

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4238644号
(P4238644)

(45) 発行日 平成21年3月18日(2009.3.18)

(24) 登録日 平成21年1月9日(2009.1.9)

(51) Int.Cl.	F I	
FO1B 3/02 (2006.01)	FO1B 3/02	
FO1B 23/10 (2006.01)	FO1B 23/10	
FO4B 27/08 (2006.01)	FO4B 27/08	P
FO4B 35/00 (2006.01)	FO4B 35/00	A
FO4B 39/10 (2006.01)	FO4B 35/00	C
請求項の数 8 (全 14 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2003-165112 (P2003-165112)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(22) 出願日	平成15年6月10日(2003.6.10)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(65) 公開番号	特開2005-2831 (P2005-2831A)	(73) 特許権者	000004695 株式会社日本自動車部品総合研究所
(43) 公開日	平成17年1月6日(2005.1.6)		愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地
審査請求日	平成17年7月15日(2005.7.15)	(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	岩波 重樹 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】 流体機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備え、往復運動することにより作動室(V)の体積を拡大縮小させるピストン(104)を有する流体機械であって、

前記ポンプモード時には、前記低圧部(108)と前記体積を拡大させる吸入工程の前記作動室(V)とを連通させるとともに、高圧部(107)から前記作動室(V)側に流体が逆流することを防止する逆止弁(110)を介して、前記高圧部(107)と前記作動室(V)とを連通させ、

かつ、前記モータモード時には、前記吸入工程の前記作動室(V)と前記高圧部(107)とを連通させるとともに、前記低圧部(108)と前記体積を縮小させる吐出工程の前記作動室(V)とを連通させる弁機構(111)を具備し、

さらに、回転運動を往復運動に変換する変換機構(102、103)を介して前記ピストン(104)の往復運動と連動して回転するシャフト(101)を具備し、

前記弁機構(111)の弁体(112)は、前記シャフト(101)に連結されて回転することにより、前記ピストン(104)の往復運動に連動して作動し、

前記弁機構(111)は、前記弁体(112)を前記シャフト(101)の軸方向と平行な方向に変位させることにより、前記ポンプモード時の制御と前記モータモード時の制御とを切り換えるアクチュエータ(113~115)を有することを特徴とする流体機械

。

【請求項 2】

外部駆動源の動力を前記シャフト(101)に伝達する動力伝達部(300)を具備することを特徴とする請求項1に記載の流体機械。

【請求項 3】

前記動力伝達部(300)は、動力の伝達を断続することができるクラッチ手段であることを特徴とする請求項2に記載の流体機械。

【請求項 4】

前記モータモード時には、前記回転電機(200)により発電し、前記ポンプモード時には、前記回転電機(200)及び前記外部駆動源のうち少なくとも一方から供給される動力により流体を加圧して吐出することを特徴とする請求項3に記載の流体機械。

【請求項 5】

流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備え、往復運動することにより作動室(V)の体積を拡大縮小させるピストン(104)を有する流体機械であって、

前記ポンプモード時には、前記低圧部(108)と前記体積を拡大させる吸入工程の前記作動室(V)とを連通させるとともに、高圧部(107)から前記作動室(V)側に流体が逆流することを防止する逆止弁(110)を介して、前記高圧部(107)と前記作動室(V)とを連通させ、

かつ、前記モータモード時には、前記吸入工程の前記作動室(V)と前記高圧部(107)とを連通させるとともに、前記低圧部(108)と前記体積を縮小させる吐出工程の前記作動室(V)とを連通させる弁機構(111)を具備し、

さらに、回転運動を往復運動に変換する変換機構(102、103)を介して前記ピストン(104)の往復運動と連動して回転するシャフト(101)を具備し、

前記弁機構(111)の弁体(112)は、前記シャフト(101)に連結されて回転することにより、前記ピストン(104)の往復運動に連動して作動し、

さらに、外部駆動源の動力を前記シャフト(101)に伝達する動力伝達部(300)を具備し、

前記動力伝達部(300)は、動力の伝達を断続することができるクラッチ手段であり、

前記モータモード時には、前記回転電機(200)により発電し、前記ポンプモード時には、前記回転電機(200)及び前記外部駆動源のうち少なくとも一方から供給される動力により流体を加圧して吐出することを特徴とする流体機械。

【請求項 6】

前記弁機構(111)は、前記弁体(112)を前記シャフト(101)の軸方向と平行な方向に変位させることにより、前記ポンプモード時の制御と前記モータモード時の制御とを切り換えるアクチュエータ(113~115)を有することを特徴とする請求項5に記載の流体機械。

【請求項 7】

前記弁体(112)は、前記ポンプモード時には前記低圧部(108)と前記作動室(V)との連通状態を制御し、前記モータモード時には前記低圧部(108)と前記作動室(V)との連通状態及び前記高圧部(107)と前記作動室(V)との連通状態を制御することを特徴とする請求項1ないし6のいずれか1つに記載の流体機械。

【請求項 8】

前記シャフト(101)には、回転電機(200)のロータが連結されていることを特徴とする請求項1ないし7のいずれか1つに記載の流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械に関するもので、熱エネルギー

10

20

30

40

50

ギを回収するランキンサイクル等の熱回収システムを備える蒸気圧縮式冷凍機用の膨脹機一体型圧縮機に適用して有効である。

【 0 0 0 2 】

【 従来 の 技 術 】

従来のランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機では、ランキンサイクルにてエネルギー回収を行う場合には、蒸気圧縮式冷凍機の圧縮機を膨脹機として利用している（例えば、特許文献 1 参照）。

【 0 0 0 3 】

【 特 許 文 献 1 】

特昭 6 3 - 9 6 4 4 9 号 公 報

10

【 0 0 0 4 】

【 発 明 が 解 決 し よ う と す る 課 題 】

ところで、圧縮機は、外部から機械的エネルギーを与えて気相冷媒等のガスを作動室内に吸入した後、作動室の体積を縮小させてガスを圧縮して吐出するものである。一方、膨脹機は、高圧のガスを作動室内に流入させて、そのガス圧により作動室を膨脹させて機械的エネルギー等を取り出すものである。このため、圧縮機を膨脹機として利用するには、冷媒流れを逆転させる必要がある。

【 0 0 0 5 】

しかし、特許文献 1 に記載の発明では、エネルギー回収を行う際の膨脹機（圧縮機）の冷媒入口側及び冷媒出口側が、蒸気圧縮式冷凍機にて冷凍能力を発揮させる場合の圧縮機（膨脹機）の冷媒入口側及び冷媒出口側と同じ側に設定されているので、1 台の圧縮機を膨脹機として作動させることはできず、現実的には、ランキンサイクル作動及び蒸気圧縮式冷凍機のうちいずれか一方は正常作動しない。

20

【 0 0 0 6 】

すなわち、圧縮機は、ピストンや可動スクロール等の可動部材を変位させて作動室の体積を縮小させてガスを圧縮するものであるので、作動室と高圧室（吐出室）とを連通させる吐出ポートには、高圧室から作動室にガスが逆流することを防止する逆止弁が設けられている。

【 0 0 0 7 】

一方、膨脹機は、高圧室から高圧のガスを作動室に流入させることにより可動部材を変位させて機械的出力を得るものであるので、単純にガスの入口と出口とを逆転させるといった手段では、圧縮機を膨脹機として作動させるときに、逆止弁が障害となって高圧のガスを作動室に供給することができない。したがって、ガスの入口と出口とを逆転させるといった手段では、圧縮機を膨脹機として作動させることはできない。

30

【 0 0 0 8 】

本発明は、上記点に鑑み、第 1 には、従来と異なる新規な流体機械を提供し、第 2 には、流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械を提供することにより、例えば車両燃費向上を可能にすることを目的とする。

【 0 0 0 9 】

【 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、流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備え、往復運動することにより作動室（V）の体積を拡大縮小させるピストン（104）を有する流体機械であって、

40

ポンプモード時には、低圧部（108）と体積を拡大させる吸入工程の作動室（V）とを連通させるとともに、高圧部（107）から作動室（V）側に流体が逆流することを防止する逆止弁（110）を介して、高圧部（107）と作動室（V）とを連通させ、かつ、モータモード時には、吸入工程の作動室（V）と高圧部（107）とを連通させるとともに、低圧部（108）と体積を縮小させる吐出工程の作動室（V）とを連通させる弁機

50

構(111)を具備し、さらに、回転運動を往復運動に変換する変換機構(102、103)を介してピストン(104)の往復運動と連動して回転するシャフト(101)を具備し、弁機構(111)の弁体(112)は、シャフト(101)に連結されて回転することにより、ピストン(104)の往復運動に連動して作動し、弁機構(111)は、弁体(112)をシャフト(101)の軸方向と平行な方向に変位させることにより、ポンプモード時の制御とモータモード時の制御とを切り換えるアクチュエータ(113~115)を有することを特徴とする。

【0010】

これにより、流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械を得ることができる。

10

【0011】

請求項2に記載の発明では、外部駆動源の動力を前記シャフト(101)に伝達する動力伝達部(300)を具備することを特徴とするものである。

【0012】

請求項3に記載の発明では、動力伝達部(300)は、動力の伝達を断続することができるクラッチ手段であることを特徴とするものである。

【0013】

請求項4に記載の発明では、モータモード時には、回転電機(200)により発電し、ポンプモード時には、回転電機(200)及び外部駆動源のうち少なくとも一方から供給される動力により流体を加圧して吐出することを特徴とするものである。

20

【0014】

請求項5に記載の発明では、流体を加圧して吐出するポンプモードと、流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備え、往復運動することにより作動室(V)の体積を拡大縮小させるピストン(104)を有する流体機械であって、

ポンプモード時には、低圧部(108)と体積を拡大させる吸入工程の作動室(V)とを連通させるとともに、高圧部(107)から作動室(V)側に流体が逆流することを防止する逆止弁(110)を介して、高圧部(107)と作動室(V)とを連通させ、かつ、モータモード時には、吸入工程の作動室(V)と高圧部(107)とを連通させるとともに、低圧部(108)と体積を縮小させる吐出工程の作動室(V)とを連通させる弁機構(111)を具備し、さらに、回転運動を往復運動に変換する変換機構(102、103)を介してピストン(104)の往復運動と連動して回転するシャフト(101)を具備し、弁機構(111)の弁体(112)は、シャフト(101)に連結されて回転することにより、ピストン(104)の往復運動に連動して作動し、さらに、外部駆動源の動力をシャフト(101)に伝達する動力伝達部(300)を具備し、動力伝達部(300)は、動力の伝達を断続することができるクラッチ手段であり、モータモード時には、回転電機(200)により発電し、ポンプモード時には、回転電機(200)及び外部駆動源のうち少なくとも一方から供給される動力により流体を加圧して吐出することを特徴とする。

30

これにより、請求項1に記載の発明と同様の効果を得ることができる。

40

【0016】

請求項6に記載の発明では、弁機構(111)は、弁体(112)をシャフト(101)の軸方向と平行な方向に変位させることにより、ポンプモード時の制御とモータモード時の制御とを切り換えるアクチュエータ(113~115)を有することを特徴とするものである。

【0017】

請求項7に記載の発明では、弁体(112)は、ポンプモード時には低圧部(108)と作動室(V)との連通状態を制御し、モータモード時には低圧部(108)と作動室(V)との連通状態及び高圧部(107)と作動室(V)との連通状態を制御することを特徴とするものである。

50

【 0 0 1 8 】

請求項 8 に記載の発明では、シャフト (1 0 1) には、回転電機 (2 0 0) のロータが連結されていることを特徴とするものである。

【 0 0 2 0 】

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 1 】

【発明の実施の形態】

本実施形態は、ランキンサイクルを備える車両用蒸気圧縮式冷凍機に本発明に係る流体機械を適用したものであって、図 1 は本実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

10

【 0 0 2 2 】

そして、本実施形態に係るランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機は、走行用動力を発生させる熱機関をなすエンジン 2 0 で発生した廃熱からエネルギーを回収するとともに、蒸気圧縮式冷凍機で発生した冷熱及び温熱を空調に利用するものである。以下、ランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機について述べる。

【 0 0 2 3 】

膨脹機一体型圧縮機 1 0 は、気相冷媒を加圧して吐出するポンプモードと、過熱蒸気冷媒の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械であり、放熱器 1 1 は、膨脹機一体型圧縮機 1 0 の吐出側に接続されて放熱しながら冷媒を冷却する放熱器である。なお、膨脹機一体型圧縮機 1 0 の詳細は後述する。

20

【 0 0 2 4 】

気液分離器 1 2 は放熱器 1 1 から流出した冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離するレシーバであり、減圧器 1 3 は気液分離器 1 2 で分離された液相冷媒を減圧膨脹させるもので、本実施形態では、冷媒を等エンタルピ的に減圧するとともに、膨脹機一体型圧縮機 1 0 がポンプモードで作動しているときに膨脹機一体型圧縮機 1 0 に吸入される冷媒の過熱度が所定値となるように絞り開度を制御する温度式膨脹弁を採用している。

【 0 0 2 5 】

蒸発器 1 4 は、減圧器 1 3 にて減圧された冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱器であり、膨脹機一体型圧縮機 1 0、放熱器 1 1、気液分離器 1 2、減圧器 1 3 及び蒸発器 1 4 等にて低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機が構成される。

30

【 0 0 2 6 】

加熱器 3 0 は、膨脹機一体型圧縮機 1 0 と放熱器 1 1 とを繋ぐ冷媒回路に設けられて、この冷媒回路を流れる冷媒とエンジン冷却水とを熱交換することにより冷媒を加熱する熱交換器であり、三方弁 2 1 によりエンジン 2 0 から流出したエンジン冷却水を加熱器 3 0 に循環させる場合と循環させない場合とが切り替えられる。

【 0 0 2 7 】

第 1 バイパス回路 3 1 は、気液分離器 1 2 で分離された液相冷媒を加熱器 3 0 のうち放熱器 1 1 側の冷媒出入口側に導く冷媒通路であり、この第 1 バイパス回路 3 1 には、液相冷媒を循環させるための液ポンプ 3 2 及び気液分離器 1 2 側から加熱器 3 0 側にのみ冷媒が流れることを許容する逆止弁 3 1 a が設けられている。なお、液ポンプ 3 2 は、本実施形態では、電動式のポンプを採用している。

40

【 0 0 2 8 】

また、第 2 バイパス回路 3 4 は、膨脹機一体型圧縮機 1 0 がモータモードで作動するときの冷媒出口側と放熱器 1 1 の冷媒入口側とを繋ぐ冷媒通路であり、この第 2 バイパス回路 3 4 には、膨脹機一体型圧縮機 1 0 側から放熱器 1 1 の冷媒入口側にのみ冷媒が流れることを許容する逆止弁 3 4 a が設けられている。

【 0 0 2 9 】

なお、逆止弁 1 4 a は蒸発器 1 4 の冷媒出口側から膨脹機一体型圧縮機 1 0 がポンプモードで作動するとき冷媒吸入側にのみ冷媒が流れることを許容するもので、開閉弁 3 4 は冷媒通路の開閉する電磁式のパルプであり、開閉弁 3 4 及び三方弁 2 1 等は電子制御装置に

50

より制御されている。

【0030】

ところで、水ポンプ22はエンジン冷却水を循環させるもので、ラジエータ23はエンジン冷却水と外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る。なお、図1では、ラジエータ23を迂回させて冷却水を流すバイパス回路及びこのバイパス回路に流す冷却水量とラジエータ23に流す冷却水量とを調節する流量調整弁は省略されている。

【0031】

因みに、水ポンプ22はエンジン20から動力を得て稼動する機械式のポンプであるが、電動モータにて駆動される電動ポンプを用いてもよいことは言うまでもない。

【0032】

次に、膨脹機一体型圧縮機10について述べる。

【0033】

図2は膨脹機一体型圧縮機10の断面図であり、膨脹機一体型圧縮機10は、流体（本実施形態では、気相冷媒）を圧縮又は膨脹させるポンプモータ機構100、回転エネルギーが入力されることにより電気エネルギーを出力し、電力が入力されることにより回転エネルギーを出力する回転電機200及び、外部駆動源をなすエンジン20からの動力を断続可能にポンプモータ機構100側に伝達する動力伝達機構をなす電磁クラッチ300等から構成されている。

【0034】

ここで、回転電機200はステータ210及びステータ210内で回転するロータ220等からなるもので、ステータ210は巻き線が巻かれたステータコイルであり、ロータ220は永久磁石が埋設されたマグネットロータである。

【0035】

そして、本実施形態に係る回転電機200は、ステータ210に電力が供給された場合にはロータ220を回転させてポンプモータ機構100を駆動する電動モータとして作動し、ロータ220を回転させるトルクが入力された場合には電力を発生させる発電機として作動する。

【0036】

また、電磁クラッチ300は、Vベルトを介してエンジン20からの動力を受けるプーリ部310、磁界を発生させる励磁コイル320、及び励磁コイル320により誘起された磁界による電磁力により変位するフリクションプレート330等からなるもので、エンジン20側と膨脹機一体型圧縮機10側とを繋ぐときは励磁コイル320に通電し、エンジン20側と膨脹機一体型圧縮機10側とを切り離すときは励磁コイル320への通電を遮断する。

【0037】

また、ポンプモータ機構100は、周知の変容量方式の斜板型圧縮機構と同一構造を有するもので、以下、その構造を具体的に述べる。

【0038】

斜板102は、シャフト101の軸方向（長手方向）に対して傾いた状態でシャフト101と一体的に回転する略円盤状のものであり、この斜板102の外径側には、一对のシュー103を介してピストン104が揺動可能に連結されている。

【0039】

なお、ピストン104は、シャフト101周りに複数本（本実施形態では、5本）設けられており、複数本のピストン104は、所定の位相差を有して互いに連動して往復運動する。

【0040】

ここで、斜板102及びシュー103は、ポンプモード時にはシャフト101の回転運動を往復運動に変換してピストン104に伝達する変換機構として機能し、モータモード時にはピストン104の往復運動を回転運動に変換してシャフト101に伝達する変換機構として機能する。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 1 】

そして、ピストン 1 0 4 がシリンダボア 1 0 5 内で往復運動することにより、作動室 V の体積が拡大縮小する。このとき、ピストン 1 0 4 のストローク（行程）は、斜板 1 0 2 とシャフト 1 0 1 とのなす角（以下、この角を傾斜角 と呼ぶ。）が小さくなるほど大きくなり、傾斜角 が大きくなるほど小さくなることから、本実施形態では、斜板 1 0 2 の傾斜角 を変化させることにより、ポンプモータ機構 1 0 0 の容量を変化させている。

【 0 0 4 2 】

因みに、ポンプモータ機構 1 0 0 の容量とは、シャフト 1 0 1 が 1 回転するとき吐出又は吸入される理論流量、つまりピストン 1 0 4 のストロークと直径との積に基づいて決定される量（体積）を言う。

10

【 0 0 4 3 】

また、斜板 1 0 2 が収納された空間（以下、斜板室 1 0 6 と表記する。）は、高圧室 1 0 7 及び低圧室 1 0 8 と連通しており、斜板室 1 0 6 と高圧室 1 0 7 とを結ぶ通路には、高圧室 1 0 7 の圧力を調節して斜板室 1 0 6 に導く圧力調整弁（図示せず。）が設けられ、斜板室 1 0 6 と低圧室 1 0 8 とは所定の圧力損失を発生させるオリフィス等の固定絞りを介して常に連通している。

【 0 0 4 4 】

そして、斜板 1 0 2 の傾斜角 は、斜板室 1 0 6 内の圧力と作動室 V で発生する圧縮反力との釣り合い状態で決定するので、本実施形態では、傾斜角 を小さくするとき、つまりポンプモータ機構 1 0 0 の容量を大きくするときには圧力調整弁の開度を小さくして斜板室 1 0 6 内の圧力を低下させ、逆に、傾斜角 を大きくするとき、つまりポンプモータ機構 1 0 0 の容量を小さくするときには圧力調整弁の開度を大きくして斜板室 1 0 6 内の圧力を上昇させている。

20

【 0 0 4 5 】

なお、高圧室 1 0 7 は、ポンプモード時には作動室 V から吐出される高圧流体が排出される空間として機能し、モータモード時には加熱器 3 0 から供給される高圧過熱蒸気が供給される空間として機能する。

【 0 0 4 6 】

また、低圧室 1 0 8 は、ポンプモード時には蒸発器 1 4 から流出した低圧蒸気冷媒が供給される空間として機能し、モータモード時にはポンプモータ機構 1 0 0 にて膨脹を終えた低圧流体が排出される空間として機能する。

30

【 0 0 4 7 】

ところで、吐出ポート 1 0 9 は高圧室 1 0 7 と作動室 V とを連通させる連通路であり、逆止弁 1 1 0 は高圧室 1 0 7 から作動室 V に冷媒が逆流することを防止するものである。

【 0 0 4 8 】

なお、本実施形態に係る逆止弁 1 1 0 は、逆止弁 1 1 0 の弁体をなすリード弁を高圧室 1 0 7 側に配置することにより、作動室 V から高圧室 1 0 7 に向かう動圧が作用したときには開き、逆に、高圧室 1 0 7 から作動室 V に向かう動圧が作用したときには閉じるようにしたものである。

【 0 0 4 9 】

略円柱状の弁体 1 1 2 は、シャフト 1 0 1 の端部に形成された二面幅 1 0 1 a と係合してシャフト 1 0 1 と一体的に回転することにより、ポンプモード時には、作動室 V から低圧室 1 0 8) 側に流体が逆流することを防止しながら低圧室 1 0 8 と作動室 V とを連通させ、かつ、モータモード時には、作動室 V から高圧室 1 0 7 に流体が逆流することを防止しながら作動室 V と高圧室 1 0 7 とを連通させるとともに、低圧室 1 0 8 から作動室 V に流体が逆流することを防止しながら低圧室 1 0 8 と作動室 V とを連通させるものである。

40

【 0 0 5 0 】

また、弁体 1 1 2 は、内部に低圧室 1 0 8 と常に連通する低圧導入路 1 1 2 a が設けられており、その外周側には、図 3 に示すように、低圧導入路 1 1 2 a と連通する低圧溝 1 1 2 b、高圧室 1 0 7 と常に連通する高圧導入溝 1 1 2 c、シリンダボア 1 0 5 の内周面に

50

て作動室Vに連通する高圧溝112d、及び高圧溝112dと高圧導入路112cとを連通させる連通溝112eが設けられている。

【0051】

ここで、高圧溝112d及び低圧溝112bは、弁体112の外周面の所定角度範囲内のみ設けられており、高圧導入溝112cは外周面全周に設けられている。このため、弁体112が回転すると、高圧溝112dと連通する作動室V、及び低圧溝112bと連通する作動室Vが、シャフト101の回転運動、つまりピストン104の往復運動に連動して切り替わる。

【0052】

また、弁体112の軸方向一端側には、図2に示すように、高圧室107内の高圧を導入する背圧室114が設けられており、この背圧室114と高圧室107とを繋ぐ背圧路114aには、背圧路114aの連通状態を制御する電磁弁113が設けられている。なお、背圧室114は、斜板室106と同様に所定の圧力損失を発生させるオリフィス等の固定絞りを介して常に連通している。

10

【0053】

一方、弁体112の軸方向他端側には、弁体112を軸方向一端側に移動させる力を作用させるバネ115が配置されており、電磁弁113により背圧室114の圧力を調節して弁体112をシャフト101の軸方向と平行な方向に変位させる。

【0054】

そして、本実施形態では、電磁弁113、背圧室114及びバネ115等により、特許請求の範囲に記載された「ポンプモード時の制御とモータモード時の制御とを切り換えるアクチュエータ」が構成される。

20

【0055】

さらに、本実施形態では、この弁体112、逆止弁110、電磁弁113、背圧室114及びバネ115により、特許請求の範囲に記載された「前記ポンプモード時には、前記低圧部(108)と前記体積を拡大させる吸入工程の前記作動室(V)とを連通させるとともに、高圧部(107)から前記作動室(V)側に流体が逆流することを防止する逆止弁(110)を介して、前記高圧部(107)と前記作動室(V)とを連通させ、

かつ、前記モータモード時には、前記吸入工程の前記作動室(V)と前記高圧部(107)とを連通させるとともに、前記低圧部(108)と前記体積を縮小させる吐出工程の前記作動室(V)とを連通させる弁機構(111)」が構成される。

30

【0056】

次に、本実施形態に係る膨脹機一体型圧縮機を作動を述べる。

【0057】

1. ポンプモード

このモードは、シャフト101に回転力を与えることによりポンプモータ機構100のピストン104を往復運動させて冷媒を吸入圧縮する運転モードである。

【0058】

具体的には、電磁弁113を閉じて、図4に示すように、弁体112を紙面右側に移動させて、低圧溝112bと作動室Vとが連通することができるようにするとともに、高圧溝112dと作動室Vとが連通しないようにする。

40

【0059】

これにより、低圧導入路112aと連通する作動室Vが、図5に示すように、シャフト101の回転に機械的に連動して切り替わるので、複数個の作動室Vにて順次、冷媒が吸入圧縮される。なお、圧縮された高圧冷媒は、吐出ポート109から高圧室107に吐出される。

【0060】

このとき、シャフト101に回転力を与えるに当たっては、電磁クラッチ300にてエンジン20側と膨脹機一体型圧縮機10側とを切り離して回転電機200により回転力を与える場合と、電磁クラッチ300にてエンジン20側と膨脹機一体型圧縮機10側とを繋

50

いでエンジン 20 の動力により回転力を与える場合とがある。

【0061】

そして、電磁クラッチ 300 にてエンジン 20 側と膨脹機一体型圧縮機 10 側とを切り離して回転電機 200 により回転力を与える場合には、電磁クラッチ 300 への通電を遮断して電磁クラッチ 300 を切った状態で回転電機 200 に通電してポンプモータ機構 100 を圧縮機として稼働させる。

【0062】

また、電磁クラッチ 300 にてエンジン 20 側と膨脹機一体型圧縮機 10 側とを繋いでエンジン 20 の動力により回転力を与える場合には、電磁クラッチ 300 に通電して電磁クラッチ 300 を繋ぐ。

10

【0063】

なお、シャフト 101 と共にロータ 220 が回転して回転電機 200 にて発電作用が発生するので、本実施形態では、回転電機 200 で発生した電力は、バッテリー又はキャパシタ等の蓄電器に充電される。

【0064】

2. モータモード

このモードは、高圧室 104 に加熱器 30 にて加熱された高圧の過熱蒸気冷媒をポンプモータ機構 100 に導入して作動室 V にて膨脹させてピストン 104 を往復運動させてシャフト 101 を回転させることにより、機械的出力を得るものである。

【0065】

なお、本実施形態では、得られた機械的出力によりロータ 220 を回転させて回転電機 200 により発電し、その発電された電力を蓄電器に蓄える。

20

【0066】

具体的には、電磁クラッチ 300 への通電を遮断して電磁クラッチ 300 を切った状態で、電磁弁 113 を開いて背圧室 114 に高圧冷媒を導入して、図 2 に示すように、弁体 112 を紙面左側に移動させて、低圧溝 112b と作動室 V と、及び高圧溝 112d と作動室 V とが連通することができるようにする。

【0067】

これにより、過熱蒸気の膨脹により作動室 V の体積が拡大するようにピストン 104 が変位してシャフト 101 を回転させるとともに、図 6 に示すように、低圧溝 112b と連通する作動室 V、及び高圧溝 112d と連通する作動室 V がシャフト 101 の回転に機械的に連動して切り替わるので、連続的に過熱蒸気が膨脹する。

30

【0068】

なお、膨脹を終えて圧力が低下した冷媒は、低圧溝 112b を経由して低圧室 108 に流入して放熱器 11 側に流出する。

【0069】

次に、本実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の作動を述べる。

【0070】

1. 空調運転モード

この運転モードは、蒸発器 14 にて冷凍能力を発揮させながら放熱器 11 にて冷媒を放冷する運転モードである。なお、本実施形態では、蒸気圧縮式冷凍機で発生する冷熱、つまり吸熱作用を利用した冷房運転及び除湿運転にのみ蒸気圧縮式冷凍機を稼働させており、放熱器 11 で発生する温熱を利用した暖房運転は行っていないが、暖房運転時であっても蒸気圧縮式冷凍機の作動は冷房運転及び除湿運転時と同じである。

40

【0071】

具体的には、液ポンプ 32 を停止させた状態で開閉弁 34 を開いて膨脹機一体型圧縮機 10 をポンプモードで稼働させるとともに、三方弁 21 を作動させて加熱器 30 を迂回させて冷却水を循環させるものである。

【0072】

これにより、冷媒は、膨脹機一体型圧縮機 10 加熱器 30 放熱器 11 気液分離器 1

50

2 減圧器 13 蒸発器 14 膨脹機一体型圧縮機 10 の順に循環する。なお、加熱器 30 にエンジン冷却水が循環しないので、加熱器 30 にて冷媒は加熱されず、加熱器 30 は単なる冷媒通路として機能する。

【0073】

したがって、減圧器 13 にて減圧された低圧冷媒は、室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発し、この蒸発した気相冷媒は膨脹機一体型圧縮機 10 にて圧縮されて高温となって放熱器 11 にて室外空気にて冷却されて凝縮する。

【0074】

なお、本実施形態では、冷媒としてフロン (HFC134a) を利用しているが、高圧側にて冷媒が液化する冷媒であれば、HFC134a に限定されるではない。

10

【0075】

2. 廃熱回収運転モード

この運転モードは、空調装置、つまり膨脹機一体型圧縮機 10 を停止させてエンジン 20 の廃熱を利用可能なエネルギーとして回収するモードである。

【0076】

具体的には、開閉弁 34 を閉じた状態で液ポンプ 32 を稼働させて膨脹機一体型圧縮機 10 をモータモードとするとともに、三方弁 21 を作動させてエンジン 20 から流出したエンジン冷却水を加熱器 30 に循環させるものである。

【0077】

これにより、冷媒は、気液分離器 12 第 1 バイパス回路 31 加熱器 30 膨脹機一体型圧縮機 10 第 2 バイパス回路 34 放熱器 11 気液分離器 12 の順に循環し、放熱器 11 内を流れる冷媒は空調運転モード時と逆転する。

20

【0078】

したがって、膨脹機一体型圧縮機 10 には、加熱器 30 にて加熱された過熱蒸気が流入し、膨脹機一体型圧縮機 10 に流入した蒸気冷媒は、ポンプモータ機構 100 内で膨脹しながら等エントロピ的にエンタルピを低下させていく。このため、膨脹機一体型圧縮機 10 は、低下したエンタルピに相当する電力が蓄電器に蓄えられる。

【0079】

また、膨脹機一体型圧縮機 10 から流出した冷媒は、放熱器 11 にて冷却されて凝縮し、気液分離器 12 に蓄えられ、気液分離器 12 内の液相冷媒は、液ポンプ 32 にて加熱器 30 側に送られる。なお、液ポンプ 32 は、加熱器 30 にて加熱されて生成された過熱蒸気は、気液分離器 12 側に逆流しない程度の圧力にて液相冷媒を加熱器 30 に送り込む。

30

【0080】

なお、廃熱回収運転モード時において、廃熱量が少なく加熱蒸気量が少ないときには、シャフト 101 の回転数、つまりロータ 220 の回転数が低下して回転電機 200 での発電量 (発電効率) が低下するので、ポンプモータ機構 100 の容量を低下させてロータ 220 の回転数を増大させて所定の発電量 (発電効率) を維持するようにする。

【0081】

逆に、加熱蒸気量が過度に多いときには、ポンプモータ機構 100 の容量を増大させてロータ 220 の回転数を減少させて所定の発電量 (発電効率) を維持するようにする。

40

【0082】

なお、図 7 はポンプモータ機構 (膨脹機) 100 の回転数、冷媒流量及びポンプモータ機構 100 の容量の関係を示すグラフであり、図 7 (a) は冷媒流量を一定とした場合のグラフであり、図 7 (b) はポンプモータ機構 (膨脹機) 100 の回転数を一定とした場合のグラフである。

【0083】

(その他の実施形態)

上述の実施形態では、断続可能に動力を伝達する動力伝達部として、電磁クラッチを採用したが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えばワンウェイクラッチ等であってもよい。

50

【0084】

また、上述の実施形態では、膨脹機一体型圧縮機10にて回収したエネルギーを蓄電器にて蓄えたが、フライホイールによる運動エネルギー又はバネにより弾性エネルギー等の機械的エネルギーとして蓄えてもよい。

【0085】

また、ランキンサイクルを備える車両用蒸気圧縮式冷凍機に本発明に係る流体機械を適用したが、本発明の適用はこれに限定されるものではない。

【0086】

また、弁機構111は、上述の実施形態に示されたものに限定されるものではなく、例えば電気信号に基づいて作動する弁機構を採用してもよい。

10

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係るランキン蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

【図2】本発明の実施形態に係る膨脹機一体型圧縮機の断面図である。

【図3】本発明の実施形態に係る膨脹機一体型圧縮機に用いられる弁体の斜視図である。

【図4】本発明の実施形態に係る膨脹機一体型圧縮機の断面図である。

【図5】図2のA-A断面図である。

【図6】図2のA-A断面図である。

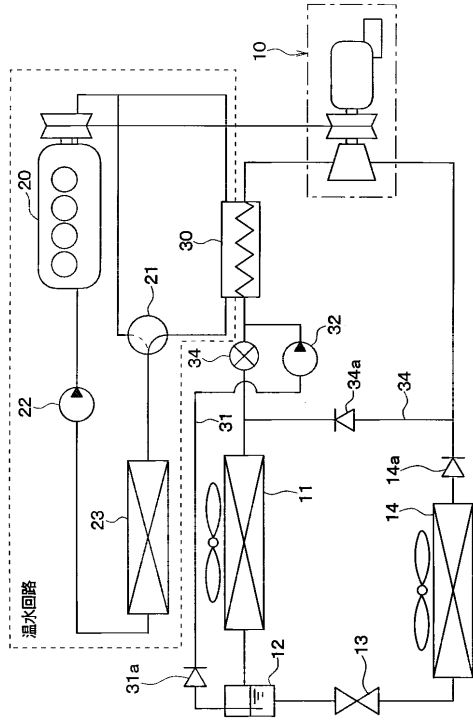
【図7】ポンプモータ機構（膨脹機）の回転数、冷媒流量及びポンプモータ機構の容量の関係を示すグラフである。

20

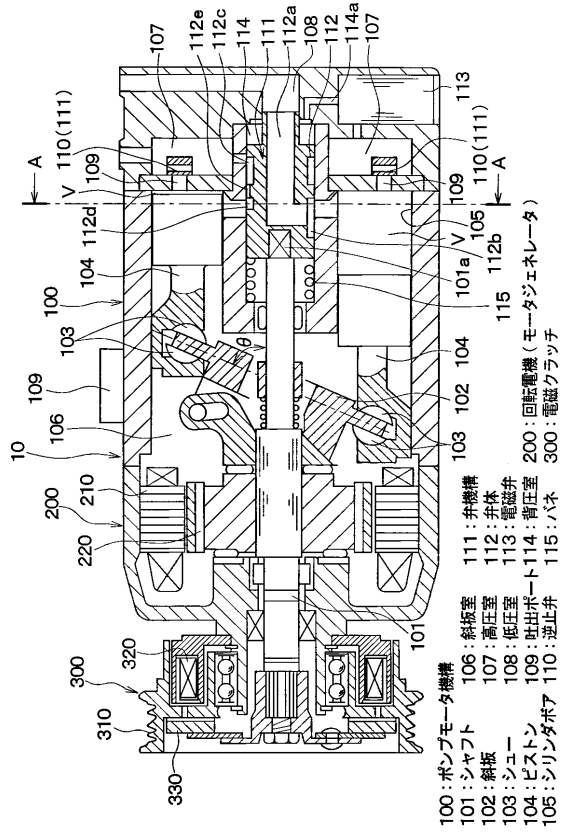
【符号の説明】

- 100 ... ポンプモータ機構、101 ... シャフト、102 ... 斜板、
- 103 ... シュー、104 ... ピストン、105 ... シリンダボア、
- 106 ... 斜板室、107 ... 高圧室、108 ... 低圧室、109 ... 吐出ポート、
- 110 ... 逆止弁、111 ... 弁機構、112 ... 弁体、113 ... 電磁弁、
- 114 ... 背圧室、115 ... バネ、
- 200 ... 回転電機（モータジェネレータ）、300 ... 電磁クラッチ。

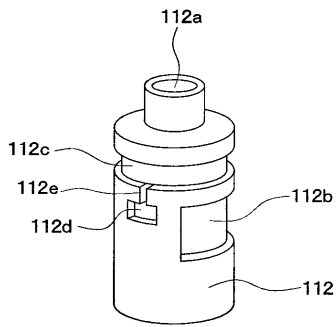
【図1】



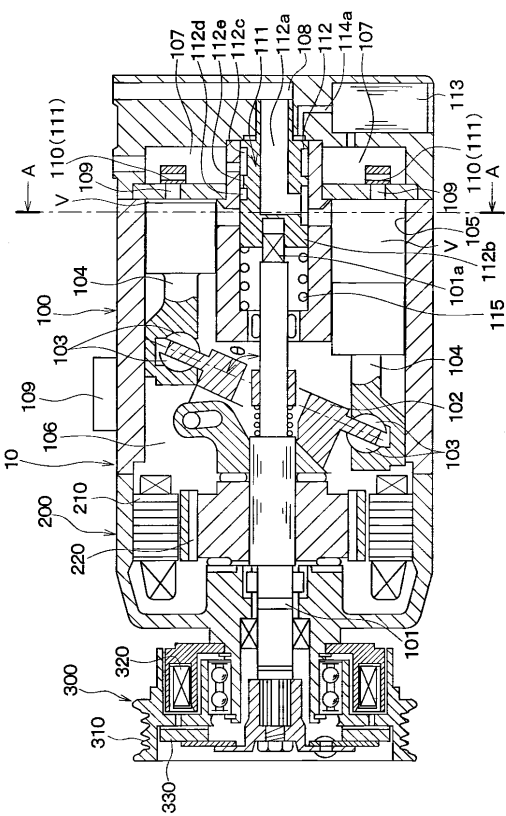
【図2】



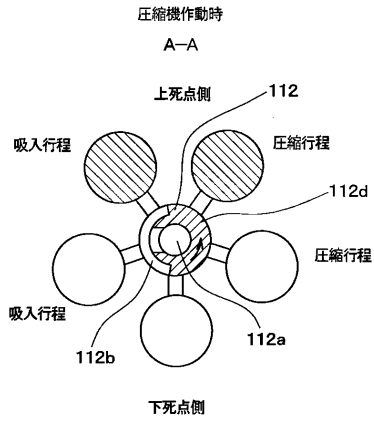
【図3】



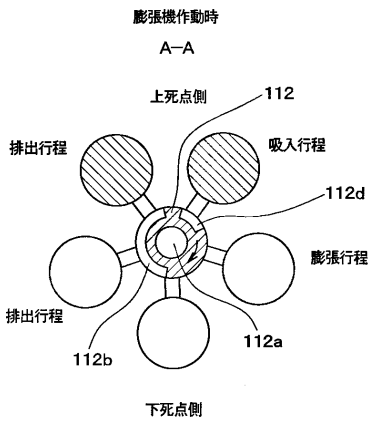
【図4】



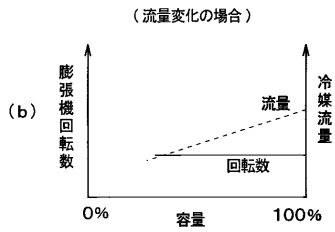
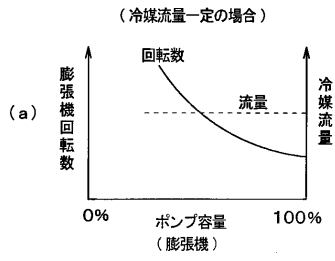
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 4 B 35/00 Z
F 0 4 B 39/10 A

(72)発明者 内田 和秀
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

審査官 稲葉 大紀

(56)参考文献 実公平03-013587(JP,Y2)
特開昭56-072281(JP,A)
特開平08-135563(JP,A)
特開昭63-096449(JP,A)
特開平02-298664(JP,A)
特公平07-107385(JP,B2)
特開平01-318778(JP,A)
特開2004-232942(JP,A)
特開2005-291038(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

F01B 3/02
F01B 23/10
F03C 1/06
F03C 1/253
F04B 1/24
F04B 27/08
F04B 35/00
F04B 39/10
F02B 75/26