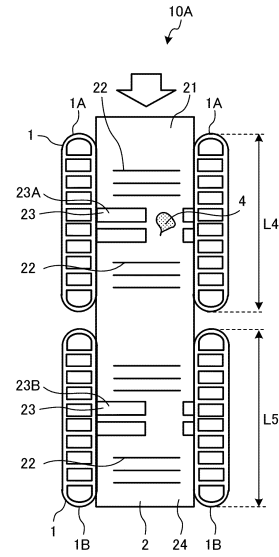
【図 16】



【図 17】



【図 18】



10

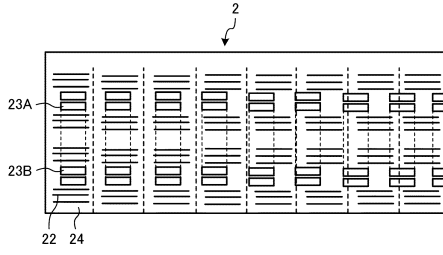
20

30

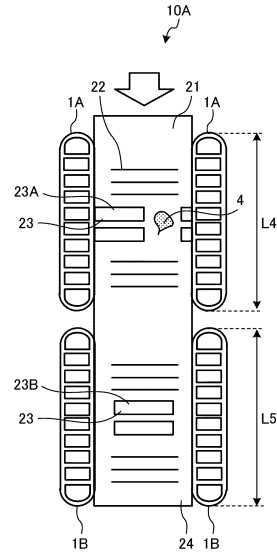
40

50

【 図 1 9 】

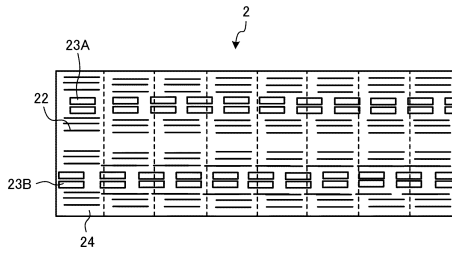


【 図 2 0 】

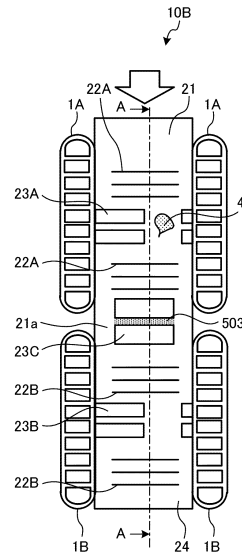


10

【 図 2 1 】



【 図 2 2 】



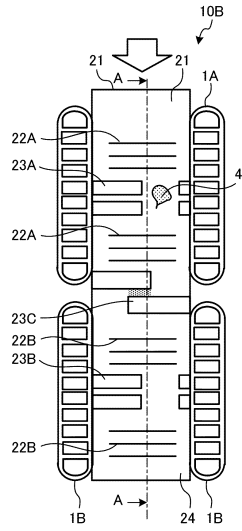
20

30

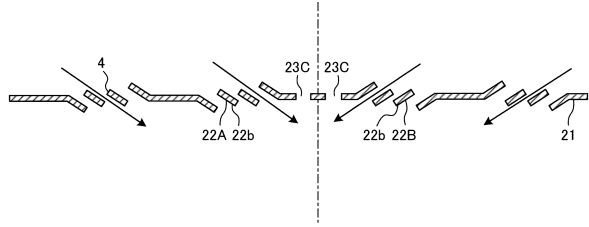
40

50

【 図 2 3 】

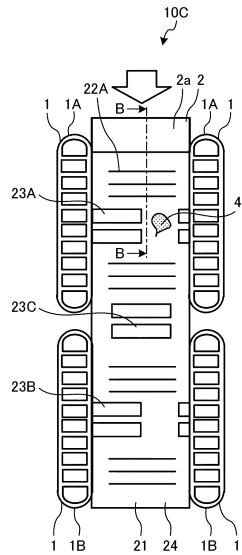


【 図 2 4 】

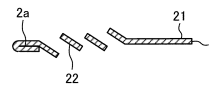


10

【 図 2 5 】



【 図 2 6 】



20

30

40

50



## フロントページの続き

- 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内  
(72)発明者 七種 哲二
- 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内  
(72)発明者 中尾 祐基
- 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内  
(72)発明者 岐部 篤史
- 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内  
(72)発明者 森本 裕之
- 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内  
審査官 大谷 光司
- (56)参考文献 米国特許第06308527(US, B1)  
特開2015-183908(JP, A)  
特開2020-133991(JP, A)  
特開2010-025482(JP, A)  
特許第6734002(JP, B1)  
実開昭54-055756(JP, U)  
国際公開第2018/154806(WO, A1)  
特開昭58-217195(JP, A)  
米国特許出願公開第2019/0360755(US, A1)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)  
F28F1/30, 1/32, 17/00  
F25B39/00