

(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2016-35376
(P2016-35376A)

(43) 公開日 平成28年3月17日(2016.3.17)

| (51) Int.Cl. | F I | テーマコード (参考) |
|-------------------------|-----------------|-------------|
| F 2 5 B 39/02 (2006.01) | F 2 5 B 39/02 T | 3 H 0 7 9 |
| F 0 4 F 5/04 (2006.01) | F 0 4 F 5/04 Z | 3 L 0 6 5 |
| F 0 4 F 5/46 (2006.01) | F 0 4 F 5/46 B | 3 L 1 0 3 |
| F 0 4 F 5/54 (2006.01) | F 0 4 F 5/54 | |
| F 2 8 F 9/22 (2006.01) | F 2 8 F 9/22 | |

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 26 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2015-138547 (P2015-138547)
 (22) 出願日 平成27年7月10日 (2015.7.10)
 (31) 優先権主張番号 特願2014-158487 (P2014-158487)
 (32) 優先日 平成26年8月4日 (2014.8.4)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(71) 出願人 000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 110001472
特許業務法人かいせい特許事務所
 (72) 発明者 武市 康太
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
 (72) 発明者 高野 義昭
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
 (72) 発明者 西嶋 春幸
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 蒸発器

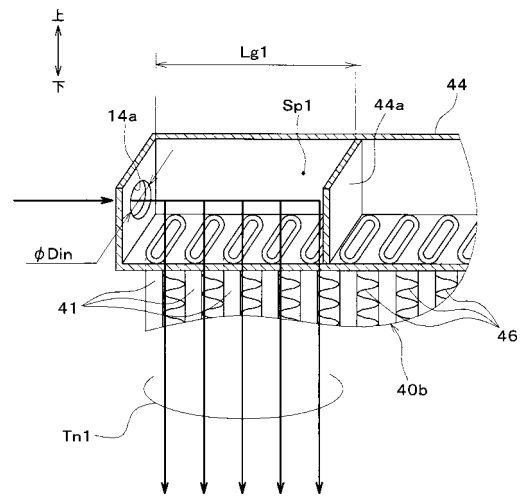
(57) 【要約】

【課題】冷媒流入側に気液分離器で分離された液相冷媒が導かれる蒸発器において、冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制する。

【解決手段】

風下側上方タンク44内の空間のうち冷媒流入口14aから冷媒が流入する空間を入口側空間Sp1とし、入口側空間Sp1に接続されるターンを入口側ターンTn1としたときに、冷媒流入口14aの入口通路断面積Ainに対する入口側ターンTn1を構成するチューブ41群の合計通路断面積AT1の比(AT1/Ain)を3.5以下とし、冷媒流入口14aの入口相当直径Dinに対する入口側空間Sp1の長手方向の長さLg1の比(Lg1/Din)を2.5以下とする。さらに、入口側ターンTn1を構成するチューブ41へ流入した冷媒のレイノルズ数Reが、1800以上となるようにする。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置（10）に適用されて、冷媒流入口（14a）側に気液分離手段（30f、16）にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ（41）と、

前記複数本のチューブ（41）の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク（42～45）と、を備え、

前記複数本のチューブ（41）は、前記タンク（42～45）の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部（40a、40b）を構成しており

10

、
前記複数本のチューブ（41）のうち前記タンク（42～45）内の同一空間から分配された冷媒を同一方向に流すチューブ（41）群によって形成される流体経路をターンとし、前記タンク（42～45）内の空間のうち前記冷媒流入口（14a）から冷媒が流入する空間を入口側空間（Sp1）とし、前記入口側空間（SP1）に接続されるターンを入口側ターン（Tn1）としたときに、

前記入口側ターン（Tn1）を構成するチューブ（41）へ流入した冷媒のレイノルズ数（Re）が、

$$Re \geq 1800$$

となっていることを特徴とする蒸発器。

20

但し、

$$Re = \rho \times u \times D_a / \mu$$

$$u = Gr / \rho \times A T 1$$

であり、 ρ は、前記入口側空間（Sp1）へ流入する冷媒の密度であり、Gr は、前記入口側空間（Sp1）へ流入する冷媒の流量（質量流量）であり、AT1 は、前記入口側ターン（Tn1）を構成する前記チューブ（41）の合計通路断面積であり、 D_a は、前記合計通路断面積（AT1）の合計相当直径であり、 μ は、前記入口側空間（Sp1）へ流入する冷媒の飽和液粘性係数である。

【請求項 2】

冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置（10）に適用されて、冷媒流入口（14a）側に気液分離手段（30f、16）にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

30

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ（41）と、

前記複数本のチューブ（41）の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク（42～45）と、を備え、

前記複数本のチューブ（41）は、前記タンク（42～45）の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部（40a、40b）を構成しており

、
前記複数本のチューブ（41）のうち前記タンク（42～45）内の同一空間から分配された冷媒を同一方向に流すチューブ（41）群によって形成される流体経路をターンとし、前記タンク（42～45）内の空間のうち前記冷媒流入口（14a）から冷媒が流入する空間を入口側空間（Sp1）とし、前記入口側空間（SP1）に接続されるターンを入口側ターン（Tn1）としたときに、

40

前記冷媒流入口（14a）の入口通路断面積（Ain）、および前記入口側ターン（Tn1）を構成するチューブ（41）群の合計通路断面積（AT1）が、

$$AT1 / A_{in} \geq 3.5$$

となっており、かつ、

前記冷媒流入口（14a）の入口相当直径（Din）、および前記入口側空間（Sp1）の前記長手方向の長さ（Lg1）が、

$$Lg1 / D_{in} \geq 2.5$$

50

となっていることを特徴とする蒸発器。

【請求項 3】

前記複数本のチューブ(41)は、2列に積層配置されており、

前記熱交換部として、前記冷却対象流体の流れ方向上流側に配置される風上側熱交換部(40a)、および前記冷却対象流体の流れ方向下流側に配置されて前記冷媒と前記風上側熱交換部(40a)通過後の前記冷却対象流体とを熱交換させる風下側熱交換部(40b)が設けられており、

前記風上側熱交換部(40a)内の冷媒流路および前記風下側熱交換部(40b)内の冷媒流路は、前記冷媒流入口(14a)へ流入した冷媒が、前記風上側熱交換部(40a)および前記風下側熱交換部(40b)のうち一方を流通した後に他方を流通するように接続されていることを特徴とする請求項1または2に記載の蒸発器。

10

【請求項 4】

前記タンク(42~45)として、前記風下側熱交換部(40b)を構成するチューブ(41)が接続される風下側タンク(44、45)、および前記風上側熱交換部(40a)を構成するチューブ(41)が接続される風上側タンク(42、43)が設けられており、

前記入口側空間(Sp1)は、前記風下側タンク(44、45)内に形成されていることを特徴とする請求項3に記載の蒸発器。

【請求項 5】

前記風上側熱交換部(40a)と前記風下側熱交換部(40b)と間で冷媒を流通させる連通路が複数設けられていることを特徴とする請求項3または4に記載の蒸発器。

20

【請求項 6】

前記風上側熱交換部(40a)および前記風下側熱交換部(40b)のうち一方から流出して他方へ流入する冷媒の乾き度が、0.4以上となっていることを特徴とする請求項3ないし5のいずれか1つに記載の蒸発器。

【請求項 7】

前記冷媒流入口(14a)へ流入する冷媒の乾き度が0.2以下となっていることを特徴とする請求項1ないし6のいずれか1つに記載の蒸発器。

【請求項 8】

冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置(10)に適用されて、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

30

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ(41)と、

前記複数本のチューブ(41)の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク(42~45)と、を備え、

前記複数本のチューブ(41)は、前記タンク(42~45)の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部(40a、40b)を構成しており、

さらに、前記複数本のチューブ(41)は、2列に積層配置されており、

前記熱交換部として、前記冷却対象流体の流れ方向上流側に配置される風上側熱交換部(40a)、および前記冷却対象流体の流れ方向下流側に配置されて前記冷媒と前記風上側熱交換部(40a)通過後の前記冷却対象流体とを熱交換させる風下側熱交換部(40b)が設けられており、

40

前記風上側熱交換部(40a)内の冷媒流路および前記風下側熱交換部(40b)内の冷媒流路は、前記冷媒流入口(14a)へ流入した冷媒が、前記風上側熱交換部(40a)および前記風下側熱交換部(40b)のうち一方を流通した後に他方を流通するように接続されており、

前記冷媒流入口(14a)へ流入する冷媒の乾き度が0.2以下となっており、

前記風上側熱交換部(40a)および前記風下側熱交換部(40b)のうち一方から流出して他方へ流入する冷媒の乾き度が、0.4以上となっていることを特徴とする蒸発器

50

。

【請求項 9】

前記入口側空間 (S p 1) は、前記複数本のチューブ (4 1) の両端部のうち鉛直方向下方側の端部に接続されたタンク (4 2 ~ 4 5) 内に形成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 8 のいずれか 1 つに記載の蒸発器。

【請求項 10】

前記冷凍サイクル装置 (1 0) は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機 (1 1) を有し、前記気液分離手段 (3 0 f 、 1 6) は、前記圧縮機 (1 1) から吐出された高圧冷媒よりも低い圧力に減圧された冷媒の気液を分離するものであることを特徴とする請求項 1 ないし 9 のいずれか 1 つに記載の蒸発器。

10

【請求項 11】

前記冷凍サイクル装置 (1 0) は、前記圧縮機 (1 1) から吐出された高圧冷媒を減圧させるノズル部から噴射される噴射冷媒の吸引作用によって外部から冷媒を吸引するエジェクタ (1 3 、 1 5) を有することを特徴とする請求項 1 ないし 1 0 のいずれか 1 つに記載の蒸発器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷凍サイクル装置において冷媒を蒸発させる蒸発器に関する。

【背景技術】

20

【0002】

従来、冷媒減圧手段としてエジェクタを備える冷凍サイクル装置 (以下、エジェクタ式冷凍サイクルと記載する。) が知られている。

【0003】

例えば、特許文献 1 には、エジェクタのノズル部にて減圧された冷媒を気液分離器へ流入させ、気液分離器にて分離された気相冷媒を圧縮機に吸入させ、さらに、気液分離器にて分離された液相冷媒を固定絞り等の減圧手段を介して蒸発器へ流入させるサイクル構成のエジェクタ式冷凍サイクルが開示されている。

【0004】

また、特許文献 2 には、エジェクタと気液分離器とを一体的に構成することで、特許文献 1 と同等のサイクル構成のエジェクタ式冷凍サイクルを容易に構成可能とした気液分離機能付きエジェクタが開示されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特許第 4 0 3 2 8 7 5 号公報

【特許文献 2】特開 2 0 1 3 - 1 7 7 8 7 9 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

40

ところで、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置では、一般的に、冷媒中に圧縮機を潤滑するための冷凍機油が混入されている。さらに、この種の冷凍機油としては、液相冷媒に相溶性を有するものが採用されている。

【0007】

このため、特許文献 1 のエジェクタ式冷凍サイクルでは、気液分離器にて分離された液相冷媒に多くの冷凍機油が溶け込んでしまい、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度が高くなってしまいやすい。さらに、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度が高くなってしまうと、蒸発器内に滞留する冷凍機油量が増加して、蒸発器の熱交換性能を悪化させてしまうおそれがある。

【0008】

50

ところが、本発明者らの試験検討によれば、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルにおいて、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度を所定の濃度（具体的には、5wt%程度）まで上昇させることで、蒸発器全体としての冷却能力が向上することが確認された。より詳細には、冷凍機油濃度を所定の濃度（以下、ピーク濃度と記載する。）に近づけることで、蒸発器全体としての冷却能力が極大値となることが確認された。

【0009】

なお、蒸発器の冷却能力とは、蒸発器にて所望の流量の冷却対象流体を所望の温度となるまで冷却する能力である。

【0010】

そこで、本発明者らは、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルにおいて、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度をピーク濃度に近づけることによって、蒸発器の冷却能力が向上するメカニズムについて詳しく調査した。

10

【0011】

そして、この調査により、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルでは、蒸発器へ流入する冷媒の乾き度が比較的低い値（具体的には、乾き度0.2以下）となっていることにより、蒸発器の冷却能力が向上することが判った。

【0012】

より詳細には、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルでは、気液分離器にて分離された液相冷媒を蒸発器の冷媒流入側へ導くので、蒸発器へ流入する冷媒の乾き度が比較的低い値となる。さらに、比較的乾き度の低い冷媒中では、冷凍機油濃度をピーク濃度に近づけることで、冷凍機油の粒が沸騰核となって液相冷媒の沸騰を促進する。

20

【0013】

そして、冷凍機油の粒が液相冷媒の沸騰を促進することで、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部を構成するチューブ等における熱伝達率を向上させることができ、蒸発器の冷却能力を向上させることができる。

【0014】

その一方で、上述した熱伝達率の向上は、乾き度が比較的低い値になっている冷媒が流通するチューブ、すなわち、蒸発器を構成するチューブのうち冷媒流れ上流側に配置されたチューブにおいて生じる。さらに、冷媒流れ下流側に配置されたチューブでは、冷媒の蒸発が進行することによって乾き度が上昇してしまうので、熱伝達率の向上を期待できないだけでなく、冷凍機油濃度の上昇によって熱交換性能が悪化してしまう。

30

【0015】

これに加えて、蒸発器へ流入する冷媒の乾き度が比較的低くなっていると、蒸発器へ流入した冷媒の流速が低下してしまうので、蒸発器へ流入した冷媒を各チューブへ分配する際の分配性が悪化する。なお、「分配性が悪化する」とは、蒸発器へ流入した冷媒を各チューブへ均等に分配しにくくなることを意味する。

【0016】

そのため、特許文献1のエジェクタ式冷凍サイクルを空調装置に適用して、蒸発器へ流入させる冷凍機油濃度をピーク濃度に設定し、さらに、蒸発器にて空調対象空間へ送風される送風空気を冷却しようとする、蒸発器の冷却能力を向上させることはできるものの、冷却対象流体である送風空気に温度分布が生じやすいことが判った。

40

【0017】

例えば、比較的乾き度が低く、かつ、所定の冷凍機油濃度となっている冷媒（具体的には、乾き度0.2以下、かつ、冷凍機油濃度5wt%となっている冷媒）が流入する蒸発器を第1蒸発器と定義する。さらに、上述した冷凍機油による熱伝達率の向上効果が得られない蒸発器（具体的には、乾き度が0.4以上の冷媒が流入する蒸発器）を第2蒸発器と定義する。この際、第1蒸発器は、第2蒸発器と比較して、送風空気の温度分布が悪化することが確認されている。

【0018】

本発明は、上記点に鑑み、冷媒流入側へ気液分離器で分離された液相冷媒が導かれる

50

蒸発器にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することを目的とする。

【0019】

また、本発明は、比較的低い乾き度の冷媒を流入させる蒸発器において、冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することを別の目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0020】

本発明は、上記目的を達成するために案出されたもので、請求項1に記載の発明では、冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置(10)に適用されて、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ(41)と、複数本のチューブ(41)の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク(42~45)と、を備え、

複数本のチューブ(41)は、タンク(42~45)の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部(40a、40b)を構成しており、

複数本のチューブ(41)のうちタンク(42~45)内の同一空間から分配された冷媒を同一方向に流すチューブ(41)群によって形成される流体経路をターンとし、タンク(42~45)内の空間のうち冷媒流入口(14a)から冷媒が流入する空間を入口側空間(Sp1)とし、入口側空間(Sp1)に接続されるターンを入口側ターン(Tn1)としたときに、

入口側ターン(Tn1)を構成するチューブ(41)へ流入した冷媒のレイノルズ数(Re)が、

$$Re \geq 1800$$

となっていることを特徴とする。

【0021】

但し、レイノルズ数(Re)は、

$$Re = \frac{\rho \times u \times D_a}{\mu}$$

$$u = \frac{Gr}{\rho \times A T 1}$$

で定義される。

【0022】

さらに、 ρ は、入口側空間(Sp1)へ流入する冷媒の密度であり、Grは、入口側空間(Sp1)へ流入する冷媒の流量(質量流量)であり、AT1は、入口側ターン(Tn1)を構成するチューブ(41)の合計通路断面積であり、 D_a は、合計通路断面積(AT1)の合計相当直径であり、 μ は、入口側空間(Sp1)へ流入した冷媒の飽和液粘性係数である。

【0023】

これによれば、入口側ターン(Tn1)を構成するチューブ(41)へ流入した冷媒のレイノルズ数(Re)を1800以上としているので、冷媒流入口(14a)から入口側空間(Sp1)へ流入する冷媒の流速が大きく低下してしまうことがない。

【0024】

従って、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であっても、入口側空間(Sp1)から入口側ターン(Tn1)を構成する各チューブ(41)へ冷媒を分配する際の分配性の悪化を抑制できる。

【0025】

ここで、入口側ターン(Tn1)を流通する冷媒は、蒸発器(14)内を流通する冷媒のうち比較的低い乾き度の冷媒となる。このため、熱交換部(40a、40b)のうち、入口側ターン(Tn1)によって構成される入口側の熱交換領域では、冷凍機油が混入した冷媒を流通させることで高い冷却能力を発揮させることができる。

【0026】

従って、入口側ターン(Tn1)を構成する各チューブ(41)へ冷媒を分配する際の分配性の悪化を抑制することで、熱交換部(40a、40b)の入口側の熱交換領域にて

10

20

30

40

50

冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を効果的に抑制することができる。

【0027】

その結果、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であっても、冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することができる。

【0028】

なお、請求項に記載された「冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器」とは、気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が、液相状態のまま冷媒流入口(14a)へ流入する蒸発器のみに限定されない。液相冷媒が減圧手段等を介して僅かな乾き度を有する気液二相冷媒となって冷媒流入口(14a)へ流入する蒸発器も含む意味である。さらに、この場合は、冷媒流入口(14a)へ流入する冷媒の乾き度は、0.2以下となっていることが望ましい。

10

【0029】

また、「チューブ(41)へ流入した冷媒」は、「チューブ(41)へ流入した直後の冷媒」としてもよい。また、「入口側空間(Sp1)へ流入する冷媒」は、「冷媒流入口(14a)から入口側空間(Sp1)へ流入する直前の冷媒」、あるいは、「冷媒流入口(14a)から入口側空間(Sp1)へ流入した直後の冷媒」としてもよい。

【0030】

また、請求項2に記載の発明では、冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置(10)に適用されて、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

20

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ(41)と、複数本のチューブ(41)の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク(42~45)と、を備え、

複数本のチューブ(41)は、タンク(42~45)の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部(40a、40b)を構成しており、

複数本のチューブ(41)のうちタンク(42~45)内の同一空間から分配された冷媒を同一方向に流すチューブ(41)群によって形成される流体経路をターンとし、タンク(42~45)内の空間のうち冷媒流入口(14a)から冷媒が流入する空間を入口側空間(Sp1)とし、入口側空間(Sp1)に接続されるターンを入口側ターン(Tn1)としたときに、

30

冷媒流入口(14a)の入口通路断面積(Ain)、および入口側ターン(Tn1)を構成するチューブ(41)群の合計通路断面積(AT1)が、

$$AT1 / Ain \geq 3.5$$

となっており、かつ、

冷媒流入口(14a)の入口相当直径(Din)、および入口側空間(Sp1)の長手方向の長さ(Lg1)が、

$$Lg1 / Din \geq 2.5$$

となっていることを特徴とする。

【0031】

これによれば、入口通路断面積(Ain)に対する合計通路断面積(AT1)の比(AT1/Ain)が3.5以下となっている。従って、入口側ターン(Tn1)を構成するチューブ(41)へ流入する冷媒の流速が大きく低下してしまうことがない。

40

【0032】

さらに、入口相当直径(Din)に対する長手方向の長さ(Lg1)の比(Lg1/Din)が2.5以下となっている。従って、入口側空間(Sp1)へ流入した冷媒を冷媒流入口(14a)から最も離れたチューブ(41)へ到達させることができる。

【0033】

その結果、冷媒を入口側空間(Sp1)から入口側ターン(Tn1)を構成する各チューブ(41)へ分配する際の分配性の悪化を抑制できる。そして、請求項1に記載の発明と同様に、蒸発器全体として、熱交換部(40a、40b)にて冷却された冷却対象流体

50

に生じる温度分布を抑制することができる。

【0034】

また、請求項8に記載の発明では、冷媒中に冷凍機油が混入した蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置(10)に適用されて、冷媒流入口(14a)側に気液分離手段(30f、16)にて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器であって、

内部に冷媒が流通する複数本のチューブ(41)と、複数本のチューブ(41)の端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク(42~45)と、を備え、

複数本のチューブ(41)は、タンク(42~45)の長手方向に積層配置されて、冷媒と冷却対象流体とを熱交換させる熱交換部(40a、40b)を構成しており、さらに、複数本のチューブ(41)は、2列に積層配置されており、

熱交換部として、冷却対象流体の流れ方向上流側に配置される風上側熱交換部(40a)、および冷却対象流体の流れ方向下流側に配置されて冷媒と風上側熱交換部(40a)通過後の冷却対象流体とを熱交換させる風下側熱交換部(40b)が設けられており、

風上側熱交換部(40a)内の冷媒流路および風下側熱交換部(40b)内の冷媒流路は、冷媒流入口(14a)へ流入した冷媒が、風上側熱交換部(40a)および風下側熱交換部(40b)のうち一方を流通した後に他方を流通するように接続されており、

冷媒流入口(14a)から風上側熱交換部(40a)および風下側熱交換部(40b)のうち一方へ流入する冷媒の乾き度が0.2以下となっており、

風上側熱交換部(40a)および風下側熱交換部(40b)のうち一方から流出して他方へ流入する冷媒の乾き度が、0.4以上となっていることを特徴とする。

【0035】

これによれば、風上側熱交換部(40a)および風下側熱交換部(40b)のうち一方の熱交換部では、比較的低い乾き度の冷媒(具体的には、乾き度0.2~0.4程度の冷媒)を蒸発させることができる。また、他方の熱交換部では、比較的高い乾き度の冷媒(具体的には、乾き度0.4以上の冷媒)を蒸発させることができる。

【0036】

従って、蒸発器に冷凍機油が混入した冷媒を流入させた際に、一方の熱交換部を高い冷却能力を発揮する領域とすることができる。これにより、風上側熱交換部(40a)にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布、および風下側熱交換部(40b)にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することができる。

【0037】

その結果、比較的低い乾き度の冷媒を流入させる蒸発器であっても、蒸発器全体として熱交換部(40a、40b)にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することができる。

【0038】

なお、この欄および特許請求の範囲に記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【図面の簡単な説明】

【0039】

【図1】第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの模式的な全体構成図である。

【図2】第1実施形態の蒸発器の外観斜視図である。

【図3】第1実施形態の蒸発器における冷媒流れを説明するための説明図である。

【図4】図3のIV部の内部構造を示す模式的な断面図である。

【図5】第1実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルにおける冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図6】蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度と蒸発器全体としての冷却性能との関係を示すグラフである。

【図7】蒸発器内の冷媒流路における冷媒の乾き度と局所的な熱伝達率との関係を示すグラフである。

【図8】レイノルズ数を変化させた際の蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度と蒸

10

20

30

40

50

発器全体としての冷却性能との関係を示すグラフである。

【図 9】蒸発器の寸法諸元を変化させた際の冷凍機油濃度と冷却性能との関係を示すグラフである。

【図 10】第 2 実施形態の蒸発器における冷媒流れを説明するための説明図である。

【図 11】第 3 実施形態のエジェクタ式冷凍サイクルの模式的な全体構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0040】

(第 1 実施形態)

図 1 ~ 図 9 を用いて、本発明の第 1 実施形態を説明する。本実施形態の蒸発器 14 は、図 1 の全体構成図に示すように、冷媒減圧手段としてエジェクタ 13 を備える蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置、すなわちエジェクタ式冷凍サイクル 10 に適用されている。さらに、このエジェクタ式冷凍サイクル 10 は、車両用空調装置に適用されており、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を冷却する機能を果たす。

10

【0041】

このエジェクタ式冷凍サイクル 10 では、冷媒として HFC 系冷媒（具体的には、R134a）を採用しており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない亜臨界冷凍サイクルを構成している。もちろん、冷媒として HFO 系冷媒（具体的には、R1234yf）等を採用してもよい。

【0042】

冷媒には圧縮機 11 を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は、冷媒とともにサイクルを循環している。この冷凍機油としては、液相冷媒に相溶性を有するものが採用されている。さらに、冷凍機油は、エジェクタ式冷凍サイクル 10 の通常作動時に、後述する蒸発器 14 の冷媒流入口 14a へ流入する冷媒における冷凍機油濃度が 5wt% 程度となる量が混入されている。

20

【0043】

まず、エジェクタ式冷凍サイクル 10 において、圧縮機 11 は、冷媒を吸入して高圧冷媒となるまで昇圧して吐出するものである。具体的には、本実施形態の圧縮機 11 は、1 つのハウジング内に固定容量型の圧縮機構、および圧縮機構を駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機である。

【0044】

この圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用できる。また、電動モータは、後述する制御装置から出力される制御信号によって、その作動（回転数）が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。

30

【0045】

圧縮機 11 の吐出口には、放熱器 12 の凝縮部 12a の冷媒入口側が接続されている。放熱器 12 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒と冷却ファン 12d により送風される車室外空気（外気）を熱交換させることによって、高圧冷媒を放熱させて冷却する放熱用熱交換器である。

【0046】

より具体的には、この放熱器 12 は、圧縮機 11 から吐出された高圧気相冷媒と冷却ファン 12d から送風された外気とを熱交換させ、高圧気相冷媒を放熱させて凝縮させる凝縮部 12a、凝縮部 12a から流出した冷媒の気液を分離して余剰液相冷媒を蓄えるレシーバ部 12b、およびレシーバ部 12b から流出した液相冷媒と冷却ファン 12d から送風される外気とを熱交換させ、液相冷媒を過冷却する過冷却部 12c を有して構成される、いわゆるサブクール型の凝縮器である。

40

【0047】

冷却ファン 12d は、制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。放熱器 12 の過冷却部 12c の冷媒出口側には、エジェクタ 13 の冷媒流入口 31a が接続されている。

50

【0048】

エジェクタ13は、放熱器12から流出した過冷却状態の高圧液相冷媒を減圧させて下流側へ流出させる冷媒減圧手段としての機能を果たすとともに、高速度で噴射される冷媒流の吸引作用によって後述する蒸発器14から流出した冷媒を吸引（輸送）して循環させる冷媒循環手段（冷媒輸送手段）としての機能を果たすものである。

【0049】

さらに、本実施形態のエジェクタ13は、減圧させた冷媒の気液を分離する気液分離手段としての機能も果たす。つまり、本実施形態のエジェクタ13は、気液分離機能付きエジェクタ（エジェクタモジュール）として構成されている。なお、図1における上下の各矢印は、エジェクタ13を車両に搭載した状態における上下の各方向を示している。

10

【0050】

より具体的には、本実施形態のエジェクタ13は、図1に示すように、複数の構成部材を組み合わせることによって構成されたボデー30を備えている。ボデー30は、角柱状あるいは円柱状の金属あるいは樹脂にて形成されている。このボデー30には、複数の冷媒流入口や複数の内部空間等が形成されている。

【0051】

ボデー30に形成された複数の冷媒流入口としては、放熱器12から流出した冷媒を内部へ流入させる冷媒流入口31a、蒸発器14から流出した冷媒を吸引する冷媒吸引口31b、ボデー30の内部に形成された気液分離空間30fにて分離された液相冷媒を蒸発器14の冷媒入口側へ流出させる液相冷媒流出口31c、および気液分離空間30fにて分離された気相冷媒を圧縮機11の吸入側へ流出させる気相冷媒流出口31d等が形成されている。

20

【0052】

ボデー30の内部に形成された内部空間としては、冷媒流入口31aから流入した冷媒を旋回させる旋回空間30a、旋回空間30aから流出した冷媒を減圧させる減圧用空間30b、減圧用空間30bから流出した冷媒を流入させる昇圧用空間30e、昇圧用空間30eから流出した冷媒の気液を分離する気液分離空間30f等が形成されている。

【0053】

旋回空間30aおよび気液分離空間30fは、略円柱状の回転体形状に形成されている。減圧用空間30bおよび昇圧用空間30eは、旋回空間30a側から気液分離空間30f側へ向かって徐々に拡大する略円錐台状の回転体形状に形成されている。これらの空間の中心軸はいずれも同軸上に配置されている。なお、回転体形状とは、平面図形を同一平面上の1つの直線（中心軸）の周りに回転させた際に形成される立体形状である。

30

【0054】

さらに、ボデー30には、冷媒吸引口31bから吸引された冷媒を、減圧用空間30bの冷媒流れ下流側であって昇圧用空間30eの冷媒流れ上流側へ導く吸引用通路13bが形成されている。

【0055】

また、減圧用空間30bおよび昇圧用空間30eの内部には、通路形成部材35が配置されている。通路形成部材35は、減圧用空間30bから離れるに伴って外周側に広がる略円錐形状に形成されており、通路形成部材35の中心軸も減圧用空間30b等の中心軸と同軸上に配置されている。

40

【0056】

そして、ボデー30の減圧用空間30bおよび昇圧用空間30eを形成する部位の内周面と通路形成部材35の円錐状側面との間には、軸方向垂直断面の形状が円環状（円形状から同軸上に配置された小径の円形状を除いたドーナツ形状）の冷媒通路が形成されている。

【0057】

この冷媒通路のうち、ボデー30の減圧用空間30bを形成する部位と通路形成部材35の円錐状側面の頂部側の部位との間に形成される冷媒通路は、冷媒流れ下流側に向かっ

50

て通路断面積を小さく絞る形状に形成されている。この形状により、この冷媒通路は、冷媒を等エントロピ的に減圧させて噴射するノズルとして機能するノズル通路 13 a を構成している。

【0058】

より具体的には、本実施形態のノズル通路 13 a は、ノズル通路 13 a の入口側から最小通路面積部へ向かって通路断面積を徐々に縮小させ、最小通路面積部からノズル通路 13 a の出口側に向かって通路断面積を徐々に拡大させる形状に形成されている。つまり、本実施形態のノズル通路 13 a では、いわゆるラバールノズルと同様に冷媒通路断面積が変化する。

【0059】

ボデー 30 の昇圧用空間 30 e を形成する部位と通路形成部材 35 の円錐状側面の下流側の部位との間に形成される冷媒通路は、冷媒流れ下流側に向かって通路断面積を徐々に拡大させる形状に形成されている。この形状により、この冷媒通路は、ノズル通路 13 a から噴射された噴射冷媒と冷媒吸引口 31 b から吸引された吸引冷媒とを混合させて昇圧させるディフューザとして機能するディフューザ通路 13 c を構成している。

【0060】

また、ボデー 30 の内部には、通路形成部材 35 を変位させてノズル通路 13 a の最小通路面積部の通路断面積を変化させる駆動手段としてのエレメント 37 が配置されている。より具体的には、エレメント 37 は、吸引用通路 13 b を流通する冷媒（すなわち、蒸発器 14 流出冷媒）の温度および圧力に応じて変位するダイヤフラムを有している。そして、このダイヤフラムの変位を作動棒 37 a を介して、通路形成部材 35 へ伝達することによって、通路形成部材 35 を上下方向に変位させる。

【0061】

さらに、このエレメント 37 は、蒸発器 14 流出冷媒の温度（過熱度）が上昇するに伴って、最小通路面積部の通路断面積を拡大させる方向（鉛直方向下方側）に通路形成部材 35 を変位させる。一方、エレメント 37 は、蒸発器 14 流出冷媒の温度（過熱度）が低下するに伴って、最小通路面積部の通路断面積を縮小させる方向（鉛直方向上方側）に通路形成部材 35 を変位させる。

【0062】

本実施形態では、このように蒸発器 14 流出冷媒の過熱度に応じてエレメント 37 が通路形成部材 35 を変位させることによって、蒸発器 14 出口側冷媒の過熱度が予め定めた所定値に近づくように、ノズル通路 13 a の最小通路面積部の通路断面積が調整される。

【0063】

気液分離空間 30 f は、通路形成部材 35 の下方側に配置されている。この気液分離空間 30 f は、ディフューザ通路 13 c から流出した冷媒を中心軸周りに旋回させて、遠心力の作用によって冷媒の気液を分離する遠心分離方式の気液分離手段を構成している。従って、本実施形態の気液分離空間 30 f では、ノズル通路 13 a にて圧縮機 11 吐出冷媒をよりも低い圧力に減圧された冷媒の気液を分離している。

【0064】

さらに、この気液分離空間 30 f の内容積は、サイクルに負荷変動が生じてサイクルを循環する冷媒循環流量が変動しても、実質的に余剰冷媒を溜めることができない程度の容積になっている。

【0065】

また、ボデー 30 のうち気液分離空間 30 f の底面を形成する部位には、分離された液相冷媒中の冷凍機油を、気液分離空間 30 f と液相冷媒流出口 31 c とを接続する気相冷媒通路側へ戻すオイル戻し穴 31 e が形成されている。また、気液分離空間 30 f と液相冷媒流出口 31 c とを接続する液相冷媒通路には、蒸発器 14 へ流入させる冷媒を減圧させる減圧手段としてのオリフィス 31 i が配置されている。

【0066】

エジェクタ 13 の液相冷媒流出口 31 c には、蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a 側が接続

10

20

30

40

50

されている。蒸発器 14 は、エジェクタ 13 にて減圧された低圧冷媒と送風ファン 14c から車室内へ送風される送風空気とを熱交換させることによって、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器である。従って、本実施形態の冷却対象流体は送風空気である。送風ファン 14c は、制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【0067】

蒸発器 14 の詳細構成については、図 2 ~ 図 4 を用いて説明する。なお、図 2 ~ 図 4 における上下の各矢印は、蒸発器 14 を車両に搭載した状態における上下の各方向を示している。本実施形態の蒸発器 14 は、内部に冷媒が流通する複数本のチューブ 41 と、複数本のチューブ 41 の長手方向両端部に接続されて冷媒の集合あるいは分配を行うタンク 42 ~ 45 とを備える、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器で構成されている。

10

【0068】

チューブ 41 は、伝熱性に優れる金属（本実施形態では、アルミニウム合金）で形成されており、内部を流通する冷媒の流れ方向（チューブ 41 の長手方向）に垂直な断面形状が扁平形状に形成された扁平チューブである。さらに、それぞれのチューブ 41 は、タンク 42 ~ 45 の長手方向（本実施形態では、略水平方向）に、2 列に並んで積層配置されている。

【0069】

この際、それぞれのチューブ 41 は、外表面の平坦面（扁平面）同士が互いに平行となるように配置されている。そして、タンク 42 ~ 45 の長手方向に隣り合うチューブ 41 同士の間には、送風空気が流通する空気通路が形成されている。従って、複数本のチューブ 41 が積層配置されることによって、冷媒と送風空気とを熱交換させる熱交換部（熱交換コア部）40a、40b が形成される。

20

【0070】

また、隣り合うチューブ 41 同士の間形成される空気通路には、冷媒と送風空気との熱交換を促進するフィン 46 が配置されている。フィン 46 は、チューブ 41 と同じ材質の薄板材を波状に曲げ成形することによって形成されたコルゲートフィンであり、その頂部がチューブ 41 の平坦面にろう付け接合されている。なお、図 2 では、図示の明確化のため、フィン 46 を一部のみ図示しているが、フィン 46 は、隣り合うチューブ 41 の間の略全域に渡って配置されている。

30

【0071】

さらに、前述の如く、本実施形態のチューブ 41 は 2 列に並んで積層配置されているので、熱交換部としては、送風空気の流れ方向上流側に配置される風上側熱交換部 40a、および送風空気の流れ方向下流側に配置されて冷媒と風上側熱交換部 40a 通過後の送風空気とを熱交換させる風下側熱交換部 40b が形成されている。

【0072】

タンク 42 ~ 45 は、チューブ 41 と同じ材質の有底筒状部材で形成されている。タンク 42 ~ 45 の筒状側面には、その内外を貫通する複数のスリット穴が形成されている。そして、このスリット穴に各チューブ 41 が挿入された状態で、チューブ 41 とタンク 42 ~ 45 がろう付け接合されている。

40

【0073】

本実施形態では、タンク 42 ~ 45 のうち、風上側熱交換部 40a を構成するチューブ 41 の鉛直方向上方側の端部に接続されるタンクを風上側上方タンク 42 とし、風上側熱交換部 40a を構成するチューブ 41 の鉛直方向下方側の端部に接続されるタンクを風上側下方タンク 43 とする。

【0074】

さらに、タンク 42 ~ 45 のうち、風下側熱交換部 40b を構成するチューブ 41 の鉛直方向上方側の端部に接続されるタンクを風下側上方タンク 44、風下側熱交換部 40b を構成するチューブ 41 の鉛直方向下方側の端部に接続されるタンクを風下側下方タンク 45 とする。

50

【0075】

風下側上方タンク44の長手方向一端側の底面には、蒸発器14全体としての冷媒流入口14aが形成されており、風上側上方タンク42の長手方向一端側の底面には、蒸発器14全体としての冷媒流出口14bが形成されている。また、図3に示すように、風上側上方タンク42、風下側上方タンク44、風下側下方タンク45の内部には、それぞれタンク内の空間を仕切るセパレータ42a、44a、45aが配置されている。

【0076】

これにより、本実施形態の蒸発器14では、図3の太実線矢印に示すように冷媒が流れる。具体的には、風上側熱交換部40a内の冷媒流路および風下側熱交換部40b内の冷媒流路は、冷媒流入口14aへ流入した冷媒が、風下側熱交換部40bを流通した後に風上側熱交換部40aを流通するように接続されている。なお、図3では、図示の明確化のため、風上側熱交換部40aおよび風下側熱交換部40bの空気流れ方向の距離を拡大して図示している。

10

【0077】

ここで、本実施形態では、チューブ41のうちタンク42～45内の同一空間から分配された冷媒を同一方向に流すチューブ41群によって形成される流体経路をターンと呼ぶ。なお、「ターン」は、「パス」と呼ばれることもある。

【0078】

本実施形態の蒸発器14では、図3に示すように、風下側熱交換部40bには、入口側ターンTn1 第2ターンTn2 第3ターンTn3の順で冷媒が流れる3つのターンが形成されている。さらに、風上側熱交換部40aには、第4ターンTn4 出口側ターンTn5の順で冷媒が流れる2つのターンが形成されている。

20

【0079】

また、本実施形態では、風上側熱交換部40aと風下側熱交換部40bとの間で冷媒を連通させるための複数の連通路が設けられている。具体的には、本実施形態では、風上側上方タンク42の長手方向他端側と風下側上方タンク44の長手方向他端側とを連通させる連通路、および風上側下方タンク43の長手方向他端側と風下側下方タンク45の長手方向他端側とを連通させる連通路の2つが設けられている。

【0080】

次に、図4の模式的な断面図を用いて、風下側上方タンク44内の空間のうち、冷媒流入口14aから冷媒が流入する空間である入口側空間Sp1、および入口側空間Sp1に接続される入口側ターンTn1を構成するチューブ41について詳述する。

30

【0081】

以下の説明では、冷媒流入口14aの通路断面積を入口通路断面積 A_{in} とし、冷媒流入口14aの相当直径を入口相当直径 D_{in} とする。入口相当直径 D_{in} は、入口通路断面積 A_{in} を同じ面積の円に換算した際の直径である。また、入口側ターンTn1を構成するチューブ41群の通路断面積の合計値を合計通路断面積 A_{T1} とし、合計通路断面積 A_{T1} を同じ面積の円に換算した際の直径を、合計相当直径を D_a とする。また、入口側空間Sp1の風下側上方タンク44の長手方向の長さを L_{g1} とする。

【0082】

まず、本実施形態の蒸発器14では、入口側空間Sp1から入口側ターンTn1を構成するチューブ41へ流入した直後の冷媒のレイノルズ数 Re が、以下数式F1を満足するように各寸法が設定されている。レイノルズ数 Re は、以下数式F2、F3によって算出される。

40

$$Re \geq 1800 \quad \dots (F1)$$

$$Re = \rho \times u \times D_a / \mu \quad \dots (F2)$$

$$u = Gr / \rho \times A_{T1} \quad \dots (F3)$$

ここで、 ρ は、入口側空間Sp1へ流入した直後の冷媒の密度であり、 Gr は、入口側空間Sp1へ流入した直後の冷媒の流量（質量流量）であり、 μ は、入口側空間Sp1へ流入した直後の冷媒の飽和液粘性係数である。

50

【 0 0 8 3 】

さらに、本実施形態の蒸発器 1 4 では、以下数式 F 4、F 5 を同時に満足するように、各寸法を設定している。

$$A T 1 / A i n \quad 3 . 5 \quad \dots (F 4)$$

$$L g 1 / D i n \quad 2 5 \quad \dots (F 5)$$

より具体的には、本実施形態では、D i n を 6 m m 程度とし、L g 1 を 8 9 m m 程度とし、A T 1 を 9 3 m m² 程度としている。

【 0 0 8 4 】

蒸発器 1 4 の冷媒流出口 1 4 b 側には、エジェクタ 1 3 の冷媒吸引口 3 1 b が接続されている。さらに、エジェクタ 1 3 の気相冷媒流出口 3 1 d には圧縮機 1 1 の吸入側が接続されている。

10

【 0 0 8 5 】

次に、図示しない制御装置は、C P U、R O M および R A M 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成される。この制御装置は、その R O M 内に記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行って、上述の各種電気式のアクチュエータ 1 1、1 2 d、1 4 c 等の作動を制御する。

【 0 0 8 6 】

また、制御装置には、車室内温度を検出する内気温センサ、外気温を検出する外気温センサ、車室内の日射量を検出する日射センサ、蒸発器 1 4 の吹出空気温度（蒸発器温度）を検出する蒸発器温度センサ、放熱器 1 2 出口側冷媒の温度を検出する出口側温度センサおよび放熱器 1 2 出口側冷媒の圧力を検出する出口側圧力センサ等の空調制御用のセンサ群が接続され、これらのセンサ群の検出値が入力される。

20

【 0 0 8 7 】

さらに、制御装置の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された図示しない操作パネルが接続され、この操作パネルに設けられた各種操作スイッチからの操作信号が制御装置へ入力される。操作パネルに設けられた各種操作スイッチとしては、車室内空調を行うことを要求する空調作動スイッチ、車室内温度を設定する車室内温度設定スイッチ等が設けられている。

【 0 0 8 8 】

なお、本実施形態の制御装置は、その出力側に接続された各種の制御対象機器の作動を制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、制御装置のうち、各制御対象機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が各制御対象機器の制御手段を構成している。例えば、本実施形態では、圧縮機 1 1 の電動モータの作動を制御する構成が吐出能力制御手段を構成している。

30

【 0 0 8 9 】

次に、上記構成における本実施形態の作動を図 5 のモリエル線図を用いて説明する。なお、図 5 では、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 1 0 における冷媒の状態の変化を太実線で示し、圧縮機、放熱器、膨張弁、および蒸発器を環状に接続することによって構成される一般的な冷凍サイクル装置の冷媒の状態を太破線で示している。

【 0 0 9 0 】

本実施形態では、操作パネルの作動スイッチが投入（O N）されると、制御装置が圧縮機 1 1 の電動モータ、冷却ファン 1 2 d、送風ファン 1 4 c 等を作動させる。これにより、圧縮機 1 1 が冷媒を吸入し、圧縮して吐出する。

40

【 0 0 9 1 】

圧縮機 1 1 から吐出された高温高圧冷媒（図 5 の a 5 点）は、放熱器 1 2 の凝縮部 1 2 a へ流入し、冷却ファン 1 2 d から送風された外気と熱交換し、放熱して凝縮する。凝縮部 1 2 a にて凝縮した冷媒は、レシーバ部 1 2 b にて気液分離される。レシーバ部 1 2 b にて気液分離された液相冷媒は、過冷却部 1 2 c にて冷却ファン 1 2 d から送風された外気と熱交換し、さらに放熱して過冷却液相冷媒となる（図 5 の a 5 点 b 5 点）。

【 0 0 9 2 】

50

放熱器 12 の過冷却部 12 c から流出した過冷却液相冷媒は、エジェクタ 13 の減圧用空間 30 b の内周面と通路形成部材 35 の外周面との間に形成されるノズル通路 13 a にて等エントロピ的に減圧されて噴射される（図 5 の b 5 点 c 5 点）。この際、減圧用空間 30 b の最小通路面積部 30 m における冷媒通路面積は、蒸発器 14 出口側冷媒の過熱度が予め定めた所定値に近づくように調整される。

【0093】

そして、ノズル通路 13 a から噴射された噴射冷媒の吸引作用によって、蒸発器 14 から流出した冷媒（図 5 の m 5 点）が、冷媒吸引口 31 b および吸引用通路 13 b を介して吸引される。ノズル通路 13 a から噴射された噴射冷媒と吸引用通路 13 b を介して吸引された吸引冷媒は、ディフューザ通路 13 c へ流入して合流する（図 5 の c 5 点 d 5 点、n 5 点 d 5 点）。

10

【0094】

ここで、吸引用通路 13 b の下流側は、冷媒通路面積が徐々に縮小する形状に形成されている。このため、吸引通路 30 d を通過する吸引冷媒は、その圧力を低下させながら（図 5 の m 5 点 n 5 点）、流速を増加させる。これにより、吸引冷媒と噴射冷媒との速度差を縮小し、ディフューザ通路 13 c にて吸引冷媒と噴射冷媒が混合する際のエネルギー損失（混合損失）を減少させることができる。

【0095】

ディフューザ通路 13 c では冷媒通路面積の拡大により、冷媒の運動エネルギーが圧力エネルギーに変換される。これにより、噴射冷媒と吸引冷媒が混合されながら混合冷媒の圧力が上昇する（図 5 の d 5 点 e 5 点）。ディフューザ通路 13 c から流出した冷媒は気液分離空間 30 f にて気液分離される（図 5 の e 5 点 f 5 点、e 5 点 g 5 点）。

20

【0096】

気液分離空間 30 f にて分離された液相冷媒（図 5 の g 5 点）は、オリフィス 30 i にて減圧されて（図 5 の g 5 点 h 5 点）、蒸発器 14 へ流入する。蒸発器 14 へ流入した冷媒は、送風ファン 14 c によって送風された送風空気から吸熱して蒸発する（図 5 の h 5 点 i 5 点 j 5 点 k 5 点 l 5 点 m 5 点）。これにより、送風空気が冷却される。

【0097】

より詳細には、オリフィス 30 i にて減圧された冷媒は、蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a から風下側上方タンク 44 内に形成された入口側空間 S p 1 へ流入する。ここで、蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a へ導かれる冷媒は、エジェクタ 13 のノズル通路 13 d で減圧された冷媒（圧縮機 11 吐出冷媒よりも低い圧力の冷媒）を気液分離空間 30 f にて気液分離した液相冷媒となる。

30

【0098】

そのため、気液分離空間 30 f にて気液分離された液相冷媒がオリフィス 30 i にて減圧されたとしても、入口側空間 S p 1 へ流入する直前あるいは流入した直後の冷媒は、比較的低い乾き度の気液二相冷媒となる。本発明者らの検討によれば、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 では、サイクルの負荷変動によらず、入口側空間 S p 1 へ流入する直前あるいは流入した直後の冷媒の乾き度が 0.2 以下になることが判っている。

40

【0099】

そして、冷媒が入口側ターン T n 1 を流通する際に、送風空気から吸熱して乾き度を上昇させる（図 5 の h 5 点 i 5 点）。入口側ターン T n 1 から流出した冷媒は、風下側下方タンク 45 内を移動して図 3 に示す第 2 ターン T n 2 へ流入し、第 2 ターン T n 2 を流通する際に、さらに送風空気から吸熱して乾き度を上昇させる（図 5 の i 5 点 j 5 点）。

【0100】

第 2 ターン T n 2 から流出した冷媒は、風下側上方タンク 44 内を移動し、一部は連通路を介して風上側上方タンク 42 内へ流入する。また、風下側上方タンク 44 内を移動した残余の冷媒は、図 3 に示す第 3 ターン T n 3 へ流入し、第 3 ターン T n 3 を流通する際

50

に、さらに送風空気から吸熱して乾き度を上昇させる（図5のj5点 k5点）。

【0101】

第3ターンTn3から流出した冷媒は、風下側下方タンク45から別の連通路を介して、風上側下方タンク43内へ流入する。本実施形態では、各連通路を介して、風下側熱交換部40b側から風上側熱交換部40a側へ流入する冷媒の乾き度が0.4以上、かつ、0.5以下となるように、風下側熱交換部40bの熱交換能力が調整されている。

【0102】

なお、このような熱交換能力の調整は、例えば、第1ターンTn1～第3ターンTn3によって形成される熱交換部の面積を変化させることによって調整することができる。

【0103】

さらに、風下側上方タンク44内から風上側上方タンク42内へ流入した冷媒は、図4に示す第4ターンTn4へ流入し、第4ターンTn4を流通する際に、さらに送風空気から吸熱して乾き度を上昇させて（図5のj5点 k5点）、風下側下方タンク45から風上側下方タンク43内へ流入した冷媒と合流する。

【0104】

第3ターンTn3から流出した冷媒と第4ターンTn4から流出した冷媒との合流冷媒は、風上側下方タンク43内を移動して図3に示す出口側ターンTn5へ流入し、出口側ターンTn5を流通する際に、さらに送風空気から吸熱して乾き度を上昇させる（図5のk5点 m5点）。

【0105】

一方、気液分離空間30fにて分離された気相冷媒は気相冷媒流出口31dから流出して、圧縮機11へ吸入され再び圧縮される（図5のf5点 a5点）。

【0106】

本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10は、以上の如く作動して、車室内へ送風される送風空気を冷却することができる。さらに、このエジェクタ式冷凍サイクル10では、ディフューザ通路13cにて昇圧された冷媒を圧縮機11に吸入させるので、圧縮機11の駆動動力を低減させて、サイクル効率(COP)を向上させることができる。

【0107】

また、本実施形態のエジェクタ13によれば、旋回空間30aにて冷媒を旋回させることで、旋回空間30a内の旋回中心側の冷媒圧力を、飽和液相冷媒となる圧力、あるいは、冷媒が減圧沸騰する（キャビテーションを生じる）圧力まで低下させることができる。これにより、旋回中心軸の外周側よりも内周側に気相冷媒が多く存在するようにして、旋回空間30a内の旋回中心線近傍はガス単相、その周りは液単相の二相分離状態とすることができる。

【0108】

このように二相分離状態となった冷媒がノズル通路13aへ流入することで、ノズル通路13aの先細部131では、円環状の冷媒通路の外周側壁面から冷媒が剥離する際に生じる壁面沸騰および円環状の冷媒通路の中心軸側の冷媒のキャビテーションによって生じた沸騰核による界面沸騰によって冷媒の沸騰が促進される。これにより、ノズル通路13aの最小通路面積部30mへ流入する冷媒が、気相と液相が均質に混合した気液混合状態となる。

【0109】

そして、最小通路面積部30mの近傍で気液混合状態の冷媒の流れに閉塞（チョーキング）が生じ、このチョーキングによって音速に到達した気液混合状態の冷媒が末広部132にて加速されて噴射される。このように、壁面沸騰および界面沸騰の双方による沸騰促進によって、気液混合状態の冷媒を音速となるまで効率よく加速できることで、ノズル通路13aにおけるエネルギー変換効率を向上させることができる。

【0110】

また、本実施形態のエジェクタ13では、通路形成部材35として減圧用空間30bから離れるに伴って断面積が拡大する円錐状に形成されたものを採用している。従って、デ

10

20

30

40

50

ィフューザ通路 13c の形状を減圧用空間 30b から離れるに伴って通路形成部材 35 の外周に沿って広がる形状とすることができる。その結果、エジェクタ 13 全体としての軸方向寸法を短縮化することができる。

【0111】

また、本実施形態のエジェクタ 13 では、ポデー 30 の内部に気液分離空間 30f が形成されているので、エジェクタ 13 とは別に同様の機能を発揮する気液分離手段を設ける場合に対して、気液分離空間 30f の容積を小さくすることができる。

【0112】

ところで、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 のように、気液分離手段にて分離された液相冷媒を蒸発器へ流入させるサイクル構成の冷凍サイクル装置では、分離された液相冷媒に多くの冷凍機油が溶け込みやすい。このため、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度が高くなりやすい。

10

【0113】

さらに、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度が高くなってしまうと、蒸発器内に滞留する冷凍機油が増加してしまうので、例えば、熱交換部を構成するチューブの内壁面に冷凍機油が付着してしまい、蒸発器の熱交換性能を悪化させやすい。

【0114】

このため、圧縮機、放熱器、膨張弁、および蒸発器を環状に接続することによって構成される「一般的な冷凍サイクル装置」では、図 6 の太破線に示すように、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度の上昇に伴って、蒸発器の冷却能力が低下してしまう。

20

【0115】

ところが、本発明者らの試験検討によれば、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 と同様のサイクル構成の「気液分離手段を有する冷凍サイクル装置」では、図 6 の太実線に示すように、蒸発器へ流入する液相冷媒中の冷凍機油濃度を 5 wt % 程度まで上昇させることで、蒸発器全体としての冷却能力が向上することが確認された。より詳細には、冷凍機油濃度を所定の濃度（ピーク濃度）に近づけることで、蒸発器全体としての冷却能力が極大値となることが確認された。

【0116】

さらに、本発明者らが、そのメカニズムについて調査したところ、気液分離手段にて分離された液相冷媒を蒸発器へ流入させる冷凍サイクル装置では、蒸発器へ流入する冷媒の乾き度が比較的低い値（具体的には、乾き度 0.2 以下）になることによって、蒸発器の冷却能力が向上することが判明した。

30

【0117】

その理由は、比較的低い乾き度の冷媒中では、冷凍機油濃度をピーク濃度に近づけることで、冷凍機油の粒が沸騰核となって液相冷媒の沸騰を促進するからである。そして、液相冷媒の沸騰を促進することで、熱交換部のうち、当該比較的低い乾き度の冷媒が流通する領域を構成するチューブ等における熱伝達率を向上させることができ、蒸発器全体としての冷却能力を向上させることができる。

【0118】

より具体的には、図 7 に示すように、熱交換部のうち乾き度が約 0.4 より低い冷媒が流通する領域では、冷凍機油が溶け込んでいない冷媒よりも、冷凍機油濃度がピーク濃度（5 wt % 程度）となっている冷媒を流通させる方が、当該領域における局所的な熱伝達率を向上させることができる。

40

【0119】

さらに、熱交換部のうち乾き度が約 0.2 より低い冷媒が流通する領域の局所的な熱伝達率は、冷凍機油が溶け込んでいない冷媒を流通させた際の局所的な熱伝達率の最高値よりも高い値となる。

【0120】

なお、図 7 は、蒸発器の入口側から出口側へ至る冷媒流路における冷媒の乾き度と、熱交換部の局所的な熱伝達率との関係を示すグラフであって、冷凍機油濃度が 5 wt % 程度

50

となっている冷媒を太実線で示し、冷凍機油濃度が0%となっている（すなわち、冷凍機油が溶け込んでいない）冷媒を太破線で示している。

【0121】

これに対して、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、前述の如く、蒸発器14の冷媒流入口14aへ流入する冷媒における冷凍機油濃度が5wt%程度（ピーク濃度）となるように冷凍機油が混入されているので、蒸発器14全体としての冷却能力を極大値に近づけることができる。

【0122】

その一方で、上述した熱交換部の熱伝達率の向上は、熱交換部のうち比較的低い乾き度の冷媒（具体的には、乾き度が0.4より低い冷媒）が流通する領域において生じる。さらに、熱交換部のうち比較的高い乾き度の冷媒（具体的には、乾き度が0.4以上の冷媒）が流通する領域では、冷媒の蒸発が進行することによって乾き度が上昇してしまうので、熱伝達率の向上を期待できないだけでなく、冷凍機油濃度の上昇によって熱交換性能が悪化してしまう。

10

【0123】

これに加えて、蒸発器へ流入する冷媒の乾き度が比較的低くなっていると、冷媒密度の上昇によって蒸発器へ流入した冷媒の流速が低下してしまうので、蒸発器へ流入した冷媒を各チューブへ分配する際の分配性が悪化する。

【0124】

そのため、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル10では、蒸発器14へ流入させる冷凍機油濃度を、蒸発器の冷却能力が極大値となるピーク濃度に設定してしまうと、蒸発器14にて冷却される送風空気に温度分布が生じてしまうおそれがある。

20

【0125】

これに対して、本実施形態の蒸発器14によれば、入口側空間Sp1から入口側ターンTn1を構成するチューブ41へ流入した直後の冷媒のレイノルズ数Reが、数式F1を満足するように、各寸法が設定されている。

$$Re \geq 1800 \dots (F1)$$

従って、蒸発器14の冷媒流入口14aから入口側空間Sp1へ流入する冷媒の流速が大きく低下してしまうことがない。

【0126】

その結果、冷媒流入口14a側にエジェクタ13の気液分離空間30fにて分離された液相冷媒が導かれる蒸発器14であっても、入口側空間Sp1から入口側ターンTn1を構成する各チューブ41へ冷媒を分配する際の分配性の悪化を抑制できる。

30

【0127】

ここで、入口側ターンTn1を構成するチューブ41を流通する冷媒は、蒸発器14内を流通する冷媒のうち比較的低い乾き度の冷媒となる。このため、熱交換部40a、40bのうち、入口側ターンTn1によって構成される入口側の熱交換領域は、冷凍機油が混入した冷媒が流通する際に高い冷却能力を発揮する領域となる。

【0128】

従って、入口側ターンTn1を構成する各チューブ41へ冷媒を分配する際の分配性の悪化を抑制することで、入口側の熱交換領域にて冷却された送風空気に生じる温度分布を抑制することができる。その結果、蒸発器14全体としても、冷却された送風空気に生じる温度分布を効果的に抑制することができる。

40

【0129】

さらに、本発明者らの試験検討によれば、図8に示すように、レイノルズ数Reが、1800以上となっている範囲では、冷凍機油濃度を所定の濃度（ピーク濃度）に近づけることで、サイクルの負荷変動によらず蒸発器14全体としての冷却能力が確実に極大値をとることも確認されている。なお、図8の試験結果は、以下の高負荷運転条件および低負荷運転条件で確認されている。

【0130】

50

高負荷運転条件は、サイクルを循環する冷媒流量（すなわち、前述の冷媒流量 G_r に相当）が 130 kg/h 程度であり、蒸発器 14（具体的には、入口側空間 S_{p1} ）へ流入する直前あるいは流入した直後の冷媒の乾き度が 0.01 程度である。さらに、高負荷運転条件では、蒸発器 14 出口側冷媒圧力が 0.31 MPa 程度となり、蒸発器 14 出口側冷媒過熱度が 10 程度となる。

【0131】

低負荷運転条件は、サイクルを循環する冷媒流量が 20 kg/h 程度であり、蒸発器 14（具体的には、入口側空間 S_{p1} ）へ流入する直前あるいは流入した直後の冷媒の乾き度が 0.02 程度である。さらに、低負荷運転条件では、蒸発器 14 出口側冷媒圧力が 0.37 MPa 程度となり、蒸発器 14 出口側冷媒過熱度が 3 程度となる。

10

【0132】

また、本実施形態の蒸発器 14 によれば、数式 F_4 、 F_5 を同時に満足するように、各寸法を設定している。

$$A_{T1} / A_{in} = 3.5 \dots (F_4)$$

$$L_{g1} / D_{in} = 2.5 \dots (F_5)$$

ここで、合計通路断面積 A_{T1} が、入口通路断面積 A_{in} に対して小さくなるに伴って、入口側ターン T_{n1} を構成するチューブ 41 へ流入する冷媒の流速が増加する。従って、入口通路断面積 A_{in} に対する合計通路断面積 A_{T1} の比 (A_{T1} / A_{in}) を小さくするに伴って、冷媒を入口側空間 S_{p1} から入口側ターン T_{n1} を構成する各チューブ 41 へ分配する際の分配性を向上させやすい。

20

【0133】

また、長手方向の長さ L_{g1} が、入口相当直径 D_{in} に対して小さくなるに伴って、冷媒流入口 14a から最も離れたチューブ 41 へ冷媒を到達させやすい。従って、入口相当直径 D_{in} に対する長手方向の長さ L_{g1} の比 (L_{g1} / D_{in}) を小さくするに伴って、冷媒を入口側空間 S_{p1} から入口側ターン T_{n1} を構成する各チューブ 41 へ分配する際の分配性を向上させやすい。

【0134】

さらに、本発明者らの検討によれば、数式 F_4 、 F_5 を同時に満足するように各寸法を設定することで、図 9 のグラフに示すように、蒸発器 14 全体として高い冷却能力を発揮させながら、冷媒を入口側空間 S_{p1} から入口側ターン T_{n1} を構成する各チューブ 41 へ分配する際の分配性の悪化を十分に抑制することができることが判っている。その結果、蒸発器 14 全体としても、冷却された送風空気に生じる温度分布を効果的に抑制することができる。

30

【0135】

また、本実施形態の蒸発器 14 によれば、熱交換部として、風上側熱交換部 40a、および風下側熱交換部 40b が設けられており、冷媒流入口 14a へ流入した冷媒が、風下側熱交換部 40b 風上側熱交換器 40a の順に流通するように接続されている。従って、風上側熱交換部 40a にて冷却された送風空気を、さらに風下側熱交換部 40b にて冷却する構成とすることができる。

【0136】

このような構成では、送風空気の流れ方向から見たときに、例えば、風下側熱交換部 40b のうち高い冷却能力を発揮する領域と、風上側熱交換部 40a のうち冷却能力が低くなってしまいう領域とを重合配置することができる。従って、送風空気に生じる温度分布を抑制しやすい。

40

【0137】

さらに、本実施形態では、冷媒流入口 14a へ流入する冷媒の乾き度が 0.2 以下となっており、風下側熱交換部 40b 側から風上側熱交換部 40a 側へ流入する冷媒の乾き度が 0.4 以上、かつ、 0.5 以下となっている。

【0138】

これによれば、風下側熱交換部 40b では、比較的低い乾き度の冷媒（具体的には、乾

50

き度 0.2 ~ 0.4 程度の冷媒)を蒸発させることができる。また、風上側熱交換部 40 a では、比較的高い乾き度の冷媒(具体的には、乾き度 0.4 以上の冷媒)を蒸発させることができる。従って、風下側熱交換部 40 b を風上側熱交換部 40 a よりも高い冷却能力を発揮する領域とすることができる。

【0139】

これにより、風上側熱交換部 40 a にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布、および風下側熱交換部 40 b にて冷却された冷却対象流体に生じる温度分布を抑制することができる。その結果、蒸発器 14 全体として、冷却された送風空気に生じる温度分布をより一層効果的に抑制することができる。

【0140】

さらに、本実施形態では、入口側空間 Sp1 が、風下側上方タンク 44 内に形成されているので、風下側熱交換部 40 b にて発揮される冷却能力を、風上側熱交換部 40 a にて発揮される冷却能力よりも向上させることができる。従って、風上側熱交換部 40 および風下側熱交換部 40 b の温度と送風空気の温度との温度差を確保して、効率的に送風空気を冷却することができる。

【0141】

また、本実施形態の蒸発器 14 によれば、風上側熱交換部 40 a と風下側熱交換部 40 b との間で冷媒を流通させるための連通路が複数設けられている。従って、冷媒が蒸発器 14 内を流通する際の通路圧損を低下させることもできる。

【0142】

(第2実施形態)

本実施形態では、第1実施形態に対して、図10に示すように、蒸発器14内の冷媒流路構成を変更した例を説明する。なお、図10は、第1実施形態の図3に対応する図面である。

【0143】

具体的には、本実施形態では、風下側下方タンク 45 の長手方向一端側の底面に、冷媒流入口 14 a が形成されている。従って、本実施形態の入口側空間 Sp1 は、風下側下方タンク 45 内に形成されている。さらに、風上側下方タンク 43 の長手方向一端側の底面に、冷媒流出口 14 b が形成されている。

【0144】

また、図10に示すように、風上側下方タンク 43、風下側上方タンク 44、風下側下方タンク 45 の内部には、それぞれタンク内の空間を仕切るセパレータ 43 a、44 a、45 a が配置されている。

【0145】

これにより、本実施形態の蒸発器 14 では、図10の太実線矢印に示すように冷媒が流れる。具体的には、第1実施形態と同様に、風上側熱交換部 40 a 内の冷媒流路および風下側熱交換部 40 b 内の冷媒流路は、冷媒流入口 14 a へ流入した冷媒が、風下側熱交換部 40 b を流通した後に風上側熱交換部 40 a を流通するように接続されている。

【0146】

また、本実施形態の蒸発器 14 においても、図10に示すように、風下側熱交換部 40 b には、入口側ターン Tn1 第2ターン Tn2 第3ターン Tn3 の順で冷媒が流れる3つのターンが形成されている。さらに、風上側熱交換部 40 a には、第4ターン Tn4 出口側ターン Tn5 の順で冷媒が流れる2つのターンが形成されている。

【0147】

その他の蒸発器 14 およびエジェクタ式冷凍サイクル 10 の構成および作動については、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態の蒸発器 14 においても第1実施形態と同様に、蒸発器 14 にて冷却された送風空気に生じる温度分布を効果的に抑制することができる。

【0148】

さらに、本実施形態では、風下側下方タンク 45 内に入口側空間 Sp1 が形成されてい

10

20

30

40

50

るので、入口側空間 S p 1 内へ流入した冷媒が、重力の作用によって冷媒流入口 1 4 a 近傍のチューブ 4 1 へ流入してしまうことを抑制できる。従って、入口側空間 S p 1 から入口側ターン T n 1 を構成する各チューブ 4 1 へ分配する際の分配性をより一層向上させることができる。

【0149】

(第3実施形態)

上述の実施形態では、気液分離機能付きのエジェクタ 1 3 を有するエジェクタ式冷凍サイクル 1 0 に、蒸発器 1 4 を適用した例を説明したが、本実施形態では、図 1 1 の全体構成図に示すように、互いに別の構成機器として構成されたエジェクタ 1 5 および気液分離器 1 6 を有するエジェクタ式冷凍サイクル 1 0 に、蒸発器 1 4 を適用している。

10

【0150】

より具体的には、本実施形態のエジェクタ 1 5 は、ノズル部 1 5 a およびボデー部 1 5 b を有して構成されている。ノズル部 1 5 a は、冷媒の流れ方向に向かって徐々に先細る略円筒状の金属（例えば、ステンレス合金）等で形成されており、その内部に形成された冷媒通路（絞り通路）にて冷媒を等エントロピ的に減圧膨張させるものである。

【0151】

本実施形態では、ノズル部 1 5 a として、エジェクタ式冷凍サイクル 1 0 の通常運転時に、冷媒噴射口から噴射される噴射冷媒の流速が音速以上となるように設定されたものが採用されている。このようなノズル部 1 5 a としては、ラバールノズル、先細ノズルのいずれを採用してもよい。

20

【0152】

ボデー部 1 5 b は、略円筒状の金属（例えば、アルミニウム）あるいは樹脂で形成されており、内部にノズル部 1 5 a を支持固定する固定部材として機能するとともに、エジェクタ 1 5 の外殻を形成するものである。より具体的には、ノズル部 1 5 a は、ボデー部 1 5 b の長手方向一端側の内部に収容されるように圧入にて固定されている。従って、ノズル部 1 5 a とボデー部 1 5 b との固定部（圧入部）から冷媒が漏れることはない。

【0153】

また、ボデー部 1 5 b の外周面のうち、ノズル部 1 5 a の外周側に対応する部位には、その内外を貫通してノズル部 1 5 a の冷媒噴射口と連通するように設けられた冷媒吸引口 1 5 c が形成されている。この冷媒吸引口 1 5 c は、ノズル部 1 5 a から噴射される噴射冷媒の吸引作用によって、蒸発器 1 4 から流出した冷媒をエジェクタ 1 5 の外部から内部へ吸引する貫通穴である。

30

【0154】

さらに、ボデー部 1 5 b の内部には、冷媒吸引口 1 5 c から吸引された吸引冷媒をノズル部 1 5 a の冷媒噴射口側へ導く吸引通路、および冷媒吸引口 1 5 c から吸引通路を介してエジェクタ 1 5 の内部へ流入した吸引冷媒と噴射冷媒とを混合させて昇圧させる昇圧部としてのディフューザ部 1 5 d が形成されている。

【0155】

ディフューザ部 1 5 d は、吸引通路の出口に連続するように配置されて、冷媒通路面積を徐々に拡大させる空間によって形成されている。これにより、噴射冷媒と吸引冷媒とを混合させながら、その流速を減速させて噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒の圧力を上昇させる機能、すなわち、混合冷媒の速度エネルギーを圧力エネルギーに変換する機能を果たす。

40

【0156】

気液分離器 1 6 は、エジェクタ 1 5 のディフューザ部 1 5 d から流出した冷媒の気液を分離する気液分離手段である。なお、本実施形態では、気液分離器 1 6 として、分離された液相冷媒を殆ど蓄えることなく液相冷媒流出口から流出させるように比較的内容積の小さいものを採用しているが、サイクル内の余剰液相冷媒を蓄える貯液手段としての機能を有するものを採用してもよい。

【0157】

気液分離器 1 6 の気相冷媒流出口には、圧縮機 1 1 の吸入口側が接続されている。また

50

、気液分離器 16 の液相冷媒流出口には、固定絞り 16 a を介して、蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a 側が接続されている。固定絞り 16 a は、第 1 実施形態で説明したオリフィス 31 i と同様の機能を果たすもので、具体的には、オリフィス、キャピラリチューブ等を採用することができる。

【0158】

その他のエジェクタ式冷凍サイクル 10 の構成および作動については、第 1 実施形態と同様である。つまり、本実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 は、上述の実施形態で説明したサイクルと実質的に同等のサイクル構成となっている。

【0159】

このため、本実施形態においても、蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a から流入する冷媒の冷凍機油濃度が蒸発器 14 の冷却能力を極大値にするピーク濃度となり、乾き度が 0.2 以下となる。従って、本実施形態の蒸発器 14 においても第 1 実施形態と同様に、蒸発器 14 全体として高い冷却能力を発揮しつつ、冷却された送風空気に生じる温度分布を効果的に抑制することができる。

10

【0160】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。また、上記各実施形態に開示された手段は、実施可能な範囲で適宜組み合わせてもよい。例えば、第 3 実施形態のエジェクタ式冷凍サイクル 10 に、第 2 実施形態で説明した蒸発器 14 を適用してもよい。

20

【0161】

(1) 上述の実施形態では、本発明に係る蒸発器 14 をエジェクタ式冷凍サイクル 10 に適用した例を説明したが、本発明に係る蒸発器 14 を適用可能な冷凍サイクル装置は、これに限定されない。

【0162】

本発明に係る蒸発器 14 は、冷媒流入口 14 a から流入する冷媒の乾き度が比較的低い値(具体的には、乾き度 0.2 以下)となる冷凍サイクル装置に適用して有効である。従って、蒸発器 14 の上流側に気液分離手段が配置され、冷媒流入口 14 a 側に気液分離手段にて分離された液相冷媒が導かれる冷凍サイクル装置に適用して有効である。

30

【0163】

さらに、気液分離手段にて気液分離される冷媒は、上述の実施形態で説明したように、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒よりも低い圧力に減圧された冷媒であることが望ましい。その理由は、気液分離手段から蒸発器 14 へ至る冷媒通路における減圧量が少ない方が冷媒流入口 14 a から流入する冷媒の乾き度が低くなるからである。

【0164】

例えば、本発明に係る蒸発器 14 を、冷媒を多段階に昇圧させる圧縮機と、圧縮機から吐出された高圧冷媒と外気(あるいは加熱対象流体)とを熱交換させる放熱器と、放熱器から流出した冷媒を中間圧冷媒となるまで減圧させる高段側減圧手段と、高段側減圧手段にて減圧された冷媒の気液を分離する気液分離手段と、気液分離手段にて分離された液相冷媒を低圧冷媒となるまで減圧させる低段側減圧手段と、を備え、気液分離手段にて分離された気相冷媒を圧縮機の中間圧冷媒吸入口へ流入させるサイクル構成の冷凍サイクル装置(エコマイザ式冷凍サイクル)に適用してもよい。

40

【0165】

さらに、エコマイザ式冷凍サイクルに適用する場合は、低段側減圧手段の出口側に蒸発器 14 の冷媒流入口 14 a 側を接続し、蒸発器 14 の冷媒流出口 14 b に圧縮機の低圧冷媒吸入口側を接続すればよい。

【0166】

(2) 上述の実施形態では、風下側タンク(風下側上方タンク 44、および風下側下方タンク 45)内に入口側空間 Sp1 を形成し、蒸発器 14 内に流入した冷媒を風下側熱交換部 40 b 風上側熱交換部 40 a の順に流通させるように構成した例を説明したが、蒸

50

発器 1 4 内の冷媒流路構成はこれに限定されない。

【 0 1 6 7 】

例えば、風上側タンク（風上側上方タンク 4 2、および風上側下方タンク 4 3）内に入口側空間 S p 1 を形成し、蒸発器 1 4 内に流入した冷媒を風上側熱交換部 4 0 a 風下側熱交換部 4 0 b の順に流通させるように構成してもよい。

【 0 1 6 8 】

（ 3 ）エジェクタ式冷凍サイクル 1 0 を構成する各構成機器は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【 0 1 6 9 】

例えば、上述の実施形態では、圧縮機 1 1 として、電動圧縮機を採用した例を説明したが、圧縮機 1 1 として、プーリ、ベルト等を介して車両走行用エンジンから伝達される回転駆動力によって駆動されるエンジン駆動式の圧縮機を採用してもよい。さらに、エンジン駆動式の圧縮機としては、吐出容量の変化により冷媒吐出能力を調整することのできる可変容量型圧縮機、あるいは電磁クラッチの断続により圧縮機の稼働率を変化させて冷媒吐出能力を調整する固定容量型圧縮機を採用することができる。

10

【 0 1 7 0 】

また、上述の実施形態では、放熱器 1 2 として、サブクール型の熱交換器を採用した例を説明したが、凝縮部 1 2 a のみからなる通常の放熱器を採用してもよい。さらに、通常の放熱器とともに、この放熱器にて放熱した冷媒の気液を分離して余剰液相冷媒を蓄える受液器（レシーバ）を採用してもよい。

20

【 0 1 7 1 】

（ 4 ）上述の実施形態では、本発明に係る蒸発器 1 4 を備える冷凍サイクル装置（エジェクタ式冷凍サイクル 1 0 ）を、車両用空調装置に適用した例を説明したが、本発明に係る蒸発器 1 4 を備える冷凍サイクル装置の適用はこれに限定されない。例えば、据置型空調装置、冷温保存庫、自動販売機用冷却加熱装置等に適用してもよい。

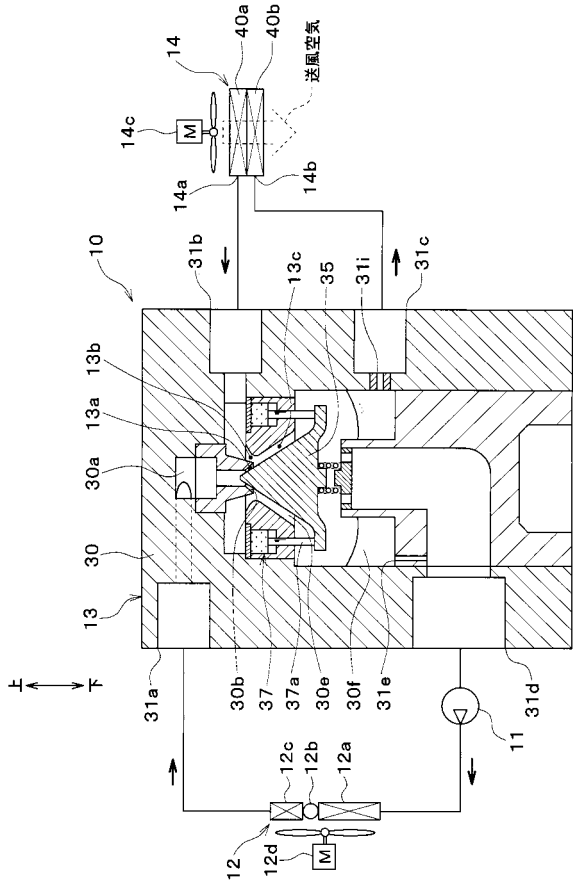
【 符号の説明 】

【 0 1 7 2 】

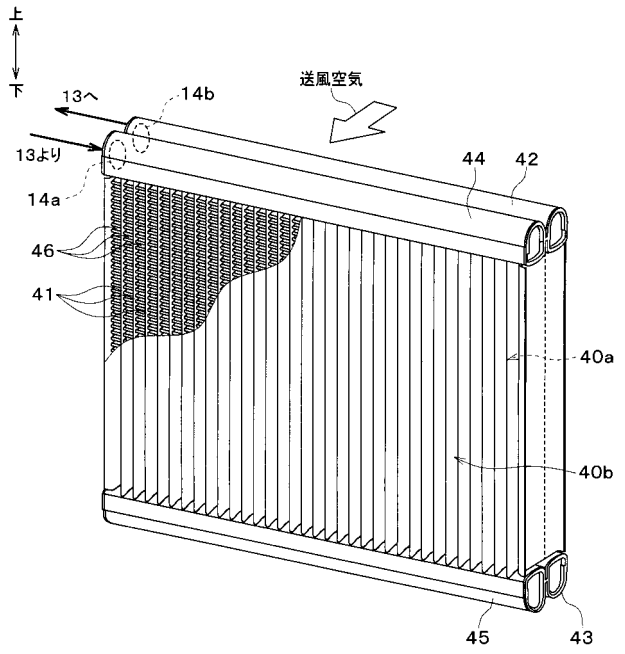
| | |
|-----------|----------------------|
| 1 0 | エジェクタ式冷凍サイクル |
| 3 0 f、1 6 | 気液分離空間、気液分離器（気液分離手段） |
| 1 4 | 蒸発器 |
| 1 4 a | 冷媒流入口 |
| 1 4 b | 冷媒流出口 |
| 4 0 a | 風上側熱交換部 |
| 4 0 b | 風下側熱交換部 |
| 4 1 | チューブ |
| 4 2 ~ 4 5 | タンク |

30

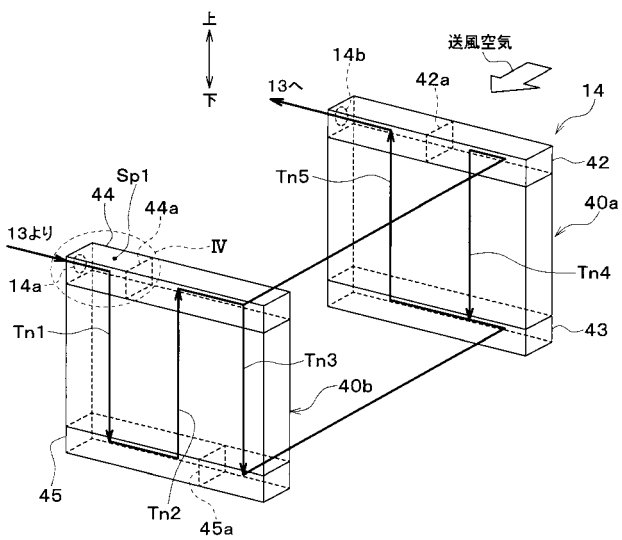
【図1】



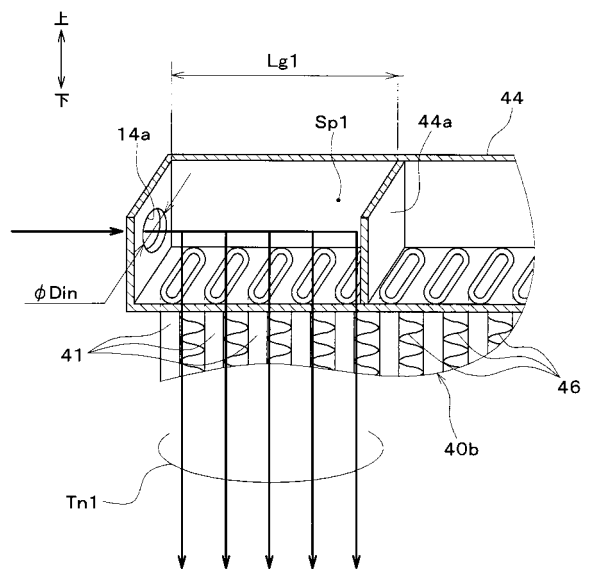
【図2】



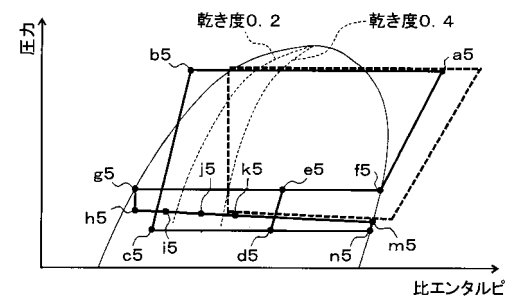
【図3】



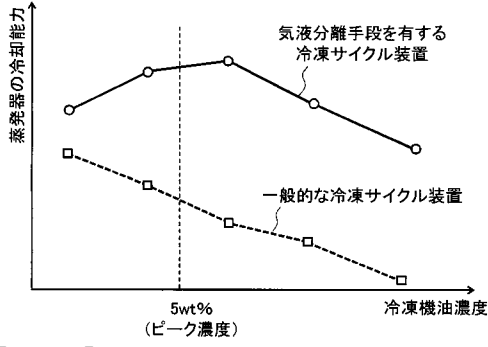
【図4】



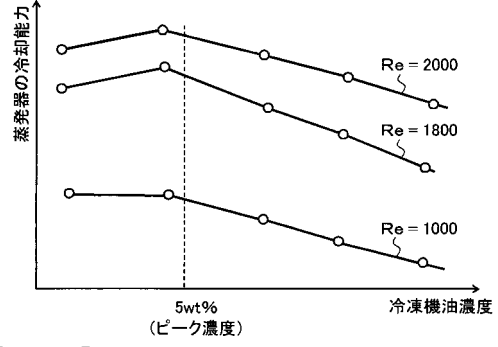
【図5】



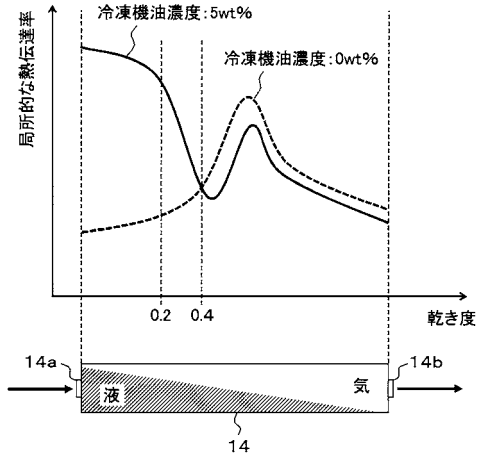
【図6】



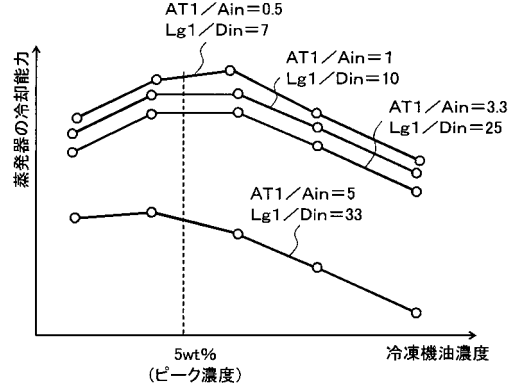
【図8】



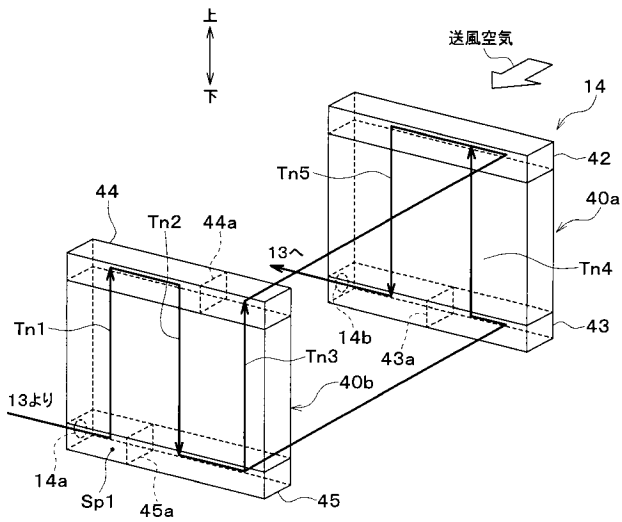
【図7】



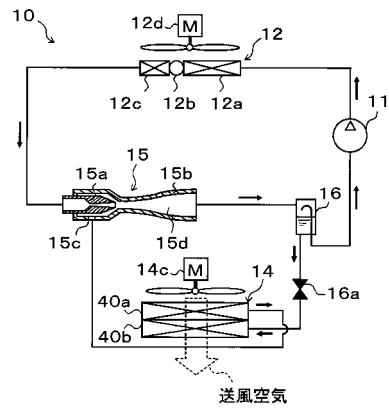
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

| (51) Int.Cl. | | F I | | | テーマコード(参考) |
|----------------|--------------|------------------|---------|-------|------------|
| F 2 8 D | 1/053 | (2006.01) | F 2 8 D | 1/053 | A |
| F 2 8 F | 9/02 | (2006.01) | F 2 5 B | 39/02 | C |
| | | | F 2 8 F | 9/02 | Z |

(72)発明者 横山 佳之

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

Fターム(参考) 3H079 AA14 AA23 BB10 CC12 DD02 DD03 DD24 DD52 DD55
3L065 DA12
3L103 AA09 AA36 BB38 CC18 CC23 DD34