

(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2012-202665

(P2012-202665A)

(43) 公開日 平成24年10月22日(2012.10.22)

(51) Int.Cl.  
F 2 5 B 27/02 (2006.01)

F 1  
F 2 5 B 27/02

テーマコード (参考)

H

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2011-69982 (P2011-69982)  
(22) 出願日 平成23年3月28日 (2011.3.28)

(71) 出願人 000000011  
アイシン精機株式会社  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地  
(74) 代理人 100081776  
弁理士 大川 宏  
(72) 発明者 平野 明良  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内  
(72) 発明者 岩田 知晃  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内  
(72) 発明者 桂川 真治  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

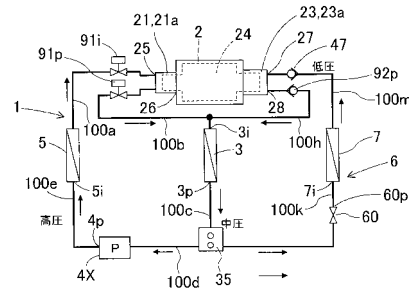
(54) 【発明の名称】 熱駆動型ヒートポンプサイクル装置およびこれに使用される冷媒循環ポンプ

(57) 【要約】

【課題】消費電力を抑えるのに有利な熱駆動型ヒートポンプサイクル装置および熱駆動型冷媒循環ポンプを提供する。

【解決手段】本装置は、ランキンサイクル用蒸発器5を備えるランキンサイクル装置1と、膨張要素60およびヒートポンプ用蒸発器7を備える蒸気圧縮式ヒートポンプ装置6とを一体的に備える。冷媒循環ポンプ4は熱駆動型であり、圧力容器40と入熱要素43とをもつ。冷媒循環ポンプ4は、圧力容器40内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置6のうち膨張要素60と第2吸入ポート27との間の部位または膨張要素60の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、ガス状冷媒供給操作に伴い低圧化された圧力容器40に凝縮器3側の液状の冷媒を吸入させる冷媒吸入操作と、圧力容器40内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器5に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

( i ) ランキンサイクル用の第 1 吸入ポートおよび第 1 吐出ポートをもつと共に蒸気圧縮サイクル用の第 2 吸入ポートおよび第 2 吐出ポートをもつと共に冷媒の膨張および圧縮を行う膨張圧縮機と、前記膨張圧縮機に接続され前記膨張圧縮機の前記第 1 吐出ポートおよび前記第 2 吐出ポートから帰還したガス状の冷媒を凝縮させる凝縮器と、前記凝縮器の出口側に接続され前記凝縮器で凝縮された液状の冷媒を加圧させる冷媒循環ポンプと、前記冷媒循環ポンプに接続され前記冷媒循環ポンプで加圧された液状の冷媒を蒸発させてガス状の冷媒とさせると共に前記膨張圧縮機の前記第 1 吸入ポートに供給させるランキンサイクル用蒸発器とを備えるランキンサイクル装置と、

10

( i i ) 前記凝縮器の出口側に接続され前記凝縮器で凝縮された液状の冷媒を膨張させる膨張要素と、前記膨張要素に接続され前記膨張要素で膨張させた冷媒を蒸発させると共に蒸発させたガス状の冷媒を前記膨張圧縮機の前記第 2 吸入ポートに吸入させるヒートポンプ用蒸発器とを備えると共に、前記ランキンサイクル装置に組み合わされた蒸気圧縮式ヒートポンプ装置とを具備しており、

( i i i ) 前記冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式であり、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、前記圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、

前記圧力容器内のガス状の冷媒を前記蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち前記膨張要素と前記第 2 吸入ポートとの間の部位または前記膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、前記ガス状冷媒供給操作に伴い低圧化された前記圧力容器に前記凝縮器側の液状の冷媒を吸入させる冷媒吸入操作と、前記入熱要素からの入熱に基づいて前記圧力容器内の液状の冷媒を前記ランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する熱駆動型ヒートポンプサイクル装置。

20

## 【請求項 2】

請求項 1 において、前記冷媒循環ポンプは、

前記入熱要素からの入熱により加圧された前記圧力容器内の液状の冷媒を前記ランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給通路と、前記圧力容器内のガス状の冷媒を前記蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち前記膨張要素と前記第 2 吸入ポートとの間の部位または前記膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給通路と、前記圧力容器の低圧化に基づいて前記凝縮器側の液状の冷媒を前記圧力容器に吸入させる冷媒吸入通路とを具備する熱駆動型ヒートポンプサイクル装置。

30

## 【請求項 3】

請求項 1 または 2 において、前記ガス状冷媒供給通路は、開放に伴い前記圧力容器内のガス状の冷媒を前記蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち前記膨張要素と前記第 2 吸入ポートとの間の部位または前記膨張要素の吸入部位に供給させる第 1 弁を有し、

前記冷媒吸入通路は、前記圧力容器の低圧化に基づいて開放して前記凝縮器側の液状の冷媒を前記圧力容器に吸入させる第 2 弁を有し、

前記ガス状冷媒供給通路は、開放に伴い前記圧力容器内の液状の冷媒を前記ランキンサイクル用蒸発器に供給させる第 3 弁を有する熱駆動型ヒートポンプサイクル装置。

40

## 【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のうちの一項において、前記冷媒循環ポンプは複数個設けられており、交代して運転される熱駆動型ヒートポンプサイクル装置。

## 【請求項 5】

ランキンサイクル用蒸発器をもつランキンサイクル装置とヒートポンプ用蒸発器をもつ蒸気圧縮式ヒートポンプ装置とを組み合わせた請求項 1 ~ 4 のうちの一項に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置に用いられる冷媒循環ポンプであって、

前記冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式であり、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、前記圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、

50

前記圧力容器内のガス状の冷媒を前記蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち前記膨張要素と前記第2吸入ポートとの間の部位または前記膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、前記凝縮器側の液状の冷媒を前記圧力容器に吸入させる冷媒吸入操作と、前記入熱要素からの入熱に基づいて前記圧力容器内の液状の冷媒を前記ランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する熱駆動型ヒートポンプサイクル装置用の冷媒循環ポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は外部熱の入熱により駆動される熱駆動型ヒートポンプサイクル装置およびこれに使用される冷媒循環ポンプに関する。 10

【背景技術】

【0002】

特許文献1は、廃熱等の熱入力でヒートポンプを駆動させる熱駆動型ヒートポンプシステムを開示する。本システムは、ランキンサイクルで熱入力を膨張仕事に変換し、膨張機のピストンを駆動し、この駆動力により膨張機と一体の圧縮ピストンで圧縮仕事を発生させる。この圧縮仕事で冷媒ガスの圧縮を行い、凝縮器から放熱し、膨張弁での膨張により冷熱を発生させる。本システムは、電動モータで駆動されるポンプ、入熱用熱交換器、切替バルブ、コンプレッサ、凝縮器、空調用の蒸発器等で構成されている。

【0003】

特許文献2は、膨張タンク、吸入用の逆止弁a1、吐出側の圧力調整弁a2および膨張タンクと凝縮器の均圧弁sから構成された熱ポンプを、ランキンサイクルの冷媒循環ポンプとして、凝縮器と集熱器との間に配置している。均圧弁sの開放により、膨張タンクおよび凝縮器を均圧させ、さらに膨張タンクの配管に冷水を流すことで、膨張タンク内を減圧させ、逆止弁a1より液を流入させる。このものでは、膨張タンクの配管Hに温水を流すことにより、液が蒸発しタンク内圧が上がる。タンク内圧が圧力調整弁a2の設定値を超えるとa2が開となり、液が集熱器に吐出される。 20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】US6418745 HEAT POWERED HEAT PUMP SYSTEM AND METHOD OF MAKING SAME 30

【特許文献2】特願2006-535145号

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上記した特許文献1によれば、本文献で報告されている電動モータ駆動の冷媒循環ポンプは、一般的に損失が大きく、消費電力が大きい。たとえば一般的に使用されるギアポンプでは、数100cc/minの小流量領域では、理論ポンプ動力の約10~20倍程度の電力を必要とする。そのため、ランキンサイクルの膨張仕事に対するポンプ動力の割合が大きくなり、総合効率が低下する。 40

【0006】

特許文献2によれば、熱ポンプを駆動させるために温熱源および冷熱源が必要であり、温熱源は入熱を利用できるが、冷熱源は、これを作り出すエネルギーが必要となるため、全体効率を落とす要因となり、上記同様、サイクルの有効性が薄れることとなる。

【0007】

本発明は上記した実情に鑑みてなされたものであり、消費電力を抑えるのに有利な熱駆動型ヒートポンプサイクル装置およびこれに使用される熱駆動型冷媒循環ポンプを提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

(1) 様相1の本発明に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置は、(i)ランキンサイクル用の第1吸入ポートおよび第1吐出ポートをもつと共に蒸気圧縮サイクル用の第2吸入ポートおよび第2吐出ポートをもつと共に冷媒の膨張および圧縮を行う膨張圧縮機と、膨張圧縮機に接続され膨張圧縮機の第1吐出ポートおよび第2吐出ポートから帰還したガス状の冷媒を凝縮させる凝縮器と、凝縮器の出口側に接続され凝縮器で凝縮された液状の冷媒を加圧させる冷媒循環ポンプと、冷媒循環ポンプに接続され冷媒循環ポンプで加圧された液状の冷媒を蒸発させてガス状の冷媒とさせると共に膨張圧縮機の第1吸入ポートに供給させるランキンサイクル用蒸発器とを備えるランキンサイクル装置と、

(ii)凝縮器の出口側に接続され凝縮器で凝縮された液状の冷媒を膨張させる膨張要素と、膨張要素に接続され膨張要素で膨張させた冷媒を蒸発させると共に蒸発させたガス状の冷媒を膨張圧縮機の第2吸入ポートに吸入させるヒートポンプ用蒸発器とを備えると共に、ランキンサイクル装置に組み合わされた蒸気圧縮式ヒートポンプ装置とを具備しており、

(iii)冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式であり、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、

圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち膨張要素と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、ガス状冷媒供給操作に伴い低圧化された圧力容器に凝縮器側の液状の冷媒を吸入させる冷媒吸入操作と、入熱要素からの入熱に基づいて圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する。

#### 【0009】

冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式である。冷媒循環ポンプは、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、そして、冷媒循環ポンプは、圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち膨張要素と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、ガス状冷媒供給操作に伴い圧力容器に凝縮器側の液状の冷媒を吸入させる冷媒吸入操作と、入熱要素からの入熱に基づいて圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する。

#### 【0010】

このように冷媒循環ポンプは熱駆動型であり、入熱要素からの入熱に基づいてポンプ作用を果たすことができ、電力の消費を抑えることができる。入熱要素からの入熱は、エンジンや燃料電池等の機器の廃熱、太陽熱、地熱等からの入熱が例示される。冷媒としては、液相およびガス相に相変化できるものであれば、何でも良い。なお、膨張要素は凝縮器の出口側に接続されており、凝縮器で凝縮された液状の冷媒を膨張させるものであり、膨張弁、エジェクタが挙げられる。

#### 【0011】

(2) 様相2の本発明に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置によれば、上記様相において、冷媒循環ポンプは、入熱要素からの入熱により加圧された圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給通路と、圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち膨張要素と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給通路と、圧力容器の低圧化に基づいて凝縮器側の液状の冷媒を圧力容器に吸入させる冷媒吸入通路とを具備する。

#### 【0012】

本様相によれば、入熱要素からの入熱に基づいて、冷媒循環ポンプは、圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作と、圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうちヒートポンプ用蒸発器の出口と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、凝縮器側の冷媒を圧力容器に吸入させる冷媒吸入操作とを実行する。このように冷媒循環ポン

10

20

30

40

50

プは、入熱要素からの入熱に基づいてポンプ作用を果たすことができ、電力の消費を抑えることができる。

【0013】

(3) 様相3の本発明に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置によれば、上記様相において、(i)ガス状冷媒供給通路は、開放に伴い前記圧力容器内のガス状の冷媒を前記蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち前記膨張要素と前記第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させる第1弁を有し、(ii)冷媒吸入通路は、圧力容器の低圧化に基づいて開放して前記凝縮器側の液状の冷媒を前記圧力容器に吸入させる第2弁を有し、(iii)ガス状冷媒供給通路は、開放に伴い圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる第3弁を有する。このように冷媒循環ポンプは、入熱要素からの入熱に基づいてポンプ作用を果たすことができ、電力の消費を押さえることができる。

10

【0014】

(4) 様相4の本発明に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置によれば、上記様相において、冷媒循環ポンプは複数個設けられており、交代して運転される。冷媒循環ポンプによる脈動を抑えるのに有利である。

【0015】

(5) 様相5の本発明に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置用の熱駆動型冷媒循環ポンプは、ランキンサイクル用蒸発器をもつランキンサイクル装置とヒートポンプ用蒸発器をもつ蒸気圧縮式ヒートポンプ装置とを組み合わせた上記した様相に係る熱駆動型ヒートポンプサイクル装置に用いられる冷媒循環ポンプであって、

20

冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式であり、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち膨張要素と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、凝縮器側の液状の冷媒を圧力容器に吸入させる冷媒吸入操作と、入熱要素からの入熱に基づいて圧力容器内の液状の冷媒を前記ランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する。

【0016】

冷媒循環ポンプは入熱で駆動される熱駆動式である。冷媒循環ポンプは、ガス状の冷媒を溜めるガス層を形成するように液状の冷媒を収容する圧力容器と、圧力容器に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素とをもち、そして、冷媒循環ポンプは、圧力容器内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置のうち膨張要素と第2吸入ポートとの間の部位または膨張要素の吸入部位に供給させるガス状冷媒供給操作と、凝縮器側の液状の冷媒を圧力容器に吸入させる冷媒吸入操作と、入熱要素からの入熱に基づいて圧力容器内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器に供給させる液状冷媒供給操作とを実行する。

30

【0017】

このように冷媒循環ポンプは熱駆動型であり、入熱要素からの入熱に基づいてポンプ作用を果たすことができ、電力の消費を抑えることができる。なお、膨張要素は凝縮器の出口側に接続されており、凝縮器で凝縮された液状の冷媒を膨張させるものであり、膨張弁、エジェクタが挙げられる。

40

【発明の効果】

【0018】

本発明によれば、外部からの電力供給を抑えるのに有利な熱駆動型ヒートポンプサイクル装置を提供できる。更に冷媒循環ポンプを駆動させるための冷熱源が不要であり、これを作り出すエネルギーが不要となり、全体効率を上昇させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0019】

【図1】参考形態に係り、熱駆動型ヒートポンプサイクル装置の回路図である。

【図2】実施形態1に係り、熱駆動型ヒートポンプサイクル装置の回路図である。

50

【図 3】実施形態 1 に係り、熱駆動型の冷媒循環ポンプの作動を説明する図である。

【図 4】実施形態 2 に係り、冷媒循環ポンプを示す図である。

【図 5】実施形態 3 に係り、冷媒循環ポンプを示す図である。

【図 6】実施形態 4 に係り、冷媒循環ポンプを示す図である。

【図 7】実施形態 5 に係り、熱駆動型ヒートポンプサイクル装置の回路図である。

【図 8】実施形態 6 に係り、熱駆動型ヒートポンプサイクル装置の回路図である。

【図 9】実施形態 7 に係り、熱駆動型ヒートポンプサイクル装置の回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0020】

(参考形態 1)

10

図 1 は参考形態 1 の熱駆動型ヒートポンプサイクル装置を示す(本出願時に未公知)。本装置は、ランキンサイクル装置 1 と蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 とを一体的に組合せて形成されている。図 1 は、ランキンサイクル装置 1 と蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 とを組合せた回路図を示す。ランキンサイクル装置 1 は、ランキンサイクル用蒸発器 5 に外部から熱(エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱など)を投入し、高圧冷媒を液相からガス相に相変化させるものである。ランキンサイクル装置 1 は、ランキンサイクル用の第 1 吸入ポート 25 および第 1 吐出ポート 26 をもち膨張仕事を行う膨張機 21 をもち膨張圧縮機 2 と、膨張圧縮機 2 の膨張機 21 に接続され膨張機 21 の第 1 吐出ポート 26 から帰還したガス状の冷媒を凝縮させる凝縮器 3 と、凝縮器 3 の出口 3p 側に接続され凝縮器 3 で凝縮されて液化が進行した冷媒を加圧させる冷媒循環ポンプ 4x と、冷媒循環ポンプ 4x の出口 4p 側に接続され冷媒循環ポンプ 4x で加圧された液状の冷媒を蒸発させてガス状の冷媒とさせると共にガス状の冷媒を第 1 吸入用開閉弁 91i を介して膨張機 21 の第 1 吸入ポート 25 に供給させるランキンサイクル用蒸発器 5 とを備える。

20

【0021】

冷媒循環ポンプ 4x は、電動モータで駆動されるタイプである。ランキンサイクル用蒸発器 5 は、蒸気圧縮サイクル用の第 2 吸入ポート 27 および第 2 吐出ポート 28 をもち圧縮仕事を行う圧縮機 23 を備えており、外部から熱(エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱など)の入熱により、液状の冷媒を蒸発させてガス化させる。ここで、膨張圧縮機 2 は、冷媒を膨張させるためのランキンサイクル用の膨張機 21 に設けられた第 1 室 21a と、冷媒を圧縮させるための蒸気圧縮サイクル用の圧縮機 23 に設けられた第 2 室 23a と、往復移動式の可動部として機能するピストン 24 とをもち、膨張圧縮機 2 は、往復動式であるが、回転式の膨張圧縮機でも可能である。

30

【0022】

図 1 に示すように、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 はランキンサイクル装置 1 に組み合わされており、凝縮器 3 の出口 3p 側に接続され凝縮器 3 で凝縮されて液化が進行した冷媒を膨張させる膨張要素として機能する膨張弁 60 と、膨張弁 60 の出口 60p 側に接続され膨張弁 60 で膨張させた冷媒を蒸発させると共に蒸発させたガス状の冷媒を膨張圧縮機 2 の圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 に第 2 吸入用逆止弁 47 を介して吸入させるヒートポンプ用蒸発器 7 とを備える。凝縮器 3 の出口 3p よりも下流には液溜めタンク 35 が設けられている。液溜めタンク 35 は冷媒の気液を分離させる機能をもつ。図 1 に示すように、液溜めタンク 35 は、液状の冷媒を冷媒循環ポンプ 4 に供給すると共に膨張弁 60 に独立して供給できる。凝縮器 3 は双方のサイクルに共用されるように、膨張圧縮機 2 の膨張機 21 および圧縮機 23 の双方に接続されており、膨張機 21 の第 1 吐出ポート 26 および圧縮機 23 の第 2 吐出ポート 28 から帰還したガス状の冷媒を凝縮させる。

40

【0023】

図 1 に示す装置によれば、ランキンサイクル用蒸発器 5 により蒸発させてガス化した高圧の冷媒を、通路 100a および第 1 吸入用開閉弁 91i を経由して膨張機 21 の第 1 吸入ポート 25 に吸入させる。このガスが膨張機 21 の第 1 室 21a において膨張し、ピストン 24 に対し膨張仕事を行い、ピストン 24 を第 2 室 23a の容積を小さくする方向に移動させる。その後、ガス状の冷媒は第 1 吐出用開閉弁 91p を通して膨張機 21 の第 1

50

室 2 1 a から中圧状態で通路 1 0 0 b に吐出され、入口 3 i から凝縮器 3 に供給される。凝縮器 3 は外部に放熱するため、ガス状の冷媒は凝縮器 3 において液状に相変化し、冷媒の液化が進行される。さらに、凝縮器 3 において液化が進行した冷媒は、凝縮器 3 の出口 3 p から吐出され、通路 1 0 0 c を経て液溜めタンク 3 5 の底側に溜まり、更に、冷媒循環ポンプ 4 X のポンプ作用により通路 1 0 0 d を経て冷媒循環ポンプ 4 X に吸い込まれる。電動式の冷媒循環ポンプ 4 X は液状の冷媒を高圧状態に加圧する。冷媒循環ポンプ 4 X は、加圧された液状の冷媒を通路 1 0 0 e を経て入口 5 i からランキンサイクル用蒸発器 5 に供給させて蒸発させる。前述したように、ランキンサイクル用蒸発器 5 は、外部から熱（エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱など）の入熱により、液状の冷媒を蒸発させてガス化させる。したがって、ランキンサイクル装置 1 は、膨張圧縮機 2 のピストンに膨張仕事を与えていると言える。

10

#### 【 0 0 2 4 】

また、図 1 に示す装置によれば、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 では、圧縮機 2 3 はピストン 2 4 の仕事を受け、第 2 室 2 3 a において圧縮仕事を行う。そして、第 2 室 2 3 a において中圧に圧縮されたガス状の冷媒は、第 2 吐出用逆止弁 9 2 p および通路 1 0 0 h を通り、入口 3 i から凝縮器 3 に入る。凝縮器 3 は放熱するため、冷媒はガスから液状に相変化し、冷媒の液化は進行される。さらに、液化が進行された冷媒が液溜めタンク 3 5 に溜まり、膨張弁 6 0 に入る。膨張弁 6 0 では中圧のガス状の冷媒が等エンタルピー膨張し、低圧の気液 2 相状態となり、温度も低下する。その低温の気液 2 相状態の冷媒が通路 1 0 0 k を経て入口 7 i からヒートポンプ用蒸発器 7 に入り、外部から吸熱してガスに相変化する。そのガス化された冷媒は、低圧通路である通路 1 0 0 m および第 2 吸入用逆止弁 4 7 を経由して第 2 吸入ポート 2 7 から圧縮機 2 3 の第 2 室 2 3 a に吸い込まれる。したがって、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 は、膨張機 2 1 の仕事を圧縮仕事に変え、外部から低温での吸熱と外部へ高温での放熱とのヒートポンプ動作を行っている。なお、冷媒循環ポンプ 4 X はモータ駆動式であるため、消費電力が多い不具合をもつ。

20

#### 【 0 0 2 5 】

##### （実施形態 1）

図 2 および図 3 は実施形態 1 を示す。本実施形態は、上記した参考形態と基本的には同様の構成であり、同様の作用効果を有する。但し、冷媒循環ポンプ 4 は電動式ではなく、熱駆動式とされている。図 2 は、ランキンサイクル装置 1 と蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 とを組合せたサイクルの回路図を示す。図 3 は熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 の作動を示す。更に説明を加える。熱駆動型のヒートポンプサイクル装置は、ランキンサイクル装置 1 と、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 とを一体的に組み込んだものである。図 2 に示すように、ランキンサイクル装置 1 は、ランキンサイクル用の第 1 吸入ポート 2 5 および第 1 吐出ポート 2 6 をもつ第 1 可動機としての膨張機 2 1 をもつ膨張圧縮機 2 と、膨張圧縮機 2 の膨張機 2 1 に接続され膨張機 2 1 の第 1 吐出ポート 2 6 から帰還したガス状の冷媒を凝縮させる凝縮器 3 と、凝縮器 3 の出口 3 p 側に接続され凝縮器 3 で凝縮（液化）が進行した冷媒を加圧させる冷媒循環ポンプ 4 と、冷媒循環ポンプ 4 の出口側に接続され冷媒循環ポンプ 4 で加圧された液状の冷媒を蒸発させてガス状の冷媒とさせると共に膨張圧縮機 2 の膨張機 2 1 の第 1 吸入ポート 2 5 に供給させるランキンサイクル用蒸発器 5 とを備える。

30

40

#### 【 0 0 2 6 】

前述同様に、ランキンサイクル用蒸発器 5 は、外部から熱（エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱など）の入熱により、液状の冷媒を蒸発させてガス化させる。凝縮器 3 は入口 3 i および出口 3 p をもつ。図 2 に示すように、凝縮器 3 の出口 3 p よりも下流には液溜めタンク 3 5 が設けられている。液溜めタンク 3 5 は冷媒の気液分離機能をもつ。液溜めタンク 3 5 は入口 3 5 i および複数の出口 3 5 p をもつ。図 2 に示すように、液溜めタンク 3 5 は、液溜めタンク 3 5 に溜めた液状の冷媒を通路 1 0 0 d を介して液吸入口 1 0 7 から冷媒循環ポンプ 4 に供給すると共に、液状の冷媒を通路 1 0 0 k を介して膨張弁 6 0 に供給する。

50

## 【 0 0 2 7 】

図 2 に示すように、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 は、蒸気圧縮サイクル用の第 2 吸入ポート 2 7 および第 2 吐出ポート 2 8 をもつ第 2 可動機としての圧縮機 2 3 と、凝縮器 3 に液溜めタンク 3 5 および通路 1 0 0 k を介して接続され凝縮器 3 で凝縮された液状の冷媒を膨張させる膨張弁 6 0 と、膨張弁 6 0 の出口 6 0 p に接続され膨張弁 6 0 (膨張要素) で膨張させた冷媒を蒸発させると共に蒸発させたガス状の冷媒を膨張圧縮機 2 の第 2 吸入ポート 2 7 に通路 1 0 0 m (低圧通路) を介して吸入させるヒートポンプ用蒸発器 7 とを備える。蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 において、膨張弁 6 0 の出口 6 0 p と圧縮機 2 3 の第 2 吸入ポート 2 7 との間は、冷媒の圧力が相対的に低い低圧通路とされている。ヒートポンプ用蒸発器 7 は入口 7 i および出口 7 p をもつ。上記したように膨張圧縮機 2 は、冷媒を膨張させるための第 1 室 2 1 a をもつ膨張機 2 1 と、冷媒を圧縮させるための第 2 室 2 3 a をもつ圧縮機 2 3 と、往復移動式の可動部として機能するピストン 2 4 とをもつ。膨張圧縮機 2 は、往復動式であるが、回転式の膨張圧縮機でも可能である。

10

## 【 0 0 2 8 】

本実施形態によれば、冷媒循環ポンプ 4 は外部熱の入熱で駆動される熱駆動により冷媒を循環させる熱駆動式ポンプである。図 2 および図 3 に示すように、冷媒循環ポンプ 4 は、ガス状の冷媒を溜めるガス層 4 2 を形成するように液状の冷媒を収容する液室 4 1 をもつ圧力容器 4 0 と、圧力容器 4 0 に収容されている冷媒に入熱させる入熱要素 4 3 とをもつ。圧力容器 4 0 は、液状の冷媒を溜める液室 4 1 と、液室 4 1 の上方に位置すると共にガス状の冷媒を溜めるガス層 4 2 とを有する。入熱要素 4 3 は、エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱等の熱を圧力容器 4 0 内の冷媒に供給させて圧力容器 4 0 の冷媒を加熱させ、冷媒循環ポンプ 4 にポンプ作用を発揮させる要素である。入熱要素 4 3 は、圧力容器 4 0 の液室 4 1 とガス層 4 2 とを連通させる循環通路 4 4 と、循環通路 4 4 に設けられた受熱フィン 4 5 とを有しており、エンジン等の機器の廃熱、太陽熱等の外部熱を受熱して循環通路 4 4 の冷媒を加熱させる。後述するように、冷媒循環ポンプ 4 は、入熱要素 4 3 からの入熱に基づいて、圧力容器 4 0 内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器 5 に供給させる液状冷媒供給操作と、圧力容器 4 0 内のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 のうち圧力容器 4 0 のガス層 4 2 よりも低圧の低圧部位 1 0 0 w に供給させるガス状冷媒供給操作と、凝縮器 3 側の液状の冷媒を液吸入口 1 0 7 から圧力容器 4 0 に吸入させる冷媒吸入操作とを実行する。なお低圧部位 1 0 0 w は、圧縮機 2 3 の作動に拘わらず、吸入用逆止弁 4 7 の逆止作用により低圧に維持される。

20

30

## 【 0 0 2 9 】

具体的には、図 2 に示すように、冷媒循環ポンプ 4 は、入熱要素 4 3 からの入熱により加圧されたガス層 4 2 の圧力に基づいて圧力容器 4 0 内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器 5 に入口 5 i から供給させる液状冷媒供給通路として機能する第 1 供給通路 1 0 1 と、圧力容器 4 0 内のガス層 4 2 のガス状の冷媒を蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 のうち膨張弁 6 0 の出口 6 0 p から圧縮機 2 3 の第 2 吸入ポート 2 7 までの低圧部位 (具体的には、圧縮機 2 3 の第 2 吸入ポート 2 7 側、圧力容器 4 0 のガス層 4 2 よりも低圧の低圧部位 1 0 0 w) に供給させるガス状冷媒供給通路として機能する第 2 供給通路 1 0 2 と、圧力容器 4 0 内の低圧化に基づいて凝縮器 3 側の液状の冷媒を液吸入口 1 0 7 から圧力容器 4 0 に吸入させる冷媒吸入通路として機能する吸入通路 1 0 3 とを有する。

40

## 【 0 0 3 0 】

図 2 に示すように、第 2 供給通路 1 0 2 の一端部 1 0 2 e は、圧力容器 4 0 のガス層 4 2 に対面するガス放出口 4 9 に連通する。第 2 供給通路 1 0 2 の他端部 1 0 2 f は、圧力容器 4 0 のガス層 4 2 のガス状の冷媒を低圧部位 1 0 0 w に放出させるように、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 のうち膨張弁 6 0 の出口 6 0 p と圧縮機 2 3 の第 2 吸入ポート 2 7 との間における低圧部位 1 0 0 w に連通している。具体的には、第 2 供給通路 1 0 2 の他端部 1 0 2 f は、圧縮機 2 3 の第 2 吸入ポート 2 7 側の通路 1 0 0 m (蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 における低圧通路の一部) の低圧部位 1 0 0 w に連通している。低圧部位 1 0 0 w は、第 2 吸入用逆止弁 4 7 とヒートポンプ用蒸発器 7 の出口 7 p との間に位置して

50

おり、吸入用逆止弁 47 の逆止作用により低圧に維持される。吸入用逆止弁 47 は、蒸発器 7 および通路 100 m から第 2 吸入ポート 27 への冷媒流れを許容するが、その逆流を阻止する。当該低圧通路は、膨張弁 60 の出口 60 p と圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 との間の通路を意味する。吐出用逆止弁 92 p は、第 2 吐出ポート 28 から凝縮器 3 への冷媒流れを許容するが、その逆流を阻止する。

#### 【0031】

図 2 に示すように、第 2 供給通路 102 は電動開閉式のガス放出弁 46 (第 1 弁) を有する。吸入通路 103 は第 1 吸入用逆止弁 47 (第 2 弁) を有する。第 1 吸入用逆止弁 47 は、圧力容器 40 の低圧化に基づいて開放して凝縮器 3 側の液溜めタンク 35 の液状の冷媒を圧力容器 40 に吸入させる。第 1 吸入用逆止弁 47 は、凝縮器 3 および液溜めタンク 35 から圧力容器 40 に向かう方向へ冷媒を通過させるものの、その逆方向には冷媒を通過させない。液状冷媒供給通路としての第 1 供給通路 101 は第 1 吐出用逆止弁 48 (第 3 弁) を有する。第 1 吐出用逆止弁 48 の開放に伴い、圧力容器 40 内の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器 5 に供給させる。第 1 吐出用逆止弁 48 は、圧力容器 40 の液吐出口 105 からランキンサイクル用蒸発器 5 の入口 5 i に向かう方向へ冷媒を通過させるものの、その逆方向には冷媒を通過させない。

10

#### 【0032】

図 2 に示すように、第 1 供給通路 101 の一端部 101 e は、圧力容器 40 の液室 41 の底側に浸漬されており、液状の冷媒を吐出させる液吐出口 105 を形成する。液吐出口 105 は、圧力容器 40 の液状の冷媒を第 1 吐出用逆止弁 48 を経てランキンサイクル用蒸発器 5 に供給させる。前述したように第 2 供給通路 102 の一端部 102 e は、圧力容器 40 のガス層 42 に対面しており、ガス状の冷媒を放出させるガス放出口 49 を形成する。ガス放出口 49 はガス層 42 に対面するため、液室 41 の液状の冷媒に浸漬される液吐出口 105 よりも上方に位置する。液吸入口 107 は、圧力容器 40 の液室 41 の底付近に形成されており、液溜めタンク 35 に溜められている液状の冷媒を第 1 吸入用逆止弁 47 を経て圧力容器 40 の液室 41 に供給させる。第 1 吸入用逆止弁 47 は、通路 100 m から圧縮機 23 に吸入される冷媒の流れ方向を許容するものの、その逆方向流れを遮断させる。

20

#### 【0033】

また本実施形態によれば、図 2 に示すように、圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 とヒートポンプ用蒸発器 7 の出口 7 p とを繋ぐ通路 100 m には、第 2 吸入用逆止弁 47 が設けられている。第 2 吸入用逆止弁 47 は、ヒートポンプ用蒸発器 7 の出口 7 p から圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 に冷媒を通過させるものの、その逆方向には冷媒を通過させない。圧縮機 23 の第 2 吐出ポート 28 と凝縮器 3 の入口 3 i との間の通路 100 h には、第 2 吐出用逆止弁 92 p が設けられている。第 2 吐出用逆止弁 92 p は、圧縮機 23 の第 2 吐出ポート 28 から凝縮器 3 の入口 3 i に向けて冷媒を通過させるものの、その逆方向には冷媒を通過させない。

30

#### 【0034】

次に本実施形態の作用について図 3 を参照しつつ説明する。入熱要素 43 からの入熱の影響で、圧力容器 40 の冷媒のガス化が進行し、ガス層 42 の圧力は高圧 (例えば 0.8 MPa 程度) に維持される。このように圧力容器 40 のガス層 42 の圧力は高圧に維持される。ここで、熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 のガス放出弁 46 が開くことにより、圧力容器 40 のガス層 42 の高圧のガス状の冷媒が第 2 供給通路 102 を介して圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 側の低圧の低圧部位 100 w (例えば 0.08 MPa 程度) に放出される。この結果、圧力容器 40 内が中圧 (例えば 0.25 MPa 以下) となる。このため、凝縮器 3 側の液溜めタンク 35 に溜められている液状の冷媒が吸入通路 103、第 1 吸入用逆止弁 47 および液吸入口 107 を通り、圧力容器 40 の液室 41 に自動的に吸入される (図 3 の (A) 参照)。図 3 の (A) に示す状態では、第 1 ガス放出弁 46 が開放され、第 1 吸入用逆止弁 47 が開放されていると共に、圧力容器 40 内の圧力は第 1 吐出用逆止弁 48 のリリース圧未満であるため、第 1 吐出用逆止弁 48 は閉鎖されている。

40

50

## 【 0 0 3 5 】

そして、上記したように液状の冷媒が圧力容器 4 0 に吸入されるため、図 3 の ( B ) に示すように、圧力容器 4 0 に吸入された液状の冷媒の液位 4 k が上昇する。図 3 の ( B ) に示す状態では、第 1 ガス放出弁 4 6 が開放されていると共に第 1 吸入用逆止弁 4 7 が開放されており、第 1 吐出用逆止弁 4 8 がまだ閉鎖されている。そして、液状の冷媒の液位 4 k が圧力容器 4 0 の液室 4 1 の上限まで到達すると、ガス放出弁 4 6 が閉じる ( 図 3 の ( C ) に示す状態 )。この場合、入熱要素 4 3 からの入熱が連続的に継続しているため、圧力容器 4 0 の液状の冷媒のガス化が進行し、圧力容器 4 0 のガス層 4 2 の圧力が昇圧する。このように圧力容器 4 0 内の圧力が上昇するため、圧力応答式のリリーフ弁である第 1 吸入用逆止弁 4 7 が閉鎖される ( 図 3 の ( C ) 参照 )。図 3 の ( C ) に示す状態では、第 1 吐出用逆止弁 4 8、第 1 吸入用逆止弁 4 7、第 1 ガス放出弁 4 6 が閉鎖され、圧力容器 4 0 は密閉状態とされる。前述したように入熱要素 4 3 からの入熱は継続しているため、入熱により圧力容器 4 0 内の液状の冷媒が蒸発し、圧力容器 4 0 内のガス層 4 2 の圧力が次第に上昇して高圧化する ( 図 3 の ( D ) 参照 )。このように圧力容器 4 0 のガス層 4 2 の圧力が高圧所定値 ( 例えば 0 . 8 M P a ) 以上、即ち、圧力応答式の第 1 吐出用逆止弁 4 8 のリリーフ圧以上に上昇すると、圧力応答式の第 1 吐出用逆止弁 4 8 が自動的に開放する ( 図 3 の ( D ) ( E ) 参照 )。この結果、圧力容器 4 0 の液室 4 1 の液状の冷媒が第 1 供給通路 1 0 1 および第 1 吐出用逆止弁 4 8 を介してランキンサイクル用蒸発器 5 に導入される ( 図 3 の ( D ) 参照 )。これに伴い、圧力容器 4 0 内に溜まっている液状の冷媒の液位 4 k が次第に低下する ( 図 3 の ( D ) ( E ) 参照 )。そして、圧力容器 4 0 内に溜まっている液状の冷媒の液位 4 k が下限まで到達すると、前述したように、第 1 ガス放出弁 4 6 が開き ( 図 3 の ( A ) 参照 )、圧力容器 4 0 のガス層 4 2 の高圧のガスが圧縮機 2 3 の低圧部である第 2 吸入ポート 2 7 側の低圧部位 1 0 0 w に吸い込まれる。これにより圧力容器 4 0 のガス層 4 2 が低圧となる。なお、図 3 の ( D ) に示す状態では、第 1 吐出用逆止弁 4 8 が開放されているものの、第 1 ガス放出弁 4 6、第 1 吸入用逆止弁 4 7 が閉鎖されている。上記したように圧力容器 4 0 内の冷媒がランキンサイクル用蒸発器 5 に供給されて圧力容器 4 0 内が低圧化されると、前述したように、液溜めタンク 3 5 の液状の冷媒が吸入通路 1 0 3 および第 1 吸入用逆止弁 4 7 を介して圧力容器 4 0 に自動的に導入される ( 図 3 の ( A ) ( B ) 参照 )。以下、同様な動作が繰り返される。したがって、熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 は、外部から熱が入熱要素 4 3 に入力されると、圧力容器 4 0 内の液状の冷媒を高圧状態にしてランキンサイクル用蒸発器 5 に自動的に送り出す機能を有すると共に、液溜めタンク 3 5 の液状の冷媒を圧力容器 4 0 内に自動的に吸入させる機能を有する。冷媒循環ポンプ 4 は入熱要素 4 3 への入熱で駆動する熱駆動式であり、電動モータ駆動式ではなく、モータの損失およびポンプの機械的損失等が生じないことから、電力の節約を図り得る。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 3 6 】

上記したように本実施形態によれば、外部からの電力供給を抑えるのに有利な熱駆動型ヒートポンプサイクル装置を提供できる。冷媒循環ポンプ 4 を駆動させるための冷熱源が不要であり、これを作り出すエネルギーが不要となり、全体効率を上昇させることができる。

## 【 0 0 3 7 】

以上説明したように本実施形態によれば、図 2 , 図 3 に示すように、液状の冷媒が循環する配管で形成された循環通路 4 4 が圧力容器 4 0 の下部 ( 液室 4 1 ) と上部 ( ガス層 4 2 ) に接続されている。循環通路 4 4 の配管の外部に受熱フィン 4 5 を設け、廃熱や太陽熱等の外部熱で加熱された空気 ( またはガス ) を媒体に循環通路 4 4 内の冷媒と熱交換させる。これは、外部からの入熱時に圧力容器 4 0 全体の液状の冷媒に入熱しようとするとき、液状の冷媒が過冷却状態の場合には、圧力容器 4 0 内の液状の冷媒は循環通路 4 4 に比較して大容積であるため、短時間に沸騰せず、蒸気を短時間で発生させない状態が考えられる。そのため、分岐された配管で形成されているため圧力容器 4 0 よりも容積が小さな循環通路 4 4 の液状の冷媒を外部熱の熱媒体で加熱させる。これにより迅速に液状の冷

媒の沸騰、蒸発ガスの発生が得られ、圧力容器 40 内を高圧化できる利点がある。

【0038】

換言すると、本実施形態によれば、ランキンサイクル装置 1 のポンプとして、一般的に用いられるモータ駆動の冷媒循環用ポンプは、損失が大きく、消費電力が大きい不具合をもつ。例えば、一般的に使用されるギアポンプでは、数100cc/minの小流量領域では、理論ポンプ動力の約10~20倍程度の電力を必要とする。そのため、ポンプの必要電力が大きく総合効率が低下する不具合がある。この点本実施形態によれば、冷媒循環用ポンプ 4 は熱駆動式であり、電動機を必要としないことから、電動機の損失を抑えることができる。また、ポンピングのためのギアまたはプランジャなどを必要としないため、本体にシール部が無く、漏れによる損失が抑えられている。また、また、廃熱、太陽熱などの熱で駆動するため、消費電力を抑えることができる。

10

【0039】

(実施形態 2)

図 4 は実施形態 2 を示す。本実施形態は前記した実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。入熱要素 43C は、圧力容器 40 の液室 41 の液状の冷媒に浸漬された入熱用熱交換器 82 を備えている。エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱等の外部熱で加熱された温水などの熱媒体が入熱用熱交換器 82 に入口 82i から流れて出口 82p から吐出される。これにより圧力容器 40 の液室 41 の液状の冷媒を加熱させ、冷媒のガス化を進行させる。

20

【0040】

(実施形態 3)

図 5 は実施形態 3 を示す。本実施形態は前記した実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。入熱要素 43D は、圧力容器 40 の液室 41 とガス層 42 とを連通させる循環通路 44 と、エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱等の外部熱で加熱された熱媒体を通過させる加熱通路 44c とをもつ。循環通路 44 の冷媒と加熱通路 44c の熱媒体とが熱交換可能されている。液室 41 の冷媒が循環通路 44 に流入すると、熱媒体により加熱され、冷媒のガス化が進行する。

【0041】

図 5 に示すように、冷媒循環ポンプ 4 の循環通路 44 は、圧力容器 40 の下部 (液室 41) と上部 (ガス層 42) とに接続されており、循環通路 44 と、エンジン等の機器の廃熱や太陽熱等の外部熱で加熱された温水などの熱媒体が流れる加熱通路 44c とを熱交換させる熱交換器 82 を形成させる。これも上記同様に、外部熱が入熱したときに、圧力容器 40 の全体の液状の冷媒に入熱しようとする、液状の冷媒が過冷却状態の場合には、短時間に沸騰せず蒸気が発生させない状態が考えられる。そのため、圧力容器 40 の容積よりも小さくなるように圧力容器 40 から分岐された配管で形成された循環通路 44 の液状の冷媒を加熱する。これにより迅速に液状の冷媒の沸騰、ガス化が得られ、圧力容器 40 内を早期に高圧化できる利点がある。

30

【0042】

(実施形態 4)

図 6 は実施形態 4 を示す。本実施形態は前記した実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。入熱要素 43E は、圧力容器 40 のガス層 42 を連通させる循環通路 44 と、エンジン等の機器の廃熱、太陽熱、地熱等の外部熱で加熱された熱媒体と接触する受熱フィン 45 とをもつ。通常の状態では、循環通路 44 の入口 44i および出口 44p は、圧力容器 40 の上部のガス層 42 側に位置する。循環通路 44 の冷媒と熱媒体とが受熱フィン 45 を介して熱交換可能されている。液室 41 の冷媒の液位 4k が上昇しての入口 44i から循環通路 44 に流入すると、循環通路 44 の冷媒は熱媒体により受熱フィン 45 を介して加熱される。吸入通路 103 から第 1 吸入用逆止弁 47 を介して液状の冷媒が圧力容器 40 に吸入している行程では、熱ポンプへの入熱は不要である。そのため、吸入通路 103 から第 1 吸入用逆止弁 47 を介して液状の冷媒が圧力容器 40 に吸入している行程では、液室 41 の冷媒の液位 4k が循環通路 44 の入口 44i に到達する前までは、

40

50

循環通路 4 4 にはガス状の冷媒が存在する。ここで、ガス状の冷媒と液状の冷媒とでは熱伝達率が相違し、ガス状の冷媒の熱伝達率は液状の冷媒に比較して低い。このため、ガス状の冷媒が熱媒体（外部熱）で加熱されたとしても、圧力容器 4 0 への入熱は少なく済むこととなる。

#### 【 0 0 4 3 】

液状の冷媒が圧力容器 4 0 に吸入している行程で、圧力容器 4 0 の液状の冷媒の液位 4 k が入口 4 4 i よりも上昇すると、入口 4 4 i から循環通路 4 4 に流入する。循環通路 4 4 に流入した液状の冷媒はガス状の冷媒に比較して高い熱伝達率をもつため、効率よく加熱されてガス化され、ひいては圧力容器 4 0 内の圧力を効率よく高めることができる。この結果、圧力容器 4 0 内の圧力は第 1 吐出用逆止弁 4 8 のリリーフ圧よりも高くなり、第 1 吐出用逆止弁 4 8 は開放し、圧力容器 4 0 の液状の冷媒はランキンサイクル用蒸発器 5 に供給される。

10

#### 【 0 0 4 4 】

上記したように本実施形態によれば、吸入通路 1 0 3 から第 1 吸入用逆止弁 4 7 を介して液状の冷媒が圧力容器 4 0 に供給され毎に、圧力容器 4 0 の液状の冷媒はこれの液位 4 k が上昇するため入口 4 4 i から循環通路 4 4 に流入し、液状の冷媒は循環通路 4 4 において加熱されてガス化される。このように本実施形態によれば、圧力容器 4 0 の高圧化が必要とされるとき（圧力容器 4 0 の液状の冷媒をランキンサイクル用蒸発器 5 に供給させたいとき）には、ガス放出弁 4 6 を開放すれば、吸入通路 1 0 3 から液状の冷媒を圧力容器 4 0 に供給させて循環通路 4 4 に流入させることができる。

20

#### 【 0 0 4 5 】

これに対して、冷媒の液位 4 k が低下した後、ガス放出弁 4 6 を開とし吸入通路 1 0 3 から第 1 吸入用逆止弁 4 7 を介して液状の冷媒が圧力容器 4 0 に供給される行程では、入熱要素 4 3 E に入熱される熱量は、熱ポンプには不要な熱となる。そのため、図 6 の構成をとれば、第 1 吸入用逆止弁 4 7 を介して液状の冷媒が圧力容器 4 0 に供給される行程では、冷媒の液位 4 k が循環通路 4 4 の入口 4 4 i よりも下方にある間は、循環通路 4 4 には冷媒ガスが充満した状態となり、冷媒の液相よりもガス相の熱伝達率が低いため、入熱量を抑える効果がある。換言すると、冷媒循環ポンプ 4 の循環通路 4 4 の出口 4 4 p が圧力容器 4 0 の上部に接続され、入口 4 0 i が圧力容器 4 0 上方の液位 4 k の上限位置に接続されている。上記同様に、外部熱が入熱要素 4 3 E から入熱されるとき、圧力容器 4 0 全体の液状の冷媒に入熱しようとする、液状の冷媒が過冷却状態の場合には、短時間に沸騰せず、蒸気を発生させない状態が考えられる。そのため、分岐された配管で形成された循環通路 4 4 の液状の冷媒を加熱させることにより、液状の冷媒の迅速な沸騰、ガス化が容易に得られる利点がある。

30

#### 【 0 0 4 6 】

（実施形態 5）

図 7 は実施形態 5 を示す。本実施形態は前記した各実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。本実施形態は、冷媒循環ポンプ 4 の吐出圧力の脈動防止を図る。図 7 に示すように、熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 A , B が複数台並列に設置されている。冷媒循環ポンプ 4 A は、圧力容器 4 0 A と入熱要素 4 3 A とをもつ。入熱要素 4 3 A は、圧力容器 4 0 A の液室 4 1 とガス層 4 2 とを連通させる循環通路 4 4 A と、循環通路 4 4 A に設けられた受熱フィン 4 5 A とをもつ。冷媒循環ポンプ 4 B は、圧力容器 4 0 B と入熱要素 4 3 B とをもつ。入熱要素 4 3 B は、圧力容器 4 0 B の液室 4 1 とガス層 4 2 とを連通させる循環通路 4 4 B と、循環通路 4 4 B に設けられた受熱フィン 4 5 B とをもつ。エンジン等の機器の廃熱、太陽熱などの外部熱が受熱フィン 4 5 A , 4 5 B に伝熱され、循環通路 4 4 A , 4 4 B の冷媒が加熱され、冷媒の蒸発が進行する。図 7 に示すように、ランキンサイクル用蒸発器 5 は冷媒循環ポンプ 4 A , B に共通化されている。

40

#### 【 0 0 4 7 】

冷媒循環ポンプ 4 A , 4 B はそれぞれ、前述したように、吸入通路 1 0 3 からの液状の冷媒の吸い込み、圧力容器 4 0 の圧力の上昇、第 1 供給通路 1 0 1 から高圧の液状の冷媒

50

をランキンサイクル用蒸発器 5 に向けて吐出させる動作を繰り返すため、ランキンサイクル用蒸発器 5 に液状の冷媒の吐出を間欠的に行う。このため、冷媒循環ポンプ 4 A, B のポンプ出口である液吐出口 1 0 5 および膨張機 2 1 の入口 2 1 i である第 2 吸入ポート 2 7 の圧力が脈動し、膨張機 2 1 に影響を与える可能性がある。この対策として本実施形態によれば、図 7 に示すように、2 台の熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 A, B を並列に接続し、冷媒循環ポンプ 4 A, B を 1 8 0 ° 位相をずらせつつ交互に交代に運転させ、上記した吐出圧力の脈動を低減させることにしている。

#### 【 0 0 4 8 】

この場合、図 7 に示す回路図において、熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 A について、第 1 ガス放出弁 4 6 A が開放することにより、圧力容器 4 0 A 内が低圧となり、レシーバタンクである液溜めタンク 3 5 から第 1 吸入用逆止弁 4 7 A を通り、圧力容器 4 0 A に液状の冷媒が吸入される。そして液状の冷媒の液位 4 k が圧力容器 4 0 A の上限まで到達すると、第 1 ガス放出弁 4 6 A が閉じ、第 1 吸入用逆止弁 4 7 A も自動的に閉じる。このとき、他方の冷媒循環ポンプ 4 B は入熱要素 4 3 B からの入熱により、圧力容器 4 0 B の液状の冷媒が蒸発し、圧力容器 4 0 B 内の圧力を上昇させている。このように圧力容器 4 0 B の圧力が高圧以上に上昇すると、第 1 吐出用逆止弁 4 8 B が開き、液状の冷媒がランキンサイクル用蒸発器 5 に供給される。

10

#### 【 0 0 4 9 】

次に、冷媒循環ポンプ 4 A については、圧力容器 4 0 A 内の液状の冷媒の液位 4 k が上限まで到達し、第 1 ガス放出弁 4 6 A が閉鎖し、第 1 吸入用逆止弁 4 7 A も閉鎖した後、入熱要素 4 3 A からの入熱により圧力容器 4 0 A 内の液状の冷媒が蒸発し、蒸発したガスが圧力容器 4 0 A のガス層 4 2 に溜まることにより、圧力容器 4 0 A 内の圧力が上昇する。このように前記した圧力が高圧以上に上昇すると、冷媒循環ポンプ 4 A において第 1 吐出用逆止弁 4 8 A が開き、液状の冷媒がランキンサイクル用蒸発器 5 に導入される。このとき、冷媒循環ポンプ 4 A は、これの第 1 ガス放出弁 4 6 A が開放することにより、圧力容器 4 0 A 内が低圧となり、液溜めタンク 3 5 から第 1 吸入用逆止弁 4 7 A を通り、圧力容器 4 0 A に液状の冷媒が吸入される。液状の冷媒が上限まで到達すると第 1 ガス放出弁 4 6 A が閉鎖し、第 1 吸入用逆止弁 4 7 A も閉鎖する。以下、同様の動作を繰り返し、連続的にランキンサイクル用蒸発器 5 に高圧の液状の冷媒を吐出することにより、冷媒循環ポンプ 4 の吐出圧力の脈動を減少させて安定した吐出圧力が得られることが期待できる。

20

30

#### 【 0 0 5 0 】

(実施形態 6)

図 8 は実施形態 6 を示す。本実施形態は前記した各実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。熱駆動式の冷媒循環ポンプ 4 は、前述したように、液状の冷媒の吸い込み、圧力容器 4 0 内の圧力の上昇、高圧の液状冷媒の吐出の動作を繰り返すため、液状の冷媒を間欠的に吐出させることになる。このため、冷媒循環ポンプ 4 のポンプ出口である液吐出口 1 0 5 および膨張機 2 1 の入口 2 1 i 側の第 2 吸入ポート 2 7 の圧力が脈動し、膨張機 2 1 に影響を与える可能性がある。この対策について以下に記す。

#### 【 0 0 5 1 】

図 8 に示すように、本実施形態の装置は、膨張圧縮機 2、ランキンサイクル用蒸発器 5、凝縮器 3、ヒートポンプ用蒸発器 7、冷媒循環ポンプ 4 で構成されるランキンサイクル装置 1 と、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 とを組合せた熱駆動型のヒートポンプ装置である。ランキンサイクル装置 1 の構成要素である冷媒循環ポンプ 4 は、エンジン等の機器の廃熱や太陽熱などの外部熱の入熱により駆動する熱駆動式ポンプとされている。

40

#### 【 0 0 5 2 】

上記における冷媒循環ポンプ 4 の構成として、図 8 に示すように、圧力容器 4 0 の下部に冷媒を吸入させる液吸入口 1 0 7 を設け、さらに液吸入口 1 0 7 を吸入用逆止弁 4 7 を介して液溜めタンク 3 5 に接続している。更に図 8 に示すように、圧力容器 4 0 の下部に、液状冷媒をランキンサイクル用蒸発器 5 に吐出させる液吐出口 1 0 5 を設けている。さらに液吐出口 1 0 5 を第 1 吐出用逆止弁 4 8 を介してランキンサイクル用蒸発器 5 の入口

50

7 i に接続している。また図 8 に示すように、圧力容器 40 のガス層 42 の上部に第 1 ガス放出口 49 を設け、第 1 ガス放出口 49 を第 1 ガス放出口弁 46 を介して蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 における低圧部（圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 側の低圧部位 100 w）に接続している。さらに、圧力容器 40 の液室 41 に、入熱要素としての入熱用熱交換器 82 を組み込んでいる。

#### 【0053】

本実施形態によれば、第 1 吐出用逆止弁 48 の開放タイミングと膨張機 21 の第 1 吸入用開閉弁 91 i の開放タイミングとを同期させる。また第 1 吐出用逆止弁 48 の閉鎖タイミングと膨張機 21 の第 1 吸入用開閉弁 91 i の閉鎖タイミングとを同期させる。これによりランキンサイクル用蒸発器 5 における脈動を抑制でき、冷媒循環ポンプ 4 の吐出圧力および膨張機 21 の入口圧力における脈動を低減させることができる。

10

#### 【0054】

なお、上記した開閉タイミングを同期させる他の方法として、圧力容器 40 の内圧を検知する圧力センサー 200 を設け、圧力応答式の第 1 吐出用逆止弁 48 に代えて、ソレノイドまたはモータで開閉されるポンプ吐出弁（図示せず）を設けても良い。この場合には、圧力センサー 200 の検知出力値に基づいて、ポンプ吐出弁および膨張機 21 の第 1 吸入用開閉弁 91 i の開放を同期させると共に、ポンプ吐出弁および膨張機 21 の第 1 吸入用開閉弁 91 i の閉鎖を同期させる。

#### 【0055】

（実施形態 7）

図 9 は実施形態 7 を示す。本実施形態は前記した各実施形態と基本的には同様の構成、作用効果をもつ。図 9 に示すように、液溜めタンク 35 の出口 35 p とヒートポンプ用蒸発器 7 の入口 7 i との間には、膨張要素として機能するエジェクタ 65 が設けられている。エジェクタ 65 は、冷媒の膨張時における渦の発生を抑制できるものであり、冷媒を等エントロピー膨張させるものである。図 9 に示すように、エジェクタ 65 は、液溜めタンク 35 の出口 35 p に繋がる入口 65 i と、ヒートポンプ用蒸発器 7 の入口 7 i に繋がる出口 65 p と、圧力容器 40 のガス放出口 49 に脈動抑制用のバッファ 210 を介して繋がれた吸入口 65 e とをもつ。ランキンサイクル装置 1 の冷媒循環ポンプ 4 の第 2 供給通路 102 の他端部 f（ガス放出口 49）は、エジェクタ 65 の吸入口 65 e に連通している。圧縮機 23 の作動に伴い、液溜めタンク 35 の液状の冷媒は、入口 65 i からエジェクタ 65 に流入し出口 65 p からヒートポンプ用蒸発器 7 に向けて流れる。このとき、ガス放出口弁 46 が開放すると、圧力容器 40 のガス状の冷媒は第 2 供給通路 102 を介してエジェクタ 65 の吸入口 65 e は（エジェクタ 65 の吸入部位）に吸入され、液溜めタンク 35 からヒートポンプ用蒸発器 7 に向けて流れる冷媒に合流される。

20

30

#### 【0056】

（その他）

本発明は上記し且つ図面に示した実施形態のみに限定されるものではなく、要旨を逸脱しない範囲内で適宜変更して実施できる。実施形態 1 によれば、図 2 に示すように、第 2 供給通路 102 の他端部 102 f は、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 のうちヒートポンプ用蒸発器 7 の出口 7 p と圧縮機 23 の第 2 吸入ポート 27 との間における低圧部位 100 w に連通している。これに限らず、第 2 供給通路 102 の他端部 102 f は、図示しないものの、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 のうち膨張弁 60 の出口 60 p とヒートポンプ用蒸発器 7 の入口 7 i との間における低圧部位に連通していても良い。また、第 2 供給通路 102 の他端部 102 f は、ヒートポンプ用蒸発器 7 の入口 7 i に直接的に繋がれていても良い。要するに、他端部 102 f は、蒸気圧縮式ヒートポンプ装置 6 において膨張弁 60 の出口 60 p と第 2 吸入ポート 27 との間に位置する低圧通路のうちのいずれかの部位に繋げることができる。凝縮器 3 および / または液溜めタンク 35 は、両サイクルに共用ではなく、互いに独立して設けても良い。

40

#### 【産業上の利用可能性】

#### 【0057】

50

本発明は、エンジンや燃料電池等の機器の廃熱、太陽熱、地熱などの外部熱を熱入力とし、冷房、暖房、給湯などに利用される。

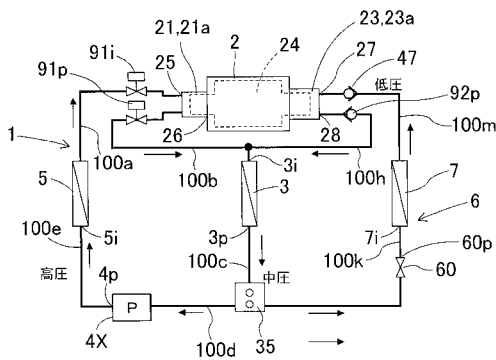
【符号の説明】

【0058】

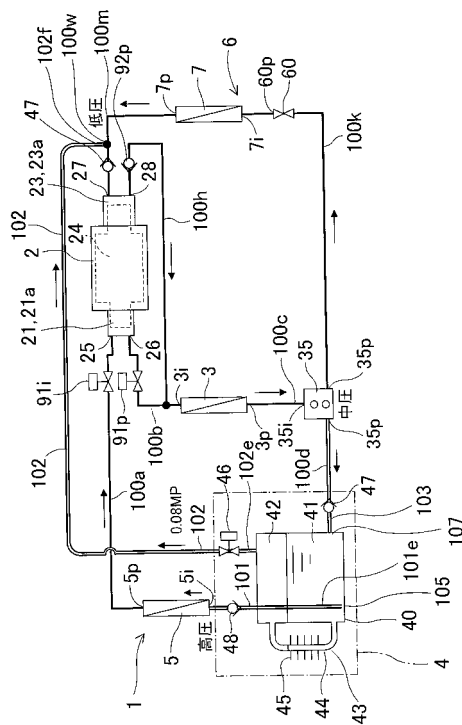
1はランキンサイクル装置、2は膨張圧縮機、21は膨張機、23は圧縮機、35は液溜めタンク、4は冷媒循環ポンプ、40は圧力容器、41は液室、42はガス層、43は入熱要素43、44は循環通路、45は受熱フィン、46はガス放出弁(第1弁)、47は吸入用逆止弁(第2弁)、48は第1吐出用逆止弁(第3弁)、49はガス放出口、5はランキンサイクル用蒸発器、6は蒸気圧縮式ヒートポンプ装置、60は膨張弁(膨張要素)、65はエジェクタ(膨張要素)、7はヒートポンプ用蒸発器、91iは第1吸入用開閉弁、91pは第1吐出用開閉弁、92iは第2吸入用逆止弁、92pは第2吐出用逆止弁、100wは低圧部位、101は第1供給通路(液状冷媒供給通路)、102は第2供給通路(ガス状冷媒供給通路)、103は吸入通路(冷媒吸入通路)を示す。

10

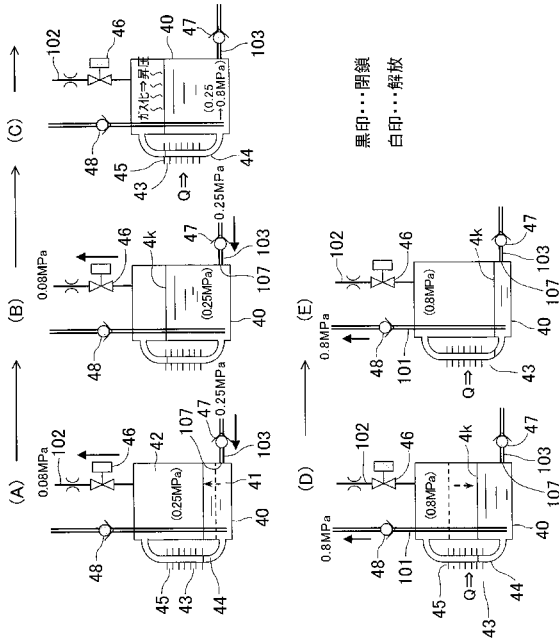
【図1】



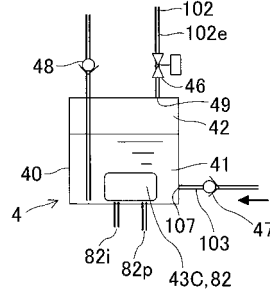
【図2】



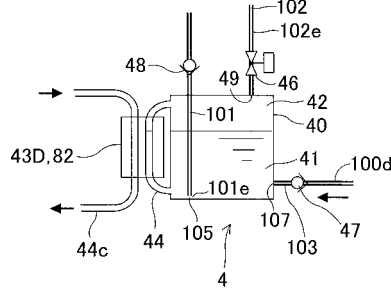
【 図 3 】



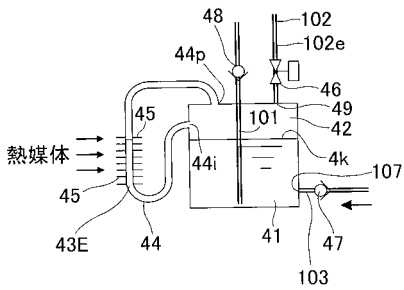
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】

