

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4325867号
(P4325867)

(45) 発行日 平成21年9月2日 (2009.9.2)

(24) 登録日 平成21年6月19日 (2009.6.19)

(51) Int.Cl.

F I

F 2 4 F 13/06 (2006.01)

F 0 4 D 29/42 (2006.01)

F 0 4 D 29/54 (2006.01)

F 0 4 D 29/66 (2006.01)

F 2 4 F 13/20 (2006.01)

F 2 4 F 13/06 E

F 0 4 D 29/42 H

F 0 4 D 29/54 B

F 0 4 D 29/66 G

F 2 4 F 1/00 4 O 1 B

請求項の数 35 (全 28 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-541215 (P2004-541215)
 (86) (22) 出願日 平成15年8月26日 (2003.8.26)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2003/010741
 (87) 国際公開番号 W02004/031660
 (87) 国際公開日 平成16年4月15日 (2004.4.15)
 審査請求日 平成17年8月19日 (2005.8.19)
 (31) 優先権主張番号 特願2002-289663 (P2002-289663)
 (32) 優先日 平成14年10月2日 (2002.10.2)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(73) 特許権者 000006013
 三菱電機株式会社
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
 (73) 特許権者 503361400
 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構
 東京都調布市深大寺東町七丁目4番地1
 (74) 代理人 100099461
 弁理士 溝井 章司
 (72) 発明者 山下 浩司
 日本国東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内
 (72) 発明者 内田 毅
 日本国東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法及び冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置及びポンプ装置の圧力脈動低減装置及び機器の圧力脈動低減方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、
前記熱交換器に送風を行う送風装置と、
前記送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吹き出す、又は前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吸い込む複数の小孔と
 を備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項2】

空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、
前記熱交換器に送風を行う送風装置と、
前記送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
 を備え、

前記送風装置の吸込側と吹出側とが固体壁により区画され、前記複数の小孔を前記固体壁に設けたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項3】

天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を化粧パネルに設けたことを

特徴とする請求項 2 に記載の空気調和装置。

【請求項 4】

天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を前記送風装置のガイド部に設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和装置。

【請求項 5】

空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、

前記熱交換器に送風を行う送風装置と、

前記送風装置と前記熱交換器とが設置され、音波が伝搬する第一の風路と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられ、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、

前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風装置の吸込側もしくは吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路とを備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 6】

空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、

前記熱交換器に送風を行う送風装置と、

前記送風装置と前記熱交換器とが設置され、音波が伝搬する第一の風路と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられ、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む多数の小孔と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路とを備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 7】

前記送風装置の吹出側に、前記多数の小孔が空けられた孔空小ダクトを複数設けたことを特徴とする請求項 6 に記載の空気調和装置。

【請求項 8】

前記複数の小孔又は前記多数の小孔を前記送風装置に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 9】

前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

【請求項 10】

前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 11】

空調室外機であって、筐体内に圧縮機も内蔵し、圧縮機からの音波も風路内を伝搬することを特徴とする請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

【請求項 12】

前記小孔の直径を 10 mm 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

【請求項 13】

前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 10 % 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

【請求項 14】

送風を行う送風翼と、

前記送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吹き出す、又は前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吸い込む複数の小孔とを備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 15】

送風を行う送風翼と、

前記送風翼が設置され、音波が伝搬する第一の風路と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられ、前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記第一の風路に噴流を吹き出す、又は前記第一の風路から噴流を吸い込む複数の小孔と

10

、
前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風翼の吸込側又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路とを備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 16】

送風を行う送風翼と、

前記送風翼が設置され、音波が伝搬する第一の風路と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられ、前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記第一の風路に噴流を吹き出す、又は前記第一の風路から噴流を吸い込む多数の小孔と、

20

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路とを備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 17】

前記複数の小孔を前記送風翼に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 15 又は請求項 16 に記載の送風装置。

【請求項 18】

前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 15 又は請求項 16 に記載の送風装置。

30

【請求項 19】

前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする請求項 15 又は請求項 16 に記載の送風装置。

【請求項 20】

送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、上流側が前記風路に密着し、下流側が風を絞って吹き出すように構成され、複数の小孔を有する流路仕切とを備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 21】

40

送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、前記風路内で風の流路を絞る形状で、下流側が前記風路に密着し、上流側が開放され、複数の小孔を有する流路仕切と

を備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 22】

前記小孔の直径を 10 mm 以下としたことを特徴とする請求項 15 又は請求項 16 又は請求項 20 又は請求項 21 に記載の送風装置。

【請求項 23】

50

前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする請求項15又は請求項16又は請求項20又は請求項21に記載の送風装置。

【請求項24】

風路に送風を行う送風装置が設置された機器において、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、複数の小孔から前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吹き出す、又は複数の小孔から前記風路内の前記吹出側の空気の一部を前記風路内の前記吸込側に噴流にして吸い込むことを特徴とする機器の騒音低減方法。

【請求項25】

圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
前記圧縮機の吐出側及び吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減手段とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項26】

圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
前記圧縮機の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、冷媒流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減手段とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項27】

圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
前記圧縮機に一体に設けられた油分離器内に、一端が開放し他端が前記油分離器に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減手段とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項28】

圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
前記圧縮機の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減手段とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項29】

前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする請求項25又は請求項26又は請求項27又は請求項28に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項30】

前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする請求項25又は請求項26又は請求項27又は請求項28に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

【請求項31】

ポンプ装置の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、媒体流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減手段を備えたことを特徴とするポンプ装置の圧力脈動低減装置。

【請求項32】

ポンプ装置の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減手段を備えたことを特徴とするポンプ装置の圧力脈動低減装置。

【請求項33】

前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする請求項31又は請求項32に記載のポンプ装置の圧力脈動低減装置。

【請求項34】

前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする請求項31又は請求項32に記載のポンプ装置の圧力脈動低減装

10

20

30

40

50

置。

【請求項 3 5】

媒体流路に媒体を吐出する圧縮機又はポンプ装置が設置された機器において、前記圧縮機もしくはポンプ装置の吐出側と吸込側との圧力差、又は前記圧縮機もしくはポンプ装置の媒体流路で発生する圧力差により、複数の小孔から前記媒体流路に噴流を吹き出す、又は前記媒体流路から噴流を吸い込むことを特徴とする機器の圧力脈動低減方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

この発明は、室内等を空気調和する空気調和装置の騒音低減、室内や室外等に送風する送風装置の騒音低減、一般的な機器の騒音低減方法、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置、ポンプ装置の圧力脈動低減装置、及び一般的な機器の圧力脈動低減方法に関するものである。機器の代表的な例として、空気調和装置、送風装置、冷凍サイクル装置及びポンプ装置を例に挙げて説明する。

10

【背景技術】

従来の空気調和装置の騒音低減方法においては、送風ダクト内に吸音材を貼る方法、共鳴を利用する方法等が知られている。

送風ダクト内に吸音材を貼る方法では、送風機の吸引作用によって、送風ダクト内に吸込空気が搬送されるが、その際、送風機にて発生した騒音も送風ダクト内に放射される。騒音は、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は送風ダクト内をダクト壁にて反射しながら進んでいく。吸音材はその内部に多くの気泡を持つ構造になっており、音波が送風ダクト内を進むうちに吸音材の中にも入り込み、音波は吸音材の内部の気泡の作用により乱反射を起こして、音波の持つエネルギーが熱エネルギーに変わり、エネルギーレベルが低下、即ち騒音レベルが低下する。これが吸音材による騒音低減のメカニズムである。

20

しかし、吸音材の内部で乱反射を起こすのは波長の短い音波であるため、一般的に高周波数において主に、高い吸音効果を発揮する。

また、共鳴を利用する方法の一例であるヘルムホルツの共鳴器も代表的な騒音低減方法である。ヘルムホルツの共鳴器は送風ダクト内に開口部を持ち、内部に空間を持つ構造となっている。このような構造にすると、送風ダクト内を伝播されてきた音波がヘルムホルツの共鳴器の中に入り込み、そこで共鳴を起こす。共鳴を起こさせることで、音波のエネルギーが熱エネルギーに変化し、騒音レベルが低下する。

30

ヘルムホルツの共鳴器は、共鳴という原理の性質上、その入口や内部の寸法によって共鳴させる音波の波長が決まってしまう、また共鳴周波数近辺の周波数及び高周波を持った音波しか騒音レベルを減らすことができない。

また、共鳴を利用する方法の他の例として、ダクト内面に多孔板を露出させその背後に背後層を持った孔空吸音板による騒音低減方法がある。この方法は、孔空板と背後層で構成された共鳴器にて音波を共鳴させて騒音を低減させる方法で、上記ヘルムホルツの共鳴器と原理及び効果は同じである。

孔空吸音板による方法は、孔空板の径、背後層厚さ、開口率、板厚によって吸音すべき音の周波数が決まるため、その設計の仕方によっては低周波数の音も低減できるが、そのためには相応の大きさを持った背後層が必要となり、多大な設置スペースを必要とする。

40

また、従来の冷凍サイクル装置又はポンプ装置の圧力脈動低減方法としては、膨張部での乱反射によりエネルギーを損失させる膨張型マフラーが知られている。膨張型マフラーでの圧力脈動低減効果は比較的広帯域に及ぶが、圧力脈動低減量を増加させるためには膨張部前後での径の比を増やす必要があり、大きな圧力脈動低減量を得るためには多大なスペースを必要とする。

また、特開平 7 - 2 4 7 9 0 5 号公報には、多孔板を通じて風路に空気を供給する形態が示されているが、これは供給空気によって風路内の空気の温度を下げて多孔板と背後層にて音波を共鳴させて騒音を低減させるものであり、本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

また、特開平 8 - 1 4 3 1 4 9 号公報には、排気孔に多孔質の通気抵抗部材を付けその

50

多孔質通気抵抗部材を通して排気する形態が示されているが、これは流体の噴出する面積を広げて流体の速度を落としその分流体の噴出音を低減しようとするもので、これも本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

従来の空気調和装置の騒音低減方法は、以上のように構成されているため、主に高周波数域での騒音レベルしか低減することができず、空気調和装置において最も低減すべき数百Hz以下の低周波数域において騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

また、共鳴を利用する方法で低周波数域の騒音レベルを低下できるものでも、騒音低減効果のある周波数帯が狭く、インバータや印加電圧等によって送風機の回転数が変化した場合に、一部の回転数域でしか騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

また、低周波数域での騒音レベルを低下させるためには、多くのスペースを必要とするため、大きさの限られた空気調和装置には使用できないという問題点があった。

10

また、送風翼もしくは送風装置から発生する音は、吹出側と吸込側の両方向に伝播するため、この両方向の騒音を低減するためには、それぞれに別々の騒音低減機構を設けなければならない、構造が複雑になりしかも設置スペースも大きくなってしまいうという問題点があった。

また、冷凍サイクル装置で発生する冷媒も圧力脈動やポンプ装置で発生する水やブラインの圧力脈動を大幅に低減させるためには、多大なスペースを必要としていたという問題点があった。

この発明は、以上のような問題点を解決するためになされたもので、数百Hz以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法を得ることを目的とする。

20

また、この発明は、広い周波数域に渡って低周波数音を低減できる空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。

また、あまり大きなスペースを必要としない空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。

また、一つの騒音低減方法で、送風翼もしくは送風装置の吹出側と吸込側の両方向の騒音を低減させることで、構造が簡単でかつ小さな設置スペースの空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。

また、送風翼や送風装置の前後差圧を駆動源にすることで、送風翼もしくは送風装置の回転数が変化した時に、その回転数に合わせて騒音低減効果のある周波数域や音圧レベルが自動的に変化するように構成し、安価なシステムを得ることを目的としている。

30

また、あまり大きなスペースを必要としない圧力脈動低減方法を得ることを目的としている。

【発明の開示】

この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記送風装置の吸込側と吹出側とが固体壁により区画され、前記複数の小孔を前記固体壁に設けたことを特徴とする。

40

また、この発明に係る空気調和装置は、天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を化粧パネルに設けたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を前記送風装置のガイド部に設けたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、

前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風装置の吸込側もしくは吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、を備えたことを特徴とする。

50

また、この発明に係る空気調和装置は、送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、
前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置
の壁面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置
の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記送風装置の吹出側に、前記多数の小孔が空
けられた孔空ダクトを複数設けたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記複数の小孔又は前記多数の小孔を前記送風
装置に近接した位置に設けたことを特徴とする。

10

また、この発明に係る空気調和装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設け
たことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設け
たことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、空調室外機であって、筐体内に圧縮機も内蔵し
、圧縮機からの音波も風路内を伝搬することを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記小孔の直径を10mm以下としたことを特
徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合
計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする。

20

この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記
風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風翼を設けた第一の風路と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁
面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、

前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風翼の吸込側
又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする。

30

また、この発明に係る送風装置は、送風翼を設けた第一の風路と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁
面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁
面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記複数の小孔又は多数の小孔を前記送風翼に近接
した位置に設けたことを特徴とする。

40

また、この発明に係る送風装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたこ
とを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたこ
とを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、

この送風翼が設けられ、送風翼の吹出側から風路出口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吹出側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする送風装置。

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、

50

この送風翼が設けられ、送風翼の吸込口から風路入口までの距離が十分長い風路と、
前記送風翼の吸込側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、上流側が前記風路に
密着し、下流側が風を絞って吹き出すように構成され、複数の小孔を有する流路仕切と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、下流側が前記風路に
密着し、上流側が開放され、複数の小孔を有する流路仕切と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記小孔の直径を 10 mm 以下としたことを特徴と
する。

また、この発明に係る送風装置は、前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断
面積の比である開口率を 10 % 以下としたことを特徴とする。

この発明に係る機器の騒音低減方法は、風路に送風を行う送風装置が設置された機器に
おいて、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差、又は前記送風装置の吹出側もしくは
吸込側と風路外との圧力差により、複数の小孔から前記風路に噴流を吹き出す、又は前記
風路から噴流を吸い込むことを特徴とする。

この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、圧縮機等により構成される冷
凍サイクルと、

前記冷凍サイクルの高圧側及び低圧側の少なくとも何れか一方に設けられ、一端が開放
し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置と
、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記圧縮機の吐出側及
び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、冷媒流路内に、一端が開放し他端が流路壁
面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特
徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記圧縮機に一体に設
けられた油分離器内に、一端が開放し他端が前記油分離器に密着した、複数の小孔を有す
る流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、圧縮機等により構成さ
れる冷凍サイクルと、

前記圧縮機の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力
脈動低減装置と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の直径を 10
mm 以下としたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の流路壁面の
断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 10 % 以下としたことを特徴とする
。

この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、ポンプ装置の吐出側及び吸入側の少
なくとも何れか一方に設けられ、媒体流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した
、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、ポンプ装置の吐出側と吸入側
の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減装置を備えたことを特
徴とする。

10

20

30

40

50

また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする。

また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする。

この発明に係る機器の圧力脈動低減方法は、媒体流路に媒体を吐出する圧縮機又はポンプ装置が設置された機器において、前記圧縮機もしくはポンプ装置の吐出側と吸込側との圧力差、又は前記圧縮機もしくはポンプ装置の媒体流路で発生する圧力差により、複数の小孔から前記媒体流路に噴流を吹き出す、又は前記媒体流路から噴流を吸い込むことを特徴とする。

【図面の簡単な説明】

10

図1は実施の形態1を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図2は実施の形態1を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する図である。

図3は実施の形態1を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

図4は実施の形態1を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

図5は実施の形態1を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法による騒音低減効果を示す実験結果である。

図6は実施の形態1を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

。

図7は実施の形態2を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図8は実施の形態2を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である

20

。

図9は実施の形態2を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である

。

図10は実施の形態2を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図11は実施の形態3を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図12は実施の形態4を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図13は実施の形態5を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図14は実施の形態5を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図15は実施の形態5を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

30

図16は実施の形態5を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図17は実施の形態8を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図18は実施の形態8を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図19は実施の形態9を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図20は実施の形態9を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図21は実施の形態10を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図22は実施の形態10を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である

。

図23は実施の形態11を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す構成図である。

40

図24は実施の形態11を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する図である。

図25は実施の形態11を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する別の図である。

図26は実施の形態11を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する別の図である。

図27は実施の形態11を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法による圧力脈動低減効果を示す実験結果である。

図28は実施の形態11を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

50

図 29 は実施の形態 11 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 30 は実施の形態 11 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 31 は実施の形態 11 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 32 は実施の形態 11 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 33 は実施の形態 11 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 34 は実施の形態 11 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 35 は実施の形態 12 を示す図で、シングルスクリーユ圧縮機の内部構造を示す図である。

【発明を実施するための最良の形態】

実施の形態 1 .

図 1 は実施の形態 1 を示す図で、図 1 (a) は空気調和装置の騒音低減方法の構成図、図 1 (b) は小孔付近の拡大図である。図において、空気調和装置は天井カセット形の室内機である。筐体 3 の内部には、送風機 1、熱交換器 2 が配置されている。吸込口から吸い込まれる吸込空気 5 は、フィルター 8、ガイド部 4 を通過し送風機 1 の吸込側へ導かれる。送風機 1 から吹出される吹出空気 6 は、ルーバー 7 により吹出方向が変えられる。小孔 9 が吹出口から吸込口に連通するように化粧パネルに設けられている。

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 はフィルター 8 を通じて熱交換器 2 へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運転時は冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より室内に吹き出される。

この時、送風機 1 はその吸込側の空気を吹出側に送出する働きをしているため、送風機 1 の吹出側においては空気が圧縮され、吸込側に対して圧力が高くなっている。即ち、送風機の吸込側の空気と吹出側の空気との間には圧力差がついている。そして、この圧力差は送風機の回転数が大きくなると増加し、回転数が小さくなると減少する。

また、一方、この際、送風機 1 を駆動するモータから発生するモータ音、送風機 1 の回転翼が空気を切る風切り音や翼の後流と別の翼が干渉して起こる干渉音、空気が風路や熱交換器 2 を通過することによる気流擦過音や管路群から発生する円柱群発生音や突起物から発生するエッジトーン、吹出口から空気が吹き出すことによる噴流音等の様々な発生メカニズムの異なる騒音が発生する。そして、それら騒音は、その発生メカニズムにより中心周波数や音の種類（連続音、断続音、広い周波数帯域に渡る音、狭い周波数帯域の音等）が異なる。

そこで、一般的に、空気調和装置の風路の各部位の設計を見直すことで騒音低減を図る。すなわち、風路にエッジトーンを発生するような突起部をなくす、あるいは送風機の翼構造を見直し風切り音や干渉音を低減させる等である。

そして、実際に発生する音を無限に小さくすることはできないため、更なる低騒音化を図る場合は、吸音材を用いたり、共鳴器を用いたりする。しかし、吸音材による方法は主に高周波数域しか大きな吸音効果が期待できないし、また共鳴による方法は狭い周波数域においてしか消音効果を期待できず、かつ共鳴周波数を希望通りの周波数に設定するためには多大なスペース（背後層）を必要とする。

なお、騒音とは、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は空気等の媒体の圧力分布（疎密状態）を持った疎密波である。従って、音波が伝播する場では、媒体の圧力は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。この圧力変動幅は音圧と呼ばれ音の大きさを表している。

一方、小孔からある程度の風速を持った空気を吹き出すと、その噴流が騒音を低減させ

10

20

30

40

50

る効果を持つことが最近の研究によって明らかになってきた。その騒音低減メカニズムには諸説があり、完全には解明されていないが、1979年に発行された *Journal of Fluid Mechanics* の209頁から229頁に M. S. HOWE が記載した「Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow」には、噴流のエネルギーの一部が渦の生成エネルギーに使われることについて記されている。次に、この現象を基に、渦による騒音低減のメカニズムについて図2～図4によって説明する。

孔空板の両端に圧力差をつけると、圧力差に応じて孔内部を通る縮流が形成される(図2)。この時、HOWEの論文によれば、縮流の下流側では周囲空気とのせん断作用によって縮流の持つエネルギーの一部が渦のエネルギーに変換され、渦が生成される。このせん断作用は縮流の速度と周囲空気の速度との差が大きいほど大きくなる。生成された渦は、縮流によって押し流されて孔空部から離れてゆき、その移動過程において、周囲空気とのせん断や摩擦により、熱エネルギー、すなわち周囲空気の温度上昇、と圧力のエネルギー、すなわち周囲空気への音の放出、に変換されて最後は散逸する。すなわち、縮流近傍においては、この渦の生成と散逸が連続的に繰り返されており、孔空部周囲は縮流と渦を含む脈動する空間となっている。孔空部での縮流によって形成される渦の寸法は孔直径 d に依存し、渦によって発生する音の周波数 f は、縮流の速度を U と置くと、

$$f \propto U/d$$

となり、渦が生成される周期は $1/f$ となる。

ここで、縮流近傍に波長 λ が孔の直径よりも十分大きい ($\lambda \gg d$) 音波が入射することを考える。先に述べた通り、音波が伝播する場では媒体の圧力は定常圧力に対して音圧分プラス側及びマイナス側に周期的に変動している。そこで、縮流近傍にこの音波の高圧成分或いは低圧成分が入射したとすると、図3に示すように渦が生成される瞬間に孔の上流側及び下流側の定常圧力は上昇あるいは下降する。

音波の高圧成分が入射し定常音圧が上昇する場合(図3(1))、孔空部の両側の圧力変化量は同じであり孔空部前後の圧力差は不変であるが、圧力が上昇した分定常密度 ρ が上昇する。縮流の定常速度 U は、孔空部の両側の圧力を P_1 、 P_2 とすると、ベルヌーイの定理より、

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

で表され、定常密度 ρ が上昇すると縮流の定常速度 U は低下する。従って、定常音圧が上昇すなわち圧力変動 $\Delta P > 0$ の時、定常速度が低下すなわち速度変動 $\Delta U < 0$ となる。

反対に、音圧の低圧成分が入射し定常音圧が下降する場合(図3(2))、同様に、圧力差が不変で定常密度が低下するため、縮流の速度が増す。従って、定常音圧が下降すなわち圧力変動 $\Delta P < 0$ の時、定常速度が増加すなわち速度変動 $\Delta U > 0$ となる。

孔空部近傍の空間内力学的エネルギー E は、ニュートンの第二法則より、圧力変動 ΔP と速度変動 ΔU の積を一周期積分したもの、すなわち、

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

で与えられる。従って、先に述べた通り、 $\Delta P > 0$ の時 $\Delta U < 0$ 、 $\Delta P < 0$ の時 $\Delta U > 0$ であり、力学的エネルギー E は常に負となる(図4)。力学的エネルギーが負になるということは、音のエネルギーが散逸し、音響エネルギーが減少すなわち騒音が低減することを意味する。

そして、この原理に基づく騒音低減効果は、圧力の変動周期が縮流による渦の生成速度よりも十分に遅いことが前提となり、特に低周波数域においてより効果が大きくなる。

図 5 は、本発明による騒音低減方法の効果を確認した実験結果であり、騒音の伝播する流路に孔空板を設置し、孔空板の孔空部を通して流路内に噴流を流入させ、騒音の周波数、噴流の流速を変化させて、噴流がない場合に対する騒音低減量を測定したものである。図 5 において、横軸は騒音の周波数、縦軸は騒音低減量を示しており、図 5 (1) が音波の伝播する場に対して噴流を吹出した場合、図 5 (2) が噴流を吸込んだ場合の実験結果である。また、図中に示している噴流の流速は、流速 1 < 流速 2 < 流速 3 < 流速 4、という関係になっている。

これより、1 kHz 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られており、かつ噴流の流速が大きい方が騒音低減効果が大きいことが分かる。また、音波が伝播する流体に対して噴流を吹出させても、音波が伝播する流体から流体を外部に吸引させても、同様の消音効果があることが分かる。

また、孔空部の孔径はより小さい方が望ましいことも、別の実験より明らかになっている。

そこで、図 1 に示す空気調和装置のように、送風機 1 の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造となっている場合、その固体壁の一部に小孔 9 を空けることで、先に述べたベルヌーイの定理により、送風機 1 の吹出側から吸込側に小孔 9 を通って圧力差に応じた流れが自然と形成される。この時、送風機 1 の吹出側は小孔 9 への空気の吸込側、送風機 1 の吸込側は小孔 9 からの空気の吹出側になるため、先に述べた通り、この双方において空気内を伝播している騒音の低減効果を得ることができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔 9 を空ける位置は、送風機 1 の吹出風路のいずれかの位置と吸込風路のいずれかの位置とを仕切っている壁面であればどこでもよく、図 6 のように空気調和機内の送風機 1 の吹出側と吸込側を仕切っている別の固体壁、例えばガイド部 4 に小孔 9 を空けた構造としても同様の効果を奏する。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がりが角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

実施の形態 2 .

図 7 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法の構成図である。図において、空気調和装置は天井ビルトイン形の室内機である。第一の風路となる筐体 3 の内部には、送風機 1、熱交換器 2 が配置されている。吸込口から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出口から吹出空気 6 が吹出される。第二の風路となる接続ダクト 11 が筐体 3 の外側に設置され、接続ダクト 11 の送風機 1 の吸込側、及び吹出側に小孔 9 が設けられている。

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 は熱交換器 2 へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運転時は冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より室内に吹き出される。

なお、送風機 1 の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

図 7 に示す空気調和装置においては、実施の形態 1 で示した図 1 とは異なり送風機 1 の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造とはなっていない。そこで、図 7 に示す様に、送風機 1 の吹出側のいずれかの位置の壁面及び吸込側のいずれかの位置の壁面に小孔 9 を空けた板を設置し、その間を接続ダクト 11 で接続する。

このようにすることで、送風機 1 が作り出す圧力差に応じて、接続ダクト 11 内を、送風機 1 の吹出側から送風機 1 の吸込側に向かって空気が流れるようになる。すると、実施の形態 1 において述べたメカニズムによって、小孔 9 への空気の吸込側及び小孔 9 からの空気の吹出側、即ち送風機 1 の吹出側及び吸込側、の双方において空気内を伝播している騒音の低減効果を得ることができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔 9 を空ける位置及び接続ダクト 11 を設置する位置は、送風機 1 の吹出風路側及び吸込風路側であればどこでもよく、図 7 のように既存の筐体 3 の外側に設置しても良いし、図 8 や図 9 のように既存の筐体 3 の内部に設置してもよい。この場合は、送風機により近い分圧力差が大きいため騒音低減効果が大きく（図 9 の構成が最も効果が大きい）、また、小孔 9 及び接続ダクト 11 を筐体 3 の内部に入れこんで製造ができるため、製造がし易くかつコストも安価になる効果がある。

また、ここでは、筐体 3 が天井ビルトイン形の空調室内機である場合を例に説明を行ったが、これに限るわけではなく、図 10 のように空調室外機に取り付けても同様の効果を奏する。なお、この場合は、筐体 3 内に送風機の他に冷媒を圧縮する圧縮機も内蔵されており、騒音源となっているが、本発明の騒音低減方法においては、音波の周波数が同じであれば、音源の音の種類によらず同様の騒音低減効果を奏するのは、実施の形態 1 にて説明した騒音低減メカニズムから明らかである。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

上述の実施の形態では、接続ダクト 11 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方のみに小孔 9 を設けてもよい。

また、ここでは送風機 1 により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

実施の形態 3 .

実施の形態 1 では、接続ダクト 11 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方に多数の小孔 9 を設け、他方には小数の大口径孔を設けるようにしてもよい。

図 11 は実施の形態 3 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図において、空調室外機の運転動作を開始すると、送風機の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 は熱交換器を通して加熱もしくは冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より吹き出される。吹出口には多数の小孔を空けた孔空ダクトが取り付けられ、孔空ダクトの周囲には筐体 3 の天井との間を周囲と密閉して接続する接続ダクトが設けられている。筐体 3 の天井には、多数の大口径孔が設けられており、この大口径孔は送風機の吸入側に通じている。そのため、吹出空気 6 は送風機が作り出す圧力差に応じて、接続ダクト 11 内を送風機の吹出側から送風機の吸込側に向かって空気が流れ、小孔 9 を設けた側すなわち吹出側での騒音が低減される。大口径孔 12 を設けた側での消音効果は期待できないが、両側に小孔を設ける場合よりも安価に構成することができる。

実施の形態 4 .

10

実施の形態 3 では、吹出口には多数の小孔を空けた孔空ダクトを取り付けたものを示したが、吹出側に複数の孔空小ダクトを設けるように構成してもよい。

図 12 は実施の形態 4 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。図に示すように、吹出側に複数の孔空小ダクト 13 を設けている。吹出ダクトの内周長をダクト断面積で除した値が大きい程、消音効果が大きくなるため、このように構成すると実施の形態 2 の形態よりも更に消音効果を大きくすることができる。また、ダクト内径が小さい程、消音効果がより高い周波数域に広がる効果もあり、オーバーオールでの消音効果は更に大きくなる。しかし、吸入側へバイパスされる空気の量も増加するため、適用する系によりダクト径を決める必要がある。

実施の形態 5 .

20

図 13 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。第一の風路となる送風ダクト 10 内に送風翼 1a が配置され、吸込空気 5 が送風翼 1a へ吸い込まれ、送風翼 1a から吹出空気 6 が吹出される。送風ダクト 10 の送風翼 1a の吸込側と吹出側の壁面に小孔 9 が設けられ、その間を第二の風路となる接続ダクト 11 で連結する。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風翼 1a の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出空気 6 として送風ダクト 10 の外へ吹き出される。

なお、送風翼 1a の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風翼回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

30

図 13 に示す送風装置においては、実施の形態 2 で示した図 8 とは、熱交換器の有無と、風路を筐体により形成しているか送風ダクトにより形成しているかの違いのみであるため、図のように送風翼 1a の前後の壁面に小孔 9 を設置し、その間を接続ダクト 11 で連結すれば、接続ダクト内を空気が流れ、同様の騒音低減効果を奏することになる。

なお、接続ダクト 11 は図 13 のように送風ダクト 10 の外部に設置しても、図 14 のように送風ダクト 10 の内部に設置してもよい。接続ダクト 11 を送風ダクト 10 の外部に設置する場合は、既存の送風ダクトの一部を加工するだけで設置することができるためリニューアルに適しており、接続ダクト 11 を送風ダクト 10 の内部に設置する場合は、送風機ユニットとして小孔 9 及び接続ダクト 11 を元々組み込んだ形で製造することができるため、設置スペースもコンパクトになり、コストも安価になるというメリットがある。

40

また、送風翼 1a は図 13 及び図 14 においてはプロペラファンであるかのように図示してあるが、これに限るものではなく、図 15 に示すターボファンや図 16 に示すシロッコファンであっても良く、小孔 9 と接続ダクト 11 を設置できさえすれば、同様の効果を奏する。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開孔率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開孔率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開孔率は小さい方が望ましい。また、小孔の開孔率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。そ

50

の意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 %といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

10

また、ここでは送風機 1 により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

実施の形態 6 .

実施の形態 5 では、接続ダクト 11 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方に多数の小孔 9 を設け、他方には小数の大口径孔を設けるように構成してもよい。この場合でも、送風機の差圧によりダクト 11 内を通した通風がなされるため、小孔 9 を設けた側での騒音が低減される。大口径孔を設けた側での消音効果は期待できないが、例えば室内に空気を搬送するダクト空調においては室内側への騒音の伝播を防止することができ十分な効果が得られる。このように構成すると両側に小孔を設ける場合よりも安価に構成することができる。

20

実施の形態 7 .

実施の形態 5 では、第一の風路となる送風ダクト 10 内に送風機 1a が配置されている場合について説明したが、第一の風路は固体壁で構成された風路に限るものではなく、何らかの固体の近辺に流体の流れが生じており、そこを騒音が伝搬している系であれば同様の原理で消音が可能である。例えば、図 15 も明確な風路が存在するわけではなく送風機の間を風が吹き出しており、その近辺に小孔が設置されているだけであり、極端には送風機そのものに小孔が空いていても小孔を通した流れをつくれれば同様の効果を奏する。

実施の形態 8 .

30

図 17 及び図 18 は実施の形態 8 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト 10 内に送風機 1 が配置され、吸込空気 5 が送風機 1 へ吸い込まれ、送風機 1 から吹出空気 6 が吹出される。送風ダクト 10 の壁面に小孔 9 が設けられている。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出空気 6 として送風ダクト 10 の外へ吹き出される。なお、図 17 は送風機 1 が送風ダクト 10 の入口側に位置しており送風機 1 から吹出空気 6 までの長さが十分長い場合を、図 18 は送風機 1 が送風ダクト 10 の出口側に位置しており吸込空気 5 から送風機 1 までの長さが十分長い場合を示している。

40

また、送風機 1 の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

図 17 に示す送風装置においては、送風機 1 から吹出空気 6 までの長さが十分に長い場合、送風ダクト 10 内の送風機 1 吹出口近傍の空気圧力と送風ダクト 10 の外部空間の圧力（吸込空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 10 の送風機 1 吹出口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、送風ダクト内から外部空間への小孔 9 を通した流れが形成され、送風機 1 の吹出口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。

また、図 18 に示す送風装置においては、吸込空気 5 から送風機 1 までの長さが十分に

50

長いため、送風ダクト 10 内の送風機 1 吸込口近傍の空気圧力と送風ダクト 10 の外部空間の圧力（吹出空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 10 の送風機 1 吸込口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、外部空間から送風ダクト内への小孔を通した流れが形成され、送風機 1 の吸込口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。

なお、ダクトの長さが十分に長い、とは、ダクトの内外である程度の圧力差が生じ小孔を通した流れが形成できる程度の長さという意味で、送風機の回転数が多く風速が速い場合等は、例えば 5 cm 程度の長さであっても圧力差が生じれば十分長い長さといえることができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 %といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

また、ここでは送風機 1 により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

実施の形態 9 .

図 19 は実施の形態 9 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト 10 内に送風機 1 および流路仕切 14 が挿入されている。流路仕切 14 は上流側が送風ダクト 10 に密着しており、下流側がノズル形状になっていて、送風機 1 を出た風を若干絞って吹き出すように構成されている。そして、流路仕切 14 のノズル部前風路の壁面に多数の小孔 9 が設けられている。

送風ダクト 10 の断面形状は、円、直方体等どのような形状でもよく、流路仕切 14 の断面形状は、送風ダクト 10 の断面形状と同じでもよいし、異なる形状でもよい。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、送風機によって昇圧された後、流路仕切 14 のノズル部で減圧され吹き出される。この時、流路仕切 14 のノズル部の前後で圧力差が生じるため、流路仕切 14 のノズル部前風路壁面に設けられた小孔 9 の両端で圧力差ができ、小孔 9 を通る流れが形成され、ノズルから吹き出された空気と合流して、吹出空気 6 として送風ダクト 10 の外へ吹き出される。従って、実施の形態 1 における説明と同様の原理で、流路仕切 14 の流入側から伝播してきた音（送風機 1 において発生音含む）は小孔 9 の設置部において消音される。

また、図 20 に示すように流路仕切 14 および小孔 9 を送風機 1 の吸込側に設置することもでき、この場合は送風機の吸入側への伝播音を消音することができる。また、図 19 と図 20 とを組み合わせ、送風機の吸入側および出口側に流路仕切 14 および小孔 9 を設けることもでき、この場合は送風機の吸入側および吹出側への伝播音を消音することができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開

10

20

30

40

50

口面積で定義)はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は1%、2%といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がりが角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1mm、2mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10mm以下程度までは許容できると考えられる。

10

また、ここでは流路仕切14は風路を徐々に絞りノズルから吹き出すことを例に説明を行ったが、これに限るものではなく、流路を急に絞るオリフィス形状でもよいし、ノズル先端に流れの拡散を促進する突起等を取り付けた構造にしても良く、どのような形状でもよい。

また、ここではノズルが1つであることを例に説明を行ったが、図12に示したように流路に複数の孔空き小ダクトを設置してもよく、消音効果が大きくなる効果がある。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

20

実施の形態10.

図21は実施の形態10を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト10内に送風機1および流路仕切14が挿入されている。流路仕切14は流路を絞る形状になっており、上流側が開放状態になっており、下流側が送風ダクト10に密着している。そして、流路仕切14の絞り部の周囲壁面に多数の小孔9が設けられている。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機1の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気5が吸い込まれ、送風機によって昇圧された後、流路仕切14の絞り部を通り、流体の流速が増加する。流体力学のベルヌーイの定理より、流れの各部において流体の静圧と動圧の和は等しく、動圧は流速の2乗に比例する。従って、絞り部においては流速に応じた動圧が発生するが、絞り部の外側は流れがないため動圧が発生せず、絞り部外側の静圧は絞り部よりも大きくなる。従って、絞り部の周囲に取り付けられている小孔9の両端での静圧は内側よりも外側の方が高くなり、小孔9を通る流れが形成される。そして、小孔9を通して絞り部内部に吹き出された空気は、絞り部内部を通る空気と合流して、吹出空気6として送風ダクト10の外へ吹き出される。従って、実施の形態1における説明と同様の原理で、流路仕切14の流入側から伝播してきた音(送風機1において発生音含む)は小孔9の設置部において消音される。

30

また、図22に示すように流路仕切14および小孔9を送風機1の吸込側に設置することもでき、この場合は送風機の吸入側への伝播音を消音することができる。また、図21と図22を組み合わせ、送風機の吸入側および出口側に流路仕切14および小孔9を設けることもでき、この場合は送風機の吸入側および吹出側への伝播音を消音することができる。

40

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率(一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義)はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は1%、2%といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

50

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1 mm、2 mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10 mm以下程度までは許容できると考えられる。

また、図21および図22では、流路仕切14の上流側がベルマウス形状であるように図示した。ベルマウス形状にすると、余計な圧損や衝突音が発生しないためより望ましいが、消音効果を得るためには小孔9を通る流れが形成できれば良く、流路仕切14の上流側はどんな形状でも良い。例えば、先細形状でも良いし、小孔9設置部と同一径のパイプでも良い。

また、流路仕切14の下流側は、送風ダクト10に密着していればどんな形でも良く、例えば、下流側にもベルマウスあるいはディフューザをつけると、流路の下流側の圧力回復するため、全体として圧損が小さくなる効果がある。

また、ノズルが1つであることを例に説明を行ったが、図12に示したように流路に複数の孔空き小ダクトを設置してもよく、消音効果が大きくなる効果がある。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

上述の実施の形態では、空気調和装置及び送風装置に本発明を適用して、騒音低減を図ることを説明したが、送風装置を用いた他の機器、例えば掃除機等にも適用できることは、云うまでもない。

実施の形態11.

図23は実施の形態11を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法の構成図である。図に示すように、圧縮機20で圧縮された高温高压のガス冷媒は、凝縮器21にて凝縮して液冷媒になり、絞り手段23にて減圧後、蒸発器24にて蒸発し、低温低压のガス冷媒になり、圧縮機20へ吸い込まれる。

圧縮機20は、内部に電気駆動式のモータを持ち、モータの回転によりロータが回転することで、圧縮室内のすきま容積が可変され、圧縮室に吸い込まれた流体が圧縮されて、規定圧力もしくは規定回転角度になった後、流体が圧縮機から一気に吐出される構造となっている。従って、圧縮機20から吐出される流体の圧力は圧縮機の回転数を基本周波数とし高調波成分も含んだ脈動成分を持ったものとなる。また、当然、圧縮機の吸入側の圧力も圧縮機の回転数を基本周波数とし高調波成分も含んだ脈動成分を持ったものとなる。

この圧力脈動が伝播すると、凝縮器21もしくは膨張手段23もしくは蒸発器24もしくはこれらを接続する配管を振動させ、周囲への騒音発生の原因になるため、圧縮機20の近辺の流路に圧力脈動低減手段を設置し、圧力脈動を減らす必要がある。

なお、流体に圧力脈動がある場合、流体の圧力は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。

ところで、小孔からある程度の流速を持った流体を吹き出すと、その噴流が圧力脈動を低減させる効果を持つことが最近の研究によって明らかになってきた。その圧力脈動低減メカニズムには諸説があり、完全には解明されていないが、1979年に発行されたJournal of Fluid Mechanicsの209頁から229頁にM. S. HOWEが記載した「Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow」には、噴流のエネルギーの一部が渦の生成エネルギーに使われることについて記されている。次に、この現象を基に、渦による圧力脈動低減のメカニズムについて図24～図26によって説明する。

孔空板の両端に圧力差をつけると、圧力差に応じて孔内部を通る縮流が形成される(図24)。この時、HOWEの論文によれば、縮流の下流側では周囲流体とのせん断作用に

10

20

30

40

50

よって縮流の持つエネルギーの一部が渦のエネルギーに変換され、渦が生成される。このせん断作用は縮流の速度と周囲流体の速度との差が大きいほど大きくなる。生成された渦は、縮流によって押し流されて孔空部から離れてゆき、その移動過程において、周囲流体とのせん断や摩擦により、熱エネルギー、すなわち周囲流体の温度上昇、と圧力のエネルギー、すなわち周囲流体への脈動成分の放出、に変換されて最後は散逸する。すなわち、縮流近傍においては、この渦の生成と散逸が連続的に繰り返されており、孔空部周囲は縮流と渦を含む脈動する空間となっている。孔空部での縮流によって形成される渦の寸法は孔直径 d に依存し、渦によって発生する圧力脈動の周波数 f は、縮流の速度を U と置くと、

$$f \propto U/d$$

10

となり、渦が生成される周期は $1/f$ となる。

ここで、縮流近傍に波長 λ が孔の直径よりも十分大きい ($\lambda \gg d$) 圧力脈動が入射することを考える。先に述べた通り、圧力脈動は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。そこで、縮流近傍にこの圧力脈動の高圧成分或いは低圧成分が入射したとすると、図 25 に示すように渦が生成される瞬間に孔の上流側及び下流側の定常圧力は上昇あるいは下降する。

圧力脈動の高圧成分が入射し定常圧力が上昇する場合 (図 23 (1))、孔空部の両側の圧力変化量は同じであり孔空部前後の圧力差は不変であるが、圧力が上昇した分定常密度 ρ が上昇する。縮流の定常速度 U は、孔空部の両側の圧力を P_1 、 P_2 とすると、ベルヌーイの定理より、

20

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

で表され、定常密度 ρ が上昇すると縮流の定常速度 U は低下する。従って、定常圧力が上昇すなわち圧力変動 $\Delta P > 0$ の時、定常速度が低下すなわち速度変動 $\Delta U < 0$ となる。

反対に、圧力脈動の低圧成分が入射し定常圧力が下降する場合 (図 25 (2))、同様に、圧力差が不変で定常密度が低下するため、縮流の速度が増す。従って、定常圧力が下降すなわち圧力変動 $\Delta P < 0$ の時、定常速度が増加すなわち速度変動 $\Delta U > 0$ となる。

30

孔空部近傍の空間内力学的エネルギー E は、ニュートンの第二法則より、圧力変動 ΔP と速度変動 ΔU の積を一周期積分したもの、すなわち、

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

で与えられる。従って、先に述べた通り、 $\Delta P > 0$ の時 $\Delta U < 0$ 、 $\Delta P < 0$ の時 $\Delta U > 0$ であり、力学的エネルギー E は常に負となる (図 26)。力学的エネルギーが負になるということは、圧力脈動のエネルギーが散逸し、脈動エネルギーが減少すなわち圧力脈動が低減することを意味する。

40

そして、この原理に基づく圧力脈動低減効果は、圧力の変動周期が縮流による渦の生成速度よりも十分に遅いことが前提となり、特に低周波数域においてより効果が大きくなる。

図 27 は、本発明による圧力脈動低減方法の効果を確認した実験結果であり、圧力脈動の伝播する流路に孔空板を設置し、孔空板の孔空部を通して流路内に噴流を流入させ、圧力脈動の周波数、噴流の流速を変化させて、噴流がない場合に対する圧力脈動低減量を測定したものである。図 27 において、横軸は圧力脈動の周波数、縦軸は圧力脈動低減量を示しており、図 27 (1) が音波の伝播する場に対して噴流を吹出した場合、図 27 (2) が噴流を吸込んだ場合の実験結果である。また、図中に示している噴流の流速は、流速 1 < 流速 2 < 流速 3 < 流速 4、という関係になっている。

50

これより、1 kHz 以下の低周波数域において十分な圧力脈動低減効果が得られており、かつ噴流の流速が大きい方が圧力脈動低減効果が大きいことが分かる。また、圧力脈動が伝播する流体に対して噴流を吹出させても、圧力脈動が伝播する流体から流体を外部に吸引させても、同様の消音効果があることが分かる。

また、孔空部の孔径はより小さい方が望ましいことも、別の実験より明らかになっている。

さて、先に示した図 23 において、冷凍サイクル中の圧縮機 20 の吐出側に、以上のメカニズムを応用した圧力脈動低減手段 30 が設置されている。圧力脈動低減手段 30 内には流路仕切 14 が挿入されており、流路仕切 14 は流路を絞る形状になっており、上流側が開放、下流側が周囲壁に密着している。そして、流路仕切 14 の絞り部の周囲壁面に多数の小孔 9 が設けられており、その下流側にディフューザ 15 が設置されている。

10

上記のように構成された冷凍サイクル装置において、装置の運転動作を開始すると、圧力脈動低減手段 30 に流入した流体は、流路仕切 14 の絞り部を通して流体の流速が増加する。流体力学のベルヌーイの定理より、流れの各部において流体の静圧と動圧の和は等しく、動圧は流速の 2 乗に比例する。従って、絞り部においては流速に応じた動圧が発生するが、絞り部の外側は流れがないため動圧が発生せず、絞り部外側の静圧は絞り部よりも大きくなる。従って、絞り部の周囲に取り付けられている小孔 9 の両端での静圧は内側よりも外側の方が高くなり、小孔 9 を通る流れが形成される。そして、小孔 9 を通って絞り部内部に吹き出された流体は、絞り部内部を通る流体と合流して、圧力脈動低減手段 30 から流出する。

20

小孔 9 を通る流れが形成されると、先に説明したメカニズムにより、圧力脈動低減効果が生じる。従って、圧力脈動低減手段 30 に流入した冷媒の圧力脈動は小孔 9 の設置部において脈動が低減される。冷媒の圧力脈動が低減すると、配管振動に起因する騒音の発生が防止できる。

また、先にも述べたように、圧縮機 20 で発生した圧力脈動は吸入側にも伝播するため、図 28 に示すように、圧力脈動低減手段 30 を圧縮機 20 の吸込側に設置してもよく、この場合は圧縮機の吸入側に伝わる圧力脈動を低減できる。また、図 29 に示すように圧縮機の吸入側および吐出側に圧力脈動低減手段 30 を設けることもでき、この場合は圧縮機の吸入側および吐出側の双方へ伝わる圧力脈動を低減することができる。また、図 30 に示すように、圧力脈動低減手段 30 を圧縮機の吐出側と吸入側の配管壁に設置した小孔 9 を接続パイプ 31 で接続する構造にしてもよく、圧縮機の吐出側の小孔から吸入側の小孔へ至る流れが発生し、吐出側および吸入側双方の圧力脈動が低減される。

30

なお、この圧力脈動低減方法において、小孔の開口率（一定流路面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも圧力脈動低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一圧力脈動低減低減効果を得るためには、孔を通過させる流速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

また、この圧力脈動低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましく、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、圧力脈動低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

40

また、図 23 および図 28、29 では、流路仕切 14 の上流側がディフューザ形状であるように図示したが、消音効果を得るためには小孔 9 を通る流れが形成されれば良く、例えば小孔 9 設置部と同一径のパイプでも良い。

また、流路仕切 14 の下流側にディフューザをつけ圧力回復させることを例に説明を行ったが、これに限るものではなく、下流側の一部が周囲壁に密着していればどんな形でも

50

良い。

また、ノズルが1つであることを例に説明を行ったが、流路に複数の孔空き小ダクトを設置するような構造としてもよく、圧力脈動低減効果がより大きくなる効果がある。

また、冷凍サイクル装置の内部を流れる冷媒はどんなものでも良く、例えば、R22等の単一成分の冷媒、R407Cのように3成分系からなる混合冷媒、R410Aのように2成分系からなる混合冷媒、プロパン等のHC冷媒やCO₂等の自然冷媒等が使用できる。

また、圧力脈動低減装置30は、図31～図34に示すようにポンプ装置にも適用することができ、流路内を流れる水やライン等の媒体の圧力脈動を低減させることができる。詳細の動作は、冷凍サイクル装置と同様であるため説明を省略する。

10

実施の形態12.

圧力脈動低減手段は、流体を圧縮する圧縮部の上流側もしくは下流側に配置されていればよく、構造的には圧縮機20内に内蔵されていてもよい。

図35は実施の形態12を示す図で、シングルスクリュー圧縮機の内部構造を示す図であり、圧力脈動低減手段30は圧縮室42の下流側の油分離器43に配置されている。

図において、圧力脈動低減手段30内の流路仕切14は上流側が油分離器43の周囲壁面に密着し、下流側がノズル形状になっていて流体を絞って吹き出すように構成されており、流路仕切14のノズル部前風路の壁面に多数の小孔9が設けられている。このように構成すると、圧力脈動低減手段30に流入した流体は、流路仕切14のノズル部で減圧されて吹き出される。この時、流路仕切14のノズル部の前後で圧力差が生じるため、流路仕切14のノズル部前流路壁面に設けられた小孔9の両端で圧力差ができ、小孔9を通る流れが形成される。従って、先の説明と同様の原理で、流路仕切14の流入側から伝播してきた圧力脈動は小孔9の設置部において低減される。

20

圧力脈動低減手段30内の流路仕切14は上流側が開放し、下流側が油分離器43から延出した、例えば流路仕切14を囲む筒状部材に密着し、多数の小孔9を有する構成でもよい。

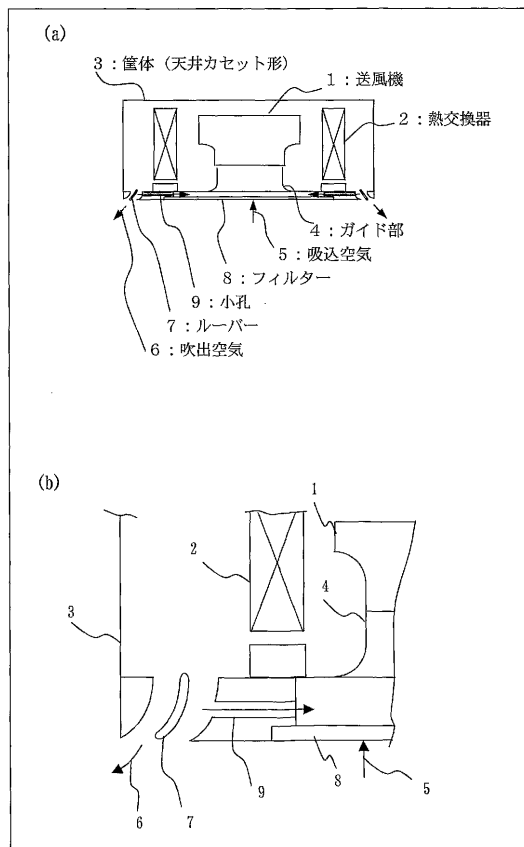
【産業上の利用可能性】

この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことにより、数百Hz以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる。

30

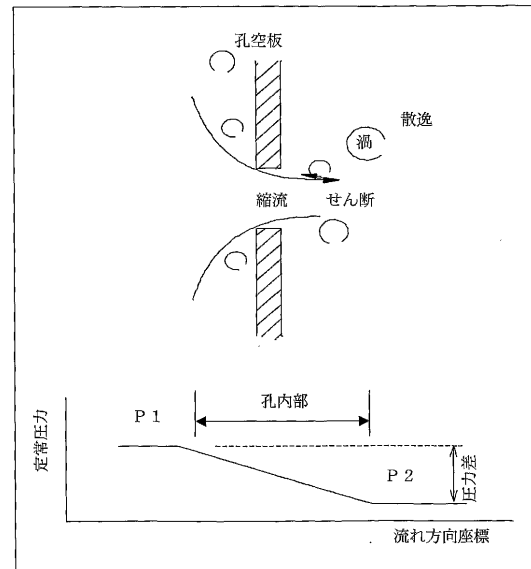
【図 1】

図 1



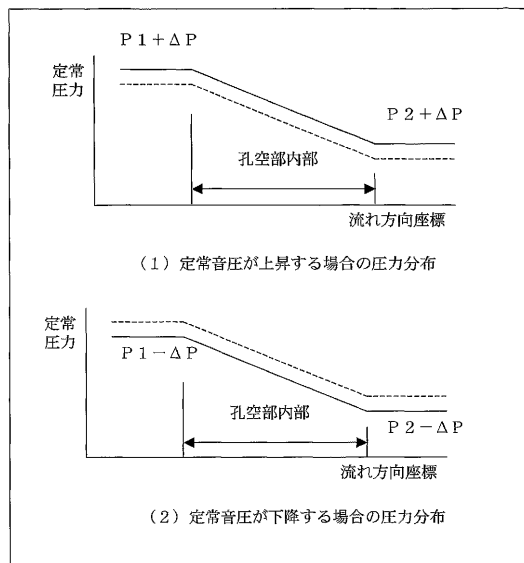
【図 2】

図 2



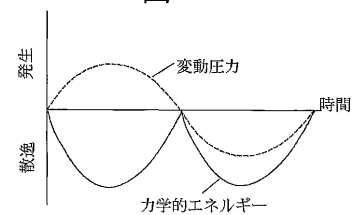
【図 3】

図 3



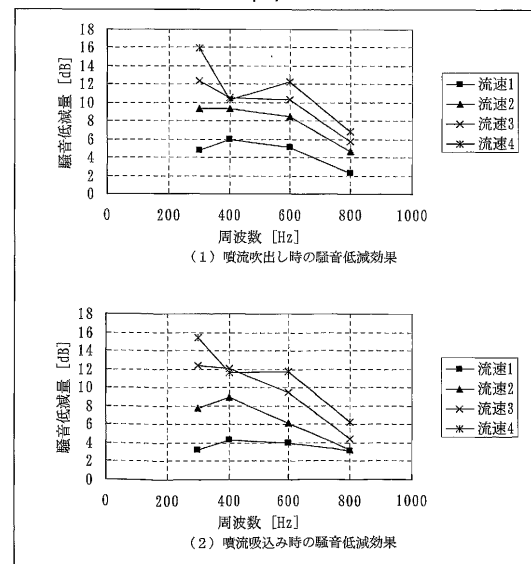
【図 4】

図 4



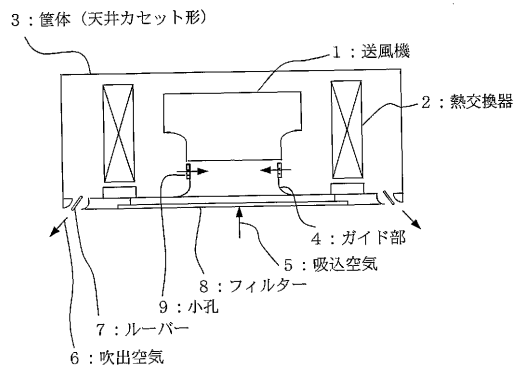
【図 5】

図 5



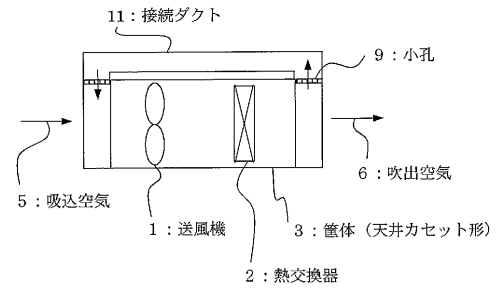
【図 6】

図 6



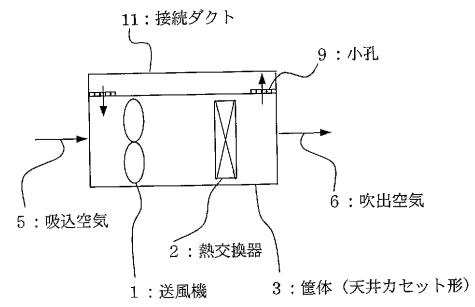
【図 7】

図 7



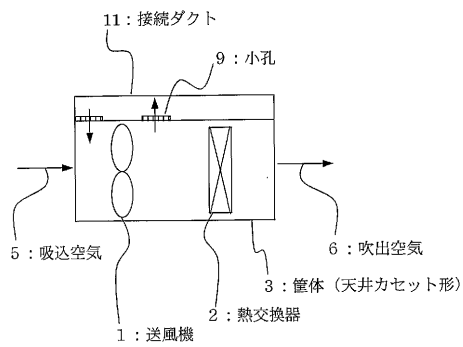
【図 8】

図 8



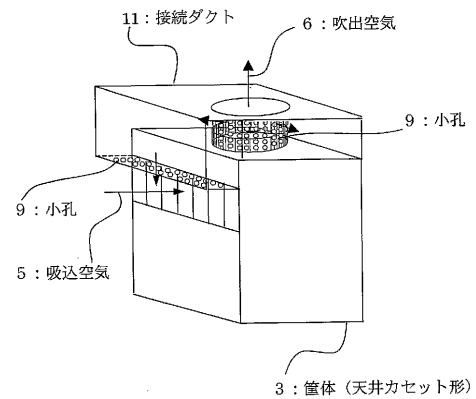
【図 9】

図 9



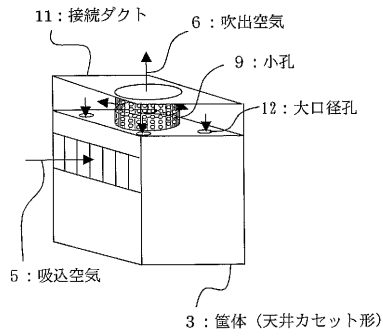
【図 10】

図 10



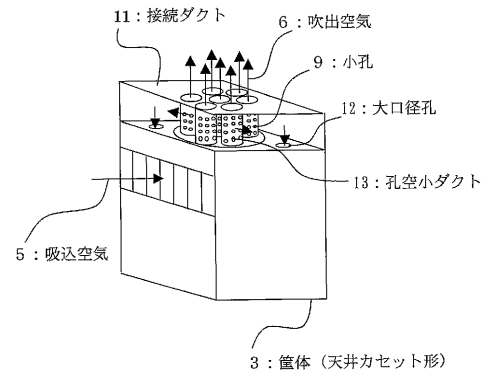
【図 1 1】

図 11



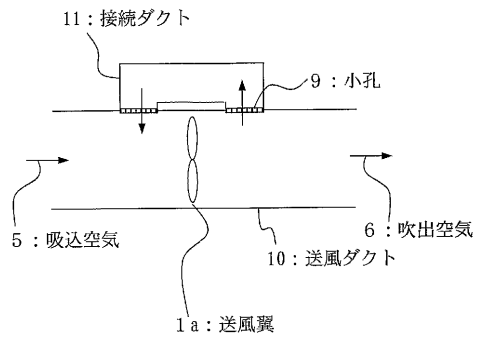
【図 1 2】

図 12



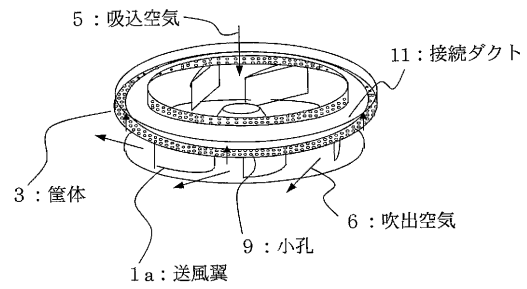
【図 1 3】

図 13



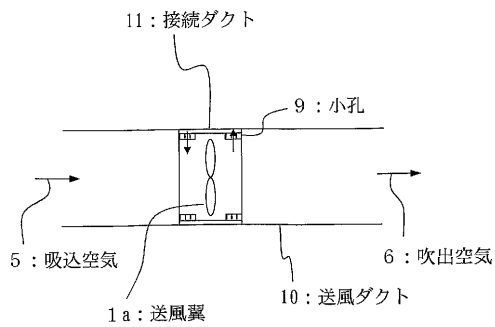
【図 1 5】

図 15



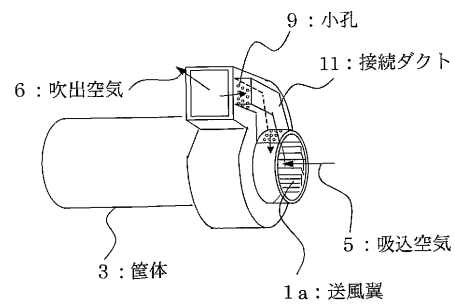
【図 1 4】

図 14



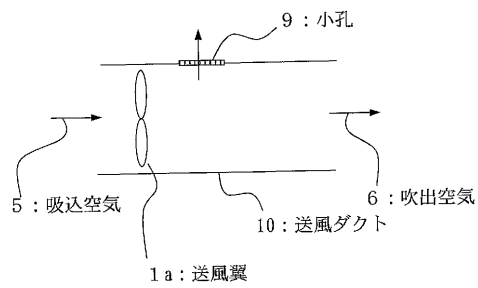
【図 1 6】

図 16



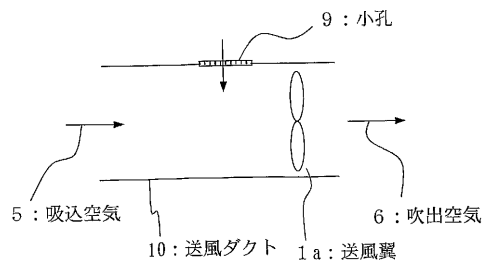
【図 17】

図 17



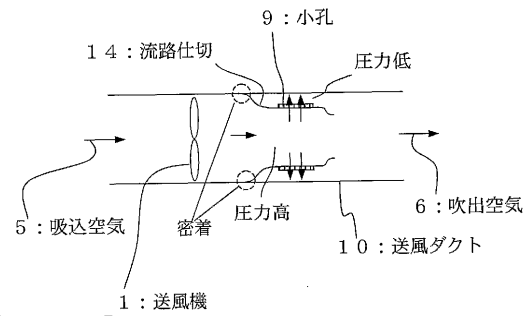
【図 18】

図 18



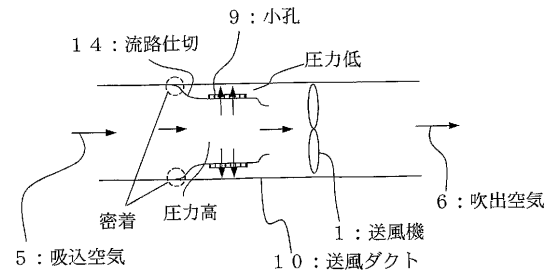
【図 19】

図 19



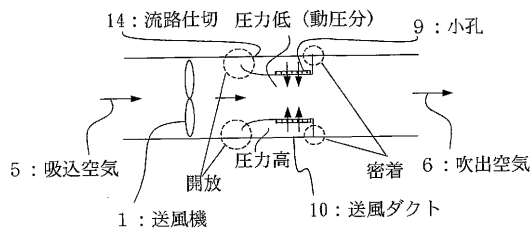
【図 20】

図 20



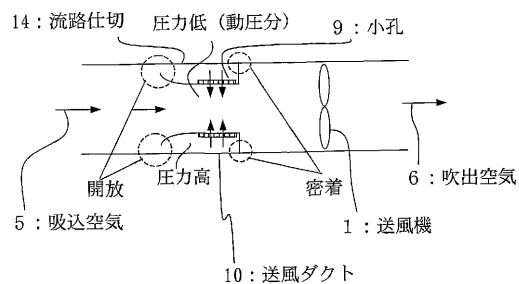
【図 21】

図 21



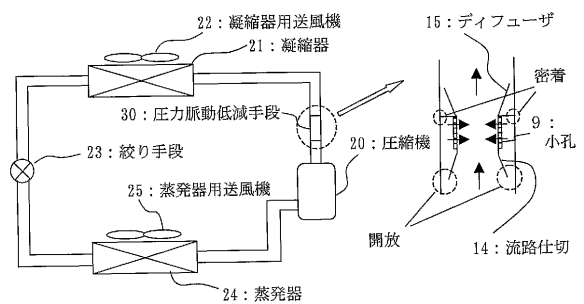
【図 22】

図 22



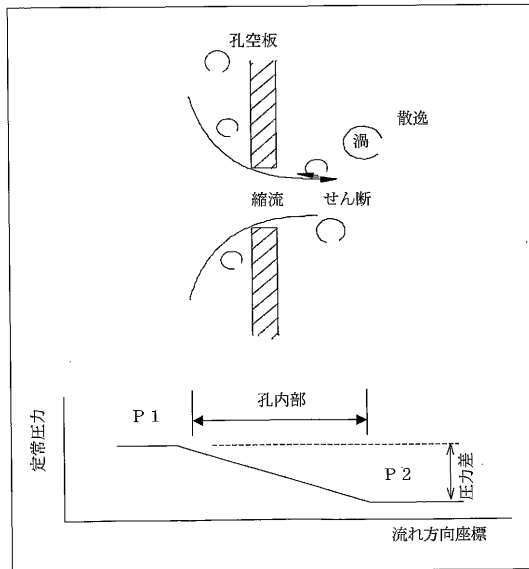
【図 23】

図 23



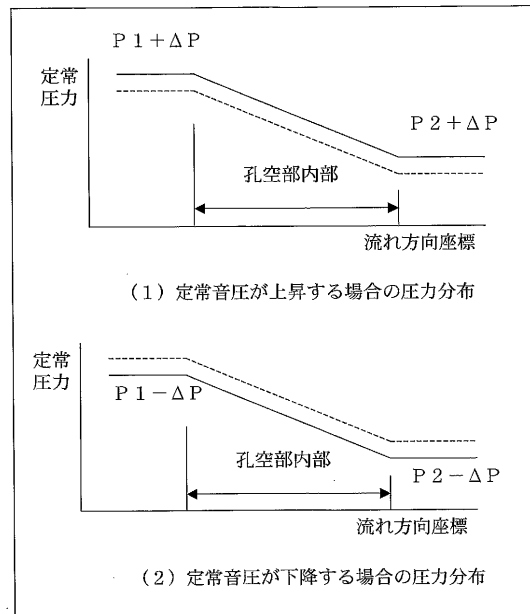
【図 24】

図 24



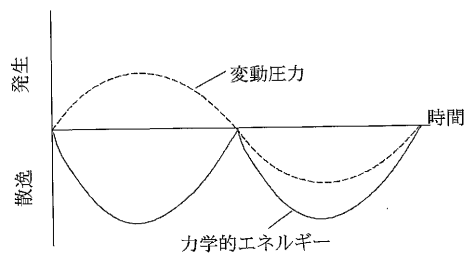
【図 25】

図 25



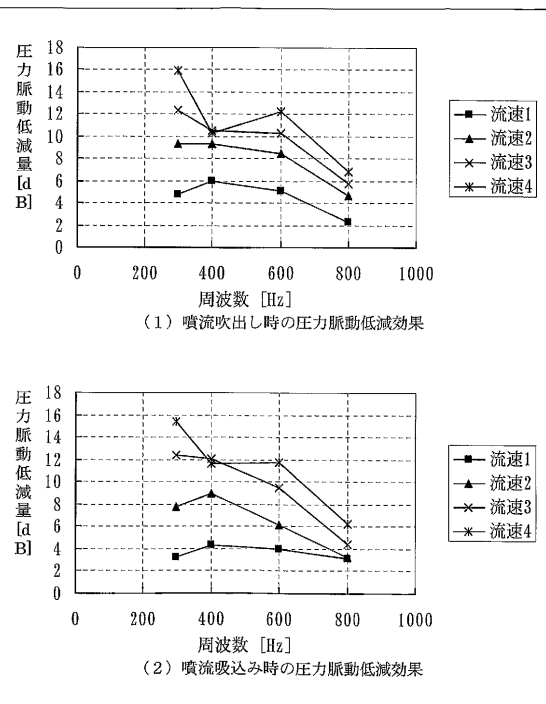
【図 26】

図 26



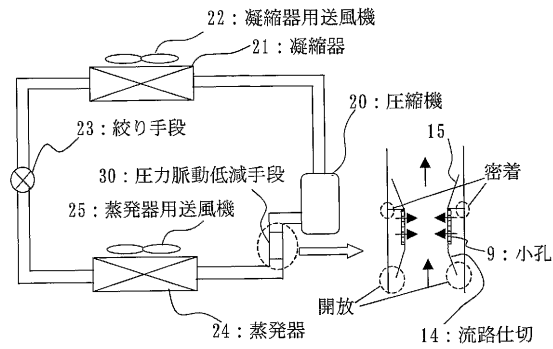
【図 27】

図 27



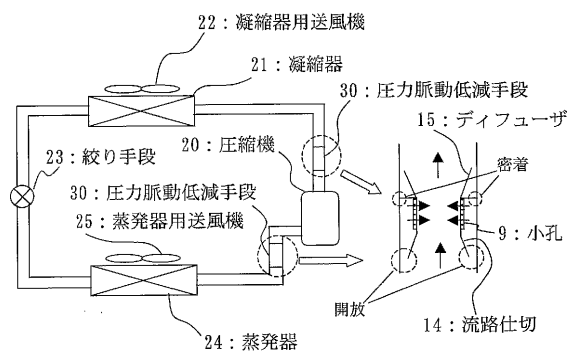
【図 28】

図 28



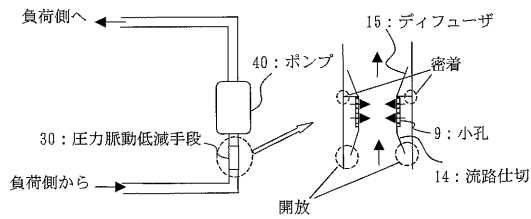
【図 29】

図 29



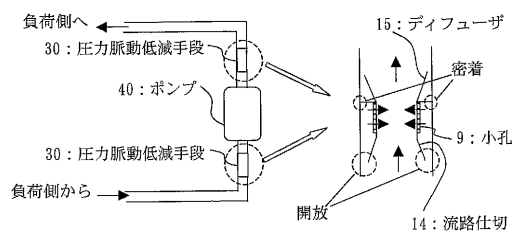
【図 32】

図 32



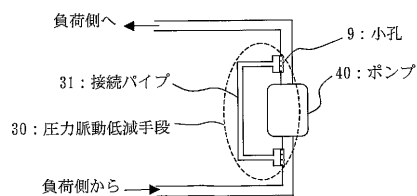
【図 33】

図 33



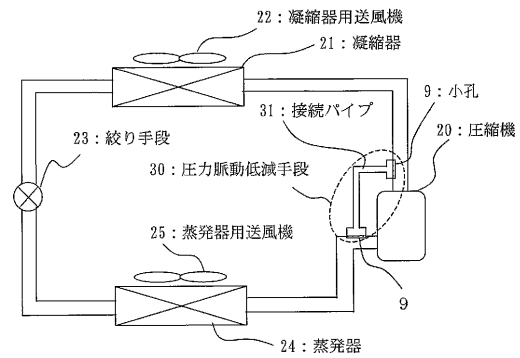
【図 34】

図 34



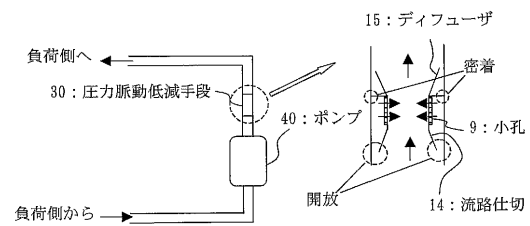
【図 30】

図 30



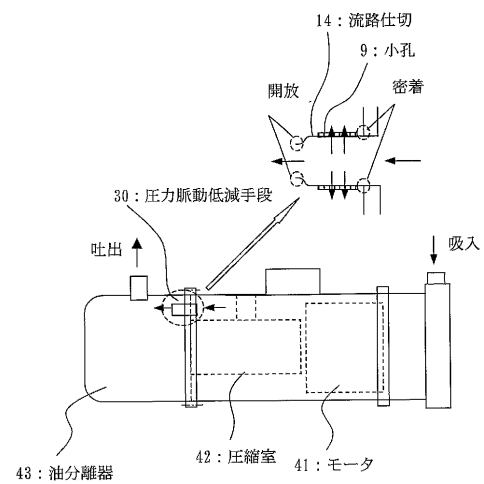
【図 31】

図 31



【図 35】

図 35



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	
F 2 4 F	13/02	(2006.01)	F 2 4 F 13/02 H
F 2 5 B	41/00	(2006.01)	F 2 5 B 41/00 B
G 1 0 K	11/16	(2006.01)	G 1 0 K 11/16 B

(72)発明者 石井 達哉
 日本国東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構内

(72)発明者 武田 克巳
 日本国東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構内

(72)発明者 生沼 秀司
 日本国東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構内

(72)発明者 長井 健一郎
 日本国東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構内

審査官 久保 克彦

(56)参考文献 実開昭58-194908(JP,U)
 特開昭57-173686(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F 13/06
 F04D 29/42
 F04D 29/54
 F04D 29/66
 F24F 13/02
 F24F 13/20
 F25B 41/00
 G10K 11/16