On-Line Estimation of Wear of Traveller through Frictional Force, Vibration and Noise in a Ring Spinning Frame Part 1 : Effect of Spindle Speed

Hiroaki Kanai*, Kiyohide Yagyu*, Tosiaki Kuroda*,
Masaru Nakazawa**, Takashi Kawamura**

Abstract

The authors conceived a plan for developing an on-line measurement control system of ring spinning frame by measurement of noise and vibrations, and are conducting a series of basic development studies necessary for it. In this report, from the results of measurements made to study relations between the spinning tension, sliding frictional force of traveller, amount of wear, vibrations, and noise at respective spindle speed, as basic studies relating to measurement of on-line performances and detection of defects of the traveller, it has become clear that the state of traveller can be estimated though on-line measurements of sliding frictional force of traveller, vibrations and noise. Moreover, from the results of frequency analysis, it has been made clarified that the vibrations produced are those agreeing with the cycle of rotation of the traveller on the ring at a frequency of 4 kHz or under, elastic bending vibrations of the traveller in the frequency range of 5~8 kHz and aerodynamic vibrations caused by the air current in the range over 10 kHz.

Key words : Ring Spinning, Friction, Wear, Vibration, Noise, Traveller,

(Received Dec. 28, 1998)

(Accepted for Publication Sept. 22, 1999)

リング精紡機におけるトラベラの摩擦・摩耗と 振動・騒音の関係

(第1報) スピンドル回転速度の影響

金井 宏彰*, 柳生 清秀*, 黒田 利明*, 中沢 賢**, 河村 隆**

1. 緒 言

リング式精紡機で作られる糸は、その強力、柔軟性において、非常に優れているため現在も糸造りの主流である。しかしこのリング式精紡機の1つの大きな課題として、トラベラの高速度があげられる。

近年、高速化のために精紡機の回転伝達機構の改良など、ハード面の開発および変速条件の改良などソフト面の開発が行われている。スピニングゾーンについては、H. W. KrauseやH. A. Soliman⁽⁶⁾ W. B. Fraser⁽¹⁵⁾らによってバルーニングの力学的な解析が行われている。またC. A. Prosino⁽¹⁾はバルー

*Member, Kanai Juyo Kogyo Co., Ltd. Osaka, Japan, 会員, 金井重要工業㈱, 伊丹市奥畑 5-31, **Member, Shinsyu University, Ueda, Nagano, Japan, 会員, 信州大学繊維学部, 上田市常田 3-15-1

ンストレッチの長さやリング径やトラベラの寿命についての実験結果を発表している。リングやトラベラの形状の改良を行うことにより高速化を図った開発の結果として、H. Stalder^{3,4)}は従来のSUリングを改良したOrbitリングを発表し、E. Sonntag²⁾はT型フランジとObliqueフランジヘトラベラをクリッピングするときの応力などを解析しトラベラの塑性変形やトラベラの表面傷などが紡出性能に影響する結果を発表している。リングやトラベラの形状は現在T型フランジが一般的に採用されているが、これはT型リングが繊維の種類や糸の番手に対して汎用性が高いことが大きなメリットとして考えられているためである。ただT型リングにおける問題は高速化に伴い、トラベラの不安定走行や急速なトラベラの摩耗などが発生しやすくなることで、トラベラの状態の計測と管理が特に重要になる。したがって、リング精紡機の管理においては、リングとトラベラの安定性が非常に重要である。現在実験室レベルで定量的に検出できるのは、例えば下間、藤井らによる実験装置など¹⁴⁾による紡出張力、リングとトラベラ間の摺動摩擦力、リングフランジ内面の電気抵抗値、トラベラの摩耗量などである。これらはいずれも特別に作られた測定用紡機が必要であったり、使用後に測定評価する方式であったりするため、生産の現場でオンライン測定し、それにより運転を管理するには向いていない。経験により得られる評価の一因子として振動・騒音がある。経験によれば、騒音の大きい場合には摩擦係数が大きく、トラベラの焼けや摩耗および糸切れが増加する傾向にある。我々はこうした事実を考慮して、振動と騒音の定量的な測定によりトラベラの運動状態のオンライン評価を行うことを計画している。そこでそれら測定評価法を開発するための基礎研究としてトラベラ走行中の騒音・振動と諸因子の関係を研究することにした。リングとトラベラの振動については、すでに藤野、下間らがトラベラの曲げの固有振動周期を計算し、それがリング内面の波状摩耗のうねり周期に一致することを明らかにしている。⁵⁾ また、糸が細い場合やトラベラが軽い場合には、振動周期が小さくなるという結果を得ている。O. Königらはトラベラの発熱と振動の関係の測定や弾性振動の解析^{8,9,10,12,13)}を行っている。

本報では、振動・騒音計測により、トラベラの運動状態をオンライン評価するシステムを開発するための基礎研究として、また振動・騒音測定によるト

ラベラの性能評価の技法を確立するために、各回転速度における振動・騒音、紡出張力、リング・トラベラ間の摺動摩擦力、摩耗量とそれに対応する振動・騒音を測定し、それらの因果関係を検討する。

2. 実験方法

2.1 実験用精紡機と測定装置

測定には実験用精紡機を製作して用いた。主要部分の構造と寸法をFig. 1に示す。紡出張力は、Fig. 1のフロントローラーとスネールワイヤーの間にテンションメーターピックアップ（エイコー測器製SP-15形）をセットして、トラベラ・リングの摺動摩擦力と同時に測定した。トラベラその他に起因する振動は圧電型振動計（IMV（株）製PS-2001）を用いて測定した。ピックアップをFig. 2に示すように、リングに取り付けて振動加速度を検出した。なおリングレールからの振動を絶縁するため、主として4ふっ化エチレン樹脂で製作した回転リング用ホルダー¹⁶⁾を用いた。騒音の測定には騒音計（リオン社製NA-07）を用い、コンデンサーマイクロフォンをFig. 3に示す位置にセットした。摺動摩擦力についてはトラベラよりリングに働く摩擦力をFig. 4に示すように、ボールベアリングで回転が自由となるよう支えられているリングの周囲に巻きつけた細い紐に掛かる力を測定して求めた。紐の張力の測定には3ローラ式の張力計を用いた。ボビンの回転数（スピンドル回転数）は500～30000rpmの範囲で任意に設定可能であるが、本実験の場合には、1500～20000rpmの範囲で測定を行った。振動と騒音のデータは全体の値（オーバオール値、OA値）と共に、FFTアナライザ（タケダ理研TR9405）で分析した各振動数の成分を算出した。本報に用いた振動計は1gの加速度に対し60mVの電圧を出力する。また、FFTアナライザは入力電圧（V）に対して $20\log\{\text{入力電圧 (V)}\}$ dBを表示する。本研究においては、これを振動レベルとして用いた。回転数以外の紡出条件はTable 1の通りである。

2.2 トラベラ

Fig. 5で使用したトラベラとリングの仕様を示す。本トラベラは、MS/hf形（金井重要工業製）で綿糸の中番手の紡出に最も一般的に使用されている。トラベラの材質は硬鋼であり、表面は中心線平均粗さ（Ra）が0.1 μm になるよう仕上げた後、硬質

Fig. 1 Spinning zone (unit : mm)

Fig. 2 Measuring method of ring vibration

のニッケルメッキを 5~8 μ m 施した。各速度において紡出可能にすべく、定められた使用トラベラの重量を Table 2 に示す。

リングの材質はクローム鋼であり、寸法はフランジ幅が3.2m, 内径41mm, T 型フランジリング (KS 2 形 金井重要工業製) で、表面硬度 Hv800~850, 表面粗さは中心線平均粗さ (Ra) で0.1 μ m である。

Fig. 3 Measuring method for noise

3. 実験結果および考察

3.1 トラベラの摺動摩擦力と摩擦

(1) 紡出張力と摺動摩擦力

精紡機の運転制御管理をオンラインで行う場合には、重要な紡出の状態量の 1 つは紡出張力である。これを糸に影響を与えない方法で直接オンライン測定することは困難であるが、筆者らはトラベラがリ

Fig. 4 Measuring method for frictional force between ring and traveller

Table 1 Spinning conditions

Item	Condition
Kind of fiber	Cotton
Yarn count	Ne 40 (14.8tex)
Twist number	905 T/m
Specification of ring	KS2 Type φ41
Traveller	MS/hf Type
Winding lift	275 mm
Winding diameter	φ38 mm
Bobbin diameter	φ23 mm

	Shape (unit;mm)	Material	Another specification
Traveller		High carbon steel	Type ; MS/hf Surface roughness ; Ra 0.1μm Hard nickel plating
Ring		Chrome steel	Type ; KS2 Surface hardness ; Hv 800~850 Surface roughness ; Ra 0.1 μm

Fig. 5 Specifications of traveller and ring

ングフランジに及ぼす摺動摩擦力を計測する装置を開発しているので、これを用いることにより、張力を間接的にオンライン制御することが可能であると考えている。こうした立場から、運転中にリングフランジが受ける摺動摩擦力とテンションメータピックアップによる張力をスピンドル回転速度15000～20000rpm の間において同時計測した結果を Fig. 6 に示す。これより、摺動摩擦力を計測することにより、紡出張力を間接的にオンライン計測することが原理的には可能であることがわかる。この速度範囲においては紡出張力および摺動摩擦力はともに、トラベラの回転速度に対しほとんど直線状に増加している。下間らの実験¹⁴⁾もやはり同様の傾向を示している。

(2) 摩耗量

トラベラの摩耗に伴う破損や熱的なダメージなどの運転中のトラブルや糸品質の低下を未然に防ぐトラベラ管理のためには、オンラインでのトラベラの摩耗量管理が望まれる。

新品のトラベラを用いて、使用予定のスピンドル回転速度範囲の下限15000rpm および20000rpm において、2時間紡出を行った後のトラベラの摩耗量を測定した結果を Table 3 に示す。当然のことながら高速の方が摩耗量が大きくなっている。この原因は高速の方が遠心力が大きくなりリングとトラベラの圧接力が大きくなることによると推察される。仮

Fig. 6 Spinning tension and frictional force between ring and traveller

Table 2 Traveller weight

Spindle speed (rpm)		15000	16000	17000	18000	19000	20000
Traveller weight	$\times 10^{-2}(\text{mN})$	4.14	3.75	3.44	3.16	2.79	2.63
	(mgf)	42.2	38.1	34.9	31.8	29.7	28.1

Table 3 Wear weight of Traveller

Spindle speed	15000rpm	20000rpm
Wear of Traveller (mN)	2.01×10^{-3}	4.80×10^{-3}

に「摩耗量が摺動長さに比例し、摺動長さ当たりの摩耗量が遠心力に比例する」と仮定するなら、遠心力はスピンドルの回転速度のほぼ2乗に比例するとしてよいので、摩耗量は回転速度のほぼ3乗に比例することになる。Table 3のデータでは2つの回転速度比の3乗と対応する摩耗量の比を比べるとかなり近い値になる。しかしながら、他のタイプのトラベラについて同様の測定を行ってみると、明らかに摩耗量が回転速度の3乗に比例するとはいえず、従って、一般には「スピンドル回転速度の大きい方が摩耗量が大きくなる」としかいえない。リングとトラベラの摩擦抵抗力と摩耗量についての日本綿業技術研究所の研究論文⁷⁾も同様のことを述べている。摩耗量は摺動摩耗力ほど諸因子との因果関係が単純ではないようである。

3.2 振動・騒音レベル

本研究では、オンラインでかつ非接触でトラベラの状態を測定できる可能性のある量として振動・騒音を取り上げたが、それに関する測定結果と考察を以下に示す。

(1) 振動レベル

スピンドル回転速度とトラベラの振動レベルの関係の測定結果を Fig. 7 に示す。トラベラがない場合の振動レベルは、ある場合のそれに比べ20dB 以上低くなっている。このことはトラベラの振動に対し、リングの暗振動は10分の1以下であることを意

Fig. 7 Vibration level of ring

Fig. 8 Noise level of ring and traveller

味している。したがって、リングの振動測定によりトラベラに生じる各種振動を推測できる可能性がある。

(2) 騒音

トラベラ騒音のスピンドル回転速度に対する変化を示すと Fig. 8 のようになり、回転速度の増加につれ騒音が増加しているトラベラの有無による騒音レベルの相違は約 5dB ほどであるので、トラベラ走行時の騒音レベルには、トラベラの走行に起因しない騒音によるものがかかなり含まれていることになる。振動に比べトラベラに起因しない振動を余計に取り込むのは、騒音は遠方の発信源のものも振動に比べ減衰が少なく、よく検出されるためと考えられる。

3.3 振動・騒音の周波数分布

以上の考察においては、振動・騒音ともに OA 値で評価したが、各周波数成分で見ると次のようになる。

(1) 振動の周波数分析

Fig. 9 にスピンドル回転速度が16000rpm の場合につき、測定された振動を周波数分析した結果を示す。Fig. 7 の結果からも、トラベラが走行している場合に比べ、各周波数成分いずれの場合もトラベラがない場合には、振動はほぼ25dB 程度小さくなる。これより、トラベラ走行時に測定される70dB 以上の振動はほとんどトラベラに起因するものであることがわかる。トラベラ走行時測定の周波数範囲内では、周期振動を意味する不連続の鋭い突出が見られる。4~9kHz の間でなだらかな大きな山がいくつか現れる¹⁷⁾。10kHz 以上の周波数領域においては、レベルはそれほど大きくないが、振動が生じているこ

Fig. 9 Vibration spectra of ring with running traveller and without traveller

とがわかる。

(2) 騒音の周波数分析

Fig. 10に Fig. 9 と同時測定した騒音の測定値に対する周波数分析結果を示す。振動の場合と異なり、トラベラ走行時とトラベラがないときの騒音レベルはほぼ周波数全域にわたってあまり差がないことがわかる。トラベラ走行時とそうでないときの騒音レベルの差をあえて指摘するならば、100Hz 以下の低い周波数部分および 7kHz 以上の高い周波数成分のいくつかの部分があげられよう。

(3) トラベラの剛体運動の振動数

トラベラの走行時の剛体運動による振動については、ヨーイング、ローリングの振動数 f_y , f_r として O. König が次の式¹⁾を提案している。

$$f_y = V_s / (2\pi) [2 / (3RS)]^{(1/2)} \quad (1)$$

$$f_r = V_s / (2\pi) [1 / (2RS)]^{(1/2)} \quad (2)$$

ただし、 V_s はトラベラの走行速度 mm/sec, S はトラベラ形状の近似的な半径, R はリング半径である。本実験の場合、 $R=20\text{mm}$, $S=2\text{mm}$, トラベラの回転速度=16000rpm として常識により計算を行うと $f_y \approx 690\text{Hz}$, $f_r \approx 600\text{Hz}$ となる。筆者らは、Fig. 9 の結果より、これがトラベラに起因する低い振動

と騒音の成分に含まれている可能性があると考え。高い周波数における騒音については後に言及する。

3.4 振動、騒音および摩擦力相互の関連

(1) 振動と騒音の周波数分布の比較

トラベラ走行時の振動と騒音の波形を Fig. 11 に示す。振動の低い位置から、次のそれまでが、トラベラがリングを 1 周する時間にほぼ一致する。騒音の波形からはトラベラの走行周期をはっきり知ることとはできない。Fig. 12は Fig. 11の波形を周波数分析した結果を示す。2kHz 以下の周波数成分における振動と騒音のレベルの凹凸はかなり良く対応している。5~8kHz に見られる騒音の山は振動にも同様の山が見られることから、振動に起因するものと考えられる。これより高い周波数の範囲では振動と騒音のレベルが必ずしも対応しない。これは流体力学的な騒音が生じるためと推測される。Fig. 9 と Fig. 10の振動・騒音のデータより振動レベルと騒音レベルの相関を示すと、Fig. 13のようになる。トラベラが掛かっている場合およびトラベラがない場合ともほぼ直線関係を示している。

Fig. 10 Noise spectra of ring with running traveller and without traveller

Fig. 11 Wave of vibration and noise

Fig. 12 Power spectra of vibration and noise

Fig. 13 Correlation between noise and vibration

(2) 摩擦力と振動レベル

Fig. 6 と Fig. 7 より摩擦力と振動レベルの関係を表示すると、Fig. 14のようになる。摩擦力の増加につれ振動レベルはほぼ直線的に増加することがわかる。

Fig. 14 Correlation between frictional force and vibration of traveller

(3) 摩擦力と騒音レベル

同様に、摩擦力と騒音レベルの関係を示すと Fig. 15 ようになる。摩擦力と騒音の間にも振動との間の関係と同様、直線関係が認められる。Fig. 14, 15 によれば、精紡機の運転中に振動と騒音を測定することにより、摩擦力を推定することが、ある程度可能であることがわかる。実際に、紡績工場の現場でも、異常な騒音や紡出糸の振動を人の感覚により確認し、トラベラとリングの摩擦状況や挙動を推定しているが、上記の資料は、これらを裏付けるデータとして意義がある。

3.5 振動の周波数分布の性質

Fig. 16 は、スピンドル回転速度が16000, 18000, 20000rpm の場合について、振動の周波数成分を比較のために示したものである。図からはわかりにくいですが、調べると低い周波数成分 (2kHz 以下) の振動

レベルの突出例は、スピンドルの回転速度の上昇につれ、かなり規則的に突出の間隔が大きくなる。これに対し、これより高い周波数成分についてはスピンドルの回転速度の上昇に対し、規則的な変化はみられない。

藤野、下間らはトラベラの弾性曲げでの固有振動数 (Hz) の計算式として、次式⁵⁾を提案している。

$$F=3.515h/(2\pi L^2)[E/12\rho]^{(1/2)} \tag{3}$$

ただし、E はトラベラの縦弾性係数 (N/m²)、L、h はトラベラの有効長さ と 厚さ (m)、 ρ はトラベラ材料の密度 (kg/m³) である。今回の実験に対し、 $E=2\times10^{11}$ N/m²、 $\rho=7.9\times10^3$ kg/m³、 $L=6\times10^{-3}$ m、 $h=0.310^{-3}$ m、とすると、 $f\approx6770$ Hz となる。これより5000~8000Hz の成分はトラベラの弾性曲げ振動に起因する振動である可能性が強い。この振動は Fig. 12 を見るとあまり騒音の原因とはなっていないと判断される。これより高い振動数については可能性として、空気流れに起因する振動が考えられる。物体後方に生じる剥離流れの振動数は一般に次式で与えられる。

$$f=Vc/d \tag{4}$$

ただし、V はトラベラの走行速度 (m/sec)、d は代表寸法としてトラベラの線径 (m)、c は Strouhal 数である。いま、仮に $d=3\times10^{-4}\sim6\times10^{-4}$ m、 $c=0.15\sim0.2$ 、トラベラの回転速度=16000~20000 rpm、リング径 4×10^{-2} m とすると、 $f=8400\sim28000$ Hz となる。したがって、10kHz より高い周波数の成分は空気力学的な原因で生じた可能性が強い。Fig. 16 の低い周波数成分に見られる突出例を検討するため、低い周波数成分について、各スピンドル

Fig. 15 Correlation between frictional force and noise level of traveller

Fig. 16 Peak position of power spectra of vibration

Fig. 17 Relation between vibration spectra and spindle speed

ル回転速度それぞれの横軸周波数をスピンドルの回転周波数 f_0 を基準に表示すると、Fig. 17を得る。突出はすべてどのスピンドル回転速度においても、スピンドル回転周波数 f_0 の整数倍の位置で生じていることがわかる。トラベラの回転速度はスピンドルの回転速度と数%しか変わらないことを考慮すると、低い周波数部分の突出はトラベラの走行周期に一致した周期で、トラベラがリングに力を及ぼし、それが引き起こす振動によるものであることがわかる。

4. 結 言

リング精紡機におけるトラベラの性能測定の手段として、また将来のオンライン管理の手段として、運動中の振動、騒音に着目し、スピンドル回転速度、紡出張力、トラベラの摩擦力、摩耗量の関係を研究し、次の結果を得た。

1) 紡出張力とリング・トラベラの摺動摩擦力はスピンドル回転速度の増加とともに、直線的に増大する。

2) トラベラの摺動摩擦力が大きいほど、摩耗量も大きくなる。

3) トラベラの振動レベルはスピンドル回転速度とともにやや増加する。

4) 2kHz 以下の周波数成分における振動と騒音のレベルの凹凸はかなり良く対応しているが 8kHz を越える高い周波数の範囲では対応しない。これは流体力学的な騒音が生じるためと推測される。

5) 振動と騒音のレベルはほぼ直線的な関係を示す。

6) 振動の低い周波数成分の振動レベルは、スピンドル回転速度の上昇につれて規則的な突出間隔が大きくなるが、高い周波数成分の振動レベルではこれが見られない。

7) 5~8kHz の周波数成分は、トラベラの弾性曲げ振動に起因する振動である可能性が強い。10kHz を越える高い振動については、空気流れに起因する振動が考えられる。

8) 振動数が 4kHz くらいまでは周期振動を意味する鋭い突出が見られるが、これはトラベラが走行していることにより発生していると考えられる。

参考文献

- 1) C. A. Prosono ; Industria Cottoniera, 43(1/2), 69, (1990)
- 2) E. Sonntag ; Textile Research Journal, 65, 3, 178, (1995)
- 3) H. Stalder ; Melliand Textileberchte, 72, 8, 585, (1991)
- 4) H. Stalder ; Melliand Textileberchte, 72, 9, 701, (1991)
- 5) 藤野, 下間 ; 織機誌, 19, No 2, 73, (1956)
- 6) H. W. Krause and H. A. Soliman ; Melliand Textilberic-hte, 70, No 3, 159, (1989)
- 7) 大西, 筒井 ; 繊維技術ニュース, 第211号, 1, (1962)
- 8) O. König, Herdtle. H ; Textil Praxis vol. 16, No 6, 1297, 1961-6)
- 9) ibid. vol. 16, No 3, 245, (1961-3)
- 10) ibid. vol. 16, No 4, 363, (1961-4)
- 11) ibid. vol. 16, No 5, 476, (1961-5)
- 12) ibid. vol. 15, No 7, 686, (1961-7)
- 13) ibid. vol. 15, No 8, 779, (1961-8)
- 14) 下間, 藤井 ; 繊維工学, vol. 22, No 11, 775, (1969)
- 15) W. B. Fraser ; Phil. Trans. R. Soc. London, A, 342, 439, (1993)
- 16) 柳生, 黒田 ; 織機誌, 36, No 3, 164, (1983)
- 17) 柳生, 黒田 ; 織機誌, 38, No 7, 1, (1986)