

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4998530号
(P4998530)

(45) 発行日 平成24年8月15日(2012.8.15)

(24) 登録日 平成24年5月25日(2012.5.25)

(51) Int.Cl.

F 1

FO4D 17/04 (2006.01)
FO4D 29/66 (2006.01)FO4D 17/04
FO4D 29/66B
M

請求項の数 5 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2009-222563 (P2009-222563)
 (22) 出願日 平成21年9月28日 (2009.9.28)
 (65) 公開番号 特開2011-69320 (P2011-69320A)
 (43) 公開日 平成23年4月7日 (2011.4.7)
 審査請求日 平成22年2月3日 (2010.2.3)

(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
 (74) 代理人 100113077
 弁理士 高橋 省吾
 (74) 代理人 100112210
 弁理士 稲葉 忠彦
 (74) 代理人 100108431
 弁理士 村上 加奈子
 (74) 代理人 100128060
 弁理士 中鶴 一隆
 (72) 発明者 田所 敏英
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】貫流ファン、送風機及び空気調和機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

横長の風路内に回転自在に配設され、略平行に設けられた複数の環状のリングと、これらリングの隣接するリング間に放射状に設けられた複数の断面円弧状の翼とを備えた貫流ファンであって、

前記翼は、前記リングにおいて、翼外径が同一かつ出口角が同一に形成されるとともに、前記翼の回転時に、前記リングの外周面に沿って流れる気流と前記翼中央部を流れる気流とが略均一な風速となるように、翼中央部と前記リング側とで前記翼の形状を相違させた貫流ファン。

【請求項 2】

前記翼の反り角を、翼中央部よりも前記リング側を小さくした請求項 1 記載の貫流ファン。

【請求項 3】

前記翼の弦長を、翼中央部よりも前記リング側を小さくした請求項 1 又は請求項 2 記載の貫流ファン。

【請求項 4】

前記翼の表面を連続的な傾斜面から形成した請求項 1 乃至請求項 3 のいずれかに記載の貫流ファン。

【請求項 5】

請求項 1 乃至 4 のいずれかに記載の貫流ファンを用いた送風機又は空気調和機。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

この発明は空気調和機の室内機に使われる貫流ファン及び、それを用いた送風機や空気調和機に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

近年の送風機や空気調和機は、広い部屋に対応するために幅（ファン軸方向）が広い筐体の機種が増えてきている。これに伴い、空気調和機に使われる貫流ファンの軸も長くなつてあり、ファン軸方向の3次元流れが強く現れて、ファンの消費電力や発生騒音などの送風性能への寄与が大きくなつてきている。10

【0003】

貫流ファンを用いた送風機の低入力化や低騒音化を図った従来技術としては、例えば、送風機の壁面上に整流板を設けて吹出し風速分布を均一化する例があった（例えば、特許文献1）。また、羽根音の発生を抑制しつつ風量の増加を図ることを目的として、貫流ファンの羽根外径を変化させて、貫流ファンのリング間ににおいて羽根外径が最大値を持つようにした空気調和機があった（例えば、特許文献2）。また、乱流による騒音を抑えてノイズ音を低減することを目的として、羽根中央部よりも仕切板端部側の羽根入口角を小さくしたクロスフローファンがあった（例えば、特許文献3）。

【先行技術文献】

20

【特許文献】**【0004】**

【特許文献1】特許第2594063号公報（第3頁、第2図）

【特許文献2】特許第3777891号公報（第5頁、図1）

【特許文献3】特開2006-329099号公報（第7頁、図1）

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

一般に、貫流ファンは翼と翼を支える両端のリングで構成されており、強度を保つため、リング部の方が翼部に比べて外径が大きくなっている。当然、貫流ファンと風路を構成する部材との距離は、リング部の方が小さくなるので、貫流ファンのリング部と風路との間には、より小さな隙間が形成されることになる。従って、風路入口から流入した空気のうち、リング部を通過する空気の方が、より狭い隙間を通過することになるため、高速流となつて貫流ファンを通過することになる。30

【0006】

図7は、上述した従来技術における貫流ファンを具備した送風機の吹出し風路の流れを示す模式図であり、図7(a)の矢印で示すように、空気調和機上方から、貫流ファン1と風路を構成する部材であるリアガイド13との間に形成される隙間を観察する。図7(b)が、このときの流れを模式的に示した図である。リング部では隙間が狭いので速い流れ19aが生じ、翼部では隙間が広いので遅い流れ19bが生ずる。このように幅方向に速度差が生じると、速い流れ19aと遅い流れ19bが混合する2次流れが発生して、吹出し風路方向の軸をもつ渦20に成長する。この渦は、図7(c)に示すように風路の下流まで延びて次第に大きくなつて、吹出し口における空気の流れを妨げることとなり、吹出し口における幅方向の風速分布21のばらつきが顕著になつてしまふ。40

【0007】

図8は、従来技術における送風機の吹出し風路風速のシミュレーション結果を示す図である。図8の上図は、空気調和機の正面図であり、リング2と翼3とで構成された貫流ファンの下方に、観測点を表す1から20までの数字を示している。図8の下図は、各観測点における平均風速を示したグラフであり、図8の上図と合わせて見ると、リング2付近で平均風速が極大値を示していることが分かる。この局所的な高速流が、吹出し口にある50

風向調整用の羽根に衝突すると、風速の2乗に寄与する圧力損失が大きくなるとともに風向調整用の羽根の表面にかかる圧力変動が大きくなり騒音値も大きくなる。

【0008】

これに対して、特許文献1のように、風路上に整流板を設けると、整流板と翼との間の狭い隙間に、新たな高速域が発生するため、渦発生を抑制することが困難で、風路出口におけるファン軸方向の風速分布は均一になりにくいという問題点がある。

【0009】

また、特許文献2に開示された技術では、翼弦長が長くファン外径が大きい領域では翼と風路部材との隙間が狭くなり、かつ、吹出し流れが高速になるため、風路部材で生ずる異常音が大きくなるという問題点がある。また、製造誤差等により翼と風路部材とが接触する可能性もある。10

【0010】

また、特許文献3に開示された技術では、羽根外側の角度を変化させているため、貫流ファンの吸い込み側において、気流の剥離の発生による騒音が発生する可能性があるという問題点がある。

【0011】

また、上記いずれの特許文献も、貫流ファンにより発生する風速については考慮しているが、貫流ファンと風路部材との隙間を通過する気流の風速差については考慮しておらず、風路出口におけるファン軸方向の風速分布が不均一となってしまい、これにより、送風機や空気調和機の入力や騒音が増大してしまうという問題点がある。20

【0012】

この発明は、上記のような課題を解決するためになされたもので、貫流ファンと風路部材との隙間を通過する気流の風速差について考慮して、風路出口におけるファン軸方向の風速分布を均一とするとともに、ファンの吸い込み側における剥離を低減した貫流ファンを提供し、これにより、低入力化及び低騒音化を実現した貫流ファンや、この貫流ファンを用いた送風機や空気調和機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0013】

この発明に係る貫流ファンは、横長の風路内に回転自在に配設され、略平行に設けられた複数の環状のリングと、これらリングの隣接するリング間に放射状に設けられた複数の断面円弧状の翼とを備えた貫流ファンであって、前記翼は、前記リング間において、翼外径が同一かつ出口角が同一に形成されるとともに、前記翼の回転時に、前記リングの外周面に沿って流れる気流と前記翼中央部を流れる気流とが略均一な風速となるように、翼中央部と前記リング側とで前記翼の形状を相違させたものである。30

【発明の効果】

【0014】

本発明によれば、貫流ファンと風路部材との隙間を通過する気流の風速差について考慮して、風路出口におけるファン軸方向の風速分布を均一とするとともに、ファンの吸い込み側における剥離を低減した貫流ファンが得られ、これにより、低入力化及び低騒音化を実現した貫流ファンや、この貫流ファンを用いた送風機や空気調和機を得ることができる40

。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】実施の形態1に係る貫流ファンを示し、(a)は外観を示す斜視図、(b)は要部正面図、(c)は縦断面図である。

【図2】実施の形態1に係る貫流ファンの縦断面図であり、(a)は連端部の縦断面図、(b)は連中央部の縦断面図である。

【図3】実施の形態1に係る貫流ファンを用いた空気調和機の縦断面図である。

【図4】実施の形態1に係る貫流ファンを用いた空気調和機の要部縦断面図であり、(a)はリング部分の要部縦断面図、(b)は翼部分の要部縦断面図である。50

【図5】実施の形態2に係る貫流ファンの縦断面図であり、(a)は連端部の縦断面図、(b)は連中央部の縦断面図である。

【図6】実施の形態3に係る貫流ファンを示す図であり、(A)は正面図、(B)は斜視図である。

【図7】従来技術を説明する模式図であり、(a)は観察する視線を示す図、(b)は風路上の流れを示す図、(c)は渦の成長を示す模式図、である。

【図8】従来技術における送風機の吹出し風路風速のシミュレーション結果を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

実施の形態1.

図1(a)はこの発明の実施の形態1に係る貫流ファン1の外観を示す斜視図である。リング2によって両端を支持された翼3が、リング2の円周方向に複数取り付けられている。このリング2と翼3によって構成される羽根車単体4(以下、一連という)がファンの軸方向にいくつか連結されて、貫流ファン1を構成している。図1(b)は、羽根車単体4の要部正面図である。図1(c)で示すように、翼3の外縁部からなる外径は貫流ファン1の軸方向で一定となっている。図1(c)は一連分の羽根車の縦断面を示したものである。リング外径5は翼3の外径よりも大きくなっている。翼3はリング2の外円周よりも内側に、放射状にリング2に接着固定されている。また、翼3の断面形状は円弧状に形成されている。

【0017】

図2は、実施の形態1に係る貫流ファン1の縦断面図である。ここで、羽根車一連のリングとリングにはさまれた翼3を3つの領域に分け、左から(a)、(b)、(a)として翼断面形状を相違させて形成する。この領域(a)の分割割合は1連長さの約1/3から1/2未満程度とする。以下、翼のうちリング2側の領域(a)を連端部と呼び、翼中央部の領域(b)を連中央部と呼ぶ。

【0018】

図2(a)は連端部の縦断面図、図2(b)は連中央部の縦断面図である。翼3の外周部をなす翼先端から、翼3の内周部をなす後端までの翼厚みの中心を翼中心線とし、連端部の翼中心線を6a、連中央部の翼中心線を6bとする。これら翼中心線6a及び6bの翼先端から後端までの角度をそれぞれ反り角7a、7bとする。このとき、連中央部の反り角7bは、連端部の反り角7aよりも大きく形成されている(7a < 7b)。

【0019】

また、羽根断面で、翼中心線6a(又は6b)と翼外径の円弧24とが交わる交点25における出口角26a(又は26b)が、連中央部と連端部とで等しくなるようにしている(26a = 26b)。ここで、出口角とは、交点25において、翼中心線6a(又は6b)の接線と翼外径の円弧24の接線とがなす角を意味している。

【0020】

なお、連中央部の反り角7bを大きく形成するには、翼中心線6bを翼3の内周方向に延長してもよいし、出口角26bを変えない条件の下、後述する翼弦長を内周方向に延長してもよい。

【0021】

図3は、この貫流ファン1を用いた空気調和機の縦断面図である。貫流ファン1の周囲を取り囲むように空気と冷媒の熱交換をする熱交換器8が配置されている。空気調和機の上面には吸込み口30が設けられており、吸込み口30と熱交換器8との間には、空気清浄用機器9やフィルター10が配設されている。

【0022】

また、貫流ファン1の吸込み側と吹出し側とはユニット正面側のノズル11先端に取り付けられたスタビライザー12、及び背面側のリアガイド13とで仕切られており、吸込み口30から吹出し口17に至る風路を2分した構成となっている。吹出し口17には、

10

20

30

40

50

風向調整用のベーン 16 が設けられている。

【0023】

次に動作について説明する。

図 3において、貫流ファン 1 が 14 で示す方向に回転すると、送風機の吸込み口 30 から流入した気流 15 は貫流ファン 1 を通過して吹出し口 17 から吹出す。

【0024】

図 4 は、実施の形態 1 に係る貫流ファンを用いた空気調和機の要部縦断面図である。リング 2 とリアガイド 13との隙間は、翼 3 とリアガイド 13との隙間に比べて狭いので、リング付近を通過した気流 19a は、翼付近を通過した気流 19b に比べて速くなる。しかし、翼 3 の反り角は、連中央部の方が連端部よりも大きいので、翼 3 が気流に与える仕事量は、連中央部の方が大きい。このため、連中央部から吹出す気流 22b の方が、連端部から吹出す気流 22a に比べて速くなる。
10

【0025】

従って、リング付近の隙間を通過した速い気流 19a は遅い気流 22a によって、翼付近を通過した遅い気流 19b は速い気流 22b によって、それぞれ増速されることになるが、翼付近を通過した遅い気流 19b の方が、より速い気流 22b によって増速されるので、ファン下流における気流 19a と気流 19b との風速差を縮小することができる。

【0026】

このように、貫流ファン 1 とリアガイド 13との間を通過した気流に対して、翼が与える仕事量を変えることにより、連端部と連中央部とのファン下流における風速差が小さくなり、風速差に起因する渦発生を抑制することができ、ファン下流における風速分布が均一化される。ファン下流において風速分布が均一化された気流は、気流制御用のベーン 16 で定められた方向に従って、吹出し口 17 から機外に排出される。
20

【0027】

一方、図 2 で示したように、出口角 26a (又は 26b) は、連中央部と連端部とで等しくなるようにしている ($26a = 26b$)。出口角が異なると、幅方向のいずれかの個所の翼で、気流の剥離が発生して騒音を増加させるおそれがあるが、実施の形態 1 では出口角 26 を揃えて、翼先端への流入状態を同じにしている。その結果、流入翼列で剥離による騒音を悪化させずに吹出し風路の風速分布を均一化させることができる。

【0028】

表 1 は、従来の貫流ファンを用いた空気調和機と、実施の形態 1 に係る空気調和機との比較実験結果を示すものである。表 1 には、ファン電力の差分及び騒音の差分を示す。表 1 に示すように、実施の形態 1 に係る貫流ファンを用いることにより、電力、騒音ともに減少しており、改善されていることが分かる。
30

【0029】

【表 1】

風量(m ³ /min)	ファン電力の差分(W)	騒音の差分(dB)
8	-0.36	0.23
10	-0.57	0.09
12	-0.80	-0.03
14	-1.08	-0.13
16	-1.48	-0.22
18	-2.01	-0.30
20	-2.74	-0.38

【0030】

実施の形態 1 によれば、翼 3 の外径を一定とするとともに、送風機や空気調和機で発生する貫流ファン 1 とリアガイド 13との隙間差による速度分布を貫流ファンの吹出し風速分布で打ち消しているので、気流の抵抗となる渦は消滅し、風路出口での風速分布を均一
40

化することができる。また、出口角を同一にすることにより、翼間の気流通過を阻害するおそれと剥離の発生のおそれをなくした貫流ファンを実現できる。

【0031】

これにより、風路出口の風速分布は均一化されるので、局所的な高速流はなくなり、気流制御用のベーン16を通過する風速も均一化して圧力損失が低減し、ファンの入力が低減される効果がある。また、ベーン16や風路表面の圧力変動が低減されて騒音も低減されるという効果もある。

【0032】

実施の形態2。

実施の形態1では、吹出し風量の増減を翼の反りで変化させたが、次に翼の弦長により風量を変化させてもよい。

10

【0033】

図5は、実施の形態2に係る貫流ファン1の縦断面図である。実施の形態1と同様に、一連分の羽根車断面を連端部(a)と連中央部(b)に分けて示したものである。翼断面に着目すると、翼先端と翼後端を結ぶ直線(翼弦長23)に関して、連中央部の翼弦長23bは連端部の翼弦長23aよりも長くなっていることを特徴としている(23a < 23b)。

【0034】

また、実施の形態1と同様に、羽根断面で、翼中心線6a(又は6b)と翼外径の円弧24とが交わる交点25における出口角26a(又は26b)が、連中央部とリング付近とで等しくなるようにしている(26a = 26b)。

20

【0035】

翼弦長が長くなると翼が気流に与える仕事量が増えるため、翼間通過後の気流速度は上昇する。一方、翼弦長が短い箇所では翼が気流に与える仕事量が小さいため翼間通過後の気流速度は前者よりも遅い。このため実施の形態1と同様に、風路の隙間差による風速分布が縮小されて風路内の渦は消滅する。その結果、風路出口の風速分布が均一化されてベーンでの圧力損失が低減され、低入力化するとともに、騒音も低減される送風機や空気調和機を実現できる。

【0036】

実施の形態2によれば、実施の形態1と同様、翼3の外径が一定とするとともに、送風機や空気調和機で発生するファンと風路の隙間差による速度分布を貫流ファンの吹出し風速分布で打ち消しているので、気流の抵抗となる渦は消滅し、風路出口での風速分布を均一化することができる効果がある。

30

【0037】

また、吸い込み側の気流方向に対して、翼外周端の方向を同一にすることにより、翼間の気流通過を阻害するおそれと剥離の発生のおそれをなくした貫流ファンを実現できる効果があり、ファン吹出し後の風速差が大きい送風機や空気調和機でも風路出口の風速分布が均一化され、ベーンでの圧力損失は低減されるとともに、騒音も低減されるようになる効果がある。

【0038】

40

なお、実施の形態1及び実施の形態2では、翼の形状パラメータを1種類ずつ変化させたものであったが、風路に生じる風速差が大きい場合はファン吹出し風速分布を強くしなければならない。そのようなときは、翼弦長、反りのパラメータを組み合わせた翼形状にしてもよい。

【0039】

複数のパラメータを組み合わせることで、1つのパラメータで調整するよりも大きな風速差を作ることができるので、風路出口での風速分布が強い従来の送風機や空気調和機であっても、風路出口の風速分布が均一化されて低入力化し、騒音が低減される送風機や空気調和機を実現できる効果がある。

【0040】

50

実施の形態 3 .

これまで示した形態は羽根車一連間で翼形状が幅方向に異なる事例であった。幅方向に翼形状を変える際、急激に変化させると翼面上に段差を作り表面での渦発生や圧力変動を大きくして騒音を悪化させるおそれがある。

【 0 0 4 1 】

図 6 (A) は、実施の形態 3 に係る貫流ファンの正面図であり、図 6 (B) は、図 6 (A) における領域 (a b) 部分の貫流ファンの斜視図である。実施の形態 3 では、羽根車の領域 (a) と領域 (b) の間に連続的な傾斜面を形成する領域 (a b) を設けることにより、領域 (a) と領域 (b) との間で翼面上に段差が生じないように滑らかに変化させている。

10

【 0 0 4 2 】

実施の形態 3 によれば、翼表面の段差がなくなるため表面での渦発生や圧力変動による音発生がなくなる効果がある。また、この貫流ファンを送風機や空気調和機に搭載すれば、翼形状の変化の影響を抑制しながら、ファン下流の風速分布は均一化されて低入力化し、騒音が低減される送風機や空気調和機を実現できる効果がある。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 4 3 】

本発明は、空気清浄機や除湿機など貫流ファンを用いた他の機器に対して適用しても同様の効果が得られる。

【 符号の説明 】

20

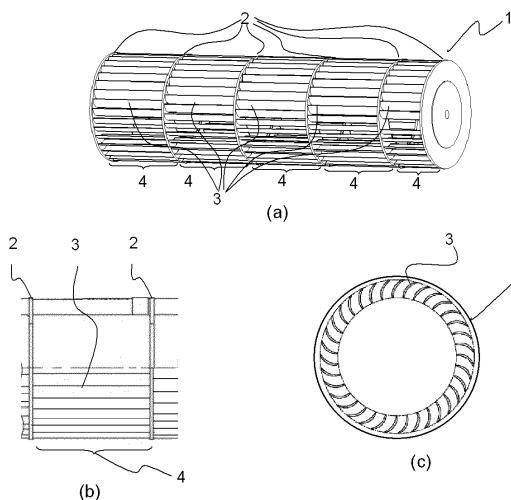
【 0 0 4 4 】

- 1 貫流ファン
- 2 リング
- 3 翼
- 4 羽根車単体
- 5 リング外径
- 6 翼中心線
- 7 反り角
- 8 熱交換器
- 9 空気清浄用機器
- 10 フィルター
- 11 ノズル
- 12 スタビライザー
- 13 リアガイド
- 14 貫流ファンの回転方向
- 15 空気調和機を通過する気流
- 16 ベーン
- 17 吹出し口
- 19 気流
- 20 渦
- 21 吹出し口の風速分布
- 22 ファン通過直後の気流
- 23 翼弦長
- 24 翼外径の円弧
- 25 交点
- 26 出口角
- 30 吸込み口

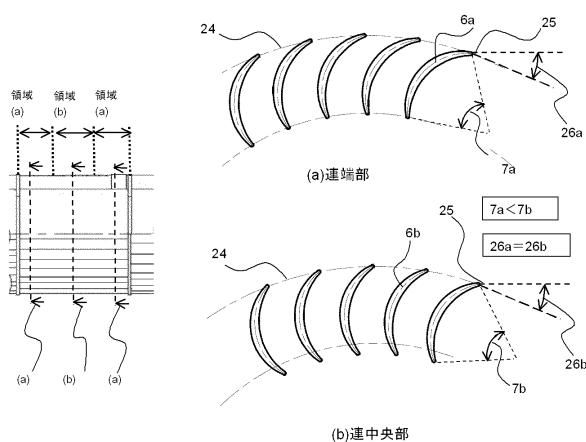
30

40

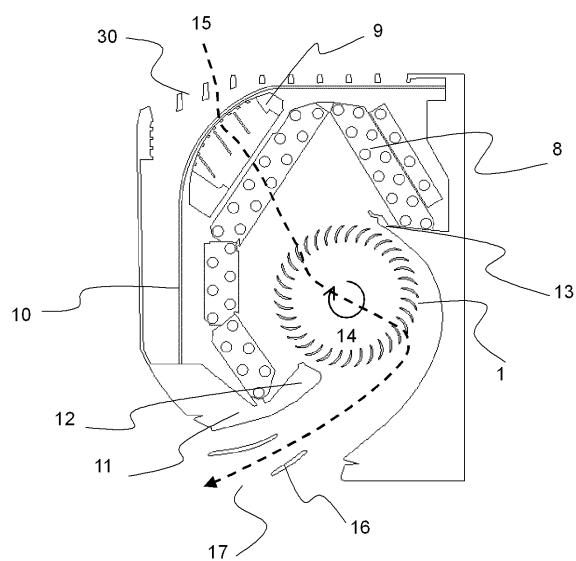
【図1】



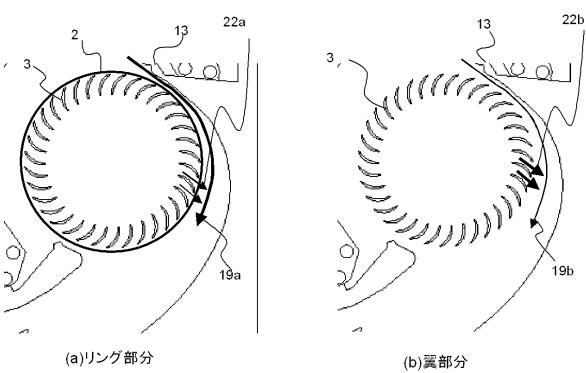
【図2】



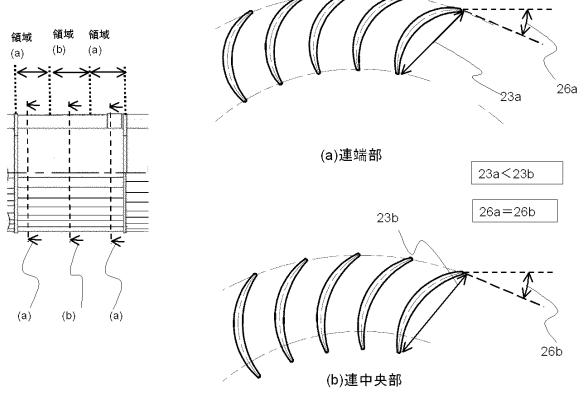
【図3】



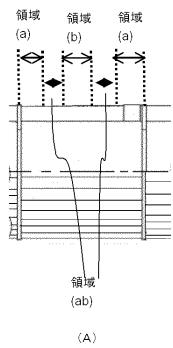
【図4】



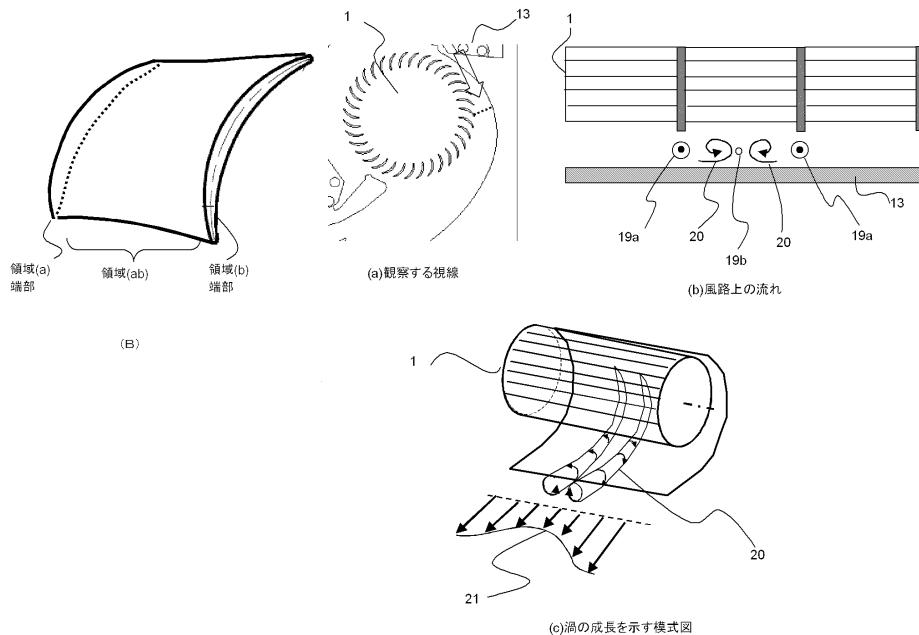
【図5】



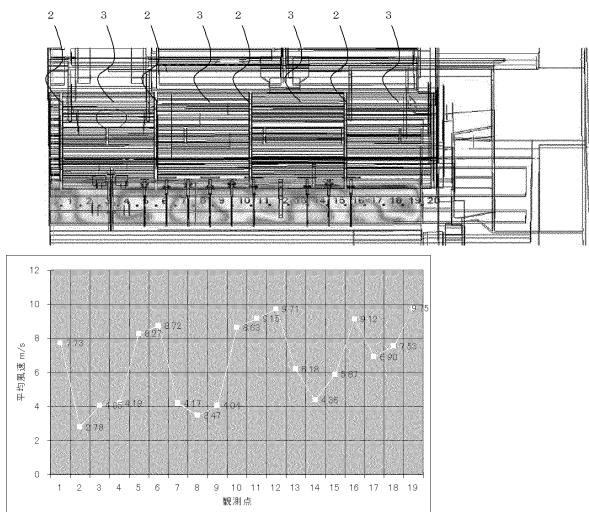
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 池田 尚史

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 尾崎 和寛

(56)参考文献 特許第3777891(JP, B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 04 D 17 / 04

F 04 D 29 / 66