D 型 高 速 ワ イ ン ダ に つ い て*

会 員 西 村 盈 保 木 原 英 俊**

西 本 奎 一

1. 緒 言

市販用チーズおよび自家原糸またはメリヤス原糸用の大径、良質の各種コーン角度を有するインクリーズド テーパ オープン ワインド コーンを得るため、あるいは巻糸密度の均斉が要請せられる糸染用のソフト パッケージを得るために必要な巻取条件、およびその条件を満足させるための機構をクイック トラバース式、ロート コーナ式、およびスピリット ドラム式の各種ワインダについて仔細に検討した結果、綾振巻取機構としては各鍾カム駆動の糸道綾振接触巻取方式がもっとも適切であることを確認した。そこでこの方式を採用しているところの著名な Arunconer (英 Arundel Coulthard 社), Foster # 102 (米 Foster Mach 社), Varioconer (瑞 Schweizer 社) 等の機構を検討して、これらの特徴を生かした独自の設計による高速ワインダの製作を企図したが、この種の綾振機構は高速駆動が困難でトラバースガイドの材質の強度、その往復運動の衝撃によって生ずる甚大な騒音、およびその摺動部に要する注油の頻度などが大きな欠点とされるので、これらの欠点を排除して高速駆動を可能にするため、長期間にわたって、リボン巻発生を完全に防止するための高速差動歯車機構の研究、およびトラバースガイド、ガイドドラム等の材質

(第 1 図)

的研究を進めてきたが、一応これらを完成することができた。すなわち騒音は解消し、トラバースガイドは全く無注油にて軽快に高速駆動し、なお作業操作も簡素化され、すでに実用化の段階に到達して D 型ワインダ (D. W. と略記、第 1 図) と呼称し、当社 (大和紡績) 各工場にて優秀な成績を挙げているので、以下にその性能と主要構造を報告する。

2. 性能の特徴

(1) 巻取密度の均斉

巻取速度は一定であり積極綾振りであるため、巻取張力の変動は少なく、したがって巻取密度は均斉である。特に均斉なメリヤス製品を得るためのコーンおよびパッケージダイングの場合の染むらをなくするためのコーンには、密度の均斉が要求される。

(第 2 図)

巻取ドラム的一端は自由に回転するルーズシェルになっていて、コーンの小端部がこれに接触するようになっているので、コーンの先端のスリップを止め、糸の損耗を防止する。(第 2 図)

(2) リボン巻の防止、毛羽立ちの減少

生成されたコーンの表面がぎわめてなめらかであり、

* On the Model D High Speed Winder.

** M. Nishimura, H. Kihara, Member. 大和紡績, K. Nishimoto, 石川製作所

正確なテーバを持っていて形くずれがなく、取扱不良による巻玉のひずみは容易に回復する。また要求した硬度に自由に巻け、巻戻張力の変動や巻玉の変形を大にし毛羽立ちを生じ易くした軟い糸の光沢に影響するところのリボン巻は皆無である。

(3) 巻糸角度の適時変更

巻糸角度の変更は自由であり、変更範囲が大である。パッケージの糸端を均齊にし、コーンテーバを正確に保ち、また糸染用としてソフトパッケージの要求を満たす場合にも、与えられた糸の番手と品質により適当な巻付角を選定しなければならない。第3図は羊毛48's双糸におけるこの一例である。

不 12°05'	巻糸角	良 16°04'
良 480 yd	糸速	480 yd
1.2 kg	初接圧	1.2 kg
10 g	張力	10 g

(第3図) 羊毛におけるパルッジ防止例

(4) 巻取速度

巻取速度は糸の種類、木管の種類（整経木管またはペーバコーン等）、糸の強力、供給糸の状態、熱りの程度、巻糸角の差異等により一概に論ずることはできないが、綿糸30, 40's程度の場合、毎600 yd/minを最高の実用的糸速として使用している。しかし機械的にはなお一層の高速駆動が可能である。

3. 高速駆動機構の研究

ワインダの高速駆動は、綾振りの問題が中心となる。今ロータリトラバース式とクイックトラバース式を比較する場合、ロータリトラバース式は、一見機械的に有利であるように考えられるが、転子の動的釣合、消極的綾振りによる巻取張力の衝撃の変動に対処して、良い糸質、良い巻玉を作る上からは、かえって高速化は至難であるともいえる。これに対してクイックトラバース式の綾振機構を高速化するためには、もちろん機械的に困難な点が多いが、糸速を度外視すればもっとも優秀なチーズを巻くことができるので、D型ワインダはこの高

速化を可能としたものである。

(1) 綾振機構

(a) トラバースガイド

綾振速度の上昇は急激な衝撃の増加をもたらす結果、損耗部分の増加、騒音の発生、摺動部における焼付けの発生および摩耗防止のための注油の頻度等に対処するため精度の高いナイロン製ガイドを使用している。ナイロン製ガイドは重量少なく、したがって衝撃を減じて上述の欠陥をすべて排除し、かつ所要電力量は35%減少することができる。導糸溝部には硬度の高い酸化チタン磁器を使用している。

(b) 高速差動歯車機構

リボン巻発生防止機構は差動歯車機構を用い、そのアームの揺動運動によってトラバースドラム軸の速度を周期的に変速し、積極的にリボンの分散を行っている。オイルボックス内に収納した二重偏心カム機構は十分高速運転に耐えるものであり、リボン分散巾はQ.T.ワインダの2倍半に拡げることができた。第4図は差動歯車装置のギヤダイアグラムである。

(第4図)

ディファレンシャルギヤダイアグラム

イ) 綾振角度および毎分のトラバース数

巻取速度	V	yd/min
ドラム回転数	N	r.p.m.
ガイドドラム回転数	n	r.p.m.
トラバース数	T	毎分
綾振角度	β	
トラバースチェンジ歯数	Z	
ワインディングドラム径		2½ in
トラバース長さ		6 in

$$V = \frac{\pi \times 2.5}{36} N = 0.2182 N$$

$$n = \frac{21 \times 69 \times 45 N}{82 \times 27 Z} = \frac{29.45 N}{Z}$$

$$\tan \beta = \frac{2 \times 6 \times 29.45}{6 \times \pi \times 2.5 Z} = \frac{1}{0.13 Z}$$

$$T = \frac{29.45 N}{6 Z} = \frac{4.908}{Z} N$$

第1表は D.W. の綾振角の範囲を示すものである。

(第 1 表)

トラバース チェ ンジ歯数 (Z)	巻 糸 角 (β)	ガイド ドラム 増 速 比
24	17°19'	1.23
25	16°40'	1.18
26	16°04'	1.13
27	15°31'	1.09
28	15°00'	1.05
29	14°31'	1.02
30	14°03'	0.98
31	13°36'	0.95
32	13°11'	0.92
33	12°48'	0.89
34	12°26'	0.87
35	12°05'	0.84
36	11°45'	0.82

(第 5 図)

ロ) ディファレンシャル モーション 変速周期, 振巾
およびリボン分散巾

ディファレンシャル モーション 変速周期数 P

角 振 巾 φ

ガイド ドラム シャフトを基準とせる角振巾 φ_D

リボンの円周方向分散巾 Δ

1 トラバースごとの円周方向分散巾 δ

第4図および第5図参照。

$$P = \frac{N}{1} = \frac{N}{64.49} = 0.01551 N$$

$$\sin \theta = \frac{0.25}{2.6875} = 0.09302$$

$$\theta = 5^\circ 20'$$

$$\varphi = 4\theta = 21^\circ 20'$$

$$\varphi_D = \frac{82}{21} \varphi = 83^\circ 18'$$

$$\Delta = \frac{83^\circ 18'}{360^\circ} \times \pi \times 2.5'' \times 2 = 3.64'' \quad (\text{in})$$

$Z=29$ の場合

$$(\text{平均}) \delta = \frac{\Delta}{\frac{T}{2P}} = \frac{3.64}{5.45} = 0.667'' \quad (\text{in})$$

(c) トラバース カム ドラム

トラバース カム ドラム軸を変速すると所要電力量は急激に増減する。第2表に示すごとくトラバース カム ドラムの変速時における慣性の大きさが、この主なる原

(第2表) 所用電力分解測定

測定条件	指示電力 (W)	平均電力 (W)	回転数	割合 (%)	累計 (%)
電動機のみ (無負荷)	180	180	1 780	25	25
ディファレン シャル ギヤ 装置を付加	280~360	320	2 070	22	47
巻取ドラム軸 を付加	320~400	360	2 070	6	53
トラバース ガイドドラ ム軸を付加	280~1 120	480	2 070	17	70
トラバース ガイドを付加	320~1 320	720	2 060	30	100

(注) ド ラ ム 数 54ドラム

モ ー タ 神鋼 2 IP 4 P

糸 速 460 yd/min

巻 糸 角 12°11'

全 機 械 損 失 100 %

ディファレンシャル装置電力変動率 25 %

トラバース ガイド ドラム電力変動率 175 %

$$\text{変動率} = \frac{\text{最大指示電力} - \text{最小指示電力}}{\text{平均電力}} \times 100 \%$$

ただし、ドラバース ガイドおよびガイド ドラムはすべて鉄製の場合を示す

因と考えられ、高速駆動によって回転体の慣性の大きさが、加速的に増大するので、その重量は小さくする必要があり、積層フェノール樹脂を衝撃強度、カム溝の耐摩耗、溝加工の容易、経年脆化程度等の諸点から、鉄に代るべき材質として採用している。

またカム曲線はインクリーズド テーパ パッケージ形式のためフルアクセラレーテッド カーブとなっており、巻玉両端の硬化と綾外れ防止効果のため、そのエンドにおいてクイック リターン カーブを採用している。

(2) 巻取機構

コーン パッケージにたまたま出現する糸の強力低下およびこれに起因する整経時の糸切れ原因を究明したが、その主因は巻取ドラムに対して生ずるスリップに起因する損耗であることが判明した。調査は次の諸点に着眼して行った。

イ) スリップによる影響

- ロ) 巻径の増大に伴うスリップ量の変化
- ハ) 接圧の強弱によるスリップ量の変化
- ニ) 空転時間が糸の強力におよぼす影響
- ホ) ドラムの湿り具合、糸の含水程度が糸の強力におよぼす影響

ヘ) 燃りの飛散に伴う影響

a 精紡管糸の燃りのパラツキ

b チーズ振動に起因する糸の振動による燃りの飛散度合

強力低下の主因

(a) ルーズ シェル

糸の損耗の根本的な原因は特に高角度のコーンに起因するスリップであり、これがため強力低下糸の出現する確率が増大し、ヒストグラムは正の方向にひずむ傾向が生じる。この損耗を防止するためには特にコーン巻における場合、両端径の差に基くスリップを防止しなければ

ならない。第6図は 5°57' コーンにおけるベース エンド、ノーズ エンドの各スリップ量を測定した結果で糸速に対する比率を計算したものである。第7図および第8図は 5°57' および 9°15' コーンの使用時における空ボビンおよび糸量 3½ lb のパッケージのノーズ エンドからベース エンドに至る間のすべり率である。この場合すべり率は

$$\text{すべり率} = \frac{\text{パッケージ周速} - \text{ドラム (またはルーズ シェル) 周速}}{\text{パッケージ周速}}$$

で定義されたものである。

またパッケージの増大に伴う ルーズ シェルの回転比は第9図に示すごとく曲線にしたがう。

すべり率分布曲線から判明することはパッケージの増加にしたがってすべり率は次第に減少し、ドラムおよびルーズ シェル共その ノーズ側が ベース側よりもすべり率が大きく、特にルーズ シェルをドラムに固定した場合

(第6図) 5°57' コーン スリップ比率

(第8図)

—— 空木管 3½ lb 巻玉
 - - - - 空木管 (ルーズ シェル 固定)

(第7図)

ルーズ シェル回転比 = $\frac{\text{ルーズ シェル回転数}}{\text{ドラム回転数}}$

(第9図)

合、空ボビンの時におけるノーズ エンド のすべり率が最大値を示すことである。(第7, 8図の鎖線) これにより、元来パッケージの端面は密度変化が大いいために形くずれが生じ易く、この観点からもノーズ エンド部にルーズ シェルを用いることが必要である。

(b) 巻取ドラム

巻取ドラムの表面状態が糸の損耗の原因となることも大きく、研磨鍍金直後のドラムおよびカスの付着せるドラムは、その影響が認められる。ドラム表面の摩擦係数を小さくすることが必要であって、硬質クローム鍍金を施した表面平滑なドラムを使用している。

(c) その他、強力低下の原因として糸の含水程度、接圧の強弱、巻糸角の大小、撚りの飛散、リボン巻の発生等色々の因子があったが特に高角度コーンの高速駆動においては、十分な考慮を払わねばならない。

(3) 糸張力装置

糸速の高速化と共に特に考慮しなければならぬことは

(第10図) 巻取張力記録の一例

糸の衝撃的張力の変化であり、糸張力装置と管糸の巻戻張力が綾振りや巻取り等のワインダ本体の機構と関連して考えられるべきものである。したがって巻取ドラムの動的釣合が不良のもの、変速回転を行うもの、巻取張力の変動を甚くするような綾振装置は、極力避けねばならない。第10図はD.W.の張力記録の一例を示すもので、線 40'、糸速 450 yd/min にて測定したものである。

(4) オイル ダンパ式クレードル振動防止装置

コーン角度が大で、巻取径が増大すると、高速駆動の場合木管の偏心、巻玉形状の偶発的ひずみ等により、クレードルの振動を生ずることがあるので、この振動を防止するため必要に応じてオイル ダンパ式振動防止装置を取付ける。(第11図) これは油の粘性摩擦による制振器であって、ピストンに設けた短絡孔と逆止弁により、クレードルの上向変位に対しては強い抵抗を与え、下向変位に対しては抵抗を弱めてあるので、巻玉がドラムから離れることを防止すると共に、糸継操作時におけるクレードルの下降速度を早めて糸継所要時間の増加を防ぐ

(第11図) オイル ダンパ取付図

ことができる。

4. その他の主要構造

(1) クレードル²⁾

木管を使用する場合はボール ベアリングによる両持スピンドル クレードルを用い、9°15'紙管に対しては片持ホルダを使用する。第12図はビルダ ガイド ダンパを用いた両持クレードルの写真である。

(第12図) D-2型(両持クレードル)

(2) インクリーズド テーパ パッケージ成形用ビルダ モーション

インクリーズド テーパ コーンは優秀な解舒状態を示し、特にメリヤス用原糸のような低速解舒に顕著な効果を示すが、この装置としてはコーンの直径増加に伴って生ずるテーパの変化に応じてクレードルのドラムに対する傾斜角を増減するビルダ ガイドおよびガイド アームが設けてあり、ボビンの角度に応じてビルダ ガイドのセッチングを調整して、パッケージの硬さを均一にすることができる。第13図は各角度のコーンにおける巻糸量の変化に伴う解舒張力の測定結果である。解舒長さ 30

(第 13 図) 解舒張力記録の一例

cm, 糸速 40 yd/min にて巻戻しを行った。

(3) 接圧自動調整機構

パッケージ重量の変化を適当に補整して、巻玉の菊巻を防ぎ、あるいは糸端を均斉にして平滑な端面を得るために、重錘とリンクによりクレードルの回転角に応じて自動的に作用する調整機構を設けている。第 14 図はこ

A; 一般コーン用調整曲線
B; ダイニング パッケージ用調整曲線
C; 調整装置を取外したときの圧力変化

(第 14 図)

の接圧調整曲線の一例であるが、重錘の位置とリンクの接続部の位置により、この曲線は所要のものを得ることができる。

(4) ストップ モーション機構

機械の運転停止および始動の際の低速時に、しばしば糸張力の不足により発生する不必要なストップ モーションの作動を抑制するための特殊の停止カムを用いており、カム自身の不釣り合重量およびバネ力により低速時に

は作動せず、所定の糸速に達したとき始めて糸切れによって完全に作動する機構である。

(5) スニック プレート型スラブ キャッチャ

特殊加工の揺動型スニック プレートで、糸質の保持には優秀な成績を示している。なお別に吸引型自動クリーニング装置を完成しつつある。

(6) バリピッチ シーブ

片側単独駆動とし、原動部にはバリピッチ シーブを使用して、ドラム シャフト の回転数を無段階に調節可能として、最高の効率を挙げるために容易に所要の糸速を得ることができる。

5. 糸質調査比較試験結果

綿糸 40's により主として Q.T. ワインダとの比較を行った。巻取条件は第 3 表に示すが、Q.T. ワインダに比して

- a) ノーズ エンドの糸強力は低下しない
- b) 糸はやせない
- c) 外観は上昇する
- d) 巻取時の中糸切数は約 20% 減少する (lb 当)
- e) 整経機に供給した場合の糸切数は約 30% 減少する

(第 3 表) 巻 取 条 件

	D. W.	Q. T. W.
コーン 角度	5°57'	2°30'
糸 速	530 yd/min	220 yd/min
巻 糸 角	14°31'	13°10'
初 接 圧	1.3 kg	1.1 kg
巻 取 張 力	7 g	8 g
巻 取 量	3½ lb	1½ lb

(第 4 表) 強 力 比 較

		D. W.					
		平 均 値 (g)			標 準 偏 差		
		精紡糸	巻玉糸	差	精紡糸	巻玉糸	差
ノーズ エンド	211.4	204.0	7.4	24.8	22.9	1.9	
ベース エンド		204.5	6.9		23.7	1.1	
		Q. T. W.					
		平 均 値 (g)			標 準 偏 差		
		精紡糸	巻玉糸	差	精紡糸	巻玉糸	差
ノーズ エンド	211.3	202.8	8.5	21.7	21.2	0.5	
ベース エンド		205.4	5.9		23.1	-1.5	

(第5表) 番手および外観 (カス数) 比較

	D. W.			Q. T. W.		
	精紡糸	巻玉糸	差	精紡糸	巻玉糸	差
番 手	40.13	40.33	-0.20	39.77	40.03	-0.26
外 観	29.98	21.32	6.66	29.90	25.40	4.5

(第6表) 巻糸機糸切数比較

内 訳	D. W.		内訳	Q. T. W.	
	総糸切 指 数			総糸切 指 数	
風綿によるもの	34	81	37	100	
ドジョウによるもの	24		30		
そ の 他	23		33		

(第7表) 整経機における糸切数の比較

内 訳	D. W.		内訳	Q. T. W.	
	総糸切 指 数			総糸切 指 数	
仕上不良糸	15	67	19	100	
カス節糸	3		3		
汚れ, むら糸	30		37		
そ の 他	19		41		

(第8表) 織機における糸切比較

内 訳	D. W.		内訳	Q. T. W.	
	総糸切 指 数			総糸切 指 数	
風綿, 節糸, むら糸	24	44	58	100	
取 扱 不 良	20		37		
そ の 他	0		5		

(第9表) 布面残節数比較

内 訳	D. W.		内訳	Q. T. W.	
	残節指数			残節指数	
節 糸 大	14	99	13	100	
〃 中	24		16		
〃 小	61		71		

(第10表) スフ糸外観比較

番 手	CD 20's		CD 30's		RB 30's	
	D.W.	Q.T.W.	D.W.	Q.T.W.	D.W.	Q.T.W.
糸 条 数						
点 数 {	A	200	188	200	190	198
	C	200	200	200	200	200

f) 自動織機の糸切数は約半数となる

g) 織機織揚布面の残節数に有位差はない

という結果が得られた。(第3~9表参照)

またスフ糸の巻取りにおいても良好な結果を得ており, Q. T. ワインダに比してすぐれた糸質を得ている。

(第10表参照)

6. メリヤス編立調査結果³⁾

編立時の解舒抵抗が少なく, 解舒状況はきわめて良好である上, コーン替および空木管運搬回数は従来²⁾の21bチーズに比して約30%減少し, 台持工はチーズ補給回数の減少に伴い持台数を増加することが可能となり, また余浴時間を糸道および生地点検に振向けられる。

メリヤス生地欠点の調査では, 巻返工程の省略にもかかわらず良好な結果を得ている。(第11表参照)

(第11表) メリヤス全きず比較

	D. W.	某社巻返コーン
総 得 点	86.0	81.7
落 き ず	-1.0	-1.2
ハ ネ き ず	0	-1.3
切 バ ネ	0	-1.0
針 折 れ	0	-1.3
油 汚 れ	0	-0.1
綿 ゴ ミ	-4.0	-7.2
ネ ッ プ	-9.0	-6.2
カ ス	39	35

ただし, 荷ズレによる糸切れを除く

7. 結 言

以上その主要構造と試験成績によって, 性能の一部を略述したように, 各鍾カムの綾振機構の長所を生かし, パッケージの使用目的による巻取条件に対して融通性に富み, 調節範囲の大なる高速巻糸機を製作して所期の目的を達したがなお次工程との関連性, 糸質, さらに終局的には最終製品の持つ諸性能に関してワインダの役割はきわめて重要であるので, 一層これらについて各種の糸がどのような挙動を示すかを解析し, 把握することがさらに機械の改善に必要な問題であると考えらる。

注

- 1) 第10図および第13図の測定は山和工機MS型張力計によった
- 2) パラレル チーズ巻機をD-1型, コーン巻機をD-2型と呼称する
- 3) 郡是製糸株式会社宮津工場の厚意による