繊維機械における騒音・振動等の解析例

—主にスペクトル解析について*

加藤 久 明**

1. はじめに

繊維機械の振動・騒音に対する規制は、OSHA（米国職業安全保健法）を初めとして非常に厳しくなりつつあり、また機械の小型・高速化においても振動・騒音問題は避けることのできない重要な課題である。

そこで振動・騒音を測定して発生している現象を把握し、原因を探り、適切な対策を施すことが大切になる。振動・騒音等のランダム現象の解析は従来よりいろいろな方法で行われているが、大別すると時間領域における解析と、周波数領域での解析になる。

時間領域での解析

信号の平均化

自己相関関数 $C_{xx}(\tau)$

相互相関関数 $C_{xy}(\tau)$

インパルス応答 $h(\tau)$ など。

周波数領域での解析

オート パワー スペクトル $S_{xx}(\omega)$

クロス パワー スペクトル $S_{xy}(\omega)$

周波数応答（伝達関数） $H(\omega)$ など。

この時間領域と周波数領域の変換は、フーリエ変換によって行われる。従来は相関関数やフーリエ変換の計算に膨大な時間を必要とした。そのため、振動・騒音等の問題は、人間の感覚・経験のみに頼り処理を行うという面が強かった。

ところが、最近の電子計測、デジタル処理技術の進歩により、振動・騒音を高精度で計測できるようになるとともに、コンピュータを利用して上記各統計量を短時間でデジタル処理する高性能信号処理装置（フーリエアナライザ）が一般化しつつあり、ランダム現象の解明に大きな力となっている。

本報では、この高速フーリエアナライザの一つである小野測器製CF 600を利用した振動・騒音の解析例を紹介する。

ところでこの相関・スペクトル解析の手法は、現在流体力学における乱流理論や不規則振動論、通信制御論等として広い分野で著しい発展を見ているが、繊維工学における利用の歴史は古く、特にドラフト理論、糸むら解析の手法¹⁾としてなじみの深いものである。

2. スペクトル解析について^{2)~4)}

振動等の不規則信号は、フーリエ変換してパワー スペクトルを求めることにより、各周波数成分の強さを知ることができ、原因解明の大きな手がかりになる。信号をフーリエ変換する装置がフーリエアナライザであり、太陽光を三角プリズムにあてて7色の分光スペクトルを見るのと相似である（図1）。

図1 スペクトル解析⁴⁾

入力の不規則信号を $x(t)$ とすると、そのフーリエ変換、逆変換は次式で示される。

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega) e^{i\omega t} d\omega$$

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt$$

$X(\omega)$ ：周期 ω の波の振幅（フーリエ スペクトル）

パワー スペクトル $S(\omega)$ は、フーリエ スペクトルの2乗振幅で次式で求められる。

$$S(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2\pi X(\omega) X^*(\omega)}{T}$$

自己相関関数 $C_{xx}(\tau)$ 、相互相関関数 $C_{xy}(\tau)$ とオート パワー スペクトル $S_{xx}(\omega)$ 、クロス パワー スペクトル $S_{xy}(\omega)$ の間には、互いにフーリエ変換、逆変換の関係にある（Wiener-Khinchine の関係）。インパルス応答 $h(\tau)$ と周波数応答 $H(\omega)$ の間も同じで

* The Analysis of Noise and Vibration on Textile Machinery with Digital Fourier Analyzer.

** H. Kato, 村田機械 繊維機械技術部

ある。

自己相関関数 $C_{xx}(\tau) \rightleftharpoons$ オート パワー スペクトル $S_{xx}(\omega)$

相互相関関数 $C_{xy}(\tau) \rightleftharpoons$ クロス パワー スペクトル $S_{xy}(\omega)$

インパルス応答 $h(\tau) \rightleftharpoons$ 周波数応答 $H(\omega)$

また線形システムにおける入出力の関係は、時間領域ではインパルス応答のたたみ込み積分（コンボリューション）で表われ、周波数領域では積の関係で結ばれる（図2）。

$$C_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} C_{xx}(\tau-\eta) h(\eta) d\eta$$
$$S_{xy}(\omega) = H(\omega) \cdot S_{xx}(\omega)$$

○時間領域

○周波数領域

図2 線型システムにおける時間領域と周波数領域
すなわち、振動・騒音等の信号をフーリエ アナライザで処理することにより、スペクトルや相関関数が求められるだけでなく、入力のパワー スペクトルと入出力のクロス パワー スペクトルからシステムの周波数応答を知ることができるものである。

3. フーリエ アナライザにおけるデータ処理

振動・騒音等のランダム現象のデータが各種検出器より電気信号として与えられ、実際にフーリエ アナライザによって相関関数やスペクトルを求める際の若干の留意点およびアナライザのブロック ダイアグラムについて以下に記す。

3.1 相関・スペクトルの計算方法

実際の生データよりスペクトルを計算する方法としては、まず相関関数を求め、Wiener-Khinchine の関係より相関関数をフーリエ変換してパワー スペクトルを求める方法（Blockman-Tukey 法、相関法）と、生データを直接フーリエ変換してパワー スペクトルを求める方法（高速フーリエ変換法、FFT 法）、その他最大エントロピー法（MEM 法）等がある（図3）。

FFT 法は、相関法に比べ処理時間が短くてすむが、本質的には同じ結果が得られる。以下に示す解析例のスペクトルは、相関法によって得られたものである。

図3 相関・スペクトルの計算方法

3.2 ウインド関数

実際のランダム現象の測定では測定時間は有限であり、フーリエ変換される関数は図4における①と②のコンボリューションされた③の形のものになり、スペクトルに誤差を生じる（変形されないスペクトルを求めることは、実際には不可能である）。そこでこの誤差を少な

図4 ウインド関数

くするため、各種形状の重み関数（ウインド関数）をかけたデータ④についてフーリエ変換を行い、スペクトルを求める。以下に示す解析例はすべてハニング（cos²）ウインドをかけたものである。

3.3 フーリエ アナライザのブロック ダイアグラム

信号は入力アンプにはいった後、エリャジング防止用ローパス フィルタを通り A/D 変換され、データ メモリにストアされる。そのデータは、デジタル プロセッサで平均、相関、フーリエ変換等の演算された後出力される（図5）。

図5 フーリエ アナライザのブロック ダイアグラム

以下に繊維機械における実際の解析例を示す。

4. 過渡現象の測定

前述のように、一般にデジタル フーリエ アナライザは入力信号を A/D 変換してメモリにストアするため、衝撃力のように瞬間的な現象（過渡現象）の記録には大変便利である。すなわち、過渡現象を記録するにはペン書きオシログラフでは応答が遅くて使用できず、電磁オシログラフはダンピング調整用外部抵抗の設定が面倒であり、また高価な印画紙を用いて早いチャート速度で記

録しなければならない不便さや計測コストの増加がある。

ところがフーリエアナライザでは応答速度はA/D変換器の変換時間およびサンプリング周波数で決まるため、一般の機械的現象の記録には十分な早さをもっている。しかもプレトリガ(トリガ点以前の現象から記録)の使用により、現象の発生前の状態から現象の終了までを簡単に記録でき、これをX-Yレコーダ等でハードコピーをとればよい訳である。

図7, 8は自動ワインダのテンサ(図6)閉鎖時の衝撃力を示す。図7はテンサ重量が大きいとき、図8は重量が小さいときの衝撃力で重量が軽くなると衝撃力も小さくなっていることがわかる。図に見られる高調波は、衝撃力の検出に用いた圧電型加速度検出器の固有振動によるものである。

図6 自動ワインダのテンサ

図7 テンサ閉鎖時の衝撃力(テンサ重量が大きいとき)

図8 テンサ閉鎖時の衝撃力(テンサ重量が小さいとき)

図9は、自動ワインダに取付けた光電式スラブキャッチャーに、太さ長さのそれぞれ異なったスラブが通過した瞬間の出力信号波形を記録したものである。これより

図9 自動ワインダのスラブキャッチャーにスラブが通過した瞬間の出力信号波形

スラブ形状と出力信号との対応がよくわかる。

5. ベルト騒音の解析

繊維機械では粗紡、精紡、撚糸機など1台の細長い機械に多数のスピンドルが並び、それをベルトで駆動するタイプのものが多い。こうしたタイプの機械では、ベルト走行音が機台全体の騒音に占める割合がかなり大きく、ベルトの種類によって騒音のオーバーオール値や音色が変わることが経験的に知られている。

そこで、このベルト走行音の違いがいかなる理由によって生じるのかを調べるため、各種ベルトの走行音をフーリエアナライザを利用して解析し、低騒音ベルト選定の基礎資料とした。

5.1 実験および測定方法

材質、表面状態の異なる5種類のスピンドル駆動用タンゼンシャルベルトをダブルツイスタにかけ(図10)、その走行音の騒音レベル測定およびスペクトル解析を行った。

図10 実験に用いたダブルツイスタ

測定は、ピストンホンで校正済みの精密騒音計を図11に示すようにセットし、騒音のオーバーオール値を読取ると同時にフーリエアナライザでパワースペクトルを求め、解析結果はX-Yレコーダでハードコピーをとった。騒音信号は高帯域型データレコーダにも記録し、今後のさらに詳しい解析に備えた。

図11 精密騒音計の取付け方

5.2 結果

5種のベルトの騒音レベルとパワースペクトルを図12, 図14, 図16~18に示す。図13, 図15は, 図12, 図

図12 騒音レベルとパワー スペクトル(Aベルト)

図13 パワー スペクトルの積分グラフ

図14 騒音レベルとパワー スペクトル(Bベルト)

図15 パワー スペクトルの積分グラフ

14のパワー スペクトルを全体のパワーを100%として各周波数について順次積分したグラフである。

Aベルトの騒音レベルは最も高いが、これはベルト幅

図16 騒音レベルとパワー スペクトル(Cベルト)

図17 騒音レベルとパワー スペクトル(Dベルト)

図18 騒音レベルとパワー スペクトル(Eベルト)

が50mmと最も大きいためである。周波数については、DC~7kHzにわたってほぼ様に分布し、特徴あるピーク周波数はもたない(図12, 図13)。ところが、B、Cベルトはキーンという非常に耳ざわりな高周波音を発生する。その周波数はBベルトでは10400Hzで、そのパワーは全体の約12%を占めていることが図14, 図15よりわかる。同様にCベルトでは9050Hzおよびその2次の高周波の18100Hzであることが図16よりわかる。こうした高周波の純音は聴感上非常に刺激的であり、問題となる。この2種のベルトの高周波純音の原因はベルト表面の目付け模様にあった。すなわち、Bベルトにおいては約4.8個/cmの割合で斜線模様がはいっており(図19)、ベルト表面速度は2163cm/secである

図19 Bベルトの表面形状

ため、目付け模様の1ピッチで発生する音は、 $4.8 \times 2163 = 10382$ (Hz) と、問題の高周波純音の周波数に一致する。Cベルトにおいては約4.2個/cmの割合で半球状くぼみ模様(図20)がついており、ベルト

図20 Cベルトの表面形状

表面速度は同じであるため、目付け模様の1ピッチで発生する音は同様に、 $4.2 \times 2163 = 9085$ (Hz) と、やはり問題の高周波純音の周波数に一致する。

次にD、Eベルトは同一寸法、同一目付け模様であるが、Dベルトの方が2~7kHzの領域での減衰が大きく、騒音レベルも約1dB低い。DベルトはEベルトに比べ、表面ゴム層が柔らかい(76°→69°)。これは、粘弾性論でいうところの動的損失 G'' ⁵⁾が、Dベルトの方が大きいと思われるが、それに伴って発熱等の問題が生ずる可能性があり、今後さらに詳しい実験を行う必要がある。

以上の結果より、ベルト走行音は、

- ・ベルト幅が小さいほど小さく、
 - ・目付け模様によって音色が変わると同時に、不快な高周波純音を発生することがあり、
 - ・ゴム材質によっても左右される、
- ことが判明した。

6. スピンドル振動の解析

現実の機械の構成は複雑で、これに生じる振動現象のすべてを数学モデルで表わすことはできないが、逆に振動を計測し、その振動原因を探る際は、スペクトル解析

が大変有効な手段となる。

以下にダブル ツισταのスピンドル振動の解析・対策例を示す。

6.1 現象および測定方法

ダブル ツισταのある機台において、スピンドル先端部の振れが大きいという現象が発生した。そこでスピンドルおよびスピンドル保持フレームの振動を検出しスペクトル解析を行い、原因個所の同定、対策を行った。

振動の検出は、スピンドル部の振れを静電容量型の非接触変位計を用い、スピンドル保持フレーム部の振動は圧電素子型広帯域振動計を用い、それぞれの信号をデータレコーダに記録すると同時にフーリエアナライザによりスペクトル解析を行った(図21)。

図21 ダブル ツισταのスピンドル振動の測定方法

6.2 結果

図22にスピンドル先端部、フレーム部の振動のパワー スペクトルを示す。このフレーム部のパワー スペク

図22 スピンドル先端部、フレーム部の振動のパワー スペクトル

トルには 5.5 Hz の大きなピークが認められ、またスピンドル部においても 5.5 Hz のピークが最も大きい。これより 5.5 Hz の振動がフレームよりスピンドルに伝播し、振れを生じさせていることがわかる。この 5.5

図23 巻取ドラム シャフトを1本ずつ運転したときのフレーム振動のパワー スペクトル (●が運転シャフトを示す)

Hz (330 rpm) は巻取ドラムの回転数に一致するが、本機は2段デッキ、両側機であるため、計4本の巻取ドラムシャフトを持つ。そこでこのシャフトを1本ずつ運転し、その時のフレーム振動のパワー スペクトルを測定した結果が図23である。これより上段L, 下段Rのシャフト運転時に 5.5 Hz の振動が大きいことがわかる。

以上の結果より、この 5.5 Hz の加振力の大きい2本のシャフトを点検し、バランス調整と芯出しを行った。修正後のフレーム部振動のパワー スペクトルを図24に示す。これより明らかに 5.5 Hz の振動はなくなり、スピンドル部の振れも解消した。

図24 修正後のフレーム部振動のパワー スペクトル

一般に回転体に不均合があれば振動は軸の回転数に等しい振動を示し、軸のカップリングが適切でない場合等には、軸の回転数に等しい成分の他に2次の高調波も生じる⁶⁾。本現象の場合、巻取シャフトのアンバランスと、芯出しが不十分という2つの原因があった。すなわちシャフトの回転数は 330 rpm と低く、多少のアンバランスはそれほど問題にならないが、シャフトの芯出しが十分でなかったという原因も加味され競合して振動が出た

珍しいケースである。

7. おわりに

以上、繊維機械の騒音・振動等の解析例を主にパワー スペクトルを中心に述べた。機械の高速化、自動化が進む一方、騒音・振動の規制は厳しくなりつつある。また他方では優秀な騒音・振動の検出器が出現し、これら検出器より得られたデータを高速、高精度でデジタルフーリエ変換するフーリエアナライザが開発され、10年前には解析できなかった問題も今日では簡単に処理できるようになり、振動・騒音解析の強力な武器となりつつある。

こうした優秀な新しい検出器、データ処理機器については、その測定原理、データ処理方法に十分精通するとともに、測定系が複雑になってくるので問題となる騒音や振動に焦点を絞り、適切な測定、解析を行うことが重要である。

本報の解析例はそのほとんどがオートパワー スペクトルについてのものであったが、今後機会があればさらにクロス スペクトルや周波数応答についての解析例を紹介したい。

なお、本報の一部は、1979年7月、第8回繊維工学研究討論会において発表したものである。

参考文献

- 1) むらの理論と実際、日本繊維機械学会 (昭和40年)
- 2) 堀川明; ランダム変動の解析、共立出版 (昭和40年)
- 3) 測定値の統計的処理、電気学会 (昭和46年)
- 4) 日野幹雄; スペクトル解析、朝倉書店 (昭和52年)
- 5) 小野木重治; レオロジー要論、槇書店 (昭和45年)
- 6) 回転機械の振動・騒音、経営開発センター出版部 (昭和53年)

▶ 正会員費・学生会員費の納入について ◀

■ 会費について

昭和55年度 (昭和55年4月～56年3月) の会費をご請求いたしました。ご送金下さいますようお願いいたします。

■ 送金方法

- i) 請求書に同封の払込用紙 (郵便局) を利用されるのがもっとも便利です。
その他現金など (小切手・為替) の場合は、ご面倒でも書留でお送り下さい。
- ii) 送金の場合 氏名、勤務先、担当業務、

送金の明細を明記して下さい。

特に正会員の会員登録は個人となっておりますので会社からお払い込みの場合にも必ず個人名を明記願います。

	1 か 年	半 か 年
正 会 員 費	7 200円	3 600円
学 生 会 員 費	2 000円	1 000円