

(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2004-322914

(P2004-322914A)

(43) 公開日 平成16年11月18日(2004.11.18)

(51) Int. Cl.⁷

B60H 1/32
F25B 27/00
F25B 27/02
F25B 39/04

F I

B60H 1/32 613E
B60H 1/32 621Z
F25B 27/00 A
F25B 27/02 L
F25B 39/04 C

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2003-122280 (P2003-122280)
(22) 出願日 平成15年4月25日 (2003.4.25)

(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 100100022
弁理士 伊藤 洋二
(74) 代理人 100108198
弁理士 三浦 高広
(74) 代理人 100111578
弁理士 水野 史博
(72) 発明者 笹木 稔
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 稲葉 淳
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

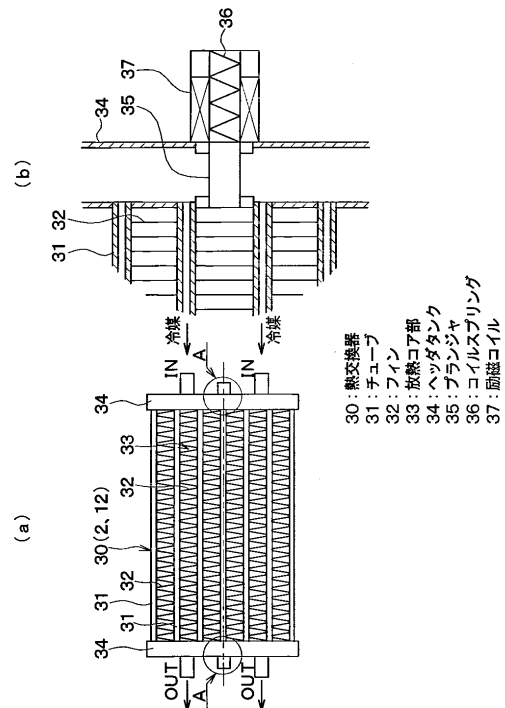
(54) 【発明の名称】 複合サイクル用熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 蒸気圧縮式冷凍サイクルとランキンサイクルとを有する複合サイクルにおいて、熱交換器の設置性を向上させる。

【解決手段】 放熱器と凝縮器とを一体化してプランジャ35を変位させることにより、放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分との割合を変化させる。これにより、複合サイクルの放熱器を搭載するために多くのスペースを必要としない。また、放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分とが1つの熱交換器30内において分離されるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまうといったことは原理的に発生しない。したがって、圧縮機1の吐出圧が上昇して圧縮機1での消費動力が増大してしまうといった問題が発生しないので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまうことを防止できる。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器（５）、及び圧縮機（１）から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器（２）を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル（１～５）と、

過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器（１２）を有するランキンサイクル（１０～１５）と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、

流体が流通する放熱コア部（３３）、並びに

前記放熱コア部（３３）のうち前記圧縮機（１）から吐出した高圧冷媒を流通させて前記放熱器（２）として機能させる部分と、前記放熱コア部（３３）のうち膨張を終えた蒸気を流通させて前記凝縮器（１２）として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段（３５～３７）を備えることを特徴とする複合サイクル用熱交換器。

10

【請求項 2】

低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器（５）、及び圧縮機（１）から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器（２）を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル（１～５）と、

過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器（１２）を有するランキンサイクル（１０～１５）と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、

20

流体が流通する複数本のチューブ（３１）を有して構成された放熱コア部（３３）、前記チューブ（３１）の長手方向と直交する方向に延びて前記複数本のチューブ（３１）と連通するヘッドタンク（３４）、並びに

前記ヘッドタンク（３４）に設けられ、前記放熱コア部（３３）のうち前記圧縮機（１）から吐出した高圧冷媒を流通させて前記放熱器（２）として機能させる部分と、前記放熱コア部（３３）のうち膨張を終えた蒸気を流通させて前記凝縮器（１２）として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段（３５～３７）を備えることを特徴とする複合サイクル用熱交換器。

【請求項 3】

前記機能割合変更手段は、前記ヘッドタンク（３４）の長手方向と直交する方向に変位して前記ヘッドタンク（３４）内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、前記放熱器（２）として機能させる部分と前記凝縮器（１２）として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とする請求項 2 に記載の複合サイクル用熱交換器。

30

【請求項 4】

前記機能割合変更手段は、貫通穴（３８a）が設けられた弁体（３８）を前記ヘッドタンク（３４）内で回転させて前記ヘッドタンク（３４）内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、前記放熱器（２）として機能させる部分と前記凝縮器（１２）として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とする請求項 2 に記載の複合サイクル用熱交換器。

40

【請求項 5】

前記機能割合変更手段は、バタフライ方式の弁体（４０）を前記ヘッドタンク（３４）内で回転させて前記ヘッドタンク（３４）内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、前記放熱器（２）として機能させる部分と前記凝縮器（１２）として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とする請求項 2 に記載の複合サイクル用熱交換器。

【請求項 6】

低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器（５）、及び圧縮機（１）から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器（２）を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル（１～５）と、

50

過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器(12)を有するランキンサイクル(10~15)と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、
流体が流通する複数本のチューブ(31)を有して構成された放熱コア部(33)、
前記チューブ(31)の長手方向と直交する方向に延びて前記複数本のチューブ(31)と連通するヘッダタンク(34)、並びに
前記ヘッダタンク(34)内にてその長手方向に変位し、前記放熱コア部(33)のうち前記圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を流通させて前記放熱器(2)として機能させる部分と、前記放熱コア部(33)のうち膨張を終えた蒸気を流通させて前記凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段(41~43)を備えることを特徴とする複合サイクル用熱交換器。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、蒸気圧縮式冷凍サイクルとランキンサイクルとを有する複合サイクルに適用される熱交換器に関するもので、車両用冷凍機に適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】

従来の車両用冷凍機では、走行用の内燃機関(エンジン)の排熱にて生成された過熱蒸気を圧縮機に供給して圧縮機を膨張機として稼働させることより廃熱から動力を回収している(例えば、特許文献1参照)。

20

【0003】

しかし、特許文献1に記載の発明では、圧縮機に過熱蒸気を供給して圧縮機を膨張機として稼働させているので、夏場等の蒸気圧縮式冷凍サイクルを稼働させているときは、圧縮機を膨張機として稼働させることができず、廃熱から動力を回収することができない。

【0004】

これに対して、蒸気圧縮式冷凍サイクルとは別に廃熱から動力を回収するランキンサイクルを設け、このランキンサイクルにて回収した動力を蒸気圧縮式冷凍サイクルの圧縮機に与える複合サイクルがある(例えば、特許文献2参照)。

【0005】

30

【特許文献1】

特許第2540738号公報

【0006】

【特許文献2】

特開昭55-99561号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、特許文献2に記載の発明では、ランキンサイクルと蒸気圧縮式冷凍サイクルとを同時運転することができるものの、蒸気圧縮式冷凍サイクル用の放熱器とランキンサイクル用の凝縮器とを必要とするので、放熱用熱交換器の設置スペースが増大してしまう。

40

【0008】

このため、自動車等の設置スペースが限られたものには、複合サイクルを搭載することが難しい。

【0009】

また、一般的に、ランキンサイクルの凝縮圧力は、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力よりも高いので、ランキンサイクル用の循環流体を蒸気圧縮式冷凍サイクル用の冷媒と同種の流体を用いて、蒸気圧縮式冷凍サイクル用の放熱器2とランキンサイクル用の凝縮器と共用化すると、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまう。

【0010】

50

このため、圧縮機の吐出圧が上昇して圧縮機での消費動力が増大してしまうので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまい、蒸気圧縮式冷凍サイクルで十分な冷凍能力が発揮されないおそれがある。

【0011】

本発明は、上記点に鑑み、第1には、従来と異なる新規な熱交換器を提供し、第2には、複合サイクル用熱交換器の設置性を向上させることを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器(5)、及び圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器(2)を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル(1~5)と、過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器(12)を有するランキンサイクル(10~15)と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、流体が流通する放熱コア部(33)、並びに放熱コア部(33)のうち圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を流通させて放熱器(2)として機能させる部分と、放熱コア部(33)のうち膨張を終えた蒸気を流通させて凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段(35~37)を備えることを特徴とする。

10

【0013】

これにより、放熱器(2)と凝縮器(12)とを一体化して機能割合変更手段にて放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分との割合を変化させるので、複合サイクルの放熱器を搭載するために多くのスペースを必要としない。

20

【0014】

また、放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分が1つの熱交換器内において分離されるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまうといったことは原理的に発生しない。

【0015】

したがって、圧縮機(1)の吐出圧が上昇して圧縮機(1)での消費動力が増大してしまうといった問題が発生しないので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまうことを防止して、蒸気圧縮式冷凍サイクルで十分な冷凍能力が発揮されることができる。

30

【0016】

請求項2に記載の発明では、低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器(5)、及び圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器(2)を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル(1~5)と、過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器(12)を有するランキンサイクル(10~15)と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、流体が流通する複数本のチューブ(31)を有して構成された放熱コア部(33)、チューブ(31)の長手方向と直交する方向に延びて複数本のチューブ(31)と連通するヘッダタンク(34)、並びにヘッダタンク(34)に設けられ、放熱コア部(33)のうち圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を流通させて放熱器(2)として機能させる部分と、放熱コア部(33)のうち膨張を終えた蒸気を流通させて凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段(35~37)を備えることを特徴とする。

40

【0017】

これにより、放熱器(2)と凝縮器(12)とを一体化して機能割合変更手段にて放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分との割合を変化させるので、複合サイクルの放熱器を搭載するために多くのスペースを必要としない。

【0018】

50

また、放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分とが1つの熱交換器内において分離されるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまうといったことは原理的に発生しない。

【0019】

したがって、圧縮機(1)の吐出圧が上昇して圧縮機(1)での消費動力が増大してしまうといった問題が発生しないので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまうことを防止して、蒸気圧縮式冷凍サイクルで十分な冷凍能力が発揮されることができる。

【0020】

請求項3に記載の発明では、機能割合変更手段は、ヘッドタンク(34)の長手方向と直交する方向に変位してヘッドタンク(34)内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、放熱器(2)として機能させる部分と凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とするものである。

10

【0021】

請求項4に記載の発明では、機能割合変更手段は、貫通穴(38a)が設けられた弁体(38)をヘッドタンク(34)内で回転させてヘッドタンク(34)内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、放熱器(2)として機能させる部分と凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とするものである。

【0022】

請求項5に記載の発明では、機能割合変更手段は、バタフライ方式の弁体(40)をヘッドタンク(34)内で回転させてヘッドタンク(34)内を複数の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを変更することにより、放熱器(2)として機能させる部分と凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させることを特徴とするものである。

20

【0023】

請求項6に記載の発明では、低圧の冷媒を蒸発させる蒸発器(5)、及び圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を冷却する放熱器(2)を有し、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクル(1~5)と、過熱蒸気を膨張させてエネルギーを取り出すとともに、膨張を終えた蒸気を冷却して凝縮させる凝縮器(12)を有するランキンサイクル(10~15)と備える複合サイクルに用いられる熱交換器であって、流体が流通する複数のチューブ(31)を有して構成された放熱コア部(33)、チューブ(31)の長手方向と直交する方向に延びて複数のチューブ(31)と連通するヘッドタンク(34)、並びにヘッドタンク(34)内にてその長手方向に変位し、放熱コア部(33)のうち圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を流通させて放熱器(2)として機能させる部分と、放熱コア部(33)のうち膨張を終えた蒸気を流通させて凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段(41~43)を備えることを特徴とする。

30

【0024】

これにより、放熱器(2)と凝縮器(12)とを一体化して機能割合変更手段にて放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分との割合を変化させるので、複合サイクルの放熱器を搭載するために多くのスペースを必要としない。

40

【0025】

また、放熱コア部(33)のうち放熱器(2)として機能する部分と凝縮器(12)として機能する部分とが1つの熱交換器内において分離されるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまうといったことは原理的に発生しない。

【0026】

したがって、圧縮機(1)の吐出圧が上昇して圧縮機(1)での消費動力が増大してしまうといった問題が発生しないので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまうことを防止して、蒸気圧縮式冷凍サイクルで十分な冷凍能力が発揮されることができる。

50

【 0 0 2 7 】

因みに、上記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一例である。

【 0 0 2 8 】

【 発明の実施の形態 】

(第 1 実施形態)

本実施形態は、本発明に係る熱交換器を車両用複合サイクルに適用したものであって、図 1 は車両用複合サイクルを用いた車両用空調装置の模式図である。

【 0 0 2 9 】

圧縮機 1 は冷媒を吸入圧縮するもので、放熱器 2 は圧縮機 1 から吐出した冷媒の熱を大気中に放冷する高圧側熱交換器であり、本実施形態では、冷媒としてフロン (R 1 3 4 a 等) を用いているので、放熱器 2 内で冷媒は気相から液相に相変化して凝縮しながらそのエンタルピを低下させる。 10

【 0 0 3 0 】

レシーバ 3 は放熱器 2 から流出する冷媒を液相冷媒と気相冷媒とに分離して液相冷媒を余剰冷媒として蓄える気液分離器であり、膨脹弁 4 はレシーバ 3 から供給される高圧の液相冷媒を減圧するもので、本実施形態では、膨脹弁 4 として、圧縮機 1 に吸引される冷媒の過熱度が所定値となるように絞り開度が制御される、いわゆる温度式膨脹弁を採用している。 20

【 0 0 3 1 】

蒸発器 5 は減圧された低圧の冷媒と室内に吹き出す空気とを熱交換して液相冷媒を蒸発させることにより室内に吹き出す空気を冷却する低圧側熱交換器である。

【 0 0 3 2 】

そして、本実施形態では、圧縮機 1、放熱器 2、レシーバ 3、膨脹弁 4 及び蒸発器 5 にて低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍サイクルが構成されている。

【 0 0 3 3 】

なお、ヒータ 6 は走行用の内燃機関 (エンジン) 2 0 等の車両で発生する廃熱にて加熱された温水を熱源として室内に吹き出す空気を加熱するもので、本実施形態では、ヒータ 6 を迂回して下流側に流れる冷風とヒータ 6 により加熱された温風との風量割合をエアミックスドア 7 により調節することにより室内に吹き出す空気の温度を調節する。 30

【 0 0 3 4 】

また、膨脹機 1 0 は過熱蒸気を膨脹させて機械的エネルギーを取り出すエネルギー回収手段であり、本実施形態では、膨脹機 1 0 で回収された機械的エネルギー、つまり回転エネルギーを電磁クラッチ 1 1 等の動力を断続的に伝達する動力伝達装置を介して圧縮機 1 に伝達している。

【 0 0 3 5 】

凝縮器 1 2 は膨脹機 1 0 で膨脹を終えた蒸気と外気とを熱交換して蒸気を凝縮させる放熱器であり、レシーバ 1 3 は凝縮器 1 2 から流出する作動流体を液相流体と気相流体とに分離して液相流体を余剰流体として蓄える気液分離器である。

【 0 0 3 6 】

ポンプ 1 4 はレシーバ 1 3 から液相流体を吸引して送り出す電動ポンプであり、加熱器 1 5 はポンプ 1 4 から吐出された流体を加熱する過熱蒸気生成手段であり、本実施形態に係る加熱器 1 5 は、エンジン 2 0 等の車両で発生する廃熱にて加熱された温水を熱源として流体を加熱して過熱蒸気を生成する。 40

【 0 0 3 7 】

そして、本実施形態では、膨脹機 1 0、凝縮器 1 2、レシーバ 1 3、ポンプ 1 4 及び加熱器 1 5 により廃熱から動力を回収するランキンサイクルが構成されている。因みに、後述するように、本実施形態では、凝縮器 1 2 と放熱器 2 とが一体化され、かつ、凝縮器 1 2 内に蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒が流れるので、作動流体は蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒と同一の流体を採用している。 50

【0038】

なお、ラジエータ21は、エンジン20から流出したエンジン冷却水、つまり温水と大気とを熱交換してエンジン冷却水を冷却する熱交換器であり、サーモスタット22は、ラジエータ21を流れるエンジン冷却水量及びラジエータ21を迂回して流れるエンジン冷却水量とを調節することによりエンジン冷却水温度、つまりエンジン20の温度を所定温度範囲に維持する温度調整手段である。

【0039】

ポンプ23はエンジン冷却水を循環させるもので、本実施形態では、エンジン20から動力を得て稼動する、いわゆるメカポンプを採用しているが、電動式のポンプを採用してもよいことは言うまでもない。

10

【0040】

また、バルブ24は、エンジン20から流出した高温のエンジン冷却水を加熱器15に流す場合と流さない場合とを切り換える三方弁であり、このバルブ24は、ポンプ14と電氣的に連動して稼動する。

【0041】

ところで、放熱器2と凝縮器12とは、図2(a)に示すように、一体化されて1台の熱交換器30となっており、この熱交換器30は、流体が流通する複数本のチューブ31及びチューブ31の外表面に接合されて空気との伝熱面積を増大させる波状のフィン32等からなる放熱コア部33、並びにチューブ31の長手方向と直交する方向に延びて複数本のチューブ31と連通するヘッダタンク34等からなる、いわゆるマルチフロー型の熱交換器である。

20

【0042】

そして、ヘッダタンク34の長手方向略中央部には、図2(b)に示すように、ヘッダタンク34の長手方向と直交する方向に変位してヘッダタンク34内を複数(本実施形態では、上下2つ)の空間に仕切る場合と仕切らない場合とプランジャ35が設けられており、本実施形態では、コイルバネ36等の弾性手段及び励磁コイル37によりプランジャ35を変位させる。

【0043】

なお、励磁コイル37に通電しないときは、コイルバネ36の弾性力によりプランジャ35が放熱コア部33側に変位してヘッダタンク34内を上下2つの空間に区画し、励磁コイル37に通電したときは、誘起される磁界による吸引力により、プランジャ35はコイルバネ36を押し縮めながら放熱コア部33と反対側に変位してヘッダタンク34内を1つの空間として連通させる。

30

【0044】

次に、本実施形態に係る複合サイクル及び熱交換器30の特徴的作動を述べる。

【0045】

1. 蒸気圧縮式冷凍サイクル及びランキンサイクルを同時に稼動させる場合
励磁コイル37への通電を遮断して、図2(b)に示すように、ヘッダタンク34内を上下2つの空間に区画した状態で圧縮機1及びポンプ14を稼動させるとともに、加熱器15に高温のエンジン冷却水を循環させる。

40

【0046】

これにより、圧縮機1から吐出した冷媒が、例えば放熱コア部33のうち下半分内を流れ、一方、膨脹機10から流出した冷媒が、例えば放熱コア部33のうち上半分内を流れる。

【0047】

なお、本実施形態では、放熱コア部33のうち下半分に圧縮機1から吐出した冷媒を流通させ、放熱コア部33のうち上半分に膨脹機10から流出した冷媒を流通させたが、本実施形態は、これに限定されるものではなく、例えばこれとは逆に、放熱コア部33のうち上半分に圧縮機1から吐出した冷媒を流通させ、放熱コア部33のうち下半分に膨脹機10から流出した冷媒を流通させてもよいことは言うまでもない。

50

【0048】

つまり、ヘッドタンク34内を上下2つの空間に区画した状態では、放熱コア部33の略半分が放熱器2として機能し、残り半分が凝縮器12として機能する。

【0049】

したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル側では、圧縮機1 熱交換器30（放熱器2）レシーバ3 膨脹弁4 蒸発器5 圧縮機1の順で冷媒が循環するので、蒸発器5にて室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発した冷媒は、放熱器2にて凝縮しながら大気中に吸熱した熱を放出する。

【0050】

一方、ランキンサイクル側では、加熱器15にて生成された過熱蒸気が、膨脹機10にて等エントロピ的に減圧膨脹して、その低下した分のエンタルピに対応するエネルギーを機械的エネルギーを出力する。 10

【0051】

このとき、膨脹機10の出力軸は電磁クラッチ11を介して圧縮機1に回転軸に繋がっているため、膨脹機10にて回収された動力は、圧縮機1に与えられる。

【0052】

なお、本実施形態に係る圧縮機1は、電磁クラッチ等の動力を断続可能な動力伝達装置を介してエンジン20からも動力を得ることが可能であるため、膨脹機10にて回収された動力のみにて必要な冷凍能力を得ることができる程度に圧縮機1を稼働させることができる場合には、エンジン20から圧縮機1に伝達される動力を遮断してもよい。 20

【0053】

2. 蒸気圧縮式冷凍サイクルのみ稼働させる場合（図3参照）

励磁コイル37に通電してヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態で圧縮機1を稼働させる。

【0054】

これにより、放熱コア部33全域に圧縮機1から吐出された高圧冷媒が流れるので、放熱コア部33全域が放熱器2として機能する。

【0055】

したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル側では、圧縮機1 熱交換器30（放熱器2）レシーバ3 膨脹弁4 蒸発器5 圧縮機1の順で冷媒が循環するので、蒸発器5にて室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発した冷媒は、放熱器2にて凝縮しながら大気中に吸熱した熱を放出する。 30

【0056】

3. ランキンサイクルのみ稼働させる場合（図4参照）

励磁コイル37に通電してヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態でポンプ14を稼働させる。

【0057】

これにより、放熱コア部33全域に膨脹機10から流出した冷媒が流れるので、放熱コア部33全域が凝縮器12として機能する。

【0058】

したがって、ランキンサイクル側では、加熱器15にて生成された過熱蒸気が、膨脹機10にて等エントロピ的に減圧膨脹して、その低下した分のエンタルピに対応するエネルギーを機械的エネルギーを出力する。 40

【0059】

なお、蒸気圧縮式冷凍サイクルが停止しているため、本実施形態では、膨脹機10にて回収した動力にて発電機（図示せず。）を稼働させ、回収した動力を電力としてバッテリー（図示せず）に蓄える。

【0060】

以上の作動説明からも明らかなように、本実施形態では、プランジャ35、コイルバネ36及び励磁コイル37により、特許請求の範囲に記載された「放熱コア部（33）のうち 50

前記圧縮機(1)から吐出した高圧冷媒を流通させて前記放熱器(2)として機能させる部分と、前記放熱コア部(33)のうち膨脹を終えた蒸気を流通させて前記凝縮器(12)として機能させる部分との割合を変化させる機能割合変更手段」が構成される。

【0061】

次に、本実施形態の作用効果を述べる。

【0062】

本実施形態では、放熱器2と凝縮器12とを一体化してプランジャ35を変位させることにより、放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分との割合を変化させるので、複合サイクルの放熱器を搭載するために多くのスペースを必要としない。

10

【0063】

また、放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分とが1つの熱交換器30内において分離されるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの高圧側冷媒圧力がランキンサイクルの凝縮圧力側に上昇して両圧力が均圧してしまうといったことは原理的に発生しない。

【0064】

したがって、圧縮機1の吐出圧が上昇して圧縮機1での消費動力が増大してしまうといった問題が発生しないので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数が悪化してしまうことを防止して、蒸気圧縮式冷凍サイクルで十分な冷凍能力が発揮されることができる。

【0065】

20

(第2実施形態)

第1実施形態では、スライド変位するプランジャ35にてヘッドタンク34内を複数(本実施形態では、上下2つ)の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを切り換えたが、本実施形態は、図5、6に示すように、貫通穴38aが設けられた球状の弁体38を、サーボモータやステップモータ等のアクチュエータ39にてヘッドタンク34内で回転させてヘッドタンク34内を複数(本実施形態では、2つ)の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを切り換えるものである。

【0066】

そして、蒸気圧縮式冷凍サイクル及びランキンサイクルを同時に稼働させる場合には、図6に示すように、貫通穴38aがヘッドタンク34の長手方向に対して略直交するように弁体38を回転させてヘッドタンク34内を上下2つの空間に区画した状態で圧縮機1及びポンプ14を稼働させるとともに、加熱器15に高温のエンジン冷却水を循環させる。

30

【0067】

これにより、圧縮機1から吐出した冷媒が、例えば放熱コア部33のうち下半分内を流れ、一方、膨脹機10から流出した冷媒が、例えば放熱コア部33のうち上半分内を流れるので、放熱コア部33の略半分が放熱器2として機能し、残り半分が凝縮器12として機能する。

【0068】

したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル側では、圧縮機1 熱交換器30(放熱器2) レシーバ3 膨脹弁4 蒸発器5 圧縮機1の順で冷媒が循環するので、蒸発器5にて室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発した冷媒は、放熱器2にて凝縮しながら大気中に吸熱した熱を放出する。

40

【0069】

一方、ランキンサイクル側では、加熱器15にて生成された過熱蒸気が、膨脹機10にて等エントロピ的に減圧膨脹して、その低下した分のエンタルピに対応するエネルギーを機械的エネルギーを出力する。

【0070】

また、蒸気圧縮式冷凍サイクルのみ稼働させる場合には、図7、8に示すように、貫通穴38aをヘッドタンク34の長手方向と一致させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態で圧縮機1を稼働させる。

50

【0071】

これにより、放熱コア部33全域に圧縮機1から吐出された高圧冷媒が流れるので、放熱コア部33全域が放熱器2として機能する。

【0072】

したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル側では、圧縮機1 熱交換器30（放熱器2）レシーバ3 膨脹弁4 蒸発器5 圧縮機1の順で冷媒が循環するので、蒸発器5にて室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発した冷媒は、放熱器2にて凝縮しながら大気中に吸熱した熱を放出する。

【0073】

また、ランキンサイクルのみ稼働させる場合には、図9、10に示すように、貫通穴38aをヘッドタンク34の長手方向と一致させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態でポンプ14を稼働させる。

【0074】

これにより、放熱コア部33全域に膨脹機10から流出した冷媒が流れるので、放熱コア部33全域が凝縮器12として機能する。

【0075】

したがって、ランキンサイクル側では、加熱器15にて生成された過熱蒸気が、膨脹機10にて等エントロピ的に減圧膨脹して、その低下した分のエンタルピに対応するエネルギーを機械的エネルギーを出力する。

【0076】

（第3実施形態）

第1実施形態では、スライド変位するプランジャ35にてヘッドタンク34内を複数（本実施形態では、上下2つ）の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを切り換えたが、本実施形態は、図11、12に示すように、円盤状のバタフライ方式の弁体40をサーボモータやステップモータ等のアクチュエータ39にてヘッドタンク34内で回転させてヘッドタンク34内を複数（本実施形態では、2つ）の空間に仕切る場合と仕切らない場合とを切り換えるものである。

【0077】

そして、蒸気圧縮式冷凍サイクル及びランキンサイクルを同時に稼働させる場合には、図12に示すように、弁体40の平面部がヘッドタンク34の長手方向に対して略直交するように弁体40を回転させてヘッドタンク34内を上下2つの空間に区画した状態で圧縮機1及びポンプ14を稼働させるとともに、加熱器15に高温のエンジン冷却水を循環させる。

【0078】

また、蒸気圧縮式冷凍サイクルのみ稼働させる場合には、図13、14に示すように、弁体40の平面部がヘッドタンク34の長手方向に対して略平行となるようにしてヘッドタンク34の長手方向と一致させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態で圧縮機1を稼働させる。

【0079】

また、ランキンサイクルのみ稼働させる場合には、図15、16に示すように、弁体40の平面部がヘッドタンク34の長手方向に対して略平行となるようにしてヘッドタンク34の長手方向と一致させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態でポンプ14を稼働させる。

【0080】

（第4実施形態）

上述の実施形態では、放熱コア部33の略全域を放熱器2若しくは凝縮器12として機能させる場合、又は放熱コア部33の略半分を放熱器2として機能させ、残り半分を凝縮器12として機能させるものであったが、本実施形態は、放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分と割合を0%から100%まで連続的に変化させることができるようにしたものである。

【0081】

具体的には、図17、18に示すように、ヘッドタンク34内に移動可能に配置された永久磁石製の弁体41、弁体41をヘッドタンク34外から囲むようにして吸引する円弧状の永久磁石42、及び永久磁石42をヘッドタンク34の長手方向に変位させるモータ等のアクチュエータ43等にて機能割合変更手段を構成したものである。

【0082】

なお、本実施形態に係るアクチュエータ43は、ヘッドタンク34の外壁に設けられたラックに噛み合うピニオンを回転させることにより永久磁石42をヘッドタンク34の長手方向に変位させるものであるが、本実施形態はこれに限定されるものではなく、例えばリニアモータにてアクチュエータ43を構成してもよい。

10

【0083】

そして、蒸気圧縮式冷凍サイクル及びランキンサイクルを同時に稼働させる場合には、図17に示すように、弁体41をヘッドタンク34の長手方向中間部に位置させてヘッドタンク34内を上下2つの空間に区画した状態で圧縮機1及びポンプ14を稼働させるとともに、加熱器15に高温のエンジン冷却水を循環させる。

【0084】

なお、弁体41は、蒸気圧縮式冷凍サイクルでの熱負荷及びランキンサイクルで回収可能な動力等に基づいて放熱コア部33のうち放熱器2として機能する部分と凝縮器12として機能する部分と割合を連続的に変化させる。

【0085】

また、蒸気圧縮式冷凍サイクルのみ稼働させる場合には、図19に示すように、弁体41をヘッドタンク34の長手方向一端側まで移動させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態で圧縮機1を稼働させる。

20

【0086】

また、ランキンサイクルのみ稼働させる場合には、図20に示すように、弁体41をヘッドタンク34の長手方向他端側まで移動させてヘッドタンク34内を1つの空間として連通させ、かつ、電磁クラッチ11を切った状態でポンプ14を稼働させる。

【0087】

(その他の実施形態)

上述の実施形態では、車両用の複合サイクルに本発明を適用したが、本発明はこれに限定

30

【0088】

されるものではなく、例えば定置置きの複合サイクルにも適用できる。

また、上述の実施形態では、蒸気圧縮式冷凍サイクルとして、膨脹弁にて冷媒を等エンタルピ的に減圧するものであったが、本発明はこれに限定されるものでなく、例えば膨脹機やエジェクタ等にて冷媒を等エントロピ的に減圧するものであってもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係る複合サイクルの模式図である。

【図2】(a)は本発明の第1実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)のA部詳細図である。

【図3】(a)は本発明の第1実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)のA部詳細図である。

40

【図4】(a)は本発明の第1実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)のA部詳細図である。

【図5】(a)は本発明の第2実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

【図6】図5のA部詳細図である。

【図7】(a)は本発明の第2実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

【図8】図7のA部詳細図である。

【図9】(a)は本発明の第2実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)

50

の上面図である。

【図10】図9のA部詳細図である。

【図11】(a)は本発明の第3実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

【図12】図11のA部詳細図である。

【図13】(a)は本発明の第3実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

【図14】図13のA部詳細図である。

【図15】(a)は本発明の第3実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

10

【図16】図15のA部詳細図である。

【図17】(a)は本発明の第4実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)の上面図である。

【図18】図17のA部詳細図である。

【図19】(a)は本発明の第4実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)のA部詳細図である。

【図20】(a)は本発明の第4実施形態に係る熱交換器の正面図であり、(b)は(a)のA部詳細図である。

【符号の説明】

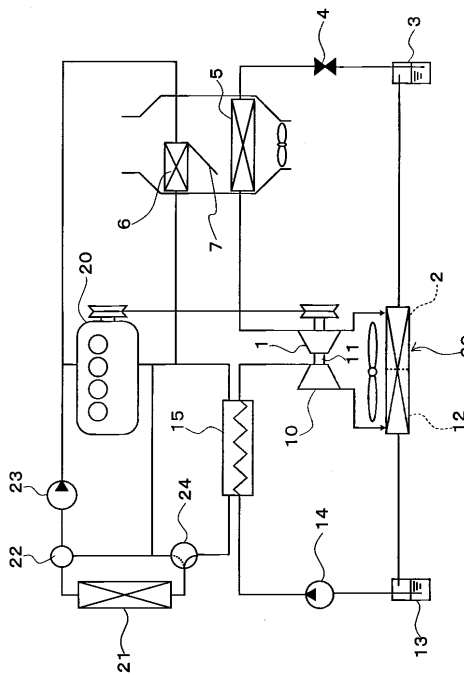
30...熱交換器、31...チューブ、32...フィン、

20

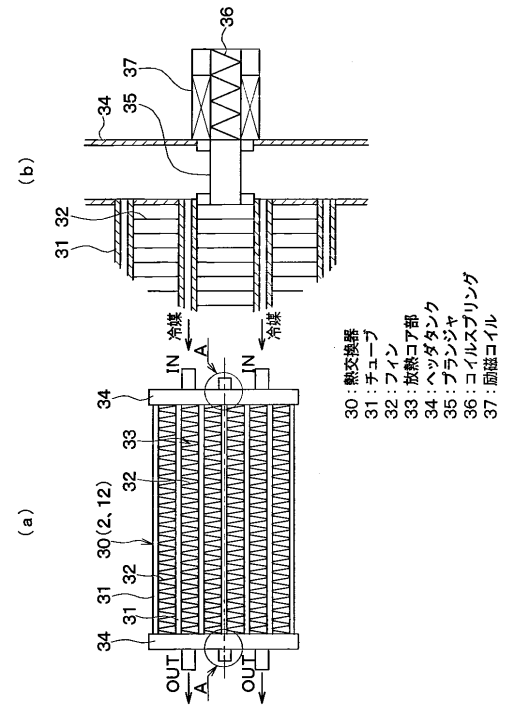
33...放熱コア部、34...ヘッダタンク、

35...プランジャ、36...コイルスプリング、37...励磁コイル。

【図1】

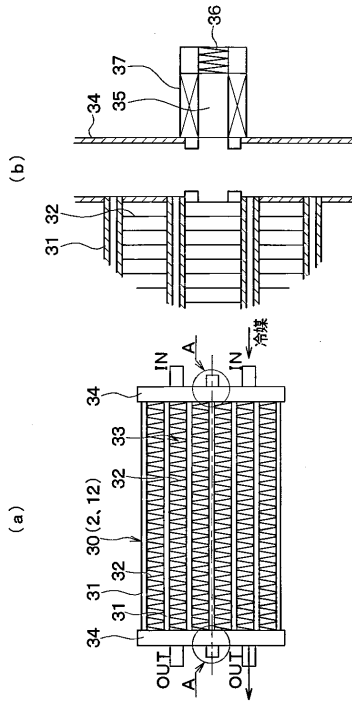


【図2】

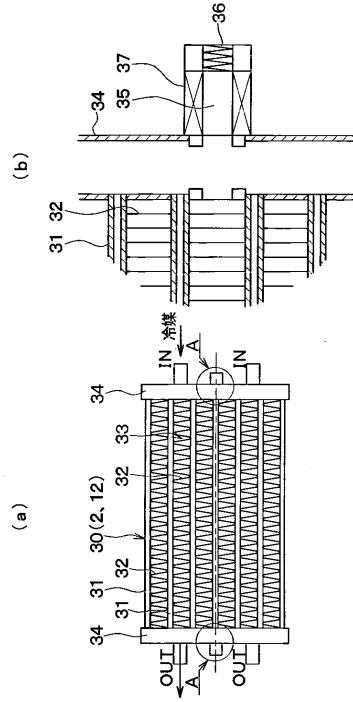


- 30: 熱交換器
- 31: チューブ
- 32: フィン
- 33: 放熱コア部
- 34: ヘッダタンク
- 35: プランジャ
- 36: コイルスプリング
- 37: 励磁コイル

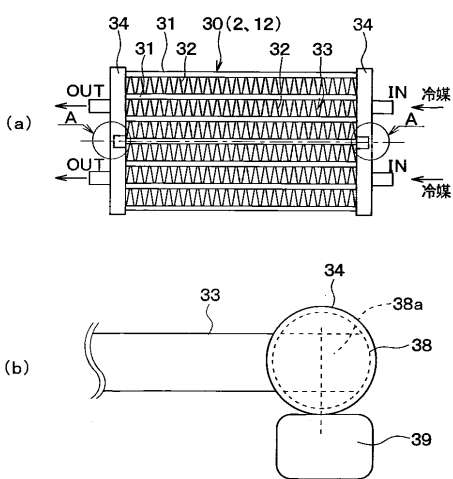
【 図 3 】



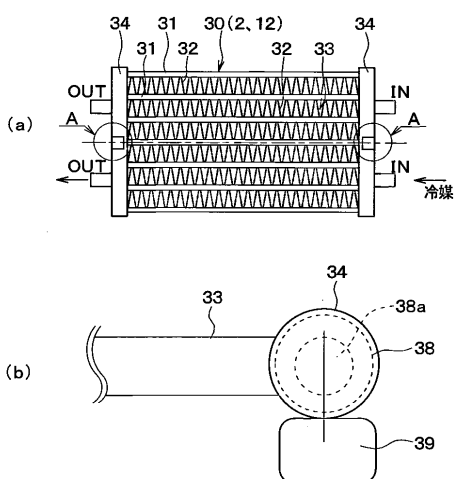
【 図 4 】



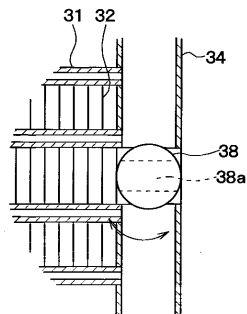
【 図 5 】



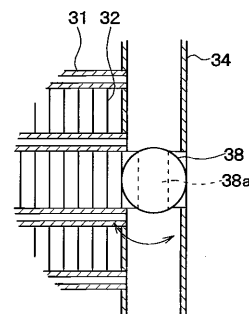
【 図 7 】



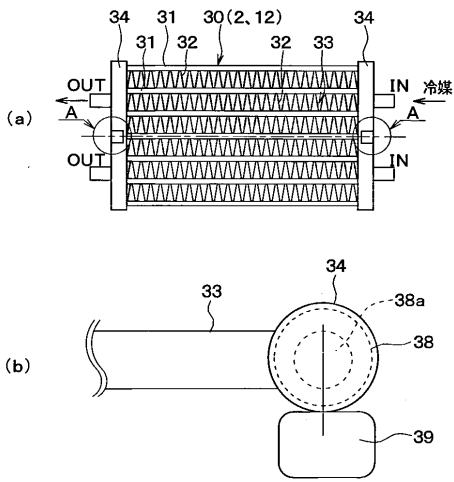
【 図 6 】



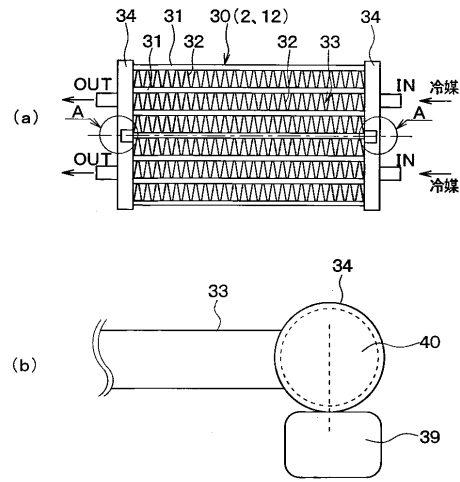
【 図 8 】



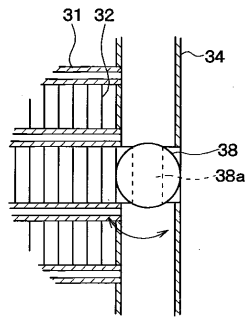
【 図 9 】



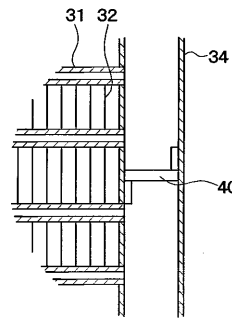
【 図 1 1 】



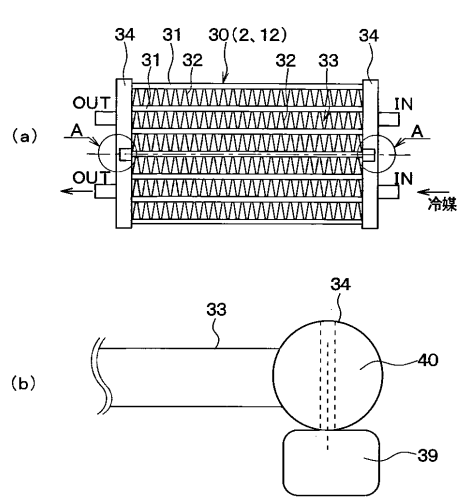
【 図 1 0 】



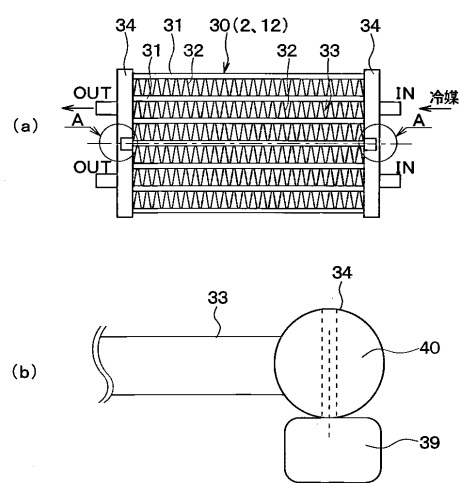
【 図 1 2 】



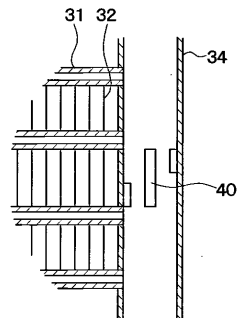
【 図 1 3 】



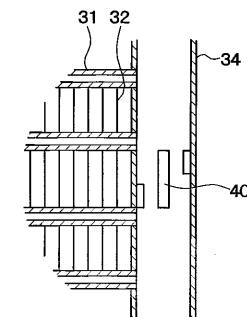
【 図 1 5 】



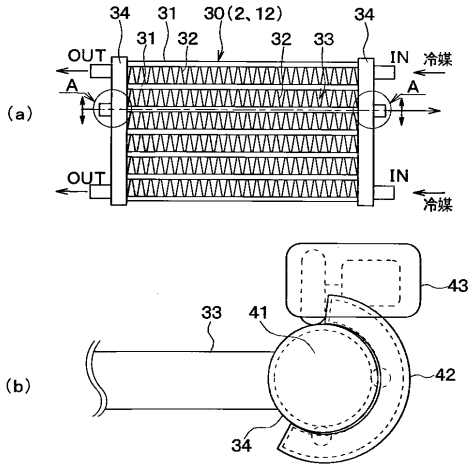
【 図 1 4 】



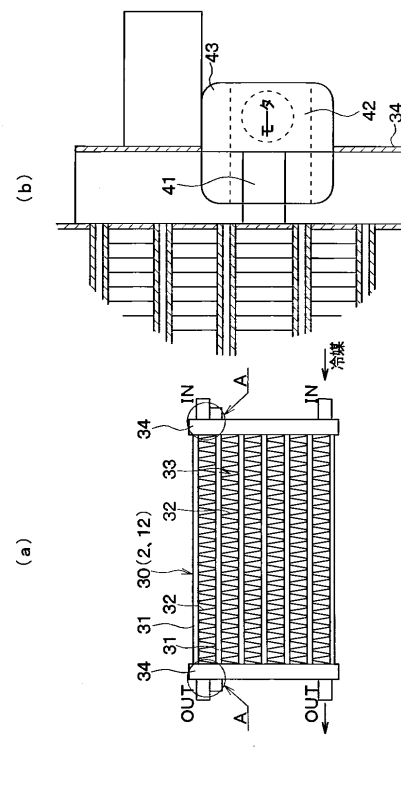
【 図 1 6 】



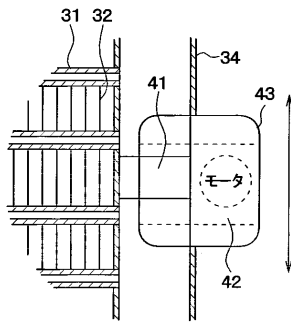
【 図 1 7 】



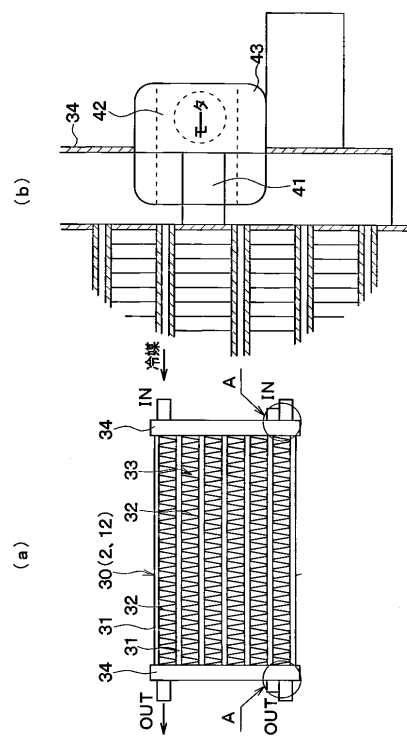
【 図 1 9 】



【 図 1 8 】



【 図 2 0 】



フロントページの続き

- (72)発明者 山中 隆
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 鳥越 栄一
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内