(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第5149663号
(P5149663)

(45)発行日　平成25年2月20日(2013.2.20)　(24)登録日　平成24年12月7日(2012.12.7)

(51)Int.Cl.		F I		
F25B 27/00	(2006.01)	F25B	27/00	B
F25B 27/02	(2006.01)	F25B	27/02	F
F25B 1/00	(2006.01)	F25B	1/00	331E
		F25B	1/00	304G

請求項の数 3　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願2008-75775(P2008-75775)
(22)出願日　平成20年3月24日(2008.3.24)
(65)公開番号　特開2009-228997(P2009-228997A)
(43)公開日　平成21年10月8日(2009.10.8)
審査請求日　平成23年2月1日(2011.2.1)

(73)特許権者　000006781
ヤンマー株式会社
大阪府大阪市北区鶴野町１番９号
(74)代理人　100080621
弁理士　矢野　寿一郎
(72)発明者　成安　弘樹
大阪府大阪市北区大淀中５丁目１２番３９号　ヤンマーエネルギーシステム株式会社内
(72)発明者　杉森　啓二
大阪府大阪市北区大淀中５丁目１２番３９号　ヤンマーエネルギーシステム株式会社内

審査官　仲村　靖

最終頁に続く

(54)【発明の名称】エンジン駆動式ヒートポンプ

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
室外熱交換器が蒸発器として機能する場合に該室外熱交換器に対して廃熱回収器を並列接続するエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、
過冷却器を前記場合の室外熱交換器及び廃熱回収器に対して並列に接続し、
第一膨張弁を前記場合の室外熱交換器の入口部に設けて該室外熱交換器出口部の過熱度を制御目標に構成し、
第二膨張弁を前記廃熱回収器の入口部に設けて該廃熱回収器出口部の過熱度を制御目標に構成し、
第三膨張弁を前記過冷却器の入口部に設けて該過冷却器出口部の過熱度を制御目標に構成し、
圧縮機吸入経路であって前記の場合の室外熱交換器出口側経路、前記廃熱回収器出口側経路及び前記過冷却器出口側経路の合流点以後の過熱度を吸入過熱度とし、該吸入過熱度を前記第一膨張弁、前記第二膨張弁、及び前記第三膨張弁のそれぞれの前記過熱度に替えて制御目標として選択可能な構成とし、該吸入過熱度を前記第一膨張弁の制御目標として選択し、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とすることを特徴とするエンジン駆動式ヒートポンプ。
【請求項２】
請求項１記載のエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、
外気温度が所定温度より低い場合には、前記吸入過熱度を前記第二膨張弁の制御目標と

して選択し、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とすることを特徴とするエンジン駆動式ヒートポンプ。
【請求項３】
請求項１記載のエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、
暖房負荷が所定負荷より小さい場合には、前記吸入過熱度を前記第三膨張弁の制御目標として選択し、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とすることを特徴とするエンジン駆動式ヒートポンプ。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、室外熱交換器及び吸入経路に対し並列接続となる廃熱回収経路を有するエンジン駆動式ヒートポンプの暖房運転時における過熱度の制御技術に関する。
【背景技術】
【０００２】
エンジンにより駆動される圧縮機と、暖房運転時にエンジン廃熱を冷媒に回収する廃熱回収器を有するエンジン駆動式ヒートポンプは公知である。また、特許文献１は、吸入経路と連通した場合に蒸発器となる室外熱交換器及び吸入経路に対し、廃熱回収器が並列接続となる冷媒回路構成のエンジン駆動式ヒートポンプを開示している。特許文献１のエンジン駆動式ヒートポンプは、吸入経路と廃熱回収経路とが合流した後から圧縮機吸入側までの過熱度を室外熱交換膨張弁で制御している。
【特許文献１】特開２００６－２５０４３８号公報
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００３】
特許文献１のエンジン駆動式ヒートポンプは、室外熱交換器を主蒸発器として使用する前提において、室外熱交換器用膨張弁を制御している。しかし、外気温度又は暖房負荷次第では、室外熱交換器が主蒸発器では室外と室内の熱交換量の均衡が保つのが困難な場合がある。
そこで、解決しようとする課題は、外気温度又は暖房負荷によって最適な主蒸発器を選択可能とするエンジン駆動式ヒートポンプを提案する。
【課題を解決するための手段】
【０００４】
本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するための手段を説明する。
【０００５】
即ち、請求項１においては、室外熱交換器が蒸発器として機能する場合に該室外熱交換器に対して廃熱回収器を並列接続するエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、過冷却器を前記場合の室外熱交換器及び廃熱回収器に対して並列に接続し、第一膨張弁を前記場合の室外熱交換器の入口部に設けて該室外熱交換器出口部の過熱度を制御目標に構成し、第二膨張弁を前記廃熱回収器の入口部に設けて該廃熱回収器出口部の過熱度を制御目標に構成し、第三膨張弁を前記過冷却器の入口部に設けて該過冷却器出口部の過熱度を制御目標に構成し、圧縮機吸入経路であって前記の場合の室外熱交換器出口側経路、前記廃熱回収器出口側経路及び前記過冷却器出口側経路の合流点以後の過熱度を吸入過熱度とし、該吸入過熱度を前記第一膨張弁、前記第二膨張弁、及び前記第三膨張弁のそれぞれの前記過熱度に替えて制御目標として選択可能な構成とし、該吸入過熱度を前記第一膨張弁の制御目標として選択し、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とするものである。
【０００６】
請求項２においては、請求項１記載のエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、外気温度が所定温度より低い場合には、前記吸入過熱度を前記第二膨張弁の制御目標として選択し

、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とするものである。

【０００７】

請求項３においては、請求項１記載のエンジン駆動式ヒートポンプにおいて、暖房負荷が所定負荷より小さい場合には、前記吸入過熱度を前記第三膨張弁の制御目標として選択し、前記３種類の膨張弁のうち、残り２種類はそれぞれの出口部の過熱度を制御目標とするものである。

【発明の効果】

【０００８】

本発明の効果として、以下に示すような効果を奏する。

【０００９】

請求項１においては、広範な暖房能力が必要な状況では、室外熱交換器を主蒸発器として使用できるため、様々な暖房需要に対応することができる。

【００１０】

請求項２においては、外気温度が低く室外熱交換器を蒸発器として使用することが困難な状況では、エンジン廃熱と熱交換する廃熱回収器を主蒸発器として使用できるため、暖房運転の長期継続が可能となる。

【００１１】

請求項３においては、春や秋の中間期のように蒸発能力が凝縮能力に比して非常に大きい状況でも、室外熱交換器の過剰蒸発能力を過冷却器で抑制できるため暖房運転が可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１２】

次に、発明の実施の形態を説明する。

図１は本発明の実施例に係るエンジン駆動式ヒートポンプの全体的な構成を示す冷媒回路構成図、図２は同じくＥＣＵの構成を示すブロック図、図３は本実施例である暖房運転時の各膨張弁の制御目標の過熱度を示すテーブル図である。

【００１３】

まず、図１を用いて、エンジン駆動式ヒートポンプ１の構成について、簡単に説明する。

エンジン駆動式ヒートポンプ１は、１台の室外機７０と複数台の室内機７１によって構成されている。以下の実施形態では、説明を分かり易くするため、１台の室外機７０に対し１台の室内機７１が接続されているものとする。

【００１４】

次に、図１を用いて、エンジン駆動式ヒートポンプ１の冷媒回路構成について、詳細に説明する。

エンジン駆動式ヒートポンプ１は、エンジン（図示略）で駆動されて冷媒を圧縮する圧縮機２と、圧縮機２の吐出側及び吸入側の接続先を冷房運転時及び暖房運転時で切り換える四方弁３と、室外熱交換器１１と、室内熱交換器１５と、室外熱交換器１１及び室内熱交換器１５のそれぞれの液配管側を接続する経路に設けられる第一膨張弁３１と、室外熱交換器１１又は室内熱交換器１５によって凝縮された液冷媒を貯溜するレシーバ６と、を接続して構成されている。

冷房運転時は、四方弁３にて圧縮機２の吐出側が室外熱交換器１１に、圧縮機２の吸入側が室内熱交換器１５に接続され、室外熱交換器１１が凝縮器として、室内熱交換器１５が蒸発器として機能する。暖房運転時は、四方弁３にて圧縮機２の吐出側が室内熱交換器１５に、圧縮機２の吸入側が室外熱交換器１１に接続され、室内熱交換器１５が凝縮器として、室外熱交換器１１が蒸発器として機能する。第一膨張弁３１は、室外熱交換器１１が蒸発器として機能する場合の室外熱交換器１１の出口部、即ち、圧縮機２へ吸入される冷媒の過熱度を制御するための流量調整弁である。

【００１５】

吐出経路２０は、圧縮機２の吐出側と四方弁３とを接続する経路である。吐出経路２０には、ガス冷媒中に含まれる冷凍機油を分離して圧縮機２の吸入側に戻すためのオイルセパレータ８が設けられている。

【００１６】

吸入経路２１は、圧縮機２の吸入側と四方弁３とを接続する経路である。低圧圧力センサー５５及び室外熱交出口温度センサー４１は、吸入経路２１に設けられている。ここで、吸入経路２１の合流点Ｊ１には、後述する廃熱回収経路２２が合流する。吸入温度センサー４０は、合流点Ｊ１から圧縮機２の吸入側に到るまでの経路に設けられている。

【００１７】

廃熱回収経路２２は、レシーバ６の出口で室外熱交換器１１の液配管側に接続する経路と分岐して室外熱交換器１１を通過する経路とは並列に吸入経路２１へ接続する経路である。廃熱回収経路２２には、室外熱交換器１１を通過する経路との分岐点から吸入経路との合流点Ｊ１に向かって順に第二膨張弁３２、廃熱回収器１２が設けられている。廃熱回収器１２を通過する二点破線は、エンジン冷却水の流れを示している。廃熱回収経路２２の合流点Ｊ２には、後述する過冷却経路２３が合流する。廃熱回収出口温度センサー４２は、廃熱回収器１２の出口部から合流点Ｊ２までに設けられている。

【００１８】

過冷却経路２３は、レシーバ６の出口で室外熱交換器１１を通過する経路、前記廃熱回収経路２２と分岐してこれらの経路とは並列に吸入経路２１へ接続する経路である。過冷却経路２３には、室外熱交換器１１を通過する経路等との分岐点から廃熱回収経路２２との合流点Ｊ２に向かって順に第三膨張弁３３、過冷却器１３が設けられている。過冷却出口温度センサー４３は、過冷却器１３の出口部から合流点Ｊ２までに設けられている。

【００１９】

このような冷媒回路構成における暖房運転時の冷媒挙動について説明する。

暖房運転時においては、四方弁３は吸入経路２１と室外熱交換器１１を連通する（図１参照）。

圧縮機２にて圧縮され吐出される高温・高圧のガス冷媒は、四方弁３を介して室内熱交換器１５に送られ、この室内熱交換器１５で室内ファン６２により送風される室内の空気に放熱することにより凝縮されて、この凝縮熱が室内の空気中に放熱され室内の空気を温める。ここで、ガス冷媒は液冷媒となる。そして、液冷媒は、レシーバ６内に流入して、室外熱交膨張弁として機能する第一膨張弁３１に到達し、この第一膨張弁３１で急激に減圧され蒸発しやすい気液混合冷媒となって室外熱交換器１１に導かれる。この室外熱交換器１１が蒸発器となり、気液混合冷媒が室外の空気中から蒸発熱を奪ってガス冷媒となる。そして、室外熱交換器１１を経て気化したガス冷媒は、四方弁３を介して吸入経路２１を通り、圧縮機２に吸引されて圧縮された後、再び吐出される。

【００２０】

ここで、暖房運転時の廃熱回収経路２２及び過冷却経路２３の冷媒挙動について説明する。

レシーバ６から分岐された液冷媒は、廃熱回収経路２２においては、廃熱回収膨張弁として機能する第二膨張弁３２で急激に減圧され蒸発しやすい気液混合冷媒となって廃熱回収器１２に導かれる。ここで、廃熱回収器１２も蒸発器となり、気液混合冷媒はエンジン廃熱から蒸発熱を奪いガス冷媒となる。ガス冷媒は、合流点Ｊ１において吸入経路２１と合流し、圧縮機２に吸引されて圧縮された後、再び吐出される。

他方、レシーバ６から分岐された液冷媒は、過冷却経路２３においては、過冷却膨張弁として機能する第三膨張弁３３で急激に減圧され蒸発しやすい気液混合冷媒となってレシーバ６内に設けられた過冷却器１３に導かれる。この過冷却器１３も蒸発器となり、気液混合冷媒はレシーバ６内の液冷媒から蒸発熱を奪いガス冷媒となる。ガス冷媒は、合流点Ｊ２において廃熱回収経路２２と合流し、合流点Ｊ１において吸入経路２１と合流し、圧縮機２に吸引されて圧縮された後、再び吐出される。

【００２１】

次に、図２を用いて、Ｅｌｅｃｔｒｏｎｉｃ Ｃｏｎｔｒｏｌ Ｕｎｉｔ（以下ＥＣＵと称する）１０の構成について、詳細に説明する。

ＥＣＵ１０は、低圧圧力センサー５５、吸入温度センサー４０、室外熱交出口温度センサー４１、廃熱回収出口温度センサー４２、過冷却出口温度センサー４３、及び外気温度センサー４５と、並びに第一膨張弁３１、第二膨張弁３２、及び第三膨張弁３３と、を接続して構成されている。

【００２２】

次に、図１及び図２を用いて、各過熱度の制御構成について、詳細に説明する。

暖房運転時における室外熱交換器１１の出口部の過熱度である室外熱交過熱度ＳＨ１（以下、過熱度ＳＨ１）は、室外熱交出口温度センサー４１によって検出される室外熱交出口温度Ｔ１と、低圧圧力センサー５５によって検出される低圧圧力ＬＰの飽和相当温度Ｔｅ（以下、蒸発温度Ｔｅ）との温度差によって求められる。この温度差が所定範囲に収束することを制御目標として第一膨張弁３１の開度調整が行われる。

【００２３】

暖房運転時における廃熱回収器１２の出口部の過熱度である廃熱回収過熱度ＳＨ２（以下、過熱度ＳＨ２）は、廃熱回収出口温度センサー４２によって検出される廃熱回収出口温度Ｔ２と、蒸発温度Ｔｅとの温度差によって求められる。この温度差が所定範囲に収束することを制御目標として第二膨張弁３２の開度調整が行われる。

【００２４】

暖房運転時における過冷却器１３の出口部の過熱度とである過冷却過熱度ＳＨ３（以下、過熱度ＳＨ３）は、過冷却出口温度センサー４３によって検出される過冷却出口温度Ｔ３と、蒸発温度Ｔｅとの温度差によって求められる。この温度差が所定範囲に収束することを制御目標として第三膨張弁３３の開度調整が行われる。

【００２５】

合流点Ｊ１から圧縮機２の吸入側までの過熱度である吸入過熱度ＳＨ０（以下、過熱度ＳＨ０）は、吸入温度センサー４０によって検出される吸入管温度Ｔ０と、蒸発温度Ｔｅとの温度差によって求められる。

吸入過熱度ＳＨ０が圧縮機２に吸入される冷媒の最終的な過熱度で、圧縮機２の液圧縮防止のため、正の値となるように第一膨張弁３１、第二膨張弁３２、第三膨張弁３３の各開度を調整する必要がある。本発明は、後述の如く蒸発能力や凝縮能力に応じて前記３種類の膨張弁の制御目標をそれぞれの前記目標に替えて吸入過熱度ＳＨ０が所定範囲に収束することを制御目標として選択する。

なお、本実施例では、吸入過熱度ＳＨ０が５～８ｄｅｇに収束するように第一膨張弁３１、第二膨張弁３２、第三膨張弁３３の各開度を調整する。

【００２６】

また、外気温度Ｔａは、室外熱交換器１１近傍に設けられる外気温度センサー４５によって検出される。

【００２７】

次に、図３を用いて、本実施例である暖房運転時における各過熱度の制御について詳細に説明する。図３は、蒸発能力ΔＴｅ及び暖房能力ΔＴｃに応じて、第一～第三膨張弁３１～３３の制御目標の各過熱度を示している。

本実施例では、外気温度Ｔａ、或いは室内機７１の稼働台数ｎ、稼動時期や設置場所によって定まる暖房需要、すなわち、凝縮能力ΔＴｃに応じて、室外熱交換器１１、廃熱回収器１２、及び過冷却器１３のうち、どの熱交換器を主蒸発器とするかを使い分ける。

ここで、主蒸発器とは、暖房運転時において、過熱度ＳＨ０を制御目標とする膨張弁が入口側に設けられている熱交換器のことをいう。

また、本実施例では、外気温度Ｔａと蒸発温度Ｔｅとの差である蒸発能力ΔＴｅとして、過熱度を制御する膨張弁を使い分ける。

【００２８】

蒸発能力ΔＴｅが５℃以上の場合は、第一膨張弁３１の制御目標を過熱度ＳＨ１から過

熱度ＳＨ０に切り換える。一方、第二膨張弁３２の制御目標は過熱度ＳＨ２のままであり、第三膨張弁の制御目標は過熱度ＳＨ３のままである。このとき、第一膨張弁３１の開度調整が主として行われて室外熱交換器１１が主蒸発器として機能する。

このようにして、例えば広範な暖房能力が必要な状況では室外熱交換器１１を主蒸発器として使用できるため、様々な暖房需要に対応することができる。

【００２９】

蒸発能力ΔＴｅが５℃未満の場合は、第二膨張弁３２の制御目標を過熱度ＳＨ２から過熱度ＳＨ０に切り換える。一方、第一膨張弁３１の制御目標は過熱度ＳＨ１のままであり、第三膨張弁の制御目標は過熱度ＳＨ３のままである。このとき、外気と熱交換することが困難であるため、第二膨張弁３２の開度調整が主として行われる。

このようにして、外気温度Ｔａが低いため蒸発能力ΔＴｅが低く、室外熱交換器１１を蒸発器として使用することが困難な状況では、エンジン廃熱と熱交換する廃熱回収器１２を主蒸発器として使用できるため、暖房運転の長期継続が可能となる。なお、過熱度ＳＨ１を制御目標として開度調整を行う膨張弁が第一膨張弁３１と第二膨張弁３２との間で頻繁に切替ることを回避するために閾値５℃にヒステリシスαを設定しても良い。すなわち、過熱度ＳＨ０を制御目標とする膨張弁を第一膨張弁３１から第二膨張弁３２へ切り換えるときは、５－α℃とし、第二膨張弁３２から第一膨張弁３１へ切り換えるときは５＋α℃とするのである。

【００３０】

また、蒸発能力ΔＴｅが凝縮能力ΔＴｃに比して非常に大きいとき、例えば室内機７１の稼働台数ｎが所定台数以下の場合は、第三膨張弁３３の制御目標を過熱度ＳＨ３から過熱度ＳＨ０に切り換える。一方、第一膨張弁３１の制御目標は過熱度ＳＨ１のままであり、第二膨張弁の制御目標は過熱度ＳＨ２のままである。このとき、外気との熱交換だけでは過熱度ＳＨ０が大きくなり過ぎるところ、第三膨張弁３３を開度調整して過熱度ＳＨ０よりも低い過熱度ＳＨ２の冷媒が合流点Ｊ２およびＪ１を経て合流することで、過熱度ＳＨ０が所定範囲に収まるのである。

このようにして、外気との熱交換だけでは蒸発能力が過剰な場合にも、過冷却器１３で吸入過熱度の温度低下を図れるため、暖房運転の長期継続が可能となる。

【００３１】

特に、春や秋の中間期においては、外気温度Ｔａが高く、一方で複数台接続されている室内機７１のうちで稼働台数ｎが少ないため、蒸発能力ΔＴｅに比して凝縮能力ΔＴｃが非常に小さくなる状況が考えられる。このような場合に第三膨張弁３３の制御目標を過熱度ＳＨ０として過冷却器１３を通過する冷媒で吸入過熱度の温度低下を図るのである。

このようにして、蒸発能力ΔＴｅが凝縮能力ΔＴｃに比して非常に大きい状況でも、室外熱交換器１１の過剰蒸発能力を過冷却器１３で抑制できるため、暖房運転が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【００３２】

【図１】本発明の実施例に係るエンジン駆動式ヒートポンプの全体的な構成を示す冷媒回路構成図。

【図２】同じくＥＣＵの構成を示すブロック図。

【図３】本実施例である暖房運転時の各膨張弁の制御目標の過熱度を示すテーブル図。

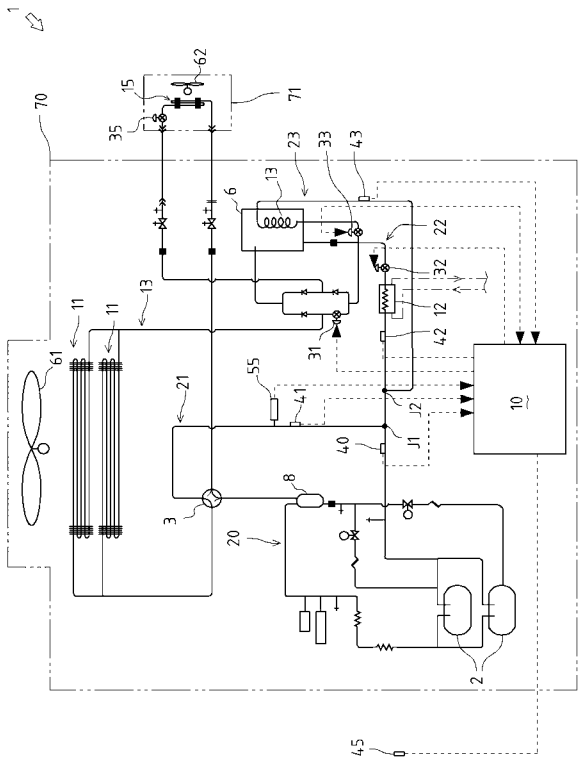
【符号の説明】

【００３３】

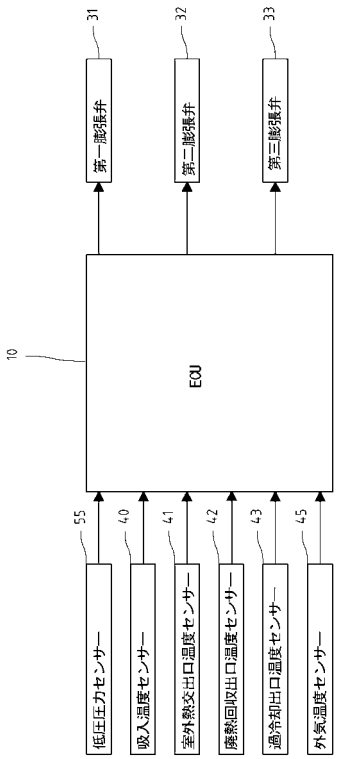
１　エンジン駆動式ヒートポンプ
２　圧縮機
３　四方弁
６　レシーバ
１０　Ｅｌｅｃｔｒｏｎｉｃ　Ｃｏｎｔｒｏｌ　Ｕｎｉｔ（ＥＣＵ）
１１　室外熱交換器

１２　廃熱回収器
１３　過冷却器
２１　吸入経路
２２　廃熱回収経路
２３　過冷却経路
３１　第一膨張弁
３２　第二膨張弁
３３　第三膨張弁
４０　吸入温度センサー
４１　室外熱交出口温度センサー
４２　廃熱回収出口温度センサー
４３　過冷却出口温度センサー
５５　低圧圧力センサー
ＳＨ０　吸入過熱度
ＳＨ１　室外熱交過熱度
ＳＨ２　廃熱回収過熱度
ＳＨ３　過冷却過熱度
Ｔｅ　蒸発温度

【図１】



【図２】



【図３】

蒸発能力ΔTe及び凝縮能力ΔTc (室内機運転台数n)	第一膨張弁31	第二膨張弁32	第三膨張弁33
ΔTe≧5	吸入過熱度SH0	廃熱回収過熱度SH2	過冷却過熱度SH3
ΔTe＜5	室外熱交過熱度SH1	吸入過熱度SH0	過冷却過熱度SH3
ΔTe≧5　かつ　n≦na	室外熱交過熱度SH1	廃熱回収過熱度SH2	吸入過熱度SH0

フロントページの続き

(56)参考文献 特開２００６－２５０４３８（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－３５２５８（ＪＰ，Ａ）
特開２００８－３９２９９（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－３３１１７７（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－１１６９３１（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－１１６９３０（ＪＰ，Ａ）
特開２００３－３５４６７（ＪＰ，Ａ）
特開平１０－１７００９５（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ２５Ｂ　２７／００
Ｆ２５Ｂ　１／００
Ｆ２５Ｂ　２７／０２