

歪応答を利用する実験モード解析の研究

田邊 雄一
法政大学工学部機械工学科

桑原 広樹 岩原 光男 長松 昭男
法政大学工学部機械工学科

従来の実験モード解析の方法では測定が困難である回転構造体の振動特性を調査する。そのために、歪ゲージを利用して実験モード解析を行う。また、加速度ピックアップを利用した実験、及び計算からも振動特性を求め、それぞれを比較・検討していく。

1. 緒論

振動は私たちの身近なところで生じており、私たちが生活していく上でも深いかかわりを持っている。私たちが身近に利用する機械では、振動が小さいことや心地よく振動することが大きな商品価値になっている。一方で、振動による問題も数多く起きており、現在特に振動が重要視されている。今後さらに厳しくなっていく設計条件を満たし、振動問題を設計開発の段階で予知し、対策していくため、また、開発時間の短縮や、コスト削減の面でも、実験と計算により振動特性を解明し、商品の品質を向上させていくことが求められている。そこで今回は、回転構造体の振動特性を調査することを目的とし、前述の大きな目的へと発展させていく。なお、研究対象はシロッコファンである。

従来の方法では質的な問題などから回転構造体の振動特性は求められないこと、応力が問題となる現象の解明には、加速度より歪を利用して振動特性を求める方が望ましいこと、また、コストの面でも歪を利用した試験の方が安価に抑えられるなどの利点も多くあるため、本研究では、加速度だけでなく、歪を利用した振動解析も行う。

また、計算からも振動特性を求め、上述の試験結果と比較・検討していく。

2. 理論モード解析

対象物であるシロッコファンを有限要素法でモデル化し、計算によってモード特性を求める。モデル作成には Solid Works と Altair Hyper Mesh を使用し、計算には MSC/NASTRAN を使用した。

図1に 研究対象であるシロッコファンと、その有限要素モデルを示す。

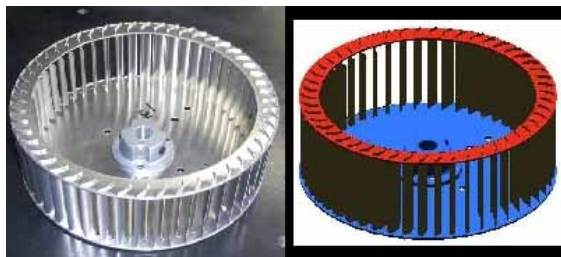


Fig1. The subject of one's research and FEM Model

3. 実験モード解析

実験モード解析とは、振動試験で得た加振力と応答の測定結果から、信号処理によって周波数応答関数または単位衝撃応答求め、さらにモード解析の理論を用いて、それからモード特性を同定する一連の流れのことである。実験モード解析の手法として非線形最適化法が提案されている。非線形最適化法は、周波数領域法である偏分反復法を基礎に多点応答に拡張したものである。

今回、振動試験は自由支持、及び固定支持で行った。両者とも応答点を固定し、加振点を60点とする加振点移動で行った。入力変換器にはインパルスハンマを用い、応答変換器には加速度ピックアップと歪ゲージを用いた。

図2に固定支持における応答点、及び加振点の位置を示す。

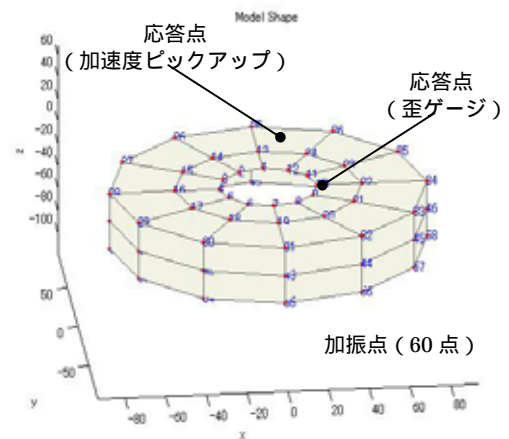


Fig2. Response point and Excitation point (Fixed Support)

3.1. 自由支持での実験モード解析

シロッコファンをゴムに吊るすことで自由支持状態とした。

実験モード解析システムによりモードアニメーションを見ることができる。図3から図9に実験により得られた第一次から第七次固有モード形状を示す。また、図10から図16に有限要素モデルから計算で得られた第一次から第七次固有モード形状を示す。

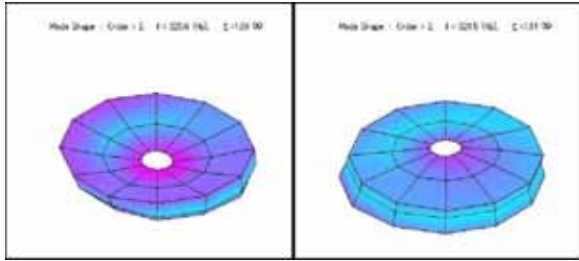


Fig3. Experiment Mode Shape No.1
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

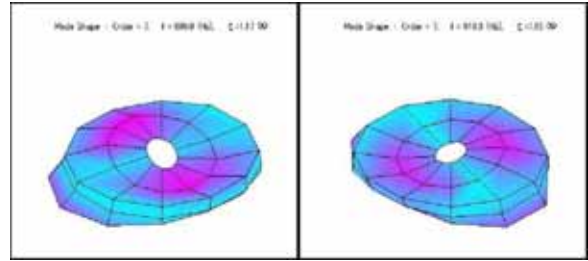


Fig8. Experiment Mode Shape No.6
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

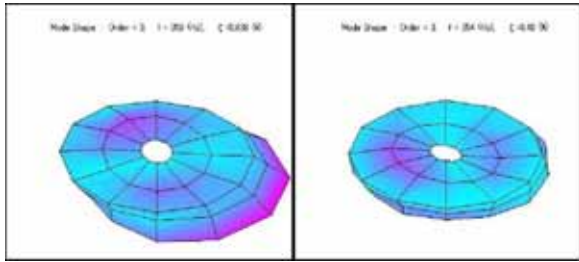


Fig4. Experiment Mode Shape No.2
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

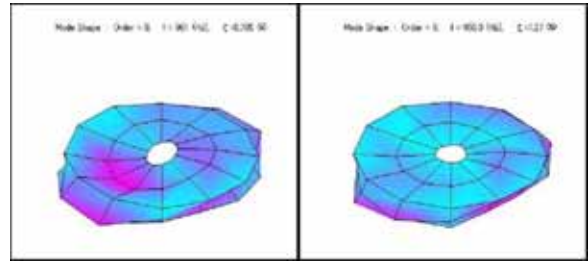


Fig9. Experiment Mode Shape No.7
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

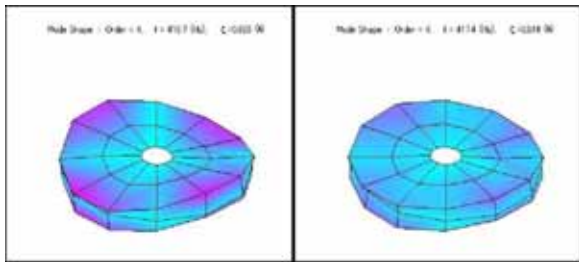


Fig5. Experiment Mode Shape No.3
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

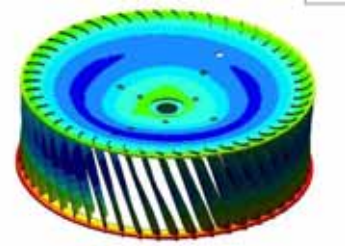


Fig10. FEM Mode Shape No.1

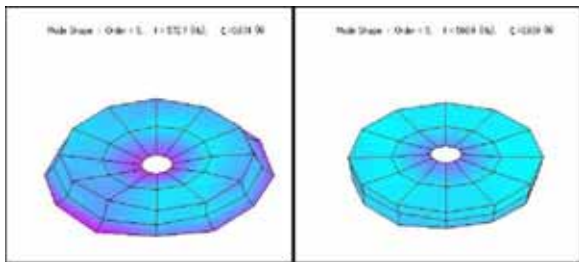


Fig6. Experiment Mode Shape No.4
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

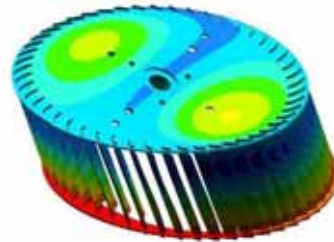


Fig11. FEM Mode Shape No.2

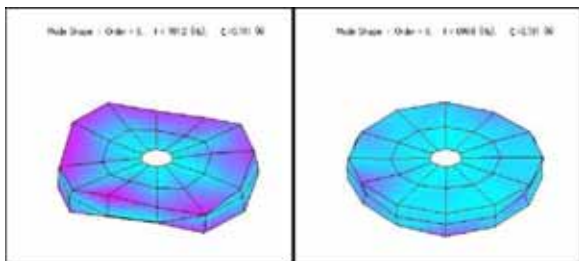


Fig7. Experiment Mode Shape No.5
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

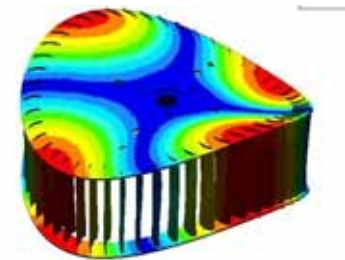


Fig12. FEM Mode Shape No.3

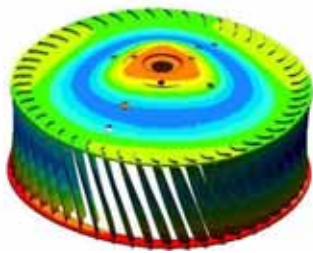


Fig13. FEM Mode Shape No.4

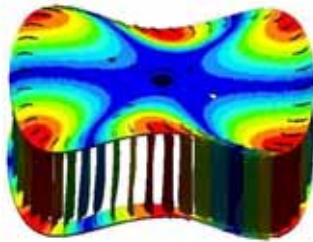


Fig14. FEM Mode Shape No.5

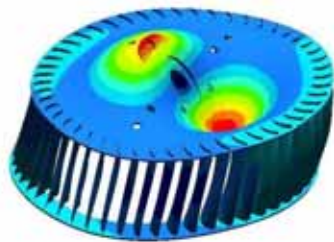


Fig15. FEM Mode Shape No.6

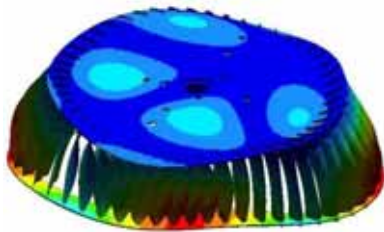


Fig16. FEM Mode Shape No.7

3.2 固定支持での実験モード解析

支持台に固定したモーターにシロッコファンを取り付けることで固定支持状態とした。

図 17 から図 23 に実験により得られた第一次から第七次固有モード形状を示す。また、図 24 から図 30 に有限要素モデルから計算で得られた第一次から第七次固有モード形状を示す。

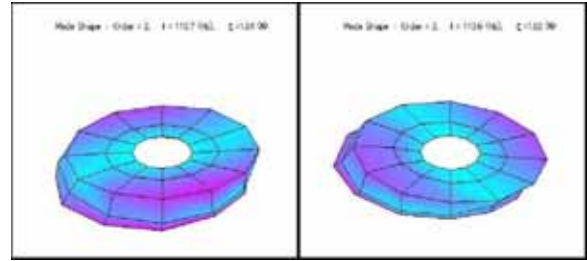


Fig17. Experiment Mode Shape No.1
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

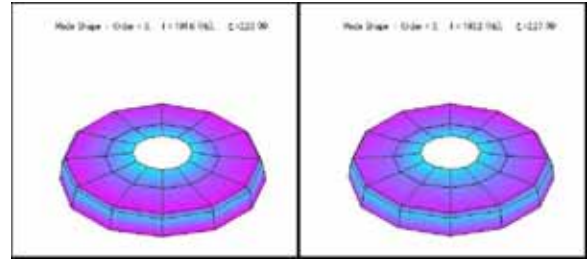


Fig18. Experiment Mode Shape No.2
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

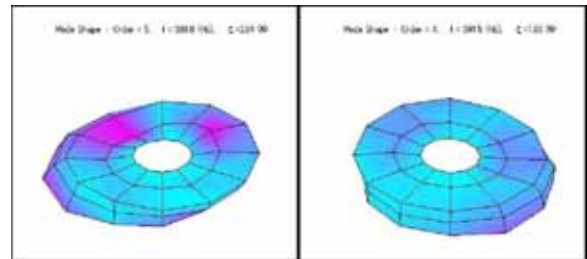


Fig19. Experiment Mode Shape No.3
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

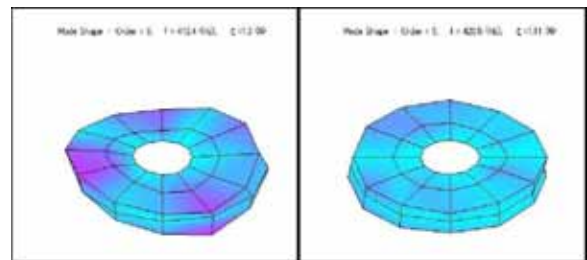


Fig20. Experiment Mode Shape No.4
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

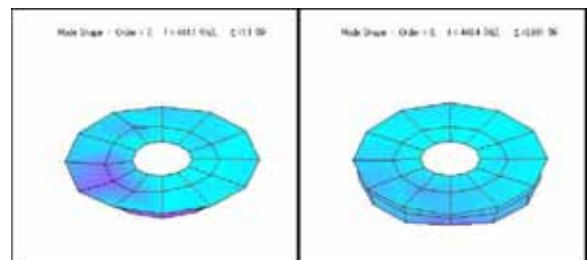


Fig21. Experiment Mode Shape No.5
(left:acceleration pickup right:strain gauge)

Mode Shape : Order = 6, f = 812.942, $\zeta = 1.92$

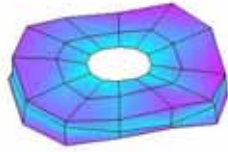


Fig22. Experiment Mode Shape No.6
(acceleration pickup)

Mode Shape : Order = 6, f = 809.946, $\zeta = 1.3736$

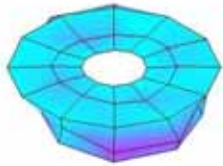


Fig23. Experiment Mode Shape No.7
(acceleration pickup)

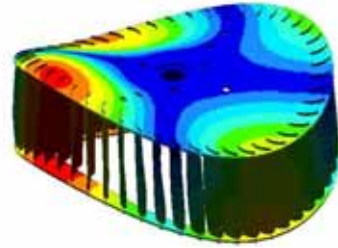


Fig27. FEM Mode Shape No.4

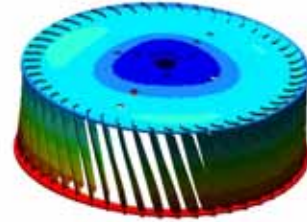


Fig28. FEM Mode Shape No.5

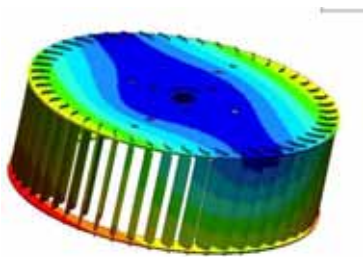


Fig24. FEM Mode Shape No.1

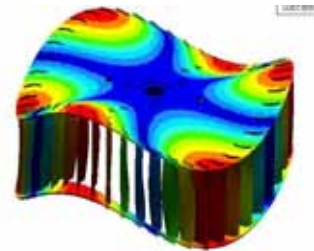


Fig29. FEM Mode Shape No.6

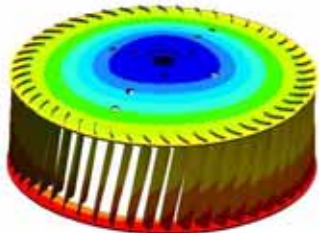


Fig25. FEM Mode Shape No.2

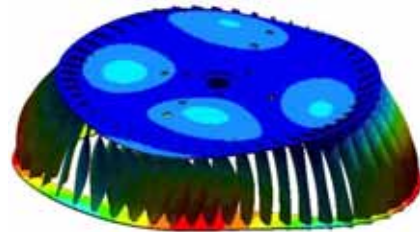


Fig30. FEM Mode Shape No.7

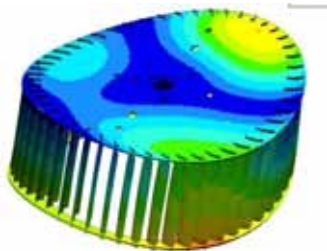


Fig26. FEM Mode Shape No.3

4. 固有振動数の比較

4.1 加速度ピックアップと歪ゲージによる実験の比較

表1に自由支持、表2に固定支持それぞれの加速度ピックアップ、及び歪ゲージ利用の実験から得られた固有振動数とその誤差を示す。また、図31に表1、2で示した自由支持、及び固定支持の固有振動数の比較を示す。

Table11. Natural Frequency by Experiment (Free Support)

Mode No.	加速度ピックアップ [Hz]	歪ゲージ [Hz]	誤差
1	325.6	324.5	0.34%
2	356	354	0.56%
3	416.7	417.4	0.17%
4	572.7	568.9	0.66%
5	701.2	699.8	0.20%
6	899.8	919.3	2.17%
7	961	955.3	0.59%

Table12. Natural Frequency by Experiment (Fixed Support)

Mode No.	加速度ピックアップ [Hz]	歪ゲージ [Hz]	誤差
1	110.7	113.6	2.62%
2	191.6	193.2	0.84%
3	389.8	391.5	0.44%
4	412.4	420.5	1.96%
5	444.1	448.4	0.97%
6	691.2		
7	936.9		

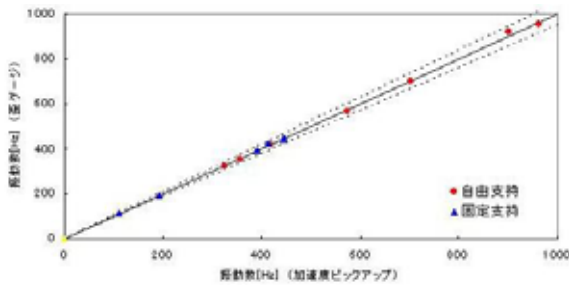


Fig31. Comparison of Natural Frequency by Experiment

表 1、2、図 31 から、自由支持、固定支持ともに 2 つの実験の誤差が 3%以内と非常に近い固有振動数の値を示している。また、自由支持での図 3 から図 9、固定支持での図 17 から図 21 でのモード形状も酷似していることから、歪ゲージを利用した実験モード解析からでもモード特性を得ることができるといえる。

しかし、問題点も残されている。それは、歪ゲージを利用した実験での、固定支持における 500Hz 以降の固有モードが得られていないことである。

図 32 に加速度ピックアップ、図 33 に歪ゲージ利用による実験から得られたモード指示関数を示す。モード指示関数とは、値が 0 に近いほどその周波数が固有モードであると指示するものである。

図 34 に加速度ピックアップ、図 35 に歪ゲージ利用による実験から得られたボード線図を示す。ボード線図とは、周波数(振動数)を共通の横軸とし、縦軸に振幅(大き

さ)と位相をとった 2 個の図を縦に並べたもので、図中の青線は実験から得られたある加振点における周波数応答関数の振幅と位相で、赤線はすべての加振点から求めたモード特性を基に再度導出したその点における周波数応答関数の振幅と位相である。

図 35 から 500Hz 付近を境に、実験から得られた位相とモード特性を基に再度導出した位相が大きくずれていることがわかる。この位相のずれは歪ゲージでの実験の際に用いたアンプの特性によるものだと考えられる。この位相の大きなずれにより、図 33 のモード指示関数も 500Hz 付近を境に反転してしまい、そのため 500Hz 以降のモード特性を得にくくなったのだと考えられる。

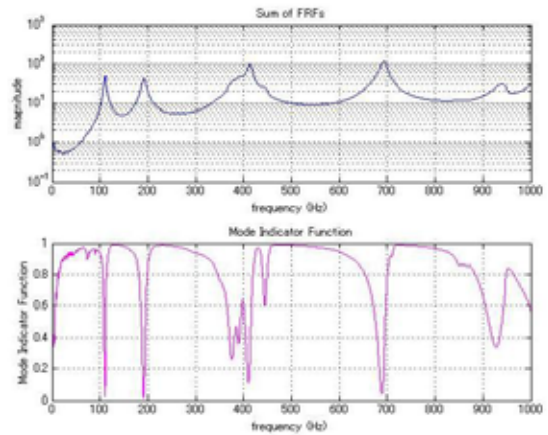


Fig32. Mode Indicator Function (acceleration pickup)

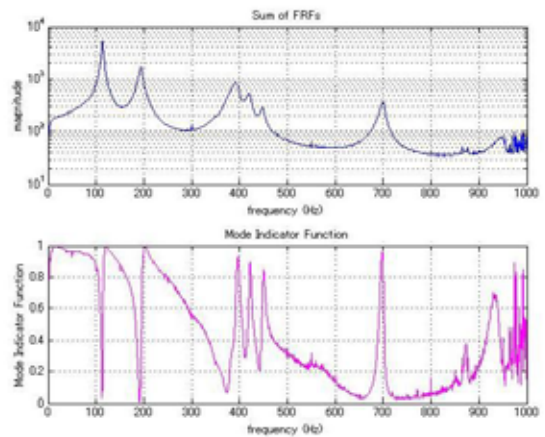


Fig33. Mode Indicator Function (strain gauge)

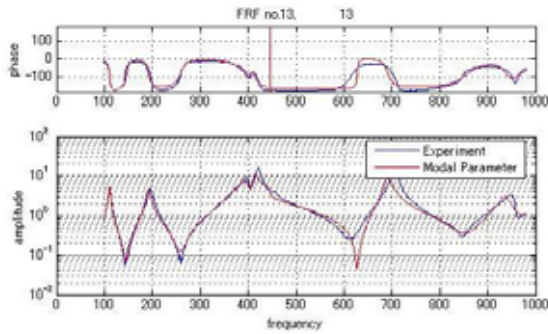


Fig34. Bode plot (acceleration pickup)

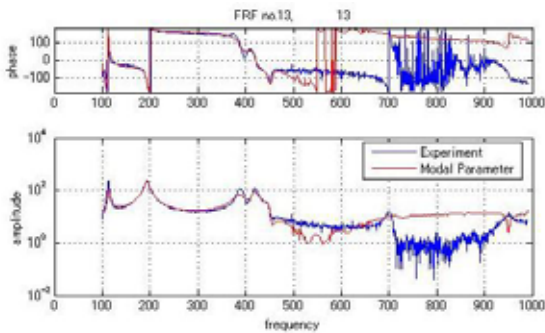


Fig35. Bode plot (strain gauge)

4.2 実験と計算の比較

表 3 に理論モード解析から得られた固有振動数、及びその値と加速度ピックアップ利用による実験値との誤差を示す。また、表 3 で示した固有振動数の比較を図 36 に自由支持、図 37 に固定支持として示す。

Table3. Natural Frequency by FEM

Mode No.	自由支持		固定支持	
	固有振動数 [Hz]	誤差	固有振動数 [Hz]	誤差
1	311.9	4.39%	107.4	3.07%
2	331.9	7.26%	192.4	0.42%
3	402.0	3.66%	379.8	2.63%
4	515.5	11.10%	412.5	0.02%
5	702.9	0.24%	328.0	35.40%
6	958.0	6.08%	699.5	1.19%
7	1091	11.92%	1089	13.97%

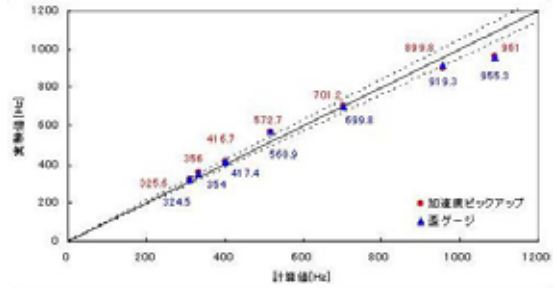


Fig36. Comparison of Natural Frequency by FEM (Free Support)

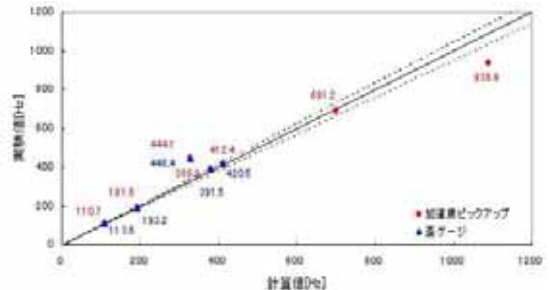


Fig37. Comparison of Natural Frequency by FEM (Fixed Support)

今回の有限要素モデルでは、羽根が図 11 のように、中心軸に対して垂直方向に揺れるようなモード形状や、図 13 のような、ねじりのモード形状で誤差が大きく生じていることが確認できた。また、そのようなモードの変化が大きくなるほど誤差も大きくなることが確認できた。

この誤差原因は、モデル作成時の羽根と本体との接続条件の簡易化にあると考えられる。実際のシロッコファンでは本体に羽根を差し込み、締め付けることで接続しているが、今回のモデルでは計算上、羽根と本体とを点で接続し、羽根に厚さの条件を与えたものなので、羽根、及びその接続部が中心軸に対して垂直方向に変化するモード形状に対して正しいモード特性を得ることができなくなったものだと考えられる。

5. 実稼動試験

実稼動試験は、歪ゲージを用いた回転試験で、回転時に生じる歪をフーリエ変換し、シロッコファンの振動特性を得るものである。回転時に歪ゲージからの配線が絡まないようスリップリングを取り付け、200rpm から 2000rpm まで、200rpm 刻みで試験を行った。

図 38 に実稼動試験に用いた装置を示す。また、図 39 に試験により得られたパワースペクトル、表 4 に回転数に対しての固有振動数、表 5 に固定支持での計算によって得られた固有振動数との比較を示す。

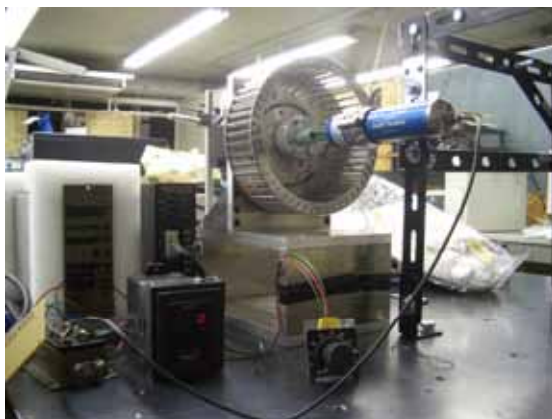


Fig38. Operation Test Equipment

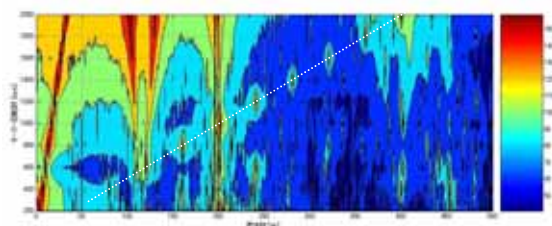


Fig39. Power Spectral Density Function

Table4. Natural Frequency of Engine Speed

回転数 [rpm]	Mode NO.		
	1次[Hz]	1次[Hz]	2次[Hz]
2000	102	130	196
1800	104	129	196
1600	105	127	196
1400	106	126	196
1200	108	124	196
1000	109	123	197
800	111	121	197
600	111	121	196
400			196
200			196

Table5. Comparison of Operation Test and Fixed Support

Mode NO.	実稼動 [Hz]	固定支持 [Hz]	誤差
1	111	106.1	4.62%
1	121	107.4	12.66%
2	196	192.4	1.87%

図 39 において 50Hz 以下に見られるパワースペクトルの励起はモーターの回転数であり、白の点線上の振動数は回転数に比例しているため、シロッコファンの固有振動数ではないと考えられる。したがって、それら以外の赤く出ているパワースペクトルの励起がシロッコファンの固有振動数であり、左から 1 次モード、その対象モード、2 次モードだと考えられる。

また、回転数が上がるにつれて対象モードの固有振動数の差が広がっていくのは、回転時の振動データを得るために、歪ゲージや配線、その他部品などをシロッコファンに取り付けたことで、回転軸に対して対象ではなくなってしまうことが原因だと考えられる。

6 結論

1. 実験モード解析において自由支持、固定支持ともに 1000Hz の間に 7 個の固有モードを得た。
2. 理論モード解析において、特定のモード形状で固有振動数の誤差が大きくなり、有限要素モデルの見直しが必要である。
3. 今回の試験では、500Hz 以内の範囲に固有振動数が確認できる場合、歪ゲージを実験モード解析に利用することができる。
4. 200rpm から 2000rpm での実稼動試験において、回転時の固有振動数を得ることができ、それぞれの固有振動数が固定支持での固有振動数と対応していることが確認できた。

7 今後の展望

1. 歪ゲージ利用での実験モード解析において、高い周波数でのモード特性も得られるようにする。
2. 有限要素モデルを改良し、ねじりモード形状にも対応できるようにする。
3. 実稼動時のモード形状を求める。

参考文献

- [1]長松昭男、"モード解析入門"、コロナ社、1993 年。
 [2]大館淳、保坂学、岩原光男、御法川学、長松昭男、"モード解析によるシロッコファンの振動特性"、法政大学計算科学研究センター研究報告第 17 号、2004 年。

キーワード.

振動、モード解析、有限要素法、歪応答

Summary.

A study of experimental modal analysis by means of strain response

Yuichi Tanabe

Department of Mechanical Engineering, Hosei University

Hiroki Kuwabara Mitsuo Iwahara Akio Nagamatu

Department of Mechanical Engineering, Hosei University

To study the vibrational quality of the rotary structure which conventional experimental modal analysis has difficulty in measuring. For that, we carry out the experimental modal analysis by means of the strain gauge. And, find the vibrational quality from the experiment and calculation based on the acceleration pickup, then compare each of these.

Keywords.

Vibration, Modal Analysis, FEM, Strain Response