

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号
特表2004-526934
(P2004-526934A)

(43) 公表日 平成16年9月2日(2004.9.2)

(51) Int.Cl.⁷
F25B 43/00
B60H 1/32

F I
F25B 43/00
F25B 43/00
B60H 1/32 613A

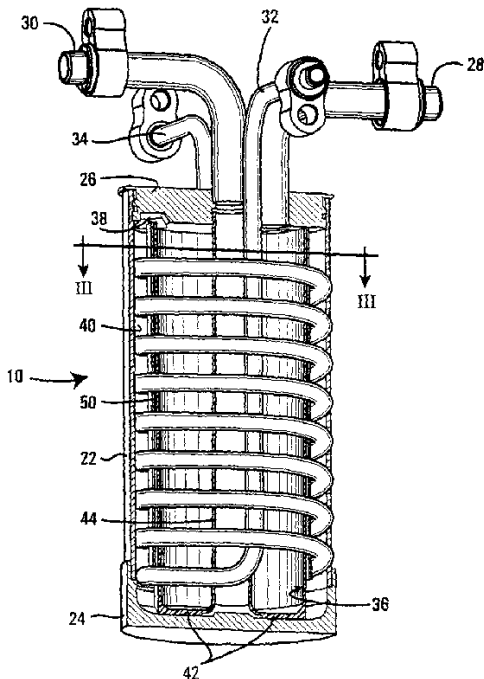
テーマコード (参考)

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 44 頁)			
(21) 出願番号	特願2002-591735 (P2002-591735)	(71) 出願人	503355487 ハラ・クライメート・コントロール・カナ ダ・インコーポレーテッド HALLA CLIMATE CONTR OL CANADA, INC. カナダ国 ケー8エヌ 5ティール6 オン タリオ、ベルヴィル、ユニバーシティ・ア ヴェニュー 360 360 University Aven ue, Belleville, Ontar io K8N 5T6 Canada
(86) (22) 出願日	平成14年5月24日 (2002.5.24)	(74) 代理人	100067356 弁理士 下田 容一郎
(85) 翻訳文提出日	平成15年9月29日 (2003.9.29)	(74) 代理人	100094020 弁理士 田宮 寛祉
(86) 国際出願番号	PCT/CA2002/000755	最終頁に続く	
(87) 国際公開番号	W02002/095303		
(87) 国際公開日	平成14年11月28日 (2002.11.28)		
(31) 優先権主張番号	09/864, 505		
(32) 優先日	平成13年5月24日 (2001.5.24)		
(33) 優先権主張国	米国 (US)		

(54) 【発明の名称】 内部熱交換器アキュムレータ

(57) 【要約】

空気調和（冷凍またはヒートポンプ）システム用アキュムレータ（10、110、310）は、内側ライナ（36、136、236、336）を同軸に包囲する外側ハウジング（22、122、222）を具体化している。入口（28、128、228、328）は、内側ライナ（36、136、236、336）によって形成されている内部容積内に冷媒を誘導する。該容積内には液状冷媒および圧縮機オイルが含まれ、外側ハウジング（22、122、222）の壁から絶縁されている。熱交換器（20、120、220）は、外側ハウジング（22、122、222）と内側ライナ（36、136、236、336）との間の環状空間（40、140、240、340）内に配置されており、膨張装置に送給する前に凝縮物の流れを循環させる。このようにして、凝縮物は冷却され、同時に、アキュムレータ（10、110、310）を通して出る冷媒は蒸発させられる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

空気調和またはヒートポンプシステムに使用されるアキュムレータであって、
頂部と、入口開口と、出口開口と、周囲側壁と、基部と、から成る気密封止された外側ハウジングと、
前記外側ハウジング内に配置された内側ライナと、
熱交換管と、
伝達通路と、
から成り、
前記内側ライナは、前記入口開口を通じて送給された冷媒を収容して前記冷媒を液体および蒸気に分離するための容器を形成する基部および周壁を有しており、前記内側ライナは、前記外側ハウジングの周壁から離間して、前記周壁とともに環状通路を画成しており、前記熱交換管は前記環状通路に配置され、前記管は、前記システム内において、高圧冷媒から低圧冷媒へ制御された速度で熱伝達を行うように設計および構成されており、前記管は、前記外側ハウジングの外側で延びている入口端部および出口端部を有しており、断熱材料は、前記熱交換管と内部容器とを分離して前記内側容器内の冷媒への熱伝達を抑止し、
前記伝達通路は、前記環状通路の上端部および下端部にそれぞれ設けられており、前記伝達通路の一方は、前記環状通路と前記内側ライナの内部とを連通させる入口から成り、前記伝達通路の他方は、前記環状通路と前記ハウジングの外部とを前記出口開口を通じて連
通させる出口から成り、
前記内側ライナから引かれた蒸発した冷媒は、前記一方の伝達通路を通じて前記環状通路に入る一方で、液状冷媒は前記環状通路に入ることを防止され、前記蒸発した冷媒は前記環状通路を通り、前記熱交換管に沿って前記他方の伝達通路へ流れ、前記蒸発した冷媒は前記他方の伝達通路から前記出口開口を介して前記アキュムレータを出ることを特徴とするアキュムレータ。

【請求項 2】

前記熱交換管は、前記外側ハウジングと前記内側ライナとの間の前記環状通路内においてらせん状に延在する 1 個以上の管からなるコイル形状で配置されており、前記管は、前記コイルの同一端部に入口部および出口部が存在するように、2 つに折り返されていることを特徴とする請求項 1 に記載のアキュムレータ。

【請求項 3】

前記熱交換管は、前記環状通路内において、前記内側容器を出て行く冷媒ガスの延長流路を画成しており、冷媒ガスが上端部から下端部まで至る熱交換器の長さに沿う前記延長流路を避けて迂回することを防ぐためにシールが組み込まれている請求項 2 に記載のアキュムレータ。

【請求項 4】

前記らせん状コイルは、延長流路を提供しているらせん状通路を画成しており、前記内側ライナを出て行く冷媒ガスは前記延長流路に沿って通らなければならない、前記熱交換管は、前記環状通路の幅と実質的に一致している外径を有している請求項 2 に記載のアキュムレータ。

【請求項 5】

前記ライナの外表面には、前記入口部から前記コイルの下端に至る長さの前記熱交換器管を収容するために、軸方向に向いている凹部が形成されている請求項 2、3 または 4 に記載のアキュムレータ。

【請求項 6】

前記熱交換管は、前記外側ハウジングと前記内側ライナとの間の前記環状通路内において 2 つのらせん状に延在する 1 個以上の管からなるコイル形状で配置されていることを特徴とする請求項 1 に記載のアキュムレータ。

【請求項 7】

前記らせん状コイルは、延長流路を提供している２つのらせん状通路を画成しており、前記内側ライナを出て行く冷媒ガスは前記延長流路に沿って通らなければならない、前記熱交換管は、前記環状通路の幅と実質的に一致している外径を有している請求項６に記載のアキュムレータ。

【請求項８】

前記外側ハウジングの頂部は別個の部品を構成する蓋から成り、前記別個の部品は、前記外側ハウジングの周壁の頂部に気密封止されており、前記別個の部品の内部には、前記入口開口と、前記出口開口の出口ポートと、前記熱交換管の入口通路および出口通路とが画成されていることを特徴とする請求項１乃至７のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項９】

前記内側ライナは、前記内側ライナの下端の外部に一体型突起部を備えており、前記突起部は、前記外側ハウジングと前記内側ライナとの間における所定の間隔を維持するために、前記外側ハウジングの前記基部の内部表面と係合するように配置されていることを特徴とする請求項１乃至８のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１０】

前記熱交換管の前記入口端部および前記出口端部は、前記外側ハウジングの同一表面を介して外部に延出していることを特徴とする請求項１乃至９のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１１】

前記一方の伝達通路は、前記入口開口を通じて前記アキュムレータに送給された液状冷媒の前記一方の伝達通路への進入を防止するために、蓋またはラビリンスによって、バップルが備えられていることを特徴とする請求項１乃至１０のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１２】

前記内側ライナの上端部は、外側ハウジングと前記内側ライナとを適切に一直線上に並べるために、前記蓋と係合するように構成されていることを特徴とする請求項１乃至１１のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１３】

前記伝達通路は、前記伝達通路を通過する冷媒ガスの流れに乱流を生じるように構成されていることを特徴とする請求項１乃至１２のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１４】

前記内側ライナは、熱が前記熱交換管または外側ハウジングから発散する熱の結果としての前記内側ライナに含まれる冷媒の過度な蒸発を防止するために、 $10\text{ W/m}\cdot\text{K}$ の熱伝導率を有する材料から形成されることを特徴とする請求項１に記載のアキュムレータ。

【請求項１５】

低圧の出口ガスは、前記内側ライナの頂部から出て、前記ライナと前記周囲側壁との間の隙を通過して下降し、前記環状通路の前記熱交換管に沿って流れ、前記アキュムレータの底部に沿って移動し、前記内側ライナの立ち上り管を通り上方へ流れ、そして前記出口を介して前記アキュムレータから流出することを特徴とする請求項１乃至１４のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１６】

前記内側ライナは、前記内側ライナの内部にて延びている立ち上がり管を備えており、前記立ち上がり管は、前記内側ライナの頂部領域内で開口している上端と、前記内側ライナの底部で開口している下端と、を有しており、もって、前記内側ライナの内部からの低圧のガスは前記立ち上り管の前記上端に流入し、前記立ち上り管を通過して下方に流れ、前記内側ライナの底部と前記外側ハウジングの基部との間から外方に流れ、その後、前記ガスは、前記内側ライナと前記外側ハウジングとの間の環状空間内で上昇し、前記熱交換器に沿って上方向に流れ、その後、前記アキュムレータの上端付近で前記アキュムレータから流れ出ることを特徴とする請求項１乃至１４のいずれか１つに記載のアキュムレータ。

【請求項１７】

10

20

30

40

50

入口開口は、前記内側ライナおよび前記外側ハウジングの外周壁を貫通して延出し、前記入口通路開口と、前記熱交換管が配置されている前記環状通路との間での有害な冷媒交換を伴わずに冷媒を前記内側ライナの内部に送給することを特徴とする請求項 1 乃至 14 のいずれか 1 つに記載のアキュムレータ。

【請求項 18】

前記内側ライナの内部には、前記内側ライナの内部に含まれる冷媒液体の過度な移動を防止するために、内部にバッフルが備えられていることを特徴とする請求項 1 乃至 17 のいずれか 1 つに記載のアキュムレータ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、空気調和即ちヒートポンプシステムに使用されるアキュムレータの改良、詳しくは、自動車の空気調和システムでの使用に適したサクションアキュムレータに関する。

【背景技術】

【0002】

閉ループ冷凍／ヒートポンプシステムは、気体冷媒を比較的低い圧力で引き込み、高温冷媒を比較的高い圧力で吐出するように意図されている圧縮機を従来採用している。一般に、高温冷媒は、凝縮器において冷却される際に、凝縮されて液体になる。小さなオリフィスまたは弁がシステムを高圧側と低圧側に分けている。高圧側の冷媒は、オリフィスまたは弁を通過し、蒸発器において熱を吸収する際に液体からガスに変わる。低熱負荷時に、全部の液体を蒸発させることは望ましくなく、また、それは不可能である。しかし、（“フラッディング”として知られる）圧縮機への進入を行う液状冷媒は、システム効率の損失を生じ、圧縮機への損傷を生じ得る。それゆえ、余剰な液体を分離し蓄えるために蒸発器と圧縮機との間にアキュムレータを備えることが標準的な実務となっている。自動車の空気調和システム用アキュムレータは、一般に、一体に溶接された金属缶であり、しばしば、該アキュムレータには、切換えおよび／または充填口用に取付具が取り付けられている。1 つ以上の入口管および出口管が頂部、側部、或いは時として底部の内部を通っている。又は、該管は、上記の目的で設けられた取付具に取り付けられている。一般的なアキュムレータ内へ流れ込む冷媒は、液体が意図せずに出口から流出する可能性を低減する目的で設けられたそらせ板またはバッフルに衝突する。

20

30

【0003】

ある先行技術は、液体のキャリーオーバーを低減するための方法として流入する液体の乱流を低減する技術に関連している（米国特許第 5 1 8 4 4 8 0 号）。また、他には、主としてアキュムレータにおける圧力降下（重大なシステム性能パラメータ）を減じるために、内側貯槽と出口通路との結合に特に関連している技術がある（米国特許第 5 6 6 0 0 6 8 号、第 5 1 7 9 8 4 4 号および第 4 6 2 7 2 4 7 号）。

【0004】

先行技術の別の特徴としては、アキュムレータにおける乾燥剤の装備である。ある冷凍システム、特にあまり現代的でないシステムは、他のものよりも水分の進入および損傷を受けやすい。多くのシステムにとってあらゆる水分を除去することが必要であり、アキュムレータは乾燥剤を収容するために便利な場所である。初期の多くの設計にみられる特徴としては、乾燥カートリッジ等があったが（米国特許第 4 5 0 9 3 4 0 号、第 4 6 3 3 6 7 9 号、第 4 7 6 8 3 5 5 号および第 4 3 3 1 0 0 1 号）、現代は、乾燥剤ビーズで満たされ、（J 字形出口管のような）アキュムレータの内部の特徴部に固定された適切な形状の布袋が典型例となっており、該布袋のビーズは液状冷媒と接触する。

40

【0005】

先行技術の代表的な特徴としては、他に、熱特性を修正するために、アキュムレータの外周に配置された絶縁材の使用である（米国特許第 5 7 0 1 7 9 5 号）。これは、費用が嵩み、フラッディングを減じる必要がある場合にしか使用されない。

【0006】

50

典型的なアキュムレータにおける共通の特徴の一つとして、該アキュムレータが圧縮機オイルを戻して循環させるために何らかの技術を採用していることである。圧縮機オイルは、一般に、冷媒とともにシステム全体を循環しているが、アキュムレータの貯槽に溜まる傾向がある。オイルを戻して循環させるための典型的な方法としては、アキュムレータを出る前に貯槽内に低く浸る冷媒ガスの出口管を利用することである。低い地点にある出口管の小さい穴によって、液体はガス流と同伴して圧縮機へ向かう。この液体の一部が冷媒となることは避けられない。圧縮機へ戻るこの液状冷媒によって、システム効率が低減する。

【0007】

通常の動作において、圧縮機に戻るガスは、凝縮器からの液体に比べてかなり冷たい。圧縮機に戻るガスが膨張装置に到達する前に凝縮物をさらに冷却するために使用されるのであれば、冷凍サイクルの冷却能力および効率が上がることは周知である（米国特許第5075967号）。（超臨界用途において、液体は、膨張装置の後に低圧で存在しているにすぎない。厳密に言えば、凝縮器は“ガス冷却器”である。しかし、我々、本願発明者は、本発明の原理が超臨界冷凍システムにも同様に適用されるものと理解して、“凝縮器”及び“凝縮物”という用語を使用する。）高圧側から低圧側へ熱を伝達するために使用される熱交換器は、「吸込み線路熱交換器」（SLHX）または「内部熱交換器」（IHX）と称する。（システムと環境との間で熱を交換する凝縮器および蒸発器に対して、システムにとって「内部」である。）オイルピックアップ穴を備えるアキュムレータを使用するシステム、IHXにおいて、その効果は、ピックアップ穴によって同伴される液状冷媒が蒸発して凝縮物を冷却する際に、向上される。先行技術は、従来の熱交換器がIHXとして使用され得ると認識しているが（米国特許第5562157号、第5609036号、第5687419号）、一般に移動体への用途の場合、大型な蒸発器のための余地がなく、他の構成部品の装備も経済的に容認できない。IHXとアキュムレータとを組合せることにより、漸増的に大きくなるにすぎないスペースおよび重量を要する費用の面で効果的な解決策を提供することができる。

【0008】

先行技術のいくつかの例としては、高温凝縮物を含んでいる管のコイルまたは一部が熱交換のためにアキュムレータの貯槽部に配置されることを提案している（米国特許第5075967号、第5245833号、第5622055号）。しかし、そのような設計は最適ではない。高温凝縮物はアキュムレータ貯槽の低圧液体を沸騰させ、貯槽の目的を無効にし、ガスでシステムに負荷をかけることによってシステム効率を低減させる。高温凝縮物のコイルが主貯槽の外部に配設されることを提案する先行技術が存在するが（米国特許第6298687号）、当該技術は貯槽との熱交換を高めようとしている。我々、発明者等の研究は、貯槽への熱伝達が低減されなければならないことを明白に示している。さらに、先行技術は、他の方法ではアキュムレータとして良好に働かないIHXアキュムレータを示している。例えば、米国特許第6298687号は、システムが停止した時に貯槽から圧縮機に排出されるように構成されたオイルピックアップ穴を示している。ガスの流入の際の乱流を低減したり、貯槽内の液体がガスの出口に逃げることを防ぐ技術は、存在しない。また、先行技術の多くはその組立が難しい。米国特許第6298687号はアキュムレータの両側端部にある高圧線路の入口および出口を示しているが、それは容易に量産することはできない。製造が容易でアキュムレータ機能を保持する単純で費用およびスペースの面で効果的な構成を有し、高圧線路から貯槽への熱伝達が制御されて、アキュムレータと組み合わされた内部熱交換器が求められている。

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0009】

2001年1月25日に出願された本願発明人等による国際出願番号PCT/CA01/00083において、本願発明人等は、特に車両の空気調和システムにおける使用に適する多くの重要な改良点を有している先進的な設計が施されているサクションアキュムレー

10

20

30

40

50

タを開示している。

【0010】

本発明は、更に改良されたサクションアキュムレータを提供している。

【0011】

詳しくは、本発明は、空気調和またはヒートポンプシステムに使用されるアキュムレータを提供する。該アキュムレータは、頂部と入口開口と出口開口と周囲側壁と基部とから成る気密封止された外側ハウジングと、前記外側ハウジング内に配置された内側ライナと、熱交換管と、伝達通路と、から成り、前記内側ライナは、前記入口開口を通じて送給された冷媒を収容して前記冷媒を液体および蒸気に分離するための容器を形成する基部および周壁を有しており、前記内側ライナは、前記外側ハウジングの周壁から離間して、前記周壁とともに環状通路を画成しており、前記熱交換管は前記環状通路に配置され、前記管は、前記システム内において、高圧冷媒から低圧冷媒へ制御された速度で熱伝達を行うように設計および構成されており、前記管は、前記外側ハウジングの外側で延びている入口端部および出口端部を有しており、断熱材料は、前記熱交換管と内部容器とを分離して前記内側容器内の冷媒への熱伝達を抑止し、前記伝達通路は、前記環状通路の上端部および下端部にそれぞれ設けられており、前記伝達通路の一方は、前記環状通路と前記内側ライナの内部とを連通させる入口から成り、前記伝達通路の他方は、前記環状通路と前記ハウジングの外部とを前記出口開口を通じて連通させる出口から成り、前記内側ライナから引かれた蒸発した冷媒は、前記一方の伝達通路を通じて前記環状通路に入る一方で、液状冷媒は前記環状通路に入ることを防止され、前記蒸発した冷媒は前記環状通路を通り、前記熱交換管に沿って前記他方の伝達通路へ流れ、前記蒸発した冷媒は前記他方の伝達通路から前記出口開口を介して前記アキュムレータを出る。

10

20

【0012】

熱交換管は、システムの高圧側、すなわち圧縮機の出口、凝縮器および膨張弁と、システムの低圧側との間での熱交換のための機構をアキュムレータに組み込む方法を提供している。そうしたものとして、管は、表面積を増大させるように設計されたもの等の各種の向上策を実施することができる。さらに、好ましい実施形態としては単一の連続する熱交換管であるが、他の構成も可能である。効果的な熱交換は、アキュムレータを出て圧縮機の入口に送給される気体冷媒が熱交換管を伝って移動する一方で、高圧側からの比較的高温の冷媒を熱交換管を介して循環させることによって、実現する。この両者によって、膨張に先立って液状冷媒が予冷され、システム冷却能力が増大し、また、この両者は、圧縮機に到達する冷媒ガス流が液状冷媒を含まないことを保証するのに役立つ。効果的な熱交換は、吸気線路の圧力損失の増加が殆どなく、また、アキュムレータ機能に妥協することのない状態で実現される。本願に開示される熱交換器には、付加的な部品がほとんどない。また、本願に開示される熱交換器は、より効果的であり、好適な実施形態においては、先行技術で周知のようなアキュムレータと内部熱交換器とを組合せたものよりも製造が容易であり且つ安価である。

30

【0013】

好ましくは、熱交換管は、アキュムレータの外側ハウジングと内側ライナとの間の環状通路に、らせん状コイルの形状で配置され、それによって、該環状通路においてコイルの長さに沿って冷媒蒸気のらせん状流路を画成する。熱交換管の外径は、外側ハウジングと内側ライナの間との環状通路の幅と一致しており、冷媒ガス流のほとんど全部がらせん状経路の全長を進行するような封止を提供する。外側ハウジングの同一端部に入口および出口を配するために単一のらせん状コイルを戻り管路とともに使用する場合には、らせん状経路を避けて迂回するように形成された短い経路を冷媒ガスが使用しないようにしなければならない。二重らせんコイルの使用はそうした懸念を排除する。

40

【0014】

内側ライナは、好ましくは、熱伝導性の低いプラスチック材料で製作され、もって、その内部に含有されている液状冷媒がコイルおよび外側ハウジングの熱から絶縁される。

【発明を実施するための最良の形態】

50

【 0 0 1 5 】

図 1 の回路図は、冷却装置またはヒートポンプとして使用可能な閉回路空気調和システムを概略的に示している。冷媒流体は、液状でアキュムレータ 10 内に蓄えられており、該アキュムレータ 10 から圧縮機 12 の入口にガスの形状で引き込まれる。圧縮機は、高温高圧の冷媒ガスを凝縮器 14 に送給し、該凝縮器においてガスは冷却され、一般的にはガスの一部は液状に変換される。(依然として高圧下にある)凝縮器からの冷媒流体は、膨張弁 16 を経て低圧に膨張し、それによって温度の急激な低下を受けて、低圧で低温の流体は、蒸発器 18 において加熱され、該蒸発器 18 から液体およびガスの混合流としてアキュムレータ 10 に戻される。システムの負荷に応じて、冷媒流体は、多少、凝縮および蒸発せしめられ、システムがその時要求した量を上回る量の冷媒はアキュムレータ 10 に液状で蓄えられる。以上で説明された図 1 の回路は、従来の回路である。

【 0 0 1 6 】

図 1 のシステムは、凝縮器から送給された一部冷却されているが依然温暖な冷媒流体をアキュムレータ内の熱交換コイル 20 に通すことによって変更される。以下でさらに詳しく説明するが、熱交換コイル 20 は、アキュムレータ 10 の冷媒液体と接触しておらず、むしろ圧縮機 12 によってアキュムレータから引き出される冷媒ガスと接触するように配置されており、その目的は高圧冷媒を予冷すること、及び、圧縮機に送給された冷媒の完全な蒸発を保証することである。

【 0 0 1 7 】

アキュムレータ 10 の構造は、図 2 乃至図 6 においてより明確に示されており、円筒形の外側容器 22 から成る。該外側容器 22 の下端部は底蓋 24 によって閉じられており、外側容器 22 の上端部は気密封止した状態で円板形状のヘッド取付具 26 に取り付けられている。該ヘッド取付具 26 は、以下の連結部を収容する複数の口を備えている。該連結部は、蒸発器から冷媒流体を送給する入口管 28 と、冷媒ガスがアキュムレータから圧縮機 12 へ向かう際に通過する出口管 30 と、凝縮器 14 から膨張弁 16 へ通過する冷媒流体を送給する熱交換コイル 20 と連通している出口連結部 34 及び入口連結部 32 である。

【 0 0 1 8 】

外側容器内には、同軸に配置された円筒形内側ライナ 36 があり、該内側ライナ 36 の上端部はヘッド取付具 26 の下面に密に接した状態で配置されているが、該ヘッド取付具 26 と協力して複数の伝達通路 38 を画成している。複数ある伝達通路 38 のうちの 1 つが図 2 に示されている。一連の伝達通路 38 は、ヘッド取付具の周辺部の周りに間隔をおいて配設されている。通路 38 間のリブは内側ライナ 36 の上端部に載っている。図 3 に見られるように、内側ライナ 36 と外側容器 22 との間における頂部から底部まで延びている環状通路 40 が存在する。この通路の延長部分は、突出リブ 42 によって底蓋 24 から離間されている内側ライナ 36 の下面で径方向内方に延びている。アキュムレータの下端で環状通路 40 と連通する中心管 44 は、アキュムレータの内部の中心において上方へ延びており、出口管 30 と接続されている。中心管 44 及び出口管 30 は、両者ともヘッド取付具 26 に気密封止されている。

【 0 0 1 9 】

熱交換器コイル 20 用の入口連結部 32 は、アキュムレータの底部付近まで垂直方向に延びており、図 2 に最適に示されるように、該コイルは、底部近くから、環状空間 40 内をらせん状に上方に延びている。コイルの上端は垂直に向いており、出口連結部 34 と一体となっている。連結部 32、34 が垂直に配置されるようにするために、内側ライナの外表面には軸方向に延在する凹部 46、48 (図 3 参照) が形成されている。連結部 32、34 は、これらの凹部に収容されており、もって、内側容器 36 の外表面によって画成される円筒形包絡面を越えて突出することはない。内側容器 36 並びに入口連結部及び出口連結部 32、34 は、密着外側ライナ 50 によって包囲されている。該外側ライナ 50 は環状通路 40 の内側円筒形表面を画成している。この環状通路は、熱交換器コイル 20 を形成する管の外径と厳密に対応する一定の径方向の幅を有しており、もって、該熱交換コ

イル 20 を形成する管は外側ライナ 50 と外側容器 22 との間に適宜に嵌合し、この嵌合によって、コイルとこれらの構成部品との間を封止（シール）して、冷媒ガスが巻回されたコイルの間に画成される延長流路を避けて迂回することが防止される。図 2、図 5 および図 6 から明白であるように、外側ライナ 50 は、内側ライナ 36 の上端部から該内側ライナ 36 の長さの主要部分にわたって延び、コイル 20 の下端位置の若干上方で終結している。

【0020】

アキュムレータの動作について説明する。低圧の冷媒流体は、蒸発器から入口管 28 を経て内側ライナ 36 内に送給される。該内側ライナにおいて、冷媒流体は分離し、その液体部分は、該冷媒と同伴している少量のオイルとともに内側ライナの下端部に集まる。該オイルは、一般に圧縮機の潤滑のために含まれている。

10

【0021】

加熱または冷却の負荷の需要によって決定されるが、圧縮機 12 は気体冷媒をアキュムレータから引出すように駆動される。圧縮機による吸込み動作は、中心管 44、環状空間 40 および伝達通路 38 を介して内側ライナ 36 の内部に及ぶ。従って、この領域からの冷媒ガスは、伝達通路 38 を経て環状通路 40 に引き込まれる。圧縮機の吸込みの需要に従って、アキュムレータにおいて生じた低圧は、多少の液状冷媒を蒸発させる。しかし、冷媒ガスは環状通路の下端部に直接通過できない。むしろ、該冷媒ガスは、コイル 20 によって案内され、巻回されたコイルの間のらせん状の経路を取りながら、該コイルと熱交換の関係を保ちつつ下降し、やがてアキュムレータの下端部に到達する。冷媒ガスは、該下端部から突出リブ 42 間を径方向内方に向かって通ることができる。この下降している間に、冷媒ガスはコイル 20 から熱を奪うので、圧縮機に送給された冷媒が完全に蒸発することが保証される。この動作は、内側ライナが熱伝導性の低いプラスチックで形成されているという事実と、内側ライナに類似する断熱材料で形成される外側ライナ 50 の存在と、によって、内側ライナ 36 の下端部内にて液状冷媒を過度に加熱することなく実現される。内側ライナ 36 および外側ライナ 50 の材料の伝導率はわずか約 $10 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ しかない。通路 40 と凹部 46、48 とが外側ライナ 50 によって効果的に遮断されているので、通路 40 の冷媒ガスは、内側ライナに形成された凹部 46、48 を通って通路の底部に直接移動できないことに留意されたい。

20

【0022】

発明者等による前述の国際出願に記載されているように、内側ライナ 36 は、一般に、冷媒流体に存在し得るあらゆる水分を抽出するために乾燥剤塊（図示せず）を含んでいる。さらに当該出願に記載されているように、内側容器 36 の下端部はフィルタおよびブリード穴を備えることができる。該下端部に集まっているオイルは、該フィルタ及びブリード穴を通じて、冷媒ガスが内側ライナ 36 の下面を横断するように移動する際に、該冷媒ガスに引き込まれ得る。

30

【0023】

通路 40 を通ってアキュムレータを出て行く冷媒ガスは、コイル 20 を通って移動する温暖な冷媒流体とは逆流の関係で流れる。従って、冷媒ガスは内側ライナの下端部の下を通して中心管 44 内に流れ込む直前にコイルの最も温暖な領域を通過することがわかる。この構成は熱伝達の効果を向上させる。

40

【0024】

アキュムレータにおいて、特に自動車の空気調和システムに使用されるアキュムレータにおいては、入口管 20 を介してアキュムレータに進入する液状冷媒が出口通路に直接向かうことを防止するためのバッフル（baffle）手段を設けることが慣例であり、この目的のために先行技術で周知の各種手段が提供されている。図 2 乃至図 6 に示されたアキュムレータの設計では、ヘッド取付具 26 の下面の形状がバッフル効果を与えている。ヘッド取付具 26 の下面にある入口管 28 の内側端は、凹状溝によって包囲されている。該凹状溝は、管 28 の縁部に付着する液状冷媒がヘッド取付具 26 の下表面を横断するように移動する傾向を防止する。更に、内側ライナ 36 の上端の周から離間している伝達通路 38 は

50

、実際には、ヘッド取付具 26 の下表面の位置から若干上方にずらされている。更に、これらのラビリス伝達通路 38 の細やかな形状は、熱交換通路に流れ込むガスに乱流を生じさせてコイル 20 との熱交換を高めるように、構成されることも可能である。

【0025】

図 2 乃至図 6 のアキュムレータは、ヘッド取付具 26 を通って延びている流体連結部の全てを示しているが、例えば図 7 に示すように他の構成も可能であり、図 7 のアキュムレータ 110 においては、蒸発器から冷媒を送給する入口管 128 及び冷媒ガスをアキュムレータから圧縮機に送給する出口管 130 のみがヘッド取付具 126 に配置されている。この実施形態では、熱交換器コイル 120 は、上述の実施例と同様、外側容器 122 と内側ライナ 136 との間の通路 140 に密着して嵌合された状態でらせん状に延在している。しかしこの実施形態では、コイル 120 は、その入口連結部 132 および出口連結部 134 の両者がアキュムレータの底蓋 124 を貫通するように、二重らせんになっている。従って、交互に巻かれているコイル 120 において、冷媒流体は、互いに反対方向に流れる。従って、この実施形態では、内側ライナ 136 の外表面は完全に円筒形となり、それゆえ、図 2 乃至図 6 において参照番号 50 で示されたような外側ライナを必要としない。図 7 の実施形態は、また、図 7A により詳細に図示されているように、アキュムレータにそらせ板を組み入れる方法も示している。そらせ板 150 は、サドルの形状をしており、直径頂部 150.1 を有している。該直径頂部から、下方に傾斜した 2 つの半円形側面 150.2 が延びている。頂部の中心円形穴 150.3 は、内側ライナ 136 の中心管 144 の上端部を包囲しており、ヘッド取付具 126 の下面の短い管状ソケット 150.4 の周をシールする大きさである。反らせ板 150 は、内側ライナ 136 の内径に対応する直径を有する板状の金属製円板から形成できる。従って、そらせ板 150 は、頂部 150.1 の両端部にて内側ライナに当接しており、また内側ライナに隣接する領域において、側面 150.2 の下側部は三日月形通路 150.5 によってライナ 136 の内壁から分離されている。入口管 128 から離間しているそらせ板 150 の下面において、伝達通路 138 は内側ライナ 136 の内部と環状通路 140 とを連通させている。この通路 138 の上側は、広角な逆 V 字形となっており、反らせ板 150 の周縁部によって塞がれているので、反らせ板の上側から通路 138 内に連通することはない。動作中、入口管 128 を介してアキュムレータに送給される蒸発器からの冷媒ガスおよび液体は、頂部 150.1 に衝突してソケット 150.4 の一面に移動し、開口 150.5 を介して貯槽部に流入する。アキュムレータの貯槽部から出た冷媒ガスは、伝達開口 138 を介して引かれ、環状通路 140 によって設けられた熱交換部に入り、その後、中心管 144 および出口管 130 を通ってアキュムレータを出る。

【0026】

本発明のさらなる別の実施例の構成が図 8 に示されている。ここでは、入口管 228 は、外側容器 222 の上端部内の中心に開口している。これにより、外側容器の頂部表面は一体型の表面となる。しかしこの実施形態では、円筒形内側ライナ 236 は上方に延びている中心管 244 を有する。該中心管 244 は、小さなサイホン防止穴 245 を除き、上端が閉鎖されている。アキュムレータから圧縮機に送給されるガスの出口は底蓋 224 に形成されており、この出口 230 は、管 244 の閉鎖している上端付近で終端している鉛直方向に延びている管 231 と連通している。この実施形態において、熱交換管 220 は、前と同様、外側容器 222 と内側ライナ 236 との間の環状通路 240 に適宜に配置されている。図 8 に示すように、熱交換コイル 220 の入口 232 および出口 234 は、外側容器 222 の側壁を貫通しているが、他の構成も可能である。

【0027】

図 9 は本発明のさらなる別の実施例を示している。この場合、蒸発器からの冷媒ガスおよび液体は、アキュムレータ 310 の側壁の入口管 328 を通じて入る。液体は、(任意の) そらせ板 337 に衝突し、貯槽部に流入する。圧縮機からの力を受けて、ガスは、ライナ 336 の立上り管 331 の開口端に流入する。その後、ガスは、ライナと底蓋 324 との間のスペースを通り下方に流れ、熱交換器通路 340 を通って上方に流れる。ガスは熱

交換器コイルの頂部にあるキャピティ 338 に集まり、側壁の取付具 330 を通じてアキュムレータを出る。熱交換器通路を避けて迂回する流体経路が貯槽内に形成されることを防止するように、入口管が貯槽部の壁に密着した状態で取り付けられることが重要である。

【0028】

本発明の範囲内において、設計される空気調和システムの特定の要求を満たすために、寸法、形状、大きさ、向きおよび材料に関して相当の変更を行うことは可能である。同様に、ヘッド取付具、外側容器といった外部構造、入口および出口ポートの位置および構成は所望通りに変更することができ、乾燥剤容器、オイルブリード調節器およびフィルタの形式および構成の変更についても同様である。

10

【0029】

便宜上、本発明の一定の特徴は別個の実施形態において説明したが、これらの特徴は1つの実施例で組合せて提供してもよいことを理解されたい。さらに、簡潔のために1つの実施例において説明された本発明の各種特徴は、また、他の実施例において、別個に或いは部分的に適宜に組合せて提供してもよい。

【0030】

さらに、本発明の特定の実施例を以上で図示及び説明したが、各種変更が当業者には容易に行い得ることは認識できよう。従って、添付の特許請求の範囲は、本発明の変形例及び等価物の全てを包括するものと解釈すべきである。

【図面の簡単な説明】

20

【0031】

【図1】本発明の好適な実施例におけるアキュムレータを具現化している（冷却または加熱に使用可能な）空気調和システムの回路の概略図である。

【図2】図1に示した空気調和システムのアキュムレータの概略的な斜視図であり、一部の断面が示されている。

【図3】図2のⅠⅠⅠ-ⅠⅠⅠ線における拡大断面図である。

【図4】分離されたアキュムレータの部品を示す図2に対応する分解図である。

【図5】冷媒ガスの流れを示す図2の一部の拡大図である。

【図6】冷媒ガスの流れを示す図2の一部の拡大図である。

【図7】本発明の別実施例におけるアキュムレータの縦断面を概略的に示す図である。

30

【図7A】図7のアキュムレータの上部部分を概略的に示している破断斜視図である。

【図8】本発明の更なる別の実施例におけるアキュムレータの構成の縦断面図である。

【図9】本発明の更なる別の実施例におけるアキュムレータの構成の縦断面図である。

【符号の説明】

【0032】

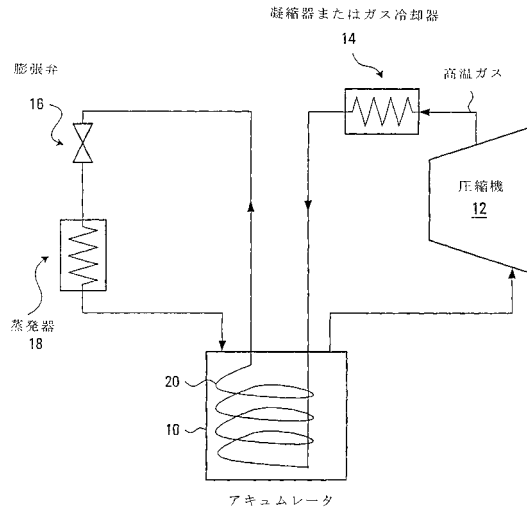
- 10 アキュムレータ
- 12 圧縮機
- 14 凝縮器
- 16 膨張弁
- 18 蒸発器
- 20 熱交換コイル
- 22 外容器
- 24 底蓋
- 26 ヘッド取付具
- 28 入口管
- 30 出口管
- 32、34 連結部
- 36 内側ライナ
- 38 伝達通路
- 40 環状通路

40

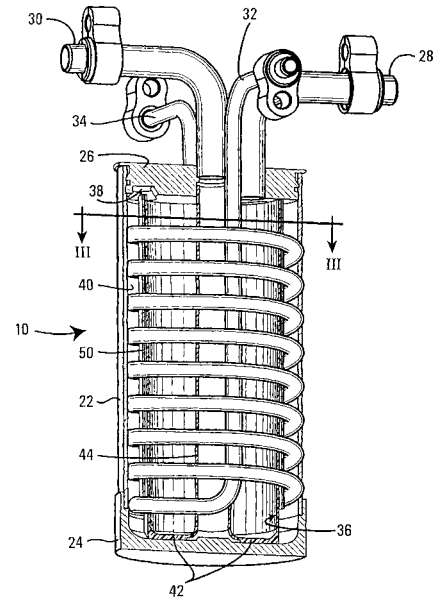
50

4 2	突出リブ	
4 4	中心管	
4 6、4 8	凹部	
5 0	外側ライナ	
1 1 0	アキュムレータ	
1 2 0	熱交換器コイル	
1 2 2	外容器	
1 2 4	底蓋	
1 2 6	ヘッド取付具	
1 2 8	入口管	10
1 3 0	出口管	
1 3 6	内側ライナ	
1 3 8	伝達通路	
1 4 0	環状通路	
1 4 4	中心管	
1 5 0	反らせ板	
1 5 0 . 1	直径稜部	
1 5 0 . 1	稜部	
1 5 0 . 2	側面	
1 5 0 . 2	半円形側面	20
1 5 0 . 3	中心丸穴	
1 5 0 . 4	ソケット	
1 5 0 . 5	三日月形通路	
2 2 0	熱交換コイル	
2 2 2	外容器	
2 2 4	底蓋	
2 2 8	入口管	
2 3 2	入口	
2 3 4	出口	
2 3 6	内側ライナ	30
2 4 0	環状通路	
2 4 4	中心管	
2 4 5	サイホン防止穴	
3 1 0	アキュムレータ	
3 2 4	底蓋	
3 2 8	入口管	
3 3 0	取付具	
3 3 1	立上り管	
3 3 6	ライナ	
3 3 8	空洞	40
3 4 0	反らせ板	

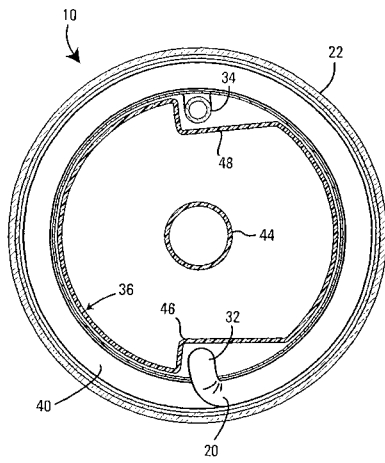
【図 1】



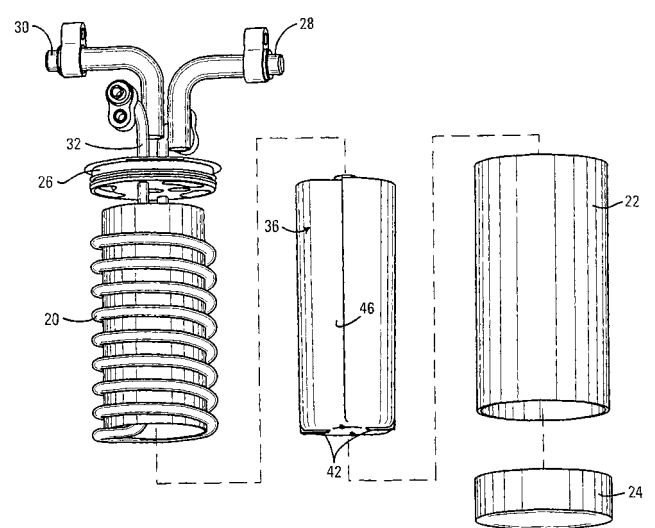
【図 2】



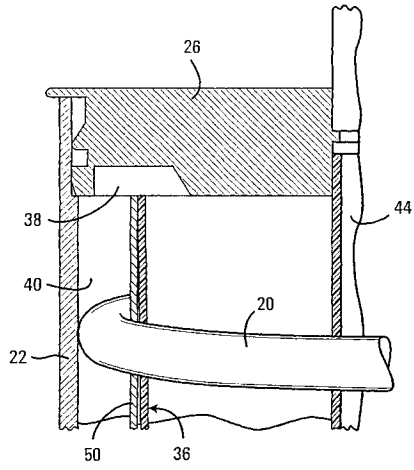
【図 3】



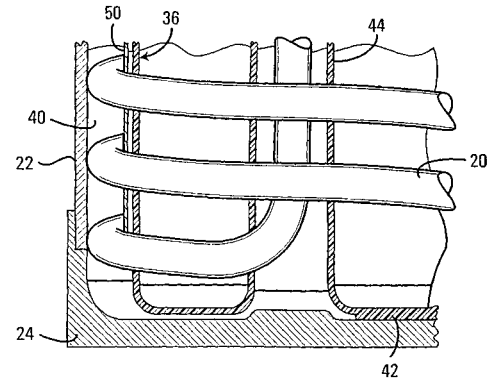
【図 4】



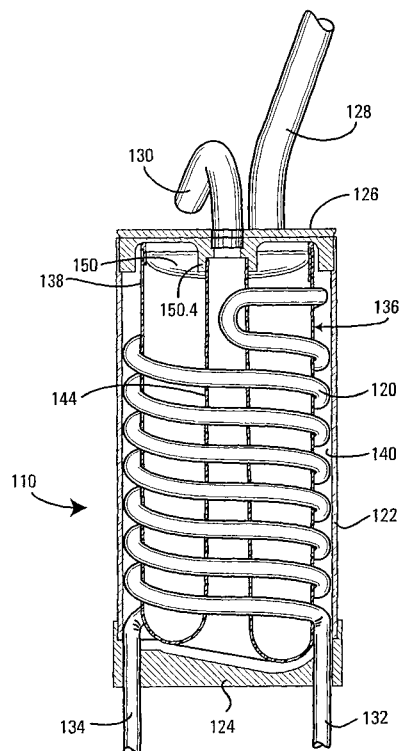
【図 5】



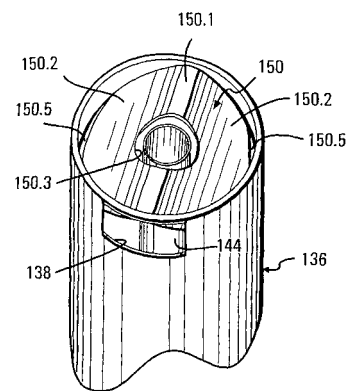
【図 6】



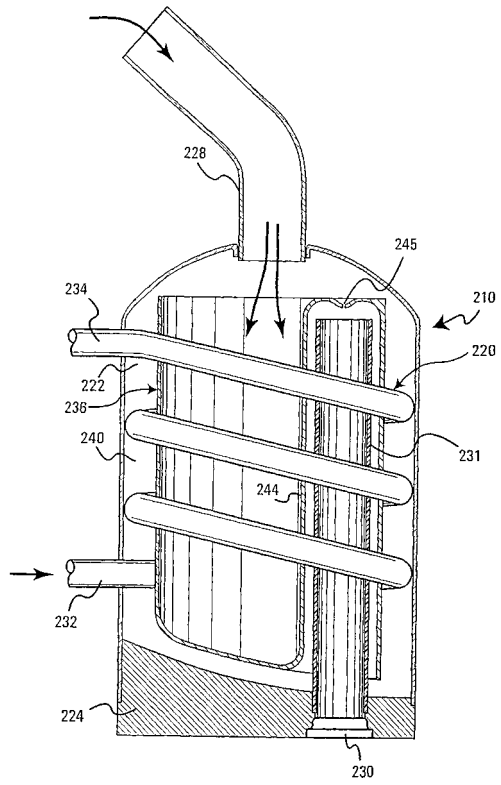
【図 7】



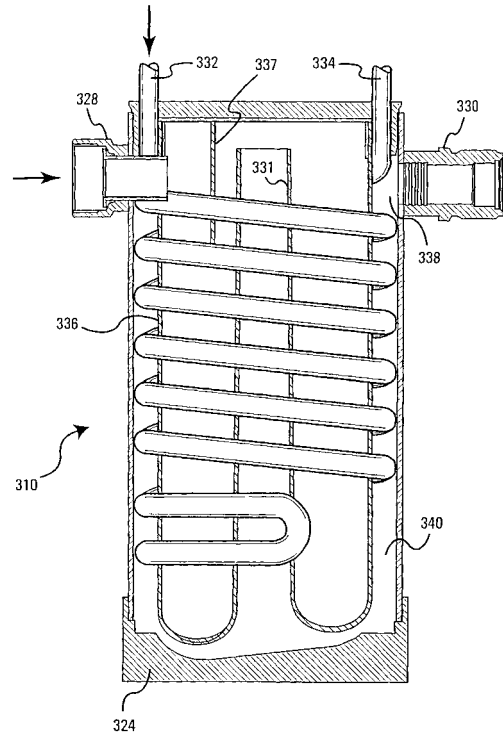
【図 7 A】



【図 8】



【図 9】



【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau(43) International Publication Date
28 November 2002 (28.11.2002)

PCT

(10) International Publication Number
WO 02/095303 A1(51) International Patent Classification: F25B 43/00
40/00

(21) International Application Number: PCT/CA02/00755

(22) International Filing Date: 24 May 2002 (24.05.2002)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data: 09/864,505 24 May 2001 (24.05.2001) US

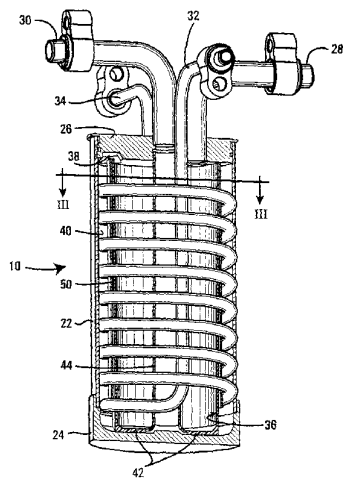
(71) Applicant (for all designated States except US): HALLA
CLIMATE CONTROL CANADA, INC. [CA/CA]; 360
University Avenue, Belleville, Ontario K8N 5T6 (CA).(72) Inventors; and
(75) Inventors/Applicants (for US only): DICKSON, Timothy, R. [CA/CA]; 228 Barison Avenue, Kingston, Ontario K7M 4H1 (CA); WHITTLE, Wayne, L. [CA/CA]; 936 Hamilton Road, Belleville, Ontario K8N 4Z5 (CA); STOBART, Michelle, M. [CA/CA]; 73 Benjamin Street, Belleville, Ontario K8P 1P8 (CA).

(74) Agents: O'GORMAN, Hugh et al.; Smart & Biggar, P.O. Box 2999, Station D, 900-55 Metcalfe Street, Ottawa, Ontario K1P 5Y6 (CA).

(81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, FR, GB, GR, GU, HK, HM, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG,

[Continued on next page]

(54) Title: INTERNAL HEAT EXCHANGER ACCUMULATOR



(57) Abstract: An accumulator (10, 110, 310) for an air-conditioning (refrigeration or heat pump) system embodies an outer housing (22, 122, 222) that co-axially surrounds an inner liner (36, 136, 236, 336). The inlet (28, 128, 228, 328) directs the refrigerant into the inner volume formed by the liner (36, 136, 236, 336), wherein the liquid refrigerant and compressor oil are contained and insulated from the wall of the outer housing (22, 122, 222). A heat exchanger (20, 120, 220) is arranged in the annular space (40, 140, 240, 340) between the outer housing (22, 122, 222) and the inner liner (36, 136, 236, 336) and circulates a flow of condensate therethrough before delivering it to the expansion device. In this way the condensate is cooled and at the same time refrigerant passing out of the accumulator (10, 110, 310) is vaporized.

WO 02/095303 A1

WO 02/095303 A1



SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,
VN, YU, ZA, ZM, ZW.

Published:

- with international search report
- before the expiration of the time limit for amending the claims and to be republished in the event of receipt of amendments

(84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

INTERNAL HEAT EXCHANGER ACCUMULATORBACKGROUND OF THE INVENTIONa) Field of the Invention

5 The present invention relates to improvements of an accumulator for use in an air-conditioning or heat pump system, and more particularly to a suction accumulator suitable for use in an air-conditioning system of a motor vehicle.

b) Description of the Prior Art

10 Closed-loop refrigeration/heat pump systems conventionally employ a compressor that is meant to draw in gaseous refrigerant at relatively low pressure and discharge hot refrigerant at relatively high pressure. The hot refrigerant typically condenses into liquid as it is cooled in a condenser. A small orifice or valve divides the system into high and low-pressure sides. The refrigerant on the high-pressure side passes through the orifice or valve and turns from liquid into gas in the evaporator as it picks up heat. At low heat loads it is not
15 desirable or possible to evaporate all the liquid. However, liquid refrigerant entering the compressor (known as "flooding") causes system efficiency loss and can cause damage to the compressor. Hence it is standard practice to include an accumulator between the evaporator and the compressor to separate and store the excess liquid. An accumulator for an automotive air-conditioner system is
20 typically a metal can, welded together, and often has fittings attached for a switch and/or charge port. One or more inlet tubes and an outlet tube pierce the top, sides, or occasionally the bottom, or attach to fittings provided for that purpose. The refrigerant flowing into a typical accumulator will impinge upon a deflector or baffle intended to reduce the likelihood of liquid inadvertently flowing out the exit.

25 Some prior art is concerned with reducing the turbulence of the inlet flow (US 5184480) as a way to reduce liquid carryover. Other designs are more concerned with the coupling between the inner reservoir and the outlet passage (US Patents 5660068, 5179844, 4627247), mainly to reduce the pressure drop across the accumulator (a critical system performance parameter).

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

Another feature of the prior art is the inclusion of a desiccant in the accumulator. Some refrigerant systems are more susceptible to moisture ingress and damage than others, especially less modern systems. For many systems it is necessary to remove any moisture, and the accumulator is a
5 convenient spot to house the desiccant. Many early designs featured desiccant cartridges and the like (US Patents 4509340, 4633679, 4768355, 4331001), but the typical modern usage is a fabric bag of some suitable shape, full of desiccant beads and secured to some inner feature of the accumulator (like the J-shaped outlet tube) where the beads will contact the liquid refrigerant.

10 A further feature typical of the prior art is the use of insulation placed around the outside of accumulators to modify the thermal characteristics (US 5701795). This is an added expense and is only used when required to reduce flooding.

One common feature of accumulators in typical usage is that they
15 employ some technique to return compressor oil to circulation. Compressor oil generally circulates with the refrigerant throughout the system, but tends to accumulate in the reservoir of the accumulator. A typical method to return oil to circulation is utilizing an outlet tube for the refrigerant gas that dips low into the reservoir before exiting the accumulator. A small hole in the outlet tube at the low
20 point will allow liquid to be entrained in the gas flow to the compressor. It is inevitable that some of this liquid will be refrigerant. This liquid refrigerant returning to the compressor reduces system efficiency.

In normal operation the gas returning to the compressor is quite cool compared to the liquid from the condenser. It is well known that the cooling
25 capacity and efficiency of the refrigeration cycle can be increased if the returning gas is used to further cool the condensate before it reaches the expansion device (US5075967). (In transcritical applications liquid only exists at lower pressures, after the expansion device. Strictly speaking, the condenser is a "gas cooler". However we will use the terms "condenser" and "condensate" with the
30 understanding that the principles of our invention apply to transcritical refrigerant systems as well.) A heat exchanger that is used to transfer heat from the high-pressure side to the low-pressure side is referred to as a "suction-line heat

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

exchanger" (SLHX) or an "internal heat exchanger" (IHX). ("Internal" to the system, as compared to the condenser and evaporator that exchange heat between the system and the environment). In systems that use an accumulator with an oil pick-up hole, IHX the effect can be enhanced as the liquid refrigerant entrained by the oil pick-up hole is evaporated to cool the condensate. Prior art recognizes that a conventional heat exchanger can be used as an IHX (US5562157, US5609036, US5687419), but generally mobile applications do not have room for a larger evaporator and cannot economically justify another component. Combining the IHX with the accumulator can provide a cost-effective solution that requires only incrementally more space and weight.

Several examples of prior art suggest that a coil or section of tube containing hot condensate can be located within the reservoir section of the accumulator for heat exchange (US5075967, US5245833, US5622055), however such designs are not optimal. The hot condensate will boil the low-pressure liquid in the accumulator reservoir, defeating the purpose of the reservoir and reducing system efficiency by loading the system with gas. There is prior art that suggests the coil of hot condensate can be outside the main reservoir (US6298687), however that art attempts to enhance the heat exchange with the reservoir. Our study clearly shows that the heat transfer to the reservoir must be reduced. Further, the prior art shows IHX accumulators that will not work well as accumulators in other ways. For instance, US6298687 shows an oil pickup hole arranged so that the reservoir will drain away to the compressor when the system is shut off. There is also no technique to reduce the turbulence on gas entry, or prevent the liquid in the reservoir from escaping to the gas exit. Much of the prior art is also difficult to assemble. US6298687 shows the inlet and exit of the high-pressure line on opposite ends of the accumulator, which is not easily amenable to mass manufacturing. There is a requirement for an internal heat exchanger combined with an accumulator, with controlled heat transfer from the high pressure line to the reservoir, in a simple, cost and space effective configuration that is easily manufactured and preserves the accumulator function.

SUMMARY OF THE INVENTION

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

In our International PCT Application No. PCT/CA01/00083 filed January 25th, 2001 we have disclosed a suction accumulator of advanced design which includes a number of important improvements rendering it particularly suitable for use in vehicle air-conditioning systems.

5 The present invention provides a still further improved suction accumulator.

 More specifically, the invention provides an accumulator for use in an air-conditioning or heat pump system comprising: a hermetically sealed outer housing comprising a top, an inlet opening, an outlet opening, a peripheral side
10 wall, and a base; an inner liner positioned within said outer housing, said inner liner having a peripheral wall and a base which form a container to receive refrigerant delivered through said inlet opening and separate said refrigerant into liquid and vapour, said inner liner being spaced from the peripheral wall of said outer housing to define therewith an annular passage; a heat exchange tube
15 positioned in an angular passage, said tube designed and configured to effect transfer of heat within said system from high pressure refrigerant to low pressure refrigerant at a controlled rate, said tube having inlet and outlet ends that extend exteriorly of said outer housing, heat insulating material separating said heat-exchange tube from the interior container to inhibit transfer of heat to refrigerant
20 within said inner container; transfer passages at respective upper and lower ends of said annular passage, one said transfer passage comprising an inlet, communicating said annular passage to the interior of the inner liner, and the other said transfer passage comprising an outlet communicating said annular passage to the exterior of said housing via said outlet opening; the arrangement
25 being such that vaporized refrigerant drawn from said inner liner enters said annular passage through said one transfer passage while liquid refrigerant is prevented from entering, said vaporized refrigerant flowing through said annular passage and along said heat exchange tube to said other transfer passage from where it exits said accumulator via said outlet opening.

30 The heat exchange tube provides a way of incorporating in the accumulator a mechanism for heat exchange between the high pressure side of the system, i.e. between the outlet of the compressor, the condenser and the

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

expander valve, and the low pressure side of the system. As such the tube can embody various enhancements such as those designed to increase surface area. Further, although the preferred embodiment has a single, continuous heat exchange tube other configurations are possible. Effective heat exchange is accomplished by circulating the relatively hot refrigerant from the high pressure side through the heat exchange tube while passing over this heat exchange tube the gaseous refrigerant leaving the accumulator and being delivered to the inlet of the compressor. This both pre-cools the liquid refrigerant prior to expansion, increasing the system cooling capacity, and helps to ensure that the refrigerant gas flow reaching the compressor does not contain any liquid refrigerant. The effective heat exchange is accomplished with minimal increase in suction line pressure loss and without compromising the accumulator function. The heat exchanger disclosed herein has few additional parts, is more effective, and in its preferred embodiments is easier and cheaper to manufacture than accumulator and internal heat exchanger combinations as known in the prior art.

Preferably the heat exchange tube is arranged in the form of a helical coil in the annular passage between the outer housing and the inner liner of the accumulator, so as to define in that annular passage a helical flow path for the refrigerant vapor along the length of the coil. The outer diameter of the heat exchange tube is matched to the width of the annular passage between the outer housing and the inner liner providing a seal so that virtually all of the refrigerant gas flow travels the full length of the helical path. If a single helical coil is used with a return line to put the inlet and outlet on the same end of the outer housing then the refrigerant gas must be prevented from using the shorter path thus formed to bypass the helical path. The use of a double helical coil eliminates that concern.

The inner liner is preferably fabricated in a plastic material of poor heat conductivity so that the liquid refrigerant contained therein is insulated from the heat of the coil and of the outer housing.

30 BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

The invention will further be described, by way of example only, with reference to the accompanying drawings wherein:

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

Figure 1 is a schematic circuit diagram of an air-conditioning system (which may be used for cooling or for heating) embodying a presently preferred embodiment of the accumulator in accordance with the present invention;

5 Figure 2 is a somewhat schematic sectioned perspective view of the accumulator of the air-conditioning system shown in Figure 1;

Figure 3 is a sectional view to a larger scale taken approximately on the line III-III in Figure 2;

Figure 4 is an exploded view corresponding to Figure 2 showing the parts of the accumulator separated;

10 Figures 5 and 6 show enlarged views of portions of Figure 2 to illustrate the flow of refrigerant gas;

Figure 7 is a somewhat schematic longitudinal sectional view showing an alternative embodiment of the accumulator of the present invention; and

15 Figure 7A is a fragmentary schematic perspective view showing an upper portion of the accumulator of Figure 7;

Figure 8 is a longitudinal sectional view of a further possible accumulator configuration in accordance with the present invention.

20 Figure 9 is a longitudinal section view of another further possible accumulator configuration in accordance with the present invention.

BRIEF DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

The circuit diagram of Figure 1 shows a schematic closed circuit air-conditioning system that may be used as a cooling unit or as a heat pump. Refrigerant fluid is stored in liquid form in an accumulator 10 to be drawn
25 therefrom in gaseous form to the inlet of a compressor 12. The compressor delivers hot high-pressure refrigerant gas to a condenser 14 where the gas is cooled and typically partially converted to a liquid form. Refrigerant fluid from the condenser (still under high pressure) is expanded to a lower pressure through an

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

expander valve 16, thereby undergoing a rapid drop in temperature, the low pressure cold fluid being heated in an evaporator 18 from where it is returned to the accumulator 10 in a mixed flow of liquid and gas. Depending upon the loading of the system, more or less of the refrigerant fluid is condensed and evaporated, refrigerant that is in excess of the instantaneous requirements of the system being stored in liquid form in the accumulator 10. As thus far described, the circuit shown in Figure 1 is conventional.

The system of Figure 1 is modified by directing the partially cooled but still warm refrigerant fluid delivered from the condenser through a heat exchange coil 20 in the accumulator. As is more fully described hereinafter, the heat exchange coil 20 is not in contact with the refrigerant liquid in the accumulator 10, but rather is positioned to be contacted by refrigerant gas that is withdrawn from the accumulator by the compressor 12, and its purpose to pre-cool the high-pressure refrigerant and to ensure complete vaporization of the refrigerant delivered to the compressor.

The structure of accumulator 10 is more clearly shown in Figures 2 to 6 and comprises a cylindrical outer container 22 the lower end of which is closed by a bottom cap 24 and the upper end of which is attached and hermetically sealed to a disc-shaped head fitting 26 which includes a plurality of ports to receive the following connections:

an inlet tube 28 to deliver refrigerant fluid from the evaporator;

an outlet tube 30 through which refrigerant gas is passed from the accumulator to the compressor 12;

an inlet connection 32 and an outlet connection 34 communicating with the heat exchange coil 20 for delivering therethrough the refrigerant fluid passing from the condenser 14 to the expander valve 16.

Within the outer container is a co-axially arranged cylindrical inner liner 36 the upper end of which is positioned closely against the underside of the head fitting 26 but which defines therewith transfer passages 38, one of which is seen in Figure 2. A series of transfer passages 38 are arranged at spaced intervals around the periphery of the head fitting. Ribs between the passages 38

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

rest upon the upper end of the inner liner 36. As seen in Figure 3, there is an annular passage 40 extending from top to bottom between the inner liner 36 and the outer container 22. A continuation of this passage extends radially inwardly on the underside of the inner liner 36 which is spaced from the bottom cap 24 by
5 projecting ribs 42. A central tube 44 which communicates with the annular passage 40 at the lower end of the accumulator extends centrally upwardly therein and is connected with the outlet tube 30, both being hermetically sealed to the head fitting 26.

The inlet connection 32 for the heat exchanger coil 20 extends
10 vertically to near the bottom of the accumulator, as best seen in Figure 2, the coil then extending helically upward in the annular space 40, the upper end of the coil turning vertically to merge with the outlet connection 34. To accommodate the vertical arrangement of the connections 32 and 34, the inner liner is formed with axially extending recesses 46, 48 (Figure 3) in its outer surface. In these
15 recesses, the connections 32, 34 are accommodated in such a way that they do not project beyond the cylindrical envelope defined by the outer surface of the inner container. The inner container 36 and the inlet and outlet connections 32, 34 are surrounded by a closely fitting outer liner 50 which defines the inner cylindrical surface of the annular passage 40. This annular passage is of constant
20 radial width that corresponds closely to the outside diameter of the tubing forming the heat exchanger coil 20 so that the latter fits snugly between the outer liner 50 and the outer container 22, this snug fit achieving a seal between the coil and these components to prevent refrigerant gas from bypassing the extended flow path defined between turns of the coil. As will be evident from Figures 2, 5 and 6,
25 the outer liner 50 extends from the upper edge of the inner liner 36 over the major portion of the length of the latter, terminating slightly above the location of the lower end of the coil 20.

IN OPERATION

Refrigerant fluid at low pressure is delivered from the evaporator
30 through the inlet tube 28 into the inner liner 36 where it separates, the liquid fraction thereof gathering at the lower end of the inner liner together with a minor

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

quantity of entrained oil that is typically included to provide lubrication for the compressor.

As determined by the demand of the heating or cooling load, the compressor 12 is driven to draw gaseous refrigerant from the accumulator.

5 Suction applied by the compressor communicates through the central tube 24, the annular space 40, and the transfer passages 38 with the interior of the inner liner 36. Thus refrigerant gas from this region is drawn through the transfer passages 38 into the annular passage 40. According to the suction demands of the compressor the low pressure created in the accumulator causes more or less of
10 the liquid refrigerant to evaporate. However the refrigerant gas cannot pass directly to the lower end of the annular passage, but rather is channelled by the coil 20 to descend in a helical path between the turns of the coil and in heat exchange relation thereto until it reaches the lower end of the accumulator from whence it can pass radially inwardly between the projecting ribs 42. During this
15 descent the refrigerant gas picks up heat from the coil 20 thus ensuring that the refrigerant delivered to the compressor is completely vaporized. This is achieved without excessively heating the liquid refrigerant within the lower end of the inner liner 36 by virtue of the fact that the latter is made of a poorly heat-conducting plastic, and further by the presence of the outer liner 50 which may also be of a
20 similar heat insulating material. The conductivity of the material of the inner liner 36 and of the outer liner 50 is no more than about 10 watts/m.K. It will be noted that refrigerant gas in the passage 40 cannot move directly to the bottom of the passage through the recesses 46, 48 formed in the inner liner, since these are effectively blocked off by the outer liner 50.

25 As described in our above referenced International PCT application, the inner liner 36 will typically include a desiccant mass (not shown) to extract any moisture that may be present in the refrigerant fluid. Furthermore as also described in that application the lower ends of the inner container 36 may contain a filter and a bleed hole through which oil gathering there can be drawn into the
30 refrigerant gas as it moves across the underside of the inner liner 36.

It will be observed that the refrigerant gas leaving the accumulator through the passage 40 flows in counter-current relationship to the warm

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

refrigerant fluid moving through the coil 20 and thus the refrigerant gas passes the warmest region of the coil immediately before it flows beneath the lower end of the inner liner into the central tube 44. This arrangement enhances the effect of the heat transfer.

5 It is conventional in accumulators particularly accumulators for use in automotive air-conditioning systems, to provide for a baffle means to prevent liquid refrigerant that enters the accumulator through the inlet pipe 20 from passing directly to the outlet passage, and any of the various means known in the prior art can be provided for this purpose. The design of the accumulator shown in Figures 10 2 to 6 provides a baffle effect by the configuration of the underside of the head fitting 26. The inner end of the inlet tube 28 on the underside of the head fitting 26 is surrounded by a recessed groove which prevents any tendency for liquid refrigerant clinging to the edge of the tube 28 from travelling across the under surface of the head fitting 26. Additionally, the transfer passage 38 spaced 15 around the upper end of the inner liner 36 are in fact offset slightly above the level of the lower surface of the head fitting 26. Additionally, the detailed shape of these labyrinth transfer passages 38 can also be arranged to cause turbulence in the gas flowing into heat exchange passage, enhancing heat exchange with the coil 20.

20 Although the accumulator of Figures 2 to 6 shows all of the fluid connections extending through the head fitting 26, other arrangements are possible, for example as shown in Figure 7 where the accumulator 110 has only the inlet tube 128 delivering refrigerants from the evaporator and the outlet tube 130 delivering refrigerant gas from the accumulator to the compressor are 25 arranged in the head fitting 126. In this embodiment the heat exchanger coil 120 as before extends helically in closely fitting relationship in the passage 140 between the outer container 122 and the inner liner 136. However in this embodiment the coil 120 is a double helix so that both its inlet connection 132 and outlet connection 134 pass through the bottom cap 124 of the accumulator. Thus 30 in alternate turns of the coil 120 the refrigerant fluid flows in opposite directions. In this embodiment therefore the outer surface of the inner liner 136 can be perfectly cylindrical and therefore there is no requirement for an outer liner such as that shown at 50 in Figures 2 to 6. The embodiment of Figure 7 also demonstrates

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

one method for incorporating a deflector into the accumulator, shown in more detail in Figure 7A. The deflector 150 is saddle-shaped, having a diametral crest 150.1 from which extend two downwardly sloping half circular flanks 150.2. A central circular hole 150.3 in the crest surrounds the upper end of the central tube 144 of the inner liner 136 and is sized to seal around a short tubular socket 150.4 on the underside of the head fitting 126. The deflector 150 can be made from a sheet metal disk having a diameter corresponding to the internal diameter of the inner liner 36, and thus abuts the inner liner at opposite ends of the crest 150.1 and in regions adjacent thereto, the lower sides of the flanks 150.2 being separated from the inner wall of the liner 136 by crescent shaped passages 150.5. On the underside of the deflector 150 spaced from the inlet tube 128 a transfer passage 138 communicates the interior of the inner liner 136 with the annular passage 140. The upper side of this passage 138 is of wide angled inverted V shape and is blocked by the peripheral edge of the deflector 150 so that there is no communication into the passage 138 from the upper side of the deflector. In operation, the refrigerant gas and liquid from the evaporator delivered into the accumulator through the inlet tube 128 will impinge upon the crest 150.1 to one side of the socket 150.4 and flow into the reservoir section through the opening 150.5. Refrigerant gas exiting from the reservoir section of the accumulator will be drawn through the transfer opening 138 to enter the heat exchange section provided by the annular passage 140 and thereafter will exit the accumulator through the central tube 144 and the outlet tube 130.

A still further possible configuration is shown in Figure 8. Here the inlet tube 228 opens centrally into the upper end of the outer container 222, which has an integral top surface. However in this embodiment the cylindrical inner liner 236 has an upwardly extending central tube 244 that is closed at its upper end, apart from a small anti-siphon hole 245. The outlet for gas delivered from the accumulator to the compressor is formed in the bottom cap 224, this outlet 230 communicating with a vertically extending tube 231 that terminates near the closed upper end of the tube 244. In this embodiment the heat exchange tube 220 as before is arranged in any convenient manner in the annular passage 240 between the outer container 222 and the inner liner 236. As shown in Figure 8 the inlet 232 and the outlet 234 of the heat exchange coil 220 pass through the side wall of the outer container 222, although other configurations are possible.

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

Figure 9 shows still another possible embodiment. In this case the refrigerant gas and liquid from the evaporator enter through the inlet tube 328 in the side wall of the accumulator 310. The liquid impinges upon the (optional) deflector 340 and flows into the reservoir section. Under impetus from the
5 compressor, the gas flows into the open end of the riser tube 331 of the liner 336. It then flows downward through the space allowed between the liner and the bottom cap 324 and upwards through the heat exchanger passage 340. The gas collects in the cavity 338 at the top of the heat exchanger coil and exits the accumulator through the fitting 330 in the side wall. It is important that the inlet
10 tube fit closely to the wall of the reservoir section, to avoid forming a path for fluid within the reservoir to bypass the heat exchanger passage.

Within the ambit of the invention significant changes can be made in the dimensions, shapes, sizes, orientations and materials to meet the specific requirements of the air-conditioning system that is being designed. Likewise the
15 external structure such as the head fitting, the outer container, the position and arrangement of inlet and outlet ports can be modified as desired as can the type and arrangement of the desiccant container, oil bleed regulator and filter.

It should be understood that while for clarity certain features of the invention are described in the context of separate embodiments, these features
20 may also be provided in combination in a single embodiment. Furthermore, various features of the invention which for brevity are described in the context of a single embodiment may also be provided separately or in any suitable sub-combination in other embodiments.

Moreover, although particular embodiments of the invention have
25 been described and illustrated herein, it will be recognized that modifications and variations may readily occur to those skilled in the art, and consequently it is intended that the claims appended hereto be interpreted to cover all such modifications and equivalents.

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

CLAIMS:

1. An accumulator for use in an air-conditioning or heat pump system comprising:
- a hermetically sealed outer housing comprising a top, an inlet
 5 opening, an outlet opening, a peripheral side wall, and a base;
- an inner liner positioned within said outer housing, said inner liner having a peripheral wall and a base which form a container to receive refrigerant delivered through said inlet opening and separate said refrigerant into liquid and vapour, said inner liner being spaced from the peripheral wall of said outer
 10 housing to define therewith an annular passage;
- a heat exchange tube positioned in an angular passage, said tube designed and configured to effect transfer of heat within said system from high pressure refrigerant to low pressure refrigerant at a controlled rate, said tube having inlet and outlet ends that extend exteriorly of said outer housing, heat
 15 insulating material separating said heat-exchange tube from the interior container to inhibit transfer of heat to refrigerant within said inner container;
- transfer passages at respective upper and lower ends of said annular passage, one said transfer passage comprising an inlet communicating said annular passage to the interior of the inner liner and the other said transfer
 20 passage comprising an outlet communicating said annular passage to the exterior of said housing via said outlet opening;
- the arrangement being such that vaporized refrigerant drawn from said inner liner enters said annular passage through said one transfer passage while liquid refrigerant is prevented from entering, said vaporized refrigerant
 25 flowing through said annular passage and along said heat exchange tube to said other transfer passage from where it exits said accumulator via said outlet opening.
2. An accumulator as claimed in claim 1 wherein said heat exchange tube is arranged in the form of a coil of one or more pieces of tube that extends in
 30 a helix in said annular passage between said outer housing and said inner liner,

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

wherein said tube is doubled back on itself so that there is an inlet section and an outlet section at the same end of said coil.

3. An accumulator as claimed in claim 2 wherein said heat exchange tube defines within said annular passage an extended flow path for refrigerant gas leaving said inner container, a seal being incorporated to prevent refrigerant gas from bypassing said extended flow path along said length of heat exchanger leading from the upper end to the lower end.
4. An accumulator as claimed in claim 2 wherein said helical coil defines a helical passage providing an extended flow path along which refrigerant gas leaving the inner liner must travel, said heat exchange tube having an outer diameter that is matched appropriately to the width of said annular passage.
5. An accumulator as claimed in claim 2, 3 or 4 wherein said liner has an axially oriented recess formed on the outer surface thereof to accommodate a length of said heat exchanger tube leading from the inlet section to the lower end of said coil.
6. An accumulator as claimed in claim 1 wherein said heat exchange tube is arranged in the form of a coil, of one or more pieces of tube, that extends in a double helix in said annular passage between said outer housing and said inner liner.
7. An accumulator as claimed in claim 6 wherein said helical coil defines two helical passages providing extended flow paths along which refrigerant gas leaving the inner liner must travel, said heat exchange tube having an outer diameter that is matched appropriately to the width of said annular passage.
8. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 7 wherein the top of said outer housing comprises a cap constituting a separate component that is hermetically sealed to the top of the peripheral wall of the outer housing and which also defines therein said inlet opening, an outlet port for said outlet opening, and inlet and outlet passages for said heat exchange tube.

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

9. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 8 wherein said inner liner includes integral projections on the exterior of the lower end thereof, said projections being positioned to engage interior surfaces of the base of the outer housing to maintain a predetermined spacing of the inner liner with respect to the outer housing.
10. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 9 wherein said inlet and outlet ends of the heat exchange tube extend to the exterior through the same surface of the outer housing.
11. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 10 wherein said one transfer passage is baffled via a cap or labyrinth to prevent entry thereto of liquid refrigerant delivered into said accumulator through said inlet opening.
12. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 11 wherein the upper end of said inner liner is configured for engagement with said cap to provide proper alignment of said inner liner with respect to the outer housing.
13. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 12 wherein said transfer passage is configured to create turbulence in any flow of refrigerant gas passing therethrough.
14. An accumulator as claimed in claim 1 wherein said inner liner is of a material having a thermal conductivity of no more than 10 watts/m.k., to prevent excessive evaporation of refrigerant contained therein as a result of heat emanating from said heat exchange tube or outer housing.
15. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 14 wherein the low-pressure outlet gas flows out of the top of the inner liner, downwardly through the gap between the liner and the peripheral side wall, over the heat exchange tube in said annular passage, along the bottom of the accumulator, upwardly through a riser in the inner liner and out of the accumulator through said outlet.
16. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 14 wherein said inner liner includes a riser tube extending therein having an upper end that opens within the top region of the inner liner and a lower end that opens at the bottom of the inner liner such that low pressure of the gas from the interior of the inner liner

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

can flow into the upper end of the riser tube, downwardly through the riser tube and outwardly between the bottom of the inner liner and the base of the outer housing, the gas then rising in the annular space between the inner liner and the outer housing to flow over the heat exchanger in an upwards direction and then
5 out of the accumulator near the upper end thereof.

17. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 14 wherein inlet opening extends through a peripheral wall of said outer housing and said inner liner to deliver refrigerant to the interior of the latter without deleterious refrigerant exchange between said inlet passage opening and said annular passage where
10 the heat exchange tube is located.

18. An accumulator as claimed in any one of claims 1 to 17 wherein said inner liner has baffles in the interior thereof to prevent excessive movement of refrigerant liquid contained therein.

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

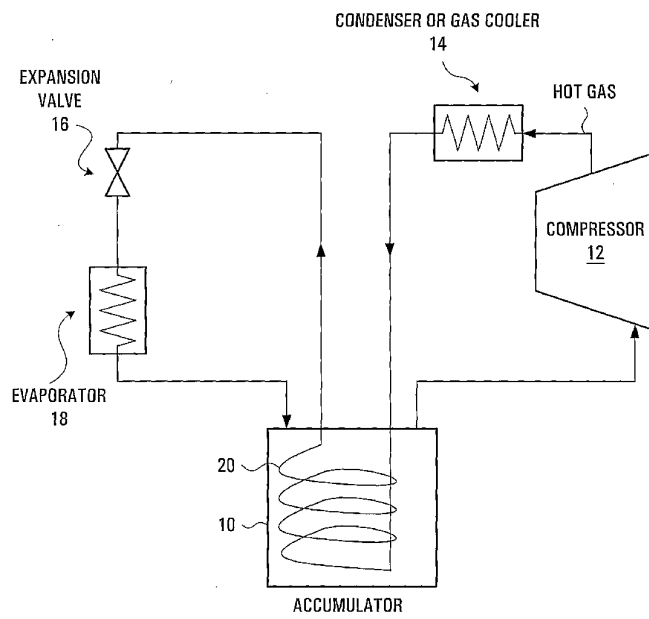


FIG. 1

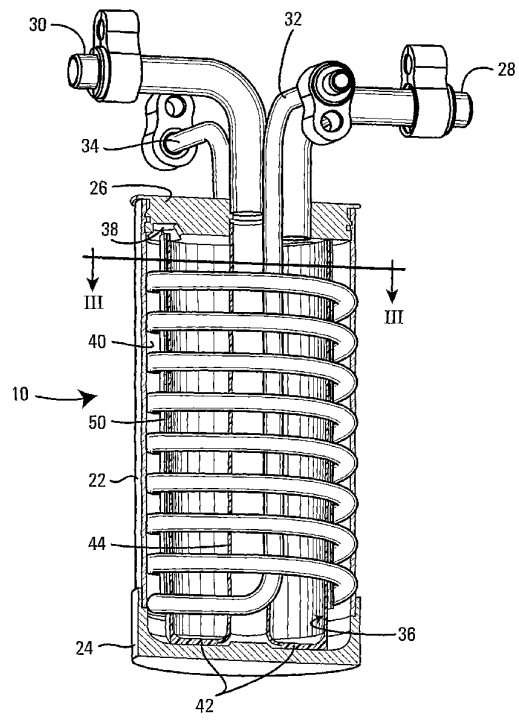


FIG. 2

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

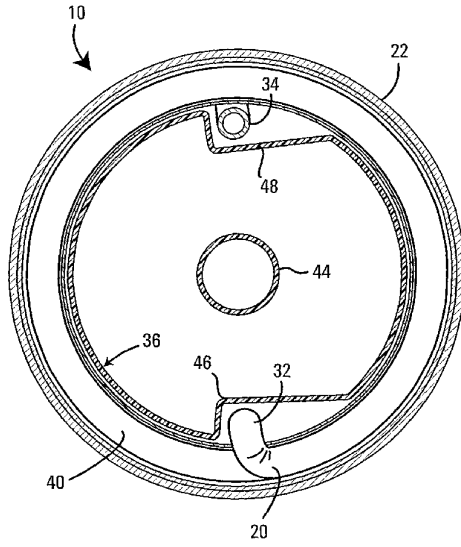
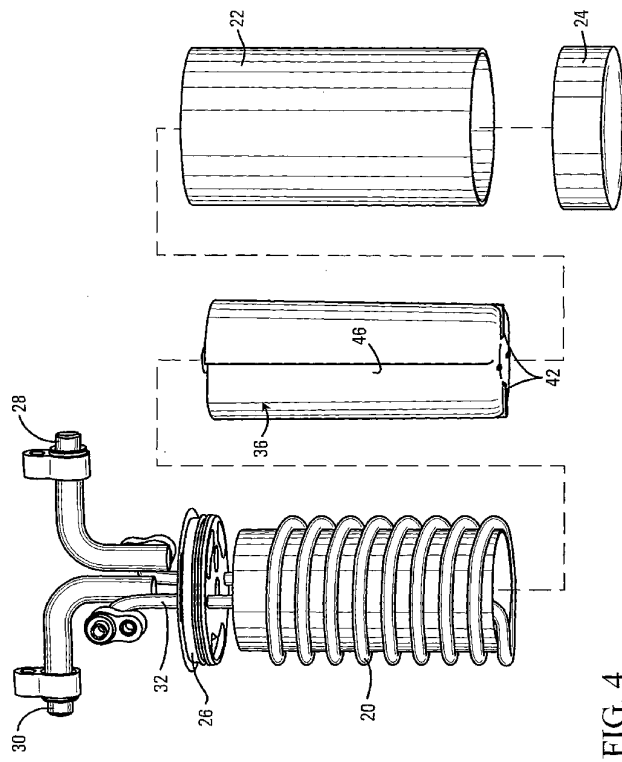


FIG. 3

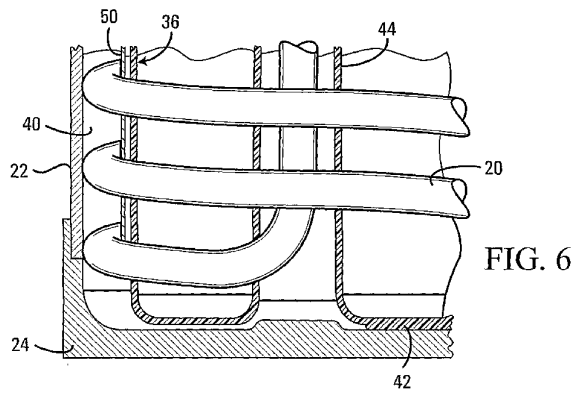
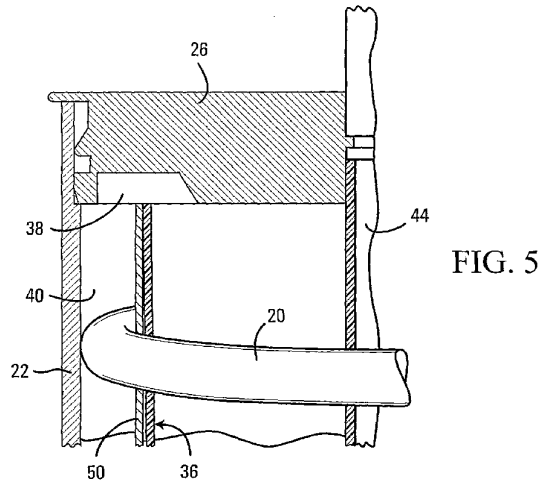
WO 02/095303

PCT/CA02/00755



WO 02/095303

PCT/CA02/00755



5/8

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

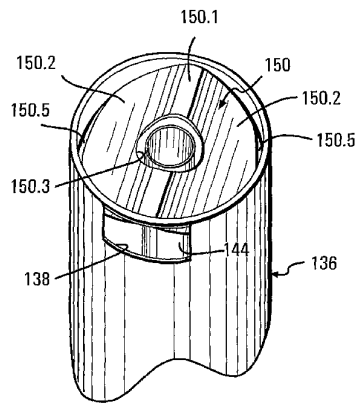


FIG. 7A

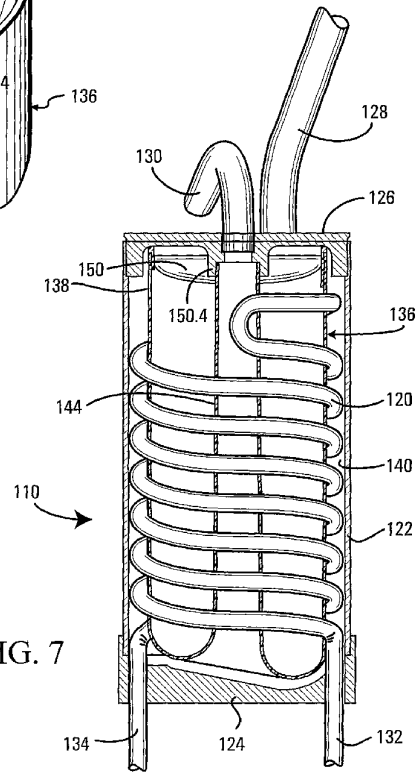


FIG. 7

6/8

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

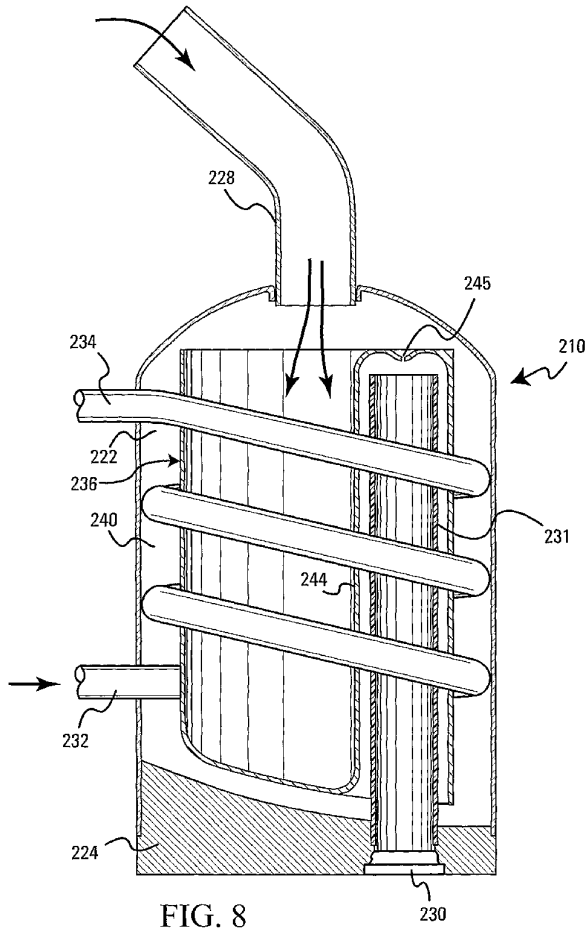


FIG. 8

7/8

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

WO 02/095303

PCT/CA02/00755

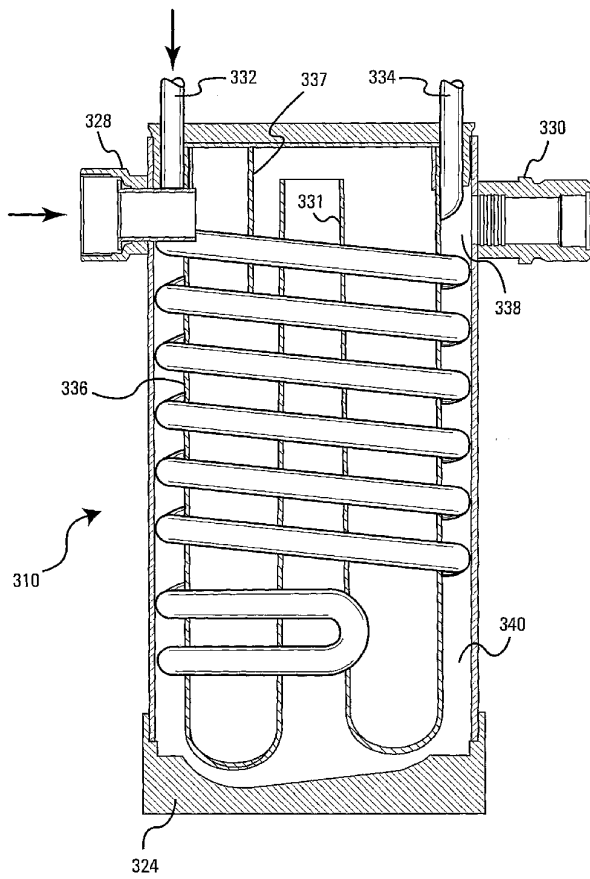


FIG. 9

8/8

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International Application No. PCT/CA 02/00755
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 F25B43/00 F25B40/00		
According to International Patent Classification (IPC) or to both: national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F25B		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	WO 00 46558 A (FORD WERKE AG) 10 August 2000 (2000-08-10) page 7, line 20 - page 18, line 2; figures 1-12	1
Y		2,6,8, 10,11,13
A		3,4,7,9
P,X	& US 6 298 687 B1 (DIENHART BERND ET AL) 9 October 2001 (2001-10-09) cited in the application the whole document	1
Y	US 1 818 166 A (JACQUES SCHNEIDER) 11 August 1931 (1931-08-11) page 2, line 32 - line 129; figure	2,6
A		1,8,10
Y	US 5 075 967 A (BOTTUM EDWARD W) 31 December 1991 (1991-12-31) column 4, line 43 - column 5, line 10; figures 6,7	8,10
A		1,2,6,13
-/-		
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "Z" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 11 September 2002		Date of mailing of the international search report 18/09/2002
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentkan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 051 epo nl, Fax (+31-70) 340-3016		Authorized officer Boets, A

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International Application No. PCT/CA 02/00755
C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 6 148 632 A (IZAWA SATOSHI ET AL) 21 November 2000 (2000-11-21)	11
A	column 24, line 15 -column 27, line 67; figures 25-27	1,8,10
Y	US 4 182 136 A (MORSE ROBERT L) 8 January 1980 (1980-01-08)	13
A	column 3, line 41 -column 6, line 5; figures 1-10	1,8,11, 17
A	US 5 471 854 A (DENOLF STEVEN J) 5 December 1995 (1995-12-05)	1,9,15
	column 4, line 8 -column 7, line 18; figures 1-6	
P,A	WO 01 55652 A (CRAM KENNETH PETER LUKE ;DICKSON TIMOTHY RUSSELL (CA); STOBART MI) 2 August 2001 (2001-08-02) cited in the application the whole document	1,15,16
A	US 4 217 765 A (ECKER AMIR L) 19 August 1980 (1980-08-19)	
A	DE 199 44 950 A (BEHR GMBH & CO ;KUEHNER GMBH & CIE (DE)) 22 March 2001 (2001-03-22)	
A	DE 198 08 893 A (BEHR GMBH & CO) 9 September 1999 (1999-09-09)	

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

National Application No.

PCT/CA 02/00755

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 0046558	A	10-08-2000	DE 19903833 A1 03-08-2000 AU 2277200 A 25-08-2000 CA 2326558 A1 10-08-2000 WO 0046558 A1 10-08-2000 EP 1068478 A1 17-01-2001 FR 2789159 A1 04-08-2000 JP 2000227289 A 15-08-2000 US 6298687 B1 09-10-2001
US 1818166	A	11-08-1931	NONE
US 5075967	A	31-12-1991	NONE
US 6148632	A	21-11-2000	JP 11180138 A 06-07-1999 JP 11101514 A 13-04-1999 EP 0894651 A2 03-02-1999 US 6332496 B1 25-12-2001 JP 11278045 A 12-10-1999
US 4182136	A	08-01-1980	CA 1090234 A1 25-11-1980
US 5471854	A	05-12-1995	BR 9500733 A 30-01-1996 CA 2141153 A1 17-12-1995 CZ 9501593 A3 17-01-1996 DE 69516940 D1 21-06-2000 DE 69516940 T2 19-10-2000 EP 0689016 A1 27-12-1995 ES 2146296 T3 01-08-2000 JP 2824629 B2 11-11-1998 JP 8005202 A 12-01-1996 PT 689016 T 31-08-2000
WO 0155652	A	02-08-2001	AU 2824301 A 07-08-2001 WO 0155652 A1 02-08-2001
US 4217765	A	19-08-1980	US 4380156 A 19-04-1983
DE 19944950	A	22-03-2001	DE 19944950 A1 22-03-2001 AU 7777600 A 24-04-2001 WO 0122012 A1 29-03-2001 EP 1218674 A1 03-07-2002
DE 19808893	A	09-09-1999	DE 19808893 A1 09-09-1999

フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZM,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT, BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN, TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE, GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,OM,PH,P L,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZM,ZW

(72)発明者 ティモシー・アール・ディクソン

カナダ国 ケー7エム 4エイチ1 オンタリオ、キングストン、パールソン・アヴニュー 228

(72)発明者 ウェイン・エル・ホイットル

カナダ国 ケー8エヌ 4ゼット5 オンタリオ、ベルヴィル、ハミルトン・ロード 936

(72)発明者 ミッチェル・エム・ストバート

カナダ国 ケー8ピー 1ピー8 オンタリオ、ベルヴィル、ベンジャミン・ストリート 73