

(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2005-502016

(P2005-502016A)

(43) 公表日 平成17年1月20日(2005.1.20)

(51) Int. Cl.⁷

F 2 5 B 39/02

F 2 5 B 1/00

F I

F 2 5 B 39/02

F 2 5 B 39/02

F 2 5 B 1/00

テーマコード (参考)

U

P

3 8 7 F

審査請求 有 予備審査請求 未請求 (全 72 頁)

(21) 出願番号 特願2003-507484 (P2003-507484)
 (86) (22) 出願日 平成14年5月2日 (2002.5.2)
 (85) 翻訳文提出日 平成15年10月31日 (2003.10.31)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2002/014974
 (87) 国際公開番号 W02003/001130
 (87) 国際公開日 平成15年1月3日 (2003.1.3)
 (31) 優先権主張番号 09/849, 557
 (32) 優先日 平成13年5月4日 (2001.5.4)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

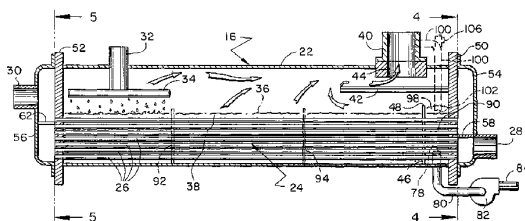
(71) 出願人 500324118
 アメリカン スタンダード インターナシ
 ョナル インコーポレイテッド
 アメリカ合衆国 ニューヨーク州 100
 19 ニューヨーク ウェスト・フィフテ
 ーフォース・ストリート 15番
 (74) 代理人 100089266
 弁理士 大島 陽一
 (72) 発明者 リング、エイチ・ケネス
 アメリカ合衆国ミネソタ州55943・ヒ
 ユーストン・ボックス 13・ルート 2
 (72) 発明者 ハートフィールド、ジョン・ビー
 アメリカ合衆国ウィスコンシン州5460
 1・ラクロス・サウストゥエンティース
 トリート 436

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 フローイングプールシェル及び管状エバポレータ

(57) 【要約】

冷却装置用エバポレータは、少なくともその管群の一部がプール内に浸された管束を有しており、ここでプールは液体冷媒と潤滑剤の双方を含む。液体冷媒及び潤滑剤は、第一のプール位置にてプールへと滴下される。プール内で起こる冷媒気化によって、プール内の潤滑剤を、プールへの滴下位置から第二のプール位置へと移動させるためのフローパターンが確立され制御される。



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

シェル型および管状のエバポレータであって、
シェルと、

前記シェル内の液体プールであって、前記プール内の前記液体が液体冷媒及び潤滑剤を含む液体プールと、

前記シェル内に水平方向に走る管束であって、少なくとも前記管束の管群の一部が、熱交換を目的として前記プール内に浸されている管束と、

第一のプール位置で、前記プールへと液体冷媒及び潤滑剤を含む液体を滴下させるための装置であって、前記液体滴下のための装置が、前記プールの前記界面より上に配置されており、上方より前記プールへと液体冷媒及び潤滑剤を滴下させることを特徴とする装置と

、
第 2 のプール位置に配置されている潤滑剤のアウトレットであって、前記第 2 のプール位置は、前記第 1 のプール位置より離れて配置されており、また前記プール内で、前記プールよりの前記冷媒の蒸発の結果として潤滑剤が流入する位置であることを特徴とする潤滑剤アウトレットを含むエバポレータ。

【請求項 2】

少なくとも前記管束の前記管群の大部分が前記プールに浸されていることを特徴とする請求項 1 のエバポレータ。

【請求項 3】

前記第 1 のプール位置が、通常は前記プールの一端であり、前記第 2 のプール位置が通常は前記一端とは反対側の前記プールの他端であることを特徴とする請求項 2 に記載のエバポレータ。

【請求項 4】

更に、前記第 2 のプール位置に近接して潤滑剤濃度を高めるべく、前記第 1 及び第 2 のプール位置の間に配置された装置を含むことを特徴とする請求項 3 に記載のエバポレータ。

【請求項 5】

前記潤滑剤のアウトレットが、界面より下で前記プールに連通しており、また潤滑剤濃度を上げるための前記装置が、前記プール内に浸された前記管束の前記管群の少なくとも一部分によって貫通されたバッフルを含むことを特徴とする請求項 4 に記載のエバポレータ

【請求項 6】

液体を滴下するための前記装置が液体 - 気体セパレータであって、前記液体 - 気体セパレータが、前記プールの前記界面より上の前記シェルの前記内部へと気化冷媒を放出することを特徴とする請求項 5 のエバポレータ。

【請求項 7】

前記バッフルは前記プールの前記界面上に突出しており、また前記管束の前記全ての管によって貫通されていることを特徴とする請求項 5 に記載のエバポレータ。

【請求項 8】

前記バッフルが、前記第 1 のプール位置が存在する前記プールの前記端部より離れる方向に、前記プールの長さの少なくとも 4 分の 3 の位置に配置されることを特徴とする請求項 5 に記載のエバポレータ。

【請求項 9】

前記プールの前記長さの前記少なくとも 4 分の 3 の位置までの潤滑剤濃度が、残りの 4 分の 1 の部分の前記潤滑剤濃度の半分よりも低いことを特徴とする請求項 8 に記載のエバポレータ。

【請求項 10】

前記バッフルが、前記第 1 の位置における前記プール端部より離れる方向へと前記プール長さの少なくとも 85% の位置に配置され、前記プールの長さの前記 85% の部分における前記潤滑剤平均濃度は、前記プールのその他部分における平均潤滑剤濃度と比較して少

なくとも3倍は低いことを特徴とする請求項5に記載のエバポレータ。

【請求項11】

前記バッフルが、前記管束の複数の管群によって貫通されるカットアウトを有し、前記カットアウトが前記第2のプール位置が存在する前記プールの前記一部分への潤滑剤のための主要な入り口であることを特徴とする請求項5に記載のエバポレータ。

【請求項12】

前記バッフルが、前記管束の前記管群によって貫通されることのない1つ若しくは複数の開口を有することを特徴とする請求項5に記載のエバポレータ。

【請求項13】

更に、潤滑剤濃度を高めるべく、前記バッフルの上流側に少なくとも1つの流れ制御用バッフルを有し、前記少なくとも1つの流れ制御用バッフルが前記潤滑剤濃縮用バッフルの前記プールの上流側における流れを、前記潤滑剤濃縮バッフルへ向かう方向に非直線経路を取るようしむけ、前記管束の前記管群と前記プール内の液体冷媒との接触距離を延長させることを特徴とする請求項5に記載のエバポレータ。

10

【請求項14】

前記冷媒アウトレットが、前記プールの前記界面より上に存在することを特徴とする請求項1に記載のエバポレータ。

【請求項15】

前記第1のプール位置が通常は前記プールの一端であり、また前記第2のプール位置が通常は前記プールの他端であって、前記潤滑剤アウトレットが前記第2のプール位置で、かつ前記プールより上の所定高さに配置されていることを特徴とする請求項14に記載のエバポレータ。

20

【請求項16】

前記管束の前記管群が、前記プールに浸されていることを特徴とする請求項15に記載のエバポレータ。

【請求項17】

更に、前記第1及び前記第2のプール位置の間で前記プールに配置されたバッフルを有し、前記バッフルが前記第1の位置よりも前記第2の位置に近接して配置されており、前記管束の前記管群によって貫通されていることを特徴とする請求項16に記載のエバポレータ。

30

【請求項18】

前記バッフルが、前記管束の管群によって貫通されることのない複数の開口を有することを特徴とする請求項17に記載のエバポレータ。

【請求項19】

前記管束の前記管群の少なくとも半分が、前記プールの前記界面より上に配置されており、更に、前記プールの前記界面より上に配置された前記管束の前記一部分の上部へと液体冷媒及び潤滑剤を滴下させるためのディストリビュータを含むことを特徴とする請求項19に記載のエバポレータ。

【請求項20】

前記潤滑剤アウトレットが前記界面より低い位置で前記プールと連通し、前記第1のプール位置が通常は前記プールの一端であり、前記第2のプール位置が通常は他端部であることを特徴とする請求項19に記載のエバポレータ。

40

【請求項21】

前記液体滴下装置が、前記プールの前記界面より上に設けられた前記管束の前記一部分の下側に設けられることを特徴とする請求項20に記載のエバポレータ。

【請求項22】

液体を滴下するための前記装置が、その長さ方向に沿ってエッジ部を有し、前記エッジ部が前記シェルの内部側面より離隔配置されており、そのことによって、前記プールよりそこを通過して上方へと向かう気化冷媒ガスの流れを可能とし、また前記プールの前記界面より上に配置された前記管束の前記一部分の前記外側に沿った流れも可能とすることを特徴

50

とする請求項 2 1 に記載のエバポレータ。

【請求項 2 3】

前記ディストリビュータが、前記シェルの前記内部へと二層状態冷媒及び潤滑剤の混合物を分布させることが可能なことを特徴とする請求項 2 1 に記載のエバポレータ。

【請求項 2 4】

更に、前記第 2 のプール位置で潤滑剤濃度を高めるための装置を有することを特徴とする請求項 2 1 に記載のエバポレータ。

【請求項 2 5】

潤滑剤濃度を高めるための前記装置がバッフルを含み、前記バッフルが前記プール内に配置され、また前記第 1 及び前記第 2 のプール位置の間で挿入されていることを請求項 2 4 に記載のエバポレータ。 10

【請求項 2 6】

通常、前記バッフルは、前記第 2 のプール位置が存在する前記プールの前記端部に配置されており、前記プールに浸された前記管束の前記管群で貫通されていることを特徴とする請求項 2 5 に記載のエバポレータ。

【請求項 2 7】

前記潤滑剤のアウトレットが、前記プールの前記界面より上に設けられることを特徴とする請求項 1 9 に記載のエバポレータ。

【請求項 2 8】

シェル型で管型のエバポレータであって、
シェルと、
液体冷媒及び潤滑剤を含む、前記シェル内の液体プールと、
前記プールの前記界面より上に所定の高さで配置された潤滑剤アウトレットとを含むエバポレータ。 20

【請求項 2 9】

更に、管束と液体滴下装置とを含み、
前記液体が冷媒及び潤滑剤を含み、その滴下は前記液体プールの前記界面へと上方よりなされ、前記管束の前記管群が前記シェル内で水平方向に走っており、また前記管群の少なくとも一部が前記プールに浸されており、前記液体滴下装置が前記シェル内に配置され、前記潤滑剤アウトレットから離れた位置にて前記プールへと液体を滴下することを特徴とする請求項 2 8 に記載のエバポレータ。 30

【請求項 3 0】

前記潤滑剤アウトレットが、前記プールの前記界面上に潤滑剤を多く含む泡が生じがちな位置に設けられることを特徴とする請求項 2 9 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 1】

前記プールへと液体が滴下される前記位置と前記潤滑剤のアウトレットの位置とが、通常は各々前記シェルの反対側端部であることを特徴とする請求項 3 0 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 2】

前記管束の前記管群の少なくとも大部分が、前記プール内に浸されていることを特徴とする請求項 3 1 に記載のエバポレータ。 40

【請求項 3 3】

更に、前記潤滑剤アウトレットが配置されている前記シェルの前記端部にて、前記液体プールの前記一部の潤滑剤濃度を高くする装置を含む請求項 3 2 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 4】

前記界面上方より前記プールへと液体を滴下するための前記装置が、前記シェル内に配置された液体 - 気体セパレータを含むことを特徴とする請求項 3 3 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 5】

潤滑剤濃度を高める前記装置がバッフルを含み、前記バッフルが前記プール内に配置され、また前記プール内に浸された前記管束の前記管群の少なくとも一部によって貫通される 50

ことを特徴とする請求項 3 3 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 6】

前記バフフルが、前記液体滴下装置が前記プールへ前記液体を滴下する位置よりも前記潤滑剤のアウトレットに近い方の位置にて、前記プール内に配置されることを特徴とする請求項 3 5 に記載の装置。

【請求項 3 7】

前記管束の前記管群の半分以上が前記プールの前記界面よりも上に配置され、更にディストリビュータを有し、前記ディストリビュータが前記プールの前記界面より上にある前記管束の前記管群の一部の上方に設けられ、前記液体滴下装置が前記プールの前記界面よりも上にある前記管束の前記管群の一部より下方、前記プールの前記界面よりも上方にて配置されていることを特徴とする請求項 3 1 に記載のエバポレータ。

10

【請求項 3 8】

前記液体滴下装置がキャッチパンであって、前記キャッチパンが、前記プールの前記界面よりも上に配置された前記管束の一部の外側側面に沿って前記プールより上方へと蒸発する冷媒ガスが流れることが可能なように配置されていることを特徴とする請求項 3 7 に記載のエバポレータ。

【請求項 3 9】

更に、潤滑剤アウトレットに近接して、前記プール内部で潤滑剤濃度を上げるバフフルを含むことを特徴とする請求項 3 8 に記載のエバポレータ。

【請求項 4 0】

冷却装置であって、

コンプレッサと、

コンデンサと、

膨張装置と、

エバポレータと、

前記エバポレータの潤滑剤アウトレット及び前記コンプレッサと連通する、潤滑剤を前記エバポレータより除去するための装置とを含み、

前記エバポレータが、シェルと、液体プールと、第 1 のプール位置において前記プールへと液体冷媒及び潤滑剤を滴下するための装置と、水平方向に走る管束と、潤滑剤アウトレットとを含み、前記プールが前記シェル内部に配置され、前記プール内の前記液体が液体冷媒及び潤滑剤を含み、前記液体滴下装置が前記シェル内の前記プールの前記界面よりも上に配置され、上方より前記プールへと液体冷媒及び潤滑剤を滴下しており、前記管束が前記シェル内に配置され、前記潤滑剤アウトレットが第 2 のプール位置に配置され、前記第 2 のプール位置が前記第 1 のプール位置から離隔しており、また前記プールよりの冷媒蒸発の結果、前記プール内の潤滑剤が流出する位置であることを特徴とする冷却装置。

20

30

【請求項 4 1】

前記管束の前記管群の少なくとも大部分が前記プール内で浸されており、また前記第 1 のプール位置が通常は前記プールの一端にあり、また前記第 2 のプール位置が通常は前記プールの他端にあることを特徴とする請求項 4 0 に記載の冷却装置。

【請求項 4 2】

更に、前記第 2 のプール位置に近接して潤滑剤濃度を上げるためのバフフルを有し、前記バフフルが前記プールにおいて浸されている前記管束の前記管群の一部で貫通されていることを特徴とする請求項 4 1 に記載の冷却装置。

40

【請求項 4 3】

液体を滴下させるための前記装置が前記管束の上方に配置され、また前記潤滑剤のアウトレットが前記界面より下側で前記プールと連通していることを特徴とする請求項 4 2 に記載の冷却装置。

【請求項 4 4】

前記潤滑剤のアウトレットが、前記プールの前記界面より上で前記エバポレータの前記シェル内部と連通することを特徴とする請求項 4 2 に記載の冷却装置。

50

【請求項 45】

前記管束の前記管群の少なくとも半分が前記プールの前記界面よりも上に配置されており、更に通常は前記プールの界面より上に設けられた前記管束の前記一部分の長さ及び幅に渡って上方に配置されたディストリビュータを含み、前記プールへと前記液体滴下装置が、通常は前記プールの前記界面より上に設けられた前記管束の一部分の長さ及び幅に渡って下方に配置されていることを特徴とする請求項 40 に記載の冷却装置。

【請求項 46】

前記第 1 のプール位置が通常は前記プールの一端であり、前記第 2 のプール位置が通常は前記プールの他端であり、前記潤滑剤アウトレットが前記第 2 のプール位置に近接して前記プールの前記界面よりも下方に配置されていることを特徴とする請求項 45 に記載の冷却装置。

10

【請求項 47】

前記第 1 のプール位置が通常は前記プールの一端であり、前記第 2 のプール位置が通常は前記プールの他端であり、前記潤滑剤アウトレットが前記第 2 のプール位置に近接して前記プールの前記界面よりも上方に配置されていることを特徴とする請求項 45 に記載の冷却装置。

【請求項 48】

液体を滴下するための前記装置がキャッチパンを含み、前記キャッチパンが前記第 1 のプール位置にて前記プールへと液体を滴下するべく傾けられていることを特徴とする請求項 45 に記載の冷却装置。

20

【請求項 49】

更に、前記第 1 及び前記第 2 のプール位置の間で前記プール内に配置されたバッフルを有し、前記バッフルが前記第 2 の位置に近づくにつれて潤滑剤濃度を高め、また前記プールの前記界面より下に配置された前記管束の前記管群の一部によって貫通されていることを特徴とする請求項 45 に記載の装置。

【請求項 50】

冷却装置のシェル型かつチューブ型のエバポレータより、潤滑剤を循環させるための方法であって、
前記エバポレータ内に、前記管束の前記管群の少なくとも一部が浸された液体プールを保持する過程と、
前記冷却装置の前記膨張装置より前記エバポレータの内部へと液体冷媒及び潤滑剤の混合物を流し込む過程と、
前記流し込む過程で前記エバポレータ内部へと届けられた液体冷媒及び潤滑剤を、一般的には第 1 のプール位置で上方より前記プールの前記界面上へと滴下させる過程と、
前記第 1 のプール位置から離れた前記プール内の第 2 のプール位置へと、前記第 1 のプール位置から離れる方向に潤滑剤を流すべく前記プールより冷媒を蒸発させる過程と、
前記第 2 のプール位置近辺で前記プールより潤滑剤を回収する過程とを含む方法。

30

【請求項 51】

更に、潤滑剤が前記第 2 のプール位置に近接して濃度を高める過程を含む請求項 50 に記載の方法。

40

【請求項 52】

前記エバポレータの前記管束の前記管の少なくとも大部分が前記プールに浸され、前記濃縮過程がバッフルを設置する過程を含み、それは前記プール内に浸された前記管束の前記管の一部によって貫通されており、前記第 1 及び第 2 のプール位置の間に設けられることを特徴とする請求項 51 に記載の方法。

【請求項 53】

前記引き込み過程が、前記界面より下で、前記プールより潤滑剤を回収する過程と、回収した潤滑剤を前記冷却装置の前記コンプレッサへと送る過程とを含むことを特徴とする請求項 52 に記載の方法。

【請求項 54】

50

前記引き込み過程が、前記界面より上で、前記プールより潤滑剤を回収する過程と、回収した潤滑剤を前記冷却装置の前記コンプレッサへと送る過程とを含むことを特徴とする請求項 5 2 に記載の方法。

【請求項 5 5】

前記エバポレータの前記管束の前記管群の多くが前記プールの前記界面より上に設置されており、更に、前記プールの前記界面より上に設けられた前記管束の前記一部分の長さ及び幅に渡って、通常その上部に冷媒及び潤滑剤を含む液体を分布させる過程と、また前記滴下過程に先立って、前記プールの前記界面より上に設けられた前記管束の前記一部を介して下向きに流れる液体冷媒及び潤滑剤を採取する過程とを含むことを特徴とする請求項 5 1 に記載の方法。

10

【請求項 5 6】

前記回収する過程が、前記界面より下で、前記プールより潤滑剤を回収する過程と、回収された潤滑剤を前記冷却装置の前記コンプレッサへと届ける過程とを含む請求項 5 5 に記載の方法。

【請求項 5 7】

前記回収する過程が、前記界面より上で、前記プールより潤滑剤を回収する過程と、回収された潤滑剤を前記冷却装置の前記コンプレッサへと届ける過程とを含む請求項 5 5 に記載の方法。

【請求項 5 8】

前記回収する過程が、前記プールの前記界面より上の位置より前記プールの表面を覆う潤滑剤を多く含む泡を回収する過程と、少なくとも前記泡の前記潤滑剤部分を前記コンプレッサへと届ける過程とを含むことを特徴とする請求項 5 1 に記載の方法。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷却装置に用いられるエバポレータに関する。さらに詳しくは、本発明はエバポレータシェルに見られる液体プール内の流れパターンが前記プールより冷却装置システムのコンプレッサへの潤滑剤の戻りを可能とし、それを向上させるべく確立されまた制御されるエバポレータに関する。

【背景技術】

30

【0002】

冷却装置は、冷却水を製造する装置であり、多くの場合は建物の快適な空調若しくは工業的プロセスへの適用される。そのような冷却装置は典型的には低圧から高圧へ冷媒ガスを圧縮するためのコンプレッサを採用する。そのようなコンプレッサから放出される高圧ガスは、冷却装置コンデンサへと送られ、そこで冷却されて液体へと濃縮される。

【0003】

冷媒は、次にコンデンサから膨張装置へとおくれ、また膨張装置を介して送られる。ここで、膨張装置は冷媒の圧力を下げ、またその膨張過程によって更に冷媒を冷却する。膨張装置より、冷媒がシステムエバポレータへと送られる。そこでは、冷却装置を冷却するためのヒートロードよりエバポレータへと運ばれてきた熱が吸収される。エバポレータで起こる熱交換の結果、冷媒が気化してコンプレッサへと戻され、そこでサイクルが繰り返される。

40

【0004】

冷凍冷却装置で用いられるコンプレッサの性質から、そのようなコンプレッサで用いられる潤滑剤の一部（多くの場合オイル）が、コンプレッサより放出される冷媒ガスの流れへと入る。少なくとも幾らかのそのような潤滑剤が、コンプレッサより放出される冷媒ガスの流れに混入してシステムコンデンサへともたらされる。コンプレッサより放出されたガスの流れより潤滑剤の大部分を取り除くべく様々な種類のオイルセパレータ及びオイル分離スキームが採用されるが、少なくとも比較的僅かな潤滑剤がシステムコンデンサへと流入する。

50

【0005】

冷却装置コンデンサへと送られた熱い冷媒ガスが濃縮されると、コンデンサへと送られた幾らかの潤滑剤と共に冷媒がその底部分に貯まる。また空冷式コンデンサの場合は、蒸気が冷媒の流れの結果としてコンデンサより出される。濃縮された冷媒及びオイルは、次に上述したようにコンデンサより膨張装置を介して流れ、冷却装置のエバポレータへと流れる。冷却装置エバポレータへと運ばれた潤滑剤が連続的にエバポレータよりコンプレッサへと戻されないとすると、潤滑剤がエバポレータ内部に貯まってしまい、コンプレッサは最終的にオイル欠乏になり得る。更には、潤滑剤の濃度はエバポレータ内部で高くなり、エバポレータの温度性能が段々と悪くなる。

【0006】

近年、エバポレータ及び冷却装置システムの設計が著しく変化し、それは第1には冷却装置の全体的な効率を向上させるためのものである。しかし、それは所与の許容量の冷却装置での使用が要求される冷媒量を削減するためのものでもある。冷却装置設計において、多くの局面でそのような変化が見られる。そのような変化のとくに優れたものうちの2つが、とりわけ70トンから500トンの冷媒許容量範囲にある冷却装置システムで使用されるエバポレータ及びコンプレッサ双方の種類及び性質に関連している。

【0007】

この点に関して、これまでは、いわゆる満液型エバポレータが、許容量の大きなレシプロエンジン冷却装置、または許容量の小さな円心冷却装置のような、70 - 500トンの冷媒許容量の冷却装置システムで用いられてきた。1980年代後半から1990年代の初頭にかけては、スクリー型コンプレッサが開発され、そのような冷媒許容量の冷却装置で採用された。そのような冷媒許容量の冷却装置では、多くの点で小さな円心型コンプレッサや大きなレシプロエンジン型コンプレッサが優れているが、一方で、その性質から、放出スクリー型コンプレッサはそこから放出された気体の流れに、比較的多量のオイルへを混入させてしまう。結果として、スクリー型コンプレッサを採用する冷却装置システムでの、オイルの分離、処理、及び戻りは、より複雑であって綿密に管理される。

【0008】

1990年代中頃、通常は70トンから500トンの許容量を有する或る冷却装置において、エバポレータ技術が発達し、結果として、いわゆる流下薄膜型技術を採用することとなった。冷媒冷却装置において用いられる冷媒が高価であることから、流下薄膜型エバポレータデザインへの変更は或が程度実行された。それは、その性質から、同じ許容量の冷却装置に於いて、流下薄膜型エバポレータで用いられる冷媒の量が、満液型エバポレータで用いられる量と比較して少ない。

【0009】

この点に関して、満液型エバポレータはがより多額の冷媒費用を要求するものである。なぜなら、エバポレータシェルがエバポレータの管束の管の全て若しくはその大部分を浸すからである。これに対して流下薄膜型エバポレータでは、液体冷媒が分散され、またその長さ及び幅に渡って通常上方より管束の上へと少量ずつ滴下される。そのような液体冷媒がフィルム状に管束を通過して下向きに滴下され、比較的少量の管束の管群がエバポレータシェルの底部分の液体冷媒プールに浸されている。結果として、ここが、著しい冷却装置の冷媒費用削減となる。しかし、満液型及び流下薄膜型エバポレータの双方のケースで、潤滑剤はそこに見られるプールやエバポレータシェルの内部へと流入しない。

【0010】

流下薄膜型エバポレータが高効率で、また冷却装置システムの冷媒費用を削減するにも関わらず、それらの採用は、冷却装置の冷媒費用を削減することによって得られる費用効果と相殺する関連費用及び複雑性が伴ってしまう。このことは、とりわけ70から500トンの許容量のうち低い部分で正しい。その他、そのような複雑性とは、オイルが流下薄膜型エバポレータよりシステムコンプレッサへと戻るプロセスや装置に関連しており、効率性のため、そのようなエバポレータにおいて管束の長さ及び幅に渡って液体冷媒の一様分

10

20

30

40

50

布を可能とする必要性に関連している。

【0011】

冷却装置システムにおける流下薄膜型エバポレータの採用に関連する複雑性及び費用の高さを理由として、また一般的にはとりわけその70トンから500トンの許容量の低い部分に於ける、システム全体の効率化及び削減された冷媒費用という観点でのその利用の利点にもかかわらず、比較的シンプルであり、及び/または安価な、同等、若しくはより優れた利点と効率の、更に改良され、及び/または差別化されたエバポレータ設計が必要とされている。

【発明の開示】

【発明の効果】

10

【0012】

本発明が目的とするのは、経済的かつ温度性能的及び設計の点で効率的な冷却装置のためのエバポレータを提供することであって、またその操作がシステムコンプレッサのオイルの戻り過程を向上させるものである。

【0013】

本発明の更なる目的は、とりわけ冷却装置のエバポレータにおいて見られる液体冷媒及びオイルのプール内で発生する流れのパターンを確立することであり、またそのような流れが、予定位置でプール内オイル濃度を高くするべく流れを積極的に処理することである。

【0014】

本発明の別の目的は、その動作で潤滑剤を所定位置へと送り、エバポレータシェル内部の浸された管群表面の大部分においてまたその周辺で比較的低いオイル濃度が維持されることによって熱効率を向上させる冷却装置エバポレータを提供することである。

20

【0015】

本発明の更に別の目的は、シェルの底部分での液体プール内のオイルの動きパターンが確立されそれによってオイルが容易に除去可能な位置へと届けられるように、エバポレータシェル内の液体冷媒の流れを制御することによって冷却装置のエバポレータにおける高い熱性能及び優れた潤滑剤処理を達成することである。

【0016】

本発明の別の目的は、媒体許容量に対して小さな冷却装置システム用エバポレータを提供することであって、通常、それは一方では満液式のエバポレータとしてカテゴライズされてもよい流下薄膜型エバポレータの装置及び概念を適用することで、流下薄膜型エバポレータよりも安価に製造され、温度性能の点では通常それと等しく、またオイル濃度が高くなって冷却装置のコンプレッサへのオイル戻りを促進させるべく機能し得るものである。

30

【0017】

本発明の更に別の目的は、比較的大きな許容量に対する媒体の冷却装置システムエバポレータを提供することであって、液体プールへと流入する前にエバポレータシェル的一端へと液体冷媒を移す装置を有する流下薄膜型エバポレータに主に関連しており、エバポレータシェル及び装置底部の液体プール内の流れを採用することによって、現在の流下薄膜型エバポレータの熱効率以上である一方、効果的な潤滑剤処理及び潤滑剤戻りを達成するものである。

40

【0018】

本発明のこれら目的及びその他目的は、好適実施例の詳細な説明及び添付された図面を参照することで明らかとされ得る。それは、冷媒がその内部の液体プール及び管束の双方の上方のエバポレータシェルへと送られ、また、そこに含まれる潤滑剤が通常所定プール位置で潤滑剤を濃縮するように流れ制御される液体プールの一端へと冷媒及び冷却剤が滴下される冷却装置システムによって達成される。この点に関し、プール内における液体冷媒の蒸発は、液体冷媒及び潤滑剤がプール界面上へと滴下される位置より離れる方向になる。エバポレータシェル内部の液体プールが常にシェル一端より他端へと向かう方向に管理された動きであるので、プールにおける潤滑剤は液体プールの大部分でオイル濃度は比較的低くなるように、プール内における或る所定の位置へと連続的に流される。液体プール

50

の長さ方向に亘ってその大部分で潤滑剤濃度を比較的低くすること、及び潤滑剤が比較的容易に除去される所定プール位置での潤滑剤濃度を高くすることによって、エバポレータの温度効率が高く保たれ、一方ではシステムコンプレッサへのエバポレータよりのオイルの戻りが単純化かつ向上される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

最初に図1を参照すると、冷却装置10はコンデンサ12、膨張装置14、エバポレータ16、及びモータコンプレッサ18を有する。好適実施例では、モータコンプレッサ18は、スクリュコンプレッサ18a、及びドライブモータセクション18bを有し、そこには点線で示されているようなモータ18cが配置されている。コンプレッサ18Aは、エバポレータ16よりの冷媒ガスを圧縮し、コンデンサ12へと高温・高圧力で放出する。

10

【0020】

コンデンサ12へと届けられたガス状冷媒は冷却され、圧縮されて、膨張装置14へと送られ、また装置14を介して送られる。膨張装置14を介した冷媒の流れでは、冷媒の圧力低下がおこる。そのような圧力低下が冷媒の一部を気化させ、更にはそのことが冷媒を冷却する。次に冷媒は、比較的冷却された二相混合物の形態でエバポレータ16へと流入し、そこで起こる熱交換の結果として冷媒が過熱、気化され、モータ18cを冷却する方法でコンプレッサのモータセクション18bを介して戻された後、モータコンプレッサ18のコンプレッサ18aへと戻される。

20

【0021】

実際、圧縮サイクルを採用するすべての冷却装置システムでは、システムコンプレッサ内でオイルのような潤滑剤が使用される。遠心もしくはスクロールコンプレッサを採用する冷却装置の場合、潤滑剤の目的は典型的にはベアリングの潤滑であり得る。ここで冷却装置がギアドライブ型のものである場合は、潤滑剤がまた冷却装置のドライブトレインを含むギアを潤滑させる目的で用いられる。冷却装置がスクリュ型のコンプレッサを採用するタイプである場合は、潤滑剤は追加的な目的のために用いられる。それら追加的な目的には、コンプレッサ内の圧力に耐えるように冷媒ガスを冷却することや、スクリュロータ及びそれらのエンドフェースの間のクリアランスギャップをシールし、またロータがハウジングされる作動チャンバーをシールすることがある。

30

【0022】

実際のところ、更に、コンプレッサを採用する全ての冷却装置システムにおいて、若干の潤滑剤が、コンプレッサでの圧力に耐えうる冷媒ガス内へと混入して良い。スクリュコンプレッサ型の冷却装置では、比較的多量の潤滑剤がコンプレッサ内の冷媒流に入り込み、そこより流れる。典型的には、オイルセパレータがスクリュコンプレッサ下流側に配置されてもよいが、そのようなコンプレッサを採用するシステムでは、オイルセパレータがコンプレッサ上流側に配置されてもよい。またオイルセパレータは、コンプレッサより放出されるガス流に混入する、殆どのオイルを除去し得る。しかしながら、システムコンプレッサ下流のオイルセパレータを効果的に用いるほとんどの冷却装置システムでは、用いられる幾分かの冷媒がシステムコンデンサへと向かう。

40

【0023】

ここでコンプレッサ18がスクリュ型である場合は、オイルセパレータ20がその下流側に配置され得る。分離された潤滑剤が、ライン20aを通りセパレータ20よりコンプレッサ18のコンプレッサセクション18aへと戻される。セパレータ20によって分離されることなく、システムコンデンサへと向かう潤滑剤が底部へとたまり、そこで圧縮冷媒と混合される。液体冷媒及びオイルはコンデンサ12より流出し、膨張装置14を通り、またシステムエバポレータへと流れる。

【0024】

ここで図2及び図3を追加的に参照すると、媒体許容量に関し一般的に小規模な冷却装置/エバポレータでとりわけ適用可能で費用効果のある本発明の好適な実施例において、エ

50

バポレータ 16 がシェル 22 を有し、そこでは水平方向に走る管束 24 が設けられている。管束 24 は、冷却媒体が流れる管 26 を複数有する。そのような冷却媒体は典型的には水であってもよいが、インレット 28 を介してエバポレータ 16 へと流入し、またアウトレット 30 を介してそこより流出する。

【0025】

注意して頂きたいのは、インレット 28 及びアウトレット 30 がシェル 22 の両端部にあるので、エバポレータ 16 が、1 - パス、3 - パス、又はその他奇数 - パスエバポレータであり、このことは管束を介した冷却媒体の流れがシェルの長さによって下流方向へと 1 回、3 回、又は奇数回行われることを意味する。しかしながら、エバポレータの長さによって下流へと最初に流れ、エバポレータの管束の別の部分の管を介して 2 回目に逆流が起こる場合、アウトレット 30 はシェル 22 のインレット 28 と同じ側に配置されてもよい。そのような流れが、エバポレータ 16 を、2 - パスエバポレータとする。その他の偶数のパスも同様に可能である。

10

【0026】

一般的に、エバポレータ 16 の管束 24 の管 26 を介して流れる冷却媒体は、熱の除去により冷却され得る。ここで熱は、そのようなチューブの外部の、エバポレータシェル 22 へと流入した冷媒へ移動する。冷却媒体は、冷却された状態でエバポレータ 16 から冷却装置 10 を冷却するためのヒートロードへと戻る。

【0027】

図 2 の実施例では、二相状態の冷媒がインレット配管 32 を介してエバポレータ 16 のシェル 22 内部へと送られる。インレット配管 32 は、次に液体 / 気体セパレータ 34 へと冷媒を送る。好適な実施例では、液体 - 気体セパレータ 34 がシェル 22 の内部に設けられ、それは一般的にはシェルの一端に設けられる。しかし、液体 / 気体セパレータ 34 が、シェル 22 の外部に配置されてもよい。

20

【0028】

液体 - 気体セパレータ 34 は、届けられた二相状態の冷媒混合物の液体部分から、気体部分を分離させるべく構成されており、またそのように作動する。よって、液体 - 気体セパレータ 34 に関しては多くのデザインが考慮されるが、二相冷媒混合物の液体部分より気体部分を分離させるべく一般的に形成され作動するという本発明のエバポレータに関して、とりわけ特定のデザインが重要というわけではない。セパレータ 34 を用いる目的は、混合物の液体部速度を減少させ、液体冷媒と、それと混合して届けられたいくらかの潤滑剤を、シェル 22 に見られる液体プール 38 の界面 36 の一端上へと、低速度のしずくとして上方より滴下させることである。また、セパレータ 38 は、プール 38 へ混合物の液体部分が滴下する位置よりシェル 22 上部領域へ向かうとする二相混合物の気体部分の方向及びその除去により、エバポレータよりの霧状液体冷媒のキャリーオーバーを防止するというさらなる目的を有している。

30

【0029】

プール 38 の界面上に液体滴下を可能とするための、液体 / 気体セパレータ以外の装置が、本発明の精神を逸脱することなく想定されても良い。しかしながらトータルで考えると、液体プールのレベルを超えないようにシェル内部へ霧状物質を放出するような方式でプール 38 の界面上へ液体冷媒及び幾分のオイルを上方から滴下させるという理由から、液体 / 気体セパレータの使用が好ましい。

40

【0030】

セパレータ 34、及び / 又はセパレータ内へと送られた二相混合物の液体部分がプール 38 へと滴下される位置は、通常、実施例の図 2 における端部である。システム冷媒と共にエバポレータへと届けられる潤滑剤にも、同様のことが言える。液体 / 気体セパレータ 34 によって分離されて、シェル 22 の上部領域へと留められた気体は、プール 38 内で発生する熱交換によって生成された気体と共にシェル 22 の反対端部に回収され、また通常は少量の液体残留物を含んだ状態でコンプレッサの吸引ライン 40 のインレット 44 へと引き込まれる。霧状の及び / 又は水滴状の液体の浸入を防ぐべく、吸引ライン 40 に対し

50

てプール 38 の界面 36 及びインレット 44 の中間にバッフル即ちシールド 42 が配置されてもよい。

【0031】

本発明の実施例における図 2 の好適な例では、プール 38 の界面 36 が、管束 24 のもっとも上方にある管の僅かではあるが上であるように保たれているので、典型的な動作条件下では全て若しくは少なくとも殆どの管束のチューブがプール 38 に浸されている。図 2 の実施例では、また、オイル遮断バッフル 46 が、シェル 22 の液体冷媒及びオイルがプール内へと上方から滴下される側とは反対側の端部の液体プール内に配置されている。この実施例におけるバッフル 46 は、上端部 48 がプール 38 の界面 36 の通常レベルより 2 ~ 6 インチ突出する高さを有している。

10

【0032】

管シート 50 及び管シート 52 が、シェル 22 両端部に設けられている。各々のシートは、管束 24 の管 26 端部によって貫通されている。また、ウォーターボックス 54 及び 56 がシェル 22 両端部に設けられている。エバポレータ 16 のインレット 28 はウォーターボックス 54 へと接続しており、一方でアウトレット 30 はウォーターボックス 56 へと接続している。

【0033】

図 2 の実施例において示されているエバポレータは、3 - パスエバポレータである。加えて図 4 及び 5 をここで新たに参照すると、ウォーターボックス 54 はパーティション 58 を有し、パーティション 58 が、インレット 28 を介してウォーターボックスへと流入する冷却媒体を、管束 24 の第 1 部分 60 を構成する管群 26 の端部への流入に制限する。冷却媒体は管束 24 の管群の一部分 60 を介して流れ、次に管束 24 の管群の第 2 の部分 64 へと流入するべく、シェル 24 の他方の端部のウォーターボックス 56 の一部分 62 によって流れに制約を受ける。管束の一部 64 はウォーターボックス 56 への開口端部がパーティション 62 より下であるが、管束の一部 60 を構成要素とする管群よりは上方にあるような管群から成る。このことで、冷却媒体がウォーターボックス 54 へと二回目にシェル 22 を介して戻る。

20

【0034】

ウォーターボックス 54 におけるパーティション 58 が、次に、ウォーターボックス 54 へと戻った冷媒が再び逆方向に流れ、また管束 24 の第 3 部分 66 へと入るように制限する。チューブの一部 66 は、双方のパーティション 58 の上側及び図 4 における線 62 a より上側のウォーターボックス 58 内へと開放される。媒体は、次にシェル 22 の長さ方向に 3 回目として流れ、ウォーターボックス 56 へと流入して、アウトレット 30 を介して底部より流出する。図 2 において示されたエバポレータは 3 - パスエバポレータであるが、複数であるパスの数はこれに限定されたものではなく、決して本発明の精神を強制または限定することはない。

30

【0035】

図 6 をここで追加的に参照すると、オイル遮断バッフル 46 が、カットアウト 74 は勿論のこと複数の開口群 72 を定め、及び / または、特定のアプリケーションにおいて有利であれば、複数の周縁カットアウト 76 a 及び / または第 2 開口群 76 b が定められ、それらは図中で点線により示されている。開口 72 は、管束 24 の個別の管 26 が各々貫通しているが、一方でカットアウトが適用されるならば複数の管がカットアウト 74 部分を貫通する。カットアウト 76 a 及び / または第 2 開口 76 b が採用される場合は、それらに管が貫通しなくてもよい。バッフル 46 は、管束の管を支持するかもしれないししないかもしれない。支持しない場合は、開口 72 が、それを貫通する管 26 各々の外径よりもわずかに大きな直径を有しうる。

40

【0036】

ここで、好適実施例におけるバッフル 46 内のカットアウト 74 に関し、とりわけ図 3 及び 6 を参照すると、カットアウト 74 は、バッフル 46 と管シート 50 の管に存在して、オイル過多の流体がプール側から流入するプール 38 の一部分 90 への、オイルベアリン

50

グ冷媒用の第1の入り口を有する。もし、第2のカットアウト76aが採用される場合、それらもまたバッフル46がオイルがプール38の一部90へと流れることを許容し得る。同様に、第2開口76bが用いられる場合は、同じようにプール38の一部分90へと潤滑することを許容しても良く、適切な配置が行われまた数が十分である場合は、カットアウト74は取り除かれてもよい。オイルはまた、バッフルの開口72を貫通するチューブを取り囲む環状空間を介して部分90へと流入しても良いが、それはそれら開口がそのような流れを許容するサイズである場合である。一般的には、開口72の目的が管束の各管を支持するのみである場合、それらがその目的のためだけにサイズを決定されて良く、そこを介したオイルの流れは発生しない。

【0037】

ご存知のように、プール38の一部分90への液体冷媒及びオイルの流入は、バッフル46を介して行われ、一般的には、またプール38の界面36のレベルがバッフルを挟んだ両側で同じであることを確実にするようには十分に制限されない。このようなプール38の界面36の下側での一般的制限を受けないバッフル46を介した流れが、潤滑剤がプール38の一部分90へと流れるようにしむけ、バッフルの上流側のオイル濃度が所望でない値になることを防ぎ、また管束の管を通る相対的に暖かい媒体とプール38における液体冷媒の一部との間で起こる熱交換を伴うオイル関連の障害を防ぐ。注意していただきたいのは、特定の冷却装置システムや、所望とする戻りオイル割合、及び/または次に設けられたコンディションを調整システムを有する要素によって、バッフル46の下流側にあるプール38の一部分90でのオイル濃度が比較的高めでもよく、一般的には、バッフルの上流側では2%もしくはそれより低い値であるのに対して、通常約6乃至15%あることである。更に注意していただきたいのは、好適な実施例においては、バッフル46がホリプロピレンのような工学材料から製造されることである。

【0038】

ここで図1、2、及び3を再び参照すると、好適な実施例では、シェル22内部で遮断バッフル46及びチューブシート50の間にアウトレット78が定められており、好適にはその位置においてプール38の一部分の下部領域と連通するように配置されている。配管80はアウトレット78から装置82へと走る。ここで装置82は、ポンプとして概略的に示されているが、冷却装置10が作動中の場合に、アウトレット78を介したプール38よりのオイル過多混合物の流れを誘引する排出装置若しくはそれに相当する装置であってもよい。その混合物は装置82によって配管84を介してモータコンプレッサ18のコンプレッサ18aへと送られ、代替実施例としてはライン88を介してライン20aに入るか、またはライン86を介してセクションライン40へと入る。ライン86及び88は図1において点線で示されているものである。

【0039】

チューブ26を介して流れる相対的に暖かい冷却媒体とプール38の冷媒との間で、プール38内において起こる熱交換によって、液体冷媒が管束24の長さにわたって連続して気化される。この気体は、プール38の界面36へと気泡を生じさせ、またそれは上方へ吸引パイプ40のインレット44へと向かい、液体・気体セパレータ34において分離された気体と一緒にそこに入る。プール38における液体冷媒の連続的な気化や、流体がアウトレット78を介してプール38より連続的もしくは規則的に回収され、また液体冷媒がアウトレット78が存在する側とは反対側のシェル22端部においてのみ通常はプールへ滴下されることから、取り扱い容易かつ予測可能な流れパターンがプール38内で確立され、それは通常、ともに流入した液体冷媒及びオイルがプール内へ滴下されるシェル22端部から軸方向に沿って離れる方向である。

【0040】

プール38への向かう潤滑剤に関しては、プール内の潤滑剤の存在がそこに浸されたチューブの熱伝達能力に逆に影響する。この低下は、通常、所与の位置におけるプール内の潤滑剤濃度に比例する。プール38内で設定される流れパターン、及びそこよりの液体冷媒の連続的な気化の結果として、潤滑剤が滴下されるプール38の一端よりシェル他端へと潤

10

20

30

40

50

滑剤が流れる。プール38内における潤滑剤濃度は、液体冷媒とオイルとが最初に滴下される側のプール38端部より離れる方向に増加してゆく。バッフル46上流側では、濃度は通常は1%より低い値から約2%である。しかし、全体としてはバッフル46上流側のオイル濃度は相対的に低い。そのような位置すべての平均濃度は、通常約2%であり、典型的には約1%である。しかしながら、バッフル下流側ではほとんどの場合で、オイル濃度が少なくとも2倍、多くの場合3倍以上となる。

【0041】

バッフル46が、チューブシート50より離れてシェル22の長さにして25%を越えない位置に配置され、好ましくはチューブシート50より10%から15%ほど離れて配置されているのみなので、好適な実施例においては管束24を構成する管群の界面領域の約85%から90%がオイル濃度約1%の液体冷媒に露出されていることがお分かりになる。図2の実施例におけるエバポレータでは、管束24のチューブ26の界面領域の大部分が、オイルの比較的低濃度部分にたいして露出されているので、エバポレータ16の全体としての温度性能が優れており、実際自発的に潤滑剤が流れるべく構成されていない典型的な浸水型エバポレータの温度性能と比較して高い。一般的には、図2の実施例のエバポレータは、管束が液体プール内で浸されているが、エバポレータシェル内部へと含まれる液体冷媒及びオイルの送り込みが一般的にはシェル的一端であって、また管束及びプール界面よりも上側であるような特殊な浸水型エバポレータとして特徴づけられてもよい。

10

【0042】

図1から6の実施例を参照すると、エバポレータ16へと流れる冷却媒体が初期的に管束24の管の第1部分60へと流れ、そのような冷却剤がエバポレータシェルへと初期的に流入するにあたってその最高温度でありうることから、管束24の一部分60周辺の冷媒と、そこを流れる冷却媒体と間の温度差が比較的大きくなる。この高い温度差は、結果として周辺の冷媒の激しい沸騰を生じ、また管束の一部分60の管周辺のプール38に乱れを生じてしまう。

20

【0043】

冷却媒体は、管束24の一部分60を構成する管を介して通過したのち、管束24を構成する管部分の一部64を介してシェル22の長さにならって流れる。冷却媒体が管束24の一部分60を介して初期的に流れることによってある程度冷却され得るので、管束の第2部分64を構成する管部分周辺の液体冷媒も沸騰や乱れを生じ得るが、それは管束の一部分60を構成する管群周辺の液体がほどではない。

30

【0044】

シェル22の長さにならって流れる冷却媒体の第3のパスでは、管束24の管の残りの部分66を通り、媒体が十分に冷却され、冷却媒体とチューブの一部分周辺の液体冷媒の温度差がより小さくなる。結果として、管束の第3の部分66に近接するプール38の液体は、比較的穏やかであり得る。管束の一部がプール36の界面38に近接していることで、プールの界面が同様に比較的穏やかであることが確認され得る。

【0045】

そのような状況が、通常はプール38内で全長にならって存在し得るので、マルチパス型のエバポレータが採用される場合は、一般的にはプール38で生じた乱れが垂直/断面方向に起こり得る。この局所的で制御された乱れは、通常、液体プールの界面下に存在して、また自身の長さにならり、プール38内の特定位置でのオイルの淀み若しくは濃縮化を防ぐ垂直方向渦を生成する点という点で都合が良い。そのような渦や乱れの生成は、本発明のエバポレータの機能面では必要ないが、その操作の面では有用であり、バッフル46の上流側でオイル濃度を低くかつ一様に保つので、エバポレータ16全体の効率を改善する。

40

【0046】

更に図1から図6を参照すると、追加的に、流れ制御用バッフル92及び94が採用されており、それが図2及び図3において図示されていることがお分かりであろう。これらバッフルは、特に必要というわけではないが、エバポレータの性能を向上させ得るべく用いられ

50

るものであり、結果として、プール38内でのシェル22の一端より他端へ向かう軸流パターンを生成し、それは事実上、正弦曲線である。この点に関しては、バッフル92がプール38内のシェル22の幅の一部にわたって間仕切り状に広がっており、一方で、バッフル94が同様にシェルの反対側側面より広がっている。プール38内部の液体の流れは通常シェル22の一端より他端へと進むが、そのようなバッフルを用いることにより、矢印96でも示されているように、シェル22の第1の側面方向に向かってバッフル92を回りこみ、次にバッフル94に回り込んでシェルの反対側側面を通る。最終的には、液体の流れが、遮断バッフル46が配置されているシェルの反対端部まで到達し得る。プール38内でダイレクトな軸流を定めるのとは対称的に、正弦曲線的な流れを施すことにより、エバポレータ18の熱効率がある程度向上し得るが、それはプール38内における流れが、管束の管とプール内の液体冷媒との熱交換接触距離が延長される非直線経路をとることによって改善されるからである。

10

【0047】

図1から6の実施例を更に参照すると、チューブシート50及びバッフル46の間のプール38の一部分90のオイル濃度が高い界面上に、泡98のオイル過多層が存在することもお判りであろう。バッフル46がプール38の界面上に数インチ突出して存在しているので、そのような泡の存在は通常局所的なものでありプール38の一部分90の界面上のみに限定されている。

【0048】

配管80及び装置82を用いることによる、アウトレット78を介したプール38よりの冷媒を多く含む液体回収の代替実施例として、本発明ではまた、その界面よりオイルを多く含むの泡を吸い取ることによって、プール38の一部分90よりのオイルの戻りを行う可能性についても考慮している。この点に関してはパイプ100が、図1、2、及び3において図示されており、それは好適な実施例ではモーター18cの下流側にあるコンプレッサ18aの吸引領域へと接続されている。或いは、パイプ100が、図1、2、及び3において100aで示されるような吸引用配管40へと接続されてもよい。

20

【0049】

パイプ100の開放端部102が、バッフル46及びチューブシート50の間であって、プール38の界面36より上側で所定の高さ位置に配置されており、また一方では、好適には図1において示されているようにライン100の開放端部104がコンプレッサ18aへと接続されている。ここでコンプレッサ18aがスクリー型コンプレッサである場合は、ライン100がスクリー型ロータへと吸気ガスが流れるようなコンプレッサ内部の領域へと接続されている。

30

【0050】

プール38の界面36上の泡の層98の高さは、プール38の冷媒部分90におけるオイルの濃度関数である。プール38の一部分90におけるオイル濃度が高ければ高い程、プールの当該部分で発生する冷媒の沸騰により結果的に発生してくる泡の効果がより大きくなり得る。

【0051】

所定の高さにパイプ100の開放端部102を配置することで、一般的にはプール38の部分90におけるオイルの濃度が所定の濃度に保たれてよい。オイル濃度が低くなるとすると、泡の層98がパイプ100の開放端部102より低い位置になり得り、そのことがプール38よりのオイルの回収を減少させ得り、また終了させてもよく、冷媒ガスのみがパイプ100を介してエバポレータより回収され得る。結果として、プール38の一部分90におけるオイルの濃度が増加することとなる。オイル濃度が増加するにつれて、プール38の一部分90における泡の層の厚さがパイプ100の開放端部102がその中に配置される状態になるまで増加する。その場合、オイルを多く含む泡が再度コンプレッサによってエバポレータより引き込まれ始め、コンプレッサの吸気領域へと届けられる。

40

【0052】

全体的に、上述したようなオイル戻り構成を用いることによって、プール38の一部分9

50

0におけるオイルの濃度が通常は一定であり、コンプレッサへと戻されるオイル量が全体としてのシステムのオイル循環割合の関数であるような規則で自己制御される。更には、このオイル戻りシステムを用いることによって、コンプレッサへとオイルを戻す通常経路の吸気ガスを用いることで、システムコンプレッサへとオイルを戻すためのポンプの必要性を考慮しなくても良い。更には、前段階制御の必要性、及び/またはオイル戻りプロセスでの制御の利用が取り除かれる。加えて、例えば冷却装置が起動される時や泡を形成する時などのように、過剰量のオイルがエバポレータへと導入され得る場合、コンプレッサへのオイル戻り速度が増加し、そのことが特定の起動環境ではコンプレッサがオイル欠乏を引き起こし得る危険性を減少させる。

【0053】

泡の存在を検知するべく、光学センサ106がライン100に配置されてもよいことがお判りであろう。センサ106は自己加熱型サーミスタまたはその他の装置であってもよい。この場合、オイルの戻りが冷却装置の保護を目的としてモニターされ得るが、そのことは低い冷媒チャージの検出を促進してもよい。

【0054】

ご存じのように、1990年代初頭以来の傾向として、冷却装置システムにおいて用いられる全体としての冷媒費用は減少してきた。従って、エバポレータの設計は満液式から流下薄膜型設計へとされた。しかしながらご存じの通り、流下薄膜型エバポレータは、満液型エバポレータを採用する冷却装置システムでは見られなかった複雑な構造や費用面での高さという問題をもたらした。本発明の登場によって、オイルの制御の問題や、実際は満液型エバポレータにほとんど近い温度性能でのオイルの悪影響が著しく減少される。更に必要とされる追加分の冷媒費用にも関わらず、本発明のフローイングプール型エバポレータの製造費用は多くの流下薄膜型エバポレータにかかる費用よりも安価であり、とりわけ、本発明で実現されるオイル管理による費用の節約ほど冷媒費用が大きくないような小型から中型サイズの冷却装置に適用される場合ではその費用が小さい。

【0055】

先に述べたように、図2乃至6の実施例におけるエバポレータは、とりわけ媒体許容量がより小さなエバポレータ及び冷却装置における使用で有用であり、ここでは冷却装置にかかる冷媒量及び費用が比較的小さい。図7及び8に示されているのは、本発明のフローイングプール型エバポレータの第2実施例であり、ここでは、より大きな冷媒許容量の冷却装置での使用に適したものが開示されている。その実施例について議論する前に、本発明のフローイングプールコンセプトの特定実施例が採用されるエバポレータ/冷却装置の特定許容量に関して述べると、図2乃至6の実施例の使用は、本発明の出願時において冷媒許容量にして少なくとも125トンまでの冷却装置で有用である。

【0056】

図7で図示されているタイプのフローイングプール型エバポレータを採用することで、許容量が125トンよりも大きな冷却装置では、この考え方がより効果的でありうる。しかし、図2乃至6の実施例のエバポレータ使用が500トン或いはそれより多い許容量の冷却装置であっても費用的に問題ないことを証明してもよい。要求される冷媒量の点で満液型エバポレータの方により類似している図1乃至6のエバポレータデザインを利用する利点が、より大きな許容量の冷却装置において要求されたより高額な冷媒用追加費用を重く見る場合には、よりよい結果を得るための研究が続行される。上記のことからお分かりのように、冷媒価格の変化は装置決定に影響を与える。要するにここでは、実施例のいずれか1つが特定サイズの冷却装置システムで用いられるように限定されるとは解釈され得ないということである。

【0057】

図7及び8のフローイングプール型エバポレータをここで新たに参照すると、この実施例が図1から6に開かれた実施例の改良型であることがお分かりになると思う。しかし、オイル制御が到達したこのフローイングプール型の概念が、図1乃至6の実施例のように採用されている。該概念は、図7乃至8の実施例のエバポレータの操作及び効果に対しても

10

20

30

40

50

同様に必須である。

【0058】

図7の実施例において、管束24の管群の半分以上がプール38の界面36上方に存在しており、好適にはプール界面よりも上側に管束の管群のうち約75%から85%が存在して良い。管束24の管群のうち半以下しかプール38内に浸かっていないので、また液体冷媒及び冷媒とともに運搬されるオイルが、管束24の長さ及び幅にわたって一般的には上方より一様に滴下しており、また、液体冷媒及び冷媒とともに運搬される潤滑剤がエネルギーの低い雫の形で管束上部に滴下されることから、図7の実施例のエバポレータ16は液体の分布及び温度性能の観点から流下薄膜型エバポレータと同様に機能する。

【0059】

この点に関し、一般的には、冷媒ディストリビュータ200が、管束の長さ及び幅にわたって一様に液状冷媒及び液状冷媒とともに運搬された幾分の潤滑剤を分布させる。ディストリビュータ200に接続されている配管202と、冷却装置のコンプレッサへとシェル22の内部より導入されるコンプレッサ吸引配管204とは、故に基本的にはエバポレータシェルの軸方向長さに沿っていずれの位置に設置されてもよい。

【0060】

図7の実施例のエバポレータにおいて特長的であるのは、管束の流下薄膜部分を構成する管束24の管群より下ではないが、プール38界面36より上に、通常はキャッチパン206が設置されることである。初期型の流下薄膜型の設計では、とりわけスクリュー型のコンプレッサが用いられる冷却装置システムにおいて、一様な液体分布、及び/またはエバポレータの流下薄膜部分を介した下向きの流れにおける不完全性によって、結果として管束の一部及び/または局所的に高いオイル濃度を持つ領域の下に広がる液体プール38内に、予測できない熱流束が生じがちである。更には、オイルを多く含む泡が、しばしばプール38の界面36全体若しくはほとんどに存在した。この泡の層は、時折、また冷却装置の動作状況下で、管束の流下薄膜部分へと上昇してしまい、及び/またはプール38より冷媒が沸騰するにつれて上方へと噴き上がる傾向にあった。

【0061】

管束の流下薄膜部分への泡の流入は、管の熱伝達性能に悪影響を与える。更には管束のその部分における泡の存在は、そこを介した液体冷媒の下方向への一様な流れを断ってしまう傾向にある。そのような泡の存在下では、管束を介した下方向への薄膜の流れにおける液体冷媒が、衝突する泡に沿って移動してしまい、また少なくとも複数の管の表面領域より離れた状態で流れてしまいがちである。どんな場合でも、液体冷媒に浸されず、もしくは液体冷媒によってコートされていないような管表面のすべての欠陥部分が、エバポレータの熱転送効率にとって悪影響を与える。

【0062】

更に、従来型流下薄膜エバポレータでは、エバポレータシェルの底部分における液体プールへのオイルの滴下に関する悪影響状態が存在することが分かった。その理由は、流下薄膜型エバポレータの内部へと届けられた潤滑剤が、管束の長さ及び幅にわたって液体冷媒とともに一様に分布していることである。特段の事情がない限り、結果としては、オイル管理を行う効果を有し、より困難かつ予想し難いプロセスであるそこよりの戻りとを含む液体プールの長さ及び幅にわたって、オイルが計画通りに滴下される。

【0063】

更に、論理的には、冷媒及びそこに運搬されたオイルが、流下薄膜型エバポレータにおける管束の長さ及び幅にわたって一様に滴下されるのみであるので、管束の流下薄膜部分の下にある液体プールへ向かって管束を介して下向きに液体冷媒及びオイルが流れるような、局所的な不均衡部分または流れの崩壊が、結果的にプール内に一様でないオイル濃度を確立してしまう。最終的には、そのような一様でない濃度及び位置は、ほぼ連続的に変化する。

【0064】

管束の流下薄膜部分上への液体冷媒及びそれに含まれるオイルの分布が完全には一様では

10

20

30

40

50

なく、また、複雑で処理しにくい流れや、現在の流下薄膜型エバポレータにおける液体プール内に設けられた停滞領域のせいで、オイルが除去される位置でのプール内液体が所与の時間において相対的にオイルを含有しないケースが生じ得る。そのような場合は、オイル戻り装置/プロセスによって、エバポレータより、オイル過多の液体ではない相対的にオイルを含まない液体が回収される。結果として、液体プールの残存部分でオイル濃度が依然として高いままであり、更にエバポレータの全体的な温度性能を悪化させてしまう。

【0065】

本発明の図7及び8の実施例では、ハイブリッド型フローイングプール・流下薄膜エバポレータが図示されている。それは、プール38の界面上でのオイルの泡の問題や、プール内のオイル濃度変化の存在を軽減し、またエバポレータよりのオイルの戻りを簡潔にしそれに加えて向上させるものである。そういう観点で、単層または二層式であってもよい冷媒ディストリビュータ200が管束24の上部表面上に液体冷媒を滴下被着させるが、それはシェルの長さ及び幅にわたってまた一般的に均一な方法で行われる。液体の薄膜が、管束内で発達し、また従来方式の流下薄膜型方式で重力により下向きに流れる。しかしプール38の界面36に対し液体が滴下される前に、液体がキャッチパン206によって妨げられる。ここでキャッチパン206とは、エバポレータ16の流下薄膜部分と、その部分の下に見受けられる液体プール38との間に物理的なバリアを構成し、加えて所定の位置でプール38内へと液体冷媒及び潤滑剤を滴下させるための装置を構成するものを指す。

10

【0066】

キャッチパン206は、管束24の流下薄膜部分の下に横たわって設置されており、通常はエバポレータ16の長さにわたって存在し、チューブシート50もしくは52の1つの内部表面に対して近接する位置まで存在する。キャッチパン206が下向きに傾いており、及び/またはその一端が開放されていることから、そこに流れ落ちる液体がキャッチパンの開放及び/または低いほうの端部へと流れ、エバポレータシェルの一端のプール38の界面36上に上方から滴下される。エバポレータシェルの一端への、キャッチパン内の液体の流れには重力が働いている。

20

【0067】

上方から、及びエバポレータシェル22の一端におけるプール38の界面上へのキャッチパン206よりもたらされるこれら液体によって、図2からの図6の実施例に於けるプール38への液体滴下や、プール38内の液流に関して記述されていたような規則によって本実施例のプール38が作動する。この点に関し述べると、潤滑剤含有液体がプールの第1端部においてプール38へと上方よりキャッチパン206から滴下され、その一方、オイルアウトレット78がプールの反対端部に存在する。

30

【0068】

ひとたび液体冷媒及び冷媒と共に運搬されるオイルがシェル22の一端におけるプール38の界面36上に滴下されると、重力と、アウトレット78を介したプールよりの液体の引き込みと、その長さにわたるプール38より冷媒の沸騰の結果として、エバポレータシェルの反対端部へと流れる。ここで、再びオイル戻り配管80へと開放された潤滑剤のアウトレット78の位置におけるオイル濃度が結果的には濃縮されている。お分かりのこととは思うが、キャッチパン206はシェル22の幅全体を覆って広がってはならず、通常は、プール38から生じた冷媒蒸気が妨害されず、また管束24を通過して戻らなくても良いように、シェルの上部分へと流れるようないずれかの側のフローパスが存在する。

40

【0069】

本実施例におけるオイルの取り扱いは、プール38の界面上に泡が発生することや、冷媒ディストリビュータ206よりの液体冷媒及びオイルの不均衡が存在することや、そのような液体冷媒の流れがキャッチパン206より上の管束を介し特定位置で中断されてしまうこととは影響されない。更に、図2乃至6の実施例と比較して本実施例において、プール38内に浸すことで熱交換性能を低下させる影響をうける比較的少数の管群の存在やキャッチパン206の存在によって、オイルブロックオフバッフル46が図7において図

50

示されまたそれが採用され得るにも関わらず不要であるかもしれない。オイルブロックオフバップル46は、図1乃至6の実施例で先に記述されているように、図7においてパイプ100を含むオイルの泡回収機構として存在している。キャッチパン206を採用することで、全ての状況下でエバポレータの熱性能が最大化され、それら状況はシンプルで信頼性がありまた比較的安価な方法で実行されるだけでなく、それが適用される冷却装置に要求される冷媒費用を削減させるべく働くものである。

【0070】

上述したように、図7及び8の実施例が一般的に言って満液式エバポレータというより流下薄膜式エバポレータにより類似しているので、主に冷媒ディストリビュータ206の製造及び使用に掛かる費用から、より高価であるかもしれない。しかし、より許容量の大きな冷却装置に於いて、大量の冷媒使用を要することによる費用の点で、図7の実施例が好適であるとしてよい。しかしながら何れかの実施例においても、一端におけるエバポレータシェル内のプールへの上方よりの液体滴下とプールの管理された流れとが適用され、また温度効率やオイル処理といったの点でエバポレータに有用である。

10

【0071】

本発明のエバポレータが第1及び第2の実施例として記載されてきたが、複数の改良及び拡張がこれら開示された記載に基づいて当業者にとって明らかであり得ることがお判りであろう。更に、本発明は、好適実施例に於けるエバポレータの一端での液体プールへの液体冷媒及び潤滑剤の滴下と、他端での潤滑剤除去について明らかにしている。第1の位置におけるプールへの液体冷媒及び潤滑剤の滴下がエバポレータの一端において必要ではなく、同様に異なる位置における潤滑剤の回収もエバポレータの端部において必要ではないことが、広く考慮されても良い。しかし、そのようないずれの場合でも、プール内に生じる流れは、オイルの戻りを向上させ、またエバポレータの温度性能及び効率を向上させる。更に、好適な実施例において、通常は上方から管束への液体冷媒及び潤滑剤の滴下が予想されるが、一方で、本発明は液体プール内に少なくとも一部が浸された管束を有するエバポレータ及び液体冷媒及び潤滑剤がプールへと直接送られるエバポレータを想定するものである。ゆえに、本発明は記載された実施例のみに限定されず、特許請求の範囲によって示すものであって、当業者に明らかな変形及び変更は本発明の特許請求の範囲に含まれるものとする。

20

【図面の簡単な説明】

30

【0072】

【図1】図は、冷却装置の標準的構成を示す概略図である。

【図2】図は、本発明のエバポレータの側面断面図である。

【図3】図は、本発明のエバポレータの側面断面図である。

【図4】図は、図3のライン4-4で切断した、本発明のウォーターボックスを示す断面図である。

【図5】図は、図3のライン5-5で切断した、本発明のウォーターボックスを示す断面図である。

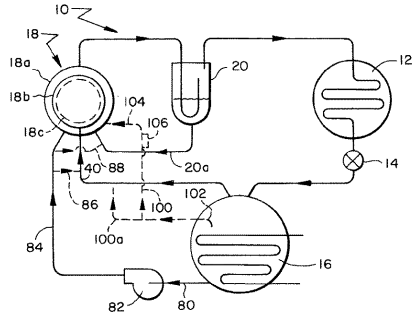
【図6】図は、本発明の少なくとも1つの実施例において好適に用いられるオイル遮断バップルを示す正面図である。

40

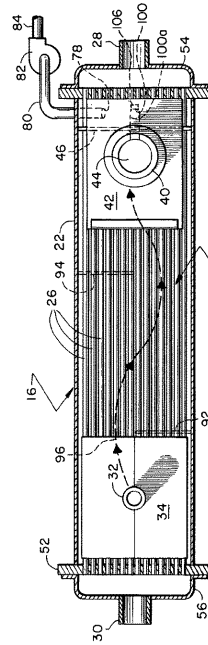
【図7】本発明のエバポレータの第2実施例を示す側面断面図である。

【図8】本発明のエバポレータの第2実施例を示す端面断面図である。

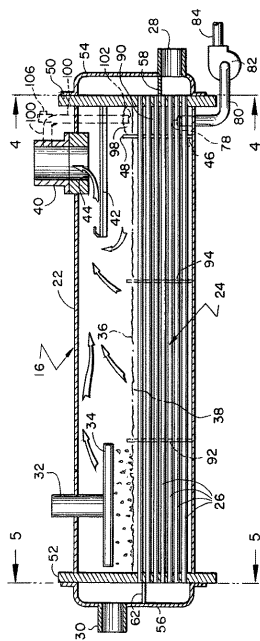
【 図 1 】



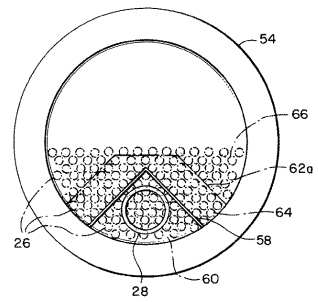
【 図 2 】



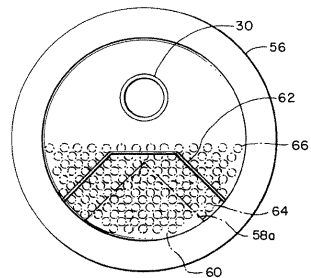
【 図 3 】



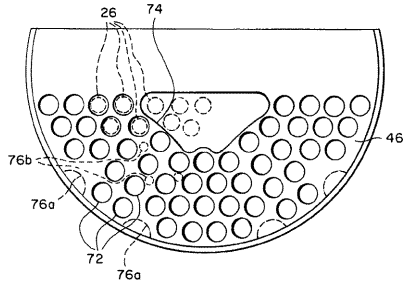
【 図 4 】



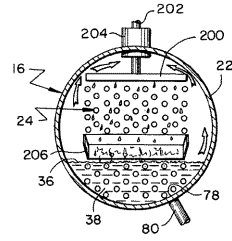
【 図 5 】



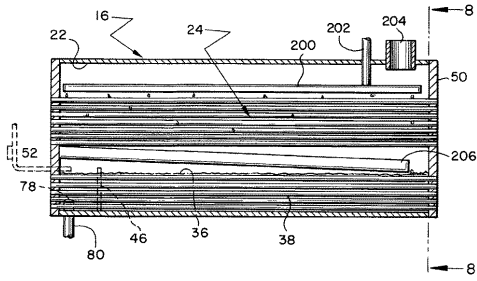
【 図 6 】



【 図 8 】



【 図 7 】



【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
3 January 2003 (03.01.2003)

PCT

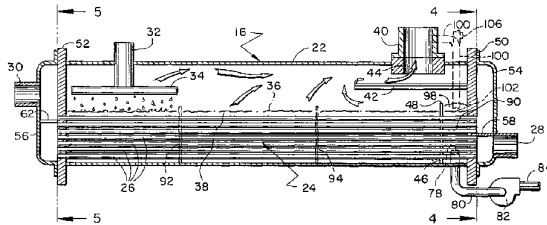
(10) International Publication Number
WO 03/001130 A2

- (51) International Patent Classification: F25B 39/02
 - (21) International Application Number: PCT/US02/14974
 - (22) International Filing Date: 2 May 2002 (02.05.2002)
 - (25) Filing Language: English
 - (26) Publication Language: English
 - (30) Priority Data: 09/849,557 4 May 2001 (04.05.2001) US
 - (71) Applicant: AMERICAN STANDARD INTERNATIONAL INC. [US/US]; 15 West 54th Street, New York, NY 10019 (US).
 - (72) Inventors: RING, H., Kenneth, Route 2, Box 13, Housaton, MN 55943 (US); HARTFIELD, Jon, P., 436 South 20th Street, La Crosse, WI 54601 (US); SMITH, Sean, A., 2110 Madison Street, La Crosse, WI 54601 (US); PECK, William, J., 3 Swift Arrow Court, Pueblo, CO 81001 (US).
 - (74) Agent: BERES, William, J., The Trane Company, 3600 Pammel Creek Road, La Crosse, WI 54601-7599 (US).
 - (81) Designated States (national): AU, 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, MY, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
 - (84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KR, LS, MW, MZ, SD, SI, 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, HU, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR); OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- Published:
without international search report and to be republished upon receipt of that report
- 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 03/001130 A2

(54) Title: FLOWING POOL SHELL AND TUBE EVAPORATOR



(57) Abstract: An evaporator for a refrigeration chiller includes a tube bundle in which at least a portion of the tubes of the tube bundle are immersed in a pool which include both liquid refrigerant and is lubricant. Liquid refrigerant and lubricant are deposited into the pool at a first pool location. Because of the vaporization of refrigerant that occurs within the pool, a pattern of flow is established and managed that causes the lubricant in the pool to migrate from the location of its deposit into the pool to a second pool location. An outlet is provided at the second pool location from which lubricant is drawn out of the evaporator.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

1

DESCRIPTIONTitle5 **FLOWING POOL SHELL AND TUBE EVAPORATOR**Background of the Invention

10 The present invention relates to evaporators used
in refrigeration chillers. More particularly, the present
invention relates to an evaporator in which a pattern of flow
in the liquid pool found in the evaporator shell is established
and managed so as to accomplish and enhance lubricant return
from that pool to a chiller system compressor.

15 Refrigeration chillers are machines which produce
chilled water, most often for use in building comfort
conditioning or industrial process applications. Such chillers
typically employ a compressor to compress a refrigerant gas
from a lower to a higher pressure. The higher pressure gas
20 discharged from such a compressor is delivered to the chiller's
condenser where it is cooled and condenses to liquid form.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

2

The refrigerant is then delivered from the condenser to and through an expansion device, which lowers the pressure of the refrigerant and still further cools it by the process of expansion. From the expansion device, the refrigerant is delivered to the system evaporator where it absorbs heat which is carried into the evaporator from the heat load which it is the purpose of the chiller to cool. As a result of the heat exchange process that occurs within the evaporator, the refrigerant vaporizes and is drawn back to the compressor where the process begins anew.

Because of the nature of compressors used in refrigeration chillers, a portion of the lubricant used within such compressors, which most often will be oil, makes its way into the stream of refrigerant gas that is discharged from the compressor. At least some of such lubricant is carried into the system condenser entrained in the stream of refrigerant gas that is discharged from the compressor. While various oil separators and oil separation schemes can be and are employed to remove the majority of the lubricant from the gas stream discharged from a compressor, at least a relatively small portion of such lubricant does make its way into the system condenser.

As hot refrigerant gas delivered into a chiller condenser condenses, it falls to the bottom thereof together with any lubricant that has been carried into the condenser or, in the case of an air-cooled condenser, the vapor is swept out of the condenser as a result of refrigerant flow. The condensed refrigerant and oil then flow, as noted above, from the condenser through an expansion device and into the chiller's evaporator. If the lubricant that is carried into the chiller's evaporator is not returned to the compressor from

WO 03/001130

PCT/US02/14974

3

the evaporator on a continuous basis, it will accumulate in the evaporator and the compressor will eventually become starved for oil. Further, as lubricant concentration builds within an evaporator, the thermal performance of the evaporator comes to be more and more adversely affected.

5 Recently, both evaporator and chiller system design have undergone significant change, primarily in an effort to enhance overall chiller efficiency, but also to reduce the amount of refrigerant that is required to be used in chillers of a given capacity. Such changes are found in many aspects of
10 chiller design. Two of the more prominent ones of such changes relate to the kind and nature of both the compressor and evaporator used in chiller systems, particularly in chillers generally in the 70-500 refrigeration ton capacity range.

15 In that regard, so-called flooded evaporators have historically been used in chiller systems in the 70-500 refrigeration ton capacity range as have been large capacity reciprocating or small capacity centrifugal chillers. In the late 1980's and early 1990's compressors of the screw type came
20 to be developed and employed in chillers within that capacity range. While superior in many respects to large reciprocating and small centrifugal compressors in chillers within that capacity range, screw compressors, by their nature, cause a relatively large amount of oil to be entrained the stream of
25 gas that is discharged from them. As a result, oil separation, management and return in chiller systems employing screw compressors is a more complex and critical undertaking.

In the mid-1990's, evaporator technology evolved and resulted in the employment of so-called falling film
30 technology in certain chillers generally in the 70-500 ton capacity range. The move to falling film evaporator designs

WO 03/001130

PCT/US02/14974

4

was driven, in part, by the increasing expense of refrigerants used in refrigeration chillers. Falling film evaporators, by their nature, reduce the amount of refrigerant employed in chillers as compared to chillers of similar capacity which employ flooded evaporators.

5
10
15
20

In that regard, flooded evaporators require the use of larger refrigerant charges because the evaporator shell must contain enough liquid refrigerant to immerse the large majority or all of the tubes of the evaporator tube bundle. In falling film evaporators, on the other hand, liquid refrigerant is distributed and deposited in smaller amounts onto the tube bundle from above and generally across the length and width thereof. Such liquid refrigerant trickles downward through the bundle in the form of a film and only a relatively small percentage of the tubes of the tube bundle are immersed in a liquid refrigerant pool at the bottom of the evaporator shell. The result, once again, is to significantly reduce the size of the chiller's refrigerant charge. In the case of both flooded and falling film evaporators, however, lubricant does make its way into the interior of the evaporator shell and into the liquid pool found therein.

25

Even though falling film evaporators have proven to be highly efficient and reduce the size of refrigerant charges used in chiller systems, their employment does bring with it associated costs and complexities that can offset the savings gained by reducing the size of a chiller's refrigerant charge. This is particularly true in the lower portion of the 70-500 ton capacity range. Such complexities relate, among other things, to the process and apparatus by which oil is returned

WO 03/001130

PCT/US02/14974

5

from a falling film evaporator to the system compressor and to the need, for the sake of efficiency, to achieve uniform distribution of liquid refrigerant across the length and width of tube bundles in such evaporators.

5 Because of certain of the complexities and the relative expense associated with the employment of falling film evaporators in refrigeration chiller systems, particularly those generally at the lower end of the 70-500 ton capacity range, and despite the advantages of the use thereof in terms
10 of overall system efficiency and reduced refrigerant charge, the need continues to exist for still further advanced and/or differentiated evaporator designs which are of comparable or increased benefit and efficiency yet which are relatively less complex and/or expensive to employ.

15

Summary of the Invention

 It is an object of the present invention to provide an evaporator for a refrigeration chiller system that is
20 economical of manufacture, efficient with respect to its thermal performance and the design and operation of which enhances the process of oil return to the system compressor.

 It is a further object of the present invention to proactively establish a flow pattern in the pool of liquid
25 refrigerant and oil that is found in refrigeration chiller evaporator and to proactively manage that flow so as to concentrate oil within that pool at a predictable location.

 It is another object of the present invention to provide a chiller evaporator which by its operation delivers
30 lubricant to a predictable location therewithin and in which thermal efficiency is enhanced by maintaining relatively very low oil concentrations at and around the large majority of the immersed tube surface within the evaporator shell.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

6

It is still another object of the present invention to achieve high thermal performance and excellent lubricant management in the evaporator of a refrigeration chiller by managing liquid refrigerant flow within the evaporator shell so that a pattern of oil movement within the liquid pool at the bottom of the shell is established which delivers oil to a location from where it can easily be removed.

It is another object of the present invention to provide an evaporator for chiller systems of small to medium capacity which, by the application of certain features and concepts generally associated with falling film evaporators to what would otherwise be categorized as flooded evaporators, are made more cost effective overall than falling film evaporators, are generally equal thereto in terms of thermal performance and in which oil concentration is predictably managed to facilitate the return of such oil to the chiller's compressor.

It is a further object of the present invention to provide an evaporator for chiller systems of medium to relatively larger capacity which, by the employment of managed flow in the liquid pool at the bottom of the evaporator shell and features primarily associated with falling film evaporators, together with apparatus for displacing liquid refrigerant generally to one end of the evaporator shell prior to its entry into the liquid pool, achieves effective lubricant management and return while maintaining and/or exceeding the thermal efficiency of current falling film evaporators.

These and other objects of the present invention, which will be apparent when the following Description of the Preferred Embodiment and attached Drawing Figures are considered, are achieved in a refrigeration system in which refrigerant is delivered into an evaporator shell above both

WO 03/001130

PCT/US02/14974

7

the tube bundle and the liquid pool found therein and in which such refrigerant and any lubricant carried therein is deposited generally onto one end of the liquid pool from where its flow is managed so that lubricant concentrates in a predictable pool location. In that regard, vaporization of liquid refrigerant within that pool sets the pool in motion in a direction away from the location where liquid refrigerant and the lubricant carried therewith is deposited onto the pool surface. Because the liquid pool in the evaporator shell is placed in constant, managed motion in a direction from one end of the shell to the other, lubricant in that pool is caused to continuously flow to one predictable location within the pool in a manner which maintains oil concentration the majority of the liquid pool relatively very low. By maintaining lubricant concentration throughout the majority of the length of the liquid pool relatively very low and by causing lubricant to concentrate in a predetermined pool location from which it can relatively easily be removed, the thermal performance of the evaporator is maintained at a high level while oil return from the evaporator to the system compressor is both simplified and enhanced.

Description of the Drawing Figures

Figure 1 is a schematic illustration of the basic components of a refrigeration chiller.

Figures 2 and 3 are top and side cutaway views of the evaporator of the present invention.

Figures 4 and 5 are views of the waterboxes of the present invention taken along lines 4-4 and 5-5 of Figure 3.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

8

Figure 6 is a front view of the oil-blockoff baffle preferably used in at least one embodiment of the present invention.

5 Figure 7 and 8 are side and end views of a second embodiment of the evaporator of the present invention.

Description of the Preferred Embodiment

Referring initially to Drawing Figure 1,
10 refrigeration chiller 10 includes a condenser 12, an expansion device 14, an evaporator 16 and a motor-compressor 18. In the preferred embodiment, motor-compressor 18 includes a screw compressor 18a and a drive motor section 18b in which a motor 18c, shown in phantom, is disposed. Compressor 18a compresses
15 the refrigerant gas it draws from evaporator 16 and discharges that gas at a higher temperature and pressure to condenser 12.

The gaseous refrigerant delivered to condenser 12 is cooled, condenses and flows thereoutof to and through
20 expansion device 14. The flow of refrigerant through expansion device 14 causes a drop in pressure of the refrigerant. Such pressure drop causes a portion of the refrigerant to flash to gas, which, in turn, further cools the refrigerant. The refrigerant then flows, in the form of a relatively cool two-phase mixture, into evaporator 16 where, as a result of the
25 heat exchange that occurs therein, the refrigerant is heated, vaporized and is drawn thereoutof back into compressor 18a of motor-compressor 18 after having been drawn through motor section 18b of the compressor in a manner which cools motor 18c.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

9

In virtually all refrigeration chiller systems that employ a vapor compression cycle, a lubricant such as oil is used within the system compressor. In the case of chillers that employ centrifugal or scroll compressors, the purpose of the lubricant will most typically be bearing lubrication. 5
Where the chiller is a centrifugal chiller of the gear drive type, lubricant is also used for the purpose of lubricating the gears that comprise the chiller's drive train. When a chiller is of the type which employs a screw compressor, lubricant is used for additional purposes. Among those additional purposes 10
are to cool refrigerant gas undergoing compression within the compressor and to seal the clearance gaps between the screw rotors and their end faces and the working chamber in which the rotors are housed.

Further, in virtually all chiller systems that employ compressors, some amount of lubricant will make its way into the refrigerant gas that undergoes compression within the compressor. In screw compressor-based chillers, a relatively large amount of lubricant enters the refrigerant flow stream 20
within the compressor and flows thereoutof. An oil separator will typically be disposed downstream of a screw compressor but upstream of the condenser in systems employing such compressors and will remove the large majority of the oil entrained in the gas stream that is discharged from the compressor. However, in 25
the case of most chiller systems, even those which employ highly effective oil separators downstream of the system compressor, at least some of the lubricant that is carried out of the compressor will make its way into the system condenser.

Where compressor 18 is of the screw type, an oil separator 20 will be disposed downstream thereof. Separated lubricant is returned to compressor section 18a of compressor 18 from separator 20 via line 20a. The lubricant not separated

WO 03/001130

PCT/US02/14974

10

by separator 20 and which makes its way into the system
condenser falls to the bottom thereof where it mixes with the
refrigerant that condenses therein. Liquid refrigerant and oil
flows out of condenser 12, through expansion device 14, and
5 into the system evaporator.

Referring additionally now to Figures 2 and 3, in
the preferred embodiment of the invention, which is
particularly applicable and cost effective in chillers/
evaporators of generally smaller to medium capacity, evaporator
10 16 has a shell 22 in which horizontally running tube bundle 24
is disposed. Tube bundle 24 is comprised of a plurality of
tubes 26 through which a cooling medium flows. Such cooling
medium, which typically will be water, flows into evaporator 16
through an inlet 28 and flows thereout through an outlet 30.

15 It is to be noted that because inlet 28 and outlet
30 are on opposite sides of shell 22, evaporator 16 is a one,
three or other odd-numbered pass evaporator meaning that the
flow of the cooling medium through the tube bundle down the
length of the shell occurs once, thrice or another odd number
20 of times. Outlet 30 could, however, be disposed on the same
side of shell 22 as inlet 28 in which case the cooling medium
would flow a first time down the length of the evaporator,
would reverse direction and would flow a second time back
through a different portion of the tubes of the evaporator tube
25 bundle. Such flow would make evaporator 16 a two-pass
evaporator. Other even-numbered multiples of passes are
likewise possible.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

11

Generally speaking, the cooling medium that flows through tubes 26 of tube bundle 24 of evaporator 16 will be cooled by its rejection of the heat it carries to the refrigerant that flows into evaporator shell 22 exterior of such tubes. The cooling medium then returns, in a cooled state, from evaporator 16 to the heat load which it is the purpose of chiller 10 to cool.

In the embodiment of Figure 2, two-phase refrigerant is delivered into shell 22 of evaporator 16 through inlet piping 32. Inlet piping 32, in turn, delivers two-phase refrigerant into liquid-vapor separator 34. In the preferred embodiment, liquid-vapor separator 34 is disposed internal of shell 22, generally at one end thereof. Liquid-vapor separator 34 could, however, be located external of shell 22.

Liquid-vapor separator 34, many designs of which are contemplated and the particular design of which is not of particular significance in terms of the evaporator of the present invention, is configured and acts generally to separate the vapor portion of the two-phase refrigerant mixture that is delivered into it from the liquid portion of that mixture. The purpose of employing separator 34 is to reduce the velocity of the liquid portion of that mixture and to cause that liquid refrigerant, together with any lubricant carried therewith, to be deposited from above, in low-velocity droplet form, generally onto one end of surface 36 of the liquid pool 38 that is found in shell 22. Separator 34 has the further purpose of preventing the carryover of liquid refrigerant, in mist form, out of the evaporator by its removal and direction of the vapor portion of the two-phase mixture into the upper region of shell 22, away from the location where the liquid portion of the mixture is deposited onto pool 38.

Apparatus other than a liquid-vapor separator to accomplish the deposit of liquid onto the surface of pool 38 are contemplated as falling within the scope of the present invention. Overall, however, use of a liquid-vapor separator is preferred for the reason that it causes the delivery from above of liquid refrigerant and any oil carried with it onto the surface of pool 38 in a manner which tends not to release a mist into the interior of the shell above the level of the liquid pool.

Separator 34 and/or the location at which the liquid portion of the two-phase mixture delivered into the separator is delivered into pool 38 is, in the Figure 2 embodiment, generally at one end thereof. As such, the same will be true for lubricant that is carried into the evaporator with the system refrigerant. The vapor which is separated and delivered into the upper region of shell 22 by liquid-vapor separator 34, together with the vapor that is created by the heat exchange that occurs within pool 38, is drawn to the opposite end of shell 22 and into inlet 44 of compressor suction line 40, generally with little liquid content. A baffle or shield 42 may be disposed intermediate surface 36 of pool 38 and the inlet 44 to suction line 40 so as to inhibit the entry of liquid in mist and/or droplet form thereinto.

In the preferred Figure 2 embodiment of the present invention, surface 36 of pool 38 is nominally maintained just above the top of the upper tubes in tube bundle 24 so that under typical operating conditions all or at least the majority of the tubes of the tube bundle are immersed in pool 38. An oil blockoff baffle 46 is disposed, in the Figure 2 embodiment, within the liquid pool at the end of shell 22 opposite the end at which liquid refrigerant and any oil carried with it is

WO 03/001130

PCT/US02/14974

13

deposited, from above, into the pool. The height of baffle 46 in this embodiment is such that its upper edge 48 will generally be from two to six inches above the nominal level of surface 36 of pool 38.

5 Disposed at the opposite ends of shell 22 are tube sheet 50 and tube sheet 52. Each is penetrated by the ends of tubes 26 of tube bundle 24. Also disposed at the ends of shell 22 are waterboxes 54 and 56. Inlet 28 to evaporator 16 connects into waterbox 54 while outlet 30 connects into
10 waterbox 56.

The evaporator illustrated in the Figure 2 embodiment is a three-pass evaporator. In that regard and referring additionally now to Figures 4 and 5, it will be appreciated that waterbox 54 has a partition 58 which restricts
15 the cooling medium that flows into that waterbox through inlet 28 to flowing into the ends of the tubes 26 that constitute first portion 60 of tube bundle 24. The cooling medium flows through portion 60 of the tubes of tube bundle 24 and is then constrained by partition 62 of waterbox 56 at the other end of
20 shell 22 to flow into second portion 64 of the tubes of tube bundle 24. Portion 64 of the tube bundle consists of those tubes whose ends open into waterbox 56 below partition 62 but above the tubes that constitute portion 60 of the tube bundle (see the dashed line 58a in Figure 5 below which portion 60 of
25 the tube bundle is found). This causes the cooling medium to flow back through shell 22 a second time into waterbox 54.

Partition 58 in water box 54 then, in turn, constrains the cooling medium that flows back to waterbox 54 to reverse flow direction again and to enter third portion 66 of
30 tube bundle 24. Portion 66 of the tubes open into waterbox 58 above both partition 58 and above dashed line 62a in Figure 4.

The medium then flows the length of shell 22 a third time, enters waterbox 56 and flows thereoutof through outlet 30. While the evaporator illustrated in Figure 2 is a three-pass evaporator, the number of passes is not critical and in no way
5 constrains or limits the scope of the present invention.

Referring additionally now to Figure 6, oil blockoff baffle 46 defines a plurality of apertures 72 as well as a cutout 74 and/or, if advantageous in a particular application, a plurality of peripheral cutouts 76a and/or
10 secondary apertures 76b which are illustrated in phantom. Apertures 72 are penetrated one each by individual tubes 26 of tube bundle 24 while, if employed, a plurality of tubes penetrate cutout 74. If cutouts 76a and/or secondary apertures
15 76b are employed, they will not be penetrated by tubes. Baffle 46 may or not support the tubes of the tube bundle. If not, apertures 72 will be of a diameter which is slightly larger than the external diameter of the individual tubes 26 which pass therethrough.

Referring to Figures 3 and 6 in particular and with
20 respect to cutout 74 in baffle 46 of the preferred embodiment, cutout 74 comprises the primary entrance for oil-bearing refrigerant into portion 90 of pool 38 that exists between baffle 46 and tube sheet 50 and from which oil-rich fluid is drawn out of the pool. If secondary cutouts 76a are employed
25 baffle 46, they too will permit the flow of oil into portion 90 of pool 38. Similarly, if secondary apertures 76b are employed they will likewise admit lubricant into portion 90 of pool 38 and may, if properly located and if in sufficient number, be employed to the exclusion of cutout 74. Some oil may also flow
30 into portion 90 through the annular spaces that surround the tubes which penetrate apertures 72 of the baffle if those

WO 03/001130

PCT/US02/14974

15

apertures are sized so as to permit such flow. If the purpose of apertures 72 is only to support the tubes of the tube bundle, they will be sized for that purpose and the flow of oil through them will generally not occur.

5 As will be appreciated, the flow of oil and liquid refrigerant into portion 90 of pool 38 is through baffle 46 and is sufficiently unrestricted to ensure that the level of surface 36 of pool 38 is generally the same on both sides of the baffle. This generally unrestricted flow through baffle 46
10 below the surface 36 of pool 38 causes lubricant to flow into portion 90 of pool 38 and prevents the unwanted concentration of oil upstream of the baffle and the associated interference of oil with the heat exchange that occurs between the relatively warm medium that flows through the tubes of the tube
15 bundle and the portion of the liquid refrigerant in pool 38 upstream of baffle 46. It is to be noted that depending upon the particular chiller system and factors which include the desired rate of oil return and/or the then-existing system operating conditions, oil concentration in portion 90 of pool
20 38, downstream of baffle 46, will be relatively very high, generally on the order of from 6-15% as opposed to the 2% or less upstream of the baffle. It is also to be noted that in its preferred embodiment, baffle 46 is fabricated from an engineered material such as polypropylene.

25 Referring back now to Figures 1, 2 and 3, an outlet 78 is defined, in the preferred embodiment, in shell 22 intermediate blockoff baffle 46 and tube sheet 50 and is preferably disposed so as to communicate with the lower region of the portion of pool 38 in that location. Piping 80 runs
30 from outlet 78 to apparatus 82, which is illustrated schematically as a pump, but could be an eductor or the like

and which, when chiller 10 is in operation, motivates the flow of what will be an oil-rich mixture out of pool 38 via outlet 78. That mixture is delivered by apparatus 82 to compressor 18a of motor-compressor 18 via piping 84 or, alternatively, into suction line 40 via line 86 or into line 20a via line 88. 5 Lines 86 and 88 are illustrated in phantom in Figure 1.

Because of the heat exchange that occurs within pool 38 between the relatively warmer cooling medium flowing through tubes 26 and the liquid refrigerant in pool 38, liquid 10 refrigerant will continuously vaporize along the length of tube bundle 24. That vapor bubbles to the surface 36 of pool 38 and is drawn upward, toward and into inlet 44 of suction piping 40, together with the vapor separated in liquid-vapor separator 34. Because of the continuous vaporization of liquid refrigerant 15 within pool 38, because fluid is continuously or regularly drawn out of pool 38 through outlet 78 and because liquid refrigerant is added to the pool generally only at the end of shell 22, opposite the end where outlet 78 is located, a managed and predictable flow pattern is established within pool 20 38 which is generally in an axial direction away from the end of shell 22 at which liquid refrigerant and any oil flowing therewith is deposited into the pool.

With regard to the lubricant that makes its way into pool 38, the existence of lubricant in the pool adversely 25 affects the heat transfer performance of the tubes immersed therein. This degradation is generally proportional to the concentration of the lubricant within the pool at a given location. As a result of the flow pattern that is setup within pool 38 and the continuous vaporization of liquid refrigerant 30 thereoutof, lubricant flows from the end of pool 38 into which it was deposited toward the other end of the shell. The

WO 03/001130

PCT/US02/14974

17

concentration of lubricant in pool 38 rises in a direction away from the end of pool 38 onto which liquid refrigerant and oil is initially deposited, generally from less than 1% to about 2% at the upstream side of baffle 46. Overall, however, oil concentration upstream of baffle 46 will be relatively very low, generally averaging on the order of 2% or less in all such locations, and, more typically, on the order of 1%. On the downstream side of the baffle, however, oil concentration will, under most conditions, be at least two and more often on the order of three or more times higher.

Because baffle 46 is disposed generally no more than 25% and preferably only from 10% to 15% or so of the length of shell 22 away from tube sheet 50, it will be appreciated that in the preferred embodiment about 85% to 90% of the surface area of the tubes that constitute tube bundle 24 is exposed to liquid refrigerant in which oil concentration is on the order of 1%. Because the majority of the surface area of tubes 26 of tube bundle 24 in the evaporator of the Figure 2 embodiment is exposed to relatively very low concentrations of oil, the overall thermal performance of evaporator 16 is excellent and is, in fact, superior to the thermal performance of typical flooded evaporators that are not configured to proactively manage lubricant flow. In a general sense, the evaporator of the embodiment of Figure 2 can be characterized as an atypical flooded evaporator in which the tube bundle is immersed in a liquid pool but in which the delivery of liquid refrigerant and any oil it contains into the interior of the evaporator shell is generally at one end thereof and is above the surface of the pool and the tube bundle therein.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

18

Still referring to the embodiment of Figures 1-6, because the cooling medium that flows into evaporator 16 flows initially into first portion 60 of the tubes of tube bundle 24 and because such coolant will be at its hottest upon its
5 initial entry into the evaporator shell, the temperature differential between the refrigerant that surrounds portion 60 of tube bundle 24 and the cooling medium that flows
therethrough will be relatively high. This high temperature differential results in the relatively violent boiling of the
10 surrounding refrigerant and creates turbulence in pool 38 around the tubes of portion 60 of the tube bundle.

After passing through the tubes that constitute portion 60 of tube bundle 24, the cooling medium flows back through the length of shell 22 through portion 64 of the tubes
15 that constitute tube bundle 24. Because the cooling medium will have been cooled to some degree by its initial flow through portion 60 of the tube bundle 24, the liquid refrigerant that surrounds the tubes that constitute second
portion 64 of the tube bundle will experience some boiling and
20 turbulence but not to the extent that the liquid surrounding the tubes that constitute portion 60 of the tube bundle will.

On the third pass of the cooling medium down the length of shell 22, through the remaining portion 66 of the tubes of tube bundle 24, the medium will have been cooled
25 significantly and the temperature differential between the cooling medium and the liquid refrigerant in pool 38 which surrounds that portion of the tubes will be smaller. As a result, the liquid in pool 38 in the vicinity of the tubes that
third portion 66 of the tubes of the tube bundle will remain

WO 03/001130

PCT/US02/14974

19

relatively calm and quiescent. Because that portion of the tube bundle is adjacent the surface 38 of pool 36, the surface of the pool will likewise be found to be relatively calm and quiescent.

5 Because such conditions will exist within pool 38 generally along its entire length, the turbulence created in pool 38, when a multiple pass evaporator design is employed, generally occurs in a vertical/cross-sectional sense. This localized and controlled turbulence is generally beneath the
10 surface of the liquid pool and is beneficial in that it creates vertical eddies which prevent the stagnation or concentration of oil in specific locations within pool 38 along the length thereof. Such eddies and the creation of such turbulence, while not a necessity to the functioning of the evaporator of
15 the present invention, is beneficial to its operation, to maintaining oil concentration low and uniform upstream of baffle 46 and, therefore, to the overall efficiency of evaporator 16.

 Referring still to the Figures 1-6 embodiment, it
20 is to be noted additional flow-directing baffles 92 and 94 may be employed and are illustrated in phantom in Figures 2 and 3. Those baffles, the use of which may enhance evaporator performance but is not necessary, result in pool 38 not only developing a flow pattern which is axial, from one end of shell
25 22 to the other, but which is sinusoidal in nature. In that regard, baffle 92 extends part-way across the width of shell 22 within pool 38 while baffle 94 does the same but extends from the opposite side of the shell. By the use of such baffles, liquid flow within pool 38 proceeds generally from one end of
30 shell 22 to the other, but also, referring to arrow 96, around baffle 92 toward a first side of shell 22 then back to the

WO 03/001130

PCT/US02/14974

20

other side of the shell, around baffle 94. Finally, liquid flow will reach the opposite end of the shell where blockoff baffle 46 is located. By inducing sinusoidal as opposed to direct axial flow within pool 38, the thermal efficiency of evaporator 18 can be enhanced to some degree for the reason that flow within pool 38 follows a non-linear path which prolongs the heat exchange contact of the liquid refrigerant within the pool with the tubes of the tube bundle.

Still referring to the embodiment of Figures 1-6, it is also to be noted that an oil-rich layer of foam 98 will generally be found to exist on the surface of portion 90 of pool 38 between baffle 46 and tube sheet 50 where oil concentration is high. Because baffle 46 extends several inches above the surface of pool 38, the existence of such foam is generally localized and limited to the surface of portion 90 of pool 38.

As an alternative to drawing refrigerant rich liquid out of pool 38 through outlet 78, by the use of piping 80 and apparatus 82, the present invention also contemplates the possibility of accomplishing oil return from portion 90 of pool 38 by the sucking of oil-rich foam off of the surface thereof. In that regard, a pipe 100 is illustrated in phantom in Figures 1, 2 and 3 which, in its preferred embodiment, is connected into the suction area of compressor 18a, downstream of motor 18c. Alternatively, pipe 100 can be connected into suction piping 40 as is indicated at 100a in Figures 1, 2 and 3.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

21

The open end 102 of pipe 100 is located at a predetermined height above surface 36 of pool 38, between baffle 46 and tube sheet 50 while the discharge end 104 of line 100 preferably connects to compressor 18a as is indicated in Figure 1. Where compressor 18a is a screw compressor, line 100 connects to the area within the compressor through which suction gas flows enroute to the screw rotors.

The height of foam layer 98 above surface 36 of pool 38 is a function of the concentration of oil in the refrigerant portion 90 of pool 38. The higher oil concentration is in portion 90 of pool 38, the greater will be the foaming effect that results from the refrigerant boiling that occurs in that portion of the pool.

By positioning open end 102 of pipe 100 at a predetermined height, the concentration of oil within portion 90 of pool 38 can generally be maintained at a predetermined level. If oil concentration comes to be low, the foam layer 98 will fall below the open end 102 of pipe 100 with the result that the withdrawal of oil from pool 38 will decrease or cease and refrigerant gas only will be drawn out of the evaporator through pipe 100. Oil concentration within portion 90 of pool 38 will, as a result, increase. As oil concentration increases, the thickness of the foam layer in portion 90 of pool 38 increases until open end 102 pipe 100 comes to be disposed within it. At that time, oil-rich foam is once again drawn out of the evaporator by the compressor and is delivered into the suction area of the compressor.

Overall, by use of the oil return arrangement described above, the concentration of oil within portion 90 of pool 38 is self-regulated in a manner which maintains it generally constant and the amount of oil which is returned to

WO 03/001130

PCT/US02/14974

22

the compressor becomes a function of the overall system oil circulation rate. Further, by use of this oil return system, the need for a pump by which to return oil to the system compressor is eliminated in favor of using suction gas in the normal course of its return to the compressor. Still further, the need for proactive control and/or the use of controls in the oil return process is eliminated. Additionally, at times when an excessive amount of oil may be introduced into the evaporator, such as at chiller start-up, foaming and, therefore, the rate of oil return to the compressor increases which reduces the risk that the compressor will become starved for oil under certain start-up circumstances.

It is to be noted that an optical sensor 106 can be placed in line 100 to detect the presence of foam. Sensor 106 may be a self-heated thermistor or some other device. In this manner, oil return can be monitored for chiller protection purposes but can also facilitate the detection of a low refrigerant charge.

Next, and as has been noted, the drive since the early 1990's has been to reduce the overall refrigerant charge used in chiller systems. As such, evaporator design was driven away from flooded concepts and to falling film designs. Falling film evaporator designs have, however and as noted, brought with them certain complexities and expense not found in chiller systems that employ flooded evaporator designs. With the advent of the present invention, the issues of oil management and the adverse affect of oil on the thermal performance on evaporators that, in effect, are most similar to flooded evaporators are significantly diminished. Further, the expense of fabrication of the flowing pool evaporator of the present invention, even in the face of the cost of the

WO 03/001130

PCT/US02/14974

23

additional refrigerant charge it requires, is less than that associated with most falling film designs, particularly as applied to smaller to medium-sized chillers where the size of the refrigerant charge is not so large as to offset the savings effected by the oil management achieved by the present invention.

As has previously been mentioned, the evaporator of the embodiment of Figures 2-6 is particularly beneficial in terms of its use in evaporators and chillers of smaller to medium capacities, where the size and cost of the chiller's refrigerant charge is not, relatively speaking, large, a second embodiment of the flowing pool evaporator of the present invention, illustrated in Figures 7 and 8 and which may be preferred for use in chillers of medium to larger capacities, is disclosed. Before discussing that embodiment and with respect to the particular capacity of the evaporator/chiller with which a particular embodiment of the flowing pool concept of the present invention is employed, indications are, at the time of filing of this patent application, that use of the embodiment of Figures 2-6 is particularly advantageous in chillers of at least up to 125 tons of refrigeration capacity.

In chillers of a capacity larger than 125 tons, current thinking is that it may be more advantageous to employ a flowing pool evaporator of the type illustrated in Figure 7, which is yet to be described. There are, however, indications that the use of evaporators of the Figures 2-6 embodiment may prove to be cost-justified in refrigeration chillers of capacities up to 500 tons and, possibly, higher and work continues to better define just when the advantages of using the evaporator design of the Figures 1-6 embodiment which is more akin, in terms of the amount of refrigerant it requires,

to a flooded evaporator, comes to be outweighed by the additional expense of the larger and more costly refrigerant charges that are required in chillers of larger capacity. Changes in the pricing of refrigerant will, as will be appreciated, affect that determination. In sum, nothing herein should be construed as limiting any one of the embodiments to use in refrigeration systems of a particular size.

Referring now to the flowing pool evaporator of Figures 7 and 8, it will be appreciated that this embodiment is a fairly significant departure from the embodiment of Drawing Figures 1-6. However, the flowing pool concept by which oil management is achieved is, as is the case in the Figures 1-6 embodiment, employed and is similarly integral to the operation and efficiency of the evaporator of the Figures 7-8 embodiment.

In the Figure 7 embodiment, one-half or more of the tubes of tube bundle 24 reside above the surface 36 of pool 38 and preferably, in the range of 75% to 85% of the tubes of tube bundle 24 will reside above the pool surface. Because less than half of the tubes of tube bundle 24 are immersed in pool 38, because liquid refrigerant and any oil carried with it is generally uniformly distributed from above across the length and width of tube bundle 24 and because liquid refrigerant and any lubricant carried with it is deposited onto the top of the tube bundle in low energy droplet form, evaporator 16 of the Figure 7 embodiment functions similarly to a falling film evaporator from the standpoint of liquid distribution and thermal performance.

In that regard, refrigerant distributor 200 distributes liquid refrigerant and any lubricant carried with it in a generally uniform fashion across the length and width of the tube bundle. Piping 202, which connects into

WO 03/001130

PCT/US02/14974

25

distributor 200, and compressor suction piping 204, which leads out of the interior of shell 22 to the chiller's compressor, can therefore be located essentially anywhere along the axial length of the evaporator shell.

5 Unique within the evaporator of the Figure 7 embodiment is the disposition of a catch pan 206 generally above surface 36 of pool 38 but below the tubes of tube bundle 24 that constitute the falling film portion of the tube bundle. In earlier falling film evaporator designs, particularly in
10 chiller systems in which a compressor of the screw type was employed, imperfections in the uniformity of liquid distribution and/or downflow through the falling film portion of the evaporator would often result in unpredictable heat fluxes within the liquid pool 38 underlying that portion of the
15 tube bundle and/or regions therein of high local oil concentration. Further, an oil-rich foam often existed on most or the entirety of the surface 36 of pool 38. This layer of foam tended, at times and under certain chiller operating conditions, to rise upward into the falling film portion of the
20 tube bundle and/or to be swept upward thereinto as refrigerant boiled out of pool 38.

The entry of foam into the falling film portion of a tube bundle adversely affects the heat transfer performance of such tubes. Further, the existence of foam in that portion
25 of a tube bundle tends to disrupt the uniform downward flow of liquid refrigerant therethrough. In the presence of such foam, the liquid refrigerant in the film flowing downward through the tube bundle tends to migrate along the foam bubbles it encounters and to be diverted away from certain of the surface

Areas of at least some of the tubes. The failure of any portion of a tube surface not to be coated by or immersed in liquid refrigerant at any time is detrimental to the heat transfer efficiency of the evaporator.

5 Still further, in previous and current falling film evaporators, all of the adverse affects associated with oil deposition into the liquid pool at the bottom of an evaporator shell are found to exist because the lubricant delivered into the interior of a falling film evaporator is uniformly
10 distributed, along with liquid refrigerant, across the length and width of the tube bundle. As a result, oil is deposited by design, if not purposely, across the length and width of the liquid pool which has the effect of making oil management therein and return therefrom a more difficult and less
15 predictable process.

 Even further, because refrigerant and the oil carried in it is only theoretically deposited in exact uniformity across the length and width of the tube bundle in falling film evaporators, any local maldistribution or flow
20 disruption that occurs as the liquid refrigerant and oil flows downward through the tube bundle toward the liquid pool underlying the falling film portion of the tube bundle results in the establishment of non-uniform oil concentration within the pool. Finally, such non-uniform concentration and its
25 location changes on an almost continuous basis.

 Because distribution of liquid refrigerant and any oil it contains onto the falling film portion of a tube bundle will not be perfectly uniform and because of the complex, unmanaged flow and areas of stagnation that are set up in the
30 liquid pools in current falling film evaporators, it can occur that the liquid in the pool at the location where oil is

WO 03/001130

PCT/US02/14974

27

scavenged is relatively oil-free at a given time. When that occurs, relatively oil-free, as opposed to oil-rich liquid is drawn out of the evaporator by the oil-return apparatus/process. That, in turn, results in still higher oil concentrations in the remainder of the liquid pool and still further reduces the overall thermal performance of the evaporator.

In the Figure 7 and 8 embodiment of the present invention, a hybrid flowing pool-falling film evaporator is illustrated which alleviates the problems of oil foaming on the surface of pool 38 and the existence of varying oil concentrations within that pool yet which simplifies and enhances oil return from the evaporator. In that regard, refrigerant distributor 200, which can be of a single or two-phase type, deposits liquid refrigerant onto the upper surface of tube bundle 24, generally across the length and width thereof and in a generally uniform fashion. A liquid film develops within the tube bundle and flows downward therethrough by force of gravity in the traditional falling film manner. However, prior to that liquid being deposited on to surface 36 of pool 38, it is intercepted by catch pan 206 which constitutes both a physical barrier between the falling film portion of evaporator 16 and liquid pool 38 found in the lower portion thereof and apparatus for depositing liquid refrigerant and lubricant into pool 38 at a predetermined location.

Catch pan 206 underlies the falling film portion of tube bundle 24 and runs generally the length of evaporator 16, terminating close to the interior surface of one of tube sheets 50 or 52. Because catch pan 206 slopes downward and/or is open at one end, the liquid that falls into it flows to the open

and/or lower end of the catch pan and is deposited from above onto surface 36 of pool 38 at one end of the evaporator shell. Gravity is therefore employed to motivate the flow of liquid within the catch pan to one end of the evaporator shell.

5 With the delivery of this liquid from catch pan 206 onto the surface of pool 38 from above and at one end of evaporator shell 22, pool 38 in this embodiment operates in the manner which has been described with respect to the deposit of liquid into and the flow of liquid within pool 38 in the
10 Figures 2-6 embodiment. In that regard, lubricant-containing liquid is deposited out of catch pan 206 from above into pool 38 at a first end of the pool while oil outlet 78 is at the opposite end of the pool.

15 Once liquid refrigerant and any oil it carries is deposited onto surface 38 of pool 36 at one end of shell 22, it flows as a result of gravity, as a result of the drawing of liquid out of the pool via outlet 78 and as a result of the boiling of refrigerant out of pool 38 along its length, to the other end of the evaporator shell. This results, once again,
20 in the concentration of oil generally at the location of lubricant outlet 78 which opens into oil return piping 80. It will be noted that catch pan 206 does not extend across the entire width of shell 22 and that a flow path exists on either side of it by which refrigerant vapor issuing from pool 38
25 flows, generally unobstructed and without passing back through tube bundle 24, to the upper part of the shell.

 Management of oil in this embodiment is independent of whether any foaming occurs on the surface of pool 38, whether any maldistribution of liquid refrigerant and oil from
30 refrigerant distributor 206 or occurs or whether the flow of such liquid through the tube bundle above catch pan 206 is

WO 03/001130

PCT/US02/14974

29

disrupted in a particular location. Further, because of the existence of catch pan 206 and the relatively much lower number of tubes that are subject to having their heat transfer performance degraded by immersion in pool 38 in this embodiment as compared to the embodiment of Figures 2-6, oil blockoff baffle 46 can be dispensed with although it could be employed and is illustrated in phantom in Figure 7 as is an oil foam return arrangement which includes pipe 100, previously described in the context of the Figures 1-6 embodiment.

Overall, by the employment of catch pan 206 the thermal performance of the evaporator is maximized under all conditions in a manner which is simple, reliable and relatively inexpensive but also in a manner which acts to reduce the size of the refrigerant charge required by the chiller in which it is employed.

As has been noted above, because the Figure 7 and 8 embodiment is, generally speaking, more akin to a falling film than a flooded type evaporator, it can be more expensive, primarily due to the expense associated with the fabrication and use of refrigerant distributor 206. Once again, however, in chillers of larger capacity, the expense associated with the need for a large quantity of refrigerant may make the employment of the Figure 7 embodiment preferable. In the case of either embodiment, however, the deposit of liquid from above into the pool in the evaporator shell, at one end thereof, and the managed flow of that pool are employed and is advantageous to the evaporator in terms of thermal efficiency and oil management.

While the evaporator of the present invention has been described in terms of first and second embodiments, it will be appreciated that there are many modifications and enhancements thereto that will be apparent to those skilled in

WO 03/001130

PCT/US02/14974

30

the art subsequent to being exposed to this writing. Further, while the present invention contemplates, in its preferred embodiment, the deposit of liquid refrigerant and lubricant generally onto the liquid pool at one end of the evaporator and the removal of lubricant at the other. It more broadly
5 contemplates the deposit of liquid refrigerant and lubricant onto the pool at a first location, not necessarily at one end of the evaporator, and the recovery of lubricant at a different location, likewise not necessarily at an end of the evaporator,
10 In each case, however, flow within the pool is managed to enhance oil-return and to enhance the thermal performance and efficiency of the evaporator. Further, while generally contemplating the deposit of liquid refrigerant and lubricant onto a tube bundle from above in its preferred embodiment, the
15 present invention does contemplate an evaporator having a tube bundle which is at least partially immersed in a liquid pool and in which liquid refrigerant and lubricant are delivered directly into that pool. The present invention is, therefore, not limited to the described embodiments but includes
20 modifications and enhancements thereto that will be apparent to those skilled in the art and which fall within the scope of the claims which follow.

What is claimed is:

WO 03/001130

PCT/US02/14974

31

C L A I M S

1. A shell and tube evaporator comprising:
- 5 a shell;
a liquid pool in said shell, the liquid in
said pool including liquid refrigerant and lubricant;
a horizontally running tube bundle in said
shell, at least a portion of the tubes of said tube bundle
10 being immersed in said pool for heat transfer therewith;
apparatus for depositing liquid, which
includes liquid refrigerant and lubricant, into said pool at a
first pool location, said apparatus for depositing liquid being
disposed above the surface of said pool and depositing liquid
15 refrigerant and lubricant into said pool from above; and
a lubricant outlet, said lubricant outlet
being disposed at a second pool location, said second pool
location being remote from said first pool location and being a
location to which lubricant in said pool flows as a result of
20 the vaporization of refrigerant out of said pool.
2. The shell and tube evaporator according to
claim 1 wherein at least the majority of the tubes of said tube
25 bundle are immersed in said pool

WO 03/001130

PCT/US02/14974

32

3. The evaporator according to claim 2 wherein said first pool location is generally at one end of said pool and said second pool location is generally at the end of said pool opposite said one end.

5

4. The evaporator according to claim 3 further comprising apparatus, disposed in said pool intermediate said first and second pool locations, for causing lubricant to concentrate proximate said second pool location.

10

5. The evaporator according to claim 4 wherein said lubricant outlet communicates with said pool below the surface thereof and wherein said apparatus for causing lubricant to concentrate comprises a baffle penetrated by at least the portion of the tubes of said tube bundle that are immersed in said pool.

15

20

6. The evaporator according to claim 5 wherein said apparatus for depositing liquid is a liquid-vapor separator, said liquid-vapor separator expressing vaporized refrigerant into the interior of said shell above the surface of said pool.

25

WO 03/001130

PCT/US02/14974

33

7. The evaporator according to claim 5 wherein said baffle extends above the surface of said pool and is penetrated by all of the tubes of said tube bundle.

5

8. The evaporator according to claim 5 wherein said baffle is disposed at least three-quarters of the length of the pool away from the end of said pool where said first pool location exists.

10

9. The evaporator according to claim 8 wherein the concentration of lubricant in said at least three-quarters of the length of said pool is less than one-half of the lubricant concentration in the remaining one-quarter thereof.

15

10. The evaporator according to claim 5 wherein said baffle is disposed at least 85% of the length of said pool away from the end of said pool at which said first pool location exists and wherein the average concentration of lubricant in said 85% of the length of said pool is at least three times lower than the average lubricant concentration in the remainder of said pool.

20

25

11. The evaporator according to claim 5 wherein said baffle defines a cutout penetrated by more than one of the tubes of said tube bundle, said cutout being the primary entrance for lubricant into the portion of said pool where said second pool location exists.

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

34

12. The evaporator according to claim 5 wherein said baffle defines one or more apertures which are unpenetrated by a tube of said tube bundle.

5

13. The evaporator according to claim 5 further comprising at least one flow-directing baffle upstream of said baffle which causes lubricant to concentrate, said at least one flow-directing baffle causing flow within said pool upstream of said lubricant concentrating baffle to follow a non-linear path in a direction towards said lubricant concentrating baffle so as to prolong the contact of liquid refrigerant within said pool with the tubes of said tube bundle.

10

15

14. The evaporator according to claim 1 wherein said lubricant outlet is above the surface of said pool.

20

15. The evaporator according to claim 14 wherein said first pool location is generally at one end of said pool and said second pool location is generally at the other end of said pool, said lubricant outlet being disposed at a predetermined height above said pool and generally above said second pool location.

25

16. The evaporator according to claim 15 wherein the tubes of said tube bundle are immersed in said pool.

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

35

17. The evaporator according to claim 16 further comprising a baffle disposed in said pool between said first and said second pool locations, said baffle being disposed closer to said second pool location than to said first pool location and being penetrated by the tubes of said tube bundle.

18. The evaporator according to claim 17 wherein said baffle defines a plurality of apertures that are unpenetrated by a tube of said tube bundle.

19. The evaporator according to claim 1 wherein at least one-half of the tubes of said tube bundle are disposed above the surface of said pool and further comprising a distributor for depositing liquid refrigerant and lubricant onto the top of the portion of said tube bundle that is disposed above the surface of said pool.

20. The evaporator according to claim 19 wherein said lubricant outlet communicates with said pool below the surface thereof and wherein said first pool location is generally at one end of said pool and said second pool location is generally at the other end of said pool.

21. The evaporator according to claim 20 wherein said apparatus for depositing liquid underlies the portion of said tube bundle which is above the surface of said pool.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

36

22. The evaporator according to claim 21 wherein
said apparatus for depositing liquid has edges along its
length, said edges being spaced from the interior sides of said
shell so as to permit the flow of refrigerant gas that is
vaporized out of said pool upward therepast and along the
5 external sides of the portion of said tube bundle that is
disposed above the surface of said pool.

10 23. The evaporator according to claim 21 wherein
said distributor is capable of distributing a mixture of two-
phase refrigerant and lubricant into the interior of said
shell.

15 24. The evaporator according to claim 21 further
comprising apparatus for causing lubricant to concentrate at
said second pool location.

20 25. The evaporator according to claim 24 wherein
said apparatus for causing lubricant to concentrate comprises a
baffle, said baffle being disposed in said pool and being
interposed between said first and said second pool locations.

25 26. The evaporator according to claim 25 wherein
said baffle is disposed generally at the end of said pool where
said second pool location exists and is penetrated by the tubes
30 of said tube bundle that are immersed in said pool.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

37

27. The evaporator according to claim 19 wherein said lubricant outlet is above the surface of said pool.

5 28. A shell and tube evaporator comprising:
 a shell;
 a liquid pool in said shell, the liquid in
said pool including liquid refrigerant and lubricant;
 a lubricant outlet, said lubricant outlet
10 being disposed at a predetermined height above the surface of
said pool.

 29. The evaporator according to claim 28 further
15 comprising a tube bundle and apparatus for depositing liquid,
which includes refrigerant and lubricant, onto the surface of
said liquid pool from above, the tubes of said tube bundle
running horizontally within said shell and at least a portion
of said tubes being immersed in said pool, said apparatus for
20 depositing liquid being disposed in said shell so as to deposit
liquid into said pool at a location remote from said lubricant
outlet.

25 30. The evaporator according to claim 29 wherein
said lubricant outlet is at a location where lubricant-rich
foam tends to exist on the surface of said pool.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

38

31. The evaporator according to claim 30 wherein said location at which liquid is deposited into said pool and the location of said lubricant outlet are generally at opposite ends of said shell.

5

32. The evaporator according to claim 31 wherein at least a majority of the tubes of said tube bundle are immersed in said pool.

10

33. The evaporator according to claim 32 further comprising apparatus for causing lubricant to concentrate in the portion of said liquid pool at the end of said shell at which said lubricant outlet is located.

15

34. The evaporator according to claim 33 wherein said apparatus for depositing liquid into said pool from above the surface thereof comprises a liquid-vapor separator disposed internal of said shell.

20

35. The evaporator according to claim 33 wherein said apparatus for causing lubricant to concentrate comprises a baffle, said baffle being disposed in said pool and being penetrated by at least the portion of the tubes of said tube bundle that are immersed in said pool.

25

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

39

36. The apparatus according to claim 35 wherein
said baffle is disposed in said pool at a location which is
closer to said lubricant outlet than the location at which said
apparatus for depositing liquid deposits said liquid into said
5 pool.

37. The evaporator according to claim 31 wherein
one-half or more of the tubes of said tube bundle are disposed
10 above the surface of said pool and further comprising a
distributor, said distributor overlying the portion of the
tubes of said tube bundle that are above the surface of said
pool, said apparatus for depositing liquid being disposed above
the surface of said pool and below the portion of the tubes of
15 said tube bundle that are above the surface of said pool.

38. The evaporator according to claim 37 wherein
said apparatus for depositing liquid is a catch pan, said catch
20 pan being disposed so as to permit the flow of refrigerant gas
that is vaporized out of said pool upward along the external
sides of the portion of said tube bundle that is disposed above
the surface of said pool.

25 39. The evaporator according to claim 38 further
comprising a baffle for causing lubricant to concentrate in
said pool proximate said lubricant outlet.

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

40

40. A refrigeration chiller comprising:
a compressor;
a condenser;
an expansion device;
5 an evaporator, said evaporator having a shell, a liquid pool, apparatus for depositing liquid refrigerant and lubricant into said pool at a first pool location, a horizontally running tube bundle and a lubricant outlet, said pool being disposed in said shell and the liquid
10 in said pool including liquid refrigerant and lubricant, said apparatus for depositing liquid being disposed above the surface of said pool in said shell and depositing liquid refrigerant and lubricant into said pool from above, said tube bundle being disposed in said shell and said lubricant outlet
15 being disposed at a second pool location, said second pool location being remote from said first pool location and being a location to which lubricant in said pool flows as a result of the vaporization of refrigerant out of said pool; and
apparatus for removing lubricant from said
20 evaporator, said apparatus for removing lubricant communicating with said lubricant outlet of said evaporator and with said compressor.

25 41. The chiller according to claim 40 wherein at least the majority of the tubes of said tube bundle are immersed in said pool and wherein said first pool location is generally at one end of said pool and said second pool location is generally at other end of said pool.

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

41

42. The chiller according to claim 41 further comprising a baffle for causing lubricant to concentrate proximate said second pool location, said baffle being penetrated the portion of the tubes of said tube bundle that
5 are immersed in said pool.

43. The chiller according to claim 42 wherein said apparatus for depositing liquid is disposed above said
10 tube bundle and wherein said lubricant outlet communicates with said pool below the surface thereof.

44. The chiller according to claim 42 wherein
15 said lubricant outlet communicates with the interior of said shell of said evaporator above the surface of said pool.

45. The chiller according to claim 40 wherein at
20 least one-half of the tubes of said tube bundle are disposed above the surface of said pool and further comprising a distributor that generally overlies the length and width of the portion of said tube bundle which is above the surface of said
25 pool, said apparatus for depositing liquid into said pool generally underlying the length and width of the portion of said tube bundle which is above the surface of said pool.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

42

46. The chiller according to claim 45 wherein
said first pool location is generally at one end of said pool,
said second pool location is generally at the other end of said
pool and said lubricant outlet is disposed beneath the surface
of said pool proximate said second pool location.

47. The chiller according to claim 45 wherein
said first pool location is generally at one end of said pool,
said second pool location is generally at the other end of said
pool and said lubricant outlet is disposed above the surface of
said pool proximate said second pool location.

48. The liquid chiller according to claim 45
wherein said apparatus for depositing liquid comprises a catch
pan, said catch pan being sloped so as to deposit liquid into
said pool at said first pool location.

49. The apparatus according to claim 45 further
comprising a baffle disposed in said pool between said first
and said second pool locations, said baffle causing lubricant
to concentrate proximate said second pool location and being
penetrated by the portion of said tubes of said tube bundle
that are disposed below the surface of said pool.

WO 03/001130

PCT/US02/14974

43

50. A method for returning lubricant from the shell and tube evaporator of a refrigeration chiller comprising the steps of:

5 maintaining a liquid pool in said evaporator in which at least a portion of the tubes of the tube bundle of said evaporator is immersed;

10 flowing a mixture of liquid refrigerant and lubricant into the interior of said evaporator from the expansion device of said chiller;

15 depositing liquid refrigerant and lubricant received into the interior of said evaporator in said flowing step onto the surface of said pool from above, generally at a first pool location;

20 vaporizing refrigerant out of said pool so as to induce lubricant to flow away from said first pool location to a second pool location in said pool which is remote from said first pool location; and

25 withdrawing lubricant from said pool proximate said second pool location.

51. The method according to claim 50 comprising the further step of causing lubricant to concentrate proximate said second pool location.

25

52. The method according to claim 51 wherein at least the majority of the tubes of the tube bundle of said evaporator are immersed in said pool and wherein said concentrating step includes the step of disposing a baffle, which is penetrated by the portion of the tubes of said tube bundle that is immersed in said pool, intermediate said first and said second pool locations.

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

44

53. The method according to claim 52 wherein said withdrawing step includes the steps of withdrawing lubricant from said pool below the surface thereof and delivering withdrawn lubricant to the compressor of said chiller.

5

54. The method according to claim 52 wherein said withdrawing step includes the step of withdrawing lubricant from said pool above the surface thereof and delivering withdrawn lubricant to the compressor of said chiller.

10

55. The method according to claim 51 wherein the majority of the tubes of the tube bundle of said evaporator are disposed above the surface of said pool and further comprising the steps of distributing liquid, which includes refrigerant and lubricant, generally over the length and width of the top of the portion of said tube bundle that is above the surface of said pool and collecting, prior to said depositing step, liquid refrigerant and lubricant which has flowed downward through the portion of said tube bundle which is above the surface of said pool.

15

20

56. The method according to claim 55 wherein said withdrawing step includes the step of withdrawing lubricant from said pool below the surface thereof and delivering withdrawn lubricant to the compressor of said chiller.

25

30

WO 03/001130

PCT/US02/14974

45

57. The method according to claim 55 wherein said withdrawing step includes the step of withdrawing lubricant from said pool above the surface thereof and delivering withdrawn lubricant to the compressor of said chiller.

5

58. The method according to claim 51 wherein said withdrawing step includes the steps of withdrawing lubricant-rich foam off of the surface of said pool from a location above the surface of said pool and delivering at least the lubricant portion of said foam to said compressor.

10

WO 03/001130

1/4

PCT/US02/14974

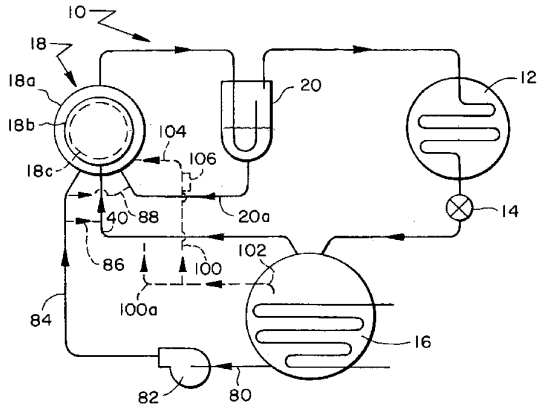


FIG. 1

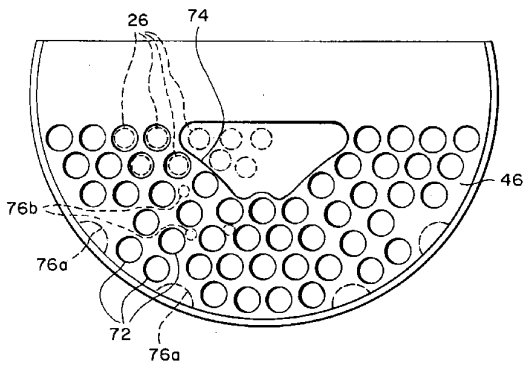


FIG. 6

FIG. 4

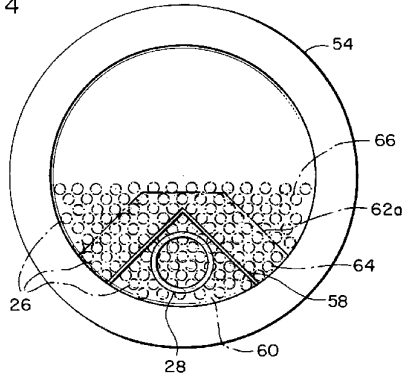
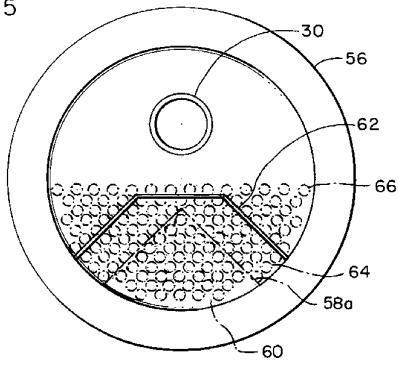


FIG. 5



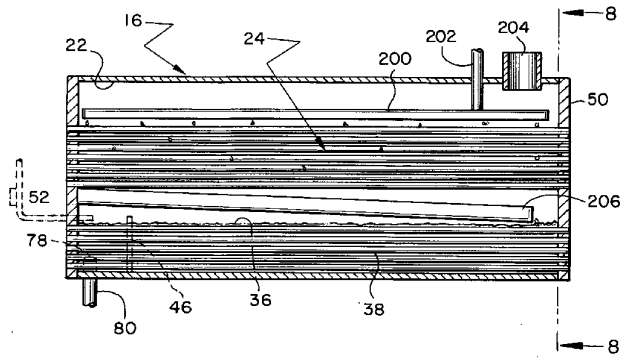


FIG. 7

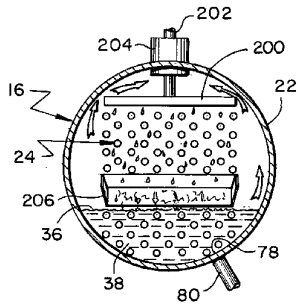


FIG. 8

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, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW

(72) 発明者 スミス、 ショーン・エイ
アメリカ合衆国ウィスコンシン州 5 4 6 0 1 ・ ラクロス・マディソンストリート 2 1 1 0

(72) 発明者 ベック、 ウィリアム・ジェイ
アメリカ合衆国コロラド州 8 1 0 0 1 ・ プエブロ・スウィフトアローコート 3