

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3707242号

(P3707242)

(45) 発行日 平成17年10月19日(2005.10.19)

(24) 登録日 平成17年8月12日(2005.8.12)

(51) Int.Cl.⁷

F I

F O 4 B 49/00

F O 4 B 49/00 3 6 1

F O 4 C 29/00

F 1 5 D 1/08 A

F O 4 C 29/10

F O 4 C 29/00 J

F 1 5 D 1/08

F O 4 C 29/10 3 1 1 A

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平10-133604	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成10年5月15日(1998.5.15)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開平11-324930		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成11年11月26日(1999.11.26)	(74) 代理人	100100022
審査請求日	平成13年5月7日(2001.5.7)		弁理士 伊藤 洋二
		(74) 代理人	100108198
			弁理士 三浦 高広
		(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
		審査官	川口 真一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量型圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両走行用エンジンにより駆動される、冷凍サイクル用の可変容量型圧縮機であって、冷媒を吸入圧縮する作動室（V c）を有する圧縮機構（C p）と、前記圧縮機構（C p）から吐出する冷媒の吐出容量を変化させる可変容量機構（V V c）と、

前記圧縮機構（C p）から吐出する冷媒の冷媒通路（1 1 2）に設けられ、冷媒を減圧するオリフィス（1 1 3）と、

前記オリフィス（1 1 3）を挟んで冷媒流れ上流側と下流側との差圧（ ΔP ）に機械的に連動して作動し、前記可変容量機構（V V c）の作動を機械的に制御する制御機構（C v）とを備え、

前記可変容量機構（V V c）は、前記圧縮機構（C p）の吸入側及び吐出側に連通する制御圧力室（1 2 0、1 3 3）を有しているとともに、その制御圧力室（1 2 0、1 3 3）内の圧力を変化させることにより前記吐出容量を変化させるものであり、

さらに、前記制御機構（C v）は、前記差圧（ ΔP ）に機械的に連動して、前記制御圧力室（1 2 0、1 3 3）と、前記吸入側又は吐出側とを連通させる通路を開閉する弁手段（1 2 5）を有していることを特徴とする可変容量圧縮機。

【請求項2】

前記弁手段（1 2 5）は、前記差圧（ ΔP ）に機械的に連動して可動する圧力応動部材（1 2 8）により開閉作動させられることを特徴とする請求項1に記載の可変容量型圧縮

10

20

機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両走行用エンジンにより駆動される、冷凍サイクル用の可変容量型圧縮機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

冷凍サイクル用の可変容量型圧縮機として、例えば特公平6-15872号公報に記載の発明では、吸入圧と吐出圧との差圧を利用して可変容量機構を作動させている。

10

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、近年、燃費向上への要求が強まってきている。そして、この要求に対して上記公報に記載の可変容量型圧縮機（以下、圧縮機と略す。）では、冷凍サイクルの熱負荷、つまり吸入圧（蒸発器内圧力）が所定値以下となるように可変容量機構を制御しているので、例えば吸入圧（熱負荷）が高い状態でエンジン回転数が増大しても、吸入圧が所定値以下となるまで吐出容量が減少変化しない。

【0004】

このため、エンジン回転数の増大に比例して圧縮機を稼働させるに必要な機械仕事が増大するので、燃費が悪化してしまうという問題が発生する。

20

この問題に対しては、電磁弁にて吐出側の圧力を調節することにより、エンジン回転数に応じて圧縮機の吐出容量を制御するといった手段が知られている（特公平2-55636号公報等）。

【0005】

しかし、この手段では、電磁弁に加えて、電磁弁を制御するための制御装置等の電気部品を必要とするので、圧縮機（冷凍サイクル）の製造原価上昇を招くという新たな問題が発生する。

本発明は、上記点に鑑み、圧縮機（冷凍サイクル）の製造原価上昇を招くことなく、燃費向上に適した可変容量型圧縮機を提供することを目的とする。

【0006】

30

【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、以下の技術的手段を用いる。請求項1、2に記載の発明では、圧縮機構（Cp）から吐出する冷媒の冷媒通路（112）に設けられたオリフィス（113）を挟んで冷媒流れ上流側と下流側との差圧（ ΔP ）に機械的に連動して作動して、可変容量機構（VVc）の作動を機械的に制御する制御機構（Cv）を備え、可変容量機構（VVc）は、圧縮機構（Cp）の吸入側及び吐出側に連通する制御圧力室（120、133）を有しているとともに、その制御圧力室（120、133）内の圧力を変化させることにより前記吐出容量を変化させるものであり、さらに、制御機構（Cv）は、差圧（ ΔP ）に機械的に連動して、制御圧力室（120、133）と吸入側又は吐出側とを連通させる通路を開閉する弁手段（125）を有していることを特徴とする。

40

【0007】

第1に、差圧 ΔP に機械的に連動して可変容量機構（VVc）の作動制御を行っているので、特公平2-55636号公報のように、電磁弁を用いて吐出容量を制御するものに比べて、可変容量型圧縮機の製造原価低減を図ることができる。

第2に、差圧（ ΔP ）は、吐出流量の略2乗に比例して変化するので、可変容量型圧縮機の吐出容量は、後述するように、オリフィス（113）及び制御機構（Cv）の設定値によって自ずと決定される所定の吐出容量となるように機械的に制御されることとなる。したがって、エンジンの回転数が増大しても、吐出容量が減少変化して吐出容量が略一定に維持されるので、可変容量型圧縮機を稼働させるに必要な機械仕事が増大することを防止できる。

50

【0008】

以上に述べたように、本発明に係る可変容量型圧縮機では、可変容量型圧縮機の製造原価上昇を招くことなく、車両（エンジン）の燃費向上を図ることができる。

【0009】

なお、請求項2に記載の発明のごとく、弁手段（125）は、差圧（ ΔP ）に機械的に連動して可動する圧力応動部材（128）により開閉作動させられるようにすることができる。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。

【0010】

【発明の実施の形態】

（第1実施形態）

図1は本実施形態に係るスクロール式可変容量型圧縮機（以下、圧縮機と略す。）100を用いた車両用冷凍サイクルの模式図であり、200は圧縮機100から吐出した冷媒を冷却する凝縮器（放熱器）である。また、300は凝縮器200から流出した冷媒を減圧するとともに、後述する蒸発器400の出口側の加熱度が所定値となるように開度が制御される膨張弁（減圧器）であり、400は膨張弁300にて減圧された液相冷媒を蒸発させる蒸発器である。

【0011】

なお、圧縮機100は、Vベルトおよび電磁クラッチ（図示せず）を介して車両走行用エンジン（以下、エンジンと略す。）500により駆動される。

次に、圧縮機100の構造について述べる。

図2は圧縮機100の断面を示しており、101は電磁クラッチを介して回転駆動されるシャフトである。102はシャフト101を回転可能に支持する転がり軸受103を保持するフロントハウジングであり、このフロントハウジング102には、渦巻き状の歯部104aが形成された固定スクロール（固定部）104が固定されている。

【0012】

また、固定スクロール104とフロントハウジング102とによって形成される空間には、歯部104aに噛み合う渦巻き状の歯部105aが形成された可動スクロール（可動部）105が配設されている。なお、可動スクロール105は、シャフト101の回転中心から所定量偏心した位置に形成されたクランク部（偏心部）101aに軸受101bを介して回転可能に組付けられている。

【0013】

そして、可動スクロール105が、シャフト101の回転とともにシャフト101周りを旋回することにより、両スクロール104、105によって構成された作動室Vcの体積を拡大縮小させて冷媒を吸入圧縮する。なお、以下、両スクロール104、105等の冷媒を吸入圧縮する機構を圧縮機構Cpと呼ぶ。

また、106は蒸発器400の出口側に接続される吸入口（図示せず）に連通する吸入室であり、107は凝縮器200の入口側に接続される吐出口108に連通する吐出室である。そして、吐出室107は、固定スクロール104の端板部104bに形成された吐出ポート109を介して作動室Vcと連通しており、吐出ポート109のうち吐出室107側には、冷媒が吐出室107から作動室Vcに逆流することを防止するリード弁状の吐出弁110が配設されている。

【0014】

因みに、吐出弁110は、吐出弁110の最大開度を規制する弁止板（弁押さえ）111とともに端板部104bに共締め固定されている。

そして、吐出ポート109（吐出室107）から吐出口108に至る冷媒通路112の途中には、冷媒を減圧するとともに開度が固定された第1オリフィス（第1固定絞り）113が配設されており、この第1オリフィス113の冷媒流れ上流側の圧力は、後述する第4制御室130に導かれ、下流側の圧力は後述する第3制御室129に導かれている。

【0015】

10

20

30

40

50

ところで、端板部 104b には、圧縮行程中の作動室 Vc に連通するバイパスポート 114 が形成されており、このバイパスポート 114 は、中間室 115 及びバイパス通路 116 を介して吸入室（吸入側）106 に連通している。また、バイパスポート 114 のうち中間室 115 側には、バイパスポート 114 を開閉するリード弁状のバイパス弁（バイパス弁体）117 が配設されている。そして、このバイパス弁 117 は、中間室 115 内の圧力が、バイパスポート 114 が連通する作動室 Vc（以下、この作動室 Vc を中間圧作動室と呼ぶ。）内の圧力より高いときにはバイパスポート 114 を閉じ、一方、中間室 115 内の圧力が中間圧作動室内の圧力より低いときにはバイパスポート 114 を開くように構成されている。

【0016】

10

因みに、118 はバイパス弁 117 の最大開度を規制する弁止板（弁押さえ）であり、この弁止板 118 はバイパス弁 117 とともに端板部 104b に共締め固定されている。また、バイパス通路 116 には、バイパス通路 116（中間室ポート 115a）を開閉するスプール型のバイパス弁 119 がバイパス通路 116 内に摺動可能に配設されており、このバイパス弁 119 と固定スクロール 104 とによって第 1 制御室（制御圧力室）120 が形成されている。そして、第 1 制御室 120 は、バイパス弁 119 の開閉作動を制御するとともに、吐出室 107（吐出側）及び吸入室 106（吸入側）の両者に連通している。

【0017】

また、第 1 制御室 120 と吐出室 107 とは、比較的大きな圧力損失を発生させる第 2 オリフィス（第 2 固定絞り）121 を介して常に連通しており、一方、第 1 制御室 120 と吸入室 106 とは、制御通路 122（122a～122c）を介して連通している。そして、バイパス弁 119 を挟んで第 1 制御室 120 と反対側には、吸入室 106 内の圧力が導かれるとともに、第 1 制御室 120 の体積を縮小させる向きの弾性力をバイパス弁 119 に作用させる第 1 コイルバネ（第 1 弾性体）123 が配設された第 2 制御室 124 が形成されている。

20

【0018】

このため、第 1 制御室 120 の圧力が第 2 制御室 124 の圧力より高いときには、バイパス通路 116（中間室ポート 115a）が閉じられ、一方、第 1 制御室 120 の圧力が第 2 制御室 124 の圧力より低いとき又は等しいときには、バイパス通路 116（中間室ポ

30

ート 115a）が開かれる。また、制御通路 122 には、制御通路 122（122a）を開閉する制御弁（弁体）125 が配設されている。そして、この制御弁 125 を挟んで一方側には、制御通路 122（122a）を閉じる向きの弾性力を制御弁 125 に作用させる第 2 コイルバネ（第 2 弾性体）126 が配設され、他方側には、制御通路 122（122a）を開く向きの力を制御弁 125 に作用させるリテーナ（プッシュロッド）127 が配設されている。

【0019】

ところで、128 は、第 3 制御室 129 と第 4 制御室 130 とを区画するとともに、両制御室 129、130 の差圧に連動する可動するダイヤフラム（圧力応動部材）であり、このダイヤフラム 128 にリテーナ 127 が連結（固定）されている。

40

次に、圧縮機 100 の特徴的作動について述べる。

【0020】

1. 最大容量運転時（図 2 参照）

シャフト 101 が回転し圧縮機 100 が稼動すると、圧縮された冷媒は、吐出ポート 109 から吐出室 107 に吐出され、冷媒通路 112 を経由して吐出口 108 から凝縮器 200 に向けて吐出される。このとき、冷媒が第 1 オリフィス 113 を通過する際の圧力損失により、第 3 制御室 129 の圧力が第 4 制御室 130 の圧力より低くなるような差圧 ΔP が発生するので、ダイヤフラム 128 及びリテーナ 127 は、制御通路 122 を開く向きの力（以下、この力を開弁力と呼ぶ。）を制御弁 125 に対して作用させる。

【0021】

50

そして、第2コイルバネ126の弾性力（以下、この力を閉弁力と呼ぶ。）が開弁力より大きい場合には、制御通路122が閉じられるので、第1制御室120内の圧力は吐出室107と等しくなり、バイパス通路116（中間室ポート115a）が閉じられる。したがって、中間室115内の圧力が中間圧作動室内の圧力より高くなり、バイパスポート114が閉じられる（閉じた状態が維持される）ので、圧縮された冷媒は、バイパスポート114から吸入室106（吸入側）に流出することなく、吐出ポート109から吐出される。すなわち、圧縮機100の理論吐出量に近い吐出容量（100%容量）にて圧縮機100が稼動する。

【0022】

2. 可変容量運転時（図2参照）

エンジンの回転数が上昇し、冷媒通路112を流通する冷媒流量（冷媒流速）が増大すると、これに連動して差圧 ΔP が大きくなるので、開弁力が閉弁力より大きくなり、制御通路122が開く。

このため、第1制御室120内の圧力が低下するため、バイパス通路116（中間室ポート115a）が開いて中間室115内の圧力が低下するので、バイパスポート114が開き、吐出容量が減少変化する。

【0023】

なお、吐出室107と第1制御室120とが常に連通しているが、第2オリフィス121の開口面積（絞り径）は、制御通路122に比べて十分に小さく選定されているため、制御通路122を開閉することにより、第1制御室120内の圧力を変化させる（制御する）ことができる。

一方、バイパスポート114が開くと、中間圧作動室から吸入室106（吸入側）に流出するので、冷媒通路112を流通する冷媒流量が減少するため、差圧 ΔP が小さくなる。このため、制御弁125は制御通路122を閉じる向き（紙面右向き）に移動するので、バイパスポート114が閉じていき、最大容量運転状態に移行していく。

【0024】

したがって、本実施形態に係る圧縮機100では、冷媒通路112を流通する冷媒量（圧縮機100の吐出容量）が増大して開弁力が閉弁力を上回ると、吐出容量が減少するように変化し、一方、吐出容量が減少して開弁力が小さくなると、吐出容量が増大するように変化することとなる。

つまり、本実施形態に係る圧縮機100では、差圧 ΔP によって決定する開弁力と、第2コイルバネ126による閉弁力とによって自ずと決定される所定の吐出容量となるように圧縮機100が機械的に制御されることとなる。

【0025】

ところで、上述の作動説明から明らかなように、本実施形態では、バイパスポート114及びバイパス弁119等により、圧縮機構Cpから吐出する冷媒の吐出容量を変化させる可変容量機構VVc（図2参照）を構成し、また、制御通路122、制御弁125及びダイヤフラム128等により、可変容量機構VVcの作動を機械的に制御する制御機構Cv（図2参照）を構成している。

【0026】

次に、本実施形態の特徴を述べる。

本実施形態によれば、差圧 ΔP に機械的に連動して制御通路122を開閉することにより吐出容量の制御を行っているので、特公平2-55636号公報のように、電磁弁を用いて吐出容量を制御するものに比べて、圧縮機100の製造原価低減を図ることができる。

【0027】

また、エンジンの回転数が増大しても、吐出容量が減少変化して吐出容量が略一定に維持されるので、圧縮機100を稼動させるに必要な機械仕事が増大することを防止できる。以上に述べたように、本実施形態に係る圧縮機100では、圧縮機100の製造原価上昇を招くことなく、車両（エンジン）の燃費向上を図ることができる。

【0028】

(第2実施形態)

上述の実施形態では、スクロール式の圧縮機に本発明を適用したが、本実施形態は、図3示すように、斜板圧縮機に適用したものである。

すなわち、本実施形態に係る圧縮機100の可変容量機構VVcは、周知のごとく、斜板131の傾き角を変化させることにより、ピストン132の往復行程(ストローク)を変化させるものである。また、制御機構Cvは第1実施形態と同様である。

【0029】

そして、斜板131が収納された斜板室133は、連通路134を介して吸入室106側と常に連通しているとともに、制御弁125により開閉される制御通路122を介して吐出ポート109側に連通している。なお、後述する作動説明から明らかなように、斜板室133は、第1実施形態でいう第1制御室120に相当するものである。

10

【0030】

次に、本実施形態の概略作動を述べる。

1. 最大容量運転時

最大容量運転時では、第1実施形態と同様に、制御通路122が閉じているので、斜板室133の圧力が吸入室106(吸入側)の圧力と略等しくなり、斜板131が最も傾いた状態で圧縮機100が稼動する。このため、ピストン132の往復行程が最大となるため、最大容量運転(100%運転)状態となる。

【0031】

2. 可変容量運転時

20

最大容量運転時では、第1実施形態と同様に、制御通路122が開くので、斜板室133内の圧力が上昇していく。このため、作動室Vc内の圧力と斜板室133内の圧力との釣り合いにより、次第に斜板131とシャフト101とのなす角(以下、この角度を斜板角 θ と呼ぶ。)が90°に近づいていくので、吐出容量が減少していく。

【0032】

そして、吐出容量が減少していくと、制御通路122が再び閉じるので、斜板角 θ が小さくなって、ピストン132の往復行程が拡大していき、吐出容量が増大する。

つまり、本実施形態に係る圧縮機100も第1実施形態に係る圧縮機100と同様に、差圧 ΔP によって決定する開弁力と、第2コイルバネ126による閉弁力とによって決定される所定の吐出容量となるように圧縮機100が機械的に制御される。

30

【0033】

ところで、第1実施形態では、吐出室107と第1制御室120とを常に連通させ、第1制御室120と吸入室106側とを連通させる制御通路122を開閉制御することにより、可変容量機構VVcの作動を機械的に制御する制御機構Cvを構成したが、第1実施形態はこれに限定されるものではなく、第1制御室120と吸入室106側とを常に連通させ、吐出室107と第1制御室120との連通状態を制御することにより、制御機構Cvを構成してもよい。

【0034】

また、本発明に係る圧縮機100の圧縮機構Cpは、スクロール式又は斜板式に限定されるものではなく、その他形式の圧縮機構を採用してもよい。

40

また、上述の実施形態では、差圧 ΔP に機械的に連動して可動する圧力応動部材として、薄膜状のダイヤフラム128を用いたが、本発明はこれに限定されるものではなく、蛇腹状のベローズ等その他の部材でもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】冷凍サイクルの模式図である。

【図2】第1実施形態に係る圧縮機の断面図である(最大容量運転時)。

【図3】可変容量運転時における圧縮機の断面図である。

【図4】第2実施形態に係る圧縮機の断面図である(最大容量運転時)。

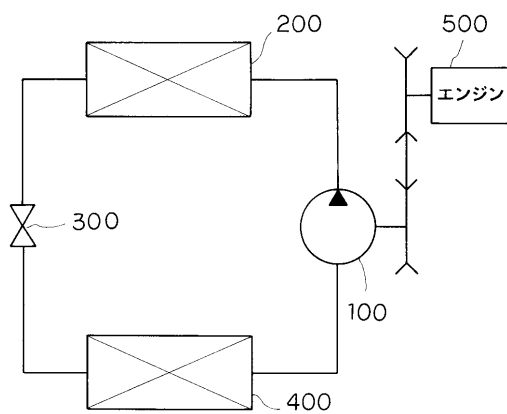
【符号の説明】

Vc…作動室、Cp…圧縮機構、VVc…可変容量機構、

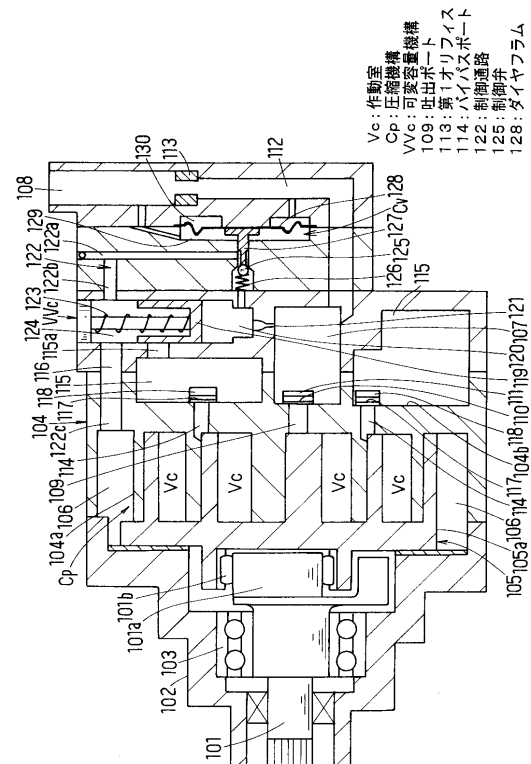
50

109…吐出ポート、113…第1オリフィス、114…バイパスポート、
 122…制御通路、125…制御弁（弁手段）、
 128…ダイヤフラム（圧力応動部材）。

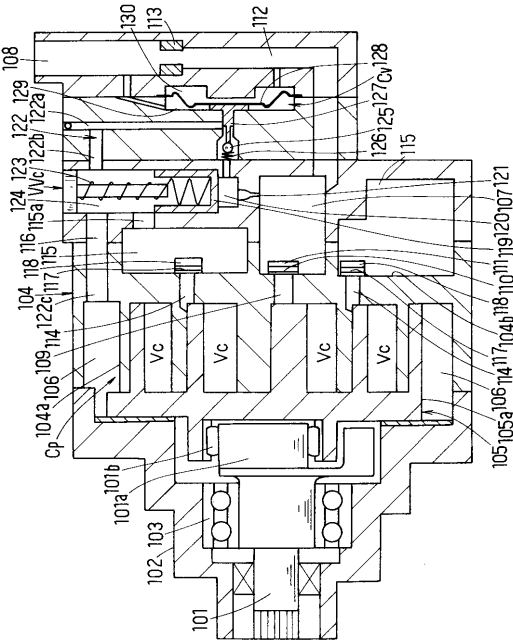
【図1】



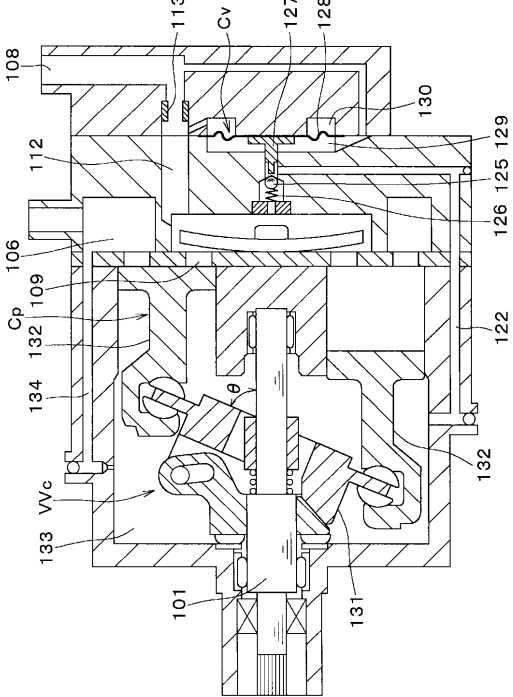
【図2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

- (56)参考文献 実開昭59-159793 (JP, U)
特開平04-081591 (JP, A)
特公平06-006952 (JP, B2)

- (58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F04B 49/00-49/10

F04C 15/04

F04C 18/344

F04C 29/10