研究解説

高速リングトラベラー機構の摩擦特性と速度限界*

会 員 下 間 頼 一**
 “ 藤 井 拓 蔵**

1. 結 言

リングトラベラー間の摩擦特性は高速リングトラベラー機構の最も基本的な特性であり、トラベラーの平衡温度などを通じて限界回転数を決定する要因となっていることはいうまでもない。別報にも述べたように、適切な巻取張力を規定するだけの摩擦が必要であるから、摩擦熱発生・摩耗仕事は必然である。遠心力は回転数の2乗に比例するから、摩擦係数が変わらないとすると、摩擦仕事は回転数の3乗に比例する。高速回転においてはトラベラー平衡温度は著しく上昇する。主としてトラベラーの平衡温度によって高速化の限界回転数が決定される。したがって高速化の推進はいかにしてこの平衡温度を下げるか、すなわち、いかにして大量の摩擦熱を放散させるかにかかっている。適切な巻取張力を長期にわたり保持するためには摩擦係数の定常性、長期にわたる安定性が重要である。

2. 摩擦測定装置

第1図に示す摩擦試験機によって摩擦力を記録測定した。別報に詳述したが、その後の進展を含めて概要を述べよう。リングはめ込みフランジを利用して数個の鋼球で支持し、ボールベアリングを形成して軸のまわりに自由に回転できる。トラベラーはスピンドルブレードに固定した鋼線アームに双糸でゆるく連結され、スピンドルの回転によって引き回される。回転中のトラベラーの姿勢はストロボで観察して、紡出中の姿勢と同様に調整した。リングとトラベラー間の摩擦力はリングに固定された円弧状のアーム、糸およびピボットで支持されたL型レバーによってスプリングに伝えられ、スプリングの複

(第1図) 摩擦試験機

元力と釣り合う。スプリングの伸びはレバーにより拡大され、回転ドラム上の記録紙に摩擦力のキモグラフが得られる。小型化して精紡機のリングレールに取り付けられた第2図に示すような精紡摩擦試験機を試作し、紡出中の摩擦力を測定した。摩擦力の平均値を測定するため、運動部分の質量効果を大きく、スプリングを軟かく設計して自己振動を小さくした。また自己振動を消すため効果的なビスコースダンパーを備え、摩擦力の平均値が記録されるようにした。

(第2図) 精紡摩擦試験機

* Friction Characteristics and Speed Limit of High Speed Ring-Traveller Mechanism.

** Y. Shimotsuma and T. Fujii, Members. 関西大学 工学部 機械工学科

(第3図) 試験機主要部

ここで第3図において

- m : トラベラー重量 (g)
- n : トラベラー回転数 (rpm)
- w : リング アーム先端に作用する平衡力 (g)
- r : リング アームの長さ (cm)
- D : リング フランジ内直径 (cm)
- d : トラベラー内長径 (cm)
- R : トラベラー重心の軌道半径 (cm)
- F_c : トラベラーに作用する遠心力 (g)
- g : 重力加速度 (cm/sec²)

摩擦特性量としては、

- F : 摩擦力 (g)
- M : 摩擦モーメント (g・cm)
- μ : 摩擦係数
- W : 摩擦仕事 (g・cm/sec)

これらの諸量は測定値 w の関数として表わすことができる。遠心力 F_c は、

$$F_c = \frac{m}{g} \cdot R \cdot \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \quad (1)$$

回転中のトラベラーの姿勢は第4図に示すようにAB CないしBC部分で接触し、外側へ角 θ 傾き、さらに回

(第4図) トラベラー滑走姿勢

転方向に傾いた姿勢である。ストロボで観察すると必ずしも一定ではなく、種々の条件によって多少の変化がある。精紡機でかなり使用されて明瞭な摩耗痕のできたトラベラーを調べると、第5図に示すような接触痕が認め

(第5図) トラベラーの接触痕

られる。ここでは摩擦力は第4図に示すA点における値とし、トラベラー重心の軌道半径を次式で近似した。

$$R = \frac{1}{2}(D + d)$$

したがって摩擦特性値はそれぞれ w の関数として、

$$F = \frac{2r}{D} w \quad (2)$$

$$M = r w \quad (3)$$

また

$$\mu F_c \frac{D}{2} = w r$$

であるから摩擦係数は

$$\mu = \frac{4.30^2 g}{\pi^2} \frac{r}{D(D+d)} \frac{1}{m} \frac{w}{n^2} \quad (4)$$

試験機においては $r = 4.0$ cm としたから、

$$\mu = 143 \cdot \frac{1}{D(D+d)} \frac{1}{m} \frac{w}{n^2} \times 10^4 \quad (4')$$

摩擦仕事は、

$$W = M \cdot \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi r}{30} n w \quad (5)$$

測定精度については、(4) 式より摩擦係数 μ の最大誤差率を計算する。ベアリング部の摩擦を除くと、

$$\left| \frac{\Delta \mu}{\mu} \right| = \left| \frac{\Delta r}{r} \right| + \left| \frac{\Delta D}{D} \right| + \left| \frac{\Delta(D+d)}{D+d} \right| + \left| \frac{\Delta m}{m} \right| + \left| \frac{\Delta w}{w} \right| + 2 \left| \frac{\Delta n}{n} \right|$$

各測定量の最大誤差は、

$$r = 4.00 \pm 0.02 \quad (\text{cm})$$

$$D = 4.10 \sim 4.75 \pm 0.005 \quad (\text{cm})$$

$$D + d = 4.51 \sim 5.32 \pm 0.01 \quad (\text{cm})$$

$$m = (0.0324 \sim 0.0907) \pm 0.0003 \quad (\text{g})$$

$$w = (10 \sim 40) \pm 0.1 \quad (\text{g})$$

$$n = (5000 \sim 13000) \pm 10 \quad (\text{rpm})$$

であるから最大誤差率は、

$$\left| \frac{\Delta \mu}{\mu} \right| = 0.027$$

となる。リングとトラベラー間の摩擦モーメントを M ，ボールベアリング部の摩擦モーメントを M_b ，測定される摩擦モーメントを M_m とすれば，

$$M_m = M + M_b$$

M_m および M を正の値とすると M_b は正負の値を取り得る。 M_b は静止時において M_m の最大 2% であって，測定を行なう際には，機械振動その他のため非常に小さく M_m の 0.1% のオーダーである。またピボットの摩擦は宝石軸受を使用しているため非常に小さい。記録ペンと記録紙間の摩擦は固体接触を避け液体接触を保ったので無視できる。したがって本摩擦試験機によって摩擦係数を求める際の最大誤差率は約 3% である。また摩擦力に対しては約 1.5%，摩擦モーメントに対しては約 2% である。

試料リングを第 1 表に示す。リング フランジは主として W 形（幅 4.0 mm）で，試料 G のみは幅 3.7 mm，一部に N 形（幅 3.2 mm）を用いた。試料トラベラーは G-1 (0.0583 g)，G-1/2 (0.052 g)，G-3/4 (0.0324 g) およびアメリカ製 8 ゲレン (0.0518 g) などである。リング トラベラーともベンジンで洗浄し接触面を清浄に保った。

（第 1 表） 試 料 リ ン グ

記号	呼 称	寸 法	摘 要
A	研 磨	W41×48.5 ^{注)}	肌焼鋼，研磨，摩耗大
B	パーカー	"	肌焼鋼，粗面，パーカー，摩耗小
C	粗 面	"	肌焼鋼，化学的粗面，摩耗小
D	窒 化	"	アルミクローム鋼，粗面，窒化，摩耗小
E	ホーニング	"	高炭素高クロム鋼，液体ホーニング，摩耗小
F	アメリカ，研磨	3.7×47.5×53.5	アメリカ製，研磨，摩耗大
G	オイレス	W41×48.5	含油焼結銅合金，新品

注) W (フランジ幅 4.0 mm) × (フランジ内径) 41 mm × (はめ込み部外径) 48.5 mm

3. 乾 性 摩 擦

第 6 図に摩擦力キモグラフの一例を示す。よくなじんだリングと新品トラベラーの場合である。試験開始後 3 min 程度経過するとトラベラーに なじんだ摩擦面が生成しキモグラフは安定する。この例のようにリングが十分馴染んだ摩擦面を有していると，トラベラーがリングに なじむのには約 3～5 min 程度の短時間でよい。新品

(1) 試験機 (2) 洗浄 (3) リング：A
(4) トラベラー； G-1， G-5/4
(第 6 図) 摩擦力キモグラフ

リングではリングが一応馴染んだ面を生成するのにかなりの時間を要するので，暫時回転してある程度摩耗は進行するが，表面処理の効果が十分存在すると考えられる程度の なじみ面を生成させた後測定した。このようにトラベラーの馴染はごく短時間でなされるが，リングの なじみにはかなりの時間を要する。測定値の ばらつきを第 2 表に示す。摩擦係数の ばらつきは後報で述べる予定の摩耗測定値の ばらつきより相当に小さく，変動係数で比較すると約 1/3 程度である。この実験結果は従来の摩擦摩耗に関する研究結果と同一の傾向である。また第 2 表に示すように潤滑の場合，低回転数において ばらつきが大きい一般的傾向が認められた。

（第 2 表） 摩擦係数 μ の ばらつき
リング：F アメリカ・研磨 トラベラー：G-5

摩 擦 面	回転数 (rpm)	平均値 (μ)	標準偏差 (σ)	変動係数 (σ/μ)
ベンジンで洗浄	5 550	0.37	0.029	0.078
	9 500	0.29	0.018	0.062
ベンジン洗浄後 鉍油性油塗布	5 550	0.13	0.024	0.185
	9 500	0.24	0.018	0.075

第 7 図に摩擦特性値—摩擦力 F ，摩擦モーメント M ，摩擦仕事 W ，および摩擦係数 μ —とスピンドル回転数およびトラベラー重量との関連性を示す。

F ， M および W は回転数の増大とともに増加しトラベラー重量にほぼ比例する。 μ は回転数の増大とともに

$$F_C = k n^2, \quad k = \frac{2 \pi^2 m (D+d)}{60^2 g}$$

と置くとき摩擦係数は

$$\mu = \frac{F}{F_C} = \frac{a}{k} \frac{1}{n} + \frac{b}{k} \frac{1}{n^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

また摩擦仕事は

$$W = F \cdot \frac{\pi D n}{60} = a d n^2 + b d n, \quad d = \frac{\pi D}{60} \quad \dots (9)$$

という一連の摩擦特性値の実験式がえられる。(6)～(9) 式中の実験定数 a , b の値を第3表に示す。実験式(6)～(8)より摩擦力 F および摩擦モーメント M は回転数 n の1次式で、摩擦係数 μ は n の-2次式、摩擦仕事 W は n の2次式で表わされる。糸張力との関係の検討においては摩擦力 F 、消費動力や摩擦熱の考察には摩擦仕事 W が適当であるが、各種の実験条件がそれぞれ異なる摩擦特性を比較検討するには無次元化された摩擦特性値である摩擦係数 μ で表わすのが便利である。

第9図に摩擦係数 μ に対するトラベラー形状の影響を示す。同一リングに形状の異なるトラベラーを装着したとき、重量が等しければ、有意差が全くないことが明瞭

- (1) 試験機 (2) 洗浄および潤滑 (鉱物性油)
(3) リング; F アメリカ・研摩 (4) トラベラー; G-5, O-5 新品

(第9図) 摩擦係数 μ に対するトラベラー形状の影響

である。第10図に示すようにトラベラー重量が小さいとき低回転数において μ がやや小さい傾向はあるが、トラベラー重量の影響も比較的少ない。また第7図と第10図を比較してわかるように乾性摩擦状態では、リングフランジ形状 W 形 (幅 4.0 mm) と N 形 (幅 3.2 mm) とでは μ に関して差は認められない。第11図に試験機において乾性摩擦状態における広範な条件で実験した摩擦係数の多数の測定結果を総括して示す。よくなじんだリングの摩擦係数 μ に対しては、材質、表面処理法、リングフランジの形状寸法、トラベラーの形状および

- (1) 試験機 (2) 洗浄 (白), 潤滑 (黒)
(3) リング: A 研摩 (4) トラベラー;
GS-1 (1 重円), GS-5% (2 重円)

(第10図) トラベラー重量, リングフランジ形状の影響

- (1) 試験機 (2) 洗浄 (3) リング; A, B, C, D, E (4) トラベラー; G-1, -5%

(第11図) 摩擦係数 μ —回転数 n

重量などの試料固有の特性の影響は少ない。リング寸法の異なる場合は同一周速での摩擦係数 μ はほぼ同一である。これに対し、乾性摩擦では回転数の増大とともに μ は一般に直角双曲線的に減少し、また潤滑による μ の減少効果も顕著である。よくなじんだフランジ内径 41 mm の各種リングにおいて、G-1 トラベラーを装着した乾性摩擦では回転数 6～12×10³ rpm の範囲における平均値としてつぎの実験式が得られる。

$$a = 0.006 \text{ (g} \cdot \text{rpm)}, \quad b = -13 \text{ (g)},$$

回転数 n (rpm)

摩擦力 F (g):

$$F = 0.006 n - 13 \quad \dots\dots\dots (10)$$

摩擦係数 μ :

$$\mu = \frac{3950}{n} - \frac{8560}{n^2} \times 10^3$$

$$(k = 1.52 \times 10^{-6} \text{ g} \cdot \text{rpm}^2) \dots\dots\dots (11)$$

直線近似式として

$$\mu = 0.55 - 0.000023 n \dots\dots\dots (11')$$

第 11 図には諸研究者による測定結果をあわせ示した。

³⁾ Lüdicke の実験式

$$\mu = 0.65 - 0.00005 n \dots\dots\dots (12)$$

および ⁴⁾ Meister の値はわれわれが乾性摩擦で得た μ よりも高回転数において小さい。図中 μ_o および μ_u は ⁵⁾ O. Johansen の計算値で、フロント ローラーとスネールワイヤー間の張力とトラベラー ボビン間の巻取張力より算出したもので、 μ_o はコップのトップ、 μ_u はコップのボトムにおける値である。E. Honegger ⁶⁾ らも μ の測定結果を報告しているが、第 12 図に示す Axon の測定結果は 3 枚の板ばねで支持されたリングのねじりにより求めたもので、われわれの結果と定性的にも定量的にもよく一致している。同図に示すように ⁷⁾ König, Herdtle の乾性摩擦係数測定値とわれわれの結果に近いが回転数に対する減少率がわずかに大きい。

(第 12 図) リング トラベラーの摩擦係数

4. 精紡機における摩擦

精紡機で 20 s 綿糸を紡出中の状態で第 1 表に示す 4 種のリングの摩擦力を測定した結果を第 13 図に示す。ここで両実験の摩擦力比 α を

$$\text{係数 } \alpha = \frac{\text{試験機において洗浄試料につ} \\ \text{いての摩擦力 } F_t}{\text{精紡機で紡出中の摩擦力 } F_s} \dots\dots\dots (13)$$

α はほとんど 2, すなわち精紡中の摩擦力は、試験機で

(1) 試験機(白), 精紡機(黒) (2) 洗浄 (3) リング, A(△, △), B(○, ⊙), C(□, ⊠), D(×, ×) (4) トラベラー; G-1

(第 13 図) 試験機および精紡機における摩擦特性

乾性摩擦において示す値の約 $\frac{1}{2}$ を示した。

⁹⁾ Stein は精紡中のリング トラベラーの接触状態は乾性摩擦でなく綿ろうや羊脂が潤滑剤となり、一種の潤滑状態であると考えて、精紡中の μ の低下を説明した。

¹⁰⁾ König, Herdtle は試験機において乾性摩擦状態と、短く切った繊維束をリング中央に投げ込んでスライドで分散吹き飛ばせて作り出した紡出に近い状態で μ を測定した。その結果を第 14 図に示す。また第 15 図に示すように毛羽のあるステープル糸 Diolen と毛羽のないモノフィラメント糸 PAN とを交互に紡出したとき、リングの温度上昇より計算した摩擦係数 μ は、毛羽のあるステープル糸では μ は 0.1 程度であり、毛羽のないフィラメント糸では μ は 0.3 を越す結果を得ている。まことに興味深い実験結果であり、König らは毛羽による μ の低下は、毛羽の引込圧碎による繊維自身の溶着層が潤滑被

a; 洗浄 b; カルナック綿 c; Phrix (ステープル) d; Diolen (合繊)

(第 14 図) 摩擦係数—スピンドル回転数

D; Diolen, Nm 70 ステープル毛羽あり
P; PAN, Nm 40 モノフィラメント毛羽なし
(1) 精紡機 (2) リング; 45 mm φ, フランジ幅 4 mm (3) トラベラー; 楕円形

(第 15 図) (a) D, P を交互に紡出した場合のリング温度の時間的变化
(b) 温度曲線より算出した摩擦係数の時間的变化

覆となっていると考えた。Diolen の融点は 248 ~ 256 °C であるから、リング接触面温度は 250 °C 以上と推定される。König らは繊維溶着層を染色法で検出し、顕微鏡で観察し、溶着層厚さは 8 μ 程度と報告している。¹¹⁾ Stahli も微量繊維の潤滑効果を認めている。Nutter,¹²⁾ Lomax は毛羽が剪断され、リング フランジ面にフィルム状に付着しているのを染色法で検出した。また、リング フランジ面のグリースを洗浄して精紡機にかけると、毛羽の付着による繊維層の形成により、μ は徐々に減少することを認め、綿はワックスを含有するため合繊より減摩効果が著しい結果を報告している。これらの実験結果は繊維の溶着被膜の潤滑効果を認めるものであろう。

5. 潤滑効果

第 16 図に潤滑剤を塗布したときの摩擦力 F のキモグラフを示す。潤滑剤の減摩効果が明瞭であり、2 ステージ形を示す場合が多い。摩擦係数 μ を第 17 図に示す。油性 Oiliness の良い潤滑剤ほど潤滑効果が著しい。別¹⁾報で述べたリング トラベラー間の接触率を考えるならば、潤滑の場合の摩擦機構は境界摩擦と固体摩擦の混在する混合摩擦と考えられる。摩擦条件が高速高圧で、接触点温度も相当に高いため、潤滑効果は安定性に乏しく持続性がない。潤滑剤の減摩効果が約 1/2 程度であり、前節で述べた繊維溶着層の減摩効果とはほぼ同程度であることは興味深い事実である。したがって潤滑効果としては、潤滑剤の塗布によるよりも、毛羽の圧砕溶着によって自然に形成される繊維溶着層によるほうが、毛羽の補給が連続的に行なわれるため安定性に富み持続性がある。

(1) 試験機 (2) リング, トラベラー
(i) A 研摩, G-1 (ii) W45×50.5, 含油 焼結鉄, G-1
(iii) A 研摩, G-1 (iv) A 研摩, G-1
(v) B パーカー, G-2% (vi) A 研摩, G-1
(vii) B パーカー, G-5% (viii) A 研摩, G-1
(第 16 図) 潤滑剤を塗布したときの摩擦力 F のキモグラフ

(1) 試験機 (2) 洗浄および潤滑剤塗布
(3) リング; A (4) トラベラー; G-1
(第 17 図) 摩擦係数 μ に及ぼす潤滑剤の効果

¹⁾ 別報で述べた接触機構との関連を検討しよう。第 18 図, 第 19 図に示すように、摩擦係数 μ, 接触率 S は回転数 n に対し著しい依存性を示すが、積 $Sμ$ は n に対する依存性が比較的少なく、乾性摩擦において特に著しい。この実験結果は摩擦機構解明に一つの手掛かりを与えるものであろう。

(1) 試験機 (2) 洗浄 (3) リング; A研摩
(4) トラベラー; G-5%, G-1

(第18図) 摩擦係数 μ —接触率 S —回転数 n

(1) 試験機 (2) 洗浄および潤滑
(3) リング; A研摩 (4) トラベラー; G-1

(第19図) 摩擦係数 μ —接触率 S —回転数 n
潤滑剤の効果

6. トラベラーの焼け

トラベラーは摩擦熱による加熱作用、空気流などによる冷却作用とが平衡した温度で熱的平衡を保つが、平衡温度が高すぎ、材料の変態点近くなると金属組織の変化を起こし、熱軟化などの影響で遠心力作用や摩耗作用に耐えられなくなる。平衡温度は多くの要因により影響され、それらの要因の分散も著しいため従来研究が困難であったが、¹³⁾ Grishin は統計現象としてトラベラーの高温による焼けをとらえ、トラベラーが焼けて使用に耐えられなくなる限界を寿命と考えた。すなわち、

B : 焼け率 500°F (260°C) に達し変色したトラベラーのパーセント

β_i : 焼け度 第4表に示す焼けの段階

β : 平均焼け度

$$\beta = \frac{\sum m_i \cdot \beta_i}{\sum m_i} \quad (14)$$

m_i : 焼け度 β_i のトラベラーの個数

C : トラベラーの焼けや寿命と1対1対応をなす運転条件の指標 (Speed Criterion)

$$C = D^{0.55} \cdot n \quad (15)$$

(第4表) トラベラー焼けの分類

焼け度 (β)	色	トラベラー足の温度	
		標準の鋼での値 $T(^{\circ}\text{C})$	トラベラーでの実験値 $T(^{\circ}\text{C})$
0	清 浄	149	150
1	ほとんど清浄	171	190
2	淡 黄	193	225
3	黄または麦わら色	215	255
4	橙色または真鍮色	238	285
5	赤 色	260	310
6	紫 色	282	335
7	青 色	304	360
8	灰 色	326	383

注) トラベラーのリングとの接触点より内側の短い部分

D : リング直径 (in)

n : スピンドル回転数 ($\text{rpm} \times \frac{1}{1000}$)

とすると、結果をまとめて第20図を得ている。ここにトラベラー寿命 t (hr) は、一定程度に焼けて取り換えを要する総運転時間で、焼けの程度と、工場で決めた取り換え基準とに依存する。いまトラベラー一斉取り換えの基準焼け率 $B = 15\%$ とすると、基準時間はトラベラー焼け率が15%になる運転時間がある。換言すれば、運転時間が基準寿命に達した時、1台の精紡機に装着されているトラベラーの15%が焼け ($\beta = 5, 6, 7, 8$) ている。アメリカの平均水準の綿紡約30工場の例では $B: 10\%$ 以下、 $C = 14.0$, t は約100hr程度が報告されている。

トラベラー寿命 t (hr)
 $C = D^{0.55} n$, B : 焼け率 (%)

(第20図) トラベラーの指標と寿命の関係

7. 熱放散機構と高速限界

¹³⁾ トラベラーの熱放散は Grishin によって、どんな工学単位系にも適用できる形で定量的に取り扱われた。すなわち、空気流動によって高温物体より単位時間に放散される熱量 q は、

$$q = \alpha_H A (T - T_0) \quad (16)$$

α_H : 熱放散係数, A : 冷却面積, T : 高温物体の温度, T_0 : 空気流温度である。Merkel¹⁴⁾によると, このよう なとき α_H は流速の 0.75 乗に比例する。

$$\alpha_H \propto V^{0.75} \dots\dots\dots (17)$$

V : 空気流速

第 21 図において, トラベラーのリング内側フランジとの接触点を A , トラベラー全長を L とすると, 外側足の長さは $L-l$, 内側足の長さは l である。外側足は

(第 21 図) リングとトラベラーの接触状態

内側足にくらべ一般に長いから冷却面積が大きい。したがって温度上昇は内側足が大きい。内側足の温度上昇は発生摩擦熱が大きく, 冷却面積が小さく空気流速が小さいほど大である。冷却面積 A は

$$A = 2(a+c) \cdot l + ac \cong 2(a+c) \cdot l \dots\dots (18)$$

ゆえに (16), (17), (18) 式より

$$q \propto (a+c) \cdot l \cdot V^{0.75} \dots\dots\dots (19)$$

単位時間に発生する摩擦熱量 Q は, 摩擦係数を一定とすると法圧したがって, トラベラー重量に比例するから, μ : 摩擦係数, V : 周速, F_c : トラベラーに作用する遠心力とすると

$$Q \propto \mu \cdot V \cdot F_c$$

また, m : トラベラー重量, D : リング フランジ内径とすると

$$F_c \propto m \cdot \frac{V^2}{D} \propto m D n^2, \therefore V \propto D n$$

であるから

$$Q \propto F_c V \propto m D^2 n^3 \propto a c L D^2 n^3 \dots\dots\dots (20)$$

熱平衡状態ではトラベラーの内側足に伝熱される熱量と空気中へ放散される熱量とは等しいから, (19), (20) 式よりトラベラーの温度上昇式(21)を得ることができる。

$$T - T_0 \propto \frac{a c}{a + c} \cdot \frac{L}{l} \cdot D^{1.25} \cdot n^{2.25} \dots\dots\dots (21)$$

トラベラー重量一定とすると $ac = \text{const.}$, $a = c$ (丸形または正方形断面) のとき $T - T_0$ は max となる。 $T - T_0$ は $a \sim c$ を大にするほど低下する。すなわち偏平なトラベラーほど温度上昇が小である。最近研究開発されている高速用トラベラーは丁度この線に沿っているようである。上式は $T - T_0$ を小にするには l を大に, すなわち高温側の内側脚の冷却面積を大にすること, およ

びトラベラーの指標 C (Speed Criterion)

$$(D^{1.25} \cdot n^{2.25})^{\frac{1}{2.25}} \cong D^{0.55} \cdot n \equiv C$$

を小にすることなどが有効であることを示している。

トラベラー温度分布は König, Herdtle¹⁰⁾ により与えられた。第 22 図に示すように最高温度は約 250°C ($\mu = 0.2$ のとき実験的に確かめられている), 内脚先端はそれより約 17°C 低いが相当な高温である。外脚は著しい温度勾配を示す。

(第 22 図) トラベラーの温度分布

さてトラベラーの高速化はトラベラー温度により限定される。高速化にはトラベラー温度抑制が必要である。一方, 適正な巻取張力を得るためには一定の摩擦力が必要, すなわち摩擦仕事が必要である。この摩擦仕事は熱エネルギーに変換される。この熱エネルギーをトラベラー温度を限界以上に高めることなくいかにして放熱するかが問題である。

従来の考え方では摩擦熱はトラベラー表面より主として空気冷却によって放散されると考えられていた。ところが最近の研究によりトラベラーより放散される熱量は少なく(約 7~30%), 大部分はリングより放散されることが明らかにされた。König¹⁰⁾ はトラベラーまわりにトラベラー速度の 1/2 程度の空気流があり, トラベラーと空気の相対速度はトラベラー速度の 1/3 程度である事実を実験的に見いだした。第 23 図に示すように, トラベラー温度は, リングとの接触部分で局部的に約 70°C の低下を示すことを見いだした。また理論計算より, トラベラー内脚長 2.5 mm が全部 250°C としたとき, この

(第 23 図) トラベラー温度分布

部分より空気によって冷却される熱量は全摩擦熱量の約 7%, 全長 14 mm が, 250°C としても約 35% であり, 摩擦熱の大部はリングから放熱されると結論している。

Grosberg, McNamara¹⁵⁾ らも理論計算によって, 摩擦熱の約 25% がトラベラーより, 約 75% がリングより放散されると報告している。さらにトラベラー体温度 (body temp., フラッシュ温度 (flush temp., 真実接触点温度) に対するもので, ここでは外側足の温度を指す) の理論値は 120~180°C であるが, 30 m/sec 以上では測定体温度は 300°C (焼けの色 および感熱塗料により測る) にも達し, 理論値より相当高い結果を得ている。これはトラベラーの Chatter (振動, 後報に述べる) により発熱点がトラベラー面上を移動するためリングへの伝熱が悪く, 摩擦熱の 40% 程度がトラベラーより放散されるためではないかと推論している。

リングよりの熱放散がトラベラーよりの熱放散より大きいという最近の研究報告はまことに興味深い。トラベラーよりの熱放散は, 高速滑走体であるだけに運動特性, 紡出糸に与える影響などより技術的制約が厳しいが, リングよりの放散となると機構も異なり, 方法もおのずと開けるのではなからうか。高速化への方途としてこのリングよりの熱放散に注目したい。リングへの熱放散を大にし, かつトラベラーの冷却効果を高めることが高速化への一つの方策であらう。

8. 要 約

高速リング トラベラー 機構の基本的な特性である摩擦特性, および摩擦熱の放散に依存するトラベラー平衡温度によって規定される高速限界について検討した結果を要約する。

- (1) リングをボール ベアリングで案内し, L 形レバーとコイルばねよりなる ねじりばね機構で支持し, その ねじれ角よりトラベラーとの摩擦力を検出し, 各種摩擦特性値を算出する摩擦測定法を確立し, 試験機および精紡機で測定を行った。
- (2) 乾性摩擦状態の摩擦特性値は, 一般にトラベラー回転数の関係で, 第 3 表に示す実験定数を含む実験式 (6), (7), (8), および (9) 式で表わすことができる。摩擦力および摩擦モーメントは回転数 n の 1 次式, 摩擦係数は n の -2 次式, 摩擦仕事は n の 2 次式で表わされる。
- (3) 精紡機で 20 s 綿糸紡出中の摩擦力は, 試験機における乾性摩擦における値の約 $\frac{1}{2}$ である。この現象は最近 König, Kerdtle¹⁰⁾ らによっても確かめられ, 毛羽がリング トラベラー 摩擦面へ引き込み圧砕され, 繊維自身の溶着層が生成し, 潤滑被覆となっていることが確認されている。

繊維溶着層の減摩効果は安定性に富む。

- (4) 潤滑剤を塗布したときは減摩効果が明らかであり, 油性の良い潤滑剤ほど効果が著しい。摩擦機構は境界摩擦と固体摩擦の混在する混合摩擦と考えられる。高速高压で接触点温度も高いため, 潤滑効果は安定性持続性を欠く。
- (5) トラベラーの焼けは Grishin¹³⁾ によって定量的に取り扱われ, 焼け率, 焼け度, 平均焼け度が定義され, 焼けや寿命と 1 対 1 対応をなす運転条件の指標として Speed Criterion C が規定された。
- (6) トラベラーより主として空気流への熱放散は Grishin¹³⁾ によって扱われた。トラベラーの温度分布は König, Herdtle¹⁰⁾ により探求され, 最高温度 250°C が確かめられた。従来, 摩擦熱は主としてトラベラー表面より空気冷却によって放散されると考えられていたが, König, Herdtle¹⁰⁾ によりトラベラーより放散される熱量は全摩擦熱量の約 7~30% で, 大部分はリングより放散されることが明らかにされた。Grosberg, McNamara¹⁵⁾ は摩擦熱の約 25% がトラベラーより, 約 75% がリングより放散されるという理論計算結果を得た。リングへの熱放散を良好にすることが高速化への一つの方途であらう。

文 献

- 1) 下間, 藤井; 繊維工学, 22, 7, P 493 (1969-7)
- 2) 藤野, 下間; 日本綿業技術研究所報告 No. 10 (1954-12)
- 3) A. Lüdicke; Dinglers J., 1881, 242, 334
- 4) Meister; Melliand Textilber., p. 244~247 (1951-4)
- 5) O. Johansen; Die Fadenbrüche bei Ring-spinnmaschine, Textil-Praxis, 5, 295, (1949)
- 6) M. Axson; Shirley Inst. Mem., 33, No. 11, p. 57 (1960-11)
- 7) O. König, H. Herdtle; Textil-Praxis, 15, 558 (1960-6)
- 8) 藤野, 下間; 日本綿業技術研究所報告 No. 10, p. 65 (1954-12)
- 9) H. Stein; "Beobachtungen und Messtechnische Erfassung der Vorgänge in Spinn und Aubwindefeld von Ring Spinnmaschinen" Forschungsberichte des Wirtschafts- und Verkehrministeriums Nordrhein-Westfalen Nr. 378
- 10) O. König, H. Herdtle; Textil-Praxis (1) 15, No. 15, p. 453 (1960-5)~(14) No. 6 (1961-6)
- 11) Stahl; Melliand Textilber., 45, 476 (1964)
- 12) W. Nutter, R. Lomax; Text. Rec., 84, p. 52 (1966-5)
- 13) P. F. Grishin; Whitine Review, 25, No. 3 (1958-9)
- 14) Merkel; Hütte German Engineering Handbook, Berlin p. 591 (1952)
- 15) J. Grosberg, A. B. McNamara, J. Mølgaa; J. Text, Inst., 56, T24 (1965-1)