

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-196784

(P2008-196784A)

(43) 公開日 平成20年8月28日(2008.8.28)

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード (参考)	
<b>F 2 8 D</b>	<b>7/10</b>	<b>(2006.01)</b>	F 2 8 D	7/10	Z	3 L 0 3 6	
<b>F 2 5 B</b>	<b>1/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F 2 5 B	1/00	3 9 6 D	3 L 1 0 3	
<b>F 2 5 B</b>	<b>39/04</b>	<b>(2006.01)</b>	F 2 5 B	39/04	K		
<b>F 2 4 H</b>	<b>1/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F 2 4 H	1/00	6 1 1 F		
<b>F 2 4 H</b>	<b>9/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F 2 4 H	9/00	A		
審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 8 頁)							

(21) 出願番号 特願2007-32946 (P2007-32946)  
 (22) 出願日 平成19年2月14日 (2007.2.14)

(71) 出願人 000005049  
 シャープ株式会社  
 大阪府大阪市阿倍野区長池町2番22号  
 (74) 代理人 100084135  
 弁理士 本庄 武男  
 (72) 発明者 柴田 悦雄  
 大阪府大阪市阿倍野区長池町2番22号  
 シャープ株式会社内  
 Fターム(参考) 3L036 AA05  
 3L103 AA37 BB43 CC02 CC28 DD09  
 DD37

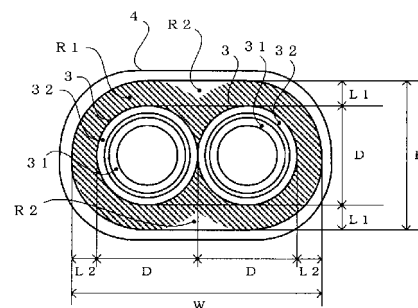
(54) 【発明の名称】 熱交換器、ヒートポンプ式給湯機

## (57) 【要約】

【課題】一方の配管内に他方の配管を内蔵させる熱交換器において、流体間の熱交換効率が低い領域をできるだけ省減することにより高い熱交換効率を得ること。

【解決手段】水（第一の流体の一例）が流通される水配管4（外管の一例）と、水配管4内に内蔵されてなり、冷媒（第二の流体の一例）が流通される断面円形状の二本の冷媒配管3（内管の一例）とを備えてなる熱交換器において、水配管4の断面が長円形状或いは扁平形状に形成されてなり、二本の冷媒配管3が水配管4の長径方向に配列されてなることを特徴とする熱交換器として構成される。このような構成では、水配管4において冷媒配管3から離れた領域R2が省減されるため、高い熱交換効率を得ることができる。

【選択図】 図2



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

第一の流体が流通される外管と、前記外管内に内蔵されてなり、第二の流体が流通される断面円形状の複数の内管とを備えてなり、前記第一の流体及び第二の流体の間で熱交換を行う熱交換器であって、

前記外管の断面が長円形状或いは扁平形状に形成されてなり、複数の前記内管が前記外管の長径方向に配列されてなることを特徴とする熱交換器。

**【請求項 2】**

前記外管に、二本の前記内管が内蔵されてなる請求項 1 に記載の熱交換器。

**【請求項 3】**

前記外管の長径方向の内径を  $W$ 、短径方向の内径を  $H$ 、前記内管の外径を  $D$  としたとき、 $[1 - (W - 2D) / (H - D)]^2$  の関係が成立してなる請求項 2 に記載の熱交換器。

**【請求項 4】**

前記内管が、前記第二の流体が流通する第一の内管と、前記第一の内管及び前記第一の流体との間に空間を形成する第二の内管とを有してなる請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の熱交換器。

**【請求項 5】**

前記第一の流体が水或いはブラインであって、前記第二の流体が冷媒である請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の熱交換器。

**【請求項 6】**

前記第二の流体が炭酸ガス冷媒である請求項 5 に記載の熱交換器。

**【請求項 7】**

請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載の熱交換器を備えてなるヒートポンプ式給湯機。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、水や冷媒などの二つの流体間で熱交換を行う熱交換器に関し、特に、一方の流体が流通される配管内に、他方の流体が流通される複数の配管が内蔵された熱交換器及びこれを備えたヒートポンプ式給湯機に関するものである。

**【背景技術】****【0002】**

従来から、水が流通される水配管の内部に、冷媒が流通される冷媒配管を内蔵することにより、水と冷媒との間で熱交換を行う熱交換器が知られている。このように構成された熱交換器では、水配管と冷媒配管とを外接させることにより水と冷媒との熱交換を行う場合に比べて高い熱交換効率を得ることができる。なお、この熱交換器は、例えば水を沸き上げて温水を供給するヒートポンプ式給湯機に用いられる。

また、図 5 に示すように、断面円形状に形成された水配管 102 に、断面円形状に形成された二本の冷媒配管 101 を内蔵させれば、水と冷媒との熱交換面積を拡大させて更に熱交換効率を向上させることができる（例えば、特許文献 1 参照）。但し、水配管 102 内では、冷媒配管 101 の外周近傍であって冷媒及び水の間の熱交換効率が高い領域 R101（図示する斜線図）に比べて、該冷媒配管 101 から離れた領域 R102 における熱交換効率が低くなる。そのため、領域 R102 はできるだけ小さいことが望ましい。

**【特許文献 1】** 特開 2005 - 291684 号公報

**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

しかしながら、図 5 に示すように、従来装置では、水配管 102 及び二本の冷媒配管 101 の断面が共に円形状であるため、水及び冷媒の間の熱交換効率が低い領域 R102 の面積が大きくなるという問題がある。また、この領域 R102 における水及び冷媒の間の

10

20

30

40

50

熱交換効率は冷媒配管 101 から離れるほど悪くなるため、領域 R102 の面積が大きいほど熱交換器全体の熱交換効率が悪くなる。

従って、本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、一方の配管内に他方の配管を内蔵させる熱交換器において、流体間の熱交換効率が低い領域をできるだけ省減することにより高い熱交換効率を得ることにある。

【課題を解決するための手段】

【0004】

上記目的を達成するために本発明は、第一の流体が流通される外管と、前記外管内に内蔵されてなり、第二の流体が流通される断面円形状の複数の内管とを備えてなり、前記第一の流体及び第二の流体の間に熱交換を行う熱交換器に適用されるものであって、前記外管の断面が長円形状或いは扁平形状に形成されてなり、複数の前記内管が前記外管の長径方向に配列されてなることを特徴とする熱交換器として構成される。具体的に、前記内管は二本であることが考えられる。

10

このように構成された前記熱交換器では、前記外管内における前記第一の流体及び前記第二の流体の間の熱交換効率が低い領域（前記領域 R102 に相当）の面積を省減することができるため、高い熱交換効率を得ることができる。なお、前記外管及び前記内管各々の寸法については、前記第一の流体や前記第二の流体の流量や圧力によって適宜設計変更すればよい。

【0005】

ここで、前記内管が二本である場合には、前記外管の長径方向の内径を W、短径方向の内径を H、前記内管の外径を D としたとき、 $\left[ 1 - \frac{(W - 2D)^2}{(H - D)^2} \right]$  の関係が成立するように構成することが望ましい。このような関係が成立すれば、前記外管の長径方向の熱交換領域の大きさと、短径方向の熱交換領域の大きさとを偏りを少なくすることができる。したがって、例えば (H - D) を、前記第一の流体及び前記第二の流体の間の熱交換効率が低い範囲で設計すれば、全体として高い熱交換効率を得ることができる。

20

【0006】

ところで、前記内管が、前記第二の流体が流通する第一の内管と、前記第一の内管及び前記第一の流体との間に空間を形成する第二の内管とを有することが望ましい。これにより、前記第一の内管が破損して内部の前記第二の流体が外部に漏れた場合であっても、その第二の流体が第一の内管と第二の内管との間に形成された空間内に流れ込むことになるため、前記外管内の前記第一の流体への混入を防止することができる。

30

具体的に、前記第一の流体は水或いはブラインであって、前記第二の流体は冷媒である。また、前記第二の流体は CO<sub>2</sub> 冷媒などの炭酸ガス冷媒であることが考えられる。

また、本発明は、前記熱交換器を備えてなるヒートポンプ式給湯機の発明として捉えてもよい。前記熱交換器を備えてなるヒートポンプ式給湯機では、該熱交換器において高い熱交換効率を得ることができるため、高いエネルギー消費効率 (COP) を達成することができる。

【発明の効果】

【0007】

40

本発明によれば、前記外管内における前記第一の流体及び前記第二の流体の間の熱交換効率が低い領域（前記領域 R2 に相当）の面積を省減することができるため、高い熱交換効率を得ることができる。また、前記内管が二本である場合には、前記外管の長径方向の内径を W、短径方向の内径を H、前記内管の外径を D としたとき、 $\left[ 1 - \frac{(W - 2D)^2}{(H - D)^2} \right]$  の関係が成立するように構成することで、前記外管の長径方向の熱交換領域の大きさと、短径方向の熱交換領域の大きさとを偏りを少なくすることができる。全体として高い熱交換効率を得ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

以下添付図面を参照しながら、本発明の実施の形態について説明し、本発明の理解に供

50

する。尚、以下の実施の形態は、本発明を具体化した一例であって、本発明の技術的範囲を限定する性格のものではない。

ここに、図１は本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機Ｘの概略構成を示すブロック図、図２は本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機Ｘに設けられた熱交換器１２内の配管構造の一例を示す断面図、図３は本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機Ｘに設けられた熱交換器１２内の配管構造の他の例を示す断面図である。

まず、図１を用いて、本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機Ｘについて説明する。

図１に示すように、ヒートポンプ式給湯機Ｘは、冷媒が循環されるヒートポンプサイクル１０、水が流通される給湯経路２０とを有している。なお、ヒートポンプ式給湯機Ｘは、該ヒートポンプ式給湯機Ｘを統括的に制御するＣＰＵやＲＡＭ、ＲＯＭなどを有する不図示の制御部など、一般的なヒートポンプ式給湯機が有する構成要素を備えている。

ヒートポンプサイクル１０は、冷媒を圧縮する圧縮機１１、冷媒と給湯経路２０に流通する水との間で熱交換を行う熱交換器１２（水熱交換器）、冷媒を膨張させる膨張弁１３、冷媒と室外空気との間で熱交換を行う室外空気熱交換器１４が順に配管で接続されることによって形成されている。ここで、前記冷媒には、例えば、低温の水を高温（９０程度）まで沸き上げることのできるＣＯ<sub>2</sub>冷媒などの炭酸ガス冷媒やＲ４１０Ａ冷媒等のＨＦＣ冷媒が用いられる。ヒートポンプサイクル１０では、圧縮機１１が稼働することにより、図示する矢印方向に冷媒が循環されることにより、熱交換器１２に高温の冷媒が流入する。

#### 【０００９】

また、給湯経路２０は、給水口２１、貯湯タンク２３の下層部、循環ポンプ２２、熱交換器１２、貯湯タンク２３の上層部、給湯コック２４、給湯口２５が順に配管で接続されることによって形成されている。

給湯経路２０では、循環ポンプ２２が運転されることにより貯湯タンク２３の下層部の水が、図示する矢印方向に流通されて熱交換器１２における高温の冷媒との熱交換によって加熱された後、給湯タンク２３の上層に流れ込む。ここで、ヒートポンプ式給湯機Ｘでは、熱交換器１２内に流入する冷媒と水との流通方向が対向しているため、該熱交換器１２において高い熱交換効率を得ることができる。

給湯タンク２３の上層に貯溜された温水は、給水口２１から水圧を受けているので、給湯コック２４が開かれることによって給湯口２５から給湯される（図示する破線の矢印）。なお、通常、給水口２１の上流側には、貯湯タンク２３に過度の水圧がかからないように、不図示の減圧逆止弁が配置されている。

また、貯湯タンク２３の下層に貯溜された温水は、循環ポンプ２２が稼働することにより、再度、熱交換器１２で加熱された後、貯湯タンク２３の上層に還流する。

なお、ここで説明するヒートポンプ式給湯機Ｘは、貯湯タンク２３に温水を貯湯する貯湯式であるが、もちろん熱交換器１２で加熱された温水を直接給湯する瞬間式であってもよい。この場合にも、冷媒にＣＯ<sub>2</sub>冷媒やＲ４１０Ａ冷媒などのＨＦＣ冷媒を用いればよい。

#### 【００１０】

本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機Ｘは、熱交換器１２内の配管構造に特徴を有しており、以下、この点について説明する。

図２に示すように、熱交換器１２は、給湯経路２０から流れ込む水（第一の流体の一例）が流通される水配管４（外管の一例）と、水配管４に内蔵されてなり、ヒートポンプサイクル１０から流れ込む冷媒（第二の流体の一例）が流通される二本の冷媒配管３（内管の一例）とを有している。

また、冷媒配管３各々は、冷媒が流通される第一の内管３１と、第一の内管３１及び水との間に空間を形成する第二の内管３２とを有している。これにより、第一の内管３１が破損して該第一の内管３１内の冷媒が外部に漏れたとしても、その冷媒は第一の内管３１と第二の内管３２との間に形成された空間内に流れ込むことになるため、水配管４内に流

入して水に混入することを防止することができる。もちろん，逆に水が冷媒配管 3 に流入することも防止される。

#### 【 0 0 1 1 】

ところで，図 2 に示すように，熱交換器 1 2 では，二本の冷媒配管 3 が断面円形状に形成されているのに対して，水配管 4 の断面は長径及び短径を有する扁平形状に形成されている。また，二本の冷媒配管 3 は，水配管 4 の長径方向に配列されている。

このように，水配管 4 の断面が扁平形状に形成されているため，その水配管 4 内における冷媒配管 3 の外周近傍であって，冷媒及び水の間の熱交換効率が高い領域 R 1（図 2 の斜線部領域，図 5 の領域 R 1 0 1 に相当）を除く領域 R 2（図 5 の領域 R 1 0 2 に相当）の面積は，従来（図 5 の領域 R 1 0 2）に比べて格段に省減されている。

10

したがって，熱交換器 1 2 における熱交換効率が飛躍的に向上するため，ヒートポンプ式給湯機 X におけるエネルギー消費効率（C O P）を格段に向上させることができる。

#### 【 0 0 1 2 】

特に，熱交換器 1 2 では，水配管 4 の長径方向の内径を W，短径方向の内径を H，冷媒配管 3 の外径を D としたとき， $(W - 2D) / (H - D) = 1$  の関係が成立するように，二つの冷媒配管 3 及び水配管 4 が設計されている。

この場合には，二つの冷媒配管 3 が，図 2 に示すように水配管 4 の中心部に配列されている状態では，水配管 4 の短径方向の内面と冷媒配管 3 の外面との距離 L 1 と，水配管 4 の長径方向の内面と冷媒配管 3 の外面との距離 L 2 とが同一となる。したがって，水配管 4 の長径方向の熱交換領域の大きさと，短径方向の熱交換領域の大きさととの偏りを少なく

20

することができる。したがって，例えば距離 L 1（= L 2）を，水配管 4 における冷媒及び水の間の熱交換効率が高い範囲で設計することで，熱交換器 1 2 全体として高い熱交換効率を得ることができる。具体的には，水配管 4 における冷媒及び水の間の熱交換効率を実験やシミュレーションによって得ることで最適な設計値を見出せばよい。

ここで，冷媒配管 3 各々は，水配管 4 に固定されておらず，熱交換器 1 2 の全体で図 2 に示すように水配管 4 の中心部に配置されるわけではないが，本実施の形態では，説明の便宜上，最も高い熱交換効率を得られる位置に冷媒配管 3 が配置されている状態を例に挙げて説明した。一方，冷媒配管 3 各々が水配管 4 内において上下左右にずれることも考えられるが，従来装置（図 5 参照）に比べて熱交換効率が格段に高められていることは言うまでもない。

30

#### 【 0 0 1 3 】

また，本実施の形態では，熱交換器 1 2 が，ヒートポンプ式給湯機 X において冷媒と水との間で熱交換を行うものとして用いられる場合を例に挙げて説明したが，本発明に係る熱交換器は，これに限られることなく，例えば床暖房装置などにおいて冷媒とブライン（不凍液，第一の流体の一例）との間で熱交換を行うものとして用いてもよい。

さらに，外管 4 の断面が扁平形状である場合を例に説明したが，図 3 に示すように，外管 4 の断面が長円形状（楕円形状）に形成されることも考えられる。この場合には，図 2 の構造に比べて領域 R 2 の面積は拡大することになるが，図 5 に示す従来装置における領域 R 1 0 2 に比べれば，熱交換効率の低い領域 R 2 の面積を縮小させて熱交換効率を高め

40

#### 【 実施例 】

#### 【 0 0 1 4 】

前記実施の形態では，図 2 に示すように， $(W - 2D) / (H - D) = 1$  である場合を例に挙げて説明したが，水配管 4 における水の流量を増加或いは減少させるために，水配管 4 の内径を拡大或いは縮小して設計することもある。このとき， $[1 - (W - 2D) / (H - D)]^2$  が成立するように設計することにより，熱交換器 1 2 において高い熱交換効率を確保することができる。以下，図 4 を用いて具体的に説明する。ここに，図 4（a）～（d）は  $(W - 2D) / (H - D)$  が，0.5，2.5，1.5，2.0 となるように設計した場合の配管構造を説明するための断面図である。

50

## 【 0 0 1 5 】

まず、図 4 ( a ) に示すように、水配管 4 の長径方向の内径  $W$  を縮小して設計するときに、 $(W - 2D) / (H - D) = 0.5$  が成立する場合のように、 $(W - 2D) / (H - D)$  が 1 よりも小さい場合には、熱交換効率が低い領域 R 1 の水配管 4 内における有効面積が小さくなるため熱交換効率が悪くなる。

また、図 4 ( b ) に示すように、水配管 4 の長径方向の内径  $W$  を拡大して設計するときに、 $(W - 2D) / (H - D) = 2.5$  が成立する場合のように、 $(W - 2D) / (H - D)$  が 2 を超える場合には、二本の冷媒配管 3 の間、又は冷媒配管 3 の外側に熱交換効率が低い領域 R 2 が存在することになるため熱交換効率が悪くなる。

## 【 0 0 1 6 】

一方、図 4 ( c ) に示すように、例えば水配管 4 の長径方向の内径  $W$  を拡大して設計するときに、 $(W - 2D) / (H - D) = 1.5$  が成立するように水配管 4 及び冷媒配管 3 を設計すれば、前記実施の形態で説明した構造 ( 図 2 参照 ) に比べれば領域 R 2 の面積は拡大することになるが、図 4 ( b ) に示したように  $[ 1 \leq (W - 2D) / (H - D) \leq 2 ]$  が成立していない場合に比べれば領域 R 2 の面積が小さく、高い熱交換効率を確保することができ、ひいてはヒートポンプ式給湯機 X 全体のエネルギー消費効率 ( COP ) を向上させることができる。

また、図 4 ( d ) に示すように、水配管 4 の長径方向の内径  $W$  を更に拡大して設計する場合にも、 $(W - 2D) / (H - D) = 2$  が成立するように水配管 4 及び冷媒配管 3 を設計すれば、図 4 ( b ) に示したように  $[ 1 \leq (W - 2D) / (H - D) \leq 2 ]$  が成立していない場合に比べれば領域 R 2 の面積が小さく、高い熱交換効率を確保することができる。

なお、同様に、水配管 4 の長径方向の内径  $W$  を縮小して設計する場合 ( 不図示 ) にも、 $[ 1 \leq (W - 2D) / (H - D) \leq 2 ]$  の関係が成立するように、冷媒配管 3 の外径  $D$  を設計することにより高い熱交換効率を得られる。

このように、水配管 4 及び冷媒配管 3 に、 $[ 1 \leq (W - 2D) / (H - D) \leq 2 ]$  の関係が成立するように各々の配管寸法を設計することで高い熱交換効率を確保することができ、ヒートポンプ式給湯機 X において高いエネルギー消費効率を得ることができる。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 1 7 】

【 図 1 】 本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機の概略構成を示すブロック図。

【 図 2 】 本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機に設けられた熱交換器内の配管構造の一例を示す断面図。

【 図 3 】 熱交換器内の配管構造の他の例を示す断面図。

【 図 4 】 熱交換器内の配管構造の他の例を示す断面図。

【 図 5 】 従来の熱交換器内の配管構造の一例を示す断面図。

## 【 符号の説明 】

## 【 0 0 1 8 】

1 0 ... ヒートポンプサイクル

1 1 ... 圧縮機

1 2 ... 熱交換器

1 3 ... 膨張弁

1 4 ... 室外空気熱交換器

2 0 ... 給湯経路

2 1 ... 給水口

2 2 ... 循環ポンプ

2 3 ... 貯湯タンク

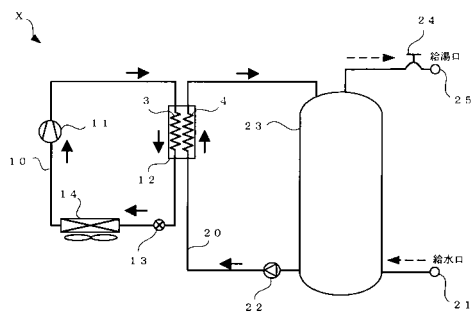
2 4 ... 給湯コック

2 5 ... 給湯口

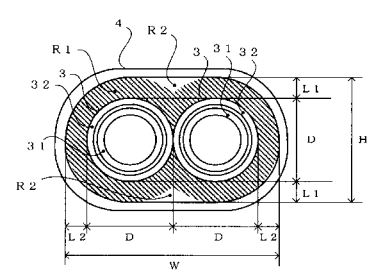
3 ... 冷媒配管 ( 内管の一例 )

- 3 1 ... 第一の内管
- 3 2 ... 第二の内管
- 4 ... 水配管（外管の一例）

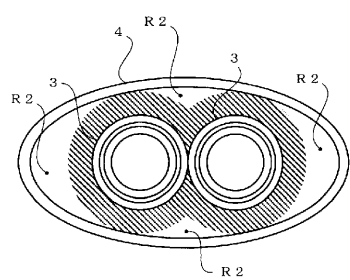
【 図 1 】



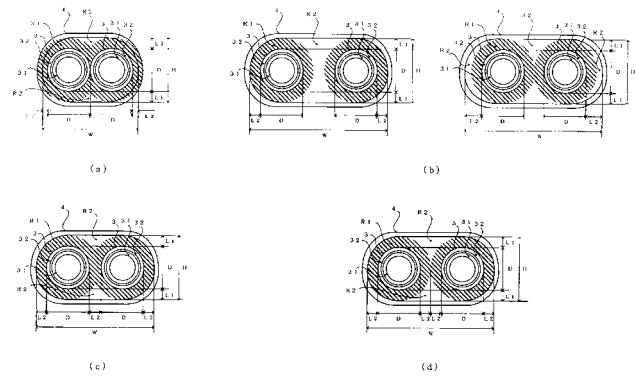
【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】



【図 5】

