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

特許第4971582号
(P4971582)

(45)発行日　平成24年7月11日(2012.7.11)　(24)登録日　平成24年4月13日(2012.4.13)

(51)Int.Cl.　F I
A61M 16/10 (2006.01)　A61M 16/10 B
B01D 53/04 (2006.01)　B01D 53/04 B

請求項の数 4　(全 8 頁)

(21)出願番号　特願2004-37831(P2004-37831)
(22)出願日　平成16年2月16日(2004.2.16)
(65)公開番号　特開2005-224463(P2005-224463A)
(43)公開日　平成17年8月25日(2005.8.25)
審査請求日　平成18年5月18日(2006.5.18)
審判番号　不服2010-8702(P2010-8702/J1)
審判請求日　平成22年4月23日(2010.4.23)

(73)特許権者　503369495
帝人ファーマ株式会社
東京都千代田区霞が関三丁目２番１号
(74)代理人　100169085
弁理士　為山　太郎
(72)発明者　峠　真一
東京都千代田区内幸町２丁目１番１号　帝人ファーマ株式会社内
(72)発明者　木村　善信
東京都日野市旭が丘４丁目３番２号　帝人ファーマ株式会社　東京研究センター内
(72)発明者　猪本　聡
東京都日野市旭が丘４丁目３番２号　帝人ファーマ株式会社　東京研究センター内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】酸素濃縮装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
酸素よりも窒素を選択的に吸着する吸着剤を充填した吸着塔、該吸着塔に加圧空気を供給及び／又は吸着塔を減圧する機能を備えたコンプレッサ、並びに該コンプレッサを取り囲むボックス手段を備えた酸素濃縮装置において、
該ボックス手段は、ファン及び細孔取り付け部分を開放した閉鎖ボックスであり、
該ボックス手段に、該ボックス手段内を負圧にするファン、及び、
該ボックス手段に、該コンプレッサ外面の局所発熱部に吹き付ける噴流を発生させる複数の細孔を備え、
該ファンが、該ボックス手段内の空気を排気することによって該細孔に風流を生じさせ、該細孔が、該ファンによって生じた風流を該コンプレッサ外面の局所発熱部に垂直に吹き付けるために、該コンプレッサに対して近接に備えられ、
該細孔における風流の風速が１５ｍ／ｓｅｃ以下となる細孔口径及びファン排気風量を有することを特徴とする酸素濃縮装置。
【請求項２】
該ファン及び該細孔が、該コンプレッサの消費電力に対する該細孔における風速が０．０５ｍ／ｓｅｃ・W以上である送風能力及び細孔であることを特徴とする請求項１に記載の酸素濃縮装置。
【請求項３】
該ファン及び該細孔が、該コンプレッサの消費電力に対する該細孔における風速が０．

１ｍ／ｓｅｃ・Ｗ以下である送風能力及び細孔であることを特徴とする請求項２に記載の酸素濃縮装置。
【請求項４】
該ファンが、酸素濃縮装置の設定使用環境である最大外気温度と該コンプレッサの表面温度との差が３０℃以下となる冷却風量を有する送風能力を有することを特徴とする請求項１～３のいずれか一項に記載の酸素濃縮装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は空気中の酸素を分離濃縮し、使用者に供給する酸素濃縮装置に関する。更に詳細には、酸素濃縮装置に組み込まれ、吸着塔の加減圧などの機能を果たすと同時に、ポンプ自身の冷却、騒音防止機能を備えたボックス手段を備えた酸素濃縮装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
近年、喘息、肺気腫症、慢性気管支炎等の呼吸器系疾患に苦しむ患者が増加する傾向にあるが、その最も効果的な治療法の一つとして酸素吸入療法があり、空気中から酸素濃縮気体を直接分離する酸素濃縮装置が開発され、使用時の利便性、保守管理の容易さから酸素吸入療法のための治療装置として次第に普及するようになって来ている。
【０００３】
かかる医療用酸素濃縮装置としては、窒素又は酸素を選択的に吸着し得る吸着剤を用いた吸着型酸素濃縮装置が用いられ、通常、窒素を選択的に吸着し得る吸着剤を充填した吸着床にコンプレッサで圧縮空気を導入して加圧状態で窒素を吸着させることにより酸素濃縮気体を得る吸着工程と、吸着床の内圧を減少させて窒素を脱着させ吸着剤の再生を行なう脱着工程を交互に行なうことにより酸素濃縮気体を患者に供給する呼吸用気体供給装置である。
【０００４】
このような用途で使用されるコンプレッサは、騒音発生源でありかつ発熱体でもある。医療用酸素濃縮装置には、特に静寂性が要求されるため、一般にはコンプレッサを遮蔽して用いるが、遮蔽により蓄熱しないように発熱体であるコンプレッサの冷却を必要とする。一般的には酸素濃縮装置内部にコンプレッサを設置し、コンプレッサ周囲および筐体を出来るだけ遮蔽して騒音低減を図っている。そして、遮蔽された酸素濃縮装置内部にファン等で外部から通風して該コンプレッサ全体を冷却している。しかし排気ファンによるコンプレッサの冷却では、その冷却効率が非常に悪く、結果として、ファンや遮蔽物が大きくなり、逆にファン自体の騒音が問題となり、遮音材料で覆う必要が生じ、重量の更なる増加が問題となっている。
【０００５】
コンプレッサはその作動原理から、往復式、回転式、遠心式、軸流式に大きく分類されるが、酸素濃縮装置には一般に往復式または回転式が選択されることが多い。往復式のコンプレッサはシリンダ内で往復するピストンにより気体を圧縮し、回転式はケーシング内に設けたピストンを回転させ、ケーシングとピストンの間の容積を減少させて気体を圧縮するものである。いずれのコンプレッサも空気圧縮室と摺動部を有しており、空気圧縮室のシール性を高めて圧縮・排気効率を向上させ、また摺動部の摺動抵抗を低減させることによるコンプレッサの高効率化を図るように研究されているが、摩擦によるかかる部分の局所発熱が生じている。
【０００６】
かかる局所発熱部分のみを局所的に冷却すると所要風量、排気ファン、ファン自体から発生する騒音を小さくすることが出来るが、そのためのノズル、加圧圧空装置などが必要になる。局所発熱部にフィンなどをつける場合があるが構造が複雑になる。従来技術では該コンプレッサの騒音遮蔽と排熱を両立させるために必要な部品の重量は、該酸素濃縮装置本体重量の20％程度にもなっている。

【特許文献１】特開昭６２－１４０６１９号公報
【特許文献２】特開昭６３－２１８５０２号公報
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００７】
このような局所発熱を効率的に冷却する方法としてインピンジメント冷却がある。インピンジメント冷却は、発熱体表面に垂直に風を吹き付け、熱境界層を破壊し、効率よく冷却する方法であり、空冷方式の中で最も冷却効率が高いとされている。しかし、細孔から噴流を吹き付ける為、冷却風の圧損が大きいという問題点があり、それをカバーする為に冷却ファンの能力を上げると、消費電力、騒音が増大するという逆の問題が生じる。
【０００８】
本発明は、上記問題点を解決するものであり、コンプレッサを使用する酸素濃縮装置など装置において、コンプレッサの冷却効率を向上させることにより騒音遮蔽と排熱を両立させ、必要な部品の点数および重量を低減させ、装置そのものの小型軽量化を実現するものである。
【課題を解決するための手段】
【０００９】
かかる課題に対して本発明者らは鋭意検討した結果、以下の酸素濃縮装置を見出した。すなわち本発明は、酸素よりも窒素を選択的に吸着する吸着剤を充填した吸着塔、該吸着塔に加圧空気を供給および／または吸着塔を減圧する機能を備えたポンプ手段、該ポンプ手段を取り囲むボックス手段を備えた酸素濃縮装置に於いて、該ボックス手段内を負圧にするファン、および該ボックス手段に該ポンプ手段の任意の場所に吹き付ける噴流を発生させる複数の細孔を備え、且つ該細孔における風流の風速が15m／sec以下となる細孔口径およびファン排気風量を有することを特徴とする酸素濃縮装置を提供するものである。
【００１０】
また本発明は、該ファン及び該細孔が、該コンプレッサの消費電力に対する該細孔における風速が０．０５m／sec・W以上、より好ましくは０．０５～０．１m／sec・Wである送風能力及び細孔ことを特徴とし、該ファンが、酸素濃縮装置の設定使用環境である最大外気温度と該ポンプ手段の表面温度との差が３０℃以下となる冷却風量を有する送風能力を有することを特徴とする酸素濃縮装置を提供するものである。
【発明の効果】
【００１１】
本発明のインピンジメント冷却を採用した酸素濃縮装置により、単純構造で騒音を遮断し且つ効率的に冷却することが可能となり、騒音排熱の為の構造重量を半分以下にすることが出来る。さらに消費電力を下げ、インピンジメント冷却に伴う圧損を最小限に抑えることができる。
【発明を実施するための最良の形態】
【００１２】
本発明の酸素濃縮装置にポンプ手段として使用するコンプレッサは、加圧および／又は減圧機能を備えると共に、該ポンプ手段を取り囲むボックス手段を備え、冷却効率を上げ排気風量、排気圧力、排気ファンの大きさ、ファンからの騒音を低減するため、該ポンプの局所発熱部分を、熱伝達係数の高い噴流により冷却するインピンジメント冷却方法を搭載した。この噴流は該ボックス手段と該ボックス手段に開けた細孔と排気ファンのみの単純な構造で発生させる。
【００１３】
該ポンプ手段を、細孔とファン取り付け部分のみを開放した閉鎖コンプレッサボックスに設置し、排気ファンで該コンプレッサボックス内を負圧にして、この噴流を得る。この噴流は局所発熱部を冷却後、該ポンプ全体を冷却する冷却風として利用できる。局所熱発生場所は、例えば、往復式のポンプ手段、レシプロタイプのコンプレッサの場合は、シリンダ部分が特に高温となるためかかる部分に噴流が当たるようにボックス手段に細孔を設

ける。風速を所定以上維持する為に細孔の内径は０．１～１０ｍｍ、特に１～６ｍｍが好ましい。かかる細孔とはコンプレッサボックスの筐体に開けた穴、或いはパイプを差し込む形態をとっても良く、細孔の断面形状は上記円形の他、楕円、方形、多角形など特に制限はない。

【００１４】

ボックス手段の内壁と該ポンプ手段の外表面の隙間を近接させて、該ポンプ表面の風速を上げることにより、同風量での熱伝達率を上げて該冷却風を利用する。このため、該ポンプ手段の外壁面と該ボックス手段内壁の間の、微細な突起部を無視した両稜線間の平均隙間が0.2㎜～20㎜であり、該ボックスの内容積が該ポンプの外容積の101％～400％、特に150～300％とするのが好ましい。また、冷却風の流れを偏りを防止するため、ボックス手段の内寸は該コンプレッサ外形に隙間を加えた相似形に近い構造とする。

【００１５】

排気ファンは、通常の軸流ファンまたは遠心ファンを使用することが出来る。排気能力は、外気温度と該空気を該ファンにより冷却したポンプ手段の表面温度との差（ΔＴ）が３０℃以下、より好ましくは２０℃以下とする風量とする。装置内温度の上昇は機器部品の障害を起こす為、冷却する必要がある。酸素濃縮装置の場合、コンプレッサ表面温度は外気温に対して３０℃以下、好ましくは２０℃以下に冷却する。使用する環境温度でコンプレッサを冷却可能な冷却ファンを設定する。

【００１６】

ポンプ手段で断熱圧縮した圧縮空気の出側に該空気を冷却するための熱交換器を接続する場合には、かかる熱交換器をボックス内に配置することが出来、特に該ポンプの下流側、排気ファンの上流側の領域、或いは、排気ファンの下流側に配置することにより、効率的に熱交換を行うことが出来る。

【００１７】

以上のように本発明の酸素濃縮装置は、ボックス手段、それに開いた細孔、排気ファン、ポンプ手段を備え、該ファンで排気される冷却用空気は、すべてまたは一部は該細孔から流入し、噴流によってポンプ手段の局所高温部と熱交換し、更に冷却用空気が該ポンプ全体を冷却する余力がある場合には、ポンプ手段とボックス手段の隙間を、該冷却用空気が流れて再利用することが可能である。

【００１８】

また特別の構造体を作ることなく騒音低減の効果を発揮する為、ボックスの材料、厚みを冷却のための構造とは独立に選択することができ、必要に応じた該ポンプ騒音の遮蔽が出来る構造とする。発泡ウレタンなどの遮音材をボックス手段の内側に設けることによりポンプ手段の騒音を遮蔽することが出来る。

【００１９】

その他、防振対策としては、ポンプ手段の重心位置かつ該ポンプの往復稼動部振動方向と垂直に取り付けた円筒シャフトがベアリングを介して該ボックスに懸架され、該ポンプの該往復稼動部の振動を該円筒シャフト周りの回転に変換させて、該振動を外部に伝播させない構造を有し、該ベアリングが防振ゴム、プラスティックなどの防振材料を介して該ボックスに取り付けて、該シャフトの振動が外部へ伝播することを抑制する構造を採用することができる。また、ボックス内壁かつ/または外壁に金属箔などの電磁波遮蔽物を塗布し、ポンプのモータから発生する電磁波を遮蔽する機能を備えることも可能である。ボックスは２分割構造とし、該ポンプを収納後、接着剤または簡易はめ込みで嵌合し、組立てを簡易にすることができる。

【００２０】

本発明の実施態様例について、図面を用いて更に詳細に説明する。

［インピンジメント冷却の冷却効果］

インピンジメント冷却の効果を並行対流冷却と比較した。コンプレッサの代替手段としてダミーヒータを用い、図１に示すようにダミーヒータを内蔵した円筒状のボックスに真空ポンプを接続し、排気流量を変化させてダミーヒータ表面温度と外気温との差（ΔT）

を比較した。円筒とダミーヒータ表面間距離を19mmとし、ダミーヒータの発熱量を７５Ｗとし、並行対流冷却で冷却したもの（図２）に比較して、ノズル径６mmΦ、ノズル長３mm、ノズル先端・ダミーヒータ間距離19mmのノズル28本を14×２列としたインピンジメント冷却の方（図３）が有意な冷却効果を示し、流量に依存して冷却効果を増すことが明らかになった（図４）。

【００２１】

［風量とノズル圧損の影響］

図１に示す装置を用い、冷却風量とΔT、ノズル圧損の影響を調べた。ダミーヒータの発熱量を７５Wとし、ノズル径４mmΦ、ノズル長１０mm、ノズル先端・ダミーヒータ間距離17mmのノズル28本を3列（9本／10本／9本）に配置し、冷却風量を１００L/min～３００L/minに変化させた場合、風量増加に従ってダミーヒータ表面温度と外気温との差（ΔT）が小さくなり有意な冷却効果を示すが、ノズル圧損が増加する（図５）。

【００２２】

そこで冷却風量を３００Ｌ／ｍｉｎとし、ノズル口径を変化させて圧損の影響を調べた結果（図６、図７）、ノズル口径４ｍｍΦを下回ると圧損が著しく上昇することが明らかになった。ノズル口径は冷却風量に影響し、コンプレッサ動力が大きくなれば必要となる冷却風量も増加する。個々のノズルで見た場合、口径４ｍｍΦの場合、風速１４．２２ｍ／ｓｅｃの風速、１３．８ｍｍH_2Oのノズル圧損を示し、風速がこれを超えるとノズル圧損の急上昇が認められた。従って、従って、本発明では、ノズル（細孔）における風流の風速が１５ｍ／ｓｅｃ以下となるノズル細孔口径およびファン排気風量とする。尚、かかる風速はノズル（細孔）口径が異なるものを組み合わせて使用する場合は、平均風速１５ｍ／ｓｅｃ以下となることを示す。

【００２３】

［冷却風量とコンプレッサ動力］

本発明の酸素濃縮装置に使用するコンプレッサの場合、外気を取り込んでコンプレッサを冷却する為、外気温とコンプレッサ表面温度との差（ΔＴ）を３０℃以下となるように、本実施例の実験系におけるファン風量を設定する。すなわち、ΔＴ＝３０℃であれば、外気温度３５℃の場合、コンプレッサ表面温度を６５℃以下にする風量をもつファンを使用する。図８に示すように、本実施例の実験系におけるインピンジメント冷却で、ΔＴ＝３０℃及び２０℃でコンプレッサ動力と冷却風量には直線関係が認められる、という実験結果が得られた。

【００２４】

図９に示すようにインピンジメント冷却で、冷却風の風速が15m/secの場合、ΔＴ＝20℃であれば１４０Wのコンプレッサの冷却が、ΔＴ＝30℃であれば280Wのコンプレッサの冷却が可能となり、通常、酸素濃縮装置に使用するコンプレッサの冷却が可能となる。

【００２５】

該細孔における風速のコンプレッサの消費電力に対する値は、図9に示すようにΔＴ＝３０℃の場合0.05m／sec・W、ΔＴ＝20℃の場合は0.1m／sec・Wとなる。

【００２６】

一方、上述のように１５ｍ／ｓｅｃ以上の風速では圧損が著しく増加する。また、コンプレッサの長期性能保証のためには、装置を冷した方が良いが、冷却風の風速の増加のためには、冷却ファンの大型化が必要となり、装置全体の大型化、重量アップ、更には騒音や消費電力アップにつながる。本発明の酸素濃縮装置としては、0.05m／sec・W以上、より好ましくは0.05～0.1m/secの風速を維持するのが好ましい。使用するコンプレッサが１００Wの場合、５～15m/sec、好ましくは５～10m/secの風速となるように、冷却風の細孔径を設定する。

【００２７】

［実施例］

図１０に本発明の酸素濃縮装置に使用可能なレシプロ型コンプレッサの断面模式図を示す。ボックスは、樹脂製（ＮＢＲ製、厚み５ｍｍ）で、ボックス内に発砲ポリウレタン製

遮音材（厚み５ｍｍ）を設け、２ヘッド型のレシプロ型コンプレッサ（ポンプ発熱量１００Ｗ、ポンプ単体騒音６０ｄBA）を設置し、排気ファンで排気冷却する装置とした。ボックス内面とレシプロ型コンプレッサ外面との間の間隙は１９㎜となるようにボックス内表面の構造を成形加工した。レシプロ型コンプレッサの２つのシリンダ部分の周囲のボックス部分には、各２８個所、内径６ｍｍΦの細孔を設けた。排気ファンは２００LPMの能力を有するターボファンであり、ファン翼径φ50㎜のものを設置した。装置全体の重量は５００ｇである。

【００２８】

外気温度２５℃の条件下で運転した結果、騒音レベルが45ｄBAとなり、ポンプ表面最高温度も５０℃に収めることが可能となった。

【図面の簡単な説明】

【００２９】

【図１】インピンジメント冷却の評価装置。

【図２】並行対流冷却装置の模式図。

【図３】インピンジメント冷却装置の模式図。

【図４】並行対流冷却、インピンジメント冷却の冷却効果の比較図。

【図５】インピンジメント冷却に対する冷却風量の影響評価図。

【図６】インピンジメント冷却に対する細孔径の影響評価図。

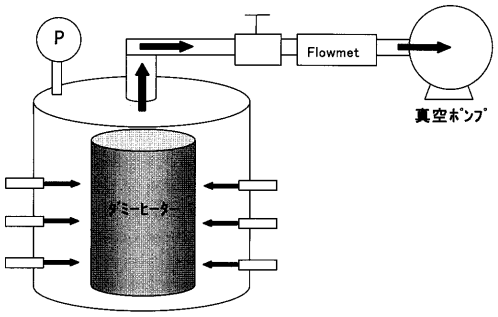
【図７】インピンジメント冷却に対する細孔径の影響評価データ。

【図８】コンプレッサ動力と冷却風量の関係図。

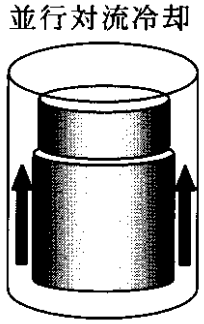
【図９】コンプレッサ動力と冷却風速の関係図。

【図１０】本発明の酸素濃縮装置に使用するレシプロ型コンプレッサの模式図。

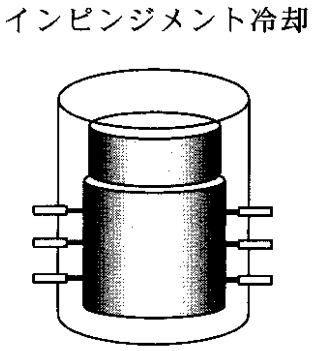
【図１】



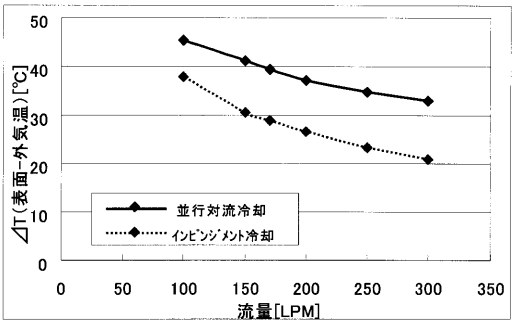
【図２】



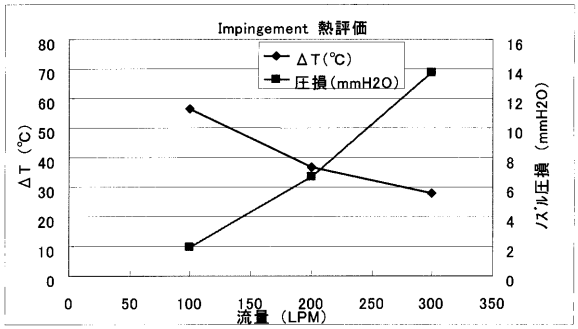
【図３】



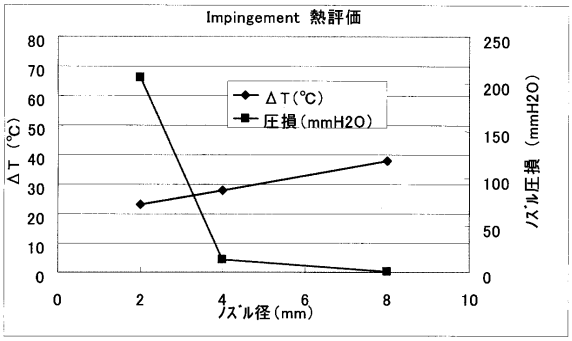
【図４】



【図５】



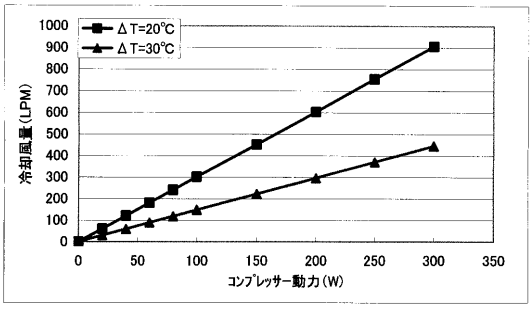
【図６】



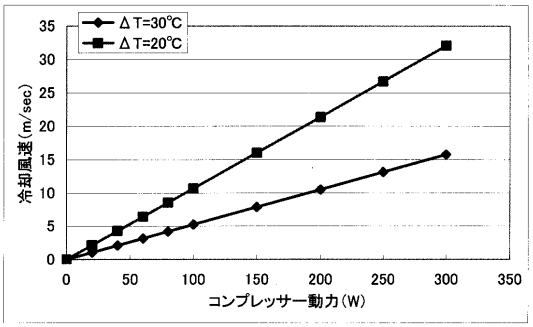
【図７】

口径 (mmΦ)	流量 (LPM)	外気温度 (℃)	表面温度 (℃)	ΔT (℃)	圧損 (mmH2O)	流速 (m/sec)	ﾚｲﾉｽﾞﾙ数
2	290	21.7	44.9	23.3	207.1	55.0	6108
4	300	22.4	50.3	27.9	13.8	14.2	3159
8	297	22.0	60.0	38.0	1.0	3.5	1564

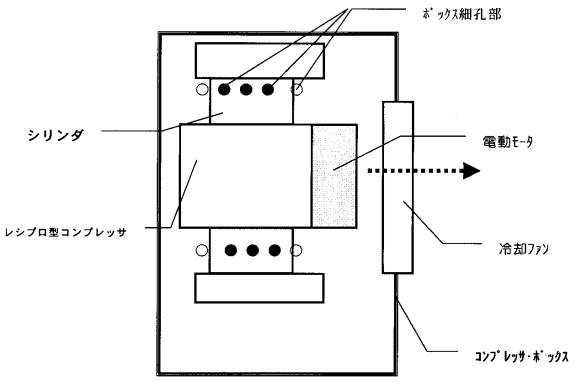
【図８】



【図９】



【図１０】



フロントページの続き

(72)発明者　スティーブ　ハリントン
アメリカ合衆国９２０１０　カリフォルニア州　カールスバッド１５０　シーライオンプレイススート５９００　フローメトリックス　インク内

合議体
審判長　高木　彰
審判官　田合　弘幸
審判官　蓮井　雅之

(56)参考文献　特開昭５８－３６６１６（ＪＰ，Ａ）
特開平９－４１９９１（ＪＰ，Ａ）
特開平６－１０１９０９（ＪＰ，Ａ）
特開２００２－２２８２１９（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
A61M16/10
B01D53/04