



PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

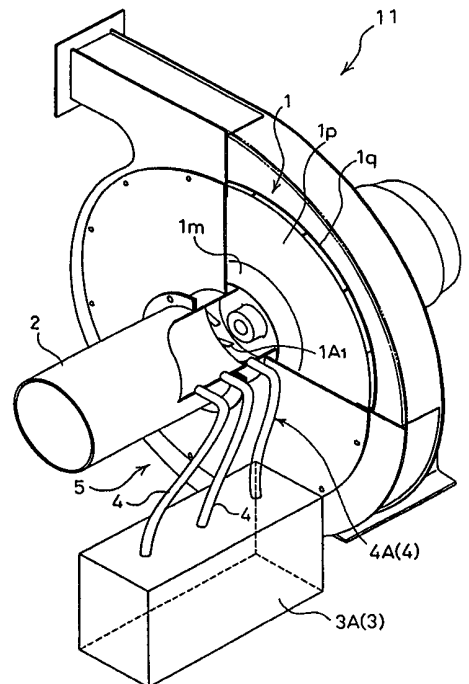
<p>(51) 国際特許分類 F04D 29/66, 29/44, F15D 1/02</p>	<p>A1</p>	<p>(11) 国際公開番号 WO99/22146</p> <p>(43) 国際公開日 1999年5月6日(06.05.99)</p>
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP98/04802</p> <p>(22) 国際出願日 1998年10月22日(22.10.98)</p> <p>(30) 優先権データ 特願平9/309684 1997年10月24日(24.10.97) JP</p> <p>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 昭和風力機械株式会社 (SHOWA FURYOKU KIKAI KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP] 〒536-0005 大阪府大阪市城東区中央2丁目12番14号 Osaka, (JP)</p> <p>(72) 発明者; および</p> <p>(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 林 史郎(HAYASHI, Shiro)[JP/JP] 蔵本直剛(KURAMOTO, Naotaka)[JP/JP] 〒519-1412 三重県阿山郡伊賀町下柘植字馬場5030 昭和風力機械株式会社内 Mie, (JP)</p> <p>(74) 代理人 弁理士 吉村勝俊, 外(YOSHIMURA, Katsutoshi et al.) 〒550-0014 大阪府大阪市西区北堀江1丁目5番2号 四ツ橋新興産ビル Osaka, (JP)</p>	<p>(81) 指定国 DE, KR, US.</p> <p>添付公開書類 国際調査報告書</p>	

(54) Title: SUCTION FLOW PRESWIRL CONTROL BYPASS STRUCTURE FOR BLOWERS

(54) 発明の名称 送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造

(57) Abstract

A suction flow preswirl control bypass structure for blowers, adapted to attain the reduction of shaft power thereof, an increase of the amount of pressure rise of a fluid by an impeller of the blower, the improvement in the efficiency of the blower, the improvement in the flow of the fluid in the portion of the blower which is in the immediate neighborhood of an impeller in a suction pipe, and the reduction of noise of the blower by reasonably controlling the energy occurring due to the speed of a flow of a fluid in its swirling direction which has a preswirl occurring in the portion of the blower which is close to the impeller in the suction pipe. This structure is a bypass structure (5) which bypasses energy by using a fluid as a medium and which is disposed on the upstream side of an impeller in the flow of a fluid flowing onto the impeller (1), and comprises the predetermined region of a suction pipe (2) commonly used as a part of the bypass structure (5), a fluid chamber (3) as a closed space region provided on the outer side of the suction pipe (2) and enabling the fluid to flow, and a communication passage (4) by which the closed space region and suction pipe (2) are combined with each other.



(57)要約

送風機の吸込管内羽根車近寄り部に発生する予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを合理的に制御することによって、送風機軸動力の低減あるいは送風機羽根車による昇圧量の増大を導き、送風機効率の向上を目的とする。さらに、吸込管内羽根車直近部における流れの改善を導き、送風機騒音の低減を目的とする。

本発明の機構は、羽根車（１）へ流入する流体の流れにおいて羽根車の上流側に設置される流体を媒体とするエネルギーのバイパス機構（５）である。本機構の構成は吸込管（２）の特定領域をバイパス機構（５）の一部として共用し、さらに吸込管（２）の外部に流体の流動を可能とする閉空間領域としての流体室（３）を持ち、その閉空間領域と吸込管（２）とは連通路（４）によって統合されるという構成となっている。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード(参考情報)

AE アラブ首長国連邦	ES スペイン	LI リヒテンシュタイン	SG シンガポール
AL アルバニア	FI フィンランド	LK スリ・ランカ	SI スロヴェニア
AM アルメニア	FR フランス	LR リベリア	SK スロヴァキア
AT オーストリア	GA ガボン	LS レソト	SL シェラ・レオネ
AU オーストラリア	GB 英国	LT リトアニア	SN セネガル
AZ アゼルバイジャン	GD グレナダ	LU ルクセンブルグ	SZ スワジランド
BA ボスニア・ヘルツェゴビナ	GE グルジア	LV ラトヴィア	TD チャード
BB バルバドス	GH ガーナ	MC モナコ	TG トーゴ
BE ベルギー	GM ガンビア	MD モルドヴァ	TJ タジキスタン
BF ブルキナ・ファソ	GN ギニア	MG マダガスカル	TM トルクメニスタン
BG ブルガリア	GW ギニア・ビサウ	MK マケドニア旧ユーゴスラヴィア	TR トルコ
BJ ベナン	GR ギリシャ	共和国	TT トリニダード・トバゴ
BR ブラジル	HR クロアチア	ML マリ	UA ウクライナ
BY ベラルーシ	HU ハンガリー	MN モンゴル	UG ウガンダ
CA カナダ	ID インドネシア	MR モーリタニア	US 米国
CF 中央アフリカ	IE アイルランド	MW マラウイ	UZ ウズベキスタン
CG コンゴ	IL イスラエル	MX メキシコ	VN ヴィエトナム
CH スイス	IN インド	NE ニジェール	YU ユーゴスラビア
CI コートジボアール	IS アイスランド	NL オランダ	ZA 南アフリカ共和国
CM カメルーン	IT イタリア	NO ノールウェー	ZW ジンバブエ
CN 中国	JP 日本	NZ ニュー・ジーランド	
CU キューバ	KE ケニア	PL ポーランド	
CY キプロス	KG キルギスタン	PT ポルトガル	
CZ チェッコ	KP 北朝鮮	RO ルーマニア	
DE ドイツ	KR 韓国	RU ロシア	
DK デンマーク	KZ カザフスタン	SD スーダン	
EE エストニア	LC セントルシア	SE スウェーデン	

明 細 書

送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造

5 技 術 分 野

本発明は送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造に係り、詳しくは、遠心形・軸流形・斜流形の各送風機における羽根車へ流入する流体に誘起する予旋回の制御構造であって、送風機効率の向上および送風機騒音の低減を図るようにした予旋回制御バイパス機構に関するものである。

10

背 景 技 術

ポンプや送風機における羽根車へ流入する流体の予旋回を抑制する工夫が、従来からなされている。例えば、寺田進著「渦巻ポンプの設計と製図」第4版：昭和47年6月15日（理工図書発行）の第36頁、第66頁ないし第71頁や、生井武文著「遠心軸流送風機と圧縮機」第5版：昭和39年7月30日（朝倉書店発行）の第222頁ないし第225頁、さらに、生井武文・井上雅弘共著「ターボ送風機と圧縮機」昭和63年8月25日（コロナ社発行）の第582頁ないし第583頁には、吸込管内羽根車近寄り部に板状あるいは円筒状の遮蔽板を配置して羽根車へ流入する流体の予旋回を軽減したり、吸込管をテーパ状にして予旋回の影響を低減することが記載されている。

20

ところで、予旋回の発生機構の考え方は、次に記す説明が一般的である。何らかの原因でポンプまたは送風機の吸込管内羽根車近寄り部に逆流（渦流れ）が生じ、その結果として予旋回が発生する。このような考え方をとると、従来の技術思想においては予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを合理的に制御する工夫がなされ得ない。

25

A. J. ステパノフ(Stepanoff) 著「第2版遠心及び軸流ポンプ」(2nd Edition Centrifugal and Axial Flow Pumps) 1957年(ジョン・ワイリー・アンド・サンズ・インコーポレイティッド(JOHN WILEY & SONS, INC.) 発行) 第38頁ないし第42頁や、A. J. ステパノフ著今市憲作他訳「ポンプとブロウ」昭和54年11月12日：初版(産業図書発行) 第78頁ないし第101頁に例示されているように、羽根車へ流入する流体の予旋回が次のように説明されている。

ポンプや送風機の吸込管内羽根車近寄り部には、最小抵抗の原理によって予旋回が発生する。なお、この予旋回は、羽根車の羽根が直接流体へ力を伝達するために発生するわけではなく、したがって、羽根車の回転方向と予旋回の旋回方向とは一致するとはかぎらない。すなわち、設計流量を外れた過小流量(部分流量)では羽根車の回転と同じ向きの旋回方向速度を持ち、過大流量では羽根車の回転と逆向きの旋回方向速度を有する。吸込管内羽根車近寄り部の逆流(渦流れ)は予旋回が生じるゆえに発生するものであって、逆流のために結果として予旋回が発生するのではない。

本発明は、上記ステパノフの主張に基づき、送風機の吸込管内羽根車近寄り部に発生する予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを合理的に制御することによって、送風機軸動力の低減あるいは送風機羽根車による昇圧量(ヘッド)の増大を導き、送風機効率を向上させること、さらに、吸込管内羽根車直近部における流れの改善を導き、送風機騒音の低減を図ることを目的とした送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造を提供することである。

25 発 明 の 開 示

本発明は、送風機の羽根車に吸入流体を導入するための吸込管が設け

られている送風機の流体吸込部構造に適用される。その特徴とするところは、第1図を参照して、吸込管2の羽根車近寄り部の外部に閉空間領域を形成する流体室3が併置されると共に、その流体室3と吸込管2とが吸入流体の流通方向に沿って配置された三以上の連通路4を介して接
5 続される。そして、その連通路4を介して吸込管2と流体室3との間における圧力伝達ならびに流体の流出入が可能となっていると共に、流体室3と連通路4とにより吸込管2のバイパス経路を形成させ、吸入流体の一部にバイパス流5a（第8図を参照）を発生させるようにしたことである。

10 流体室3は、第2図に示すように吸込管2の外部に設けられた筐体3Aであり、連通路4はその筐体3Aと吸込管2とを接続するパイプ4Aである。また、流体室3を、例えば第13図に示すように、吸込管2の羽根車近寄り部の外周に形成されたリング状空間3Bとし、連通路4はそのリング状空間3Bと吸込管2とを画成する吸込管2の周壁2mに設
15 けられた穿孔4Bとしてもよい。

第3図を参照して、吸込管2の羽根車近寄り部が、吸入流体の流通方向に沿って異なった内径を有するn個の円筒部 $2_1, 2_2, \dots, 2_{n-1}, 2_n$ と、隣り合う異なる内径の円筒部の間を接続する截頭円錐部 $2a_1, 2a_2, \dots, 2a_{n-2}, 2a_{n-1}$ とからなっているとした場合に、円筒部の最大内径を d_{MAX} 、最小内径を d_{MIN} 、各截頭円錐部の軸方向長さを B_i （ただし $i = 1, 2, 3, \dots, n-1$ ）と定義し、
20 送風機が遠心形送風機11（第4図の(a)を参照）であって、羽根 $1A_1$ の羽根車軸1aの方向における吸込管側に側板がなく、羽根 $1A_1$ の吸込管側に位置する側縁における羽根入口端 p_{a1} が羽根出口端 p_{a2} よりも羽根車軸1aの方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向
25 における羽根入口端 p_{a1} に対応する位置が基準位置 Z_{pa} と選定され、こ

の基準位置 Z_{Pa} から予旋回制御バイパス機構 5 の上流側点までの長さを Z_1 とし、その基準位置 Z_{Pa} から予旋回制御バイパス機構の下流側点までの長さを Z_2 としたとき、

$$Z_1 \leq 2 \cdot d_{MAX} + \Sigma B_i$$

$$5 \quad 0.03 \cdot d_{MIN} \leq Z_2 < Z_1$$

を満たし、

かつ、 $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ 、 $d_{MIN} > 100 \text{ mm}$ の場合にあつては、

$$0.4 \cdot d_{MIN} < Z_1 - Z_2$$

を、 $d_{MAX} \leq 100 \text{ mm}$ または $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ であり、かつ、 d_{MIN}
 10 $\leq 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$40 \text{ mm} < Z_1 - Z_2$$

を満たす位置関係が、予旋回制御バイパス機構 5 と羽根車 1 との間に与えられていることである。

前記した基準位置は、第 4 図の (b) に示すように、遠心形送風機 1
 15 1 の羽根 1 A₁ の羽根車軸 1 a の方向における吸込管側に側板がなく、羽根 1 A₁ の吸込管側に位置する側縁における羽根入口端 p_{b2} が羽根出口端 p_{b1} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における羽根入口端 p_{b2} に対応する位置が基準位置 Z_{Pb} に選定される。しかし、第 4 図の (c) のように、遠心形送風機 1 1 の羽根
 20 1 A₁ の吸込管側に側板 1 p が、また反吸込管側に主板 1 q が取り付けられ、羽根車側板に固定した口金 1 m が設けられているときは、口金 1 m の羽根車軸 1 a の方向における流れの最上流端部の位置が基準位置 Z_{Pc} として選定される。

送風機が軸流形である場合に、前記基準位置としては、第 5 図の (a)
 25 に示すように、軸流形送風機 1 2 の羽根 1 A₂ の前縁 1 c における翼根 p_{a1} が翼端 p_{a2} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるとき、

羽根車軸方向における翼根 p_{a1} に対応する位置 Z_{pd} が採用され、また、第5図の (b) のように、翼端 p_{e2} が翼根 p_{e1} よりも羽根車軸 $1a$ の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における翼端 p_{e2} に対応する位置 Z_{pe} が採用される。

- 5 送風機が斜流形である場合に、第6図の (a) に示すように、斜流形送風機 13 の羽根 $1A_3$ の端に側板がない場合であって、羽根前縁 $1d$ における翼端 p_{r2} が翼根 p_{r1} よりも羽根車軸 $1a$ の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における翼端 p_{r2} に対応する位置が基準位置 Z_{pr} として、また、第6図の (b) のように、翼根 p_{e1} が翼端 p_{e2} よりも羽根車軸 $1a$ の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における翼根 p_{e1} に対応する位置が基準位置 Z_{pe} として選定される。
- 10 一方、第6図の (c) のように、羽根 $1A_3$ の端に側板 $1r$ が取り付けられ、羽根車側板に固定した口金 $1n$ が設けられているときは、口金 $1n$ の羽根車軸 $1a$ の方向における流れの最上流端部の位置が基準位置 Z_{ph} として選定される。
- 15

本発明によれば、連通路を介して吸込管と流体室との間における圧力伝達ならびに流体の流出入が可能となるように、流体室と連通路とによって吸込管のバイパス経路を形成させることができる。したがって、吸入流体の一部にバイパス流を発生させることにより、送風機の吸込管内羽根車近寄り部に発生する予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーが合理的に制御され、送風機軸動力の低減あるいは送風機羽根車による昇圧量の増大を導き、送風機効率を向上させることが可能となる。また、吸込管内羽根車直近部における流れの改善を導き、送風機騒音の低減を図ることができる。

- 25 流体室を吸込管の外部に設けた筐体とし、連通路を筐体と吸込管とを接続するパイプとしておけば、既成の送風機に爾後的に装着することも

でき、その送風機における送風機効率の改善や騒音の低減が図られる。もちろん、流体室を吸込管の羽根車近寄り部の外周に形成されたリング状空間とし、連通路をリング状空間と吸込管とを画成する吸込管周壁に設けた穿孔としておけば、上記効果を発揮する送風機をコンパクトなものとしておくことができる。

- 5 請求項4のように、選定された基準位置から予旋回制御バイパス機構の上流側点までの長さ、その基準位置から下流側点までの長さを規定しておく、本発明による効果を発揮させやすくなり、送風機を設計するうえにおける目安を与えることができる。
- 10 送風機の種類や羽根の形状が異なる場合でも、請求項5ないし請求項11のように選定すれば、それぞれの送風機における基準位置が明確となり、各種送風機における十分な設計指針を得ることができる。

図面の簡単な説明

- 15 第1図は、本発明に係る送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造における吸込管内の予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換する作用原理の定式化〔作用イ〕の説明に使用したモデル図である。

- 20 第2図は、送風機予旋回制御バイパス機構を具体的に適用した例Eとしての遠心形送風機の一例の斜視図である。

第3図は、吸込管の管内径を一般表示した解析用のモデル図である。

- 25 第4図は、遠心形送風機の各基準位置を示し、(a)は羽根に羽根車軸方向における吸込管側に側板および口金が設けられなく、羽根の吸込管側に位置する側縁における羽根入口端が羽根出口端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときのモデル図、(b)は羽根出口端が羽根入口端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときのモデル図、

(c) は羽根の吸込管側に側板が取り付けられ、側板に固定した口金が設けられている場合のモデル図である。

第5図は、軸流形送風機の各基準位置を示し、(a) は羽根前縁における翼根が翼端よりも羽根車軸の方向において吸込管側にあるときのモデル図、(b) は翼端が翼根よりも羽根車軸の方向において吸込管側に

第6図は、斜流形送風機の各基準位置を示し、(a) は羽根に側板および口金が設けられなく、羽根前縁における翼端が翼根よりも羽根車軸の方向において吸込管側にあるときのモデル図、(b) は翼根が翼端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときのモデル図、(c) は羽根の端部に側板が取り付けられ、側板に固定した口金が設けられているときのモデル図である。

第7図は、送風機吸込側がダクト配管された場合の〔作用イ〕の説明に使用したバイパス機構のない場合のモデル図である。

第8図は、送風機吸込側がダクト配管された場合の〔作用イ〕の説明に使用したバイパス機構のある場合のモデル図である。

第9図は、吸込側にダクト配管がなく大気開放状態にある吸込管の場合の〔作用イ〕の説明に使用したバイパス機構のない場合のモデル図である。

第10図は、吸込側にダクト配管がなく大気開放状態にある吸込管の場合の〔作用イ〕の説明に使用したバイパス機構のある場合のモデル図である。

第11図は、吸込側がダクト配管されるような場合であって、吸込管が十分に長い直管とした場合の旋回方向速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換するとなぜ送風機軸動力が低減するかの定式化〔作用ロ〕の説明に使用したバイパス機構のない場合のモデル図である。

第12図は、吸込側がダクト配管されるような場合であって、吸込管が十分に長い直管とした場合の〔作用口〕の説明に使用したバイパス機構のある場合のモデル図である。

第13図は、送風機予旋回制御バイパス機構を具体的に適用した例Aとしての軸流形送風機の一例の斜視図である。

第14図は、送風機予旋回制御バイパス機構を具体的に適用した例Bとしての遠心形送風機の一例の斜視図である。

第15図は、送風機予旋回制御バイパス機構を具体的に適用した例Cとしての遠心形送風機の一例の斜視図である。

10

発明を実施するための最良の形態

以下に、本発明に係る送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造を、その実施の形態を表した図面に基づいて詳細に説明する。第2図は遠心形送風機11の概略図であり、羽根車1に吸入流体を導入するための吸込管2の羽根車近寄り部に、本発明の吸込流予旋回制御バイパス構造が適用されている。

15

この吸込管2の羽根車近寄り部の外部に閉空間領域を形成する流体室3が併置されると共に、この流体室と吸込管2とが吸入流体の流通方向に沿って配置された複数の連通路4を介して接続されている。なお、この連通路は後述するが、吸入流体の流通方向に沿って少なくとも三以上設けられる。ちなみに、第2図は、閉空間領域を形成する流体室3が吸込管2の外部に設けた筐体3Aであり、連通路4は筐体3Aと吸込管2とを接続するパイプ4Aとなっている例である。

20

このような構造は、連通路4を介して吸込管2と流体室3との間における圧力伝達ならびに流体の流出入が可能となっていると共に、流体室3と連通路4とにより、吸込管2のバイパス経路を吸入流体の流通方向

25

に沿って配置された各連通路の適宜な組み合わせにより複数形成させ、吸入流体の一部にバイパス流を発生させることができるようにした予旋回制御バイパス機構 5 が形成される。

ところで、予旋回制御バイパス機構 5 と送風機羽根車 1 とは、第 3 図
5 に示すモデル図において定義される諸寸法記号を用いて Z_1 と Z_2 とにより規定される相対位置関係をとる。なお、図中の白抜き矢印 2 1 は吸入流体が、羽根車 1 に流れる方向を示している。

まず、吸込管 2 の羽根車近寄り部が、吸入流体の流通方向に沿って異な
10 った内径を有する n 個の円筒部 $2_1, 2_2, \dots, 2_{n-1}, 2_n$ と、隣り合う異なる内径の円筒部の間を接続する截頭円錐部 $2a_1, 2a_2, \dots, 2a_{n-2}, 2a_{n-1}$ とからなっていると一般例について述べる。

各円筒部 $2_1, 2_2, \dots, 2_n$ の内径を d_1, d_2, \dots, d_n とし、その最大内径を d_{MAX} 、最小内径を d_{MIN} と表し、各截頭円錐部
15 $2a_1, 2a_2, \dots, 2a_{n-1}$ の軸方向長さを B_i (但し $i = 1, 2, 3, \dots, n-1$) と定義したとき、送風機の後述する基準位置 Z_P から予旋回制御バイパス機構 5 の上流側点までの長さを Z_1 とし、基準位置 Z_P から予旋回制御バイパス機構 5 の下流側点までの長さを Z_2 としたとき、

$$20 \quad Z_1 \leq 2 \cdot d_{MAX} + \sum B_i \quad \dots\dots(a)$$

$$0.03 \cdot d_{MIN} \leq Z_2 < Z_1 \quad \dots\dots(b)$$

を満たすような位置関係が、予旋回制御バイパス機構 5 と羽根車 1 との間に与えられることが好ましい。

なお、予旋回制御バイパス機構 5 の上流側点とは、円筒部 2_1 に設け
25 られた連通路 4_1 の開口 $4d_1$ の中心位置を意味し、バイパス機構 5 の下流側点とは、円筒部 2_n に設けられた連通路 4_n の開口 $4d_n$ の中心

位置を意味する。また、送風機の基準位置 Z_P とは、羽根車軸1 aの方向において吸込管側にある羽根の端部の位置であり、羽根車側板に固定した口金が設けられている場合には、その口金の羽根車軸1 aの方向における流れの最上流端部の位置であって、物理的には羽根車へ流入する流体が羽根から力を直接的に受け始める位置である。なお、この基準位置 Z_P については、送風機の種類ごとに異なるので、後にさらに詳しく説明する。

上式(a)において、 Z_1 を $2 \cdot d_{MAX} + \Sigma B_i$ 以下と選定しているのは、 $2 \cdot d_{MAX} + \Sigma B_i$ より大きい領域においては本発明でとり挙げて
 10 いる予旋回がほとんど生じないからであり、 Z_1 を $2 \cdot d_{MAX} + \Sigma B_i$ より大きくしても本発明による効果を発揮させることのできないことが、本発明者らによって確認されているからである。

一方、上式(b)において Z_2 の下限値を $0.03 \cdot d_{MIN}$ としているのは、羽根車1の吸込管最近接部とバイパス機構の存在領域との距離を極力小さくしておくことが、羽根車へ流入する流体の予旋回角速度を小さくするうえで必要であるとの理由である。しかし、 Z_1 よりも小さければ、次に述べる式(c)または式(d)の条件を満たすかぎり大きくても差し支えないことも、本発明者らの研究により判明している。反面、 Z_2 を $0.03 \cdot d_{MIN}$ より小さい値とする場合には Z_2 が基準位置 Z_P に接近しすぎることになり、後述する羽根車へ流入する流体が羽根から力を直接受けない限界位置である Z_3 より反吸込管側の位置となってしまうことが多くなるからである。

上で触れたごとく、本発明においては以下の条件をも考慮すべきである。

25 まず、 $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ 、 $d_{MIN} > 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$0.4 \cdot d_{MIN} < Z_1 - Z_2 \quad \dots\dots(c)$$

を満たし、

$d_{MAX} \leq 100 \text{ mm}$ または $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ であり、かつ、 $d_{MIN} \leq 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$40 \text{ mm} < Z_1 - Z_2 \quad \dots\dots(d)$$

- 5 を満たす位置関係が、予旋回制御バイパス機構と羽根車との間に与えられることが適切であることも幾多の実験等により把握された。いずれも、適宜な領域を有したバイパス機構を実現し、バイパス流の発生を可能にしようとする意図のものである。

10 以上は吸込管2の内径に変化がある場合を一般的に表示したものであるが、吸込管の羽根車近寄り部が吸入流体の流通方向に沿って一定内径 d_0 (第1図を参照) の円筒部となっている場合には、 $d_{MAX} = d_{MIN} = d_0$ であり、 $B_1 = 0$ となるので、前記の式(a) と(b) とは、

$$Z_1 \leq 2 \cdot d_0 \quad \dots\dots(a')$$

$$0.03 \cdot d_0 \leq Z_2 < Z_1 \quad \dots\dots(b')$$

- 15 と簡略化される。そして、 $d_0 > 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$0.4 \cdot d_0 < Z_1 - Z_2 \quad \dots\dots(c')$$

の条件が付加され、 $d_0 \leq 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$40 \text{ mm} < Z_1 - Z_2 \quad \dots\dots(d')$$

- 20 が付加された条件によって規定される位置関係が、予旋回制御バイパス機構5と羽根車1との間に与えられることになる。

ここで、上記の式(a'), (b'), (c')について、具体的な数値を与えた実例を挙げる。

(i) $d_0 = 200 \text{ mm}$ の吸込管である場合、

$$Z_1 \leq 400$$

- 25 $6.0 \leq Z_2$

$$80 < Z_1 - Z_2$$

となり、

(ii) $d_0 = 150 \text{ mm}$ の吸込管である場合、

$$Z_1 \leq 300$$

$$4.5 \leq Z_2$$

5 $60 < Z_1 - Z_2$

となる。その中から Z_1 , Z_2 を選定すると、(i) の場合には第1表の (A) のような組み合わせ例が、また(ii)の場合には表1の (B) のような組み合わせ例のあることが分かる (単位はいずれもmm)。

第 1 表

10

(A)

(B)

15

20

d_0	Z_1	Z_2	$Z_1 - Z_2$	d_0	Z_1	Z_2	$Z_1 - Z_2$	
200	400	319	81	150	300	239	61	
		200	200			200	100	
		150	250			150	150	
		100	300			100	200	
		50	350			50	250	
	6	394	5		295			
	300	219	81		200	139	61	
		100	200			100	100	
		50	250			50	150	
	6	294	5		195			
	200	100	119		81	100	395	61
			50		150			95
6	194							
100	19	81						
6	94							

次に、上記の式(a'), (b'), (d')について、具体的な数値を与えた実例を挙げる。

(iii) $d_0 = 100 \text{ mm}$ の吸込管である場合、

25 $Z_1 \leq 200$

$$3.0 \leq Z_2$$

$$40 < Z_1 - Z_2$$

となり、

(iv) $d_0 = 50$ mmの吸込管である場合、

$$Z_1 \leq 100$$

5

$$1.5 \leq Z_2$$

$$40 < Z_1 - Z_2$$

となる。その中から Z_1 , Z_2 を選定すると、(iii) の場合には第2表の(A)のような組み合わせ例が、また(iv)の場合には表2の(B)のような組み合わせ例のあることが分かる(単位はいずれもmm)。

10

第 2 表

(A)

(B)

15

d_0	Z_1	Z_2	$Z_1 - Z_2$
100	200	159	41
		100	100
		50	150
		3	197
100	100	59	41
		30	70
		3	97
100	50	9	41
		3	47

d_0	Z_1	Z_2	$Z_1 - Z_2$
50	100	59	41
		30	70
		2	98
50	50	9	41
		2	48

20

なお、送風機が第2図のような遠心形送風機であって、その場合の前記した基準位置 Z_p は、第4図の(c)に示したように遠心形羽根車の羽根 $1A_1$ の吸込管側に側板 $1p$ が、また反吸込管側に主板 $1q$ が取り付けられており、側板 $1p$ に固定した口金(マウスリング) $1m$ が設けられているときは、口金 $1m$ の羽根車軸 $1a$ の方向における流れの最上流端部の位置 Z_{pc} に選定される。

25

ところで、送風機には回転している羽根車 1 が存在し、かつ、羽根車手前に吸込管 2 が存在する。これら二者が存在してこそ、送風機羽根車

へ流入する流体の流れに予旋回が発生する。したがって、羽根車 1 と吸込管 2 との位置関係が上記した構成を持つことが必須要件とされ、そのうえで予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを合理的に制御するための機構を実現することとなる。本発明の本質は、羽根車 1、
5 吸込管 2、予旋回制御機構の三位一体構成の中にある。

本発明の機構は羽根車 1 へ流入する流体の流れにおいて、流体を媒体とする羽根車の上流側に設置したエネルギーのバイパス機構である。本機構の構成は吸込管の特定領域をバイパス機構の一部として共用し、さらに吸込管 2 の外部に流体の流動を可能とする閉空間領域を持ち、後述する第 1 図に示すように、流体室 3 としての閉空間領域と吸込管 2 とは連
10 通路 4 なる経路によって統合されるという構成となっている。なお、連通路 4 は吸込管 2 内の吸入流体の流通方向に三以上設けられるので、バイパス経路が複数確保されるようになっている。

本機構の構成上、次の二点について配慮しておくことが好ましい。

15 (1) バイパス機構の存在領域は、送風機羽根車との相対位置関係を表すにあたり、羽根車近寄り部における吸込管直径および截頭円錐部の軸方向長さを基準とした数値限定によって規定しておくこと、(2) 閉空間領域と連通路とによって形成する吸込管のバイパス経路は単一ではなく複数存在させておくことである。この理由は後述する〔作用イ〕の記
20 述中に示される。なお、いかなる連通路にせよ、そのそれぞれの連通路は、吸込管と閉空間領域の流体室とで圧力の伝達および流体の流動が可能であるような経路として存在することが必要である。

本発明においては、以下の点について考慮しておく必要がある。第一には、吸込管 2 内の予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換する作用原理の定式化である。第二には、旋回方向
25 速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換するとなせ送風機軸動力

が低減するかの定式化である。第三として、予旋回を持つ流れの旋回方向速度成分を減少させると、なぜ送風機羽根車による昇圧量（ヘッド）が増大するかの定式化である。最後に、予旋回制御バイパス機構の存在によりなぜ送風機騒音が低減されるかの定性的説明である。なお、以下

5 においては、上記4点について、〔作用イ〕ないし〔作用ニ〕と表示した項において説明する。

以上の各項目のそれぞれについて、吸込流予旋回制御バイパス構造のない場合とある場合とを対比しながら述べることにする。

〔作用イ〕 吸込管2内の予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換する作用原理の定式化について述べる。

10

第7図および第8図は送風機吸込側がダクト配管されるような場合であって、吸込管2が十分に長い直管である。バイパス機構のない場合が第7図であり、バイパス機構のある場合が第8図である。第9図および第10図は送風機吸込側にダクト配管がなく、大気開放状態にある吸込管2を有する。バイパス機構のない場合が第9図であり、バイパス機構のある場合が第10図である。

15

送風機を設計流量外の或る流量点で定常運転すると、羽根車1へ流入する流体の流れにおいて羽根車の上流側位置 Z_0 。（第9図および第10図では $Z_0 \approx Z_1$ と推定される）から予旋回角速度を持ち始め、羽根車直近位置 Z_3 において角速度 ω_3 を持つまでに加速される。なお、羽根車直近位置 Z_3 とは、羽根車へ流入する流体が羽根車の羽根から力を直接受けない限界位置を意味している。ちなみに、 Z_3 は前述した基準位置 Z_p に極めて近似した値である。

20

第8図および第10図において示される ω_3' は、後述する式(5)で示すように、バイパス機構存在領域 $Z_1 \sim Z_2$ において旋回方向速度成分の $1/2$ を消滅させた流れが、羽根車直近領域 $Z_2 \sim Z_3$ において再び

25

角加速度の作用を受けて Z_3 の位置で角速度 ω_3' を持つことを意味する。なお、 Z_0 と ω_3 とを結ぶ直線の勾配と ω_2' と ω_3' とを結ぶ直線の勾配とは等しいと考えられる。

- 第8図と第10図との本質的な差異は距離 $Z_0 \sim Z_3$ の大小である。
- 5 この差異は Z_0 と ω_3 とを結ぶ直線の勾配の大小を生み、位置 Z_1 における予旋回角速度 ω_1 に対して、位置 Z_2 における予旋回角速度 ω_2 に対して、さらに位置 Z_3 における予旋回角速度 ω_3' に対して距離 $Z_2 \sim Z_3$ の大小にも従属しつつ影響を与えるところが大きいものである。

- 念のために、 ω_1 は予旋回制御バイパス機構がない場合に位置 Z_1 で
- 10 発生する予旋回角速度であるのに対して、 ω_1' は予旋回制御バイパス機構5があることにより発生するバイパス流5aによって軽減された位置 Z_1 における予旋回角速度である。同様に、 ω_2 は予旋回制御バイパス機構がない場合に位置 Z_2 で発生する予旋回角速度であるのに対して、 ω_2' は予旋回制御バイパス機構5があることにより発生するバイパス流
- 15 5aによって軽減された位置 Z_2 における予旋回角速度である。さらに、 ω_3 は予旋回制御バイパス機構がない場合に位置 Z_3 で発生する予旋回角速度であるのに対して、 ω_3' は予旋回制御バイパス機構5があることにより発生したバイパス流5aによって軽減された位置 Z_3 における予旋回角速度である。

- 20 第7図および第9図に示すように、バイパス機構のない場合では吸込管内壁近くに逆流31（渦流れ）が発生する。第8図および第10図に示すようにバイパス機構のある場合では、流体の流動を可能とする閉空間領域を介して逆流（循環流れ）としてのバイパス流5aが発生する。この作用原理は第8図と第10図に示すバイパス機構のあるモデルを用
- 25 い以下に示すように定式化される。

吸込管2内の予旋回は、羽根車1よりエネルギーを与えられて旋回方向

速度を持つので強制渦巻運動である。板谷松樹著「水力学」昭和49年2月15日：第14版（朝倉書店発行）第73頁ないし第75頁により、強制渦巻運動場での圧力エネルギーの一般式は次式で与えられる。

$$P = \rho \cdot u^2 / 2 + \rho \cdot u^2 / 2$$

- 5 なお、右辺第1項は動圧エネルギーを意味し、第2項は遠心力による静圧エネルギーを意味する。 ρ は流体の密度であり、 u は強制渦巻運動の旋回方向速度である。そして、 $P = \rho \cdot u^2$ を得る。

また、前掲のA. J. ステパノフ著「第2版遠心及び軸流ポンプ」第40頁によれば、予旋回流れ場において吸込管内壁近くでの遠心力による静圧は $+\rho \cdot u^2 / 2 \cdot 1 / 2$ であって、吸込管内中心近くでの遠心力による静圧は $-\rho \cdot u^2 / 2 \cdot 1 / 2$ である。したがって、上記両静圧の合計は、

$$\begin{aligned} +\rho \cdot u^2 / 2 \cdot 1 / 2 - (-\rho \cdot u^2 / 2 \cdot 1 / 2) \\ = \rho \cdot u^2 / 2 \end{aligned}$$

- 15 であることが示されている。

第8図および第10図に示されるバイパス機構5において強制渦巻運動である予旋回の圧力エネルギーを有効に伝達できるのは、遠心力による静圧 $+\rho \cdot u^2 / 2 \cdot 1 / 2 = \rho / 4 \cdot u^2$ である。したがって、吸込管内壁バイパス機構部にて伝達される予旋回に起因した静圧は次式のように定式化される。第8図および第10図において示される位置 Z_1 における伝達静圧は、 $P_1 = \rho / 4 \cdot u_1^2$ であり、位置 Z_2 における伝達静圧は、 $P_2 = \rho / 4 \cdot u_2^2$ である。

ここで、吸込管2の径はその管軸方向の位置 Z によらず一定であると
し、吸込管内中心より管内壁までの半径を r_0 、位置 Z_1 の旋回角速度
25 を ω_1 、 Z_2 で ω_2 とすれば、 $u_1 = r_0 \cdot \omega_1$ 、 $u_2 = r_0 \cdot \omega_2$ と
表すことができ、 P_1 および P_2 は以下のようになる。

$$P_1 = \rho \cdot (r_0 \cdot \omega_1 / 2)^2 \quad \dots\dots(1)$$

$$P_2 = \rho \cdot (r_0 \cdot \omega_2 / 2)^2 \quad \dots\dots(2)$$

第8図および第10図において示されるバイパス機構部の詳細モデル図として第1図を提示する。図中の r_0 は吸込管内中心より吸込管内壁
 5 までの半径、 P_c はバイパス機構部閉空間領域内の静圧、 P_1 は図に示される位置 Z_1 における伝達静圧、 P_2 は図に示される位置 Z_2 における伝達静圧、 S_1 は位置 Z_1 におけるバイパス機構開口部面積、 S_2 は位置 Z_2 におけるバイパス機構開口部面積、図中の v_1 は位置 Z_1 におけるバイパス機構開口部より吸込管内へ流出する流体速度、 v_2 は位置
 10 Z_2 における吸込管内よりバイパス機構開口部へ流入する流体速度である。

古屋善正他共著「流体力学」昭和54年9月1日：初版第19刷（朝倉書店発行）第34頁ないし第35頁より次のことが知られる。すなわち、バイパス機構部閉空間領域内の流体に伝達静圧がなす仕事の総量は、バイパス
 15 機構部閉空間領域内の流体の持つ運動エネルギーの変化量に等しい。

以下に上記記述の定式化をする。単位時間内にバイパス機構部閉空間領域の流体に伝達静圧がなす仕事の総量を W とする。

$$\begin{aligned} W &= (P_2 - P_c) \cdot S_2 \cdot v_2 \\ &\quad + (P_1 - P_c) \cdot S_1 \cdot (-v_1) \\ 20 \quad &= P_2 \cdot S_2 \cdot v_2 - P_c \cdot S_2 \cdot v_2 \\ &\quad - P_1 \cdot S_1 \cdot v_1 + P_c \cdot S_1 \cdot v_1 \end{aligned}$$

ここで、連続の式から $S_2 \cdot v_2 = S_1 \cdot v_1$ であるので、 $W = (P_2 - P_1) \cdot S_1 \cdot v_1$ が得られる。単位時間内のバイパス機構部閉空間領域内流体の持つ運動エネルギーの変化量を E とし、流体の密度を ρ とす
 25 れば、

$$E = 1/2 \cdot \rho \cdot S_1 \cdot v_1 \cdot v_1^2$$

$$= 1/2 \cdot \rho \cdot S_1 \cdot v_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2) - 1/2 \cdot \rho \cdot S_2 \cdot v_2 \cdot v_2^2$$

ここで、 $E=W$ とすれば、

$$1/2 \cdot \rho \cdot S_1 \cdot v_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2) = (P_2 - P_1) \cdot S_1 \cdot v_1$$

から、次の式(3)を得る。

$$1/2 \cdot \rho \cdot v_1^2 = (P_2 - P_1) + 1/2 \cdot \rho \cdot v_2^2 \dots\dots(3)$$

式(3)に式(1)式(2)を代入すると、

$$1/2 \cdot \rho \cdot v_1^2 = 1/4 \cdot \rho \cdot r_0^2 \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2) + 1/2 \cdot \rho \cdot v_2^2$$

となり、次式(4)を得る。

$$v_1^2 = 1/2 \cdot r_0^2 \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2) + v_2^2 \dots\dots(4)$$

式(4)の意味とすることは次のように表現できる。すなわち、バイパス機構部において予旋回に起因する静圧エネルギーを流体の持つ運動エネルギーへ変換することが可能である。

なお、式(4)の導出にあたっては、吸込管内中心より吸込管内壁までの半径は管軸方向の位置 Z によらず一様であるとの前提に立っている。ところで、第3図に示すような位置 Z により半径が異なる場合を考える。すなわち、位置 Z_1 における半径を r_1 とし、位置 Z_2 における半径を r_2 とし、 $r_1 > r_2$ であるとする。式(4)の $1/2 \cdot r_0^2 \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2)$ の項に着目すると、この項は、 $1/2 \cdot (r_2^2 \cdot \omega_2^2 - r_1^2 \cdot \omega_1^2)$ と変形することができる。仮定したように、 $r_1 > r_2$ であるが、その一方 $\omega_1 < \omega_2$ と考えられるので、 $1/2 \cdot (r_2^2 \cdot \omega_2^2 - r_1^2 \cdot \omega_1^2)$ の項は、正の値をとると保証できるものでない。

換言すれば、このような状態にあるバイパス機構部においては、予旋

5 回に起因する静圧エネルギーを流体の持つ運動エネルギーへ変換することが可能とは必ずしも保証することができない。したがって、送風機の吸込管 2 内の羽根車近寄り部の截頭円錐部 $2 a_1$, $2 a_2$, \dots , $2 a_{n-1}$ である異径連絡部の距離をバイパス機構部存在領域として有効な区間とみなすことはできない。

10 以下の記述は本発明の技術的創作において基幹をなすところであって、従来技術体系には存在しない新規な概念である。バイパス機構存在領域における予旋回を持つ流れの挙動は、以下のものであると考えられる。吸込管内中心より吸込管内壁までの半径 r_0 の位置においてバイパス機構 5 の閉空間領域内の流体へ伝達される静圧は、旋回角速度を ω とすれば、 $\rho / 4 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2$ である。ここで、そもそも静圧エネルギーの存在は予旋回を持つ流れの旋回方向速度が存在してこそ成立するわけであるから、 $\rho / 4 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2$ なる静圧がバイパス機構の閉空間領域内の流体へ仕事をなすことによって、予旋回を持つ流れの旋回方向速度の運動エネルギーである $\rho / 2 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2$ も消滅することになる。

15 吸込管内中心より吸込管内壁までの半径 r_0 の位置において予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因する全エネルギーは、本来 $\rho \cdot r_0^2 \cdot \omega^2$ であるから、

$$(1 - 1/4 - 1/2) \cdot \rho \cdot r_0^2 \cdot \omega^2 = \rho / 4 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2$$

20 なる旋回方向速度に起因するエネルギーが、予旋回を持つ流れに保存されていると考えられる。ここで、

$$\rho / 4 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2 = \rho \cdot r_0^2 \cdot (\omega / 2)^2 \quad \dots\dots(5)$$

$$\rho / 4 \cdot r_0^2 \cdot \omega^2 = \rho \cdot (r_0 / 2)^2 \cdot \omega^2 \quad \dots\dots(6)$$

25 と二とおりの表現が可能となる。そして、その物理的意味は次のようになる。すなわち、式(5)の表現では吸込管内半径位置 $r = r_0$ において、旋回角速度は実際には観測されないが、潜在的に $\omega / 2$ なる旋回角速度

を有するに相当するエネルギーを持つ状態として旋回方向速度成分を持つ流れが存在している。

一方、式(6)の表現では吸込管内半径位置 $r = r_0 / 2$ において、旋回角速度 ω を持つ状態として旋回方向速度成分を持つ流れが存在し、吸込管内半径位置 $r_0 / 2 < r \leq r_0$ の領域において、流れは旋回方向速度成分を持たない状態として存在している。実際に観測されるのは式(6)により表現される状態である。

以上を整理すると、バイパス機構存在領域において予旋回を持つ流れは、吸込管内半径位置 $0 \leq r \leq r_0 / 2$ の領域では本来持っている旋回角速度 ω を持つ流れであり、吸込管内半径位置 $r_0 / 2 < r \leq r_0$ の領域では、旋回角速度は持たないが式(4)で表現される羽根車1へ向かう流れ方向の速度方向を持つ速度 v_1 の流れとなる。

ところで、吸込管内半径位置 $0 \leq r \leq r_0 / 2$ の領域において旋回方向速度成分を持つ流れが存在しているために、吸込管内半径位置 $r = r_0 / 2$ 付近に旋回方向速度に起因する静圧の上昇部が生じる。したがって、バイパス機構の開口 $4d_1$ より初速度 v_1 にて吸込管内へ流出した流れは、初速度が吸込管内中心へ向かう方向であるにもかかわらず吸込管内半径位置 $r = r_0 / 2$ 付近での静圧の上昇部圧力に打ち勝ち、そのまま初速度の方向を維持することができなくなって、エアクッションにぶつかるようにして速度の方向を羽根車1へ向かうように変える。

ここまでに記述した作用原理によって送風機の吸込管内羽根車近寄り部に発生する予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因したエネルギーの一部（これを式(4)として定式化）を、羽根車1が流体になす有効な仕事へ変換できる。同時に式(5)による表現をとれば、予旋回を持つ流れが当初に持つ旋回角速度の $1/2$ を消滅させた流れへと変化させることができる。

- これらの作用を効果的に実現するということ、換言すれば、予旋回制御バイパス機構の存在領域内全範囲にわたって上記作用を確実に行うということは、次のことを意味する。すなわち、その内部を送風機羽根車へ向かって流体が流れるバイパス機構の一部として共用する吸込管に、
- 5 圧力伝達ならびに流体の流動を可能とするバイパス経路がバイパス機構存在領域内全範囲にわたってむらなく均一に存在すべきである。したがって、閉空間領域と連通路とによって形成する吸込管のバイパスは単一ではなく、第8図や第10図中にバイパス流を記入したごとく複数存在することが必要となることが分かる。
- 10 なお、複数のバイパス流5 aは、吸入流体の流通方向に沿って連通路4が三以上配置されることによって実現されるものであり、第8図のように下流側の一つの連通路から上流側の二以上の連通路を介して流動するバイパス流もあれば、下流側の二つの連通路から上流側の一つの連通路を介して流動するバイパス流もあるはずである。要するに、下流側の
- 15 幾つかの連通路から流体室3に流入し、上流側の幾つかの連通路から吸込管へ流出するという経路をたどるものであって、上記したごとく、均一に発生させるべきものである。したがって、流通方向に沿って連通路4が二つ配置される場合には均一なバイパス流は望み得ないということになる。
- 20 〔作用口〕 旋回方向速度に起因するエネルギーを有効な仕事へ変換すると、なぜ送風機軸動力が低減するかの定式化について述べる。
- 第11図および第12図は、送風機吸込側がダクト配管されるような場合であって吸込管2が十分に長い直管である。バイパス機構のない場合が第11図であって、バイパス機構のある場合が第12図である。図中の Z_D は羽根車へ向かう方向の流体速度が0である位置、 Z_3 は羽根車直近位置、 Z_{1F} はバイパス機構存在領域直前位置、 Z_{1B} はバイパス機
- 25

構存在領域直後位置、 V_D は位置 Z_D における羽根車へ向かう方向の吸
 込管内流体平均速度、 V_3 は位置 Z_3 における羽根車 1 へ向かう方向の
 吸込管内流体平均速度、 V_F は位置 Z_{1F} における羽根車へ向かう方向の
 吸込管内流体平均速度、 V_B は位置 Z_{1B} における羽根車へ向かう方向の
 5 吸込管内流体平均速度、 v_1 は位置 Z_{1B} においてバイパス機構開口部よ
 り吸込管内へ流出したあと羽根車へ向かう方向へ速度の方向を変える流
 体の速度であり、第 1 図における位置 Z_1 におけるバイパス機構開口部
 より吸込管内へ流出する流体速度 v_1 と同じものである。

古屋善正他共著「流体力学」昭和54年9月1日：初版第19刷（朝倉書
 10 店発行）第34頁ないし第35頁より次のことが知られる。すなわち、位置
 Z_D と位置 Z_3 との間で羽根車が流体になす仕事の総量は、位置 Z_3 に
 における流体の持つ運動エネルギーと位置 Z_D における流体の持つ運動エネ
 ルギとの差に等しい。

ここで、第 1 1 図に示すモデルにおいて羽根車が流体になす仕事の総
 15 量を E_6 とし、第 1 2 図に示すモデルで羽根車が流体になす仕事の総
 量を E_7 とすれば、

$$\Delta E = E_6 - E_7 \quad \dots\dots(7)$$

と表現される ΔE が、バイパス機構の存在ゆえに羽根車の流体になす仕
 事の減少分、換言すれば、羽根車を駆動するための動力である送風機軸
 20 動力の低減量である。

以下に、上記記述の定式化をする。ここで、 ρ は流体の密度、 Q は単
 位時間内に吸込管内を流れる流体流量、 Q_1 は位置 Z_{1B} においてバイパ
 ス機構開口部より吸込管内へ流出したあと羽根車へ向かう方向へ速度の
 方向を変える流体速度 v_1 を持つ流体流量、 Q_2 は Q より Q_1 を除いた
 25 流体流量である。

$$E_6 = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 - 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_D^2$$

であり、定義より、 $V_D = 0$ であるゆえ次式のようになる。

$$E_6 = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 \quad \dots\dots(8)$$

一方、 E_7 は、位置 Z_D から位置 Z_{1F} までの間と、位置 Z_{1B} から位置 Z_3 までの間とに分けて考え、

$$5 \quad E_7 = [1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_F^2 - 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_D^2] \\ + [1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 - (1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot v_1^2 \\ + 1/2 \cdot \rho \cdot Q_2 \cdot V_B^2)]$$

定義より、 $V_D = 0$ であるゆえ

$$10 \quad E_7 = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_F^2 + 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 \\ - 1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot v_1^2 - 1/2 \cdot \rho \cdot Q_2 \cdot V_B^2 \\ \dots\dots(9)$$

式(8) 式(9) を式(7) に代入して、

$$15 \quad \Delta E = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 - 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_F^2 \\ - 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_3^2 + 1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot v_1^2 \\ + 1/2 \cdot \rho \cdot Q_2 \cdot V_B^2 \\ = 1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot v_1^2 + 1/2 \cdot \rho \cdot Q_2 \cdot V_B^2 \\ - 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V_F^2$$

定義より、 $Q = Q_1 + Q_2$ であるゆえ、

$$20 \quad \Delta E = 1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot (v_1^2 - V_F^2) \\ + 1/2 \cdot \rho \cdot Q_2 \cdot (V_B^2 - V_F^2) \quad \dots\dots(10)$$

ところで、第10図に示すような吸込管2の開口部大気開放状態では、流体流量 Q_1 にかかわる領域で $V_F = 0$ 、流体流量 Q_2 にかかわる領域で $V_B = V_F$ であるゆえ、式(10)は、 $\Delta E = 1/2 \cdot \rho \cdot Q_1 \cdot v_1^2$ となり、式(4)において表現される速度を持つ流体の運動エネルギーすべてを送風機軸動力の低減へと役立たせることが可能となる。

〔作用ハ〕 予旋回を持つ流れの旋回方向速度成分を減少させると、なぜ

送風機羽根車による昇圧量が増大するかの定式化について述べる。

古屋善正他共著「流体力学」昭和54年9月1日：初版第19刷（朝倉書店発行）第249頁ないし第253頁より、送風機羽根車による昇圧量を ΔP とすると、その一般式は次式であることが知られる。

$$5 \quad \Delta P = 1/2 \cdot \rho \cdot (U_3^2 - U_0^2) - 1/2 \cdot \rho \cdot (W_3^2 - W_0^2) \quad \dots\dots(11)$$

なお、 ρ は流体の密度、 U_0 は羽根車入口直前の流体の旋回方向速度、 U_3 は羽根車出口直後の流体の旋回方向速度、 W_0 は羽根車入口直前の羽根車内流路に沿った方向の流体の相対速度、 W_3 は羽根車出口直後の羽根車内流路に沿った方向の流体の相対速度である。或る一定の流量にて送風機を運転する場合、羽根車入口直前での予旋回の有無にかかわらず、 U_3 、 W_3 、 W_0 の値は一定であると考えられる。

ここで羽根車入口直前において予旋回による旋回方向速度の値に差異がある場合を考えると、或る一定の流量において送風機を運転するかぎり、 U_0 の値が小さいほど送風機羽根車による昇圧量 ΔP は大きいと言うことが式(11)から自明である。すなわち、予旋回制御バイパス機構において予旋回を持つ流れが旋回角速度を半減された後に、羽根車入口直前における旋回方向速度成分が小さければ小さいほど送風機羽根車による昇圧量は大きいものとなる。

20 〔作用ニ〕予旋回制御バイパス機構の存在により、送風機騒音が低減されることの定性的説明を以下に述べる。

第7図および第9図において示されるような予旋回制御バイパス機構が存在しない場合を考えると、〔作用イ〕の説明において述べたように予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因する静圧の影響のために、吸込管内中心近くでは送風機羽根車によって作られる負圧圧力場の負圧の程度がより一層強くなる。

- 一方、吸込管内壁面近くでは反対に負圧圧力場の負圧の程度が弱められる。したがって、吸込管内を羽根車へ向かって流れる流体は吸込管内中心近くでは負圧の程度が大きいため大きな加速度が与えられ、羽根車入口直前において大きな速度を持つ。一方、吸込管内壁面近くでは負圧の程度が小さいため、流体は加速度を十分与えられず、羽根車入口直前においても小さな速度を持つにすぎない。結果として羽根車入口直前において羽根車中心付近に過大な流体が押し寄せ、羽根車内の流路へ流体が入りきれずに留まり、羽根車中心付近に淀みが生じる。このときに乱流騒音としての騒音が発生するものと考えられる。
- 10 他方、第8図および第10図において示されるような予旋回制御バイパス機構5が存在する場合、予旋回制御バイパス機構の存在は上記作用のいずれもがその作用を小さくするような効果を生む。すなわち、吸込管内の負圧圧力場が比較的均一な圧力場となる。したがって、羽根車入口直前において羽根車1へ向かって流れる流体の速度も比較的均一な流れとなり、ある箇所に過大な流体が押し寄せることはなくなる。その結果、流れの淀みが発生することなく、流体は羽根車内の流路へ無理なく流入する。それゆえ、予旋回制御バイパス機構の存在は吸込管内羽根車直近部における流れを改善し乱流騒音の発生を抑制する効果を発揮する。
- 20 ところで、基準位置 Z_p に関して、前述の例は遠心形送風機であって、第4図の(c)の羽根の吸込管側に側板が取り付けられ、側板に固定した口金が設けられている場合については Z_p であると説明した。しかし、遠心形送風機の羽根の羽根車軸方向における吸込管側に側板がない場合は、以下の基準位置が採用される。もちろん、前記した式(a), (b), (c), (d)がそのまま適用できることは思想上当然であり、またその確認もなされている。
- 25

まず、第4図の(a)に示すように、遠心形羽根車の羽根1A₁の吸

込管側に位置する側縁における羽根入口端 p_{a1} が羽根出口端 p_{a2} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における羽根入口端 p_{a1} に対応する位置が基準位置 Z_{Pa} として選定される。一方、第 4 図の (b) に示すように、羽根出口端 p_{b2} が羽根入口端 p_{b1} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における羽根出口端 p_{b2} に対応する位置が基準位置 Z_{Pb} として選定される。

送風機が第 5 図の (a) に示す軸流形送風機 1 2 である場合には、軸流形羽根車の羽根 1 A₂ の前縁 1 c における翼根 p_{d1} が翼端 p_{d2} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるとき、羽根車軸方向における翼根 p_{d1} に対応する位置が基準位置 Z_{Pd} とされる。一方、第 5 図の (b) に示すように、羽根 1 A₂ の前縁 1 c における翼端 p_{e2} が翼根 p_{e1} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における翼端 p_{e2} に対応する位置を基準位置 Z_{Pe} とされる。

送風機が斜流形送風機の場合であって、斜流形羽根車の羽根 1 A₃ の端部に側板 1 r が取り付けられており、第 6 図の (c) のように、側板 1 r に固定した口金 (マウスリング) 1 n が設けられているときは、口金 1 n の羽根車軸 1 a の方向における流れの最上流端部の位置が基準位置 Z_{Ph} として選定される。

斜流形送風機の羽根端に側板がない場合であって第 6 図の (a) に示すように、羽根 1 A₃ の前縁 1 d における翼端 p_{f2} が翼根 p_{f1} よりも羽根車軸 1 a の方向において吸込管側にあるときは、基準位置は羽根車軸方向における翼端 p_{f2} に対応する位置 Z_{Pf} とされる。一方、第 6 図の (b) に示すように、羽根前縁 1 d における翼根 p_{g1} が翼端 p_{g2} よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における翼根 p_{g1} に対応する位置が基準位置 Z_{Pg} として選定されることになる。

ちなみに、閉空間領域を形成する流体室 3 は、第 1 図に示した吸込管 2 の外部に設けられた筐体 3 A であり、連通路 4 は筐体と吸込管とを接続するパイプ 4 A であるとして説明してきたが、これに代えて、第 1 3 図ないし第 1 5 図に示すように、閉空間領域を形成する流体室 3 は、吸込管 2 の羽根車近寄り部の外周に形成されたリング状空間 3 B であり、連通路 4 はリング状空間と吸込管とを画成する吸込管周壁 2 m に設けられた穿孔 4 B であるという構造とした場合でも同様な効果を発揮させることができる。

なお、流体室をリング状空間とする場合には、送風機を新規に製作する時からその機構の装着を念頭において設計することになるが、第 2 図に示した筐体 3 A とパイプ 4 A からバイパス機構を形成させる場合は、既成の送風機に爾後的に装着することもできる利点がある。リング状空間を流体室とした場合の図にあるように、吸入流体の流通方向に沿って配置された連通路は三以上存在することはもとより、連通路を円周面に複数配置すればバイパス機構による効果は一層増強される。したがって、第 2 図においてはパイプが一行となっているが、三以上からなる連通路の列を多数配置するようにしてもよい。

以上の説明から分かるように、連通路を介して吸込管と流体室との間における圧力伝達ならびに流体の流出入が可能となるように、流体室と連通路とによって吸込管のバイパス経路を形成させることができる。したがって、吸入流体の一部にバイパス流を発生させることによって、送風機の吸込管内羽根車近寄り部に発生する予旋回を持つ流れの旋回方向速度に起因するエネルギーが合理的に制御される。

本発明にしたがえば、送風機軸動力の低減あるいは送風機羽根車による昇圧量の増大を導き、送風機効率を 2 % ないし 9 % といったように向上させることが可能となる。また、吸込管内羽根車直近部における流れ

の改善を導き、送風機騒音が1.5 dBないし4 dBも低減させることができる。これについての具体的な説明を以下に記述する。ちなみに、2 dBの低減といえども、室内等に設置される送風機においてはその減音効果は著しいものである。

5 以下に、送風機の予旋回制御バイパス機構を具体的に適用したAないしEの例として図番に対照させた具体例主要諸元を第3表として提示する。

第 3 表

10

例	対応図面の番号	送風機の種類	羽根車の外径寸法 mm	羽根車の回転速度 rpm	駆動電動機の出力 KW
A	第13図	軸流形	φ290	2,960	0.4
B	第14図	遠心形	φ365	3,520	3.7
C	第15図	遠心形	φ540	2,950	3.7
D	(第15図)	遠心形	φ540	2,950	3.7
E	第2図	遠心形	φ540	2,950	3.7

15

20

例	対応図面の番号	送風機の種類	送風機予旋回制御バイパス機構の存在する領域の上流側の状況
A	第13図	軸流形	大気開放状態
B	第14図	遠心形	大気開放状態
C	第15図	遠心形	大気開放状態
D	(第15図)	遠心形	φ250 直管、長さ2.5m接続
E	第2図	遠心形	φ250 直管、長さ2.5m接続

25 なお、例Dは第15図の送風機に直管を接続したものであり、第15図から容易に想像できるので図面は割愛されている。

送風機の予旋回制御バイパス機構を具体的に適用したAないしEの例

として図番に対照させた具体的効果を第4表に掲げる。

第 4 表

例	対応図面の番号	送風機の種類	送風機効率の差	送風機の騒音の差	送風機予旋回制御バイパス機構の存在する領域の上流側の状況
5	A	第13図 軸流形	2	- 3. 5	大気開放状態
	B	第14図 遠心形	8.9	- 2	大気開放状態
	C	第15図 遠心形	6.6	- 4	大気開放状態
	D	(第15図) 遠心形	4.5	- 2. 5	φ250 直管、長さ2.5m接続
10	E	第2図 遠心形	2.5	- 1. 5	φ250 直管、長さ2.5m接続

ここで、「送風機効率の差」とは〔バイパス機構ありの場合の送風機効率(%)〕 - 〔バイパス機構なしの場合の送風機効率(%)〕である。但し、送風機吐出側での流量、圧力測定値において算出した最高効率点の値である。「送風機騒音の差」とは〔バイパス機構ありの場合の送風機騒音dB(A)〕 - 〔バイパス機構なしの場合の送風機騒音dB(A)〕である。ただし、最高効率点におけるものであって、大気開放状態の場合の騒音値は吸込管開口部正面1メートル位置での測定値であり、直管接続の場合は接続部側面1メートル位置での測定値である。なお、例Dは第3表の場合と同様である。

請求の範囲

1. 送風機の羽根車に吸入流体を導入するための吸込管が設けられている送風機の流体吸込部構造において、
- 5 前記吸込管の羽根車近寄り部の外部に閉空間領域を形成する流体室が併置されると共に、該流体室と前記吸込管とが吸入流体の流通方向に沿って配置された三以上の連通路を介して接続され、
該連通路を介して前記吸込管と流体室との間における圧力伝達ならびに流体の流出入が可能となっていると共に、前記流体室と連通路とにより前記吸込管のバイパス経路を形成させ、前記吸入流体の一部にバイパス流を発生させるようにしたことを特徴とする送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。
- 10 2. 前記流体室は、前記吸込管の外部に設けられた筐体であり、前記連通路は該筐体と吸込管とを接続するパイプであることを特徴とする請求項1に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。
- 15 3. 前記流体室は、前記吸込管の羽根車近寄り部の外周に形成されたリング状空間であり、前記連通路は該リング状空間と前記吸込管とを画成する吸込管周壁に設けられた穿孔であることを特徴とする請求項1に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。
- 20 4. 前記吸込管の羽根車近寄り部が、吸入流体の流通方向に沿って異なる内径を有した n 個の円筒部と、隣り合う異なる内径の円筒部の間を接続する截頭円錐部とからなっているとした場合、前記円筒部の最大内径を d_{MAX} 、最小内径を d_{MIN} 、各截頭円錐部の軸方向長さを B_i （ただし $i = 1, 2, 3, \dots, n - 1$ ）と定義し、
- 25 送風機が遠心形送風機であって、羽根の羽根車軸方向における吸込管側に側板がなく、該羽根の吸込管側に位置する側縁における羽根入口端

が羽根出口端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記羽根入口端に対応する位置が基準位置 (Z_{Pa}) と選定され、

- 5 該基準位置から予旋回制御バイパス機構の上流側点までの長さを Z_1 とし、基準位置から予旋回制御バイパス機構の下流側点までの長さを Z_2 としたとき、

$$Z_1 \leq 2 \cdot d_{MAX} + \Sigma B_i$$

$$0.03 \cdot d_{MIN} \leq Z_2 < Z_1$$

を満たし、

- 10 かつ、 $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ 、 $d_{MIN} > 100 \text{ mm}$ の場合にあっては、

$$0.4 \cdot d_{MIN} < Z_1 - Z_2$$

を、 $d_{MAX} \leq 100 \text{ mm}$ または $d_{MAX} > 100 \text{ mm}$ であり、かつ、 $d_{MIN} \leq 100 \text{ mm}$ の場合には、

$$40 \text{ mm} < Z_1 - Z_2$$

- 15 を満たす位置関係が、前記予旋回制御バイパス機構と前記羽根車との間に与えられていることを特徴とする請求項1ないし請求項3のいずれかに記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

5. 請求項4の基準位置に代えて、羽根の吸込管側に位置する側縁における羽根出口端が羽根入口端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記羽根出口端に対応する位置を基準位置 (Z_{Pb}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。
- 20

6. 請求項4の基準位置に代えて、羽根の吸込管側に側板が取り付けられ羽根車側板に固定した口金が設けられているときは、該口金の羽根車軸方向における流れの最上流端部の位置を基準位置 (Z_{Pc}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパ
- 25

ス構造。

7. 請求項4の遠心形送風機の基準位置に代えて、送風機が軸流形であって、羽根前縁における翼根が翼端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記翼根に対応する位置を基準位置 (Z_{pd}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

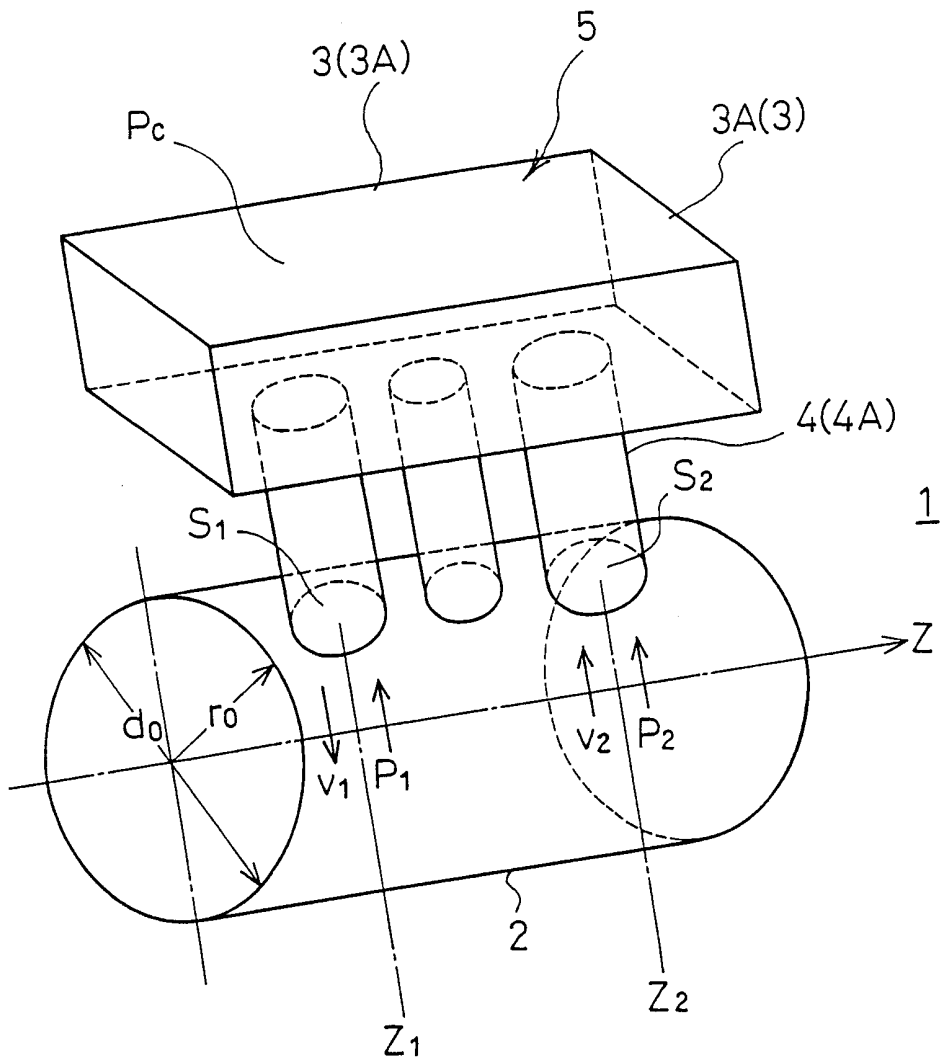
8. 請求項4の遠心形送風機の基準位置に代えて、送風機が軸流形であって、羽根前縁における翼端が翼根よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記翼端に対応する位置を基準位置 (Z_{pe}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

9. 請求項4の遠心形送風機の基準位置に代えて、送風機が斜流形であって、羽根端に側板がなく羽根前縁における翼端が翼根よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記翼端に対応する位置を基準位置 (Z_{pf}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

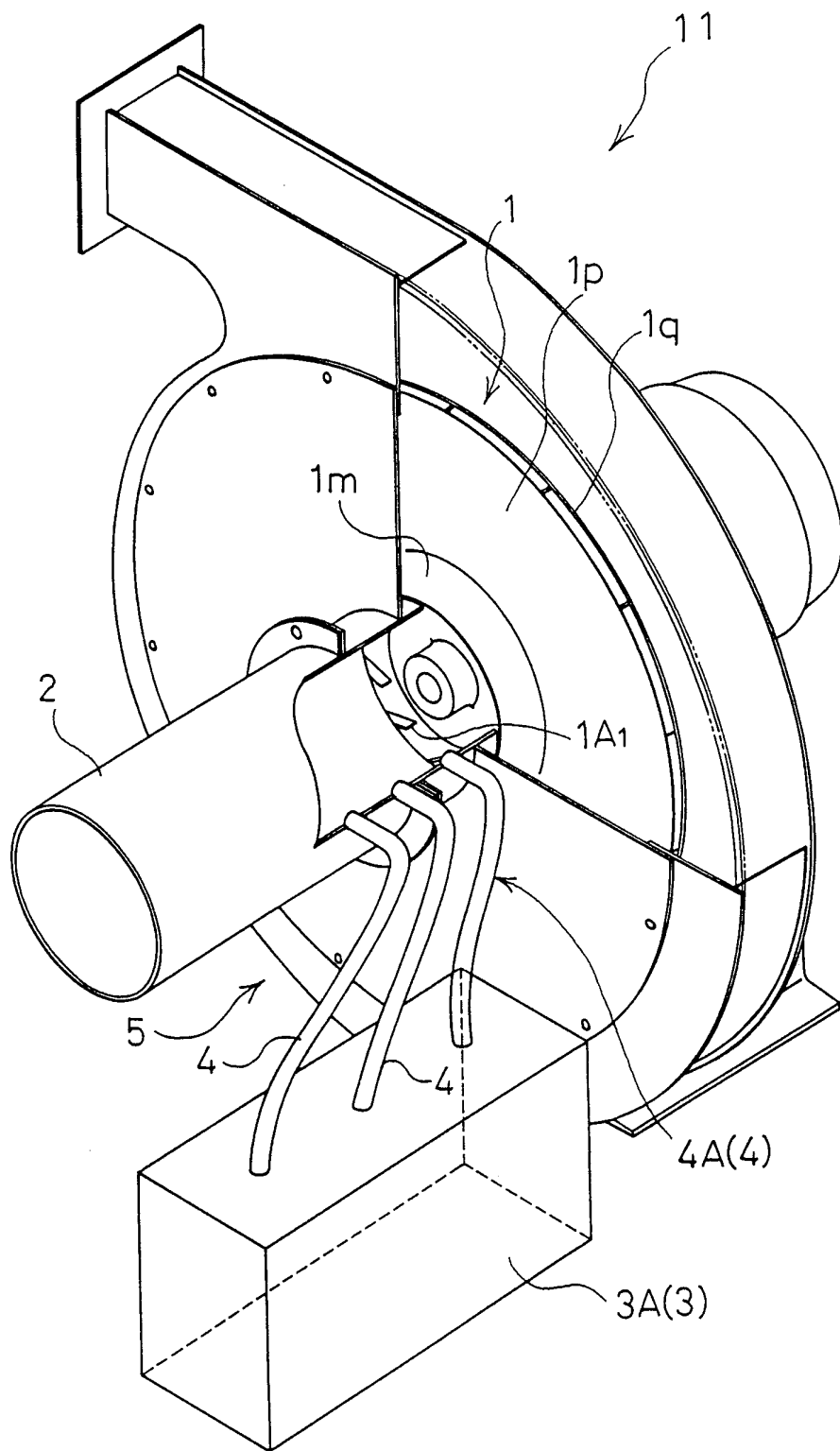
10. 請求項4の遠心形送風機の基準位置に代えて、送風機が斜流形であって、羽根端に側板がなく羽根前縁における翼根が翼端よりも羽根車軸方向において吸込管側にあるときは、羽根車軸方向における前記翼根に対応する位置を基準位置 (Z_{pz}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

11. 請求項4の遠心形送風機の基準位置に代えて、送風機が斜流形であって、羽根端に側板が取り付けられ羽根車側板に固定した口金が設けられているときは、該口金の羽根車軸方向における流れの最上流端部の位置を基準位置 (Z_{ph}) としたことを特徴とする請求項4に記載された送風機の吸込流予旋回制御バイパス構造。

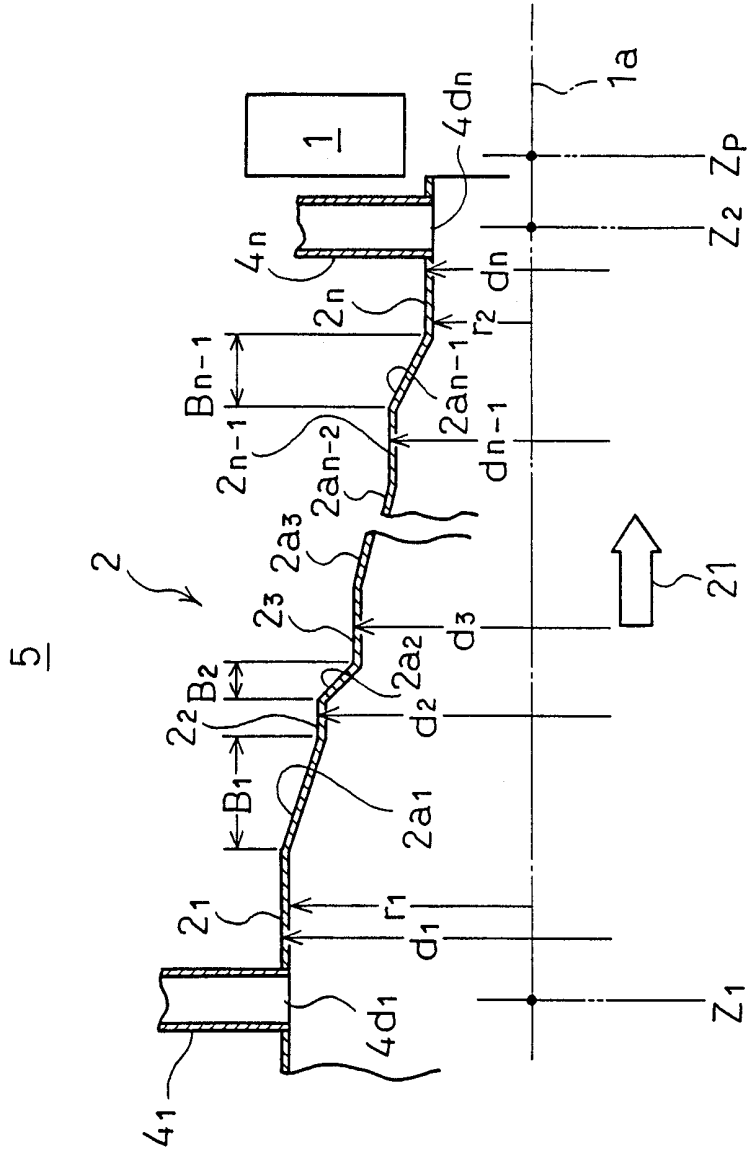
第 1 図



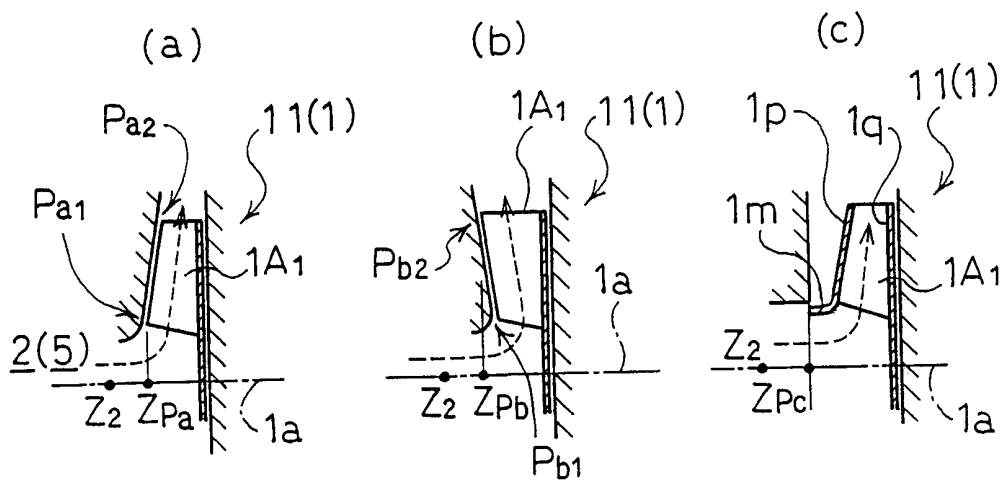
第 2 図



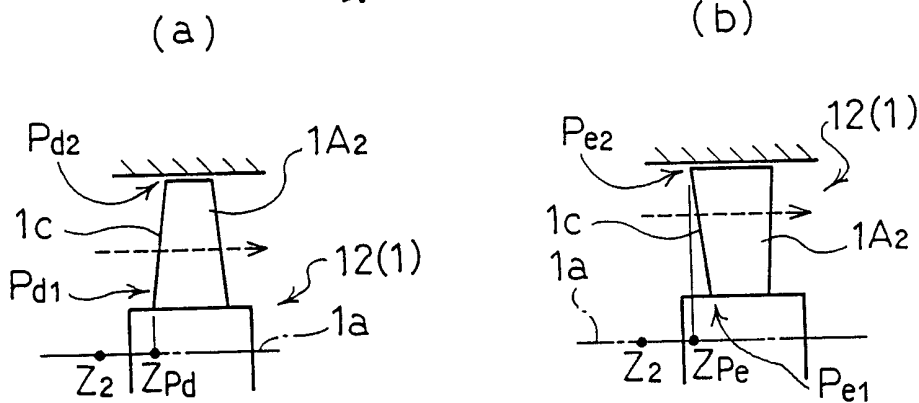
第 3 图



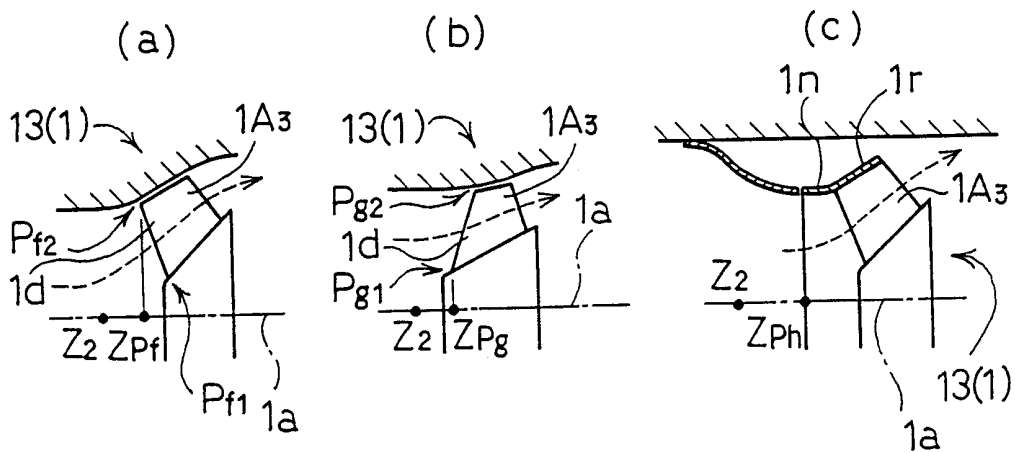
第 4 図



第 5 図

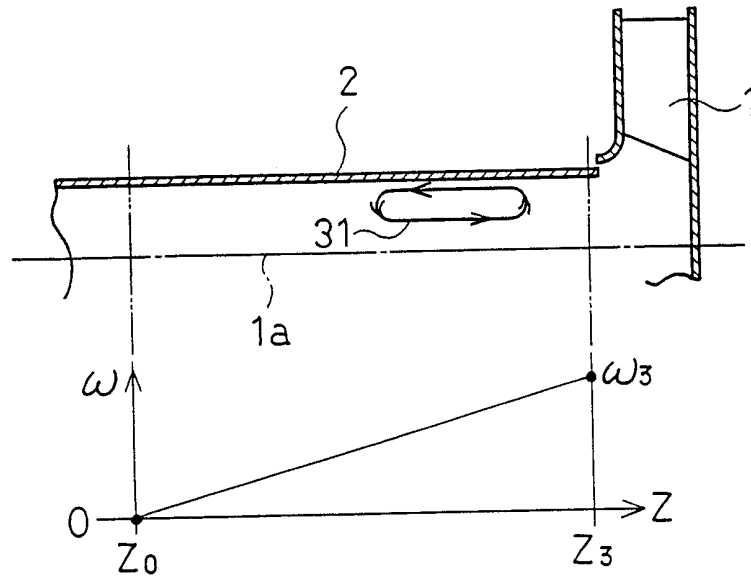


第 6 図

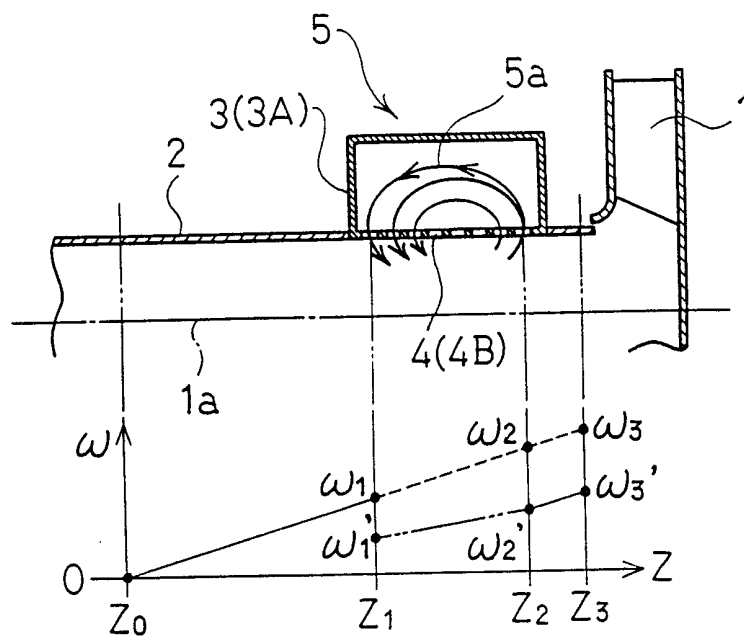


5/10

第 7 図

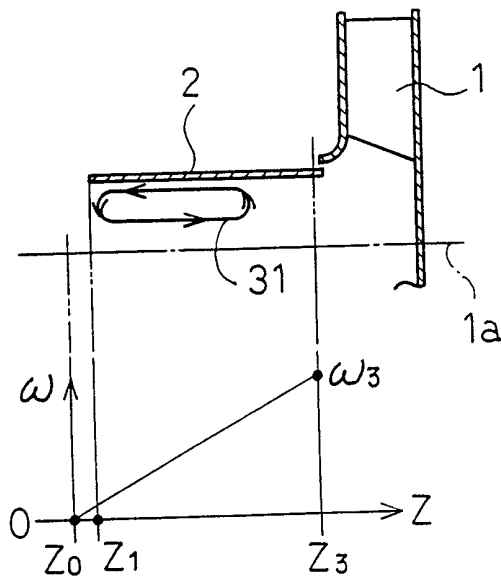


第 8 図

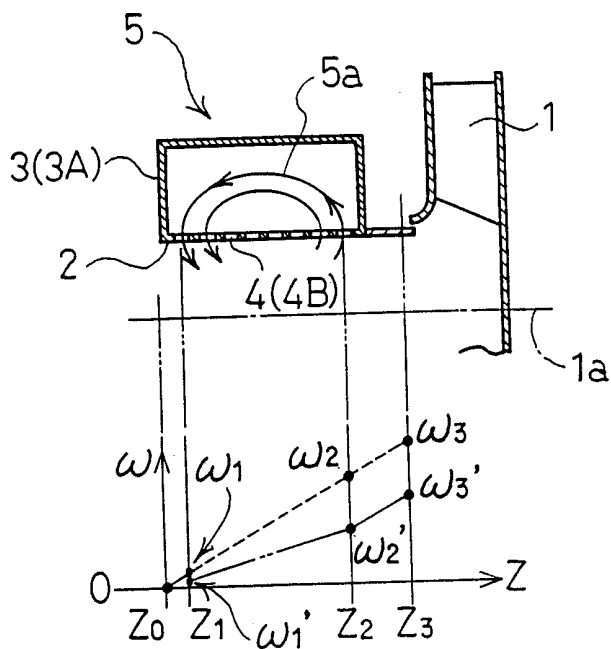


6/10

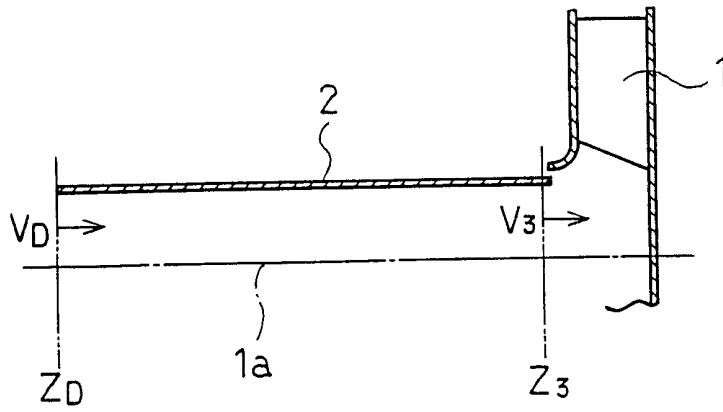
第 9 图



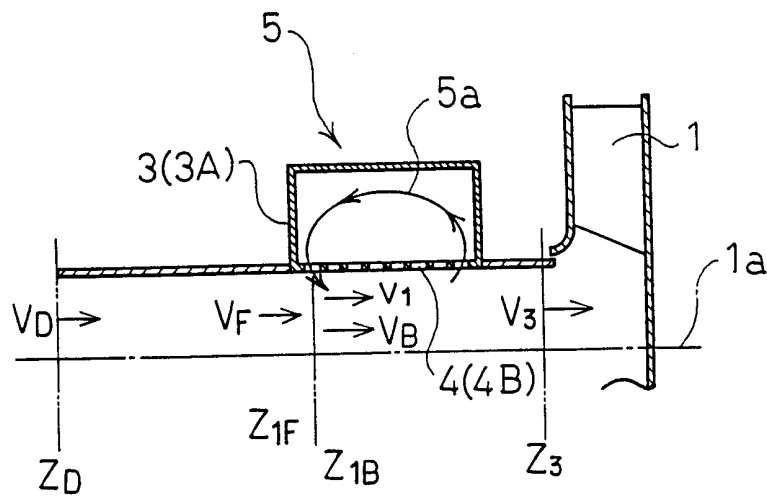
第 10 图



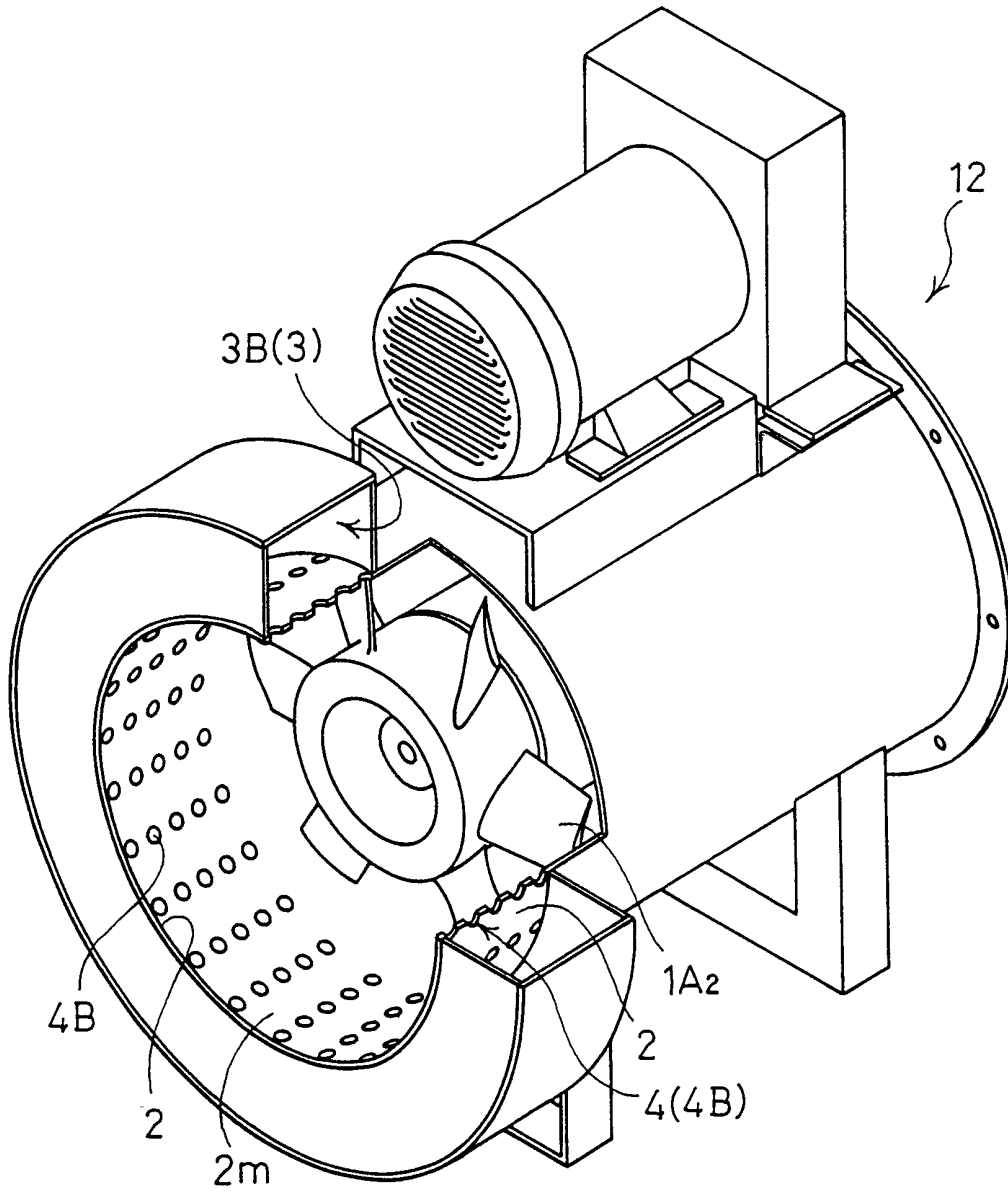
第 11 図



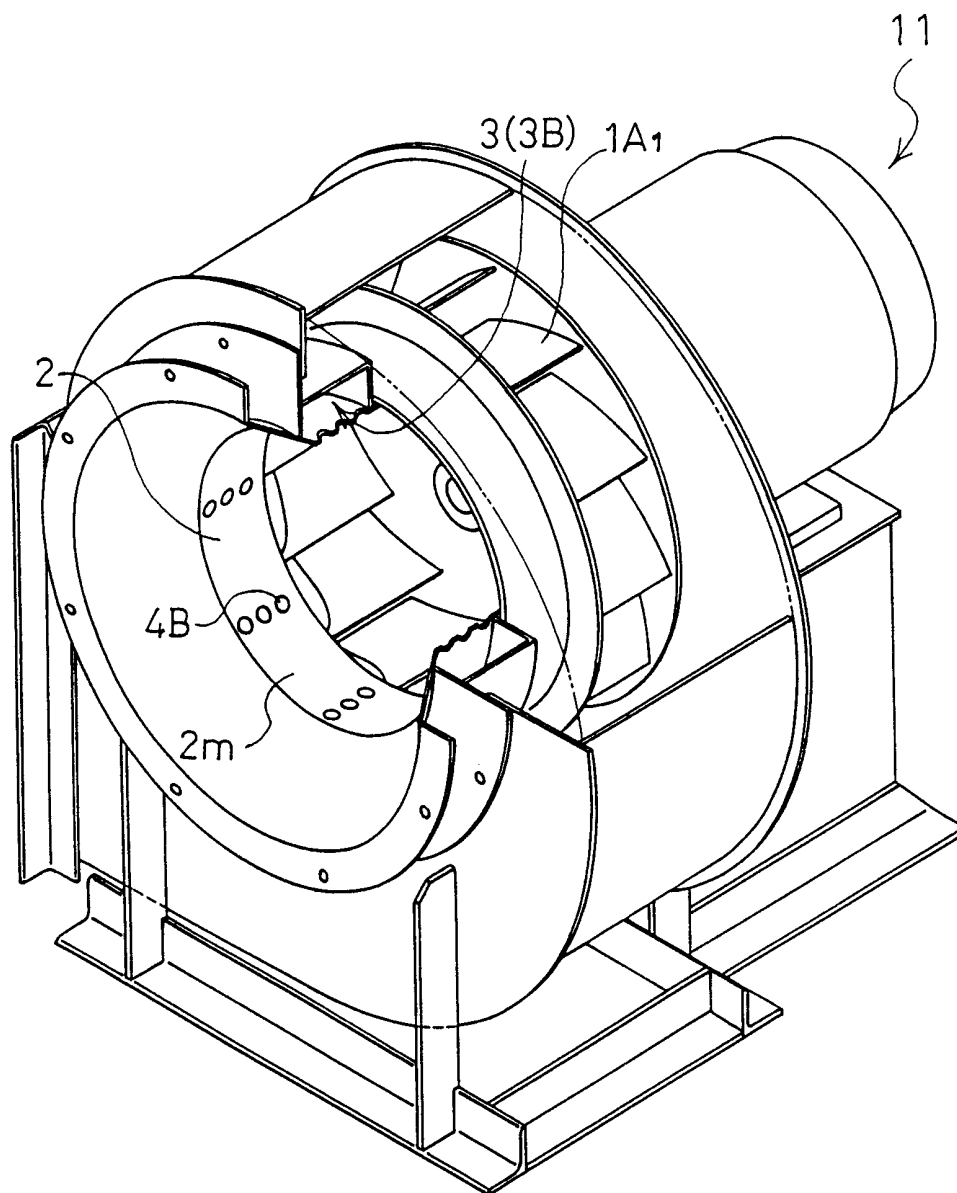
第 12 図



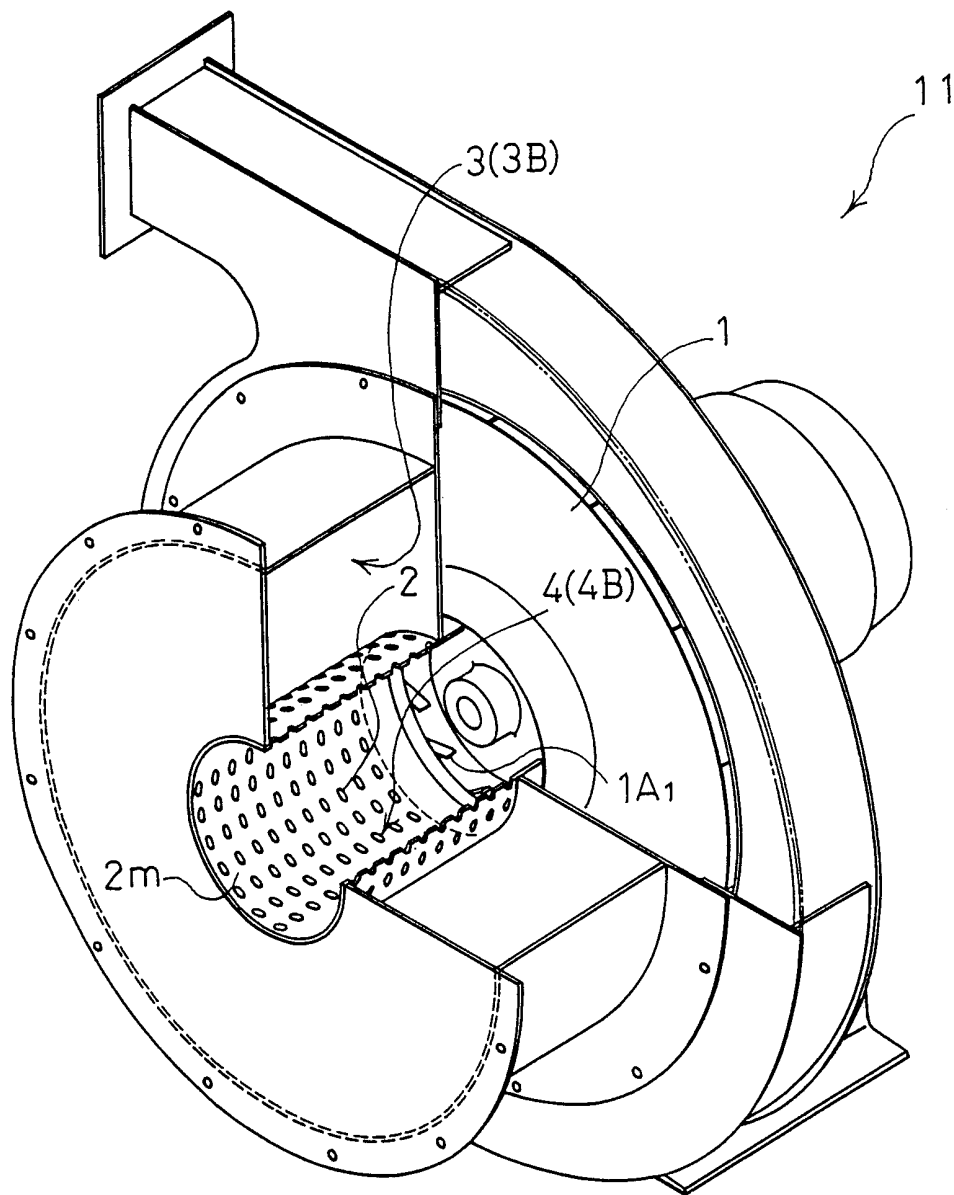
第 13 図



第 14 図



第 15 図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP98/04802

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁶ F04D29/66, F04D29/44, F15D1/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁶ F04D29/66, F04D29/44, F15D1/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-1998
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-1998	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-1998

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP, 5-340395, A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 21 December, 1993 (21. 12. 93), Fig. 1 (Family: none)	1-3 4-11
Y A	JP, 6-10894, A (Matsushita Electric Works, Ltd.), 21 January, 1994 (21. 01. 94), Fig. 5 (Family: none)	1-3 4-11
Y A	Microfilm of Japanese Utility Model Application No. 12675/1989 (Laid-open No. 105598/1990) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 22 August, 1990 (22. 08. 90), Claims (Family: none)	1-3 4-11

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
5 November, 1998 (05. 11. 98)

Date of mailing of the international search report
17 November, 1998 (17. 11. 98)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP98/04802

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
<p>Y A</p>	<p>Microfilm of Japanese Utility Model Application No. 61858/1985 (Laid-open No. 178100/1986) (Hitachi, Ltd.), 6 November, 1986 (06. 11. 86), Claims (Family: none)</p>	<p>1-3 4-11</p>

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int. Cl ^o F04D 29/66, F04D 29/44, F15D1/02	
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int. Cl ^o F04D 29/66, F04D 29/44, F15D1/02	
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1926年 - 1996年 日本国公開実用新案公報 1971年 - 1998年 日本国登録実用新案公報 1994年 - 1998年 日本国実用新案登録公報 1996年 - 1998年	
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)	
C. 関連すると認められる文献	
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示
Y A	J P, 5-340395, A (三菱重工業株式会社), 21. 12月. 1993 (21. 12. 93) 図1 (ファミリーなし)
Y A	J P, 6-10894, A (松下電工株式会社) 21. 1月. 1994 (21. 01. 94) 図5 (ファミリーなし)
	関連する 請求の範囲の番号
	1-3 4-11
	1-3 4-11
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。	
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献	
国際調査を完了した日 05. 11. 98	国際調査報告の発送日 17.11.98
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 田々井 正吾 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	日本国実用新案登録出願平成元年第12675号 (日本国実用新案登録出願公開平成2年第105598号) のマイクロフィルム (三菱重工業株式会社) , 22. 8月. 1990 (22. 08. 90) , 実用新案登録請求の範囲 (ファミリーなし)	1-3 4-11
Y A	日本国実用新案登録出願昭和60年第61858号 (日本国実用新案登録出願公開昭和61年第178100号) のマイクロフィルム (株式会社日立製作所) , 6. 11月. 1986 (06. 11. 86) , 実用新案登録請求の範囲 (ファミリーなし)	1-3 4-11