

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014年12月18日(18.12.2014)



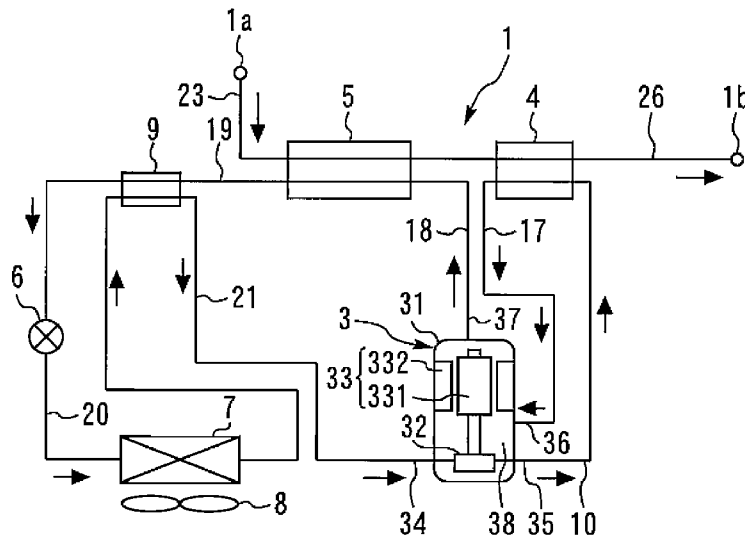
(10) 国際公開番号
WO 2014/199479 A1

- (51) 国際特許分類:
F25B 6/04 (2006.01) F04C 29/04 (2006.01)
F04B 39/06 (2006.01) F28D 7/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/066313
- (22) 国際出願日: 2013年6月13日(13.06.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: 三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 高山 啓輔(TAKAYAMA, Keisuke); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 森下 国博(MORISHITA, Kunihiro); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 小出 徹(KOIDE, Toru); 〒1008310 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 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 高田 守, 外(TAKADA, Mamoru et al.); 〒1600007 東京都新宿区荒木町20番地 インテック88ビル5階 特許業務法人 高田・高橋国際特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: HEAT PUMP DEVICE

(54) 発明の名称: ヒートポンプ装置



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to improve COP for a heat pump device that comprises a compressor having a first discharge path and a second discharge path and for which the mass flow rate of refrigerating machine oil discharged along with a refrigerant from the first discharge path is greater than the mass flow rate of the refrigerating machine oil discharged along with a refrigerant from the second discharge path. This heat pump device comprises: a compressor for which the mass flow rate of a refrigerating machine oil discharged from a first discharge path is greater than the mass flow rate of a refrigerating machine oil discharged from a second discharge path; a first heat exchanger having a first refrigerant heat transfer channel through which the refrigerant and the refrigerating machine oil discharged from the first discharge path pass and a first liquid heat transfer channel through which a liquid passes; and a second heat exchanger having a second refrigerant heat transfer channel through which the refrigerant and the refrigerating machine oil discharged from the second discharge path pass and a second liquid heat transfer channel through which a liquid passes. The total cross-sectional area of the first refrigerant heat transfer channel is larger than the total cross-sectional area of the second refrigerant heat transfer channel.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2014/199479 A1



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, 添付公開書類:
MR, NE, SN, TD, TG).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

本発明は、第 1 吐出通路および第 2 吐出通路を有する圧縮機を備え、第 1 吐出通路から冷媒とともに吐出される冷凍機油の質量流量が第 2 吐出通路から冷媒とともに吐出される冷凍機油の質量流量に比べて多いヒートポンプ装置において、COP を向上することを目的とする。本発明のヒートポンプ装置は、第 1 吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量が第 2 吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量に比べて多い圧縮機と、第 1 吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る第 1 冷媒伝熱流路と、液体が通る第 1 液体伝熱流路とを有する第 1 熱交換器と、第 2 吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る第 2 冷媒伝熱流路と、液体が通る第 2 液体伝熱流路とを有する第 2 熱交換器と、を備え、第 1 冷媒伝熱流路の全断面積が第 2 冷媒伝熱流路の全断面積に比べて大きい。

明 細 書

発明の名称：ヒートポンプ装置

技術分野

[0001] 本発明は、ヒートポンプ装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献1には、高温側冷媒配管、低温側冷媒配管および水配管を有するガスクーラと、密閉容器、圧縮要素、電動要素、吸入管、吐出管、冷媒再導入管および冷媒再吐出管を有する給湯用圧縮機とを備えた給湯サイクル装置が開示されている。この装置では、低圧冷媒を吸入管が圧縮要素に直接導き、圧縮要素で圧縮した高圧冷媒を密閉容器内に放出することなく吐出管より密閉容器外に直接吐出し、この高圧冷媒が高温側冷媒配管を通して熱交換した後の冷媒を冷媒再導入管より密閉容器内に導き、密閉容器内で電動要素を通過した後の冷媒を冷媒再吐出管より密閉容器外に再吐出し、低温側冷媒配管へ送る。

先行技術文献

特許文献

- [0003] 特許文献1：日本特開2006-132427号公報
特許文献2：日本特開2004-108616号公報
特許文献3：日本特開2008-309361号公報
特許文献4：日本特開2009-168383号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上述した従来の装置では、圧縮要素の圧縮室内に、摺動部を潤滑およびシールし、摩擦および隙間漏れを軽減するために、冷凍機油が供給される。このため、圧縮機の吐出管からは、圧縮された冷媒ガスとともに、多量の冷凍機油が圧縮機外部へ吐出され、高温側冷媒配管へ循環する。一方、この圧縮機の冷媒再吐出管から吐出される冷媒に含まれる冷凍機油の量は、吐出管に

比べて、大幅に少ない。

[0005] 冷凍機油は、冷媒に比べて、粘度が極めて大きい。このため、上述した従来の装置において、冷媒とともに多量の冷凍機油が高温側冷媒配管に循環するので、冷媒の圧力損失が大きくなる。その結果、圧縮機の吐出圧力が高くなり、圧縮機の入力が増加するため、COP (Coefficient of Performance) が低下する。

[0006] 本発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、第1吐出通路および第2吐出通路を有する圧縮機を備え、第1吐出通路から冷媒とともに吐出される冷凍機油の質量流量が第2吐出通路から冷媒とともに吐出される冷凍機油の質量流量に比べて多いヒートポンプ装置において、COPを向上することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明に係るヒートポンプ装置は、冷媒および冷凍機油を吐出する第1吐出通路と、冷媒および冷凍機油を吐出する第2吐出通路とを有し、第1吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量が第2吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量に比べて多い圧縮機と、第1吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る1または複数の第1冷媒伝熱流路と、液体が通る1または複数の第1液体伝熱流路とを有し、第1冷媒伝熱流路と第1液体伝熱流路との間で熱交換する第1熱交換器と、第2吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る1または複数の第2冷媒伝熱流路と、液体が通る1または複数の第2液体伝熱流路とを有し、第2冷媒伝熱流路と第2液体伝熱流路との間で熱交換する第2熱交換器と、を備え、第1冷媒伝熱流路の全断面積が第2冷媒伝熱流路の全断面積に比べて大きいものである。

発明の効果

[0008] 本発明に係るヒートポンプ装置によれば、冷凍機油の吐出量が多い第1吐出通路から吐出される冷媒および冷凍機油が循環する第1熱交換器の冷媒の圧力損失を確実に抑制することができる。このため、圧縮機の入力を低減し、COPを向上することが可能となる。

図面の簡単な説明

- [0009] [図1]本発明の実施の形態1のヒートポンプ装置を示す構成図である。
- [図2]図1に示すヒートポンプ装置を備えた貯湯式給湯システムを示す構成図である。
- [図3]本発明の実施の形態1のヒートポンプ装置が備える第1ガスクーラの要部を示す斜視図である。
- [図4]本発明の実施の形態1のヒートポンプ装置が備える第1ガスクーラの要部を示す断面図である。
- [図5]本発明の実施の形態1のヒートポンプ装置が備える第1ガスクーラおよび第2ガスクーラの要部を拡大して示す断面図である。
- [図6]第1ガスクーラおよび第2ガスクーラの全体での冷媒および水の温度変化と、第1ガスクーラと第2ガスクーラとの分割位置とを示す図である。
- [図7]第1ガスクーラおよび第2ガスクーラの全体での冷媒の密度変化を示す図である。
- [図8]第1ガスクーラおよび第2ガスクーラの形状を、流路長以外同一にした場合の、第1ガスクーラおよび第2ガスクーラの冷媒圧力損失の比を示す図である。
- [図9]従来のヒートポンプ装置の構成図である。
- [図10]第1ねじり管のねじりピッチ p と内径 $S R i$ との比と、水側の熱伝達率との関係を示す図である。
- [図11]第1ねじり管のねじりピッチ p と内径 $S R i$ との比と、第1ねじり管の必要長さとの関係を示す図である。
- [図12]第1ねじり管のねじりピッチ p と内径 $S R i$ との比と、第1冷媒伝熱管の必要長さとの関係を示す図である。
- [図13]第1ガスクーラの冷媒圧力損失と、第1ねじり管のねじりピッチ p と内径 $S R i$ との比と、第1冷媒伝熱管の内径 $d i 1$ との関係を示す図である。
- [図14]図13に示すそれぞれの場合における、第1ガスクーラの第1ねじり

管のねじりピッチ p と内径 $S R i$ との比と、第 1 ねじり管の長さとの関係を示す図である。

[図15]第 1 ねじり管の $p / S R i$ の値が 1.8 のときに、第 1 冷媒伝熱管および第 2 冷媒伝熱管の内径比 $d i 1 / d i 2$ を変化させた場合の、第 1 ガスクーラの冷媒圧力損失の変化を示す図である。

[図16]第 1 ねじり管のねじりピッチと第 2 ねじり管のねじりピッチとが等しく、且つ、第 1 ねじり管および第 2 ねじり管の内径 $S R i$ が等しい場合の、水側の熱伝達率の変化を示す図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。なお、各図において共通する要素には、同一の符号を付して、重複する説明を省略する。また、以下の説明では、簡単のため、流路長のことを、単に「長さ」と称する場合がある。

実施の形態 1.

図 1 は、本発明の実施の形態 1 のヒートポンプ装置を示す構成図である。図 2 は、図 1 に示すヒートポンプ装置を備えた貯湯式給湯システムを示す構成図である。図 1 に示すように、本実施の形態 1 のヒートポンプ装置 1 は、圧縮機 3 と、第 1 熱交換器としての第 1 ガスクーラ 4 と、第 2 熱交換器としての第 2 ガスクーラ 5 と、膨張手段としての膨張弁 6 と、蒸発器 7 とを冷媒配管により接続した冷媒回路を備える。第 1 ガスクーラ 4 は、第 1 冷媒伝熱流路と、第 1 液体伝熱流路とを有し、第 1 冷媒伝熱流路と第 1 液体伝熱流路との間で熱交換する。第 2 ガスクーラ 5 は、第 2 冷媒伝熱流路と、第 2 液体伝熱流路とを有し、第 2 冷媒伝熱流路と第 2 液体伝熱流路との間で熱交換する。ヒートポンプ装置 1 は、第 1 ガスクーラ 4 の第 1 液体伝熱流路および第 2 ガスクーラ 5 の第 2 液体伝熱流路に、熱媒体または被加熱物となる液体を流通させ、この液体を加熱する。本実施の形態 1 のヒートポンプ装置では、加熱される液体は、水である。本実施の形態 1 における蒸発器 7 は、空気と冷媒との熱交換を行う空気冷媒熱交換器で構成されている。また、本実施の

形態1のヒートポンプ装置1は、蒸発器7に送風する送風機8と、高圧冷媒と低圧冷媒との熱交換を行う高低圧熱交換器9とを更に備えている。ヒートポンプ装置1は、水を加熱する加熱運転時には、圧縮機3を作動させることにより、ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）を稼働させる。

[0011] 図2に示すように、本実施の形態1のヒートポンプ装置1は、タンクユニット2と組み合わせることによって、貯湯式給湯システムとして用いることができる。タンクユニット2内には、湯水を貯留する貯湯タンク2aと、水ポンプ2bとが設置されている。ヒートポンプ装置1と、タンクユニット2とは、水が流れる管11および管12と、図示しない電気配線とを介して接続される。管11の一端は、ヒートポンプ装置1の水入口1aに接続されている。管11の他端は、タンクユニット2内で貯湯タンク2aの下部に接続されている。タンクユニット2内の管11の途中に水ポンプ2bが設置されている。管12の一端は、ヒートポンプ装置1の水出口1bに接続されている。管12の他端は、タンクユニット2内で貯湯タンク2aの上部に接続されている。図示の構成に代えて、水ポンプ2bをヒートポンプ装置1内に配置してもよい。

[0012] 図1に示すように、ヒートポンプ装置1の圧縮機3は、密閉容器31と、この密閉容器31内に設けられた圧縮要素32および電動要素33と、第1吸入通路34と、第1吐出通路35と、第2吸入通路36と、第2吐出通路37とを有している。第1吸入通路34から吸入された低圧冷媒は、密閉容器31の内部空間38に放出されることなく、直接、圧縮要素32内へ流入する。圧縮要素32は、電動要素33により駆動され、低圧冷媒を圧縮し、高圧冷媒にする。圧縮要素32で圧縮された高圧冷媒は、密閉容器31の内部空間38に放出されることなく、第1吐出通路35を通過して、直接、密閉容器31外に吐出される。第1吐出通路35から吐出された高圧冷媒は、管10を通過して、第1ガスクーラ4に流入する。第1ガスクーラ4を通過した高圧冷媒は、管17を通過して、圧縮機3の第2吸入通路36に至る。第2吸入通路36から圧縮機3に吸入された高圧冷媒は、密閉容器31の内部空間

38に放出される。本実施の形態1では、電動要素33の下に圧縮要素32が配置されている。第2吸入通路36の出口は、密閉容器31の内部空間38において、電動要素33と圧縮要素32との間の高さに開口している。第2吐出通路37の入口は、密閉容器31の内部空間38において、電動要素33より上の高さに開口している。第2吸入通路36の出口から密閉容器31の内部空間38に放出された高圧冷媒は、電動要素33の回転子331と固定子332との隙間等を通して電動要素33の上に至り、第2吐出通路37を通して、密閉容器31外に吐出される。第2吐出通路37から吐出された高圧冷媒は、管18を通して、第2ガスクーラ5に流入する。第2ガスクーラ5を通過した高圧冷媒は、管19を通して、膨張弁6に至る。高圧冷媒は、膨張弁6を通過することにより、低圧冷媒となる。この低圧冷媒は、管20を通して、蒸発器7に流入する。蒸発器7を通過した低圧冷媒は、管21を通して圧縮機3の第1吸入通路34に至り、圧縮機3に吸入される。高低圧熱交換器9は、管19を通る高圧冷媒と、管21を通る低圧冷媒とを熱交換させる。第1吐出通路35から吐出された高圧冷媒は、第1ガスクーラ4を経由して第2吸入通路36に戻る間の圧力損失により、低下する。このため、密閉容器31の内部空間38の高圧冷媒の圧力 P_{H2} は、第1吐出通路35から吐出された高圧冷媒の圧力 P_{H1} に比べて、低い。すなわち、第1吐出通路35の吐出圧力 P_{H1} は、第2吐出通路37の吐出圧力 P_{H2} に比べて、高い。

[0013] ヒートポンプ装置1は、水入口1aから流入した水を第2ガスクーラ5の水入口に導く水流路23と、第1ガスクーラ4の水出口から流出した水(湯)を水出口1bに導く水流路26とを更に備えている。また、第2ガスクーラ5の水出口は、第1ガスクーラ4の水入口に接続されている。加熱運転時には、水入口1aから流入した水が水流路23を通過して第2ガスクーラ5に流入し、第2ガスクーラ5内で冷媒の熱により加熱される。第2ガスクーラ5内で加熱されることで生成した湯は、第1ガスクーラ4に流入し、第1ガスクーラ4内で冷媒の熱により更に加熱される。第1ガスクーラ4内で更に

加熱されることで更に高温になった湯は、水流路26を通過して水出口1bに至り、管12を通過してタンクユニット2へ送られる。

[0014] 冷媒としては、高温出湯ができる冷媒、例えば、二酸化炭素、R410A、プロパン、プロピレンなどの冷媒が適しているが、特にこれらに限定されるものではない。

[0015] 圧縮機3の第1吐出通路35から吐出された高温高圧の冷媒ガスは、第1ガスクーラ4を通過する間に放熱しながら温度低下する。本実施の形態1では、第1ガスクーラ4を通過する間に温度低下した冷媒が第2吸入通路36から密閉容器31の内部空間38に吸入され、電動要素33を冷却する。これにより、電動要素33の温度および密閉容器31の表面温度を低下させることができる。その結果、電動要素33のモータ効率を向上することができ、また、密閉容器31の表面からの放熱ロスを低減することができる。密閉容器31の内部空間38に吸入された冷媒ガスは、電動要素33の熱を奪うことで温度上昇した後、第2吐出通路37から吐出されて第2ガスクーラ5に流入し、第2ガスクーラ5を通過する間に放熱しながら温度低下する。この温度低下した高圧冷媒は、高低圧熱交換器9を通過する間に低圧冷媒を加熱した後、膨張弁6を通過する。膨張弁6を通過することにより、冷媒は、低圧気液二相の状態に減圧される。膨張弁6を通過した冷媒は、蒸発器7を通過する間に外気から吸熱し、蒸発ガス化される。蒸発器7を出た低圧冷媒は、高低圧熱交換器9にて加熱された後、第1吸入通路34から圧縮機3内に吸入される。

[0016] 高圧冷媒圧力が臨界圧以上であれば、第1ガスクーラ4および第2ガスクーラ5内の冷媒は、超臨界状態のまま気液相転移しないで温度低下して放熱する。また、高圧冷媒圧力が臨界圧以下であれば、冷媒は液化しながら放熱する。本実施の形態1では、冷媒として二酸化炭素等を用いることにより、高圧冷媒圧力を臨界圧以上にすることが好ましい。高圧冷媒圧力が臨界圧以上の場合には、液化した冷媒が第2吸入通路36から密閉容器31の内部空間38に流入することを確実に防止することができる。このため、液化した

冷媒が電動要素 33 に付着することを確実に防止することができ、電動要素 33 の回転抵抗を低減することができる。また、液化した冷媒が第 2 吸入通路 36 から密閉容器 31 の内部空間 38 に流入しないことにより、冷凍機油が冷媒によって希釈されることを防止するという利点もある。

[0017] 図 2 に示すように、タンクユニット 2 の貯湯タンク 2 a の下部には、給水管 13 が更に接続されている。水道等の外部の水源から供給される水が、給水管 13 を通って、貯湯タンク 2 a 内に流入し、貯留される。貯湯タンク 2 a 内は、給水管 13 から水が流入することにより、常に満水状態に維持される。タンクユニット 2 内には、更に、給湯用混合弁 2 c が設けられている。給湯用混合弁 2 c は、出湯管 14 を介して、貯湯タンク 2 a の上部と接続されている。また、給湯用混合弁 2 c には、給水管 13 から分岐した給水分岐管 15 が接続されている。給湯用混合弁 2 c には、給湯管 16 の一端が更に接続されている。給湯管 16 の他端は、図示を省略するが、例えば蛇口、シャワー、浴槽等の給湯端末に接続される。

[0018] 貯湯タンク 2 a 内に貯留された水を沸き上げる加熱運転時には、貯湯タンク 2 a 内に貯留された水は、水ポンプ 2 b により、管 11 を通ってヒートポンプ装置 1 に送られ、ヒートポンプ装置 1 内で加熱されて、高温湯になる。ヒートポンプ装置 1 内で生成した高温湯は、管 12 を通ってタンクユニット 2 に戻り、上部から貯湯タンク 2 a 内に流入する。このような加熱運転により、貯湯タンク 2 a 内には、上側が高温、下側が低温となる温度成層を形成して、湯水が貯留される。

[0019] 給湯管 16 から給湯端末に給湯する際には、貯湯タンク 2 a 内の高温湯が出湯管 14 を通って給湯用混合弁 2 c に供給されるとともに、低温水が給水分岐管 15 を通って給湯用混合弁 2 c に供給される。この高温湯および低温水が給湯用混合弁 2 c で混合された上で、給湯管 16 を通って給湯端末に供給される。給湯用混合弁 2 c は、使用者により設定された給湯温度になるように、高温湯と低温水との混合比を調節する機能を有している。

[0020] ヒートポンプ装置 1 は、制御部 50 を備えている。制御部 50 は、ヒート

ポンプ装置 1 およびタンクユニット 2 が備えるアクチュエータ類およびセンサ類（図示省略）、並びにユーザーインターフェース装置（図示省略）に対しそれぞれ電氣的に接続されており、本貯湯式給湯システムの運転を制御する制御手段として機能する。なお、図 2 では、ヒートポンプ装置 1 内に制御部 50 を設置しているが、制御部 50 の設置場所はヒートポンプ装置 1 内に限定されるものではない。タンクユニット 2 内に制御部 50 を設置してもよい。また、制御部 50 をヒートポンプ装置 1 内とタンクユニット 2 内とに分散して配置し、相互に通信可能に接続する構成にしてもよい。

[0021] 制御部 50 は、加熱運転時に、ヒートポンプ装置 1 からタンクユニット 2 へ供給される湯の温度（以下、「出湯温度」と称する）が、目標出湯温度になるように、制御する。目標出湯温度は、例えば、65℃～90℃に設定される。本実施の形態 1 では、制御部 50 は、水ポンプ 2 b の回転数を調整することによって出湯温度を制御する。制御部 50 は、水流路 26 に設けられた温度センサ（図示省略）により出湯温度を検出し、その検出された出湯温度が目標出湯温度より高い場合には水ポンプ 2 b の回転数を高くする方向に補正し、出湯温度が目標出湯温度より低い場合には水ポンプ 2 b の回転数を低くする方向に補正する。このようにして、制御部 50 は、出湯温度が目標出湯温度に一致するように制御することができる。ただし、圧縮機 3 の第 1 吐出通路 35 から吐出される冷媒の温度、あるいは圧縮機 3 の回転数などを制御することによって、出湯温度を制御してもよい。

[0022] 図 1 に示す圧縮機 3 の密閉容器 31 の内部空間 38 の下部には、冷凍機油が溜まる油溜まり（図示省略）がある。圧縮要素 32 には、摺動部を潤滑およびシールし、摩擦および隙間漏れを軽減するために、この油溜まりから冷凍機油が供給される。圧縮要素 32 に供給された冷凍機油は、圧縮された高温高圧の冷媒ガスとともに、第 1 吐出通路 35 から吐出される。このため、第 1 吐出通路 35 からは、比較的多量の冷凍機油が吐出される。第 1 吐出通路 35 から吐出された冷媒ガスおよび冷凍機油は、気液二相流になり、第 1 ガスクーラ 4 を経由して、第 2 吸入通路 36 に至り、第 2 吸入通路 36 から

密閉容器 3 1 の内部空間 3 8 に放出される。

[0023] 冷凍機油は、冷媒ガスに比べて密度が高い。このため、第 2 吸入通路 3 6 から密閉容器 3 1 の内部空間 3 8 に流入した冷凍機油は、重力によって落下し、密閉容器 3 1 の内部空間 3 8 の下部の油溜まりに溜まる。このようにして、冷媒と冷凍機油とが分離される。しかしながら、冷凍機油の一部は、噴霧化して冷媒ガス中に混合している。また、第 2 吸入通路 3 6 の出口から密閉容器 3 1 の内部空間 3 8 に冷媒および冷凍機油が放出される際に、冷凍機油の液膜の一部が、冷媒ガスの流れによって巻き上げられ、飛散する場合もある。このため、電動要素 3 3 の回転子 3 3 1 と固定子 3 3 2 との隙間等を通して電動要素 3 3 の上に至る冷媒ガスにも、少量の冷凍機油が混じっている。この混じっている冷凍機油の一部は、回転子 3 3 1 の回転による遠心力により、冷媒ガスから分離される。残りの冷凍機油は、冷媒ガスとともに、第 2 吐出通路 3 7 を通って、密閉容器 3 1 外に吐出される。以上のようなことから、第 1 吐出通路 3 5 から吐出される冷凍機油の質量流量は、第 2 吐出通路 3 7 から吐出される冷凍機油の質量流量に比べて、大きくなる。一方、第 1 吐出通路 3 5 から吐出される冷媒の質量流量と、第 2 吐出通路 3 7 から吐出される冷媒の質量流量とは等しい。

[0024] 第 1 ガスクーラ 4 の第 1 冷媒伝熱流路には、冷媒ガスとともに、多量の冷凍機油が循環する。一方、第 2 ガスクーラ 5 の第 2 冷媒伝熱流路に循環する冷凍機油は、第 1 ガスクーラ 4 に比べて、少量である。冷凍機油は、冷媒と比較して、粘度が極めて高い。このため、冷凍機油が第 1 ガスクーラ 4 に多量に循環すると、冷媒圧力損失が大きくなり易い。第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失が大きくなると、圧縮機 3 の吐出圧力が高くなり、圧縮機 3 の入力が増加するため、COP (Coefficient Of Performance) が低下する。この課題を解決するため、本実施の形態 1 では、第 1 吐出通路 3 5 から吐出された冷媒および冷凍機油が通る第 1 ガスクーラ 4 の第 1 冷媒伝熱流路の全断面積を、第 2 吐出通路 3 7 から吐出された冷媒および冷凍機油が通る第 2 ガスクーラ 5 の第 2 冷媒伝熱流路の全断面積に比べ

て、大きくしている。

[0025] 本明細書において、流路の断面積とは、流体の流れ方向に垂直な断面における、流体の流れる範囲の面積を言うものとする。また、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱流路が複数ある場合、すなわち、第1ガスクーラ4に流入した冷媒および冷凍機油が、複数の第1冷媒伝熱流路に分かれて、並行して流れる場合には、第1冷媒伝熱流路の全断面積とは、各々の第1冷媒伝熱流路の断面積の合計を言うものとする。同様に、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱流路が複数ある場合、すなわち、第2ガスクーラ5に流入した冷媒および冷凍機油が、複数の第2冷媒伝熱流路に分かれて、並行して流れる場合には、第2冷媒伝熱流路の全断面積とは、各々の第1冷媒伝熱流路の断面積の合計を言うものとする。

[0026] 以下に説明するように、本実施の形態1では、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱流路の全断面積を、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱流路の全断面積に比べて、大きくすることにより、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失の増加を確実に抑えることができる。その結果、圧縮機3の吐出圧力が低くなり、圧縮機3の入力が低減し、COPが向上する。

[0027] 図3は、本実施の形態1の第1ガスクーラ4の要部を示す斜視図である。図4は、本実施の形態1の第1ガスクーラ4の要部を示す断面図である。図3および図4に示すように、第1ガスクーラ4は、1本の第1ねじり管41と、3本の第1冷媒伝熱管42とを有する。図4は、第1ねじり管41の長手方向に沿った断面を示す。図3では、便宜上、3本の第1冷媒伝熱管42に、それぞれ、42a、42b、42cの符号を付す。また、図3では、第1冷媒伝熱管42a、42b、42cの区別を容易にするため、便宜上、第1冷媒伝熱管42a、42cにそれぞれハッチングを付す。すなわち、図3中のハッチングは、断面を意味するものではない。

[0028] 本実施の形態1の第1ガスクーラ4では、冷媒および冷凍機油は、第1冷媒伝熱管42の内部を流れる。すなわち、第1冷媒伝熱管42により、第1冷媒伝熱流路が形成される。本実施の形態1の第1ガスクーラ4は、3本の

第1冷媒伝熱管42a, 42b, 42c、すなわち3本の第1冷媒伝熱流路を有する。第1ガスクーラ4に流入した冷媒および冷凍機油は、これら3本の第1冷媒伝熱管42a, 42b, 42cすなわち3本の第1冷媒伝熱流路に分かれて、並行して流れる。ただし、本発明では、第1ガスクーラ4すなわち第1熱交換器の第1冷媒伝熱流路の数は、3本に限定されるものではなく、1本、2本、あるいは4本以上でも良い。

[0029] 第1ねじり管41は、その外周に、螺旋状の溝411を有する。溝411の本数は、第1冷媒伝熱管42の本数と同数である。すなわち、本実施の形態1では、第1ねじり管41は、並行する3本の溝411を有する。図3では、3本の溝411に、それぞれ、411a, 411b, 411cの符号を付す。各溝411a, 411b, 411cは、連続して螺旋状をなす。第1冷媒伝熱管42a, 42b, 42cは、各溝411a, 411b, 411cにそれぞれ嵌め込まれ、各溝411a, 411b, 411cの形状に沿って、螺旋状に巻きつけられている。このような構成により、第1ねじり管41と、第1冷媒伝熱管42との接触伝熱面積を大きくすることができる。

[0030] 本実施の形態1の第1ガスクーラ4では、第1ねじり管41により、水が通る第1液体伝熱流路が形成される。本実施の形態1の第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の数、すなわち第1液体伝熱流路の数は、1である。ただし、本発明では、第1ガスクーラ4すなわち第1熱交換器に複数の第1液体伝熱流路を設け、水などの液体がそれらの第1液体伝熱流路に分かれて並行して流れるように構成しても良い。

[0031] 水は、第1ねじり管41の内部を、図3および図4中の右から左に向かって流れる。冷媒および冷凍機油は、第1冷媒伝熱管42の内部を、図3および図4中の左から右に向かって、螺旋状に流れる。すなわち、水の流れ方向と、螺旋状に流れる冷媒の進行方向とが逆向きになり、対向流となる。

[0032] 本明細書では、第1ねじり管41の内径SRiを、図4に示す箇所の長さとして定義する。すなわち、第1ねじり管41の内径SRiは、第1ねじり管41内で最も内径が小さくなる部分の内径を言うものとする。

[0033] 図5は、本実施の形態1の第1ガスクーラ4および第2ガスクーラ5の要部を拡大して示す断面図である。図5の(1)は、第1ガスクーラ4を示し、図5の(2)は、第2ガスクーラ5を示す。図5に示すように、第1ねじり管41と、第1冷媒伝熱管42とは、ハンダ等の伝熱材料60を介して、接合されている。第2ガスクーラ5は、第2ねじり管51と、第2冷媒伝熱管52とを有する。第2ねじり管51は、その外周に、螺旋状の溝511を有する。本実施の形態1の第2ガスクーラ5では、第2冷媒伝熱管52により第2冷媒伝熱流路が形成され、第2ねじり管51により第2液体伝熱流路が形成される。第2ガスクーラ5は、第1ガスクーラ4とほぼ同様の構造であるため、図3および図4に相当する図は省略する。第1ガスクーラ4についての上記の説明は、第2ガスクーラ5にも同様に適用される。図5は、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51の長手方向に沿った断面を示す。

[0034] 図5に示すように、元の形状が円管形状の第1冷媒伝熱管42あるいは第2冷媒伝熱管52を、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51に螺旋状に巻きつける場合には、巻きつけ後の状態では、第1冷媒伝熱管42あるいは第2冷媒伝熱管52の断面形状は、円形ではなく、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51の軸方向に長い扁平形状あるいは楕円形状となる。本明細書では、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} あるいは第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} とは、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51に巻きつける前の段階の、円形状の内径を意味するものとする。

[0035] 通常、第1ガスクーラ4あるいは第2ガスクーラ5においては、第1冷媒伝熱管42あるいは第2冷媒伝熱管52の端部に、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51に巻きつけられていない部分が存在する。このため、そのような部分において、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51に巻きつける前の段階の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} あるいは第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} を計測することができる。

[0036] また、上記の定義に代えて、第1ねじり管41あるいは第2ねじり管51に巻きつけた状態における第1冷媒伝熱管42あるいは第2冷媒伝熱管52

の形状を楕円とみなし、その楕円の長径と短径との平均値を第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} あるいは第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} として扱っても良い。

[0037] 図5に示すように、本実施の形態1では、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52内径 d_{i2} に比べて、大きくすることが望ましい。また、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p を、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 に比べて、大きくすることが望ましい。本明細書では、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p 、および、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 は、それぞれ、図5中に示す箇所長さとして定義する。すなわち、第1ねじり管41のねじりピッチ p は、第1ねじり管41の長手方向に沿った断面において、溝411を挟む二つの山の中心間の距離である。同様に、第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 は、第2ねじり管51の長手方向に沿った断面において、溝511を挟む二つの山の中心間の距離である。

[0038] 以下に説明する例では、二酸化炭素を冷媒に用いる場合について説明する。また、以下に説明する例では、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱流路の数と、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱流路の数とが等しいものとする。図6は、第1ガスクーラ4および第2ガスクーラ5の全体での冷媒および水の温度変化と、第1ガスクーラ4と第2ガスクーラ5との分割位置とを示す図である。図6の横軸は、第1ねじり管41および第2ねじり管51の全長（すなわち、第1液体伝熱流路の長さ L_1 と第2液体伝熱流路の長さ L_2 との和）に対する比である。図6の横軸の原点（0）が第1ガスクーラ4の水出口および冷媒入口を表し、横軸の右端（1）が第2ガスクーラ5の水入口および冷媒出口を表す。

[0039] 前述のように、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42内には、冷媒ガスだけでなく多量の冷凍機油が循環する。第1ガスクーラ4内においては、高温の冷凍機油も水との熱交換を行うが、冷凍機油の比熱が冷媒ガスの比熱に

比べて小さ目となると、加熱能力低下やそれに伴う給湯効率の低下が懸念される。冷媒ガスおよび冷凍機油の温度と比熱との関係においては、温度が20℃～60℃の間で冷媒ガスの比熱が大幅に上昇するのに対して、冷凍機油の比熱は温度によらずほぼ一定である。冷媒ガス中に多量の冷凍機油を含むことによる加熱能力の低下を防止するためには、冷媒ガスの比熱が大幅に上昇する温度帯では冷媒ガス中に冷凍機油をほとんど含まない状態とする必要がある。図6に示すように、冷媒ガスと水との温度が最接近するピンチポイントの温度は、50℃程度になる。したがって、冷媒ガスの比熱が急激に上昇する範囲の上限温度は、ピンチポイントの温度に10℃を加えた程度の温度となる。よって、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の出口温度（≒第2吸入通路36の温度）が、ピンチポイントの温度に比べて10℃以上高温側であれば、加熱能力の低下を防止することができる。少なくとも、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の出口温度がピンチポイントの温度よりも高ければ、加熱能力の大幅な低下を防止することができる。以上のことから、第1ガスクーラ4と、第2ガスクーラ5との分割位置は、冷媒ガスと水との温度差が最接近するピンチポイントよりも高温側にすることが望ましい。特に、本実施の形態1では、図6に示すように、第1ねじり管41および第2ねじり管51の合計の全長に対して、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の長さが、高温側の10%程度に相当するように構成することが望ましい。

[0040] 図7は、第1ガスクーラ4および第2ガスクーラ5の全体での冷媒の密度変化を示す図である。図7の横軸の意味は、図6の横軸と同じである。図7に示すように、冷媒は温度が高いほど密度が小さい。

[0041] ここで、冷媒伝熱管内の冷媒の圧力損失 ΔP は、下記式1で求まる。ここでは、説明を簡単にするため、冷媒伝熱管の断面形状を円形とする。

$$\Delta P = \lambda / d_i \cdot \rho / 2 \cdot u^2 \cdot L \quad (\text{式1})$$

ただし、 λ ：管摩擦係数、 d_i [m]：冷媒伝熱管の内径、 ρ [kg/m³]：冷媒密度、 u [m/s]：冷媒流速、 L [m]：流路長

[0042] また、冷媒の質量流量を G_r [kg/s] とし、冷媒伝熱管の流路断面積を A [m^2] とすると、冷媒流速 u は、下記式 2 および式 3 で求まる。

$$u = G_r / (\rho \cdot A) \quad (\text{式 2})$$

$$A = \pi / 4 \cdot d_i^2 \quad (\text{式 3})$$

[0043] ここでは、説明を簡単にするため、第 1 冷媒伝熱管 4 2 および第 2 冷媒伝熱管 5 2 の形状および冷媒流量が一定で、管摩擦係数 λ が変化しないと仮定する。上記式より、単位流路長当たりの冷媒圧力損失 ΔP は、 $1/\rho$ に比例する。

[0044] 本実施の形態 1 では、第 1 ガスクーラ 4 には冷凍機油を多く含んだ冷媒ガスが循環し、第 2 ガスクーラ 5 には冷凍機油を僅かしか含まない冷媒ガスが循環する。第 1 ガスクーラ 4 における CO_2 ガス冷媒の粘度を 1 とした場合の冷凍機油の平均粘度比は、3.11 となる。このように、 CO_2 ガス冷媒の粘度と比較して、冷凍機油の粘度は非常に大きい。このため、冷凍機油を多く含んだ冷媒ガスの圧力損失は大きくなる。

[0045] 冷凍機油の質量流量を G_{oil} [kg/s] とする。第 1 ガスクーラ 4 あるいは第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC [%] は、下記式 4 により表される。

$$OC = G_{oil} / (G_r + G_{oil}) \times 100 \quad (\text{式 4})$$

[0046] 油循環率 OC は、冷媒の質量流量と冷凍機油の質量流量との和に対する冷凍機油の質量流量の比率である。ヒートポンプ装置 1 の定格運転状態において、第 1 ガスクーラ 4 の油循環率 OC は、2%以上であることが好ましく、5%以上であることがより好ましい。また、ヒートポンプ装置 1 の定格運転状態において、第 1 ガスクーラ 4 の油循環率 OC は、20%以下であることが好ましく、10%以下であることがより好ましい。第 1 ガスクーラ 4 の油循環率 OC を上述した下限値以上により、圧縮機 3 内の高温の冷凍機油の熱を第 1 ガスクーラ 4 での水の加熱に有効に利用することができ、加熱能力を向上することができる。また、第 1 ガスクーラ 4 の油循環率 OC を上述した上限値以下により、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失

を確実に抑制することができ、また、圧縮機 3 内の冷凍機油の量が低下し過ぎることを確実に防止することができる。

[0047] ヒートポンプ装置 1 の定格運転状態において、第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC は、0.01% 以上であることが好ましく、0.1% 以上であることがより好ましい。また、ヒートポンプ装置 1 の定格運転状態において、第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC は、1% 以下であることが好ましく、0.5% 以下であることがより好ましい。第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC を上述した上限値以下にすることにより、第 2 ガスクーラ 5 の冷媒圧力損失を確実に抑制することができる。また、第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC が上述した下限値の近くにまで低ければ、冷凍機油の影響はほとんどないので、第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC を上述した下限値よりも更に低くする必要性はない。なお、ヒートポンプ装置 1 の運転条件によっては、第 2 ガスクーラ 5 の油循環率 OC が上述した下限値より低くなる場合もあり得る。

[0048] 油循環率 OC が 5% ~ 10% 程度の場合には、油循環率 OC が 0.5% 以下の場合に比較して、他の条件を同じとした場合、冷媒圧力損失は、1.6 ~ 2.0 倍程度に大きくなる。

[0049] 図 8 は、第 1 ガスクーラ 4 および第 2 ガスクーラ 5 の形状を、流路長以外同一にした場合の、第 1 ガスクーラ 4 および第 2 ガスクーラ 5 の冷媒圧力損失の比を示す図である。図 9 は、従来のヒートポンプ装置の構成図である。まず、図 9 に示す従来のヒートポンプ装置 70 について説明するが、本実施の形態 1 のヒートポンプ装置 1 と共通する要素には、同一の符号を付して、重複する説明を省略する。図 9 に示すヒートポンプ装置 70 は、本実施の形態 1 のヒートポンプ装置 1 における圧縮機 3 に代えて、吸入通路および吐出通路を一つずつ備える圧縮機 71 を有する。また、ヒートポンプ装置 70 は、第 1 ガスクーラ 4 および第 2 ガスクーラ 5 に代えて、単一のガスクーラ 72 を備える。このヒートポンプ装置 70 において、管 21 から圧縮機 71 に吸入された低圧冷媒は、圧縮機 71 で圧縮されて高圧冷媒となる。この高圧冷媒は、圧縮機 71 から吐出され、管 10 およびガスクーラ 72 を通過し、

管 19 に至る。

[0050] 図 8 中の、「ガスクーラ全体で油循環率が 0.5%以下」の場合というのは、図 9 の従来のヒートポンプ装置 70 ように、ガスクーラ 72 を第 1 ガスクーラ 4 と第 2 ガスクーラ 5 とに分割せず、圧縮機 71 の密閉容器で冷凍機油を分離した後の冷媒をガスクーラ 72 に流入させる場合を意味する。すなわち、第 1 ガスクーラ 4 と第 2 ガスクーラ 5 との間で圧縮機 3 の密閉容器 31 内に冷媒を戻さない、従来の冷凍サイクルの場合を意味する。この場合に、ガスクーラ 72 全体の冷媒圧力損失を 1 としたとき、ガスクーラ 72 の全体の流路長のうち、冷媒高温側の 10%の流路長に相当する部分の冷媒圧力損失の比は、0.17 となる。残りの、冷媒低温側の 90%の流路長に相当する部分の冷媒圧力損失の比は、0.83 となる。図 7 に示したように、冷媒ガスの高温側では、冷媒密度が小さいため、全体の 10%の流路長に相当する部分が占める冷媒圧力損失の比率は、全体の冷媒圧力損失の 17%となり、流路長の比率以上に大きくなる。

[0051] 図 8 中の、「第 1 ガスクーラで油循環率大、第 2 ガスクーラで油循環率が 0.5%以下」の場合というのは、第 1 ガスクーラ 4 において、油循環率が 5%~10%程度であるため、油循環率が 0.5%以下の場合に比較して、冷媒圧力損失が 2 倍になった場合を示している。ただし、ここでは、第 1 ガスクーラ 4 および第 2 ガスクーラ 5 の全体の流路長に対して、冷媒高温側の 10%の流路長が第 1 ガスクーラ 4 に相当するものとする。この場合、ガスクーラ 72 全体の冷媒圧力損失を 1 としたとき、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失の比は、 $0.17 \times 2 = 0.34$ となる。したがって、第 1 ガスクーラ 4 および第 2 ガスクーラ 5 の全体での冷媒圧力損失の比は、 $0.34 + 0.83 = 1.17$ となる。このように、単位流路長当たりの冷媒圧力損失の大きい、冷媒高温側で冷媒圧力損失が 2 倍になると、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失に与える影響が大きい。このため、油循環率が全体で少ない場合に比較して、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失が 1.17 倍となる。また、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失が全体に占める割合も、29%と大きい。

[0052] なお、第1ガスクーラ4は、第2ガスクーラ5に比べて、油循環率が高いとはいえ、主として流れる媒体は冷媒である。このため、第1ガスクーラ4を構成する熱交換器の形態は、オイルクーラ型の形態ではなく、通常の冷媒用の熱交換器の形態が好ましい。例えば、第1ガスクーラ4は、第2ガスクーラ5と同様に、ねじり管を用いた構成であることが好ましい。

[0053] 以上のようなことから、第1ガスクーラ4の油循環率が大きいと、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失が大きくなり易く、圧縮機3の吐出圧力が高くなり易い。その結果、圧縮機3の入力が増加し、COPが低下し易い。そこで、本実施の形態1では、以下のようにして、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を低減する。

[0054] 第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} と、第1冷媒伝熱管42の流路長 L と、冷媒圧力損失との関係について説明する。第1冷媒伝熱管42内の冷媒圧力損失 ΔP は、上記式1~3より、管摩擦係数、冷媒密度および冷媒流量を一定とすれば、次の比例関係がある。

$$\Delta P \propto L / (d_{i1})^5$$

[0055] よって、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を低減するためには、第1冷媒伝熱管42の流路長 L を短くすることが有利であり、また、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくすることが有利である。

[0056] 次に、第1ねじり管41のねじりピッチ p の拡大の効果について説明する。図10は、第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比と、水側の熱伝達率との関係を示す図である。図10は、第1ねじり管41の内径 SR_i を一定としてねじりピッチ p を大きくした場合の、水側の熱伝達率の変化を表す。図10では、水側の熱伝達率を、 p / SR_i の値が1のときの水側の熱伝達率の値に対する比で表している。図10に示すように、 p / SR_i が大きくなるほど、すなわち第1ねじり管41のねじりピッチ p が大きくなるほど、水側の熱伝達率が大きくなる傾向となる。

[0057] 図11は、第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比と、第1ねじり管41の必要長さとの関係を示す図である。図11では、第1ねじ

り管41の内径 SR_i を一定としてねじりピッチ p を大きくする場合に、同一の熱交換量を得るために必要となる第1ねじり管41の長さを、基準となる長さに対する比で表す。ねじり管式熱交換器である第1ガスクーラ4は、第1ねじり管41の螺旋状の溝411に沿って第1冷媒伝熱管42を巻きつける構造になっている。よって、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくすると、第1ねじり管41の単位長さあたりに巻きつける第1冷媒伝熱管42の長さが減少して、第1冷媒伝熱管42と第1ねじり管41との接触面積が減少する。このため、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするにつれて、冷媒と水との熱交換量を同等にするために必要な第1ねじり管41の長さが長くなる。その一方で、図10に示すように、ねじりピッチ p を大きくするにつれて、水側の熱伝達率が大きくなるため、第1ねじり管41の単位長さ当たりの熱交換効率が高くなる。これらの関係から、図11に示す関係が求まる。

[0058] 図12は、第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比と、第1冷媒伝熱管42の必要長さとの関係を示す図である。図12は、第1ねじり管41の内径 SR_i を一定としてねじりピッチ p を大きくする場合に、同一の熱交換量を得るために必要となる第1冷媒伝熱管42の長さを、 p/SR_i の値が1のときに必要な第1冷媒伝熱管42の長さに対する比で表している。図11で説明したように、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするにつれて、第1ねじり管41の必要長さが長くなる。その一方で、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするにつれて、第1ねじり管41の単位長さあたりに巻きつける第1冷媒伝熱管42の長さが減少する。その結果、図12に示すように、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするにつれて、第1冷媒伝熱管42の必要長さは、短くなる。ただし、 p/SR_i がおよそ1.8より大きい領域では、第1冷媒伝熱管42の必要長さが縮小する傾向が鈍化する。

[0059] 以上の特性をまとめると、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくすると、同一の熱交換量を得るために必要な第1ねじり管41の長さは長くな

るものの、水側の熱伝達率比が大きくなることにより、第1ねじり管41の必要長さの増大は比較的緩やかとなる。そして、図12に示すように、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするにつれて、第1冷媒伝熱管42の長さを効果的に短くすることができるので、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を低減する上で有利となる。

[0060] 図13は、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失と、第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比と、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} との関係を示す図である。図13および以下では、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} の、第2ガスクーラの第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} に対する比 d_{i1}/d_{i2} を、「内径比」と呼ぶ。図13は、第1ガスクーラ4の熱交換量を一定にする条件で、内径比 d_{i1}/d_{i2} を同図中に示す複数の値に設定した場合のそれぞれについて、第1ねじり管41のねじりピッチ p を変化させたときの、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失の変化を表している。図13では、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値および p/SR_i の値が共に1である場合の第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失に対する比で表す。

[0061] 図14は、図13に示すそれぞれの場合における、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比と、第1ねじり管41の長さとの関係を示す図である。図14では、第1ねじり管41の長さを、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値および p/SR_i の値が共に1である場合の第1ねじり管41の長さに対する比で表す。なお、図13および図14において、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 と内径 SR_i との比は、およそ1とする。また、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の内径 SR_i と、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51の内径 SR_i とは、等しいとする。

[0062] 図13に示すように、内径比 d_{i1}/d_{i2} が同一の場合、 p/SR_i が大きくなるほど、すなわち第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするほど、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失は減少する。また、第1ねじり管4

1のねじりピッチ p が同一の場合、内径比 d_{i1}/d_{i2} を大きくするほど、すなわち第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくするほど、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失は減少する。

[0063] 上述したように、内径比 d_{i1}/d_{i2} を大きくするほど、すなわち第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくするほど、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を低減する効果が大きい。しかしながら、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくするほど、第1冷媒伝熱管42内の冷媒の流速が低下し、第1冷媒伝熱管42内の熱伝達率が低下する。このため、図14に示すように、内径比 d_{i1}/d_{i2} を大きくするほど、すなわち第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくするほど、同一の熱交換量を得るために必要な第1ねじり管41の長さが長くなる。また、同図に示すように、 p/SR_i が大きくなるほど、すなわち第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするほど、第1ねじり管41の必要長さが長くなる。

[0064] 第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の長さが長くなると、第1ガスクーラ4と第2ガスクーラ5とを含めたガスクーラ全体が大きくなり、ヒートポンプ装置1の筐体が大型化する場合がある。また、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の長さが長くなると、第1ねじり管41に必要な材料が増加するため、重量およびコストが増加する。また、水の流路となる第1ねじり管41が過度に長くなると、第1ガスクーラ4からヒートポンプ装置1外への放熱量の増加、あるいは水側の圧力損失の増加が懸念される場合もある。

[0065] 以上のように、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくするほど、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失が低減する反面、第1ねじり管41の長さが長くなる。このため、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくしすぎると、第1ねじり管41の長さが長くなりすぎる結果、上述のような弊害が生ずる可能性がある。この点に鑑み、第1ねじり管41のねじりピッチ p と内径 SR_i との比である p/SR_i の値は、1.8以下が望ましい。前述したように、 p/SR_i の値が1.8を超える領域では、第1ねじり管41のねじりピッチ p を大きくすることによる、第1冷媒伝熱管

4 2 の必要長さを短くする効果が鈍化する。このため、 p/SR_i の値が 1.8 を超える領域では、第 1 ねじり管 4 1 のねじりピッチ p を更に大きくした場合、冷媒圧力損失をそれ以上低減する効果が弱いだけでなく、第 1 ねじり管 4 1 の長さが長くなることの弊害を招き易い。これに対し、 p/SR_i の値が 1.8 以下であれば、第 1 ねじり管 4 1 の長さが長くなることの弊害を確実に抑制することができる。

[0066] また、第 1 ガスクーラ 4 の第 1 ねじり管 4 1 の p/SR_i の値は、1.1 以上が好ましく、1.2 以上がより好ましく、1.4 以上が更に好ましい。 p/SR_i の値を、好ましくは 1.1 以上、より好ましく 1.2 以上、更に好ましくは 1.4 以上にすることにより、第 1 冷媒伝熱管 4 2 の長さを効果的に短くすることができる（図 1 2 参照）。その結果、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失をより確実に低減することができる。まとめると、第 1 ガスクーラ 4 の第 1 ねじり管 4 1 の p/SR_i の値は、1.1 以上、1.8 以下が好ましく、1.2 以上、1.8 以下がより好ましく、1.4 以上、1.8 以下が更に好ましい。 p/SR_i の値をこのような範囲にすることにより、第 1 ねじり管 4 1 のねじりピッチ p を大きくすることで第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失を低減する効果を十分に上げつつ、第 1 ねじり管 4 1 の長さが長くなることに伴う弊害を確実に抑制することができる、という際立って優れた効果が得られる。

[0067] 次に、第 1 冷媒伝熱管 4 2 および第 2 冷媒伝熱管 5 2 の内径比 d_{i1}/d_{i2} の好ましい最大値について述べる。図 1 5 は、第 1 ねじり管 4 1 の p/SR_i の値が 1.8 のときに、第 1 冷媒伝熱管 4 2 および第 2 冷媒伝熱管 5 2 の内径比 d_{i1}/d_{i2} を変化させた場合の、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失の変化を示す図である。図 1 5 では、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失を、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失と第 2 ガスクーラ 5 の冷媒圧力損失との和（すなわち、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失）に対する比で表す。図 1 5 に示すように、内径比 d_{i1}/d_{i2} が大きいほど、すなわち第 1 冷媒伝熱管 4 2 の内径 d_{i1} が大きいほど、第 1 ガスクーラ 4 の冷媒圧力損失が

減少し、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失に対する第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失の比が小さくなる。しかしながら、図14に示したように、内径比 d_{i1}/d_{i2} が大きいほど、すなわち第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} が大きいほど、第1ねじり管41の長さが長くなる。また、多量の冷凍機油が循環する第1ガスクーラ4において、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} が大きすぎると、冷媒流速が低下することに伴い、冷凍機油の流動性が悪化する場合がある。その結果、第1ガスクーラ4内の冷凍機油の滞留量が著しく増加する場合がある。これらの理由から、第1ガスクーラの第1冷媒伝熱管42の内径比 d_{i1} を、大きすぎない値に設定することが望ましい。

[0068] 図6に示したように、第1ガスクーラ4の流路長は、ガスクーラ全体の流路長の約10%程度を占める。したがって、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失の、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失に対する比率を、約10%程度まで低減できれば、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失は十二分に低減されていると言える。第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失をそれ以上に低減すること、すなわち、第1ガスクーラ4の単位流路長当たりの冷媒圧力損失を、第2ガスクーラ5の単位流路長当たりの冷媒圧力損失よりも小さくすることは、行き過ぎとも言える。図15に示すように、内径比 d_{i1}/d_{i2} が約1.4のときに、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失の、ガスクーラ全体の冷媒圧力損失に対する比率は、約10%になる。したがって、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値を1.4にすれば、流路長の比率との関係において、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失は十二分に低減されていると言える。一方、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値を大きくしすぎると、すなわち第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくしすぎると、第1ねじり管41の長さが過大になったり、第1ガスクーラ4内の冷凍機油の滞留量が増加したりするという、上述した弊害が生ずる可能性がある。これに対し、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値が1.4以下であれば、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} が大きすぎることはないので、このような弊害を確実に抑制することができる。

[0069] また、第1冷媒伝熱管42および第2冷媒伝熱管52の内径比 d_{i1}/d

d_{i2} の値は、1.1以上が好ましく、1.2以上がより好ましい。内径比 d_{i1}/d_{i2} の値を、好ましくは1.1以上、より好ましくは1.2以上にすることにより、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失をより確実に低減することができる(図13参照)。まとめると、内径比 d_{i1}/d_{i2} の値は、1.1以上、1.4以下が好ましく、1.2以上、1.4以下がより好ましい。内径比 d_{i1}/d_{i2} の値をこのような範囲にすることにより、第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} を大きくしすぎることに伴う上述した弊害を確実に抑制しつつ、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を十分に低減することができる、という際立って優れた効果が得られる。

[0070] 以上説明したように、本実施の形態1によれば、第1ガスクーラ4の冷媒圧力損失を確実に抑制できるため、圧縮機3の入力を低減し、COPを向上することができる。

[0071] 図7に示すように、第2ガスクーラ5内の冷媒密度は、第1ガスクーラ4内の冷媒密度に比べて大きい。前述したように、冷媒密度が大きいほど、単位流路長当たりの冷媒圧力損失が小さい。したがって、他の条件が同じ場合、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52の長さ当たりの冷媒圧力損失は、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の長さ当たりの冷媒圧力損失に比べて、小さい。このため、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} あるいは各々の第2冷媒伝熱流路の断面積が、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} あるいは各々の第1冷媒伝熱流路の断面積に比べて小さくても、第2ガスクーラ5の冷媒圧力損失を十分に抑制できる。また、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52の内径 d_{i2} あるいは各々の第2冷媒伝熱流路の断面積を比較的小さくすることにより、第2冷媒伝熱管52内すなわち各々の第2冷媒伝熱流路内の冷媒流速が高くなるので、冷媒の熱伝達率を大きくすることができる。その結果、第2ガスクーラの第2ねじり管51すなわち第2液体伝熱流路の長さを短くすることができる。以上のことから、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の内径 d_{i1} あるいは各々の第1冷媒伝熱流路の断面積が、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52の

内径 d_{i2} あるいは各々の第2冷媒伝熱流路の断面積に比べて、大きいことが好ましい。

[0072] 図16は、第1ねじり管41のねじりピッチ p と第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 とが等しく、且つ、第1ねじり管41および第2ねじり管51の内径 $S R_i$ が等しい場合の、水側の熱伝達率の変化を示す図である。図16の横軸の意味は、図6の横軸と同じである。図16では、水側の熱伝達率を、第1ガスクーラ4の水出口における水側の熱伝達率に対する比で表す。図16に示すように、第1ガスクーラ4の冷媒入口および水出口からの距離が大きくなるほど、すなわち水の温度が低くなるほど、水側の熱伝達率は小さくなる。このため、第1ねじり管41のねじりピッチ p と第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 とが等しく、且つ、第1ねじり管41および第2ねじり管51の内径 $S R_i$ が等しい場合、第2ガスクーラ5の水側の熱伝達率は、第1ガスクーラ4の水側の熱伝達率と比べて、小さくなる。この点に鑑みると、第2ガスクーラ5では、第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 を比較的小さくすることにより、第2冷媒伝熱管52と第2ねじり管51との接触面積を大きくすることが望ましい。これにより、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51の長さを短くすることができる。一方、前述したとおり、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p は、比較的大きいことが望ましい。以上のことから、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41のねじりピッチ p が、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51のねじりピッチ p_2 に比べて、大きいことが好ましい。

[0073] 本実施の形態1では、第1ガスクーラ4の第1ねじり管41の内径 $S R_i$ と、第2ガスクーラ5の第2ねじり管51の内径 $S R_i$ とを等しくすることが好ましい。第1ガスクーラ4の近くに第2ガスクーラ5を設置する場合には、第1ねじり管41の上流側の端部と、第2ねじり管51の下流側の端部とを接続する。この場合に、第1ねじり管41の内径 $S R_i$ と第2ねじり管51の内径 $S R_i$ とを等しくすることにより、両者の接続を容易に行うことができる。また、第1ねじり管41の内径 $S R_i$ と第2ねじり管51の内径

S R i とを等しくすることにより、両者に使用する材料および製造方法を共通化でき、コストが低減する。

[0074] 本実施の形態1では、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42の数すなわち第1冷媒伝熱流路の数と、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52の数すなわち第2冷媒伝熱流路の数とが等しいことが好ましい。第1冷媒伝熱管42の数と、第2冷媒伝熱管52の数とを等しくすることにより、第1ねじり管41および第2ねじり管51の形態を類似に設計することができ、コストが低減する。

[0075] なお、本実施の形態1では、第1熱交換器（第1ガスクーラ4）および第2熱交換器（第2ガスクーラ5）がねじり管式の熱交換器で構成される場合を例に説明したが、本発明では、第1熱交換器および第2熱交換器は、ねじり管式の熱交換器に限定されるものではなく、各種の形態の熱交換器を用いることができる。

[0076] 前述したように、第1冷媒伝熱管42および第2冷媒伝熱管52の内径比 d_{i1} / d_{i2} の値は、1.1以上、1.4以下が好ましく、1.2以上、1.4以下がより好ましい。内径比 d_{i1} / d_{i2} が1.1の場合、第1熱交換器の第1冷媒伝熱流路の全断面積の、第2熱交換器の第2冷媒伝熱流路の全断面積に対する比は、 $(1.1)^2 \doteq 1.2$ となる。内径比 d_{i1} / d_{i2} が1.2の場合、第1熱交換器の第1冷媒伝熱流路の全断面積の、第2熱交換器の第2冷媒伝熱流路の全断面積に対する比は、 $(1.2)^2 \doteq 1.4$ となる。内径比 d_{i1} / d_{i2} が1.4の場合、第1熱交換器の第1冷媒伝熱流路の全断面積の、第2熱交換器の第2冷媒伝熱流路の全断面積に対する比は、 $(1.4)^2 \doteq 2$ となる。したがって、内径比 d_{i1} / d_{i2} の数値範囲を、流路断面積の比の数値範囲に置き換えると、第1冷媒伝熱流路の全断面積の、第2冷媒伝熱流路の全断面積に対する比は、1.2以上、2以下であることが好ましく、1.4以上、2以下であることがより好ましい、と言える。流路断面積の比をこのような範囲にすることにより、上述した効果と類似の効果が得られる。

[0077] 上述した実施の形態1では、第1熱交換器（第1ガスクーラ4）の第1冷媒伝熱流路の数と、第2熱交換器（第2ガスクーラ5）の第2冷媒伝熱流路の数とが等しい場合を中心に説明したが、本発明では、第1冷媒伝熱流路の数を第2冷媒伝熱流路の数に比べて多くしても良い。第1冷媒伝熱流路の数を第2冷媒伝熱流路の数に比べて多くする場合には、簡単な構成で、第1冷媒伝熱流路の全断面積を第2冷媒伝熱流路の全断面積より大きくすることができる。第1冷媒伝熱流路の数を第2冷媒伝熱流路の数に比べて多くする場合には、例えば、第1冷媒伝熱流路の断面積と第2冷媒伝熱流路の断面積とが等しくてもよい。このため、第1ガスクーラ4の第1冷媒伝熱管42と、第2ガスクーラ5の第2冷媒伝熱管52とを、共通の材料で製造することができ、コストが低減する。

[0078] また、本実施の形態1では、第1熱交換器および第2熱交換器で水を加熱するヒートポンプ装置を例に説明したが、本発明では、第1熱交換器および第2熱交換器で加熱する液体は、水に限定されるものではなく、例えば、ブライン、不凍液などであっても良い。

符号の説明

[0079] 1 ヒートポンプ装置、1a 水入口、1b 水出口、2 タンクユニット、2a 貯湯タンク、2b 水ポンプ、2c 給湯用混合弁、3 圧縮機、4 第1ガスクーラ、5 第2ガスクーラ、6 膨張弁、7 蒸発器、8 送風機、9 高低圧熱交換器、10, 11, 12, 17, 18, 19, 20, 21 管、13 給水管、14 出湯管、15 給水分岐管、16 給湯管、23, 26 水流路、31 密閉容器、32 圧縮要素、33 電動要素、34 第1吸入通路、35 第1吐出通路、36 第2吸入通路、37 第2吐出通路、38 内部空間、41 第1ねじり管、42, 42a, 42b, 42c 第1冷媒伝熱管、50 制御部、51 第2ねじり管、52 第2冷媒伝熱管、60 伝熱材料、70 ヒートポンプ装置、71 圧縮機、72 ガスクーラ、331 回転子、332 固定子、411, 411a, 411b, 411c, 511 溝

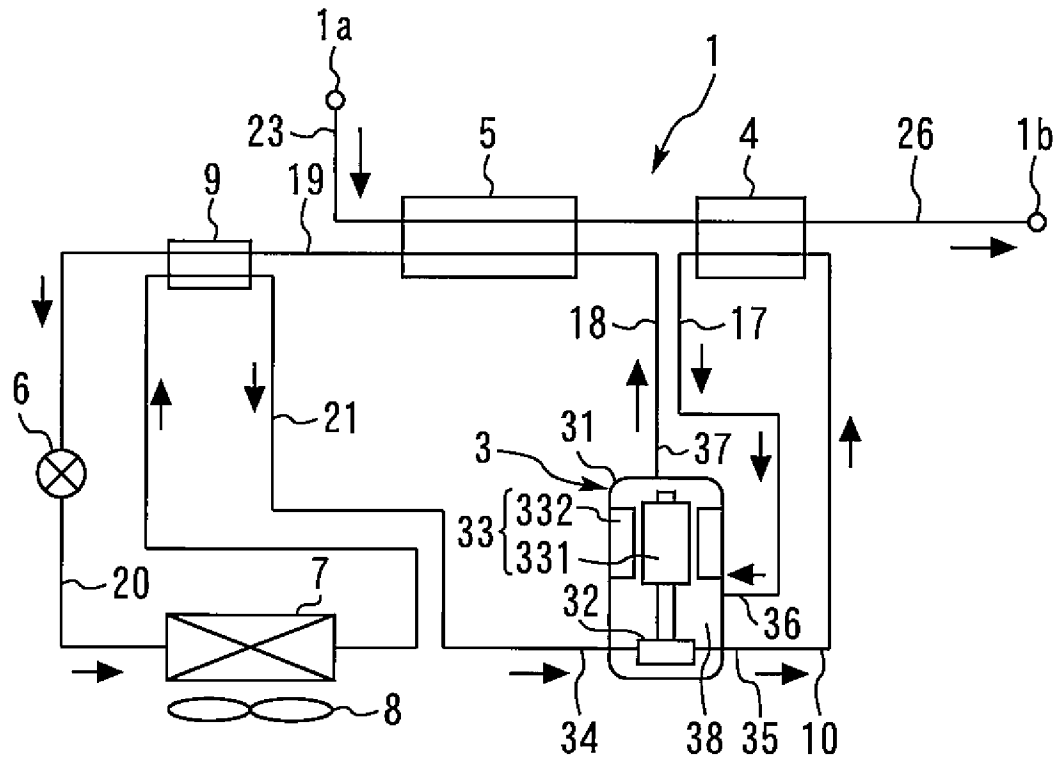
請求の範囲

- [請求項1] 冷媒および冷凍機油を吐出する第1吐出通路と、冷媒および冷凍機油を吐出する第2吐出通路とを有し、前記第1吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量が前記第2吐出通路から吐出される冷凍機油の質量流量に比べて多い圧縮機と、
- 前記第1吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る1または複数の第1冷媒伝熱流路と、液体が通る1または複数の第1液体伝熱流路とを有し、前記第1冷媒伝熱流路と前記第1液体伝熱流路との間で熱交換する第1熱交換器と、
- 前記第2吐出通路から吐出された冷媒および冷凍機油が通る1または複数の第2冷媒伝熱流路と、液体が通る1または複数の第2液体伝熱流路とを有し、前記第2冷媒伝熱流路と前記第2液体伝熱流路との間で熱交換する第2熱交換器と、
- を備え、
- 前記第1冷媒伝熱流路の全断面積が前記第2冷媒伝熱流路の全断面積に比べて大きいヒートポンプ装置。
- [請求項2] 前記第1冷媒伝熱流路の数と、前記第2冷媒伝熱流路の数とが等しく、
- 各々の前記第1冷媒伝熱流路の断面積が各々の前記第2冷媒伝熱流路の断面積に比べて大きい請求項1記載のヒートポンプ装置。
- [請求項3] 前記第1冷媒伝熱流路は、第1冷媒伝熱管により形成され、
- 前記第2冷媒伝熱流路は、第2冷媒伝熱管により形成され、
- 前記第1液体伝熱流路は、外周に螺旋状の溝を有する第1ねじり管により形成され、
- 前記第2液体伝熱流路は、外周に螺旋状の溝を有する第2ねじり管により形成され、
- 前記第1冷媒伝熱管は、前記第1ねじり管の前記溝に沿って配置され、

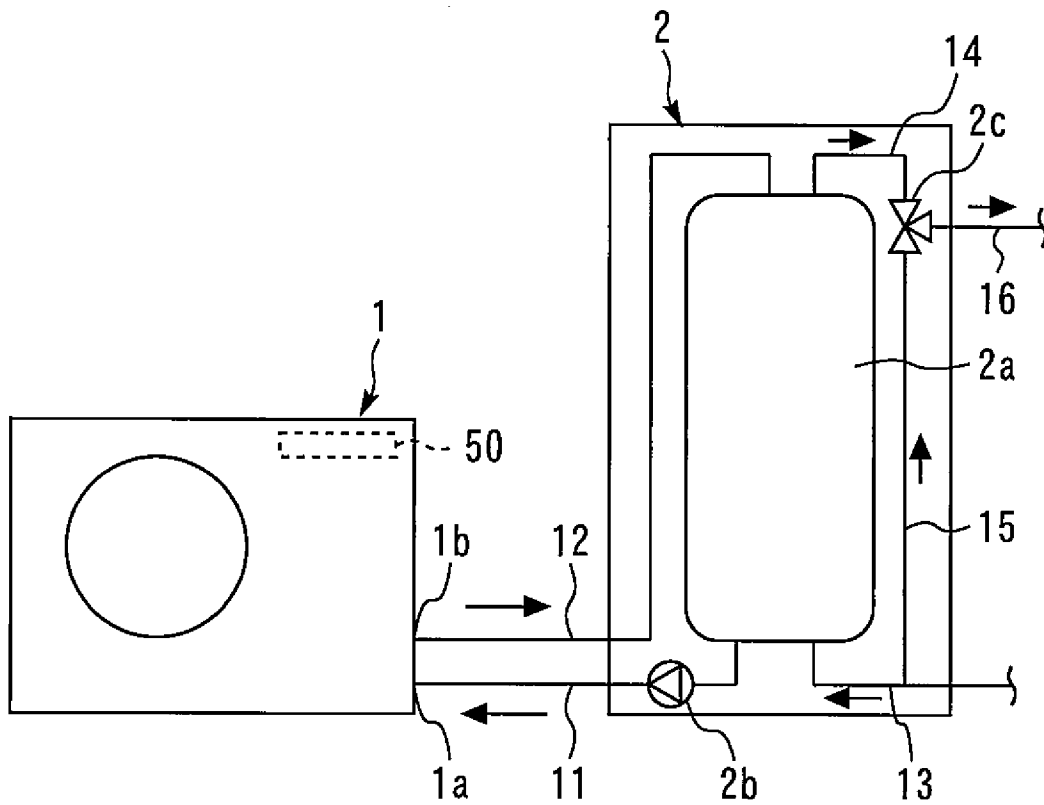
前記第2冷媒伝熱管は、前記第2ねじり管の前記溝に沿って配置されている請求項1または2記載のヒートポンプ装置。

- [請求項4] 前記第1冷媒伝熱管の内径の、前記第2冷媒伝熱管の内径に対する比が、1.1以上、1.4以下である請求項3記載のヒートポンプ装置。
- [請求項5] 前記第1ねじり管のねじりピッチが前記第2ねじり管のねじりピッチに比べて大きい請求項3または4記載のヒートポンプ装置。
- [請求項6] 前記第1ねじり管のねじりピッチを p とし、前記第1ねじり管の内径を SR_i としたとき、 p/ SR_i の値が、1.1以上、1.8以下である請求項3乃至5の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項7] 前記第1ねじり管の内径と、前記第2ねじり管の内径とが等しい請求項3乃至6の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項8] 前記第1冷媒伝熱流路の数が前記第2冷媒伝熱流路の数に比べて多い請求項3乃至7の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項9] 前記第1冷媒伝熱流路の全断面積の、前記第2冷媒伝熱流路の全断面積に対する比が、1.2以上、2以下である請求項1乃至8の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項10] 前記第1熱交換器における冷媒の質量流量と冷凍機油の質量流量との和に対する冷凍機油の質量流量の比率が、2%以上、20%以下である請求項1乃至9の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項11] 前記第2熱交換器における冷媒の質量流量と冷凍機油の質量流量との和に対する冷凍機油の質量流量の比率が、0.01%以上、1%以下である請求項1乃至10の何れか1項記載のヒートポンプ装置。
- [請求項12] 前記液体が水であり、前記水を加熱した湯を供給する機能を有する請求項1乃至11の何れか1項記載のヒートポンプ装置。

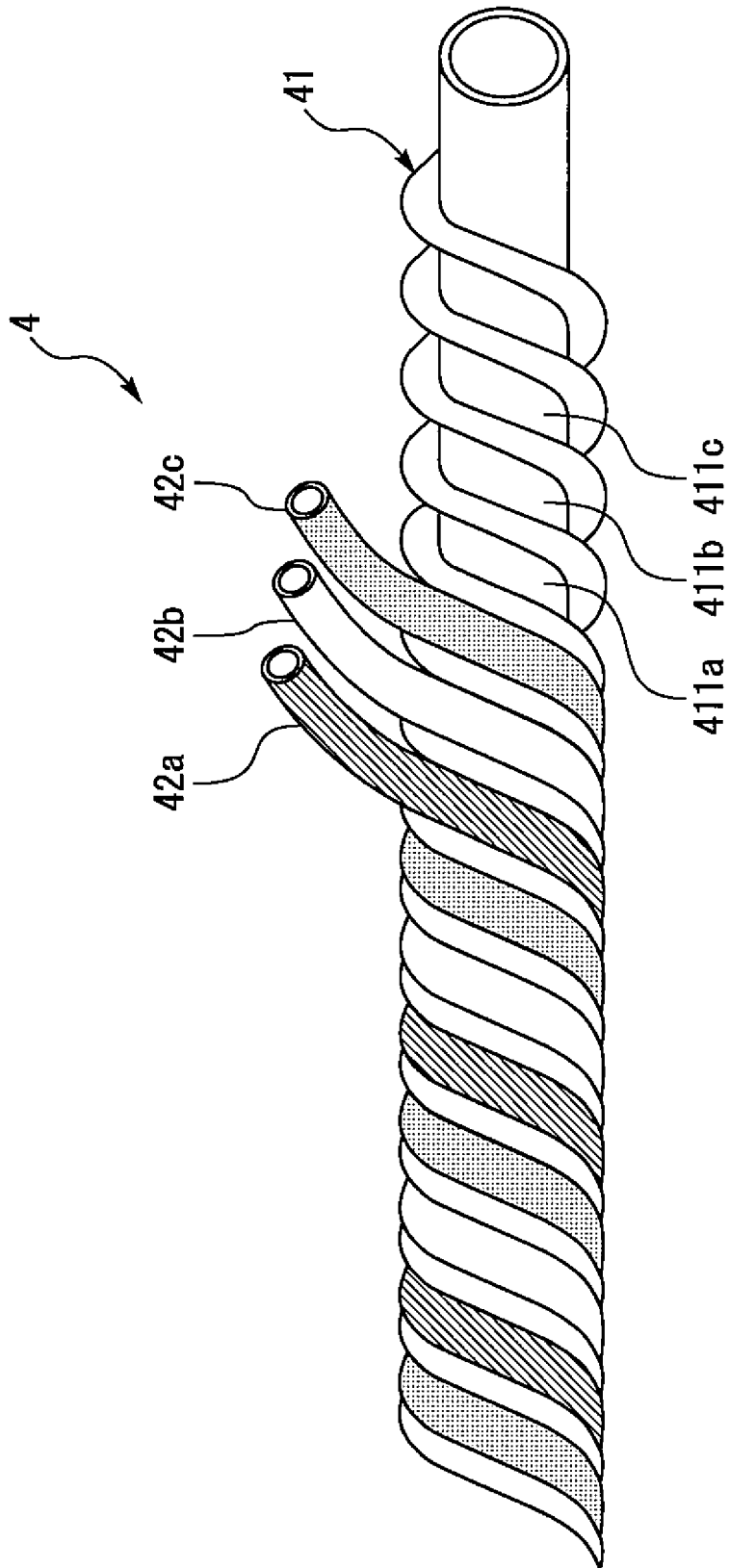
[図1]



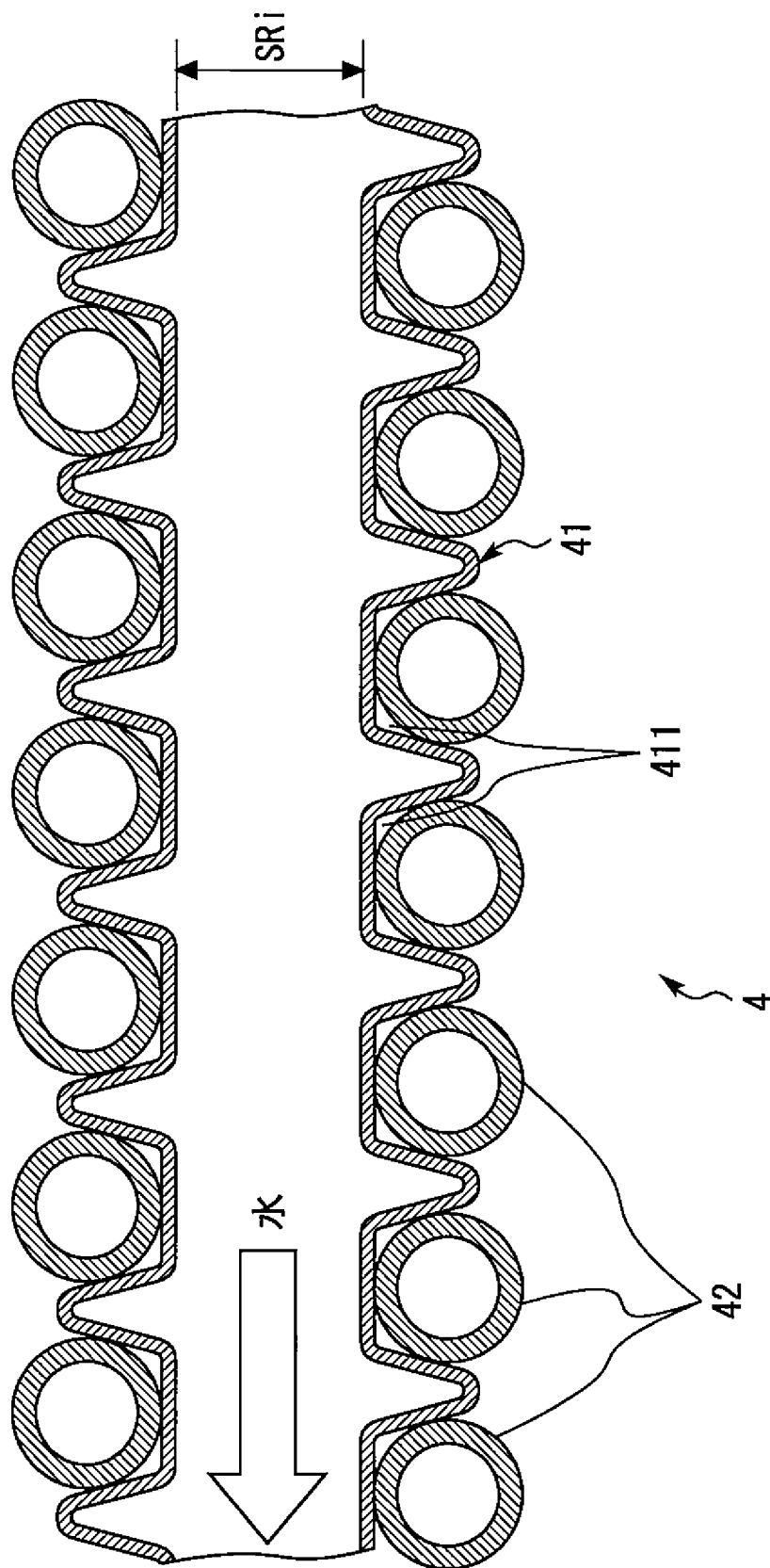
[図2]



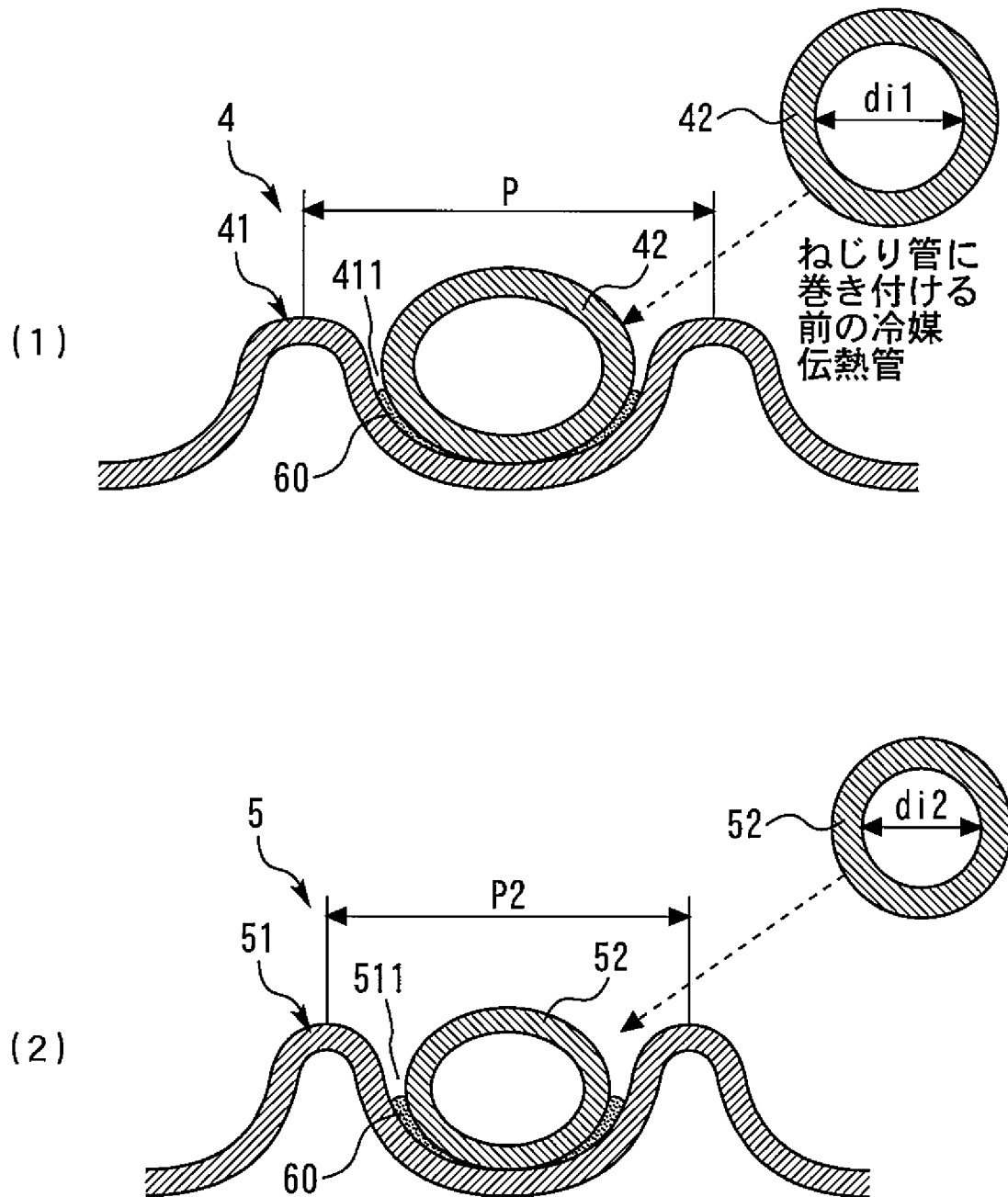
[図3]



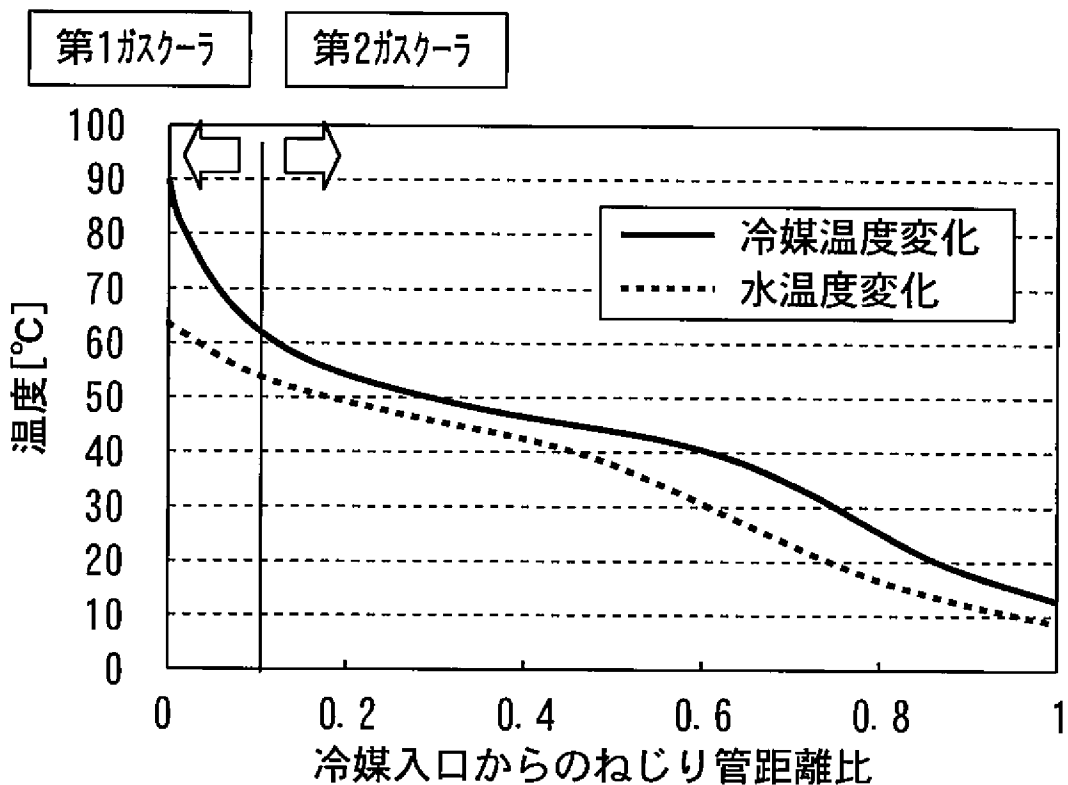
[図4]



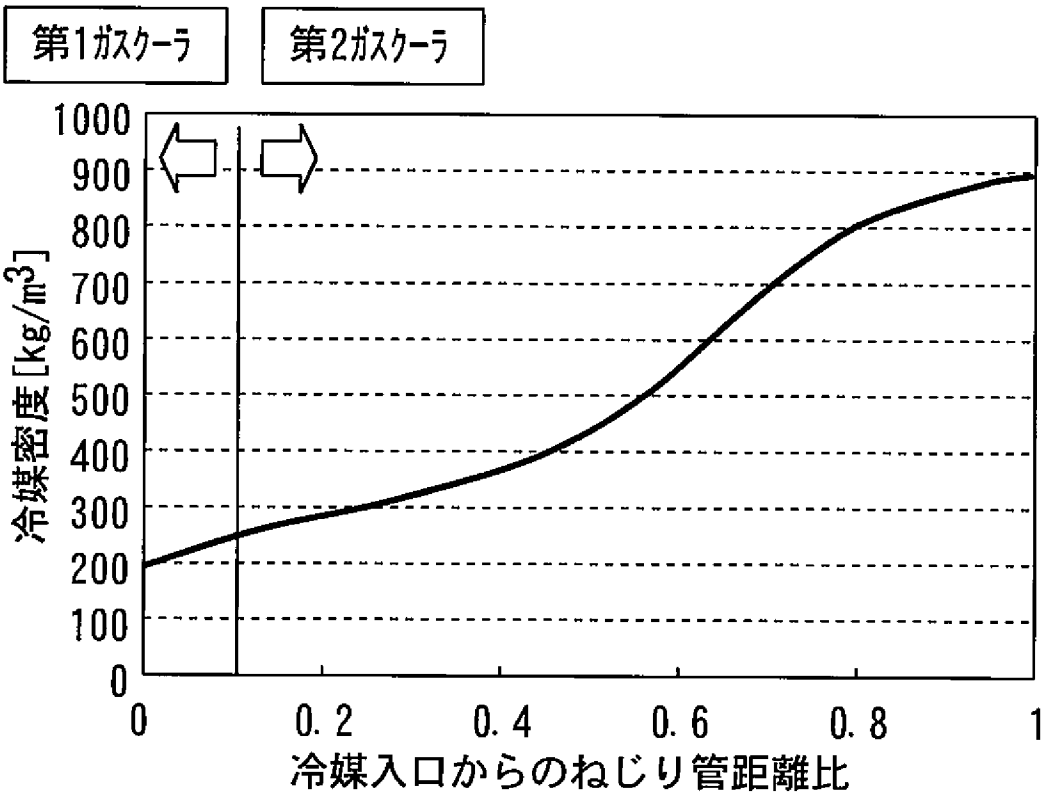
[図5]



[図6]



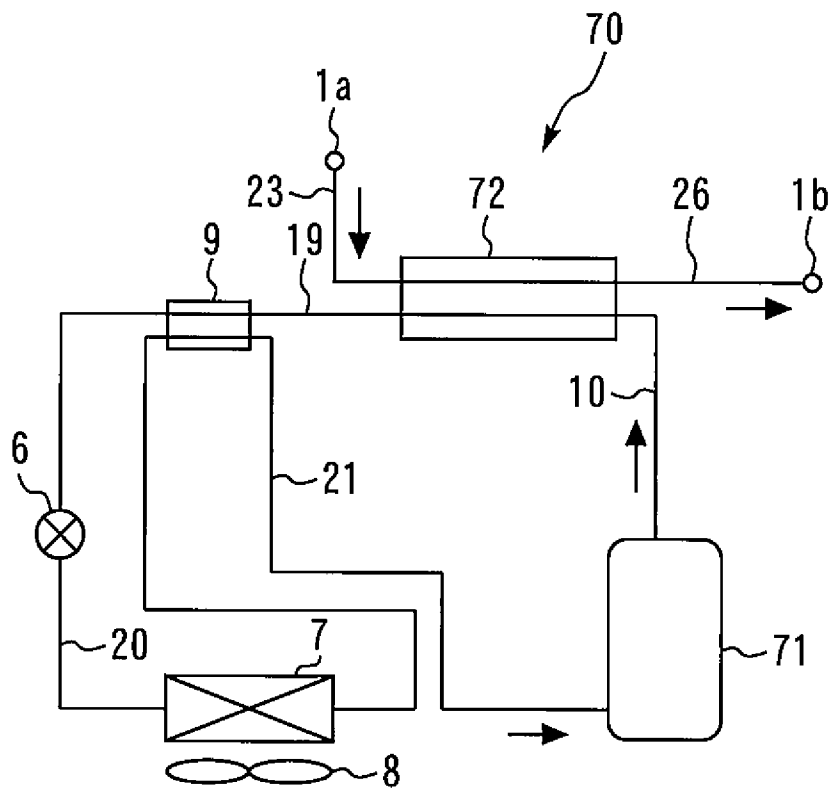
[図7]



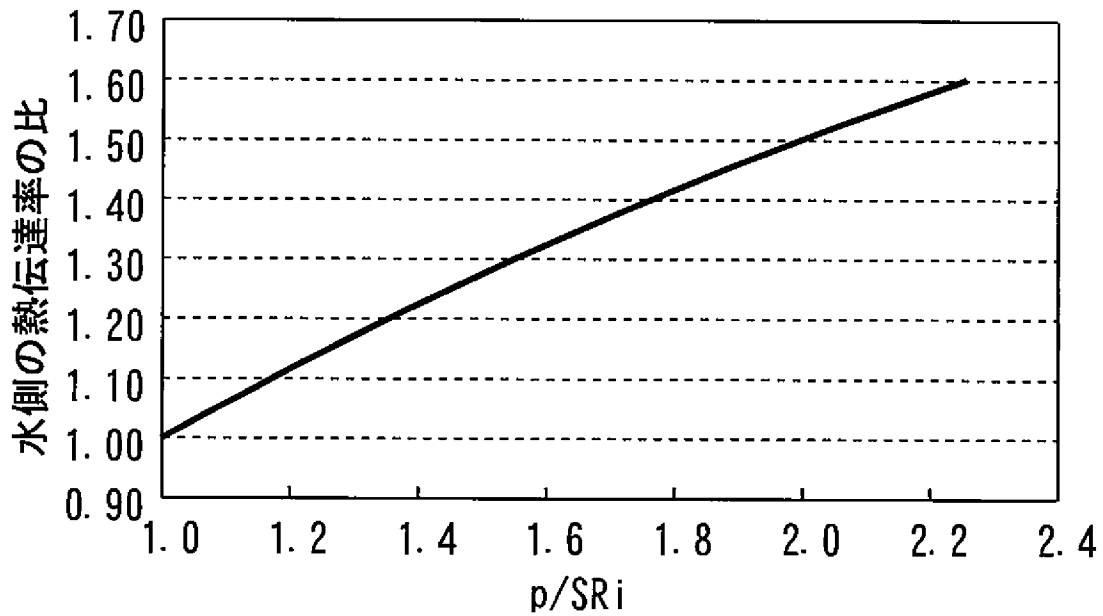
[図8]

油循環率	ガスクーラ全体で0.5%以下	第1ガスクーラで油循環率大 第2ガスクーラで0.5%以下
ガスクーラ全体の 圧力損失比	1.00	1.17
第1ガスクーラ(高温側長さ10%) の圧力損失比	0.17	0.34 (ガスクーラ全体の29%)
第1ガスクーラ(低温側長さ90%) の圧力損失比	0.83	0.83

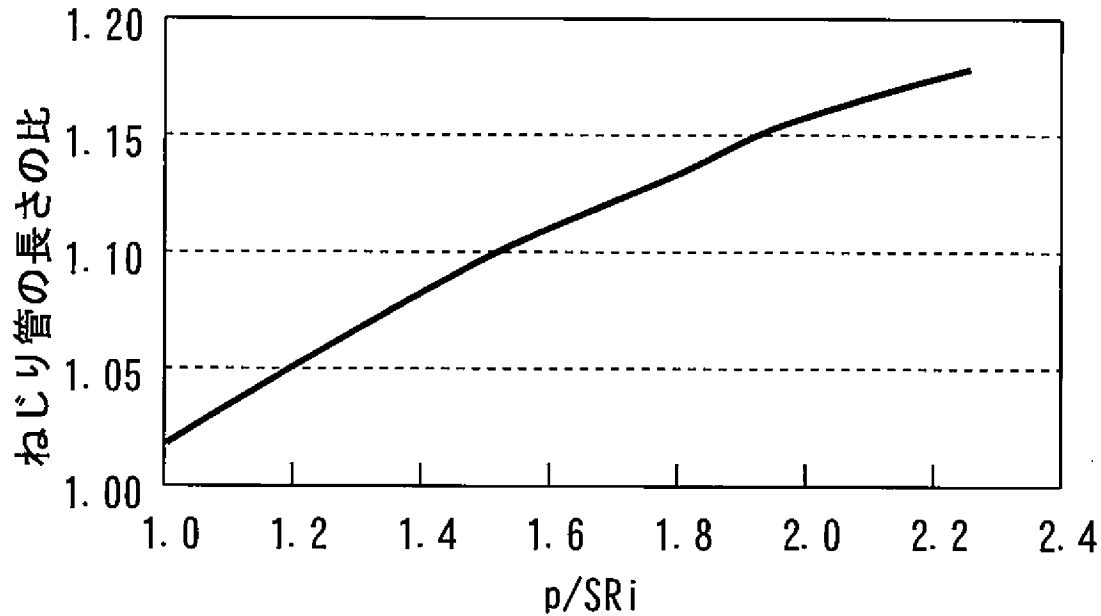
[図9]



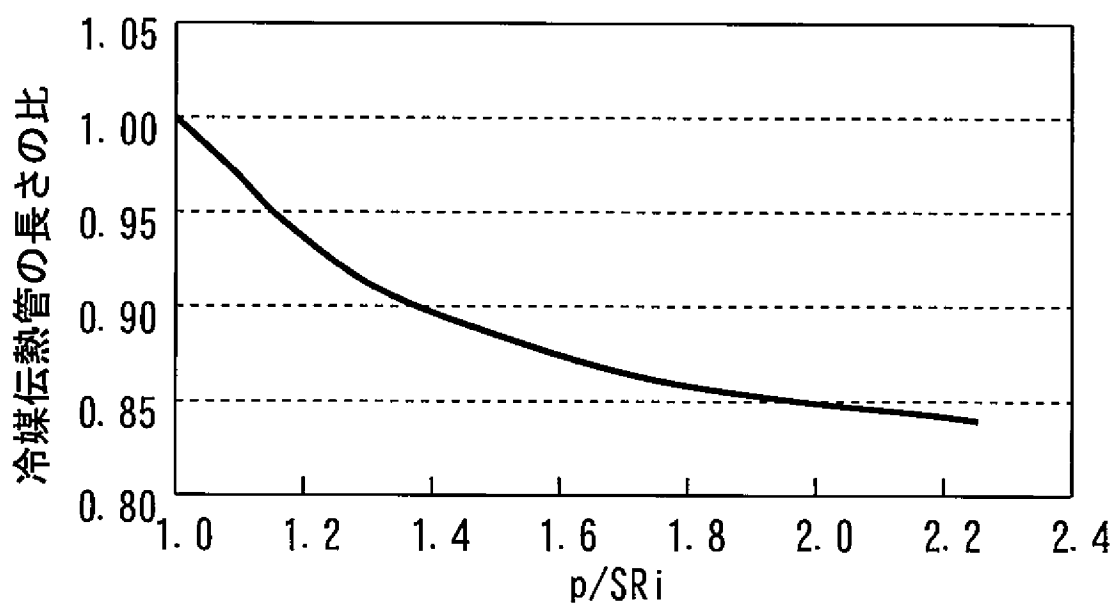
[図10]



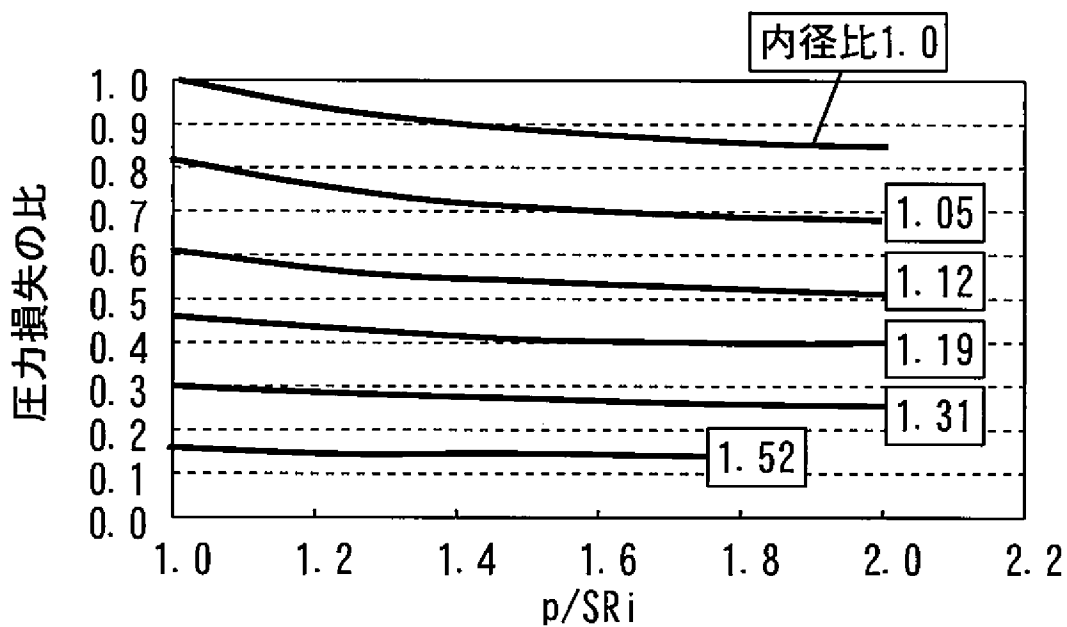
[図11]



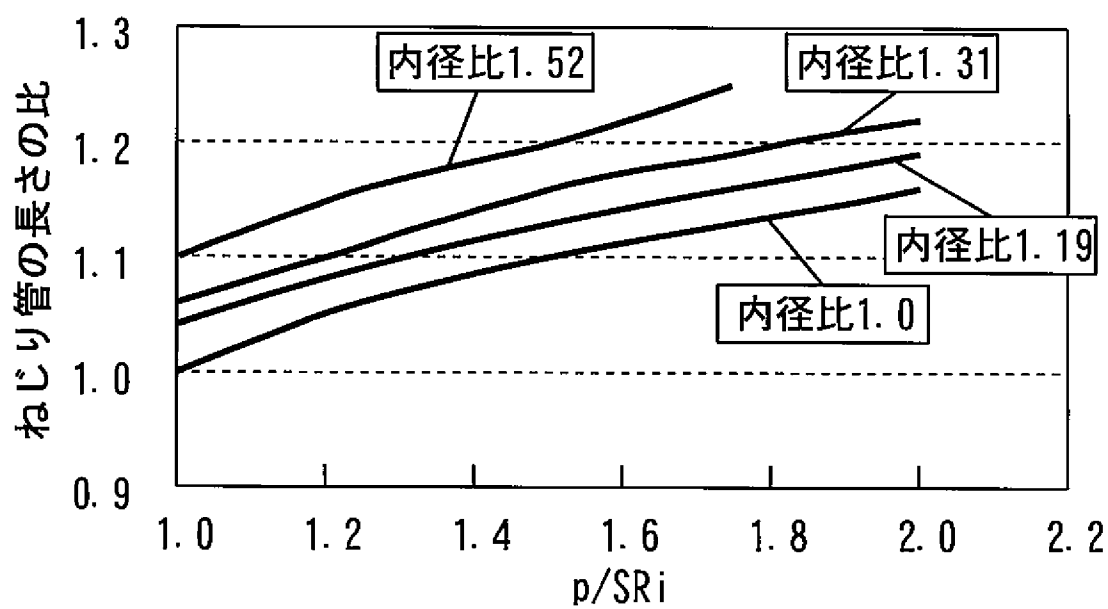
[図12]



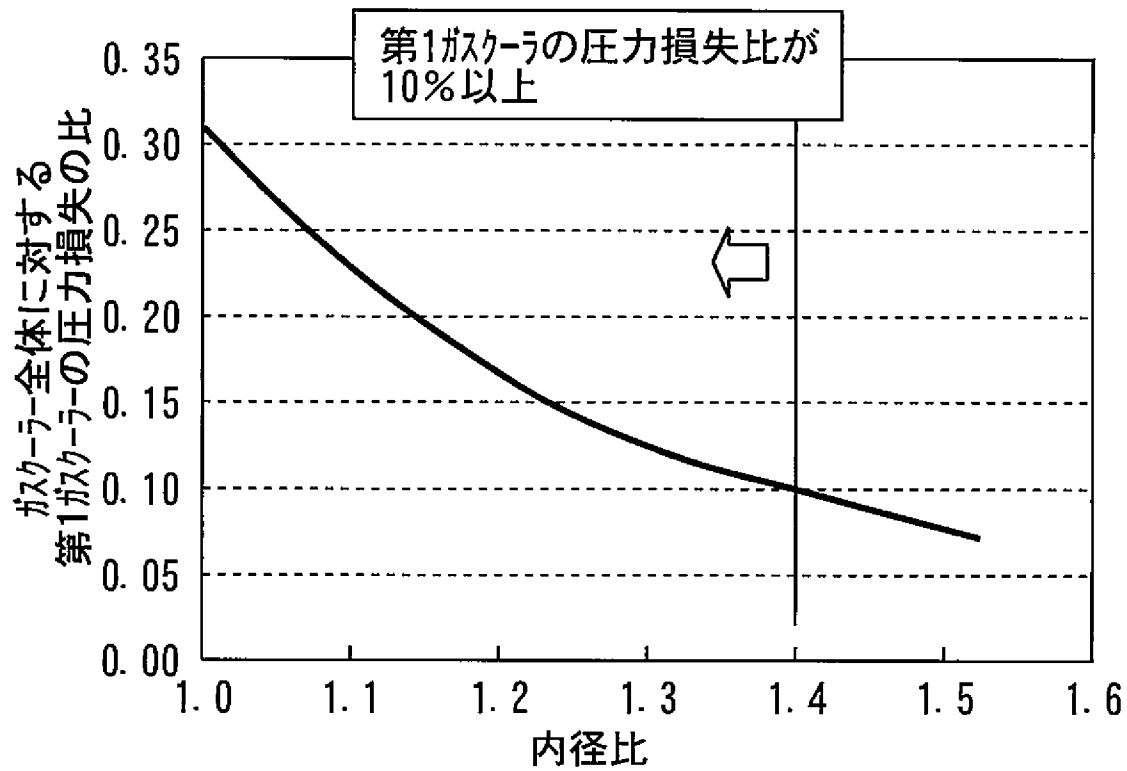
[図13]



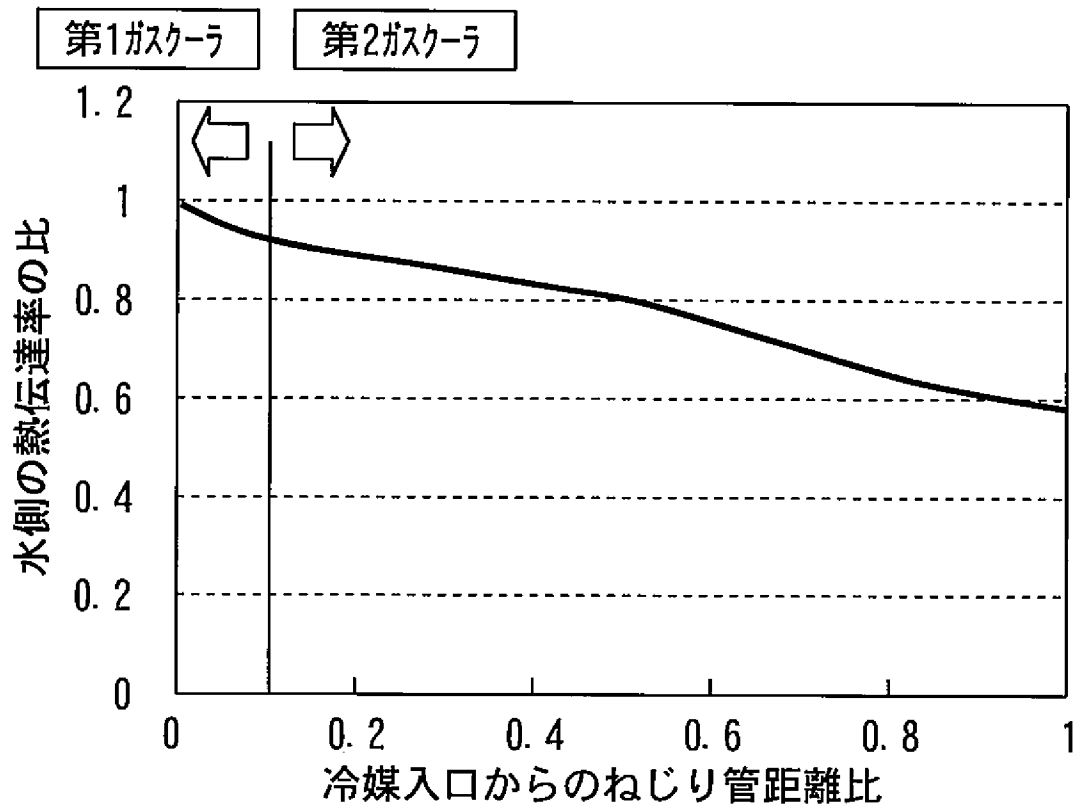
[図14]



[図15]



[図16]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/066313

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F25B6/04(2006.01)i, F04B39/06(2006.01)i, F04C29/04(2006.01)i, F28D7/02(2006.01)i
 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F25B6/04, F04B39/06, F04C29/04, F28D7/02

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2006-132427 A (Mitsubishi Electric Corp.), 25 May 2006 (25.05.2006), paragraphs [0013] to [0028]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-12
Y	JP 2009-168383 A (Hitachi Appliances, Inc.), 30 July 2009 (30.07.2009), paragraphs [0018] to [0026]; fig. 1 to 8 (Family: none)	1-12
Y	JP 2013-88045 A (Hitachi Appliances, Inc.), 13 May 2013 (13.05.2013), paragraphs [0017] to [0040]; fig. 1 to 9 (Family: none)	3-8

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 09 September, 2013 (09.09.13)	Date of mailing of the international search report 17 September, 2013 (17.09.13)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/066313

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2006-90697 A (Mitsubishi Electric Corp.), 06 April 2006 (06.04.2006), paragraphs [0013] to [0027]; fig. 1 to 12 (Family: none)	3-8
Y	JP 2009-47394 A (Mitsubishi Electric Corp.), 05 March 2009 (05.03.2009), paragraphs [0012] to [0017]; fig. 1 to 3 (Family: none)	3-8
Y	JP 2004-205077 A (Sapporo Holdings Ltd.), 22 July 2004 (22.07.2004), paragraphs [0011] to [0019] (Family: none)	3-8
Y	JP 2004-85166 A (Pacific Engineering Corp.), 18 March 2004 (18.03.2004), paragraph [0003] (Family: none)	3-8
A	JP 2004-108616 A (Mayekawa Mfg., Co., Ltd.), 08 April 2004 (08.04.2004), entire text; all drawings (Family: none)	1-12
A	JP 2008-309361 A (Panasonic Corp.), 25 December 2008 (25.12.2008), entire text; all drawings (Family: none)	1-12
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 091363/1971 (Laid-open No. 47010/1973) (Tokyo Shibaura Electric Co., Ltd.), 20 June 1973 (20.06.1973), entire text; all drawings (Family: none)	1-12
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 110697/1970 (Laid-open No. 2325/1976) (Sanyo Electric Co., Ltd.), 23 January 1976 (23.01.1976), entire text; all drawings (Family: none)	1-12

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F25B6/04(2006.01)i, F04B39/06(2006.01)i, F04C29/04(2006.01)i, F28D7/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野
 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F25B6/04, F04B39/06, F04C29/04, F28D7/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの
 日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2013年
 日本国実用新案登録公報 1996-2013年
 日本国登録実用新案公報 1994-2013年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2006-132427 A (三菱電機株式会社) 2006.05.25, 【0013】-【0028】, 図1-5 (ファミリーなし)	1-12
Y	JP 2009-168383 A (日立アプライアンス株式会社) 2009.07.30, 【0018】-【0026】, 図1-8 (ファミリーなし)	1-12
Y	JP 2013-88045 A (日立アプライアンス株式会社) 2013.05.13, 【0017】-【0040】, 図1-9 (ファミリーなし)	3-8

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

* 引用文献のカテゴリー
 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 09.09.2013	国際調査報告の発送日 17.09.2013
--------------------------	--------------------------

国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 新井 浩士	3M	4485
	電話番号 03-3581-1101 内線 3377		

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2006-90697 A (三菱電機株式会社) 2006. 04. 06, 【0013】 - 【0027】, 図1-12 (ファミリーなし)	3-8
Y	JP 2009-47394 A (三菱電機株式会社) 2009. 03. 05, 【0012】 - 【0017】, 図1-3 (ファミリーなし)	3-8
Y	JP 2004-205077 A (サッポロホールディングス株式会社) 2004. 07. 22, 【0011】 - 【0019】 (ファミリーなし)	3-8
Y	JP 2004-85166 A (太平洋精工株式会社) 2004. 03. 18, 【0003】 (ファミリーなし)	3-8
A	JP 2004-108616 A (株式会社前川製作所) 2004. 04. 08, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 2008-309361 A (パナソニック株式会社) 2008. 12. 25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-12
A	日本国実用新案登録出願46-091363号(日本国実用新案登録出願公開 48-47010号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマ イクロフィルム(東京芝浦電気株式会社)1973.06.20, 全文, 全図(ファミリーなし)	1-12
A	日本国実用新案登録出願45-110697号(日本国実用新案登録出願公開 51-2325号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイ クロフィルム(三洋電機株式会社)1976.01.23, 全文, 全図(ファミリーなし)	1-12