

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1圧縮機(14a)及び第2圧縮機(14b)を有する圧縮機構(40)、熱源側熱交換器(15)、第1利用側熱交換器(64)、及び第2利用側熱交換器(54)が設けられて、冷媒を循環させて冷凍サイクルを行う冷媒回路(4)を備え、

上記冷媒回路(4)には、上記第1圧縮機(14a)の中間圧の圧縮室(73)及び上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)に注入する注入冷媒を減圧する減圧手段(67)が設けられて、該第1圧縮機(14a)の中間圧の圧縮室(73)及び該第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)に接続されたインジェクション通路(30)と、上記減圧手段(67)を通過後の注入冷媒によって上記第1利用側熱交換器(64)へ供給される供給冷媒を冷却する冷却手段(17,47)とが設けられ、

上記第1利用側熱交換器(64)における冷媒の蒸発温度が上記第2利用側熱交換器(54)における冷媒の蒸発温度よりも低い温度に設定されて、上記第1利用側熱交換器(64)で蒸発した冷媒を上記第1圧縮機(14a)が吸入して、上記第2利用側熱交換器(54)で蒸発した冷媒を上記第2圧縮機(14b)が吸入する冷却運転が行われる冷凍装置であって、

上記冷却運転において、上記減圧手段(67)を通過後の注入冷媒の圧力である注入側中間圧が上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高くなるように該減圧手段(67)を制御する通常動作と、上記第1利用側熱交換器(64)における冷却能力を増大させるために上記通常動作時よりも上記注入側中間圧を強制的に低下させて上記供給冷媒の温度を低下させる能力増大動作とを行う制御手段(110)を備えていることを特徴とする冷凍装置。

【請求項 2】

請求項1において、

上記制御手段(110)は、上記能力増大動作の一部として、上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を上記通常動作時よりも低下させる内圧調節動作を行うことによって、上記注入側中間圧を該第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高い値に保つことを特徴とする冷凍装置。

【請求項 3】

請求項1又は2において、

上記制御手段(110)は、上記冷却運転中に、上記第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が所定の基準値を超えた場合に上記能力増大動作を行うことを特徴とする冷凍装置。

【請求項 4】

請求項1乃至3の何れか1つにおいて、

上記圧縮機構(40)は、上記第1圧縮機(14a)を含む1又は複数の圧縮機で構成されて上記冷却運転時に上記第1利用側熱交換器(64)で蒸発した冷媒を吸入する第1圧縮部(34)と、上記第2圧縮機(14b)を含む1又は複数の圧縮機で構成されて上記冷却運転時に上記第2利用側熱交換器(54)で蒸発した冷媒を吸入する第2圧縮部(35)とを備える一方、

上記制御手段(110)は、上記冷却運転中に、上記第1圧縮部(34)の運転容量が所定の上限値に到達した場合に上記能力増大動作を行うことを特徴とする冷凍装置。

【請求項 5】

請求項1乃至3の何れか1つにおいて、

上記第1利用側熱交換器(64)に対しては、該第1利用側熱交換器(64)に付着した氷を融解させる氷融解動作が実行になっており、

上記制御手段(110)は、上記第1利用側熱交換器(64)に対する上記氷融解動作の直後の上記冷却運転時に、上記能力増大動作を行うことを特徴とする冷凍装置。

【請求項 6】

請求項2において、

10

20

30

40

50

上記冷媒回路(4)では、上記第2利用側熱交換器(54)を通過した冷媒の過熱度が目標過熱度になるように該第2利用側熱交換器(54)を通過する冷媒の流量が調節される一方、

上記制御手段(110)は、上記内圧調節動作として、上記目標過熱度を上記通常動作時よりも大きな値に設定する動作を行うことを特徴とする冷凍装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、2つの利用側熱交換器において冷媒の蒸発温度が互いに異なる冷凍サイクルを行う冷凍装置に関するものである。

10

【背景技術】

【0002】

従来より、冷凍サイクルを行う冷媒回路を備える冷凍装置が知られている。この種の冷凍装置は、食品等を貯蔵する冷蔵庫や冷凍庫等の冷却機を始め、室内を冷暖房する空調機などに広く利用されている。

【0003】

特許文献1には、室内ユニットと冷蔵ユニットとが設けられた冷凍装置が開示されている。この冷凍装置では、室内ユニットの室内熱交換器及び冷蔵ユニットの冷蔵熱交換器と共に蒸発器として動作させる第1冷房冷凍運転及び第2冷房冷凍運転が行われる。その際、インバータ圧縮機は、冷蔵熱交換器で蒸発した冷媒を吸入する。第1ノンインバータ圧縮機は、第1冷房冷凍運転では冷蔵熱交換器で蒸発した冷媒を吸入し、第2冷房冷凍運転では室内熱交換器で蒸発した冷媒を吸入する。第2ノンインバータ圧縮機は、室内熱交換器で蒸発した冷媒を吸入する。第1冷房冷凍運転及び第2冷房冷凍運転では、冷蔵熱交換器における冷媒の蒸発温度が室内熱交換器における冷媒の蒸発温度よりも低くなる。

20

【0004】

また、特許文献2には、3台の圧縮機の中間圧の圧縮室の各々にインジェクション管が接続されている冷凍装置が開示されている。各インジェクション管は、1本の配管が分岐したものである。各圧縮機の中間圧の圧縮室は、インジェクション管を通じて互いに連通している。各インジェクション管には、油分離器から延びる油戻し管が接続されている。この冷凍装置では、各圧縮機の中間圧の圧縮室にインジェクション管を通じて、中間圧に減圧された冷媒が注入される。また、この冷凍装置には、庫内熱交換器へ供給する冷媒を冷却するための過冷却熱交換器が設けられている。過冷却熱交換器では、庫内熱交換器へ供給される冷媒が、各圧縮機の中間圧の圧縮室に注入する中間圧の冷媒によって冷却される。

30

【特許文献1】特開2007-78338号公報

【特許文献2】特開2007-178052号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、2つの利用側熱交換器の間で冷媒の蒸発温度が互いに相違する異蒸発温度の冷却運転を行う特許文献1のような冷凍装置でも、特許文献2のように、各圧縮機の中間圧の圧縮室にインジェクション通路を接続し、インジェクション通路における中間圧の冷媒によって、少なくとも蒸発温度の低い方の利用側熱交換器へ供給する冷媒を冷却することが考えられる。

40

【0006】

ここで、異蒸発温度の冷却運転を行う冷凍装置では、蒸発温度(蒸発圧力)が低い方の利用側熱交換器で蒸発した冷媒を吸入する第1圧縮機よりも、蒸発温度(蒸発圧力)が高い方の利用側熱交換器で蒸発した冷媒を吸入する第2圧縮機の方が、インジェクション通路が開口する中間圧の圧縮室の内圧が高くなるのが通常である。このような冷凍装置では、第1圧縮機と第2圧縮機の両方にインジェクション通路を通じて中間圧の冷媒が注入さ

50

れるように、インジェクション通路における中間圧の冷媒の圧力が、第2圧縮機の中間圧の圧縮室の内圧よりも高い値に調節される。

【0007】

しかし、インジェクション通路における中間圧の冷媒の圧力を第2圧縮機の中間圧の圧縮室の内圧よりも高い値に調節すると、インジェクション通路における中間圧の冷媒の温度がそれほど低い温度にならない。このため、蒸発温度の低い方の利用側熱交換器へ供給する冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない。

【0008】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的は、異蒸発温度の冷却運転を行う冷凍装置において、蒸発温度の低い方の利用側熱交換器へ供給する冷媒の温度を必要に応じて低下させることができるように構成することにある。

10

【課題を解決するための手段】

【0009】

第1の発明は、第1圧縮機(14a)及び第2圧縮機(14b)を有する圧縮機構(40)、熱源側熱交換器(15)、第1利用側熱交換器(64)、及び第2利用側熱交換器(54)が設けられて、冷媒を循環させて冷凍サイクルを行う冷媒回路(4)を備え、上記冷媒回路(4)には、上記第1圧縮機(14a)の中間圧の圧縮室(73)及び上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)に注入する注入冷媒を減圧する減圧手段(67)が設けられて、該第1圧縮機(14a)の中間圧の圧縮室(73)及び該第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)に接続されたインジェクション通路(30)と、上記減圧手段(67)を通過後の注入冷媒によって上記第1利用側熱交換器(64)へ供給される供給冷媒を冷却する冷却手段(17,47)とが設けられ、上記第1利用側熱交換器(64)における冷媒の蒸発温度が上記第2利用側熱交換器(54)における冷媒の蒸発温度よりも低い温度に設定されて、上記第1利用側熱交換器(64)で蒸発した冷媒を上記第1圧縮機(14a)が吸入して、上記第2利用側熱交換器(54)で蒸発した冷媒を上記第2圧縮機(14b)が吸入する冷却運転が行われる冷凍装置を対象とする。そして、この冷凍装置は、上記冷却運転において、上記減圧手段(67)を通過後の注入冷媒の圧力である注入側中間圧が上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高くなるように該減圧手段(67)を制御する通常動作と、上記第1利用側熱交換器(64)における冷却能力を増大させるために上記通常動作時よりも上記注入側中間圧を強制的に低下させて上記供給冷媒の温度を低下させる能力増大動作とを行う制御手段(110)を備えている。

20

【0010】

第1の発明では、制御手段(110)が通常動作と能力増大動作とを行う。制御手段(110)は、第1利用側熱交換器(64)における冷却能力を増大させる場合に、能力増大動作を行う。能力増大動作中は、注入側中間圧が通常動作時よりも低い値に強制的に調節される。能力増大動作中は、例えば、通常動作時と同様に第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)の両方にインジェクション通路(30)を通じて中間圧の冷媒を注入する場合には、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を通常動作時よりも低下させて、注入側中間圧が、その低下後の第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高い値で且つ通常動作時よりも低い値に調節される。また、例えば、第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)のうち第1圧縮機(14a)のみにインジェクション通路(30)を通じて中間圧の冷媒を注入する場合には、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも低い値に調節される。そして、注入側中間圧が低下すると、中間圧の注入冷媒の温度が低下するので、冷却手段(17,47)において中間圧の注入冷媒によって冷却される供給冷媒の温度が低下する。このように、この第1の発明では、第1利用側熱交換器(64)における冷却能力を増大させる場合に、制御手段(110)が注入側中間圧を通常動作時よりも強制的に低下させる能力増大動作を行うことによって、第1利用側熱交換器(64)へ供給される供給冷媒の温度を低下させることが可能である。なお、本願明細書において、「中間圧の圧縮室(73)」とは、インジェクション通路(30)に連通する圧縮室を意味する。「中間圧の圧縮室(73)」の内圧は、冷凍サイクルにおける高圧と低圧の間の

30

40

50

中間圧になっている。

【0011】

第2の発明は、上記第1の発明において、上記制御手段(110)が、上記能力増大動作の一部として、上記第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を上記通常動作時よりも低下させる内圧調節動作を行うことによって、上記注入側中間圧を該第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高い値に保つ。

【0012】

第2の発明では、能力増大動作の一部として内圧調節動作が行われ、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が通常動作時よりも低い値に調節される。従って、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも注入側中間圧を高い値に保持したまま、注入側中間圧を通常動作時よりも低下させることができある。

10

【0013】

第3の発明は、上記第1又は第2の発明において、上記制御手段(110)が、上記冷却運転中に、上記第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が所定の基準値を超えた場合に上記能力増大動作を行う。

【0014】

第3の発明では、第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が所定の基準値を超えた場合に、能力増大動作が行われる。ここで、第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が高くなるほど、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が高くなる。このため、制御手段(110)が通常動作中であれば、注入側中間圧が比較的高い値になり、冷却手段(17,47)において供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない。この第3の発明では、制御手段(110)が通常動作を行っても、冷却手段(17,47)において供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない場合に、能力増大動作が行われる。

20

【0015】

第4の発明は、上記第1乃至第3の何れか1つ発明において、上記圧縮機構(40)が、上記第1圧縮機(14a)を含む1又は複数の圧縮機で構成されて上記冷却運転時に上記第1利用側熱交換器(64)で蒸発した冷媒を吸入する第1圧縮部(34)と、上記第2圧縮機(14b)を含む1又は複数の圧縮機で構成されて上記冷却運転時に上記第2利用側熱交換器(54)で蒸発した冷媒を吸入する第2圧縮部(35)とを備える一方、上記制御手段(110)が、上記冷却運転中に、上記第1圧縮部(34)の運転容量が所定の上限値に到達した場合に上記能力増大動作を行う。

30

【0016】

第4の発明では、冷却運転中に、第1圧縮部(34)の運転容量が所定の上限値に到達した場合に、制御手段(110)が能力増大動作を行う。例えば上限値が第1圧縮部(34)の運転容量の最大値である場合には、能力増大動作は第1圧縮部(34)の運転容量が最大値に到達した場合に行われる。例えば上限値が第1圧縮部(34)の運転容量が最大値に到達する手前の値である場合には、能力増大動作は第1圧縮部(34)の運転容量が最大値に到達する直前に行われる。つまり、第1圧縮部(34)によって第1利用側熱交換器(64)を通過する冷媒の流量を増大させて第1利用側熱交換器(64)の冷却能力を増大させることができない場合、又は第1圧縮部(34)によって第1利用側熱交換器(64)の冷却能力を増大させることができなくなる直前に、能力増大動作が行われる。

40

【0017】

第5の発明は、上記第1乃至第3の何れか1つ発明において、上記第1利用側熱交換器(64)に対しては、該第1利用側熱交換器(64)に付着した氷を融解させる氷融解動作が実行になっており、上記制御手段(110)は、上記第1利用側熱交換器(64)に対する上記氷融解動作の直後の上記冷却運転時に、上記能力増大動作を行う。

【0018】

第5の発明では、第1利用側熱交換器(64)に対する氷融解動作の直後の冷却運転時に、能力増大動作が行われる。第1利用側熱交換器(64)に対する氷融解動作の直後の冷却運転では、第1利用側熱交換器(64)における冷却負荷が増大する。この第5の発明では

50

、第1利用側熱交換器(64)の冷却負荷が増大する氷融解動作の直後に、能力増大動作が行われる。

【0019】

第6の発明は、上記第2の発明において、上記冷媒回路(4)では、上記第2利用側熱交換器(54)を通過した冷媒の過熱度が目標過熱度になるように該第2利用側熱交換器(54)を通過する冷媒の流量が調節される一方、上記制御手段(110)は、上記内圧調節動作として、上記目標過熱度を上記通常動作時よりも大きな値に設定する動作を行う。

【0020】

第6の発明では、能力増大動作における内圧調節動作によって、目標過熱度が通常動作時よりも大きな値に設定される。目標過熱度が大きな値に設定されると、第2利用側熱交換器(54)を通過した冷媒の圧力、つまり第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が低下して、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が低下する。この第6の発明では、内圧調節動作による第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧の調節が、目標過熱度の変更によって行われる。

10

【発明の効果】

【0021】

本発明では、第1利用側熱交換器(64)における冷却能力を増大させる場合に、制御手段(110)が注入側中間圧を通常動作時よりも強制的に低下させる能力増大動作を行うことによって、第1利用側熱交換器(64)へ供給される供給冷媒の温度を低下させることができある。本発明によれば、例えば、冷却運転において注入側中間圧の制約となる第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を低下させるのに伴って注入側中間圧を低下させたり、注入側中間圧を第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧によって制約する状態を解除して注入側中間圧を低下させたりすることで、蒸発温度の低い方の第1利用側熱交換器(64)へ供給する供給冷媒の温度を低下させることができある。従って、必要に応じて能力増大動作を行うことによって、第1利用側熱交換器(64)への供給冷媒の温度を必要に応じて低下させることができになる。

20

【0022】

また、上記第2の発明では、能力増大動作において、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を通常動作時よりも低下させるので、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも注入側中間圧を高い値に保持したまま、注入側中間圧を通常動作時よりも低下させることができある。従って、第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)の両方にインジェクション通路(30)を通じて中間圧の冷媒を注入する状態を保持したまま、供給冷媒の温度を低下させることができる。

30

【0023】

また、上記第3の発明では、制御手段(110)が通常動作を行っても、冷却手段(17,47)において第1利用側熱交換器(64)へ供給される供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない場合に、制御手段(110)が能力増大動作を行うことによって、供給冷媒が比較的低い温度に冷却されるようにしている。従って、冷却手段(17,47)において供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない状態を回避することができる。

40

【0024】

また、上記第4の発明では、第1圧縮部(34)によって第1利用側熱交換器(64)を通過する冷媒の流量を増大させて第1利用側熱交換器(64)の冷却能力を増大させることができない場合、又は第1圧縮部(34)によって第1利用側熱交換器(64)の冷却能力を増大させることができなくなる直前に、能力増大動作が行われる。能力増大動作では、供給冷媒の温度が低下するので、第1利用側熱交換器(64)を通過する冷媒の流量が増加しなくても、第1利用側熱交換器(64)の冷却能力が増大する。従って、このような場合に能力増大動作を行うことで、第1圧縮部(34)によって調節可能な第1利用側熱交換器(64)の冷却能力の上限値よりも大きな値に、第1利用側熱交換器(64)の冷却能力を調節することができる。

【0025】

50

また、上記第5の発明では、第1利用側熱交換器(64)の冷却負荷が増大する氷融解動作の直後に、能力増大動作が行われる。従って、氷融解動作直後に、第1利用側熱交換器(64)の冷却負荷を速やかに低下させる、つまり第1利用側熱交換器(64)が冷却する空間の温度を速やかに所定の温度に調節することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0026】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0027】

本実施形態は、本発明に係る冷凍装置(1)である。冷凍装置(1)は、例えばコンビニエンスストアに設けられる。冷凍装置(1)は、図1に示すように、室外に設置される室外ユニット(10)と、店内空間を空調する室内ユニット(50)と、庫内を冷却する2台の庫内ユニット(60a, 60b)と、ブースタユニット(80)とを備えている。2台の庫内ユニット(60a, 60b)は、冷蔵用の第1庫内ユニット(60a)と冷凍用の第2庫内ユニット(60b)とから構成されている。

10

【0028】

室外ユニット(10)には室外回路(11)が、室内ユニット(50)には室内回路(52)が、第1庫内ユニット(60a)には第1庫内回路(61a)が、第2庫内ユニット(60b)には第2庫内回路(61b)が、ブースタユニット(80)にはブースタ回路(81)がそれぞれ設けられている。この冷凍装置(1)では、室外回路(11)、室内回路(52)、第1庫内回路(61a)、第2庫内回路(61b)、及びブースタ回路(81)を4本の連絡配管(2a, 2b, 3a, 3b)で接続することによって、蒸気圧縮冷凍サイクルを行う冷媒回路(4)が構成されている。第1庫内回路(61a)と第2庫内回路(61b)は並列に接続されている。また、第2庫内回路(61b)とブースタ回路(81)は直列に接続されている。

20

【0029】

4本の連絡配管(2a, 2b, 3a, 3b)は、第1液側連絡配管(2a)、第2液側連絡配管(2b)、第1ガス側連絡配管(3a)、及び第2ガス側連絡配管(3b)から構成されている。第1液側連絡配管(2a)は、一端が室外回路(11)の第1液側閉鎖弁(111)に接続され、他端が室内回路(52)に接続されている。第2液側連絡配管(2b)は、一端が室外回路(11)の第2液側閉鎖弁(112)に接続され、他端が2手に分岐して第1庫内回路(61a)と第2庫内回路(61b)に接続されている。第1ガス側連絡配管(3a)は、一端が室外回路(11)の第1ガス側閉鎖弁(113)に接続され、他端が室内回路(52)に接続されている。第2ガス側連絡配管(3b)は、一端が室外回路(11)の第2ガス側閉鎖弁(114)に接続され、他端が2手に分岐して第1庫内回路(61a)と第2庫内回路(61b)に接続されている。なお、第2庫内回路(61b)とブースタ回路(81)との間は、接続ガス管(5)によって接続されている。

30

【0030】

《室外ユニット》

室外回路(11)には、圧縮機構(40)、室外熱交換器(15)、及びレシーバ(16)が設けられている。圧縮機構(40)は、運転容量が可変の第1圧縮機(14a)と、運転容量が固定の第2圧縮機(14b)と、運転容量が固定の第3圧縮機(14c)とから構成されている。圧縮機構(40)では、これらの圧縮機(14a, 14b, 14c)の吐出側が互いに接続され、これらの圧縮機(14a, 14b, 14c)の吸入側が後述する第3四路切換弁(33)を介して互いに接続されている。

40

【0031】

第1圧縮機(14a)には、インバータを介して電力が供給される。第1圧縮機(14a)は、インバータの出力周波数を変化させることによって、その運転容量を段階的に調節することができるよう構成されている。一方、第2圧縮機(14b)及び第3圧縮機(14c)は、電動機が常に一定の回転速度で運転されるものであって、その運転容量が変更不能となっている。なお、第2圧縮機(14b)や第3圧縮機(14c)が運転容量が可変の圧縮機であってもよい。

50

【0032】

第1圧縮機(14a)は、庫内ユニット(60a,60b)で蒸発した冷媒を吸入する庫内用圧縮機を構成している。第1圧縮機(14a)は、庫内専用の圧縮機である。第2圧縮機(14b)は、冷房運転時に室内ユニット(50)で蒸発した冷媒を吸入する室内用圧縮機を構成している。第2圧縮機(14b)は、室内専用の圧縮機である。また、第3圧縮機(14c)は、後述する第3四路切換弁(33)が第1状態のときに庫内用圧縮機を構成し、その第3四路切換弁(33)が第2状態のときに庫内用圧縮機を構成する。つまり、第3圧縮機(14c)は、庫内用圧縮機と庫内用圧縮機に兼用される。なお、本実施形態では、庫内用圧縮機が、後述する冷却冷房運転中に庫内ユニット(60)で蒸発した冷媒を吸入する第1圧縮部(34)を構成する。室内用圧縮機が、後述する冷却冷房運転中に室内ユニット(50)で蒸発した冷媒を吸入する第2圧縮部(35)を構成する。10

【0033】

第1圧縮機(14a)、第2圧縮機(14b)、及び第3圧縮機(14c)は、同じタイプの圧縮機である。各圧縮機(14)は、例えば全密閉の高圧ドーム型のスクロール圧縮機として構成されている。各圧縮機(14)は、図2に示すように、スクロール式の流体機械(82)を備えている。

【0034】

この流体機械(82)では、固定スクロールのラップ(75)と可動スクロールのラップ(76)の間に複数の圧縮室(73)が形成されている。流体機械(82)では、吸入管(57)に連通する吸入ポート(98)から吸い込んだ冷媒が圧縮されて、圧縮された冷媒が吐出管(56)に連通する吐出ポート(93)から吐出される。また、この流体機械(82)には、後述する分岐注入管(30a,30b,30c)に連通する中間ポート(99)が形成されている。中間ポート(99)は、圧縮行程の冷媒が存在する中間圧の圧縮室(73)に開口している。また、図示しないが、各圧縮機(14)のケーシングの底部には、冷凍機油が貯留されている。冷凍機油は、流体機械(82)等の摺動部に供給され、その一部が冷媒と共に吐出管(56)から吐出される。20

【0035】

なお、この冷凍装置(1)では、庫内ユニット(60a,60b)で蒸発した冷媒の温度の方が、室内ユニット(50)で蒸発した冷媒の温度よりも低くなる。このため、蒸発温度(蒸発圧力)が低い方の庫内ユニット(60a,60b)で蒸発した冷媒を吸入する庫内用圧縮機(14)よりも、蒸発温度(蒸発圧力)が高い方の室内ユニット(50)で蒸発した冷媒を吸入する庫内用圧縮機(14)の方が、中間ポート(99)に臨む中間圧の圧縮室(73)の内圧が高くなる。30

【0036】

第1圧縮機(14a)の第1吐出管(56a)、第2圧縮機(14b)の第2吐出管(56b)及び第3圧縮機(14c)の第3吐出管(56c)は、1本の吐出合流管(21)に接続されている。吐出合流管(21)は、第1四路切換弁(31)に接続されている。吐出合流管(21)からは吐出分岐管(22)が分岐している。吐出分岐管(22)は、第2四路切換弁(32)に接続されている。

【0037】

各吐出管(56)には、圧縮機(14)側から順に、油分離器(37a,37b,37c)と高圧圧力スイッチ(39a,39b,39c)と逆止弁(CV1,CV2,CV3)とが配置されている。各高圧圧力スイッチ(39)は、異常高圧時に圧縮機(14)を緊急停止させるように構成されている。各逆止弁(CV1,CV2,CV3)は、圧縮機(14)へ向かう冷媒の流れを禁止するように構成されている。40

【0038】

各油分離器(37)は、密閉容器状に構成され、圧縮機(14)から吐出された冷媒から冷凍機油を分離するように構成されている。なお、本実施形態では、各吐出管(56)に油分離器(37)を設けているが、各吐出管(56)に油分離器(37)を設けずに、吐出合流管(21)に油分離器(37)を設けてもよい。50

【0039】

第1吐出管(56a)の第1油分離器(37a)には第1油戻し分岐管(42)が接続され、第2吐出管(56b)の第2油分離器(37b)には第2油戻し分岐管(43)が接続され、第3吐出管(56c)の第3油分離器(37c)には第3油戻し分岐管(44)が接続されている。第1油戻し分岐管(42)、第2油戻し分岐管(43)及び第3油戻し分岐管(44)は、油分離器(37)とは逆側が、後述する主注入管(30d)に繋がる油戻し合流管(45)に接続されている。

【0040】

各油戻し分岐管(42,43,44)には、油分離器(37)側から順番に、油分離器(37)側へ戻る冷凍機油の流れを禁止する逆止弁(CV12,CV13,CV14)と、高圧の冷凍機油を中間圧に減圧するキャピラリーチューブ(41a,41b,41c)とが設けられている。各油分離器(37)で分離された冷凍機油は、各油戻し分岐管(42,43,44)等を通じて圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)に戻る。

10

【0041】

第1圧縮機(14a)の第1吸入管(57a)は、第2ガス側閉鎖弁(114)に接続されている。第2圧縮機(14b)の第2吸入管(57b)は、第2四路切換弁(32)に接続されている。第3圧縮機(14c)の第3吸入管(57c)は、第3四路切換弁(33)に接続されている。第1吸入管(57a)からは、第1吸入分岐管(58a)が分岐している。第2吸入管(57b)からは、第2吸入分岐管(58b)が分岐している。第1吸入分岐管(58a)及び第2吸入分岐管(58b)は共に第3四路切換弁(33)に接続されている。また、第1吸入分岐管(58a)及び第2吸入分岐管(58b)には、第3四路切換弁(33)側からの冷媒の流れを禁止する逆止弁(CV7,CV8)がそれぞれ設けられている。

20

【0042】

室外熱交換器(15)は、クロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器により構成されている。室外熱交換器(15)は熱源側熱交換器を構成している。室外熱交換器(15)の近傍には、室外熱交換器(15)に室外空気を送る室外ファン(23)が設けられている。室外熱交換器(15)では、冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる。

【0043】

室外熱交換器(15)のガス側は、第1四路切換弁(31)に接続されている。室外熱交換器(15)の液側は、第1液管(24)を介してレシーバ(16)の頂部に接続されている。第1液管(24)には、室外熱交換器(15)へ向かう冷媒の流れを禁止する逆止弁(CV9)が設けられている。

30

【0044】

レシーバ(16)は、縦長の密閉容器状に構成されている。レシーバ(16)では、室外熱交換器(15)等で凝縮した高圧冷媒が一時的に貯留される。レシーバ(16)の頂部には、第1液管(24)に加えて、開閉自在の第4電磁弁(SV4)が設けられたガス抜き管(48)が接続されている。また、レシーバ(16)の底部には、第2液管(25)の一端が接続されている。第2液管(25)の他端は、第1分岐管(26)と第2分岐管(27)とに分岐している。

40

【0045】

第1分岐管(26)は、第1液側閉鎖弁(111)に接続されている。第1分岐管(26)は、第1液側連絡配管(2a)を介して室内回路(52)に連通している。第1分岐管(26)には、第2液管(25)へ向かう冷媒の流れを禁止する逆止弁(CV10)が設けられている。第1分岐管(26)からは、第1液管(24)における逆止弁(CV9)とレシーバ(16)の間に接続された第3分岐管(28)が分岐している。第3分岐管(28)には、第1分岐管(26)へ向かう冷媒の流れを禁止する逆止弁(CV11)が設けられている。

【0046】

第2分岐管(27)は、第2液側閉鎖弁(112)に接続されている。第2分岐管(27)は、第2液側連絡配管(2b)を介して各庫内回路(61a,61b)に連通している。第2分岐管(27)には冷却熱交換器(17)が設けられている。第2分岐管(27)からは、第4分岐管

50

(29) とインジェクション管 (30) とが分岐している。

【0047】

第4分岐管 (29) は、冷却熱交換器 (17) と第2液側閉鎖弁 (112) の間から分岐している。第4分岐管 (29) は、第2分岐管 (27) に接続されている方とは逆端が第1液管 (24) における室外熱交換器 (15) と逆止弁 (CV9) の間に接続されている。第4分岐管 (29) には、開度可変の電子膨張弁により構成された第1室外膨張弁 (66) が設けられている。

【0048】

インジェクション管 (30) は、第4分岐管 (29) の分岐箇所と第2液側閉鎖弁 (112) の間から分岐している。インジェクション管 (30) はインジェクション通路を構成している。インジェクション管 (30) は、第2分岐管 (27) から延びる主注入管 (30d) と、主注入管 (30d) から分岐して第1圧縮機 (14a) の中間圧の圧縮室 (73) に接続された第1分岐注入管 (30a) と、主注入管 (30d) から分岐して第2圧縮機 (14b) の中間圧の圧縮室 (73) に接続された第2分岐注入管 (30b) と、主注入管 (30d) から分岐して第3圧縮機 (14c) の中間圧の圧縮室 (73) に接続された第3分岐注入管 (30c) とを備えている。

【0049】

主注入管 (30d) には、第2分岐管 (27) 側から順番に、減圧手段を構成する第2室外膨張弁 (67) と、冷却手段を構成する冷却熱交換器 (17) とが設けられている。第2室外膨張弁 (67) は開度可変の電子膨張弁により構成されている。第2室外膨張弁 (67) では、第2分岐管 (27) から主注入管 (30d) に流入した冷媒が、冷凍サイクルにおける中間圧に減圧される。また、主注入管 (30d) には、冷却熱交換器 (17) の下流の位置にガス抜き管 (48) が接続されている。

【0050】

冷却熱交換器 (17) は、主注入管 (30d) と第2分岐管 (27) とに跨るように設けられている。冷却熱交換器 (17) は、第2分岐管 (27) の高圧の冷媒が流通する第1流路 (17a) と、主注入管 (30d) の中間圧の冷媒が流通する第2流路 (17b) とを備えている。冷却熱交換器 (17) は、第1流路 (17a) を流通する冷媒と第2流路 (17b) を流通する冷媒とを熱交換させるように構成されている。冷却熱交換器 (17) は、例えばプレート式の熱交換器により構成されている。冷却熱交換器 (17) における熱交換では、第1流路 (17a) を流通する高圧の冷媒が第2流路 (17b) を流通する中間圧の冷媒によって冷却される。

【0051】

各分岐注入管 (30a, 30b, 30c) には、圧縮機 (14a, 14b, 14c) 側から順番に、逆止弁 (CV4, CV5, CV6) と、電磁弁 (SV1, SV2, SV3) とが設けられている。逆止弁 (CV4, CV5, CV6) は、圧縮機 (14a, 14b, 14c) 側からの冷媒の流れを禁止する。また、電磁弁 (SV1, SV2, SV3) は、その電磁弁 (SV1, SV2, SV3) が設けられた分岐注入管 (30a, 30b, 30c) が接続する圧縮機 (14a, 14b, 14c) が停止されるときに、閉鎖される。

【0052】

第1四路切換弁 (31) は、第1ポート (P1) が吐出合流管 (21) に、第2ポート (P2) が第2四路切換弁 (32) の第4ポート (P4) に、第3ポート (P3) が室外熱交換器 (15) に、第4ポート (P4) が第1ガス側閉鎖弁 (113) にそれぞれ接続されている。また、第2四路切換弁 (32) は、第1ポート (P1) が吐出分岐管 (22) に、第2ポート (P2) が第2吸入管 (57b) に、第4ポート (P4) が第1四路切換弁 (31) の第2ポート (P2) にそれぞれ接続されている。第2四路切換弁 (32) の第3ポート (P3) は閉塞された閉鎖ポートに構成されている。また、第3四路切換弁 (33) は、第1ポート (P1) が吐出合流管 (21) に接続された高圧管 (120) に、第2ポート (P2) が第3吸入管 (57c) に、第3ポート (P3) が第2吸入分岐管 (58b) に、第4ポート (P4) が第1吸入分岐管 (58a) にそれぞれ接続されている。

【0053】

第1乃至第3の各四路切換弁 (31, 32, 33) は、第1ポート (P1) と第3ポート (P3) が

10

20

30

40

50

互いに連通して第2ポート(P2)と第4ポート(P4)が互いに連通する第1状態(図1に実線で示す状態)と、第1ポート(P1)と第4ポート(P4)が互いに連通して第2ポート(P2)と第3ポート(P3)が互いに連通する第2状態(図1に破線で示す状態)との間で切換自在に構成されている。

【0054】

また、室外ユニット(10)には、各種のセンサが設けられている。具体的に、吐出合流管(21)には、吐出圧力センサ(18)が設けられている。各吐出管(56)には、吐出温度センサ(48a, 48b, 48c)が設けられている。第1吸入管(57a)には、第1吸入圧力センサ(19a)及び第1吸入温度センサ(20a)が設けられている。第2吸入管(57b)には、第2吸入圧力センサ(19b)及び第2吸入温度センサ(20b)が設けられている。第2分岐管(27)には、液温度センサ(72)が設けられている。インジェクション管(30)には中間圧力センサ(77)が設けられている。これらのセンサの検出値は、後述するコントローラ(110)に入力される。

10

【0055】

《室内ユニット》

室内回路(52)では、その液側端からガス側端へ向かって順に、室内膨張弁(53)と室内熱交換器(54)とが設けられている。室内膨張弁(53)は、開度が調節可能な電子膨張弁により構成されている。また、室内熱交換器(54)は、クロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器により構成されている。室内熱交換器(54)は、第2利用側熱交換器を構成している。室内熱交換器(54)の近傍には、室内熱交換器(54)に室内空気を送る室内ファン(55)が設けられている。室内熱交換器(54)では、冷媒と室内空気との間で熱交換が行われる。

20

【0056】

また、室内回路(52)では、室内熱交換器(54)の伝熱管に、蒸発温度センサ(121)が設けられている。また、室内回路(52)におけるガス側端の近傍に、ガス温度センサ(123)が設けられている。

20

【0057】

なお、室内ユニット(50)では、所定の条件が成立する場合のみ室内熱交換器(54)に付着した霜を融解させるための氷融解動作が行われる。所定の条件は、例えば蒸発温度センサ(121)の検出値が所定値(例えば0)を下回るという条件である。氷融解動作では、室内膨張弁(53)が閉状態に設定されて、室内ファン(55)の運転が継続される。この室内ユニット(50)では、室内熱交換器(54)に霜が付着しないように室内膨張弁(53)の制御が行われるが、室内熱交換器(54)に霜が付着してしまった場合には、緊急時の動作として氷融解動作が行われる。

30

【0058】

《庫内ユニット》

第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)では、その液側端からガス側端へ向かって順に、庫内膨張弁(63a, 63b)と庫内熱交換器(64a, 64b)とがそれぞれ設けられている。各庫内膨張弁(63a, 63b)は、開度が調節可能な電子膨張弁により構成されている。各庫内熱交換器(64a, 64b)は、クロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器により構成されている。第1庫内回路(61a)の庫内熱交換器(64a)は第1利用側熱交換器を構成している。各庫内熱交換器(64a, 64b)の近傍には、庫内熱交換器(64a, 64b)に庫内空気を送る庫内ファン(65a, 65b)が設けられている。各庫内熱交換器(64a, 64b)では、冷媒と庫内空気との間で熱交換が行われる。

40

【0059】

また、各庫内回路(61a, 61b)では、庫内熱交換器(64a, 64b)の伝熱管に、蒸発温度センサ(122a, 122b)が設けられている。また、庫内回路(61a, 61b)におけるガス側端の近傍に、ガス温度センサ(124a, 124b)が設けられている。

【0060】

なお、第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)では、庫内熱交換器(64

50

)に付着した霜を融解させるための氷融解動作が定期的に(例えば3時間置きに)行われる。氷融解動作では、庫内膨張弁(63)が閉状態に設定されて、庫内ファン(65)の運転が継続される。なお、庫内熱交換器(64)に付着した氷の加熱に電気ヒータ等の加熱手段を用いてもよい。第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)では、冷媒の蒸発温度が低いので、運転に伴って庫内熱交換器(64)に霜が付着してゆく。このため、氷融解動作が定期的に行われる。

【0061】

《ブースタユニット》

ブースタ回路(81)には、運転容量が可変のブースタ圧縮機(86)が設けられている。ブースタ圧縮機(86)の吐出管(78)には、ブースタ圧縮機(86)側から順に、油分離器(87)、高圧圧力スイッチ(88)、逆止弁(CV15)が設けられている。油分離器(87)には、キャピラリーチューブ(91)が設けられた油戻し管(92)が接続されている。また、ブースタ回路(81)には、ブースタ圧縮機(86)をバイパスするバイパス管(95)が設けられている。バイパス管(95)には、逆止弁(CV16)が設けられている。

10

【0062】

《コントローラ》

室外ユニット(10)には、圧縮機構(40)の運転容量や、四路切換弁(31~33)等を制御することによって冷媒回路(4)の動作を制御するコントローラ(110)が、制御手段として設けられている。

20

【0063】

まず、利用側熱交換器(54,64)で通過した冷媒の過熱度を制御する過熱度制御について説明する。以下では、庫内熱交換器(64a)で蒸発した冷媒を第1圧縮機(14a)が吸入して室内熱交換器(54)で蒸発した冷媒を第2圧縮機(14b)が吸入する冷却冷房運転時の過熱度制御について説明する。なお、冷却冷房運転は、本発明に係る冷却運転に相当する。

20

【0064】

コントローラ(110)は、冷却冷房運転中に、室内熱交換器(54)を通過した冷媒の過熱度が目標過熱度になるように室内膨張弁(53)の開度を制御する。室内熱交換器(54)を通過した冷媒の過熱度としては、ガス温度センサ(123)の計測値と蒸発温度センサ(121)の計測値の差が用いられる。コントローラ(110)には、後述する通常動作時の室内熱交換器(54)を通過した冷媒の目標過熱度である第1目標値(例えば5)と、後述する能力増大動作時の室内熱交換器(54)を通過した冷媒の目標過熱度である第2目標値(例えば10)とが予め設定されている。第2目標値は第1目標値よりも大きな値になっている。

30

【0065】

また、コントローラ(110)は、冷却冷房運転中に、庫内熱交換器(64,64b)を通過した冷媒の過熱度が目標過熱度になるように庫内膨張弁(63a,63b)の開度を制御する。庫内熱交換器(64a,64b)を通過した冷媒の過熱度としては、ガス温度センサ(124)の計測値と蒸発温度センサ(122)の計測値の差が用いられる。庫内熱交換器(64a,64b)を通過した冷媒の目標過熱度は、常に固定の目標値(例えば5)に設定されている。

40

【0066】

続いて、圧縮機構(40)の各圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)へインジェクション管(30)を通じて中間圧の注入冷媒を注入するインジェクション動作の制御について説明する。

【0067】

コントローラ(110)は、インジェクション動作を制御するための動作として、冷却冷房運転時に、通常動作と能力増大動作とを選択的に行うことができるよう構成されている。能力増大動作は、インジェクション管(30)における中間圧の冷媒の圧力である注入側中間圧を通常動作時よりも強制的に低下させて、庫内熱交換器(64,64b)へ供給される供給冷媒の温度を低下させる動作である。能力増大動作は、庫内熱交換器(64,64b)にお

50

ける冷却能力を増大させるために行われる。

【0068】

通常動作中のコントローラ(110)は、室内熱交換器(54)を通過した冷媒の目標過熱度を第1目標値に設定し、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも所定値だけ高くなるように、第2室外膨張弁(67)の開度を制御する。なお、注入側中間圧の値としては、中間圧圧力センサ(77)の計測値が用いられる。第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧は、第2吸入圧力センサ(19b)の計測値から推測される。通常動作中は、第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)の両方に中間圧の注入冷媒が注入されるように、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高くなるように調節される。

10

【0069】

一方、能力増大動作中のコントローラ(110)は、室内熱交換器(54)を通過した冷媒の目標過熱度を第2目標値に設定し、通常動作と同様に、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも所定値だけ高くなるように、第2室外膨張弁(67)の開度を制御する。ここで、目標過熱度が第1目標値から第2目標値へ変わると、つまり目標過熱度が大きな値に変化すると、室内膨張弁(53)の開度が小さくなつて、室内熱交換器(54)を通過した冷媒の圧力が低下する。そして、第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が低下し、さらに第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が低下する。この実施形態では、目標過熱度を大きな値に変更する動作が、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を通常動作時よりも低下させる内圧調節動作に相当する。なお、内圧調節動作は、室内ファン(55)の設定風量を通常動作時よりも増大させる動作であつてもよい。

20

【0070】

能力増大動作中は、内圧調節動作によって第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が低下するので、その第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも所定値だけ高くなるように調節される注入側中間圧が、通常動作時よりも低下する。そして、注入側中間圧が低下すると、中間圧の注入冷媒の温度が通常動作時よりも低下する。従つて、冷却熱交換器(17)では、第2流路(17b)に流入する中間圧の冷媒の温度が低下し、第1流路(17a)を通過した冷媒の温度、つまり庫内熱交換器(64, 64b)への供給冷媒の温度が低下する。

30

【0071】

本実施形態では、能力増大動作でも第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)の両方に中間圧の注入冷媒が注入される状態を保持したまま、注入側中間圧を低下させることができるように、内圧調節動作によって第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が強制的に低下させられる。

【0072】

なお、コントローラ(110)は、冷却冷房運転中に、第1条件及び第2条件の少なくとも一方が成立する場合を除いては通常動作を行い、第1条件及び第2条件の少なくとも一方が成立する場合は能力増大動作を行うように構成されている。つまり、コントローラ(110)は、第1条件及び第2条件の少なくとも一方が成立する場合に、庫内熱交換器(64, 64b)における冷却能力を増大させる必要があると判断している。

40

【0073】

第1条件は、庫内用圧縮機(14)によって構成される第1圧縮部(34)の運転容量が所定の上限値に到達するという条件である。第1圧縮機(14a)と第3圧縮機(14c)が共に庫内圧縮機を構成する場合は、第1圧縮機(14a)の運転容量と第3圧縮機(14c)の運転容量の合計が第1圧縮部(34)の運転容量となる。また、上限値は、第1圧縮部(34)の運転容量の最大値、つまり第1圧縮機(14a)の運転容量の最大値と第3圧縮機(14c)の運転容量の合計である。第1条件は、庫内用圧縮機(14)によって両庫内熱交換器(64, 64b)へ供給する冷媒の流量を増加させることができない場合に成立する。

【0074】

50

具体的に、コントローラ(110)は、冷却冷房運転において第3圧縮機(14c)が庫内用圧縮機を構成しているときに、第1圧縮機(14a)の運転容量が最大値に到達した場合に、能力増大動作を行う。この冷凍装置(1)では、庫内熱交換器(64,64b)における冷却負荷がある程度大きくなつた場合に、第1圧縮部(34)の運転容量が最大値に到達する。例えば、例えば第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)の少なくとも一方で氷融解動作が行われた直後に、第1圧縮部(34)の運転容量が最大値に到達する。

【0075】

なお、上限値が、第1圧縮部(34)の運転容量の最大値ではなく、最大値に到達する手前の値であつてもよい。また、コントローラ(110)は、第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)の少なくとも一方で氷融解動作が行われた直後の冷却冷房運転時に、第1圧縮部(34)の運転容量によらず、一定の時間に亘って能力増大動作を行うように構成されていてもよい。

10

【0076】

また、第2条件は、第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が所定の基準値を超えるという条件である。第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力としては、第2吸入圧力センサ(19b)の計測値が用いられる。コントローラ(110)には、第2条件が成立するか否かを判定するための基準値が予め設定されている。

【0077】

ここで、第2圧縮機(14b)に吸入される冷媒の圧力が高くなるほど、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧が高くなる。従って、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高くなる注入側中間圧が、比較的高い値になり、中間圧の注入冷媒の温度がそれほど低い温度にならない。このため、冷却熱交換器(17)では、庫内熱交換器(64,64b)への供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない。この実施形態では、庫内熱交換器(64,64b)への供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない場合に、コントローラ(110)の動作が通常動作から能力増大動作に切り換わる。

20

【0078】

- 運転動作 -

次に、冷凍装置(1)が行う運転動作について運転の種類毎に説明する。この冷凍装置(1)は、7種類の運転モードを設定可能に構成されている。具体的には、<i>室内ユニット(50)の冷房のみを行う冷房運転、<ii>室内ユニット(50)の暖房のみを行う暖房運転、<iii>第1庫内ユニット(60a)と第2庫内ユニット(60b)での庫内の冷却のみを行う冷蔵冷凍運転、<iv>第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)での庫内の冷却と共に室内ユニット(50)での冷房を行う冷却冷房運転(冷却運転)、<v>室外熱交換器(15)を用いずに、第1庫内ユニット(60a)及び第2庫内ユニット(60b)での庫内の冷却と室内ユニット(50)での暖房とを行う第1冷却暖房運転、<vi>第1冷却暖房運転で室内ユニット(50)の暖房能力が余るときに行う第2冷却暖房運転、そして<vii>第1冷却暖房運転で室内ユニット(50)の暖房能力が不足するときに行う第3冷却暖房運転が選択可能に構成されている。

30

【0079】

冷房運転

冷房運転では、図3に示すように、第1四路切換弁(31)及び第2四路切換弁(32)が共に第1状態に設定された状態で、第2圧縮機(14b)の運転が行われる。各庫内膨張弁(63)は閉状態に設定される。冷房運転では、室外熱交換器(15)が凝縮器となって室内熱交換器(54)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。なお、冷房運転では、冷房能力が不足する場合に、第3圧縮機(14c)の運転も行われる。その際、第3四路切換弁(33)が第2状態に設定されて、第3圧縮機(14c)が室内用圧縮機を構成する。第1圧縮機(14a)は常に停止している。

40

【0080】

具体的に、冷房運転では、第2圧縮機(14b)から吐出された冷媒が、室外熱交換器(15)で凝縮し、レシーバ(16)を経て室内回路(52)に流入する。室内回路(52)では、

50

流入した冷媒が、室内膨張弁(53)で減圧された後に、室内熱交換器(54)で室内空気から吸熱して蒸発する。冷媒によって冷却された室内空気は店内空間へ供給される。室内熱交換器(54)で蒸発した冷媒は、第2圧縮機(14b)に吸入されて再び吐出される。なお、室内熱交換器(54)での冷媒の蒸発温度は、例えば5に設定される。

【0081】

暖房運転

暖房運転では、図4に示すように、第1四路切換弁(31)が第2状態に設定されて第2四路切換弁(32)が第1状態に設定された状態で、第2圧縮機(14b)の運転が行われる。各庫内膨張弁(63)は閉状態に設定される。暖房運転では、室内熱交換器(54)が凝縮器となって室外熱交換器(15)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。なお、暖房運転では、暖房能力が不足する場合には、第3圧縮機(14c)の運転も行われる。その際、第3四路切換弁(33)は第2状態に設定される。第1圧縮機(14a)は常に停止している。

10

【0082】

具体的に、第2圧縮機(14b)から吐出された冷媒は、室内回路(52)に流入して、室内熱交換器(54)で室内空気に放熱して凝縮する。冷媒によって加熱された室内空気は店内空間へ供給される。室内熱交換器(54)で凝縮した冷媒は、第1室外膨張弁(66)で減圧された後に室外熱交換器(15)で蒸発し、第2圧縮機(14b)に吸入されて再び吐出される。

20

【0083】

冷蔵冷凍運転

冷蔵冷凍運転では、図5に示すように、第1四路切換弁(31)が第1状態に設定された状態で、第1圧縮機(14a)の運転が行われる。室内膨張弁(53)は閉状態に設定される。冷蔵冷凍運転では、室外熱交換器(15)が凝縮器となって各庫内熱交換器(64)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。なお、冷蔵冷凍運転では、庫内の冷却能力が不足する場合には、第3圧縮機(14c)の運転も行われる。その際、第3四路切換弁(33)が第1状態に設定されて、第3圧縮機(14c)が庫内用圧縮機を構成する。第2圧縮機(14b)は常に停止している。

【0084】

具体的に、冷蔵冷凍運転では、第1圧縮機(14a)から吐出された冷媒が、室外熱交換器(15)で凝縮する。そして、室外熱交換器(15)で凝縮した冷媒は、レシーバ(16)を経て、第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)にそれぞれ分配される。

30

【0085】

第1庫内回路(61a)では、流入した冷媒が、庫内膨張弁(63a)で減圧された後に、庫内熱交換器(64a)で庫内空気から吸熱して蒸発する。冷媒によって冷却された庫内空気は、冷蔵ショーケースの庫内へ供給される。また、第2庫内回路(61b)では、流入した冷媒が、庫内膨張弁(63b)で減圧された後に、庫内熱交換器(64b)で庫内空気から吸熱して蒸発する。冷媒によって冷却された庫内空気は、冷凍ショーケースの庫内へ供給される。庫内熱交換器(64b)で蒸発した冷媒は、ブースタ圧縮機(86)によって圧縮される。そして、庫内熱交換器(64a)で蒸発した冷媒と、ブースタ圧縮機(86)によって圧縮された冷媒とは、合流後に第1圧縮機(14a)に吸入されて再び吐出される。

40

【0086】

なお、冷蔵冷凍運転では、庫内熱交換器(64a)での冷媒の蒸発温度が例えば-5に設定され、庫内熱交換器(64b)での冷媒の蒸発温度が例えば-30に設定される。

【0087】

冷却冷房運転

冷却冷房運転では、第1四路切換弁(31)及び第2四路切換弁(32)が共に第1状態に設定された状態で、第1圧縮機(14a)及び第2圧縮機(14b)の運転が行われる。冷却冷房運転では、室外熱交換器(15)が凝縮器となって室内熱交換器(54)及び各庫内熱交換器(64)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。

50

【0088】

なお、冷却冷房運転では、室内ユニット(50)における冷房能力及び庫内ユニット(60)における冷却能力が足りている場合には、第3圧縮機(14c)の運転が停止される。また、庫内ユニット(60)における冷却能力が不足する場合には、図6に示すように、第3四路切換弁(33)が第1状態に設定されて第3圧縮機(14c)の運転が行われる。この場合、第3圧縮機(14c)は庫内用圧縮機となる。また、室内ユニット(50)における冷房能力が不足する場合には、図7に示すように、第3四路切換弁(33)が第2状態に設定されて第3圧縮機(14c)の運転が行われる。この場合、第3圧縮機(14c)は室内用圧縮機となる。

【0089】

10

具体的に、冷却冷房運転では、第1圧縮機(14a)及び第2圧縮機(14b)から吐出された冷媒が、室外熱交換器(15)で凝縮する。そして、室外熱交換器(15)で凝縮した冷媒は、レシーバ(16)を経て、第1庫内回路(61a)、第2庫内回路(61b)、及び室内回路(52)に分配される。

【0090】

第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)に分配された冷媒は、冷蔵冷凍運転と同様の流れで流通し、第1圧縮機(14a)に吸入されて再び吐出される。室内回路(52)に分配された冷媒は、冷房運転と同様の流れで流通し、第2圧縮機(14b)に吸入されて再び吐出される。

【0091】

20

なお、冷却冷房運転は、室内熱交換器(54)と庫内熱交換器(64a)とで冷媒の蒸発温度が互いに相違する異蒸発温度の冷却運転となる。冷却冷房運転では、室内熱交換器(54)での冷媒の蒸発温度が例えば5に設定され、庫内熱交換器(64a)での冷媒の蒸発温度が例えば-5に設定され、庫内熱交換器(64b)での冷媒の蒸発温度が例えば-30に設定される。室内熱交換器(54)における冷媒の蒸発温度は、庫内熱交換器(64)における冷媒の蒸発温度よりも高い値に設定される。冷却冷房運転では、図8に示すように、冷蔵及び冷凍側の冷凍サイクルの低圧圧力が、冷房側の冷凍サイクルの低圧圧力よりも低くなる。冷蔵及び冷凍側の冷凍サイクルの中間圧の圧力が、冷房側の冷凍サイクルの中間圧の圧力よりも低くなる。

【0092】

30

第1冷却暖房運転

第1冷却暖房運転では、図9に示すように、第1四路切換弁(31)が第2状態に設定されて第2四路切換弁(32)が第1状態に設定された状態で、第1圧縮機(14a)の運転が行われる。第1冷却暖房運転では、庫内の冷却能力が不足する場合に、第3圧縮機(14c)の運転も行われる。その際、第3四路切換弁(33)が第1状態に設定される。第1冷却暖房運転では、室内熱交換器(54)が凝縮器となって各庫内熱交換器(64)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。第1冷却暖房運転中は、第1庫内ユニット(60a)と第2庫内ユニット(60b)との冷却能力(蒸発熱量)と、室内ユニット(50)の暖房能力(凝縮熱量)とがバランスし、100%の熱回収が行われる。

【0093】

40

具体的に、第1圧縮機(14a)から吐出された冷媒は、室内熱交換器(54)で室内空気に放熱して凝縮する。室内熱交換器(54)で凝縮した冷媒は、第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)にそれぞれ分配される。第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)に分配された冷媒は、冷蔵冷凍運転と同様の流れで流通し、第1圧縮機(14a)に吸入されて再び吐出される。

【0094】

第2冷却暖房運転

第2冷却暖房運転は、第1冷却暖房運転の際に暖房能力が余っている場合に、図10に示すように、第2四路切換弁(32)を第2状態に切り換えることによって行われる。第2冷却暖房運転では、室外熱交換器(15)が凝縮器として動作する。第2冷却暖房運転時の

50

設定は、第2四路切換弁(32)以外は、基本的に第1冷却暖房運転と同じである。

【0095】

第2冷却暖房運転では、第1圧縮機(14a)から吐出した冷媒の一部が、室外熱交換器(15)に流入する。室外熱交換器(15)では、流入した冷媒が室外空気に放熱して凝縮する。室外熱交換器(15)で凝縮した冷媒は、室内熱交換器(54)で凝縮した冷媒と合流して、第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)にそれぞれ分配される。第2冷却暖房運転では、第1庫内ユニット(60a)と第2庫内ユニット(60b)との冷却能力(蒸発熱量)と、室内ユニット(50)の暖房能力(凝縮熱量)とはバランスせずに、余る凝縮熱が室外熱交換器(15)で放出される。

【0096】

第3冷却暖房運転

第3冷却暖房運転は、第1冷却暖房運転の際に暖房能力が不足する場合に、図11に示すように、第2四路切換弁(32)を第1状態に設定すると共に第1室外膨張弁(66)を開状態に設定した状態で、第2圧縮機(14b)の運転を行うことによって行われる。第3冷却暖房運転では、室内熱交換器(54)が凝縮器となって各庫内熱交換器(64)及び室外熱交換器(15)が蒸発器となる蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。

【0097】

第3冷却暖房運転では、室内熱交換器(54)で凝縮した冷媒が、第1庫内回路(61a)及び第2庫内回路(61b)だけでなく、室外熱交換器(15)側へ分配される。室外熱交換器(15)に分配された冷媒は、第1室外膨張弁(66)で減圧された後に室外熱交換器(15)で蒸発して、第2圧縮機(14b)に吸入されて再び吐出される。第3冷却暖房運転では、第1庫内ユニット(60a)と第2庫内ユニット(60b)との冷却能力(蒸発熱量)と、室内ユニット(50)の暖房能力(凝縮熱量)とはバランスせずに、不足する蒸発熱が室外熱交換器(15)で吸熱される。

【0098】

インジェクション動作

本実施形態では、運転中に圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)に中間圧の冷媒を注入するインジェクション動作が行われる。以下では、冷却冷房運転中に第1圧縮機(14a)及び第3圧縮機(14c)が庫内用圧縮機を構成して第2圧縮機(14b)が室内用圧縮機を構成するときのインジェクション動作について説明する。

【0099】

インジェクション動作では、第2室外膨張弁(67)が開状態に設定される。第2室外膨張弁(67)を開状態に設定すると、図6に示すように、第2液管(25)を流れる冷媒の一部が主注入管(30d)に流入する。主注入管(30d)では、流入した冷媒が第2室外膨張弁(67)で中間圧に減圧されることによって、その温度が低下する。第2室外膨張弁(67)で減圧された冷媒は、冷却熱交換器(17)において第2液管(25)を流れる冷媒と熱交換を行う。冷却熱交換器(17)では、主注入管(30d)の冷媒が加熱されて蒸発する一方で、第2液管(25)を流れる冷媒が冷却されて過冷却状態になる。そして、冷却熱交換器(17)で蒸発した冷媒は、各分岐注入管(30a, 30b, 30c)を通じて各圧縮機(14a, 14b, 14c)の中間圧の圧縮室(73)に注入される。

【0100】

なお、この冷凍装置(1)では、例えば冷房運転中など室内用圧縮機(14b, 14c)だけが運転しているときには、室内用圧縮機(14b, 14c)の中間圧の圧縮室(73)に中間圧の冷媒を注入するインジェクション動作が行われる。また、例えば冷蔵冷凍運転中など庫内用圧縮機(14a, 14b)だけが運転しているときには、庫内用圧縮機(14a, 14b)の中間圧の圧縮室(73)に中間圧の冷媒を注入するインジェクション動作が行われる。

【0101】

- 実施形態の効果 -

本実施形態では、庫内熱交換器(64)における冷却能力を増大させる場合に、コントローラ(110)が注入側中間圧を通常動作時よりも強制的に低下させる能力増大動作を行う

10

20

30

40

50

ことによって、庫内熱交換器(64)へ供給される供給冷媒の温度を低下させることが可能である。本実施形態によれば、冷却冷房運転において注入側中間圧の制約となる第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を低下させるのに伴って注入側中間圧を低下させることで、庫内熱交換器(64)へ供給する供給冷媒の温度を低下させることが可能である。従って、必要に応じて能力増大動作を行うことによって、庫内熱交換器(64)への供給冷媒の温度を必要に応じて低下させることができる。

【0102】

また、本実施形態では、能力増大動作において、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧を通常動作時よりも低下させるので、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも注入側中間圧を高い値に保持したまま、注入側中間圧を通常動作時よりも低下させることができるのである。従って、第1圧縮機(14a)と第2圧縮機(14b)の両方にインジェクション管(30)を通じて中間圧の冷媒を注入する状態を保持したまま、庫内熱交換器(64)への供給冷媒の温度を低下させることができる。

10

【0103】

ここで、油分離器(37)で分離された冷凍機油を第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)へ戻す場合には、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも低い値になると、油分離器(37)から流出した冷凍機油が、第2圧縮機(14b)には戻らずに、インジェクション管(30)を通じて第1圧縮機(14a)へ戻ってしまい、第2圧縮機(14b)で冷凍機油が不足するおそれがあるのである。本実施形態では、能力増大動作中に、注入側中間圧が第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高い値に保持される。従って、第2圧縮機(14b)の中間圧の圧縮室(73)へ冷凍機油が戻る状態を保持したまま、庫内熱交換器(64)への供給冷媒の温度を低下させることができる。

20

【0104】

また、本実施形態では、コントローラ(110)が通常動作を行っても、庫内熱交換器(64)へ供給される供給冷媒をそれほど低い温度に冷却することができない場合に、コントローラ(110)が能力増大動作を行うことによって、庫内熱交換器(64)への供給冷媒が比較的低い温度に冷却されるようにしている。従って、庫内熱交換器(64)への供給冷媒がそれほど低い温度にならない状態を回避することができる。

【0105】

また、本実施形態では、第1圧縮部(34)によって庫内熱交換器(64)の冷却能力を増大させることができない場合に、能力増大動作が行われる。能力増大動作では、供給冷媒の温度が低下するので、庫内熱交換器(64)を通過する冷媒の流量が増加しなくとも、庫内熱交換器(64)の冷却能力が増大する。従って、このような場合に能力増大動作を行うことで、第1圧縮部(34)によって調節可能な庫内熱交換器(64)の冷却能力の上限値よりも大きな値に、庫内熱交換器(64)の冷却能力を調節することができる。

30

【0106】

また、本実施形態では、庫内熱交換器(64)の冷却負荷が増大する氷融解動作の直後に、能力増大動作が行われる。従って、氷融解動作直後に、庫内熱交換器(64)の冷却負荷を速やかに低下させる、つまり庫内熱交換器(64)が冷却する庫内の温度を速やかに所定の温度に調節することができる。

40

【0107】

- 実施形態の変形例 -

実施形態の変形例について説明する。この変形例では、冷却冷房運転中に冷却手段(17,47)が、庫内熱交換器(64)への供給冷媒だけでなく室内熱交換器(54)への供給冷媒も冷却するように構成されている。冷却手段(17,47)は、図12に示すように、第1冷却熱交換器(17)と第2冷却熱交換器(47)とを備えている。

【0108】

第1冷却熱交換器(17)は、上記実施形態1と同様の熱交換器である。第1冷却熱交換器(17)は、上記実施形態1と同様に、主注入管(30d)と第2分岐管(27)とに跨るように設けられている。第1冷却熱交換器(17)では、第1流路(17a)を流通する高圧の

50

冷媒が第2流路(17b)を流通する中間圧の冷媒によって冷却される。

【0109】

第2冷却熱交換器(47)は、第1流路を流通する冷媒と第2流路を流通する冷媒とを熱交換させるように構成されている。第2冷却熱交換器(47)は、例えば二重管式熱交換器により構成されている。第2冷却熱交換器(47)では、第1流路が第2液管(25)に接続され、第2流路が主注入管(30d)における第1冷却熱交換器(17)の上流に接続されている。第2冷却熱交換器(47)における熱交換では、第2液管(25)の高圧の冷媒が主注入管(30d)の中間圧の冷媒によって冷却される。

【0110】

この変形例では、冷却冷房運転中に、室内熱交換器(54)及び庫内熱交換器(64)へ供給される冷媒が第2冷却熱交換器(47)で冷却されて、室内熱交換器(54)及び庫内熱交換器(64)に分配される。そして、庫内熱交換器(64)へ分配された冷媒だけが、第1冷却熱交換器(17)でさらに冷却される。このため、冷媒の蒸発温度が低い庫内熱交換器(64)へ供給する冷媒の温度が、室内熱交換器(54)へ供給する冷媒よりも低い温度に冷却される。

10

【0111】

《その他の実施形態》

上記実施形態は、以下の変形例のように構成してもよい。

【0112】

- 第1変形例 -

第1変形例では、圧縮機構(40)が、図13に示すように、2台の圧縮機により構成されているてもよい。この場合、第3四路切換弁(33)は、冷蔵冷凍運転、第1冷却暖房運転及び第2冷却暖房運転では第1状態に設定され、冷房運転、暖房運転、冷却冷房運転及び第3冷却暖房運転では第2状態に設定される。

20

【0113】

- 第2変形例 -

第2変形例では、能力増大動作中のコントローラ(110)が、注入側中間圧が室内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)の内圧以下で且つ庫内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも高くなるように、第2室外膨張弁(67)の開度を制御するように構成されている。能力増大動作中のコントローラ(110)は、室内熱交換器(54)に対する目標過熱度を通常動作から変更しない。

30

【0114】

なお、コントローラ(110)は、室内用圧縮機(14)の吐出冷媒の温度を低下させる必要がある場合に、庫内用圧縮機(14)だけでなく室内用圧縮機(14)にも中間圧の注入冷媒が注入されるように、通常動作を行う。また、コントローラ(110)は、室内用圧縮機(14)の吐出冷媒の温度を低下させる必要がない場合には能力増大動作を行う。

30

【0115】

この第2変形例では、能力増大動作中に、注入側中間圧が庫内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)の内圧よりも低くなるので、油分離器(37)で分離された冷凍機油を室内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)へ戻すことができない。従って、図14に示すように、室内用圧縮機(14)に対しては、油分離器(37)で分離された冷凍機油を室内用圧縮機(14)の吸入側へ戻すことができるようになっている。

40

【0116】

なお、上記実施形態においても、室内用圧縮機(14)の吐出冷媒の温度を低下させる必要がなく、さらに室内用圧縮機(14)内に充分な量の冷凍機油が貯まっていると判断できる場合には、注入側中間圧を室内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)の内圧によって制約する状態を解除して、注入側中間圧が室内用圧縮機(14)の中間圧の圧縮室(73)の内圧以下になるように第2室外膨張弁(67)の開度を制御する能力増大動作を一時的に行うことが可能である。

【0117】

50

- 第 3 变形例 -

第 3 变形例では、圧縮機 (14) がスクロール圧縮機以外の圧縮機 (ロータリ式圧縮機、スイング圧縮機等) により構成されている。

【0118】

- 第 4 变形例 -

第 4 变形例では、冷凍装置 (1) が、冷凍サイクルの高圧が冷媒の臨界圧力よりも高い値に設定される超臨界サイクルを行うように構成されていてもよい。この場合、冷凍サイクルの高圧が冷媒の臨界圧力よりも低い値に設定される通常の冷凍サイクルでは凝縮器となる熱交換器が、ガスクーラとして動作する。

【0119】

なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

【産業上の利用可能性】

【0120】

以上説明したように、本発明は、2つの利用側熱交換器において冷媒の蒸発温度が互いに異なる冷凍サイクルを行う冷凍装置について有用である。

【図面の簡単な説明】

【0121】

【図 1】図 1 は、本発明の実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図 2】図 2 は、実施形態の圧縮機の流体機械の横断面図である。

【図 3】図 3 は、実施形態における冷房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 4】図 4 は、実施形態における暖房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 5】図 5 は、実施形態における冷蔵冷凍運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 6】図 6 は、実施形態における冷却冷房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 7】図 7 は、実施形態における冷却冷房運転時の別の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 8】図 8 は、実施形態における冷却冷房運転時の p - h 線図である。

【図 9】図 9 は、実施形態における第 1 冷却暖房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 10】図 10 は、実施形態における第 2 冷却暖房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 11】図 11 は、実施形態における第 3 冷却暖房運転時の冷媒の流れを表す冷媒回路図である。

【図 12】図 12 は、本発明の実施形態の変形例に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図 13】図 13 は、その他の実施形態の第 1 变形例に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図 14】図 14 は、その他の実施形態の第 2 变形例に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

【0122】

1 冷凍装置

4 冷媒回路

14a 第 1 圧縮機

14b 第 2 圧縮機

17 冷却熱交換器 (冷却手段)

15 室外熱交換器 (熱源側熱交換器)

30 インジェクション管 (インジェクション通路)

40 圧縮機構

10

20

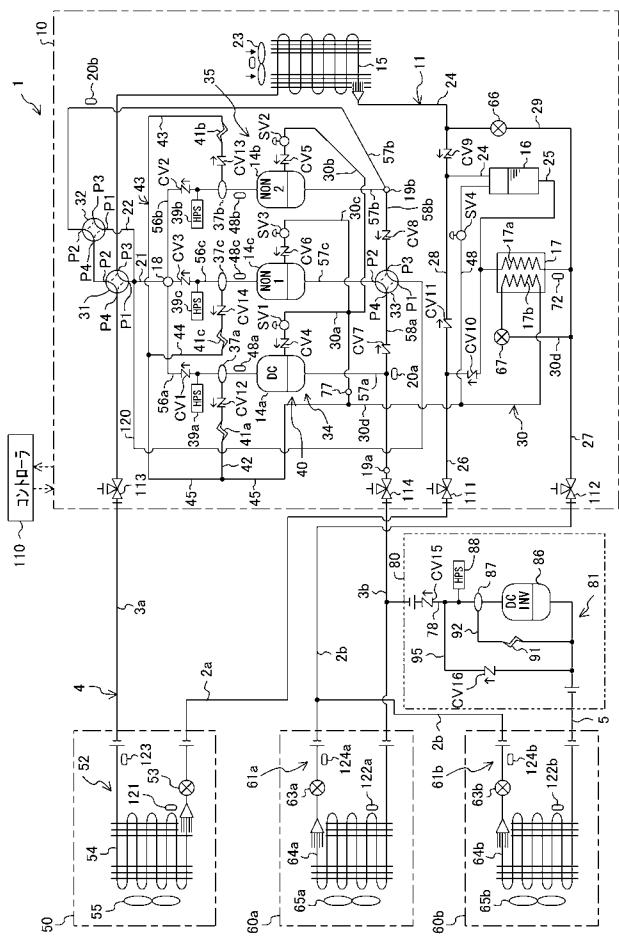
30

40

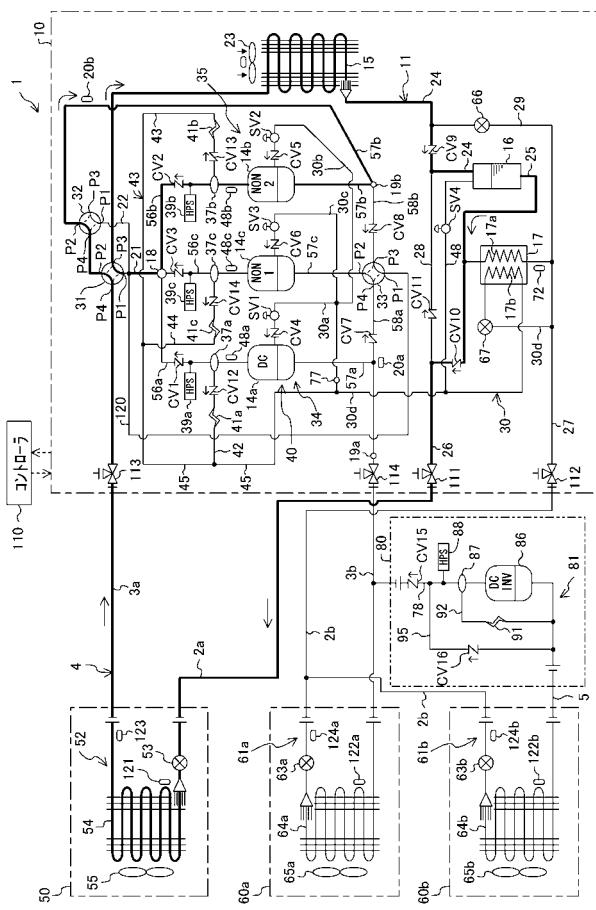
50

- 54 室内熱交換器（第2利用側熱交換器）
 64 庫内熱交換器（第1利用側熱交換器）
 67 第2庫外膨張弁（減圧手段）
 110 コントローラ（制御手段）

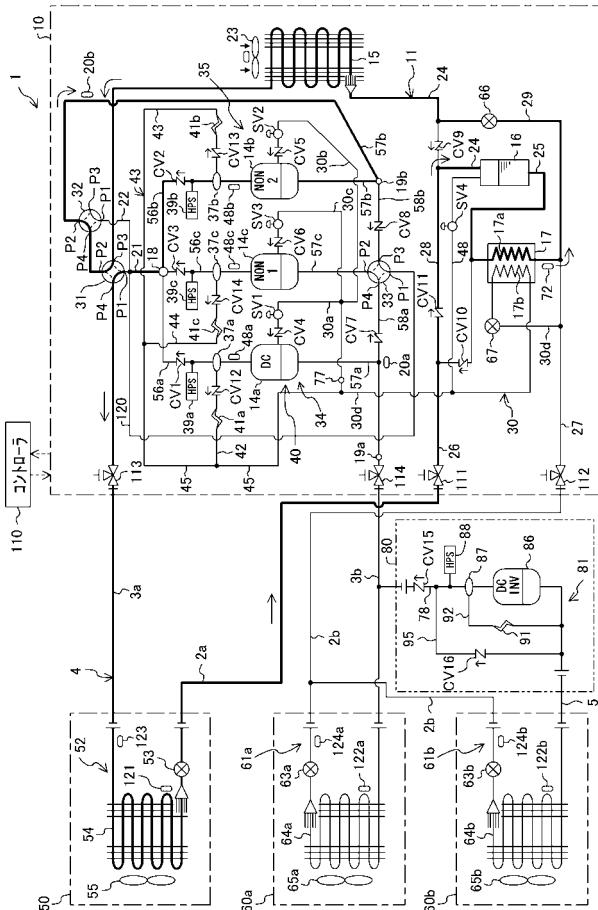
【図1】



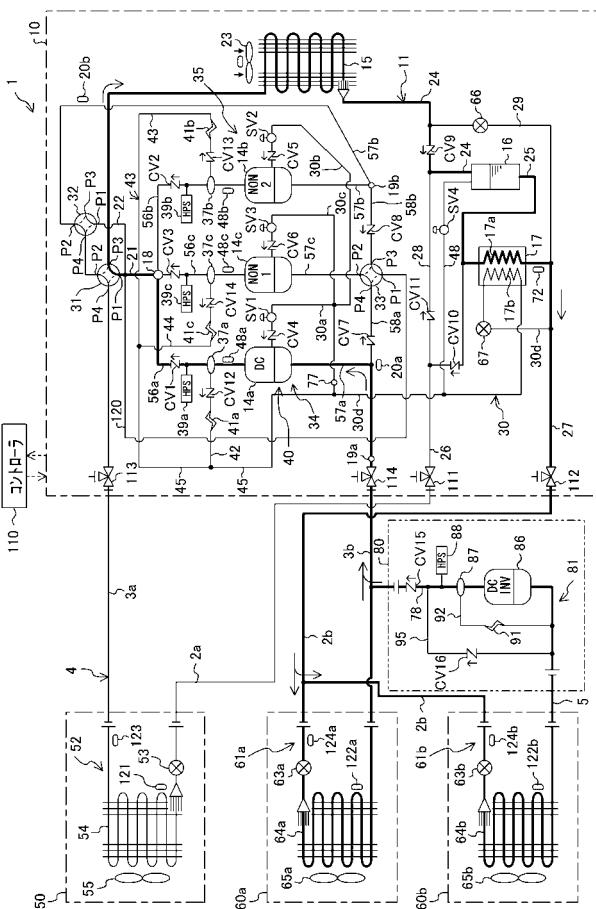
【 図 3 】



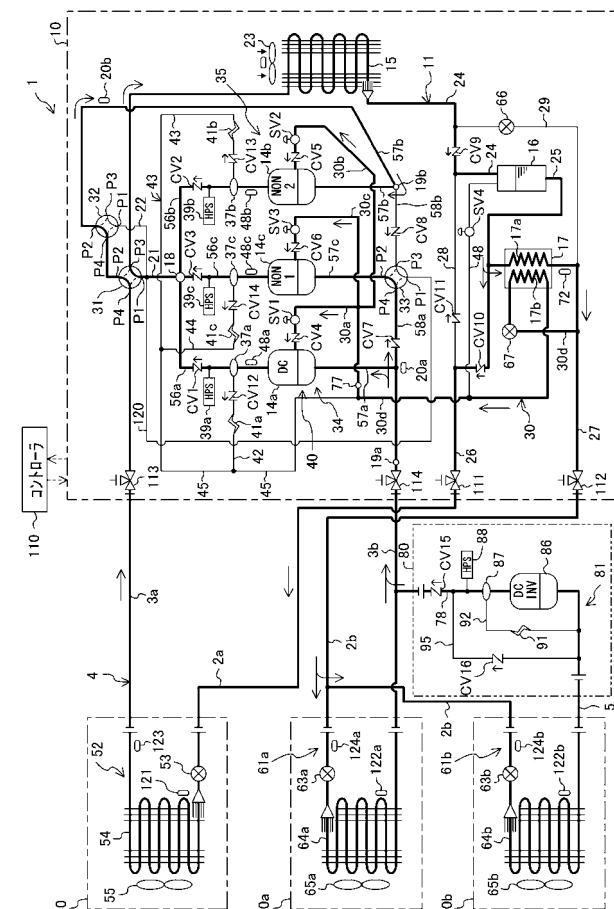
【 図 4 】



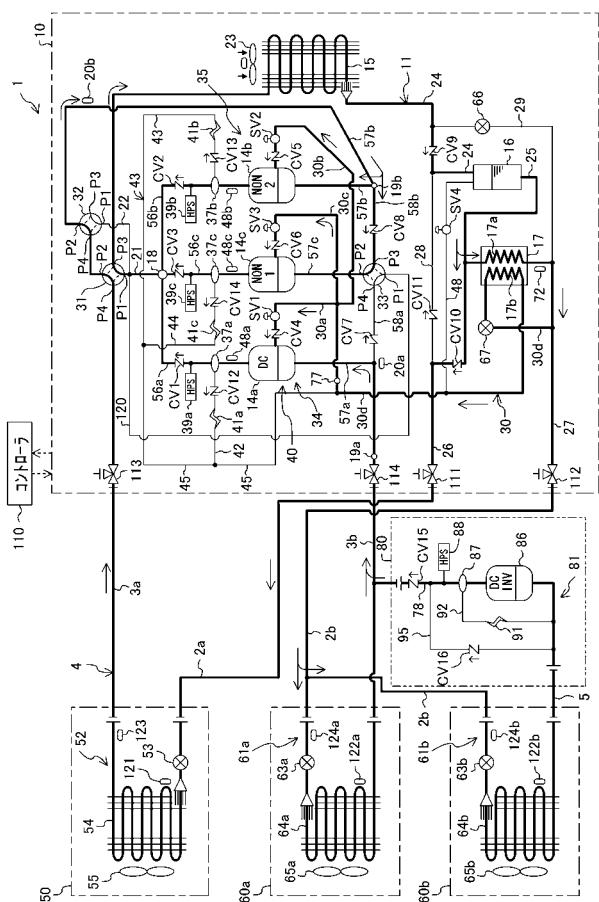
【 図 5 】



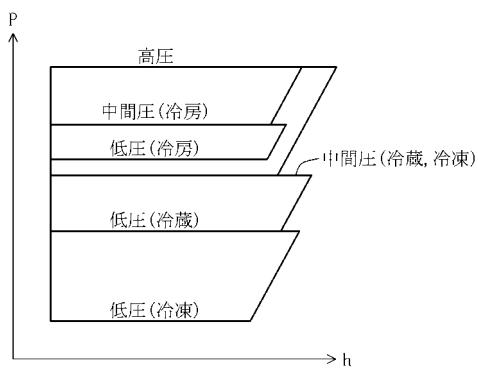
【 図 6 】



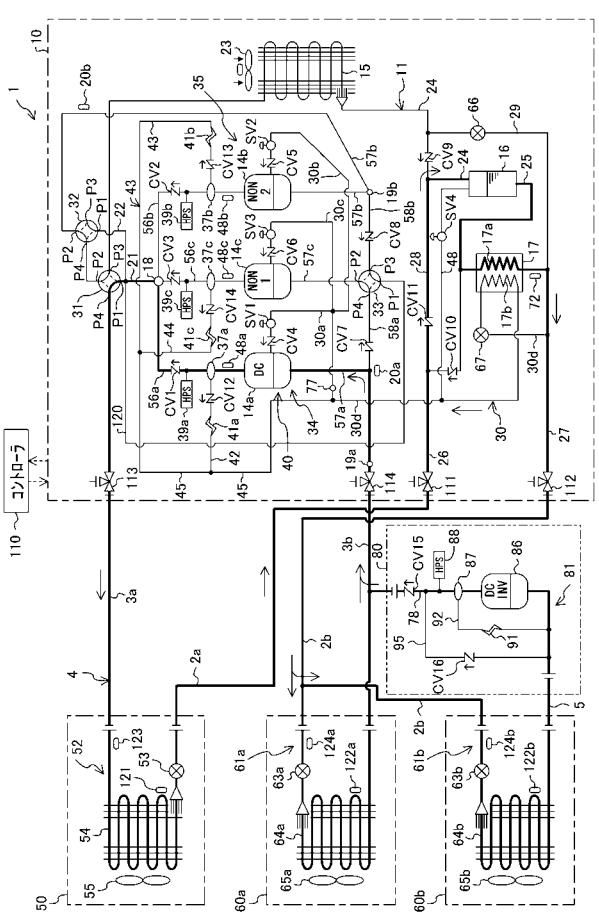
【図7】



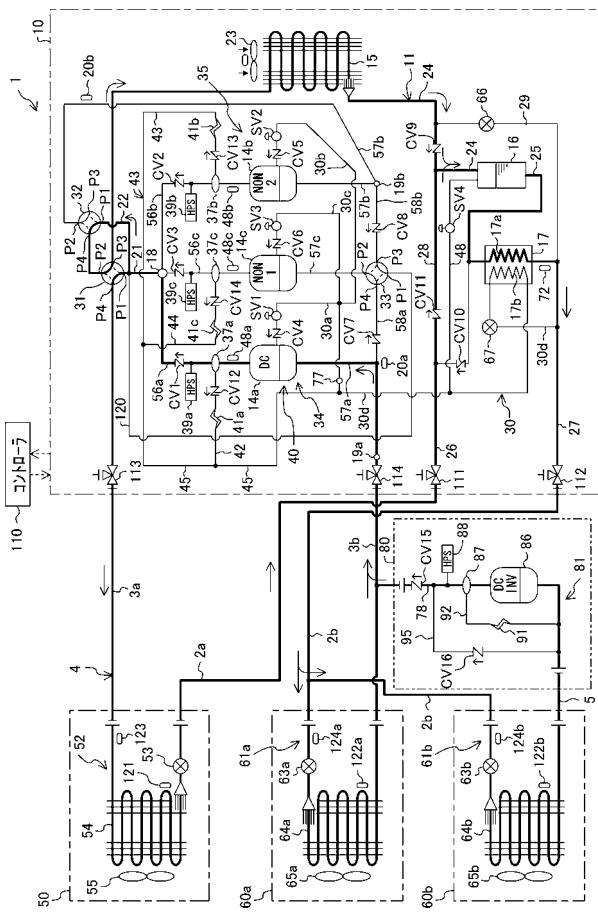
〔 四 8 〕



【 図 9 】



【 図 1 0 】



フロントページの続き

(74)代理人 100115691
弁理士 藤田 篤史

(74)代理人 100117581
弁理士 二宮 克也

(74)代理人 100117710
弁理士 原田 智雄

(74)代理人 100121728
弁理士 井関 勝守

(74)代理人 100124671
弁理士 關 啓

(74)代理人 100131060
弁理士 杉浦 靖也

(72)発明者 阪江 覚
大阪府堺市北区金岡町 1304 番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内

(72)発明者 竹上 雅章
大阪府堺市北区金岡町 1304 番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内

F ターム(参考) 3L092 AA01 BA04 FA32