

S3-3-3. 鉄道車両用全閉外扇形主電動機におけるファン騒音と共鳴周波数

[電、機] ○野田伸一(東芝) [電] 水野末良(東芝)

Fan noise and Resonance Frequency in Traction Fan cool Type Motor

Shinichi NODA, Member (Toshiba corporation, Power and Industrial Systems R&D Center)
Sueyoshi MIZUNO, Member (Toshiba corporation).

In recent years, with the rise of interest in environmental problems, noise reduction in motors has come to be stringently required. There are three kinds of motor acoustic noise: I ventilation noise, II electromagnetic noise and III machine noise. It is assumed that ventilation noise mostly consists of fan noise in high speed machines. As to fan noise, this is produced by the number of rotations and the number of fan blades and by the turbulence sound produced by the disturbed flow of cooling air. Regarding fan blade sound and turbulence sound, many studies on noise reduction have been done by flow analysis using examination of fan blade number and shape. However, papers describing the space resonance frequency of the fan space that is a propagation channel of the fan noise have not been found. Thus, in this paper, space resonance frequency and resonance mode of the fan channel was analyzed by FEM and experiments. These have not yet been studied by research to the present. In addition, the effect of rotational sound and resonance mode on noise is described.

キーワード: 車両用主電動機、ファン騒音、共鳴周波数

KeyWords: Traction Motor, Ventilation Noise, Fan Noise, Resonance mode

1. まえがき

鉄道車両用主電動機は、従来から自己通風方式の誘導主電動機が主流である。この方式は、外気を主電動機内部に取り組み発熱部を直接冷却できるため、冷却効率が良く、小型・大容量化に適している。反面、主電動機内部に微量ながら外気とともに塵埃を取り込み、長期間にこの塵埃が積もって冷却を低化させるため、定期的な分解清掃が必要となる。そこで、主電動機内部への塵埃を防止した全閉外扇主電動機が開発されている⁽¹⁾。一方、都市圏を中心に沿線環境への配慮として低騒音化の要望も高まっている。

全閉外扇主電動機の低騒音化として、外扇冷却ファンの騒音がある。ファン騒音には、回転数 f と羽根枚数 z との積とする回転音 fz と、風の流れが乱れることで発生する乱流音がある。

回転音と乱流音については、羽根枚数の検討および羽根形状に関する流れ解析から騒音低減に関する数多くの研究^{(2)~(8)}が行われている。

その中で、山西ら⁽⁶⁾は、電動機に用いられている唯一の遠心式ラジアルファンについて研究し、羽根枚数を12枚から5枚に削減し、回転音(回転数 f (60s⁻¹)×羽根枚数 $z=fz$ 成分の音)の発生周波数を可聴周波数720Hzから300Hzまで低下させることで、騒音レベルを2dB低減している。しかし、高速回転時(80s⁻¹以上)においては発生周波数が高くなることから騒音低減効果が小さいとしている。

これらの多くの文献から、電動機のファン騒音の伝播経路で

あるファン周りの空間共鳴周波数について述べた論文は見られない。

本論文では、従来の研究で明らかにされていないファン周りの空間共鳴モードを明らかにし、回転音と空間共鳴周波数の関係から騒音への影響について解明した内容を述べる。

- (1)ファン周りの三次元空間の共鳴周波数を有限要素法にて計算する。
- (2)実験にて、運転周波数を変化させ、騒音の周波数分析を行い、回転音と共鳴周波数の関係を把握する。
- (3)実験において、ファンカバー内にスピーカを設置し、ランダムノイズを発生させ、共鳴周波数を確認する。

次章より、上記の内容について述べる。

2. 解析対象の電動機

表1に解析および実験対象の全閉外扇形誘導電動機の仕様を示す。図1に示すのは、電動機構造の断面図である。電動機本体の外部に突出する回転軸に冷却ファンを取着している。円筒空洞形状のファンカバーの中央吸込み口から空気を吸込み、ファンカバーの案内筒に案内されて吐出し口から空気を吐出し、電動機本体に取着したファンカバーで、電動機の外周に導く構成である。ファンの羽根枚数は8枚である。

表1 解析対象の全閉外扇形誘導電動機の仕様

電動機の種類	全閉外扇形誘導電動機
極数、定格出力	2 P、5.5 kw
定格電圧	200/220 V
運転周波数	0~100 Hz
回転数	0~6000 min ⁻¹ (100s ⁻¹)
ファンの種類	遠心式ラジアルファン
羽根枚数	8枚
ファンカバー径	φ 245 mm

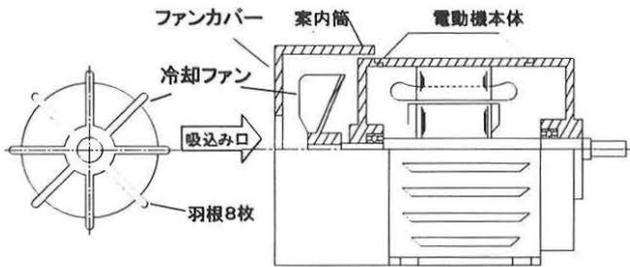


図1 電動機構造の断面図

3. 有限要素法による共鳴周波数解析

冷却ファン周りの三次元空間の音場問題を検討する場合には、その空間での音場解析を実施し、その音響特性を把握することが重要であることから、有限要素法により共鳴周波数と共鳴モードを計算する。

(3.1) 音響系の基礎方程式

有限要素法を音場解析に適用する場合の考え方を述べる。

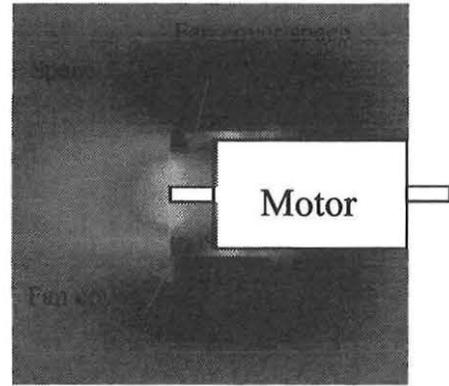
空気中に、寸法 dx, dy, dz の微小体積要素を考え、その要素の変位を $d(\xi, \eta, \zeta)$ 、流体密度を ρ_a 、要素に作用する圧力を p とすると、その運動方程式は、式(1)で与えられる。

$$\rho_a \frac{\partial^2 d}{\partial t^2} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \right) p = -\nabla p \quad (1)$$

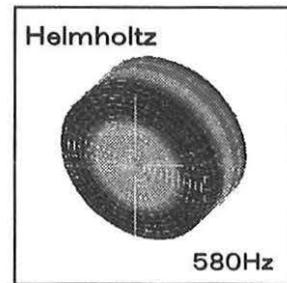
また、圧力 p は、流体の体積弾性率 K を用いて、式(2)で表される。

$$p = -K \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \eta}{\partial y} + \frac{\partial \zeta}{\partial z} \right) = -K \nabla d \quad (2)$$

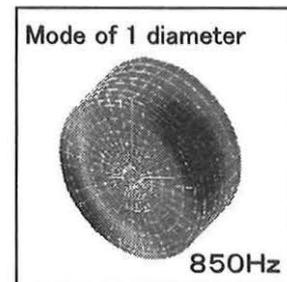
式(1)と式(2)から波動方程式は、式(3)になる。



(a) Mode of Helmholtz (580Hz)



(b) Resonance mode(580Hz)



(c) Resonance mode(850Hz)

図2 有限要素法モデルと音響解析結果

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{K}{\rho_a} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) = \frac{K}{\rho_a} \nabla^2 p \quad (3)$$

ここで簡単のため一次元の音響系を仮定すると、式(3)は、式(4)と表すことができる。

$$\frac{1}{K} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (4)$$

さらに、この微小体積要素が、音響インピーダンス Z_n なる壁に接しているものとするれば、式(5)の境界条件式が成立する。

$$p = j \frac{1}{\rho_a \omega} Z_n \nabla p \quad (5)$$

(3.2) 有限要素法解析

図2(a)に示すように有限要素法モデルは、ファンカバー内の空間と電動機の周りの三次元空間とする。冷却ファンの構造物は薄板形状のためにモデル化は省略している。

図2(b)と図2(c)に共鳴周波数と共鳴モードの計算結果を示す。ファン周りの空間共鳴周波数は、ファンカバーの吸込み口で音圧が変化し、ファンカバー内全体の音圧が大きくなる共鳴モード580Hzが得られた。このモードは、ファンカバーの円筒部に開口部があるため、電動機周りの空間との音圧の出入りする現象である。さらに、この共鳴モードはファンカバー吸込み口で音圧が出入りすることから、放射騒音に大きく影響することが考えられる。

ファンカバー内の円筒空間での直径節モード850Hz、1020Hz、1360Hzがあることが計算から得られた。これらの共鳴モードは、ファンカバー内の閉空間で発生することから、ファンカバーの直径寸法によって決まる定在波であると考えられる。

以上から、ファン周りの空間共鳴は、ファンカバーの吸込み口で音圧が出入りする共鳴モードとファンカバー内の円筒閉空間での直径節モードであることが分かった。

4. 実験

共鳴周波数がファン騒音にどのように影響するかを実験にて確認する。

(4.1) 回転数変化の騒音周波数分析

ファン騒音を明確にするため、ファンカバーの吸込み口側から20cm離れた位置にマイクを設置する。回転数を0~100s⁻¹の範囲で変化させ、発生する騒音をFFTアナライザにて周波数分析する。

(4.2) ファンカバー内の空間共鳴周波数の測定

ファンカバー内にスピーカーを設置し、ホワイトノイズを発生させ、FFTアナライザにて分析し、共鳴周波数を検出する。

(4.3) 回転数変化における騒音周波数分析の結果

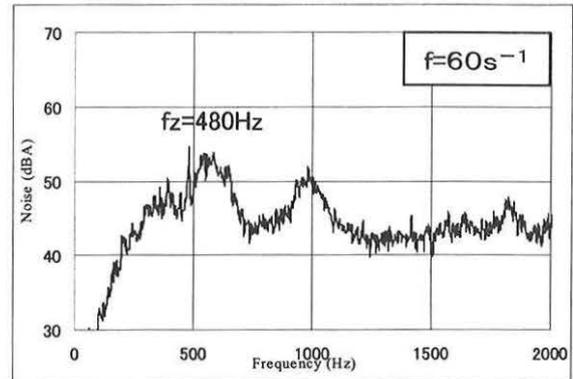
図3に特定の回転数での騒音のFFTによる周波数分析結果を示す。

これらの結果から580Hzと1000Hzあたりに△△状の盛り上がった周波数帯が認められる。この周波数帯は、回転数を変化させても変わらないことと、3章で述べた有限要素法による計算結果の共鳴周波数580Hzと1020Hzに近いことから、ファン周りで乱流音が拡大されている共鳴と考える。

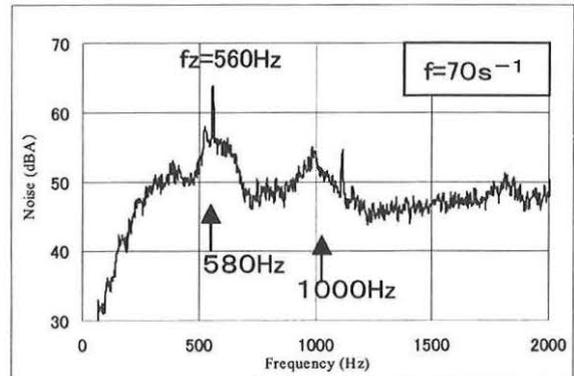
図3(b)に見られるように、回転音の周波数 $f_z = 560\text{Hz}$ と共鳴周波数に近づくと、卓越した回転音 f_z が発生することが確認できる。

以上から、ファン騒音の実験において、共鳴周波数の△△状の

盛り上がった周波数帯で回転音 f_z が卓越するピーク音となり、騒音レベルを大きくしていることが分かった。



(a) driving condition : $f=60\text{s}^{-1}$



(b) driving condition : $f=70\text{s}^{-1}$

図3 ファン騒音の周波数分析結果

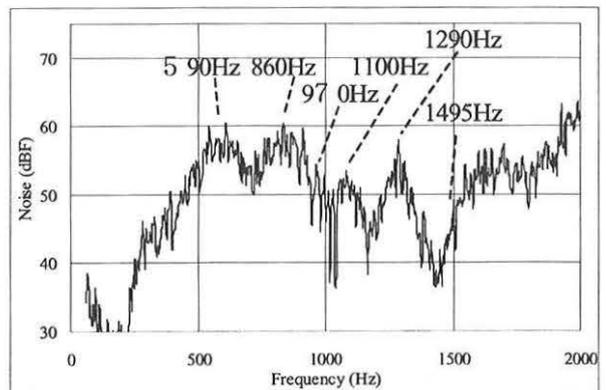


図4 スピーカによる共鳴周波数

表2 共鳴周波数の計算値(FEM)と実測値(スピーカ)

番号	1次	2次	3次	4次
計算値 (Hz)	580	850	1020	1360
実測値 (Hz)	590	860	970	1290

〈4. 4〉 ファンカバー内の空間共鳴周波数の測定結果

図4にファンカバー内にスピーカを設置し、ホワイトノイズを発生させ、FFTアナライザにて空間共鳴周波数を分析した結果を示す。また、表2に有限要素法解析との結果を比較した結果を示す。

実験結果においても590Hzに共鳴周波数が認められた。表2の結果から計算値とほぼ一致していることが認められる。

ただし、4次で計算値と実測値に誤差が生じるは、ファンカバーの中にスピーカを設置した影響があったと考える。

5. 考 察

共鳴周波数と回転音周波数の関係からファン騒音への影響について、考察を行う。

(1) ファンカバーの吸込み口で音圧が変化し、全体の音圧が大きくなる共鳴モード580Hzが得られた。図5に示すように、ファンカバーの円筒部に開口部があるため、電動機周りの空間との音圧の出入りする現象である。このモードでは、ファンカバー内の空洞の体積Vとファンカバーの入り口長さlと断面積Sによるヘルムホルツの固有振動数の式(8)に示す周波数にほぼ一致することが確認できた。

短管長さlに、式(9)の開口端補正をする。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{l \cdot V}} \quad (8)$$

Fig. 6 Helmholtz model

$$\Delta l = \frac{8d}{3\pi} \quad (9)$$

したがって、ヘルムホルツの共鳴器の中に音源であるファンが音源となり、ファンカバーが拡声器になり、放射騒音として拡大されると考える。

(2) 卓越したピーク音は、回転音fzの周波数成分であり、回転数によりレベルが変動する。また、全周波数帯域に見られる乱流音成分は、回転数の上昇とともに漸増し、減少はしない。

(3) 図には示さないが、回転音であるfz=720Hzの消滅が見られた。一定回転数の運転であれば、回転音と反共鳴周数を一致させれば、ピーク音が出現しないと考える。

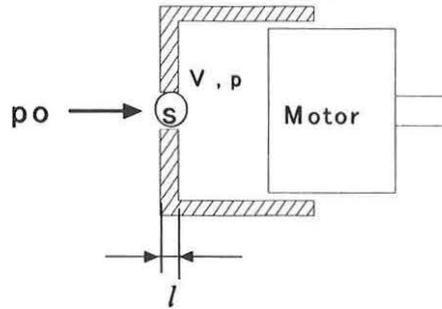


図5 ヘルムホルツの音響モデル

6. 結 論

電動機のファン騒音の伝播経路である空間共鳴周波数と騒音の影響について検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) ファン周りの空間共鳴モードは、ファンカバーの円筒部に開口部があるため、ヘルムホルツの共鳴モードが存在することを得た。
- (2) 上記ヘルムホルツ共鳴周波数は、開口部から放射するため、騒音への影響が大きい。
- (3) ファンカバー内の閉空間は、直径節モードが存在することが分かった。
- (4) 回転音と空間共鳴周波数の関係から騒音への影響は、ヘルムホルツ共鳴周波数帯域では回転音スペクトルが卓越して発生し、反共鳴周波数帯域では消滅することが確認できた。

7. 文 献

- (1) 山田敏明、東芝レビュー、Vol. 58、No. 9、2003。
- (2) 生井武文、送風機と圧縮機、朝倉書店、1960、486-505。
- (3) 蓮池公紀、電動機の騒音とその防音対策について、配管技術、1974、102-107。
- (4) 桜井照男、尾高憲二、浜野福男、河内芳信、誘導電動機の騒音低減、日立評論、Vol. 57、No.7、1975、65-70。
- (5) 原田幸夫、流体機械、朝倉書店、1990。
- (6) 山西晴男、全閉外扇形電動機の冷却風量を増加させるファンの設計指標、電学論D、120巻12号、平成12年。
- (7) 田中基八郎、三枝省三、振動モデルとシミュレーション、応用技術出版(1984)
- (8) 五十嵐寿一、音響と振動、実験物理講座9、共立出版(1968)
- (9) 日本機械学会 編、流体関連振動、技報堂出版、2003。