有圧換気扇の振動*

古村 義彰^{*1}, 平松 力^{*1}, 新谷 真功^{*1}

VIBRATION OF AN AXIALFLOW BLOWER

Yoshiaki KOMURA, Tsutomu HIRAMATSU, Masanori SHINTANI

In blower vibration produced by the mutual action between machinery and a fluid, the blades of the blower are sometimes seen to vibrate considerably. Furthermore, in some cases, blade stress exceeds the allowable limit; this may be the result of reaching the fatigue limit, of cracks or of a broken blade due to continuous running. The authors found that the unusually large vibration and the resonance tone occur not by the surging or the rotating stall, but by the acoustic resonance with blower duct, brought about because of the low blade stiffness normally found in low-pressure blowers constructed from steel plate.

Key Words ; Resonance, Fan Blade, Campbell Diagram, Surging, Blower, Duct, Vibration

1. 系 序

軸流送風機は高効率で高回転に適しており、小形軽量にできる等の利点が多いため、その需要も非常に増大している。一般にこのような流体機械では流体と機械系の相互作用があり、使用条件によっては振動及び騒音を発生し、使用者に不快感あるいは危険を感じさせるとともに、疲労破壊、衝撃破壊につながることもある。このような送風機の振動問題の研究は遠心送風機において多く行われている。遠心送風機についての研究の多くのものは騒音振動の原因をすべて送風機の流量-圧力特性曲線の正傾斜の部分で発生するリミットサイクル-すなわちサージング現象-にあるとしているもの⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾及び羽根車支持部と羽根との干渉による風切り音によるとしているもの⁽⁴⁾⁽⁵⁾等がみられる。また、児玉ら⁽⁶⁾は案内羽根付きの軸流送風機について論じているが、動翼周辺の流れが励起力となってダクト系と音響的に共鳴して発生したものと述べているのみで、羽根自身の振動について論じたものは全く見られない。

著者らは、有圧換気扇のように一般に羽根剛性の小さい場合には今まで述べてきたのとは別の原因で振動騒音を発生することを見いだした。すなわち羽根車羽根とダクト系の気柱振動との共振により、羽根の振動

が大きくなり羽根根元に過大応力を生じ、そのまま連続運転すると最悪の場合には疲労破壊につながり重大事故を発生することもあるので、これについて報告する。

2. 羽根の固有振動数計算

本実験に使用した有圧換気扇は5枚羽根で、羽根は鋼板のプレス成形品である。図1に羽根車の寸法、羽根のオフセット角等を示す。縦弾性係数を $E = 207$

図1 羽根車寸法

* 昭和63年9月30日 北陸信越支部信越地方講演会において講演、原稿受付 昭和63年3月22日。

^{*1} 正員、福井大学工学部 (〒910 福井市文京3-9-1)。

図 2 羽根の計算モデル

GPa, 密度を $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$ として図 2 のようなモデル化を行って円弧断面の片持ちはりとして伝達マトリクス法で固有振動数を計算し最低のものを求める。これが羽根車が回転していないときの羽根の一次の固有振動数 f_0 。(以後静的固有振動数と呼び、羽根車が回転していないときの値に下付き添え字をつける)で、計算結果は次のようになる。

$$f_0 = 124.5 \text{ Hz}$$

羽根車が回転すると遠心力の影響で羽根の固有振動数 f は高くなる。この振動数上昇の計算には既に報告してある回転する一樣断面はりの固有振動数の計算法⁽¹⁷⁾を適用する。一樣断面はりの縦弾性係数を E , 断面二次モーメントを I , はりの質量を m , 長さを L , はりのオフセット角を δ , ボス半径/はりの長さを α , 軸回転速度を Ω とすると, 無次元数 $\gamma = (f^2 + \Omega^2 \sin^2 \delta) / (EI / mL^3)$ の値は羽根車回転速度 Ω と羽根の静的固有振動数に対応する $\sqrt{EI / mL^3}$ の比 $\bar{\Omega}$ (以後速度比と呼ぶ) の関数として表される。羽根のオフセット角 $\delta = 28.5$ 度, ボス半径-羽根の長さ比 $\alpha = 1.105$ に対して速度比 $\bar{\Omega}$ と無次元数 γ の値が表 1 のように求まる。これらの値を使って次式 (1) から振動数比 f/f_0 が求められる。

$$\frac{f}{f_0} = \sqrt{\frac{\gamma - (\bar{\Omega} \sin \delta)^2}{\gamma_0}} \quad (1)$$

このようにして実機の羽根車の回転速度 n を実用回転速度範囲の $800 \sim 2400 \text{ rpm}$ として, 速度比

表 1 $\alpha = 1.105$ に対する $\bar{\Omega} - \gamma$ の関係

$\bar{\Omega}$	γ
0	12.36
0.03	12.36
0.10	12.39
0.30	12.77
1.0	15.29
3.0	38.41
10.0	290.8
30.0	2436

表 2 $\alpha = 1.105$ に対する 軸回転速度と振動数比の関係

speed n rpm	dimensionless speed $\bar{\Omega}$	γ OF Eq. (1)	ratio f/f_0
0	0	12.3624	1.0
800	0.3765	12.7776	1.015
1000	0.4707	13.0111	1.023
1200	0.5648	13.2963	1.034
1400	0.6590	13.6334	1.046
1600	0.7531	14.0221	1.060
1800	0.8471	14.4624	1.075
2000	0.9413	14.9543	1.092
2200	1.0355	15.4977	1.111
2400	1.1296	16.0925	1.131

$\bar{\Omega}$, 無次元数 γ , 振動数比 f/f_0 を計算した結果を表 2 に示す。

3. 実 験 装 置

本実験で使用した換気扇, 整流格子, ダクト系の概略を図 3 に示す。換気扇軸は電動機 (1730 rpm) から無段変速機 (変速比 0.3 ~ 1.3) を介して V ベルトで駆動する。羽根 2 枚 (羽根 1, 2 とする) の根元にひずみゲージを貼り付け, スリップリングを使って回転中の羽根の振動を計測できるようにした。

図 3 実験装置の概略

図 4 打 撃 応 答 (羽 根 1)

負荷の変更はダクト入口に設けた図3の右側面図に示すような入口断面積変更用の板を左右に移動して行い、正方形の断面寸法(吸込口形□×××)で負荷を表示する。

4. 羽 根 の 振 動 測 定

4.1 インパクト試験による羽根の静的固有振動数 ひずみゲージを貼付した羽根をテストハンマで打撃して、そのときの羽根のひずみ信号をFFT解析装置で解析した。図4は羽根1の先端を打撃したときのオートパワースペクトルである。図から羽根1の固有振動数は122 Hzであることがわかる。羽根2では120 Hzとなった。ここでは両平均の121 Hzを羽根の静的固有振動数 f_0 とする。

4.2 回転時の羽根の固有振動数 無負荷の状態では羽根車を回転させ、前述のひずみゲージからの信号をFFT解析装置で解析した。実験した回転速度は1000 rpmから100 rpm毎に1800 rpmまでの9種類と振動の大きい1650 rpmで

(a) 吸込口形 □600 軸回転速度 1000 rpm

(b) 吸込口形 □400 軸回転速度 1650 rpm

図5 回 転 時 の 羽 根 の 振 動

ある。図5(a)は軸回転速度1000 rpm、(b)は振動の大きい軸回転速度1650 rpmのときのひずみ信号のオートパワースペクトルである。図中の顕著なピークは羽根の一次の固有振動によるものでパワースペクトルの大きさは吸込口形□400、軸回転速度1650 rpmのときは(a)の場合に比べて200倍くらいになっている。

このように実験で得られた固有振動数と計算で得られた固有振動数及び実験値との差を百分率で示したのが表3である。固有振動数の実験値と計算値は最大3.0～最小2.3%の偏差に収まっている。固有振動数の後の()内数値は静止時のそれに対する比であり、両方の比の値は非常に近く、固有振動数の上昇率は理論上昇率とほとんど一致している事がわかる。これらのことから静的固有振動数(計算)を求めるとき羽根(厚さ2.3 mm)の取り付け部分(ボスの厚さ3.2 mm)が完全固定であるとしたため実際より振動数が高く見積もられ、上述のような偏差が見れたものと考えられる。

4.3 有圧状態における羽根根元の振動 図6はダクトの吸込口形を変化させたときの羽根根元の振動応力を電磁オシロで記録したものである。羽根車を初速度2100 rpmから電動機の電源を切り自由回転させたときのもので、負荷によって横軸の回転速度低下が異なっている。図から吸込口形□600、□500においては過大応力を生じていないが、□400では1800 rpmから1400 rpm付近にまで及ぶ広い範囲で異常な過大応力を生じている。吸込口形を□350にするとこの過大応力は消滅している。この現象の詳細を知るため、各条件下で定常運転時の振動応力の周波数分析を行いキャンベル線図を作成した。その例を図7に示す。図中の円の直径は振

表 3 回 転 時 の 羽 根 の 一 次 の 固 有 振 動 数

speed rpm	Frequency (Exp) Hz	Frequency (Theo) Hz	Devia tion%
0	121.0 (1.000)	124.5 (1.000)	2.9
1000	124.5 (1.028)	127.4 (1.023)	2.3
1100	124.7 (1.031)	128.0 (1.028)	2.6
1200	125.7 (1.039)	128.7 (1.034)	2.4
1300	126.2 (1.043)	129.4 (1.039)	2.5
1400	127.1 (1.051)	130.2 (1.046)	2.4
1500	127.8 (1.056)	131.1 (1.053)	2.6
1600	128.2 (1.060)	132.0 (1.060)	3.0
1650	128.7 (1.064)	132.4 (1.063)	2.8
1700	129.2 (1.068)	132.8 (1.067)	2.8
1800	130.0 (1.074)	133.8 (1.075)	2.9

図6 有圧時の羽根根元の応力波形

動応力の大きさを表しており、各図中左上に指標円を示してある。ほぼ等間隔にならんだ右上がりの原点を通る線は羽根車の回転に同期した振動数の成分で、800 rpmのとき126 Hzくらいの所からわずかに上昇している線は前項4.2で述べた回転速度の影響による羽根の固有振動数の上昇を表している線である。

吸込口形□600についてはキャンベル線図より、主に羽根車の回転に同期した（一次，二次の）振動と

羽根の固有振動とそれらの高調波成分等から成っており、異常と思われる大きな振動は発生していない。□400においては羽根の固有振動数と同一周期の振動応力が大きくなっているのがわかる。応力波形と同様に1400 rpmから1700 rpm付近にかけて過大応力が発生している。前述の図5(b)は振動応力が最大になる1650 rpmのときの振動応力のオートパワースペクトルで羽根の一次の固有振動数成分が非常に大きいため他の振動数成分のものはほとんど

図7 キャンベル線図

図8 絞り面積と振動応力 (1650 rpm)

表れていない。□300と負荷を大きくした場合には羽根の固有振動数成分が全般的に大きくなっているように見えるが左上の指標円尺度が違い、大きいときでも□400、1650 rpm時の $1/5 \sim 1/6$ 程度であり特別大きな応力は発生していない。

これらのことから異常振動は羽根の固有振動数と同一周期の振動数成分が支配的であることがわかる。最大の振動応力はキャンベル線図から□400、1650 rpmで現れるようであるが、吸込口形の変化でこの共振振動数成分の振動応力がどのように変わるかを図8に示してある。この図から吸込口形□400（絞り面積 0.16 m^2 ）のときに限り過大応力を発生しており、キャンベル線図（図7）から1650 rpmのとき32 MPa、1425 rpmのとき18 MPaの振動応力、応力波形（図6）から□400の1750 rpmのとき静止時の0ラインからは最大129 MPa（全振幅210 MPa）の応力を発生していることがわかる。この応力は疲労限度（炭素鋼 128 MPa）を越えており、そのまま連続運転すると疲労破壊（ 10^6 回、129 Hz → 217時間）する危険がある。図6（c）で最大応力が1750 rpmで現れているのは、キャンベル線図図7（b）からも解るように回転次数の二次の高調波成分と羽根の一次及び三次の共振振動数成分の和が大きくなるためであろう。このような異常振動は兎玉ら⁽¹⁶⁾の言う流れの乱れが加振源になっているのではないかと考えて流れの様子を見ることにする。

5. 流れの様子

5.1 熱線風速計による風速変動計測 図9は羽根直前における風速変動を熱線風速計で測定したものである。振動振幅の大きい1650 rpm時のもので、吸込口形□600、□500の場合には（回転速度）×（羽根枚数5）の規則的な138 Hzの風速変

図9 羽根直前の風速変動

動が現れているが、□400、□300の場合は規則的な変動の上に大きな乱れが加わっていることがわかる。この波形をスペクトル分析してみると138 Hz成分が一番大きい、その $1/3 \sim 1/5$ の大きさで129 Hz、64 Hz、50 Hz等が含まれていることがわかった。このことから風速変動が羽根振動の主因となっているとはいえない。むしろ5枚羽根であるため軸回転速度1548 rpm（ $= 129/5 \times 60$ 、厳密にはキャンベル線図の回転次数の5次の線と羽根の固有振動数の線の交点）付近で異常振動を発生しなければならないことになるが図7にもそのような現象はみられない。次に流れの乱れのもう一つの原因として考えられる流れ方向のダクトの形状変化の影響について調べることにする。

5.2 ダクト形状の影響 羽根車ケーシングと角形ダクトの接続点における断面積の急変による流れの乱れが、振動にどの様に影響するかを見るために同一断面の円筒形ダクトを取り付け羽根の振動応力を測定した。その結果円筒形ダクトを取り付けない場合と同じように、吸込口形□400の場合だけ非常に大きな振動応力を生じた。このことから羽根流入前の流れの急激な変化と、問題にしている振動応力とは直接関係ないといえる。

5.3 ダクトの気柱振動 このようなダクトの気柱振動数を算出するのは管端の処理が難しいが、図3からダクトの相当長さとして2.6～3.5 mを想定すれば吸込口形の影響も包含できるものと考えられる。このとき気柱振動数は131～97 Hzとなり、ダクトの気柱共振振動数が羽根の回転時の固有振動数と一致したため羽根が共振したと推定できる。吸込口

形口400のときにダクトの有効長が2.64mとなり気柱共鳴振動数が129Hzとなったことになる。このことの確認のため、ダクト内にスピーカを置き吸込口形を口400にして周波数を変えて音を出し、ダクト内に置いたマイクロホンで音圧を測定して、気柱共鳴振動数を求めた。129Hzで音圧レベルは特に大きくなり気柱共鳴振動数と認められた。したがって、吸込口形口400での羽根の異常振動はダクトの気柱共鳴振動数と羽根の回転時の固有振動数が一致したため発生したと言える。このことから本実験装置の場合、軸回転速度が1000~1800rpmのとき羽根の固有振動数は表3から124~133Hzとなるので、そのときダクト有効長が2.78~2.60mにならないように設計すればよいことになる。また回転次数及びその高調波とダクトの気柱振動数が一致しないようにする必要もある。吸込口形を変えることにより管端でのモード形が変化して気柱共鳴振動数が変わることが解る。逆にこのことを利用することによって、吸込口形を変化させて羽根の過大振動を防止することが出来る。本研究ではこのことを実証したことになる。

6. 結 語

以上の理論及び実験結果から換気扇羽根車の異常振動について次のような結論を得た。

1. 羽根車回転時の羽根の固有振動数上昇率は理論上昇率とほとんど一致する。

2. 本実験装置の場合、吸込口形口400、回転速度1650rpmのときに羽根根元に129Hzの過大応力を発生し、このまま連続運転すると疲労破壊する危険がある。

3. 上記過大応力は羽根の共振現象によるもので、一般に言われる単なる流体のサージングによる強制振動だけによるものではなく、羽根の固有振動数とダクトの気柱共鳴振動数が一致して発生することが解った。従って羽根の固有振動数とダクトの気柱共鳴振動数を一致しないようにすべきで、ダクト長さまたは吸込口形を適当に設計しなければならない。

文 献

- (1) 草間, 辻, 神田, 機論, 22, 17 (昭31-5), 360.
- (2) 草間, 辻, 機論, 22, 121 (昭31-9), 642.
- (3) 下山, 伊藤, 機論, 22, 125 (昭32-1), 25.
- (4) 下山, 伊藤, 機論, 22, 125 (昭32-1), 32.
- (5) 下山, 伊藤, 機論, 22, 125 (昭32-1), 38.
- (6) 辻, 松島, 寺田, 機論, 26, 162 (昭35-2), 238.
- (7) 伊藤, 機論, 26, 162 (昭35-2), 256.
- (8) 伊藤, 機論, 26, 162 (昭35-2), 265.
- (9) 伊藤, 機論, 26, 162 (昭35-2), 274.
- (10) 伊藤, 機論, 26, 162 (昭35-2), 283.
- (11) 伊藤, 機論, 26, 162 (昭35-2), 289.
- (12) T. Fukano, Y. Kodama and Y. Takamatsu, J. Sound and Vibration, 56, 2 (1978), 261.
- (13) I. J. Sharland, J. Sound and Vibration, 1, 1 (1964), 302.
- (14) 妹尾, 晃玉, 機論, 39, 320 (昭48-1), 1246.
- (15) 深野, 晃玉, 機論, 51, 466 (昭60-1), 1825.
- (16) 晃玉, 深野, 機論, No. 85-0914B (昭60).
- (17) 平松, 占村, 山本, 福井大学工学部研究報告, 32, 2 (昭59), 191.