

明 細 書

冷凍装置

技術分野

本発明は、冷凍装置に関し、特に、直動式電動膨張弁を備えた冷凍装置に係るものである。

背景技術

従来より、空気調和装置を含む各種の冷凍装置には、特開平 8-189735 号公報に開示されているように、圧縮機と四路切換弁と室外熱交換器と膨張弁と室内熱交換器が順に接続されてなる冷媒回路を備えているものがある。そして、上記膨張弁には、直動式電動膨張弁が適用されている。

－解決課題－

上述した冷凍装置における直動式電動膨張弁は、従来、単に冷凍装置の運転能力、つまり、馬力に対応して所定の定格トルクを有するものを経験的に選定しているに過ぎなかった。又は、塩素を有しない冷媒で発生するスラッジが電動膨張弁の駆動部に付着して駆動が阻害される現象を考慮せず、スラッジのない状態で所要のトルクを決定し、そのトルクを有する電動膨張弁を取り付けるようにしているに過ぎなかった。

しかしながら、これでは、スラッジが発生するような運転条件下では確実に開閉駆動しない事態が生ずる可能性があるという問題があった。

また、逆に安全をみて所定のトルクを大きく設定し過ぎると、電動膨張弁の開閉には何ら問題は生じないものの、必要以上に容量の大きい電動膨張弁を取り付けることになり、無駄が多いという問題があった。

本発明は、斯かる点に鑑みて成されたもので、全く新たな直動式電動膨張弁の選定手段を提供することを目的とするものである。

発明の開示

－発明の概要－

本発明は、摩擦係数をパラメータとして直動式電動膨張弁を設定するものである。つまり、本願発明者は、従来、直動式電動膨張弁を駆動させる条件を詳細に検討した結果、ネジ部の摩擦が駆動条件によって大きく変化する点を見出し、この点を鋭意研究した結果、冷媒温度によってスラッジの付着が異なり、摩擦係数が変化することを見出した。このことから、定格トルクにおけるネジ面の摩擦係数（本願における定格トルク相当摩擦係数E）により直動式電動膨張弁を設定するようにしたものである。

－解決手段－

具体的に、本発明が講じた第1の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機（121）を備えると共に、直動式電動膨張弁（Z）を備え、熱源側熱交換器（123）と利用側熱交換器（131）とが一对一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁（Z）の定格トルク相当摩擦係数Eが0.31以上で且つ0.62未満に設定されている。

第2の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機（121）を備えると共に、直動式電動膨張弁（Z）を備え、熱源側熱交換器（123）と利用側熱交換器（131）とが一对一に構成された冷凍装置であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁（Z）の定格トルク相当摩擦係数Eが0.34以上で且つ0.68未満に設定されている。

第3の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機（121）を備えると共に、直動式電動膨張弁（Z）を備え、熱源側熱交換器（123）と利用側熱交換器（131）とが一对一に構成された冷凍装置であって、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁（Z）の定格トルク相当摩擦係数Eが0.37以上で且つ0.74未満に設定されている。

第4の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機（121）を備えると共に、直動式電動膨張弁（Z）を備え、熱源側熱交換器（123）と利用側熱交換器（131）とが一对一に構成された冷凍装置であって、R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁（Z）の定格トルク相当摩擦係数Eが0.37以上で且つ0.74未満に設定されている。

第5の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.37以上で且つ0.74未満に設定されている。

第6の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.62以上で且つ0.93未満に設定されている。

第7の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.68以上で且つ1.02未満に設定されている。

第8の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.74以上で且つ1.11未満に設定されている。

第9の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.74以上で且つ1.11未満に設定されている。

第10の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.74以上で且つ1.11未満に設定

されている。

第11の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.93以上に設定されている。

第12の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが1.02以上に設定されている。

第13の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが1.11以上に設定されている。

第14の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが1.11以上に設定されている。

第15の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが1.11以上に設定されている。

第16の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.33以上で且つ0.66未満に設定されている。

第17の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.40以上で且つ0.80未満に設定されている。

第18の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.47以上で且つ0.94未満に設定されている。

第19の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.47以上で且つ0.94未満に設定されている。

第20の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.47以上で且つ0.94未満に設定されている。

第21の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.66以上で且つ0.99未満に設定されている。

第22の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上

の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.80 以上で且つ 1.20 未満に設定されている。

第 23 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R 32 単体又は R 32 が 50 wt % を越える R 32 リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.94 以上で且つ 1.41 未満に設定されている。

第 24 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R 32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 22 に対して 10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.94 以上で且つ 1.41 未満に設定されている。

第 25 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.94 以上で且つ 1.41 未満に設定されている。

第 26 の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.99 以上に設定されている。

第 27 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、吐出温度が R 22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.20 以上に設定されている。

第 28 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動

膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている。

第 2 9 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0 °C 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている。

第 3 0 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、H F C を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている。

第 3 1 の解決手段は、蒸気圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置であって、直動式電動膨張弁 (Z) が定格トルク相当摩擦係数 E に基づいて設定されている。

第 3 2 の解決手段は、圧縮機 (121) と熱源側熱交換器 (123) と直動式電動膨張弁 (Z) と利用側熱交換器 (131) を備えた冷凍装置であって、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0. 3 1 以上に設定されている。

第 3 3 の解決手段は、第 1, 第 2, 第 6, 第 7, 第 1 1, 第 1 2, 第 1 6, 第 1 7, 第 2 1, 第 2 2, 第 2 6, 第 2 7, 第 3 1 及び第 3 2 の解決手段において、冷媒を R 1 3 4 a としている。

第 3 4 の解決手段は、第 1, 第 2, 第 6, 第 7, 第 1 1, 第 1 2, 第 1 6, 第 1 7, 第 2 1, 第 2 2, 第 2 6, 第 2 7, 第 3 1 及び第 3 2 の解決手段において、冷媒を R 4 0 7 C としている。

第 3 5 の解決手段は、第 1, 第 2, 第 6, 第 7, 第 1 1, 第 1 2, 第 1 6, 第 1 7, 第 2 1, 第 2 2, 第 2 6, 第 2 7, 第 3 1 及び第 3 2 の解決手段において、冷媒を R 4 1 0 A としている。

第 3 6 の解決手段は、第 1, 第 2, 第 6, 第 7, 第 1 1, 第 1 2, 第 1 6, 第 1 7,

第21、第22、第26、第27、第31及び第32の解決手段において、冷媒をR404A又はR507Aとしている。

第37の解決手段は、第4、第9、第14、第19、第24、第29、第31及び第32の解決手段において、冷媒を、R32/125 (R32が70%以上)、R32/134a (R32が50%以上)、R32/プロパン (R32が80%以上)、R32/ブタン (R32が80%以上) 及びR32/イソブタン (R32が80%以上) の何れかとしている。

第38の解決手段は、第11～第32の解決手段において、既設配管を利用している。

第39の解決手段は、第1～第32の解決手段において、ポリビニルエーテルを基油とする冷凍機油を備えている。

第40の解決手段は、第1～第32の解決手段において、ポリオールエステルを基油とする冷凍機油を備えている。

第41の解決手段は、第1～第32の解決手段において、炭酸エステルを基油とする冷凍機油を備えている。

第42の解決手段は、第1～第32の解決手段において、アルキルベンゼンを基油とする冷凍機油を備えている。

第43の解決手段は、第1～第32の解決手段において、鉱油を基油とする冷凍機油を備えている。

第44の解決手段は、第1～第32の解決手段において、ポリビニルエーテル、ポリオールエステル又は炭酸エステルを基油とし、アルキルベンゼン又は鉱油を混合した冷凍機油を備えている。

第45の解決手段は、第39～第44の解決手段において、冷凍機油中の極圧添加剤濃度が0.3以上で且つ1% wt以下 (冷凍機油重量比) である。

第46の解決手段は、第1～第32の解決手段において、圧縮機(121)がスイング型圧縮機である。

第47の解決手段は、第1～第32の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)は、ニードル(2)と該ニードル(2)の嵌挿孔(16)と該嵌挿孔(16)の一端に臨み且つニードル(2)によって流路面積が調整される冷媒流路(9)とを有する弁本体

(1) と、上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、上記嵌挿孔 (16) とニードル (2) との間に形成される嵌挿間隙 (17) を通って冷媒流路 (9) から内部空間 (30) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (P) とを備えている。

第 48 の解決手段は、第 1 ～ 第 32 の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) は、ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、上記電動手段 (X) が嵌挿孔 (16) の外側で噛合し且つ嵌挿孔 (16) の軸方向に延びるネジ部を有し、上記嵌挿孔 (16) の他端側で該嵌挿孔 (16) に連通する噛合隙間 (23) と、上記冷媒流路 (9) から嵌挿孔 (16) を介して噛合隙間 (23) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (Q) とを備えている。

第 49 の解決手段は、第 1 ～ 第 32 の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) は、ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、上記電動手段 (X) の外周面と上記ケース (3) の内周面との間に形成される外周隙間 (21) と、該外周隙間 (21) を介して上記内部空間 (30) における電動手段 (X) の一方側に位置する第 1 空間部 (31) と他方側に位置する第 2 空間部 (32) との間を流れる冷媒流量を低下させる流量低下手段 (R) とを備えている。

第 50 の解決手段は、第 1 ～ 第 32 の解決手段において、R 32 単体又は R 32 が 50 wt % を越える R 32 リッチ混合冷媒が用いられる一方、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) がフェライト磁石である。

第 51 の解決手段は、第 1 ～ 第 32 の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z)

の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が希土類磁石である。

第52の解決手段は、第1～第32の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) は、減磁温度が130℃以上の希土類磁石である。

第53の解決手段は、第1～第32の解決手段において、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) は、減磁温度が130℃以上の希土類磁石である。

第54の解決手段は、第1～第32の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が、異方性磁性材料で形成されている。

第55の解決手段は、第1～第32の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されている。

第56の解決手段は、第1～第32の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されている。

第57の解決手段は、第1～第32の解決手段において、2つの直動式電動膨張弁 (Z) が直列に配置されている冷媒回路 (110) を備えている。

第58の解決手段は、第1～第32の解決手段において、1つの直動式電動膨張弁 (Z) が配置されている冷媒回路 (110) を備えている。

第59の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.31以上で且つ0.62未満に設定されている。

第60の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.34以上で且つ0.68未満に設定されている。

第61の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式

電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.62 以上で且つ 0.93 未満に設定されている。

第 62 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.68 以上で且つ 1.02 未満に設定されている。

第 63 の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.93 以上に設定されている。

第 64 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.02 以上に設定されている。

第 65 の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.33 以上で且つ 0.66 未満に設定されている。

第 66 の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.40 以上で且つ 0.80 未満に設定されている。

第 67 の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.66 以上で且

つ0.99未満に設定されている。

第68の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.80以上で且つ1.20未満に設定されている。

第69の解決手段は、低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.99以上に設定されている。

第70の解決手段は、高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが1.20以上に設定されている。

第71の解決手段は、第59～第70の解決手段において、既設配管を利用している。

第72の解決手段は、第59～第70の解決手段において、アルキルベンゼンを基油とする冷凍機油を備えている。

第73の解決手段は、第59～第70の解決手段において、鉱油を基油とする冷凍機油を備えている。

第74の解決手段は、第72又は第73の解決手段において、冷凍機油中の極圧添加剤濃度が0.3以上で且つ1%wt以下(冷凍機油重量比)である。

第75の解決手段は、第59～第70の解決手段において、圧縮機(121)がスイング型圧縮機である。

第76の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)は、ニードル(2)と該ニードル(2)の嵌挿孔(16)と該嵌挿孔(16)の一端に臨み且つニードル(2)によって流路面積が調整される冷媒流路(9)とを有する弁本体(1)と、上記嵌挿孔(16)の他端側を内部空間(30)に内包せしめる状態で弁本体

(1)に取り付けられ、該内部空間(30)内にニードル(2)を駆動する電動手段(X)の少なくとも一部が内装されたケース(3)と、上記嵌挿孔(16)とニードル(2)との間に形成される嵌挿間隙(17)を通して冷媒流路(9)から内部空間(30)に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段(P)とを備えている。

第77の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)は、ニードル(2)と該ニードル(2)の嵌挿孔(16)と該嵌挿孔(16)の一端に臨み且つニードル(2)によって流路面積が調整される冷媒流路(9)とを有する弁本体(1)と、上記嵌挿孔(16)の他端側を内部空間(30)に内包せしめる状態で弁本体(1)に取り付けられ、該内部空間(30)内にニードル(2)を駆動する電動手段(X)の少なくとも一部が内装されたケース(3)と、上記電動手段(X)が嵌挿孔(16)の外側で噛合し且つ嵌挿孔(16)の軸方向に延びるネジ部を有し、上記嵌挿孔(16)の他端側で該嵌挿孔(16)に連通する噛合隙間(23)と、上記冷媒流路(9)から嵌挿孔(16)を介して噛合隙間(23)に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段(Q)とを備えている。

第78の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)は、ニードル(2)と該ニードル(2)の嵌挿孔(16)と該嵌挿孔(16)の一端に臨み且つニードル(2)によって流路面積が調整される冷媒流路(9)とを有する弁本体(1)と、上記嵌挿孔(16)の他端側を内部空間(30)に内包せしめる状態で弁本体(1)に取り付けられ、該内部空間(30)内にニードル(2)を駆動する電動手段(X)の少なくとも一部が内装されたケース(3)と、上記電動手段(X)の外周面と上記ケース(3)の内周面との間に形成される外周隙間(21)と、該外周隙間(21)を介して上記内部空間(30)における電動手段(X)の一方側に位置する第1空間部(31)と他方側に位置する第2空間部(32)との間を流れる冷媒流量を低下させる流量低下手段(R)とを備えている。

第79の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)がフェライト磁石である。

第80の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)が希土類磁石である。

第81の解決手段は、第59～第70の解決手段において、直動式電動膨張弁

(Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が、異方性磁性材料で形成されている。

第 8 2 の解決手段は、第 5 9 ～ 第 7 0 の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されている。

第 8 3 の解決手段は、第 5 9 ～ 第 7 0 の解決手段において、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されている。

第 8 4 の解決手段は、第 5 9 ～ 第 7 0 の解決手段において、2 つの直動式電動膨張弁 (Z) が直列に配置されている冷媒回路 (110) を備えている。

第 8 5 の解決手段は、第 5 9 ～ 第 7 0 の解決手段において、1 つの直動式電動膨張弁 (Z) が配置されている冷媒回路 (110) を備えている。

— 発明の効果 —

したがって、本発明によれば、直動式電動膨張弁 (Z) の詰りを冷媒種類などに拘わりなく容易に解決することができる。

つまり、本願発明は、全く新たな直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) 及びネジ部の設計手法であるので、無駄なく確実な駆動を実現させる直動式電動膨張弁 (Z) を取り付けることができる。

特に、H F C 冷媒を用いた場合、直動式電動膨張弁 (Z) の詰りを、冷媒種類、使用温度、空調機容量及びベア・マルチのそれぞれの態様において、容易に解決することができる。

また、R 4 0 7 C、R 4 1 0 A 及び R 1 3 4 a など、現在使用されている冷媒を用いる場合、直動式電動膨張弁 (Z) の設計を極めて容易に行うことができる。特に、R 3 2 などの他の冷媒を用いる場合においても直動式電動膨張弁 (Z) の設計を極めて容易に行うことができる。

また、冷凍機油の温度が高い程、詰り物質の発生量が多くなり、詰りの度合いが大きくなることを量的に把握することができる。この結果、その温度に応じた直動式電動膨張弁 (Z) の設計を行うことができる。したがって、吐出温度が高く、冷凍機油温度も高くなる R 3 2 単体冷媒や、R 3 2 を多く含む混合冷媒における膨張弁詰りの問題を確実に解決することができる。さらに、吐出温度が高くなる低温用冷凍装置においても直動式電動膨張弁 (Z) の設計を極めて容易に行うことができる。

また、R32を多く含む混合冷媒においては、R32が50 wt %を超えると、吐出温度が高くなって来る。例えば、R32/125 (R32が70%以上)、R32/134a (R32が50%以上)、R32/プロパン (R32が80%以上)、R32/ブタン (R32が80%以上) 及びR32/イソブタン (R32が80%以上) では、吐出温度がR22に対して10℃以上高くなる。係る冷媒においても最適な直動式電動膨張弁(Z)の設計を極めて容易に行うことができる。

また、逆に温度の低い冷媒の場合にも適正な直動式電動膨張弁(Z)の設計が可能であることから、直動式電動膨張弁(Z)の信頼性を重視する余りに生じる過剰設計を防止できる。

また、既設配管を利用する場合、従来、配管の中に残留している鉱油や不純物を除去するため、配管洗浄が必要であった。しかし、本波に発明によれば、適正な直動式電動膨張弁(Z)の設計を行うことができるので、配管洗浄を行うことなく、既設配管が利用できる。この結果、大幅に施工工事費用を削減することができると共に、工事期間を短縮することができる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施形態を示す冷媒回路図である。

図2は、本発明の電動膨張弁の要部を示す断面図図である。

図3は、油温に対する摩擦係数の特性図である。

図4は、油温に対する摩擦係数の他の特性図である。

図5は、トルク測定装置の概略図である。

図6は、他の電動膨張弁の要部を示す断面図図である。

図7は、さらに他の電動膨張弁の要部を示す断面図図である。

発明を実施するための最良の形態

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。

図1に示すように、本実施形態の冷凍装置(100)は、いわゆるセパレートタイプに構成された冷凍装置(100)である。該冷凍装置(100)は、一台の熱源側ユニットである室外ユニット(120)に対して一台の利用側ユニットである室内ユニット

(130) が接続されて成る冷媒回路 (110) を備えている。

上記室外ユニット (120) には、インバータにより運転周波数が可変に調節されるスイング型圧縮機 (121) と、冷房運転サイクル時には図中実線の如く、暖房運転サイクル時には図中破線の如く切換わる四路切換弁 (122) と、冷房運転時に凝縮器として、暖房運転時に蒸発器として機能する熱源側熱交換器である室外熱交換器 (123) と、冷媒を減圧するための膨脹機構を構成する直動式電動膨張弁 (Z) とが設けられている。

一方、上記室内ユニット (130) には、冷房運転時に蒸発器として、暖房運転時に凝縮器として機能する利用側熱交換器である室内熱交換器 (131) が設けられている。

つまり、上記室外熱交換器 (123) と室内熱交換器 (131) とは一對一に構成されている。

また、上記室外熱交換器 (123) には室外ファン (120F) が設けられる一方、上記室内熱交換器 (131) には室内ファン (130F) が設けられている。

そして、上記圧縮機 (121) と四路切換弁 (122) と室外熱交換器 (123) と直動式電動膨張弁 (Z) と室内熱交換器 (131) とが順に冷媒配管 (140) によって接続され、上記冷媒循環回路 (111) は、冷媒の循環により熱移動を生ぜしめるように冷房運転サイクルと暖房運転サイクルとに四路切換弁 (122) の切換えによって可逆運転可能な閉回路に構成されている。

次に、上記直動式電動膨張弁 (Z) の構造について説明する。

図 2 に示すように、上記直動式電動膨張弁 (Z) は、弁本体 (1) とはニードル (2) とケース (3) とを備えている。上記弁本体 (1) は、その軸方向の一端側に位置する大径の流路形成部 (1a) と、他端側に位置する小径のネジ形成部 (1c) と、これら両者の中間に位置する中径の肩部 (1b) とを有する異径体に構成されている。上記肩部 (1b) とネジ形成部 (1c) とは、上記ケース (3) の一方の端面に形成した開口 (33) を通してケース (3) の内部空間 (30) に挿入されている。この状態において、上記弁本体 (1) がケース (3) と一体化されている。

上記弁本体 (1) の流路形成部 (1a) には、冷媒流路 (9) が設けられている。該冷媒流路 (9) は、略直交する冷媒導入部 (11) と冷媒導出部 (12) とからなり、該冷媒導入部 (11) の口縁部には弁座部 (15) が形成されている。この冷媒導入部 (11)

には冷媒導入管 (13) が、冷媒導出部 (12) には冷媒導出管 (14) がそれぞれ接続されている。

また、上記弁本体 (1) の流路形成部 (1a) の冷媒流路 (9) 部分から上記ネジ形成部 (1c) の端部に至る部分には、所定径のニードル嵌挿孔 (16) が形成されている。該ニードル嵌挿孔 (16) の一端は上記冷媒流路 (9) に開口し、他端は上記ネジ形成部 (1c) の端面に開口している。

上記ニードル嵌挿孔 (16) には、一端を弁頭部 (20) としたニードル (2) が摺動自在に挿入されている。該ニードル (2) は、軸方向に移動して上記弁頭部 (20) と弁座部 (15) との間の通路面積を増減する。この増減により上記冷媒導入管 (13) から冷媒導出管 (14) 側に流れる冷媒の流量制御が行われる。さらに、上記弁頭部 (20) が上記弁座部 (15) に着座して全閉となり、冷媒の流通が阻止される。

上記ニードル (2) は、弁頭部 (20) 側に位置する大径の摺動軸部 (2a) と、小径の支持軸部 (2b) とを有する段付き軸体で構成されている。上記摺動軸部 (2a) がニードル嵌挿孔 (16) によって摺動自在に支持されて摺動軸部 (2a) の軸心位置の保持が行われている。この場合、上記ニードル嵌挿孔 (16) の内周面と上記ニードル (2) の摺動軸部 (2a) との間には微小なニードル嵌挿隙間 (17) が形成されている。上記ニードル嵌挿孔 (16) の内周面と上記支持軸部 (2b) との間には、上記ニードル嵌挿隙間 (17) よりも隙間寸法の大きい内周隙間 (22) が形成されている。

上記弁本体 (1) のネジ形成部 (1c) の外周面にはオネジが形成されている。このネジ形成部 (1c) の径方向には、上記ニードル (2) を軸方向に駆動させる駆動モータ (X) の一部を構成するロータ部 (10) が配置されている。尚、上記駆動モータ (X) は、いわゆる「ステッピングモータ」で構成され、上記ロータ部 (10) と、上記ケース (3) の外周側に配置された電磁石 (5) とを備えている。

上記ロータ部 (10) は、ネジ形成部材 (7) とスペーサ (6) とを備えている。該ネジ形成部材 (7) は、有底の筒状に形成されている。該ネジ形成部材 (7) の周壁部 (7a) の内周面には、上記弁本体 (1) のネジ形成部 (1c) に設けたオネジに噛合するメネジが形成されている。上記スペーサ (6) は、両鏝付きの筒状に形成されている。該スペーサ (6) の外周側には、永久磁石 (4) が保持され、上記スペーサ (6) の内周側には、上記ネジ形成部材 (7) の周壁部 (7a) が無理嵌め嵌着されている。

上記ロータ部 (10) は、上記弁本体 (1) のネジ形成部 (1c) に対してその上方側 (端部側) から上記ネジ形成部材 (7) を螺入させることによって該弁本体 (1) に取り付けられている。したがって、上記ロータ部 (10) は、上記電磁石 (5) の通電量 (パルス値) に対応して一体的に回転し、上記弁本体 (1) のネジ形成部 (1c) に対して軸方向へ相対移動する。

このロータ部 (10) の軸方向移動を利用して上記ニードル (2) が開閉方向 (即ち、軸方向) へ移動するように、該ロータ部 (10) にニードル (2) が連結されている。即ち、上記ニードル (2) の上端側は、上記ネジ形成部材 (7) の端面部 (7b) を貫通して上方へ突出し、その突出端に止着部材 (34) が設けられてニードル (2) の下方への抜け止めが行われている。さらに、上記ネジ形成部材 (7) の端面部 (7b) の下面と上記ニードル (2) の摺動軸部 (2a) と支持軸部 (2b) の段差部との間には、圧縮バネ (35) が設けられている。上記ロータ部 (10) は、このバネ (35) によって上記止着部材 (34) がネジ形成部材 (7) の端面部 (7b) に当接させる方向に常時付勢されている。

したがって、上記ニードル (2) は、弁頭部 (20) が弁座部 (15) に着座するまでの範囲において、ロータ部 (10) の軸方向移動と一体的に移動して流路面積の増減を行う。しかし、上記弁頭部 (20) が上記弁座部 (15) に着座した後、即ち、上記ニードル (2) のそれ以上の下動が規制された状態においては、上記ロータ部 (10) がバネ (35) を縮小させながらさらに所定寸法だけ下動し、バネ (35) の付勢力によって上記ニードル (2) の閉弁状態を保持する。この場合には、上記止着部材 (34) と上記ネジ形成部材 (7) の端面部 (7b) との間には所定の隙間が生じる。

また、上記ロータ部 (10) は、上記永久磁石 (4) と上記電磁石 (5) との間における磁力効果を適正に保持すべく、該永久磁石 (4) とその外側に位置するケース (3) の内周面との間隔が微小 (例えば、0.2 mm 程度) に設定されている。したがって、上記ケース (3) の内部空間 (30) は、上記ロータ部 (10) によってその下側に位置する第 1 空間部 (31) と上側に位置する第 2 空間部 (32) とに区画されている。これら両空間部 (31, 32) は、上記永久磁石 (4) の外周面と上記ケース (3) の内周面との間に形成される外周隙間 (21) を介して連通している。

この直動式電動膨張弁 (Z) においては、圧縮機 (121) の駆動によって直動式電

動膨張弁 (Z) の上流側の冷媒圧力が上昇すると、この冷媒圧力の上昇を受けて、該直動式電動膨張弁 (Z) の内部において差圧が生じる。この結果、冷媒の一部が上記冷媒流路 (9) から上記ニードル嵌挿隙間 (17) を通って上記ケース (3) の内部空間 (30) 側に流れ込む。すなわち、上記ニードル嵌挿隙間 (17) に流入する冷媒は、該ニードル嵌挿隙間 (17) を上昇し、さらに該ニードル嵌挿隙間 (17) からニードル (2) の他端寄り部分と上記弁本体 (1) のニードル嵌挿孔 (16) との間に形成される内周隙間 (22) を通って上昇する。その後、上記冷媒は、反転し、弁本体 (1) のネジ形成部 (1c) とこれに螺合された上記ネジ形成部材 (7) との間の噛合部隙間 (23) を通って流下し、上記第 1 空間部 (31) に至る。この第 1 空間部 (31) に流入した冷媒は、さらに上記外周隙間 (21) を通って上昇し、第 2 空間部 (32) に流入する。

このように、上記ケース (3) の第 1 空間部 (31) と第 2 空間部 (32) に冷媒が流入することによって、上記ロータ部 (10) の軸方向両側における差圧状態が解消され、該ロータ部 (10) の円滑な移動が確保される。この状態で、上記ニードル (2) がロータ部 (10) の移動に連動して一体的に移動し、冷媒流量が制御される。

一方、圧縮機 (121) が停止して直動式電動膨張弁 (Z) の上流側の冷媒圧力が低下してくると、上記ケース (3) 側の降圧の冷媒が上記場合とは逆の経路を辿って上記冷媒流路 (9) 側に環流される。

ところが、圧縮機 (121) の摺動部においては、金属接触によって高温となることから、冷凍機油などによって高粘度のスラッジが発生する。このスラッジは冷媒回路 (110) 中を循環するので、ニードル嵌挿隙間 (17) などにスラッジが付着する。

そこで、本実施形態の直動式電動膨張弁 (Z) は、上記弁本体 (1) に設けたニードル嵌挿孔 (16) と上記ニードル (2) との間に形成される狭隘なニードル嵌挿隙間 (17) の壁面におけるスラッジの付着を可及的に防止するようにしている。つまり、圧縮機 (121) の運転及び運転停止に伴う上記冷媒流路 (9) 側の冷媒圧力の上昇又は降下に対応して、該冷媒流路 (9) と上記ケース (3) 側の内部空間 (30) との間を冷媒が流れる。この場合において、上記ニードル嵌挿隙間 (17) を流れる冷媒量を低下させることによって、該ニードル嵌挿隙間 (17) の壁面へのスラッジの付着を可及的に抑制するようにしている。

具体的に、上記弁本体 (1) の流路形成部 (1a) 部分には、上記ニードル嵌挿隙間

(17) を介することなく、上記冷媒流路 (9) と上記ケース (3) 側の第 1 空間部 (31) とを直接連通する冷媒流量低下手段 (P) である冷媒流路 (41) が適数个形成されている。

斯かる構成によれば、上記冷媒流路 (9) 側と上記内部空間 (30) 側との差圧によってこれら両者間を冷媒が流れる場合、即ち、圧縮機 (121) の運転開始時には上記冷媒流路 (9) 側から内部空間 (30) 側に、また圧縮機 (121) の運転停止時に内部空間 (30) 側から冷媒流路 (9) 側にそれぞれ流れる場合、上記ニードル嵌挿隙間 (17) と上記各冷媒流路 (41) との間における通路抵抗は、該各冷媒流路 (41) の方が上記ニードル嵌挿隙間 (17) よりも格段に小さい。このため、冷媒の大部分が上記冷媒流路 (41) を通って流れ、その分だけ上記ニードル嵌挿隙間 (17) を通って流れる冷媒量が相対的に減少する。

この結果、上記ニードル嵌挿隙間 (17) においては、ここを流れる冷媒量の相対的な低下により、たとえ冷媒とか、冷凍機油としてスラッジ発生量が多くなるものを採用していたとしても、該ニードル嵌挿隙間 (17) を流れる冷媒量の低下分だけ、該ニードル嵌挿隙間 (17) の壁面へのスラッジ付着量が減少する。

したがって、上記ニードル嵌挿隙間 (17) の壁面への高粘度のスラッジの付着に起因して上記ニードル (2) の作動が阻害されることが可及的に防止される。この結果、該ニードル (2) の適正な作動が確保されるので、例えば、圧縮機 (121) における異常な液圧縮又は過熱が未然に防止され、冷凍装置 (100) の作動上の信頼性が高められる。

尚、上記冷媒流路 (41) は、その通路面積が大きいことから、ここへのスラッジ付着はほとんど生じない。また、この実施形態において、上記各冷媒流路 (41) が、従来のような均圧孔として同時に機能しうることから、該均圧孔は設けていない。

—直動式電動膨張弁 (Z) の設定—

上記直動式電動膨張弁 (Z) は、本発明の特徴として、定格トルク相当摩擦係数 E に基づいて設定されている。具体的に、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.31 以上に設定されている。

そこで、上記定格トルク相当摩擦係数 E に基づいて直動式電動膨張弁 (Z) を選定

する要した基本的理由について詳細に説明する。

先ず、圧縮機 (121) の摺動部は、厳しい条件下においては金属接触が生じる。その際、H F C 冷媒は、塩素を含まないために冷媒そのものが自己潤滑性を持たない。H C F C 冷媒又は C F C 冷媒の場合は、こうした金属接触を生じても塩素による自己潤滑のためそれ程温度は上昇しない。塩素をもたない H F C 冷媒の場合には、金属接触部が 200℃を超えるような高温となるため、冷凍機油や冷媒回路 (110) の内部に残存した加工油を劣化させ、高粘度のスラッジを発生させる。また、H F C 冷媒はこうして生じたスラッジと溶け合わない。H F C 液冷媒と分離したスラッジは、直動式電動膨張弁 (Z) の内部などに付着する。

上記直動式電動膨張弁 (Z) においては、上述したように、ニードル (2) の他に、駆動モータ (X) やネジ部が構成されている。このニードル (2) やネジ部に、高粘度のスラッジが付着すると、ニードル (2) の駆動が妨げられ、直動式電動膨張弁 (Z) による冷媒流量が制御不能となり、圧縮機 (121) の温度上昇による焼損や、液バックによる軸受け焼け等の故障が生じる。したがって、本実施形態では、直動式電動膨張弁 (Z) に冷媒流量低下手段 (P) を設けている。

そこで、本願発明者は、直動式電動膨張弁 (Z) の長期耐久試験を行った。その結果は、図 3 及び図 4 に示す通りである。この図 3 及び図 4 において、冷媒は、R 407 C の冷媒を用いて試験している。

図 3 は、図 1 とは異なり、複数台の室内ユニット (130) を備えたいわゆるマルチエアコンを対象とし、冷媒に加工油などの不純物や水分及び空気を予め一定量混入させた場合の結果である。

第 2 図は、図 1 に示したように、一台の室外ユニット (120) と一台の室内ユニット (130) を備えたいわゆるベアエアコンを対象とした結果である。

尚、上記マルチエアコンの場合には、現地の配管が長く、配管内の不純物や水分及び空気の混入量がベアエアコンの場合に比べて多くなる。それぞれのケースにおいて、製造工程や現地据え付け時に混入する量を予め実験的に測定した。この結果より、マルチエアコン及びベアエアコンが据え付けられた場合の最大の不純物等の混入量を予測し、それに対応する量を試験開始に先立ち、冷媒回路 (110) である冷凍サイクル内に混入させた。

また、運転時間は、約 1 3 年の使用期間に相当するように定めている。圧縮機 (121) の内部におけるスラッジ発生は、化学的な変化によるものであるから、冷凍機油の温度が高ければ発生速度が早くなる。圧縮機 (121) の型式が低圧ドームの場合より、高圧ドームの方が冷凍機油の温度は高くなる。この場合を、図 3 及び図 4 では高圧ドーム 1 で示している。

冷媒が R 4 0 7 C や R 4 1 0 A の場合は、R 2 2 と同程度の油温となる。冷媒が R 3 2 の場合は、それらに比べ圧縮機 (121) の吐出温度が約 2 0 °C 程度高く、R 3 2 の冷媒で且つ高圧ドーム式の圧縮機 (121) では油温が約 2 0 °C 高くなる。この場合を、図 3 及び図 4 では高圧ドーム 1 で示している。

そこで、運転時の油温を一定に保つ事により、スラッジ発生に与える油温の影響が評価できるようにした。

さらに、運転中に直動式電動膨張弁 (Z) の出入口に作用する差圧の大きさは、冷媒によって異なる。また、空調用の冷凍装置 (100)、低温用の冷凍装置 (100) などその用途によっても、その差圧は変わることになる。表 1 に各冷媒及び冷凍装置 (100) の各用途における差圧の値を示した。

表 1

	空調用 空冷	空調用 水冷	低温用 空冷	低温用 水冷
R134a	1.65	1.25	1.81	1.41
R407C	2.59	1.99	2.89	2.29
R410A	3.59	2.75	4	3.16
R404A	2.69	2.06	3	2.38
R507A	2.75	2.11	3.07	2.43
R32	3.69	2.83	4.11	3.25
計算条件	Te/Tc=-5/65 °C	Te/Tc=-5/55 °C	Te/Tc=-30/65 °C	Te/Tc=-30/55 °C

そこで、上記表 1 に示すように、R 4 0 7 C の冷媒を用いた冷凍装置 (100) において、 $\Delta p = 2.59 (10^7 \text{ dyn/cm}^2) = 2.59 (\text{MPa})$ の差圧を直動式電動膨張弁

(Z) の前後に作用させた場合、ニードルである弁体が正常に作動する最小トルク T (dyn・cm) を測定した。

この最小トルクとは、使用される圧力範囲において、パルスずれを起こさずに、直動式電動膨張弁 (Z) を作動させることが可能なトルクの最小値である。

ここで、この直動式電動膨張弁 (Z) のトルク測定方法は、通常の弁構造がロータ (回転子) を内部に密閉した構造となっているので、このロータからトルクを測定することが理想である。しかし、密閉構造の内部に測定器具を取り付けることは難しい。また、印加圧が外部に漏洩する可能性がある。

そこで、次のように上記直動式電動膨張弁 (Z) のトルクを測定することとした。

1. 予めロータ単品での作動電圧とトルク特性をグラフとして測定記憶する。
2. 次に、直動式電動膨張弁 (Z) を一定動作させた後、流量誤差によってパルスずれを起こしているか否かを判定する。
3. パルスずれを起こす直前の最低作動電圧を記録し、上記1より作動トルクを把握する。

一方、直動式電動膨張弁 (Z) の最小トルク T は次のように示すことができる。ニードルを駆動させるためのネジの釣り合いから、下記の式が導かれる。

$$T = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot \Delta p \cdot D / 2 \cdot \tan(P + B) \quad \cdots \cdots \textcircled{1}$$

T : 弁体が正常に作動する最小トルク (dyn・cm)

d : 膨張弁の口径 (cm)

Δp : 差圧 (dyn/cm²)

D : ネジ有効径 (cm)

$\tan P = \mu / \cos A'$ 、 $\tan A' = \tan A \cdot \cos B$

μ : ネジ面の摩擦係数

A : ネジのフランク角 (rad)

B : ネジのリード角 (rad)

この試験に用いられた直動式電動膨張弁 (Z) の口径 d は 0.18 (cm) であり、差圧 Δp は $2.59 (10^7 \text{ dyn/cm}^2) = 2.59 \text{ (MPa)}$ であり、ネジ有効径 D は 0.56 (cm) である。また、ネジのフランク角 $A = 15^\circ$ 、リード角 $B = 1.5^\circ$ である。

上記 A 及び B の値を代入して式①を整理すると、下記の通りとなる。

$$T = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot \Delta p \cdot (D/2) \cdot (\mu / 0.966) \quad \dots\dots ②$$

さらに整理すると、下記の通りとなる。

$$\begin{aligned} \mu &= 2 \cdot 0.966 \cdot 4 \cdot T / (\pi \cdot d^2 \cdot \Delta p \cdot D) \\ &= 2.461 \cdot T / (d^2 \cdot \Delta p \cdot D) \quad \dots\dots ③ \end{aligned}$$

上述した測定装置によって測定された最小トルク T 、ニードル径 d 、差圧 Δp 、ネジ有効径 D を式③に代入すると、長期耐久試験後の直動式電動膨張弁 (Z) のネジ部の摩擦係数 μ が求まることになる。

図3及び図4の縦軸 μ は、式③により求められたものである。試験前の μ の値は、約0.2～0.3である。油温が高くなれば、試験後の μ の値が高くなることが理解できる。

この図3及び図4から、油温が高くなれば、圧縮機 (121) の摺動部の温度も高くなり、その部分で発生するスラッジ量が多くなるためである。また、マルチエアコンなどにおけるような不純物の混入が多い場合には、長期運転後の直動式電動膨張弁 (Z) の摩擦係数 μ の値が大きくなっていることが判る。これは、不純物が多くなれば、スラッジの発生量も大きくなることを意味している。

この図3及び図4に示される特性が、本願発明の最も特徴とするところであり、低圧ドーム式の圧縮機 (121) を用いた場合 (図3及び図4の低圧ドーム) から第1の高圧ドーム式の圧縮機 (121) を用いた場合 (図3及び図4の高圧ドーム1)、さらに、第2の高圧ドーム式の圧縮機 (121) を用いた場合 (図3及び図4の高圧ドーム2) の順に摩擦係数 μ が順に高くなっている。

この摩擦係数 μ が順に高くなる点に、本願発明者は、従来から全く考慮されていなかった点に着目し、この摩擦係数 μ に基づいて直動式電動膨張弁 (Z) を選定することができることを新たに見出したものである。この点が最も重要な点である。

そして、直動式電動膨張弁 (Z) の動作を空調機の耐久年数の間正常に保つには、この摩擦係数 μ で表されるネジ部の摩擦力に打ち勝つトルク T_0 を発生することが可能な駆動モータ (X) を予め備えることが必要である。

上記トルク T_0 は、式③より下記の通りである。

$$T_0 = E \cdot d^2 \cdot \Delta p \cdot D / (2.461) \quad \dots\dots ④$$

T_0 : 定格トルク (定格電圧で駆動モータ (X) が発生するトルク)

E : ネジ面の相当摩擦係数 (定格トルク相当摩擦係数)

この式④におけるEを、本発明における定格トルク相当摩擦係数であり、この定格トルク相当摩擦係数Eは下記の通りに示される。

$$E = 2.461 \cdot T_0 / (d^2 \cdot \Delta p \cdot D) \quad \dots\dots ⑤$$

尚、ネジのクランク角A及びリードBは、この場合、今回試験したものと同一としたが、それが異なる場合には、式①に基づいて式⑤の係数を変更すればよい。

したがって、直動式電動膨張弁 (Z) のニードルが駆動可能になる条件は下記に示す通りとなる。

$$E \geq \mu \quad \dots\dots ⑥$$

この式⑥において、摩擦係数 μ に対して定格トルク相当摩擦係数Eをどれだけ大きくとるかは、安全率をどれだけ大きくとるかによる。

そこで、上記定格トルク T_0 の測定方法を図5に基づいて説明する。この図5は、トルクを計測するための測定装置の概略を示している。

測定装置のケースaには、該ケースaを貫通してシャフトbを設けると共に、該ケースa内にはシャフトbに取り付けられたロータcを設けている。上記ケースaの外側にはコイルdを設けている。そして、シャフトbの一端にプーリeを取り付ける一方、該プーリeを巻回する糸fの両端に第1ロードセルgと第2ロードセルhとを取り付けている。

この測定装置の測定方法について説明すると、ブルアウトトルク測定とブルイントルク測定とがある。

ブルアウトトルク測定は次の通りである。上記ロータcを一定速度で回転させながら、プーリeに巻き付けた糸fの張力を増加していく。そして、プーリeの回転が停止した時の張力を第1ロードセルgと第2ロードセルhとによって測定する。この値をN1, N2し、ブルアウトトルク T_1 を下記の式に基づいて算出する。

$$T_1 = |N1 - N2| \cdot (D + d) / 2$$

D : プーリeの外径

d : 糸fの外径

上記ブルイントルク測定は次の通りである。上記ブルアウトトルク測定の動作を行った後、プーリeに巻き付けた糸fの張力を減じていく。そして、プーリeが停止状態

より回転を開始した時の張力を第1ロードセルgと第2ロードセルhとによって測定する。この値を $N1'$ 、 $N2'$ とし、ブルイントルク T_2 を下記の式に基づいて算出する。

$$T_2 = |N1' - N2'| \cdot (D + d) / 2$$

そして、上記ブルアウトトルク T_1 とブルイントルク T_2 の平均値を定格トルク T_0 としている。実際には、ブルアウトトルク T_1 とブルイントルク T_2 は同程度の値となるので、そのような場合には、安全を考えて値が小さい方のトルクを定格トルク T_0 として採用してもよい。通常は、 $T_1 > T_2$ となっている。

一方、下記の表2は、直動式電動膨張弁(Z)の信頼性を確実にする定格トルク相当摩擦係数Eを示している。

表 2

	ベア			マルチ		
	限界値	望ましい	最も望ましい	限界値	望ましい	最も望ましい
低圧ドーム	0.31	0.62	0.93	0.33	0.66	0.99
高圧ドーム1	0.34	0.68	1.02	0.40	0.80	1.20
高圧ドーム2 (油温が高い場合)	0.37	0.74	1.11	0.47	0.94	1.41

そこで、まず、本願発明の実施形態として、図1に示す冷凍装置(100)を含む各種の蒸気圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置(100)において、直動式電動膨張弁(Z)を定格トルク相当摩擦係数Eに基づいて設定している。

その際、圧縮機(121)と室外熱交換器などの熱源側熱交換器(123)と直動式電動膨張弁(Z)と室内熱交換器などの利用側熱交換器(131)を備えた冷凍装置(100)であって、図1に示す冷凍装置(100)を含む各種の冷凍装置において、直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.31以上に設定していてもよい。

また、空気調和装置などの現場施工においては、雨粒が配管内に混入して水分濃度が異常に上がったり、真空ポンプが古くて真空度が不十分で水分や空気が冷媒系統に混入したり、窒素置換せずにロウ付けを行い酸化銅の粉が冷媒系統内を循環し直動式電動膨張弁(Z)の内部に付着する。

また、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) に作用する電圧が低下したり、直動式電動膨張弁 (Z) そのもののバラツキなどがあり、直動式電動膨張弁 (Z) の詰りをより促進する要因がいくつか存在する。

こうした要因に対して試験を行った結果、安全率を 2 以上にすると、上記直動式電動膨張弁 (Z) の作動が維持される考えられる。したがって、安全率を 2 以上に設定することが、種々のバラツキ要因に対する信頼性を維持する上で望ましい。

また、冷媒 R 2 2 を適用した装置を H F C 冷媒の装置に更新する場合、もともと据付けてある既設の冷媒配管をそのまま使うことは不可能であった。その理由は、既設配管内の鉱油や不純物が H F C 冷媒に混入すると、直動式電動膨張弁 (Z) などの詰りが生ずるからである。斯かる場合、直動式電動膨張弁 (Z) の詰りを評価した結果、安全率を 2 以上にとれば直動式電動膨張弁 (Z) の作動が維持される。

さらに、例えば、既存の空気調和装置である冷凍装置 (100) が圧縮機 (121) の焼損で寿命を終えた場合、焼損した圧縮機 (121) の中の炭化した冷凍機油や摩耗分が既設配管の中に残留している。そのため、さらに、直動式電動膨張弁 (Z) のトルクを増加させておく必要がある。したがって、既設配管を利用する場合の信頼性を確実に維持する上では、安全率を 3 以上に設定することが望ましい。

H F C を主体とする冷媒の種類、弁口径、差圧、ネジ有効径、温度が変わった場合、その変更に応じてその都度に長期耐久試験を行って直動式電動膨張弁 (Z) の信頼性を確認することは膨大な時間と費用を要する作業となり、事実上不可能である。

しかし、表 2 の定格トルク相当摩擦係数 E に基づき、式 (4) から駆動に必要な定格トルク T_0 を求める。この定格トルク T_0 を発生し得るように直動式電動膨張弁 (Z) 又は駆動モータ (X) を設計すれば、様々な冷媒を用いた様々な容量に応じて容易に且つ信頼性の高い電圧膨張弁を設定することができる。

また、図 3 及び図 4 で示した試験においては、冷凍機油に 1 % の極圧添加剤を加えている。極圧添加剤は、圧縮機 (121) の摺動部が金属接触を起こした時に焼付きに至るのを防止する目的で添加されるが、添加量が多いとそれ自体がスラッジになり、膨張弁詰りの原因になることが知られている。この添加量が 0. 3 % 以上になると、極圧添加剤に基づくスラッジが詰りに寄与するようになり、1 % を越えると添加剤に基づくスラッジが殆どを占めることになる。

本発明で用いられる直動式電動膨張弁(Z)は、こうした極圧添加剤が1%以下の冷凍機油と共に使用されることが望ましい。また、0.3%を越える添加量では、それ以下の添加量よりもその効果が大きい。

また、低温用冷凍装置(100)においては、空気調和装置に比して蒸発温度が低いため、吐出温度が高くなる。高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えている場合では、吐出温度が高いと冷凍機油の温度も宅なり、スラッジの発生量も多くなる。したがって、このような冷凍装置(100)では、高圧ドーム式の圧縮機(121)の油温が高い場合の定格トルク相当摩擦係数Eを選定する必要がある。

また、上記駆動モータ(X)の永久磁石(4)としては、フェライト系と希土類を用いたものがある。希土類はある一定の温度以上になると磁力が消失する(減磁)ので、R32のような吐出温度の高い冷媒を用いる場合は、フェライトを用いることが望ましい。

また、希土類は磁力がフェライトより強く、大きなトルクが発生できるという特徴がある。したがって、直動式電動膨張弁(Z)が高温にならない状態で使用される場合、希土類磁石を用いてトルクを大きくすることは、信頼性の向上に繋がる。R32のような吐出温度の高い冷媒を用いる場合は、減磁温度が130℃以上の希土類磁石を用いて耐熱性を上げておくことが望ましい。

—実施形態の効果—

以上のように、本実施形態によれば、直動式電動膨張弁(Z)の詰りを冷媒種類などに拘わりなく容易に解決することができる。

つまり、本願発明は、全く新たな直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)及びネジ部の設計手法であるので、無駄なく確実な駆動を実現させる直動式電動膨張弁(Z)を取り付けることができる。

特に、HFC冷媒を用いた場合、直動式電動膨張弁(Z)の詰りを、冷媒種類、使用温度、空調機容量及びベア・マルチのそれぞれの態様において、容易に解決することができる。

また、R407C、R410A及びR134aなど、現在使用されている冷媒を用いる場合、直動式電動膨張弁(Z)の設計を極めて容易に行うことができる。特に、R

32などの他の冷媒を用いる場合においても直動式電動膨張弁(Z)の設計を極めて容易に行うことができる。

また、冷凍機油の温度が高い程、詰り物質の発生量が多くなり、詰りの度合いが大きくなることを量的に把握することができる。この結果、その温度に応じた直動式電動膨張弁(Z)の設計を行うことができる。したがって、吐出温度が高く、冷凍機油温度も高くなるR32単体冷媒や、R32を多く含む混合冷媒における膨張弁詰りの問題を確実に解決することができる。さらに、吐出温度が高くなる低温用の冷凍装置(1)においても直動式電動膨張弁(Z)の設計を極めて容易に行うことができる。

また、R32を多く含む混合冷媒においては、R32が50 wt %を超えると、吐出温度が高くなってくる。例えば、R32/125(R32が70%以上)、R32/134a(R32が50%以上)、R32/プロパン(R32が80%以上)、R32/ブタン(R32が80%以上)及びR32/イソブタン(R32が80%以上)では、吐出温度がR22に対して10℃以上高くなる。係る冷媒においても最適な直動式電動膨張弁(Z)の設計を極めて容易に行うことができる。

また、逆に温度の低い冷媒の場合にも適正な直動式電動膨張弁(Z)の設計が可能であることから、直動式電動膨張弁(Z)の信頼性を重視する余りに生じる過剰設計を防止できる。

また、既設配管を利用する場合、従来、配管の中に残留している鉱油や不純物を除去するため、配管洗浄が必要であった。しかし、本発明によれば、適正な直動式電動膨張弁(Z)の設計を行うことができるので、配管洗浄を行うことなく、既設配管が利用できる。この結果、大幅に施工工事費用を削減することができると共に、工事期間を短縮することができる。

－実施例－

次に、上述した直動式電動膨張弁(Z)の設定原理に基づき、直動式電動膨張弁(Z)の具体的な実施例について説明する。尚、図1に対応して符号を付している。

－実施例1－

低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一对一に構成された冷凍装置

(100)であって、HFCを主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.31以上で且つ0.62未満に設定する。

－実施例2－

高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置(100)であって、吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.34以上で且つ0.68未満に設定する。

－実施例3－

高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置(100)であって、R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.37以上で且つ0.74未満に設定する。

－実施例4－

高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置(100)であって、R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.37以上で且つ0.74未満に設定する。

－実施例5－

高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置(100)であって、HFCを主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eを0.37以上で且つ0.74未満に設定する。

－実施例6－

低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置(100)であって、HFCを主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨

張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.62 以上で且つ 0.93 未満に設定する。

－実施例 7－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、吐出温度が R22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.68 以上で且つ 1.02 未満に設定する。

－実施例 8－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、R32 単体又は R32 が 50 wt % を越える R32 リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.74 以上で且つ 1.11 未満に設定する。

－実施例 9－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、R32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.74 以上で且つ 1.11 未満に設定する。

－実施例 10－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、HFC を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.74 以上で且つ 1.11 未満に設定する。

－実施例 11－

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、HFC を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.93 以上に設定する。

- 実施例 12 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、吐出温度が R 2 2 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1. 0 2 以上に設定する。

- 実施例 13 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1. 1 1 以上に設定する。

- 実施例 14 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0 °C 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1. 1 1 以上に設定する。

- 実施例 15 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1. 1 1 以上に設定する。

- 実施例 16 -

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 3 3 以上で且つ 0. 6 6 未満に設定する。

- 実施例 17 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、吐出温度が R 2 2 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 4 0 以上で且つ 0. 8 0 未満に設定する。

－実施例 1 8－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 4 7 以上で且つ 0. 9 4 未満に設定する。

－実施例 1 9－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 4 7 以上で且つ 0. 9 4 未満に設定する。

－実施例 2 0－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 4 7 以上で且つ 0. 9 4 未満に設定する。

－実施例 2 1－

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 6 6 以上で且つ 0. 9 9 未満に設定する。

-実施例 2 2 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、吐出温度が R 2 2 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 8 0 以上で且つ 1. 2 0 未満に設定する。

-実施例 2 3 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 9 4 以上で且つ 1. 4 1 未満に設定する。

-実施例 2 4 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0 °C 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 9 4 以上で且つ 1. 4 1 未満に設定する。

-実施例 2 5 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 9 4 以上で且つ 1. 4 1 未満に設定する。

-実施例 2 6 -

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、H F C を主体とする冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0. 9 9 以上に設定する。

-実施例 27-

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、吐出温度が R 22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.20 以上に設定する。

-実施例 28-

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 32 単体又は R 32 が 50 wt % を越える R 32 リッチ混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.41 以上に設定する。

-実施例 29-

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、R 32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられている場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.41 以上に設定する。

-実施例 30-

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、HFC を主体とする冷媒が用いられている場合、直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.41 以上に設定する。

-実施例 31-

上記実施例において、冷媒としては、R 134a でもよく、R 407C でもよく、R 410A でもよく、R 404A 又は R 507A でもよい。

また、R 32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒としては、R 32 / 125 (R 32 が 70% 以上)、R 32 / 134a (R 32 が 50% 以上)、R 32 / プロパン (R 32 が 80% 以上)、R 32 / ブタン

(R 3 2 が 8 0 % 以上) 及び R 3 2 / イソブタン (R 3 2 が 8 0 % 以上) の何れかでもよい。

— 実施例 3 2 —

上記実施例の冷凍装置 (100) は、既設配管を利用しているものであってもよい。

— 実施例 3 3 —

上記実施例の冷凍機油としては、ポリビニルエーテルを基油とするものであってもよく、ポリオールエステルを基油とするものであってもよく、炭酸エステルを基油とするものであってもよく、アルキルベンゼンを基油とするものであってもよく、鉱油を基油とするものであってもよく、ポリビニルエーテル、ポリオールエステル又は炭酸エステルを基油とし、アルキルベンゼン又は鉱油を混合したものであってもよく、冷凍機油中の極圧添加剤濃度が 0.3 以上で且つ 1 % wt 以下 (冷凍機油重量比) とするものであってもよい。

— 実施例 3 4 —

R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒を用いる場合、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) がフェライト磁石であつてもよい。

また、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が希土類磁石であつてもよい。

また、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) は、減磁温度が 130℃ 以上の希土類磁石であつてもよい。

また、R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒を用いる場合、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) は、減磁温度が 130℃ 以上の希土類磁石であつてもよい。

また、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が、異方性磁性材料で形成されていてもよい。

また、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されていてもよい。

また、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されていてもよい。

- 実施例 35 -

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.31 以上で且つ 0.62 未満に設定する。

つまり、プロパン、ブタン、イソブタンなどの炭化水素系冷媒も塩素を含まないため、自己潤滑性を持たず、厳しい潤滑状態ではスラッジを発生し易いからである。以下の実施例は同じ理由に基づいている。

- 実施例 36 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.34 以上で且つ 0.68 未満に設定する。

- 実施例 37 -

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.62 以上で且つ 0.93 未満に設定する。

- 実施例 38 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.68 以上で且つ 1.02 未満に設定する。

- 実施例 39 -

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.93 以上に設定する。

- 実施例 40 -

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.02 以上に設定する。

－実施例 4 1－

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.33 以上で且つ 0.66 未満に設定する。

－実施例 4 2－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.40 以上で且つ 0.80 未満に設定する。

－実施例 4 3－

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.66 以上で且つ 0.99 未満に設定する。

－実施例 4 4－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.80 以上で且つ 1.20 未満に設定する。

－実施例 4 5－

低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 0.99 以上に設定する。

－実施例 46－

高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置 (100) であって、炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E を 1.20 以上に設定する。

－実施例 47－

炭化水素を主体とする冷媒を用いる冷凍装置 (100) が既設配管を利用しているものであってもよい。

－実施例 48－

炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、冷凍機油としては、アルキルベンゼンを基油とするものであってもよく、鉱油を基油とするものであってもよく、冷凍機油中の極圧添加剤濃度が 0.3 以上で且つ 1% wt 以下 (冷凍機油重量比) であるものであってもよい。

－実施例 49－

炭化水素を主体とする冷媒を用いる場合、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) がフェライト磁石であってもよく、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が希土類磁石であってもよく、直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が、異方性磁性材料で形成されていてもよく、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されていてもよく、直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されていてもよい。

－発明の他の実施の形態－

図 6 は、他の電動膨張弁 (Z) を示している。該電動膨張弁 (Z) は、図 2 の冷媒流量低下手段 (P) に代えて、噛合隙間 (23) におけるスラッジの付着を防止せんとするものである。

すなわち、上記電動膨張弁（Z）は、ニードル（2）の全閉状態において、該ニードル（2）に所定の閉弁方向への押圧力をかけるために上記ロータ部（10）が上記バネ（35）の付勢力に抗してさらに下動し、上記ニードル（2）と相対変位する。この結果、該ニードル（2）の支持軸部（2b）の端部に設けた止着部材（34）とネジ形成部材（7）の端面（7b）との間に所定の隙間が生じ、ニードル（2）の支持軸部（2b）の端部が上記第2空間部（32）内に突出する。この突出を利用し、上記ニードル（2）の支持軸部（2b）の端部寄りの外周面には、複数の縦溝でなる冷媒流量低下手段（Q）である冷媒流路（49）を形成している。

尚、上記弁本体（1）の肩部（1b）には、その軸心部を通るニードル嵌挿隙間（17）と上記ケース（3）の第1空間部（31）とを連通させる所定径の均圧孔（18）が形成されている。

斯かる構成によれば、上記ニードル（2）の全閉状態においては、上記ニードル嵌挿隙間（17）がその上端側、即ち、上記噛合隙間（23）への連通側において、上記各冷媒流路（49、50）を介して直接に上記第2空間部（32）に連通する。このことから、該ニードル嵌挿隙間（17）を上昇してきた冷媒は、その大部分が通路抵抗の少ない上記冷媒流路（49）を通して直接的に上記第2空間部（32）に流出し、それだけ上記噛合隙間（23）側における冷媒の流量が相対的に減少する。

この結果、スラッジ発生量が多くなるものを採用していたとしても、狭隘な上記噛合隙間（23）部分におけるスラッジ付着が可及的に防止され、上記ロータ部（10）の適正な作動（回転動及び軸方向動）、延いては上記電動膨張弁（Z）の適正な作動が確保される。このため、該電動膨張弁（Z）を備えた冷凍装置（100）において、圧縮機（121）における異常な液圧縮又は過熱の発生が未然に防止され、高い作動上の信頼性が得られる。その他の構成並びに作用効果は図2の電動膨張弁（Z）と同じである。

また、図7は、さらに他の電動膨張弁（Z）を示している。該電動膨張弁（Z）は、図6の冷媒流量低下手段（Q）に代えて、ケース（3）の外周壁と、ロータ部（10）の最外周に位置して上記外周壁に近接対向する永久磁石（4）の外周面との間に形成される狭隘な外周隙間（21）におけるスラッジの付着を防止するようにしたものである。そのために該外周隙間（21）における冷媒流量を低下させる冷媒流量低下手段（R）である冷媒流路（46）を備えたものである。

つまり、上記永久磁石 (4) の周壁部分にこれを軸方向に貫通する冷媒流路 (46) を形成し、該各冷媒流路 (46) によって上記第 1 空間部 (31) と第 2 空間部 (32) とを連通させたものである。

斯かる構成によれば、上記冷媒流路 (9) 側と上記内部空間 (30) 側との差圧によって上記第 1 空間部 (31) 側から第 2 空間部 (32) 側に冷媒が流れる場合、上記外周隙間 (21) と上記各冷媒流路 (46) との間における通路抵抗は、該各冷媒流路 (46) の方が上記外周隙間 (21) よりも小さいので、上記冷媒の大部分が上記冷媒流路 (46) を通って流れ、その分だけ上記外周隙間 (21) を通って流れる冷媒流路が相対的に減少する。

この結果、上記外周隙間 (21) においては、ここを流れる冷媒量の相対的な低下により、たとえ冷媒とか、冷凍機油としてスラッジ発生量が多くなるものを採用していたとしても、冷媒流量の低下分だけ、該外周隙間 (21) の壁面、即ち、上記ケース (3) の内周面及び上記永久磁石 (4) の外周面へのスラッジ付着量が減少する。したがって、上記外周隙間 (21) へのスラッジの付着に起因して上記ロータ部 (10) の作動が阻害されることが可及的に防止され、上記ニードル (2) の適正な作動が確保される。結果的に、例えば、圧縮機 (121) における異常な液圧縮又は過熱が未然に防止され、冷凍装置 (100) の作動上の信頼性が高められることになる。その他の構成並びに作用効果は図 6 の電動膨張弁 (Z) と同じである。

また、本発明は、図 1 に示すように、1 つの直動式電動膨張弁 (Z) を備えたものの他、2 つの直動式電動膨張弁 (Z) が直列に配置されている冷媒回路 (110) を備えていてもよい。つまり、室外側の電動膨張弁 (Z) と室内側の電動膨張弁 (Z) とを備えたものであってもよい。

また、本発明は、図 1 のベアエアコンや、マルチエアコンの他、2 元冷凍サイクルの冷凍装置 (100) や 2 段圧縮冷凍サイクルの冷凍装置 (100) など、各種の冷凍装置 (100) に適用してもよい。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明に係る冷凍装置は、直動式電動膨張弁を用いるものに有用であり、特に、HFC 系冷媒を用いる場合に適している。

請 求 の 範 囲

1. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.31以上で且つ0.62未満に設定されている冷凍装置。

2. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.34以上で且つ0.68未満に設定されている冷凍装置。

3. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.37以上で且つ0.74未満に設定されている冷凍装置。

4. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

R32リッチ冷媒で且つ吐出温度がR22に対して10℃程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、



上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.37 以上で且つ 0.74 未満に設定されている冷凍装置。

5. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.37 以上で且つ 0.74 未満に設定されている冷凍装置。

6. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.62 以上で且つ 0.93 未満に設定されている冷凍装置。

7. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

吐出温度が R22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.68 以上で且つ 1.02 未満に設定されている冷凍装置。

8. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

R32 単体又は R32 が 50 wt % を越える R32 リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.74 以上で且つ 1.



11 未満に設定されている冷凍装置。

9. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

R32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.74 以上で且つ 1.11 未満に設定されている冷凍装置。

10. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.74 以上で且つ 1.11 未満に設定されている冷凍装置。

11. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.93 以上に設定されている冷凍装置。

12. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

吐出温度が R22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.02 以上に設定さ



れている冷凍装置。

13. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、

R32 単体又は R32 が 50 wt % を越える R32 リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.11 以上に設定されている冷凍装置。

14. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、

R32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.11 以上に設定されている冷凍装置。

15. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.11 以上に設定されている冷凍装置。

16. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

HFC を主体とする冷媒が用いられる一方、



上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.33 以上で且つ 0.66 未満に設定されている冷凍装置。

17. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

吐出温度が R22 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.40 以上で且つ 0.80 未満に設定されている冷凍装置。

18. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

R32 単体又は R32 が 50 wt % を越える R32 リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.47 以上で且つ 0.94 未満に設定されている冷凍装置。

19. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

R32 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R22 に対して 10℃ 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.47 以上で且つ 0.94 未満に設定されている冷凍装置。

20. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、



HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.47以上で且つ0.94未満に設定されている冷凍装置。

21. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

HFCを主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.66以上で且つ0.99未満に設定されている冷凍装置。

22. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

吐出温度がR22と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.80以上で且つ1.20未満に設定されている冷凍装置。

23. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数Eが0.94以上で且つ1.41未満に設定されている冷凍装置。

24. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、



R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0 °C 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0 . 9 4 以上で且つ 1 . 4 1 未満に設定されている冷凍装置。

2 5 . 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

H F C を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0 . 9 4 以上で且つ 1 . 4 1 未満に設定されている冷凍装置。

2 6 . 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

H F C を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0 . 9 9 以上に設定されている冷凍装置。

2 7 . 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

吐出温度が R 2 2 と同等又はそれ以上の冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1 . 2 0 以上に設定されている冷凍装置。

2 8 . 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、



R 3 2 単体又は R 3 2 が 5 0 wt % を越える R 3 2 リッチ混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている冷凍装置。

2 9. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

R 3 2 リッチ冷媒で且つ吐出温度が R 2 2 に対して 1 0 °C 程度を越えて高くなる混合冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている冷凍装置。

3 0. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

H F C を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1. 4 1 以上に設定されている冷凍装置。

3 1. 蒸気圧縮式冷凍サイクルを行う冷凍装置であって、

直動式電動膨張弁 (Z) が定格トルク相当摩擦係数 E に基づいて設定されている冷凍装置。

3 2. 圧縮機 (121) と熱源側熱交換器 (123) と直動式電動膨張弁 (Z) と利用側熱交換器 (131) を備えた冷凍装置であって、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0. 3 1 以上に設定されている冷凍装置。



33. 請求項1, 2, 6, 7, 11, 12, 16, 17, 21, 22, 26, 27, 31及び32の何れか1項において、

冷媒がR134aである冷凍装置。

34. 請求項1, 2, 6, 7, 11, 12, 16, 17, 21, 22, 26, 27, 31及び32の何れか1項において、

冷媒がR407Cである冷凍装置。

35. 請求項1, 2, 6, 7, 11, 12, 16, 17, 21, 22, 26, 27, 31及び32の何れか1項において、

冷媒がR410Aである冷凍装置。

36. 請求項1, 2, 6, 7, 11, 12, 16, 17, 21, 22, 26, 27, 31及び32の何れか1項において、

冷媒がR404A又はR507Aである冷凍装置。

37. 請求項4, 9, 14, 19, 24, 29, 31及び32の何れか1項において、

冷媒は、R32/125 (R32が70%以上)、R32/134a (R32が50%以上)、R32/プロパン (R32が80%以上)、R32/ブタン (R32が80%以上) 及びR32/イソブタン (R32が80%以上) の何れかである冷凍装置。

38. 請求項1～32の何れか1項において、

既設配管を利用している冷凍装置。

39. 請求項1～32の何れか1項において、

ポリビニルエーテルを基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

40. 請求項1～32の何れか1項において、

ポリオールエステルを基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。



41. 請求項1～32の何れか1項において、

炭酸エステルを基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

42. 請求項1～32の何れか1項において、

アルキルベンゼンを基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

43. 請求項1～32の何れか1項において、

鉱油を基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

44. 請求項1～32の何れか1項において、

ポリビニルエーテル、ポリオールエステル又は炭酸エステルを基油とし、アルキルベンゼン又は鉱油を混合した冷凍機油を備えている冷凍装置。

45. 請求項39～44の何れか1項において、

冷凍機油中の極圧添加剤濃度が0.3以上で且つ1% wt 以下（冷凍機油重量比）である冷凍装置。

46. 請求項1～32の何れか1項において、

圧縮機（121）がスイング型圧縮機である冷凍装置。

47. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁（Z）は、

ニードル（2）と該ニードル（2）の嵌挿孔（16）と該嵌挿孔（16）の一端に臨み且つニードル（2）によって流路面積が調整される冷媒流路（9）とを有する弁本体（1）と、

上記嵌挿孔（16）の他端側を内部空間（30）に内包せしめる状態で弁本体（1）に取り付けられ、該内部空間（30）内にニードル（2）を駆動する電動手段（X）の少なくとも一部が内装されたケース（3）と、



上記嵌挿孔 (16) とニードル (2) との間に形成される嵌挿間隙 (17) を通って冷媒流路 (9) から内部空間 (30) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (P) とを備えている冷凍装置。

48. 請求項 1～32 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) は、

ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、

上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、

上記電動手段 (X) が嵌挿孔 (16) の外側で噛合し且つ嵌挿孔 (16) の軸方向に延びるネジ部を有し、上記嵌挿孔 (16) の他端側で該嵌挿孔 (16) に連通する噛合隙間 (23) と、

上記冷媒流路 (9) から嵌挿孔 (16) を介して噛合隙間 (23) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (Q) とを備えている冷凍装置。

49. 請求項 1～32 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) は、

ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、

上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、

上記電動手段 (X) の外周面と上記ケース (3) の内周面との間に形成される外周隙間 (21) と、

該外周隙間 (21) を介して上記内部空間 (30) における電動手段 (X) の一方側に



位置する第1空間部(31)と他方側に位置する第2空間部(32)との間を流れる冷媒流量を低下させる流量低下手段(R)とを備えている冷凍装置。

50. 請求項1～32の何れか1項において、

R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、

直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)がフェライト磁石である冷凍装置。

51. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)が希土類磁石である冷凍装置。

52. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)は、減磁温度が130℃以上の希土類磁石である冷凍装置。

53. 請求項1～32の何れか1項において、

R32単体又はR32が50 wt %を越えるR32リッチ混合冷媒が用いられる一方、

直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)は、減磁温度が130℃以上の希土類磁石である冷凍装置。

54. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁(Z)の駆動モータ(X)の永久磁石(4)が、異方性磁性材料で形成されている冷凍装置。

55. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁(Z)のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されている



冷凍装置。

56. 請求項1～32の何れか1項において、

直動式電動膨張弁(Z)のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されている冷凍装置。

57. 請求項1～32の何れか1項において、

2つの直動式電動膨張弁(Z)が直列に配置されている冷媒回路(110)を備えている冷凍装置。

58. 請求項1～32の何れか1項において、

1つの直動式電動膨張弁(Z)が配置されている冷媒回路(110)を備えている冷凍装置。

59. 低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.31以上で且つ0.62未満に設定されている冷凍装置。

60. 高圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁(Z)の定格トルク相当摩擦係数Eが0.34以上で且つ0.68未満に設定されている冷凍装置。

61. 低圧ドーム式の圧縮機(121)を備えると共に、直動式電動膨張弁(Z)を備え、熱源側熱交換器(123)と利用側熱交換器(131)とが一對一に構成された冷凍装置で



あって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.62 以上で且つ 0.93 未満に設定されている冷凍装置。

62. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.68 以上で且つ 1.02 未満に設定されている冷凍装置。

63. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.93 以上に設定されている冷凍装置。

64. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一對一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.02 以上に設定されている冷凍装置。

65. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、



炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.33 以上で且つ 0.66 未満に設定されている冷凍装置。

66. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.40 以上で且つ 0.80 未満に設定されている冷凍装置。

67. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.66 以上で且つ 0.99 未満に設定されている冷凍装置。

68. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.80 以上で且つ 1.20 未満に設定されている冷凍装置。

69. 低圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) とが一对一に構成された冷凍装置であって、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、



上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 0.99 以上に設定されている冷凍装置。

70. 高圧ドーム式の圧縮機 (121) を備えると共に、直動式電動膨張弁 (Z) を備え、熱源側熱交換器 (123) と利用側熱交換器 (131) との双方又は何れか一方が複数に構成された冷凍装置であつて、

炭化水素を主体とする冷媒が用いられる一方、

上記直動式電動膨張弁 (Z) の定格トルク相当摩擦係数 E が 1.20 以上に設定されている冷凍装置。

71. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、
既設配管を利用している冷凍装置。

72. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、
アルキルベンゼンを基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

73. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、
鉱油を基油とする冷凍機油を備えている冷凍装置。

74. 請求項 72 又は 73 において、
冷凍機油中の極圧添加剤濃度が 0.3 以上で且つ 1% wt 以下 (冷凍機油重量比) である冷凍装置。

75. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、
圧縮機 (121) がスイング型圧縮機である冷凍装置。

76. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、
直動式電動膨張弁 (Z) は、
ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み



且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、

上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、

上記嵌挿孔 (16) とニードル (2) との間に形成される嵌挿間隙 (17) を通って冷媒流路 (9) から内部空間 (30) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (P) とを備えている冷凍装置。

77. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) は、

ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、

上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、

上記電動手段 (X) が嵌挿孔 (16) の外側で噛合し且つ嵌挿孔 (16) の軸方向に延びるネジ部を有し、上記嵌挿孔 (16) の他端側で該嵌挿孔 (16) に連通する噛合隙間 (23) と、

上記冷媒流路 (9) から嵌挿孔 (16) を介して噛合隙間 (23) に流入する冷媒流量を低下させる流量低下手段 (Q) とを備えている冷凍装置。

78. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) は、

ニードル (2) と該ニードル (2) の嵌挿孔 (16) と該嵌挿孔 (16) の一端に臨み且つニードル (2) によって流路面積が調整される冷媒流路 (9) とを有する弁本体 (1) と、

上記嵌挿孔 (16) の他端側を内部空間 (30) に内包せしめる状態で弁本体 (1) に



* C L M S *

取り付けられ、該内部空間 (30) 内にニードル (2) を駆動する電動手段 (X) の少なくとも一部が内装されたケース (3) と、

上記電動手段 (X) の外周面と上記ケース (3) の内周面との間に形成される外周隙間 (21) と、

該外周隙間 (21) を介して上記内部空間 (30) における電動手段 (X) の一方側に位置する第 1 空間部 (31) と他方側に位置する第 2 空間部 (32) との間を流れる冷媒流量を低下させる流量低下手段 (R) とを備えている冷凍装置。

79. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) がフェライト磁石である冷凍装置。

80. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が希土類磁石である冷凍装置。

81. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) の駆動モータ (X) の永久磁石 (4) が、異方性磁性材料で形成されている冷凍装置。

82. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、フッ素樹脂コーティングが施されている冷凍装置。

83. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

直動式電動膨張弁 (Z) のネジ表面には、固体潤滑剤が塗布されている冷凍装置。

84. 請求項 59～70 の何れか 1 項において、

2 つの直動式電動膨張弁 (Z) が直列に配置されている冷媒回路 (110) を備えて



いる冷凍装置。

85. 請求項59～70の何れか1項において、

1つの直動式電動膨張弁(Z)が配置されている冷媒回路(110)を備えている冷凍装置。

