高速度精紡機の振動および消費動力について*

会 員 中 村 稔**

1. ま え が き

精紡機の高効率化のためには高速化、ラージパッケージ化および自動化の3方法が考えられるが、自動化の問題はさておくとして、わが国のように人件費が低廉で電力費の高い国情においてはラージパッケージにも限度があり、自然、高速化に重点を置かざるを得ない状態にある。特に紡績設備の制限された昨今においてはこの問題は焦眉の急を要し、わが社においても昨年来この目的に沿って高速度精紡機を完成するための色々の問題点につき研究したので、その中特に機械の振動と消費動力について述べる。

2. 精紡機高速化の問題点

従来精紡機のスピンドル回転数は綿用において12 000 r.p.m. 前後が限度とされていたが、これを一挙に14 000 ~ 15 000 r.p.m. に上げると色々の問題が生じて来る。今迄の精紡機そのままの構造では12 000 r.p.m. 前後に壁があって、これを越えるためにはあらゆる構成部品およびそれによって構成された総合的問題について根本的に検討し解決しなければならぬ障害がある。この壁を越えた精紡機をいわゆる高速度精紡機と称することになると、その壁は大体下記のように考えられる。

綿用精紡機

リング径 44 mm	13 000 r.p.m.
47 mm	12 000 〃
50 mm	11 500 〃

毛、合繊用精紡機

リング径 50 mm	9 000 r.p.m.
------------	--------------

精紡機を高速化するための問題点は

- 機械の振動
- 消費動力の増大
- 軸受部の過熱および摩耗
- スピンドルの振動および木管の振動、飛び上り
- リングの摩耗およびトラベラの摩耗、破損、焼け

- ドラフト装置のニップおよびコントロール不完全による糸むら
 - 管糸およびチンローラの風による綿じん飛散に基く糸切れおよび糸むら
 - バレーニング増大による糸張力の増大
 - 緩速スタート
- 等が主なものと考えられる。

3. 機 械 の 振 動

精紡機を高速化すると各部の振動は急激に増加する。精紡機の性能におよぼす振動としてはチンローラの振動、フレームの振動、スピンドルの振動、ローラの曲げおよびよじれ振動が主として考えられる。わが社においては特に前2者につき検討を加えて見た。

(1) 在来精紡機の振動の現況

精紡機の高速度に当ってまず在来の精紡機の振動の現況をロイトリング振動計により調査した。試験精紡機の仕様は下記の通り。

スピンドル ゲージ	2 3/4 in
錘 数	384 錘
リ フ ト	7 in
ビルジング モーションの型式	ロッキング シャフト方式コップビルド
スピンドル型式	Hm 3-17
スピンドル駆動法	10 in チンローラ式
ギヤ エンド型式	R 1 型
スプリング ピース間隔	54 in

スピンドル回転数 10 760, 14 300 r.p.m. の2種類につき

- スピンドルのみ回転した場合
- スピンドルおよびローラのみ回転した場合
- 全運転の場合、ただし10 760 r.p.m. のときは紡出運転、14 300 r.p.m. のときは空運転
- チンローラドライビングプリー系の動的バランスを100 g cm 以下にとり直して全運転した場合

* Vibration and Horsepower Consumption of High-speed Spinning Machines.

** M. Nakamura, Member. 大阪機工株式会社

合の各場合に分析、各部分について測定した結果を第1～7図に示す。

測定回数が不足であるため測定値にかなりばらつきが見られるが、大体的傾向を判断すると

- a) 機械の中でチンローラ金属の振動が最大かつ重大である。

- (注) ④ スピンドルのみ回転
 ⑤ スピンドルおよびローラのみ回転
 ⑥ 全運転
 ⑦ チンローラ系バランス調整後

(第1図) ローラビームの振動

- b) 各部品ともに回転数が大きくなると振動も大になる
 c) ドライビングプーリの回転バランスをとることにより各部の振動は減少する傾向にあり、特にチンローラ金属の振動はギヤエンド部において大幅に減少し、その影響は中央部およびアウトエンド部にまでおよぶ。
 d) ソールプレートの振動は上下方向に最大で、ドライビングプーリの回転バランスの影響をよく受ける。

(第2図) スピンドルレールの振動

e) ギヤ エンド フレーム, アウト エンド フレーム
ローラ ビーム, スピンドル レール共に長手方向
の振動が上下方向および前後方向に比べて大きい
傾向がある。

f) ボトム ローラの回転によるローラ ビームへの振
動の影響はわずかししか認められない。これはボト
ム ローラの回転が低いためと考えられる。

(2) フレームの振動防止対策

前記振動測定結果より精紡機の高速化に際してのフレ

ームの振動防止対策は下記のように考えられる。

a) ドライビング プーリおよびモータ プーリの動的

(a) ギヤ エンド部

(b) 機械中央部

(c) アウト エンド部

(第3図) リング レールの振動

(a) ギヤ エンド部

(b) 機械中央部

(c) アウト エンド部

(第4図) チン ローラ メタルの振動

(第5図) ギヤ エンド フレームの振動

(第6図) ソールプレートの振動

(第7図) アウトエンドフレームの振動

バランスを経済的に許す限り完全にとる。

- h) チンローラの動的バランスを可能な限り十分にとり、さらに機械に組立てた状態で総合的動バランスをドライビングプーリにより少なくとも 100 g cm 以下にとる。
- c) チンローラ軸受には精度の高い(偏心が小なる意)自動調心型ボールベヤリングを使用し、特にこれに使用するアダプタおよび締付ナットは偏心小にしてバランスのよいものを厳選する。アダプタの偏心精度は JIS によれば 0.020 mm 以下に規定されているが、市場品には甚しく不良なものがあり、いくらボールベヤリングの精度を厳選しても無意味である。
- d) チンローラ軸の振動は大きいので、ベヤリングの外輪とハウジングとの嵌合は静合にしないこの面においてすべりを生じて摩耗し、ガタツキが起りますますます振動を大にし、かつベヤリングを損傷す。
- e) チンローラホイールのセットスクリュによるアンバランスは軽視できぬもので、高速化すればこのようなささいな点まで注意せねばならぬ。

f) 高速回転歯車たとえばツイストキャリヤ、ツイストチェンジ、インタメディエートホイール等は回転バランスを十分にとると共に歯車の精度を高くし、バックラッシュを小にするように心掛ける。

g) モータ軸のアンバランス小なるものを選定する。

h) ソールプレートの構造を特に上下方向の振動に耐えるようにする。

i) フレーム全体を1個の弾性体と考えた場合、その固有振動数を高くして耐振構造とするためにスプリングピース間隔を狭くすると共にフレーム類の地肉を薄くして深いリブにより補強した構造にする。

(3) 高速度精紡機の振動

高速度精紡機の設計に当っては前述の振動防止対策のほかにボトムローラの偏心、真円度、たわみが機械の振動以上に糸むらに直接影響大であるのでトップローラと共に偏れの精度を厳重にしなければならぬ。またドラフトギヤリングのバックラッシュおよびガタツキもボトムローラのよじれ振動、ひいては糸むらに影響をおよぼすので注意して設計製作しなければならぬ。

以上の考慮にもとづいて設計製作したわが社の高速度精紡機の仕様の一例は下記の通り。

スピンドルゲージ	3 in
錘数	364 錘
リフト	8 in
ビルジングモーションの型式	ロッキングシャフト方式 コンビネーションビルド
スピンドル型式	HF 2
スピンドル駆動法	10 in チンローラ式
ギヤエンド型式	R 1 型
スプリングピース間隔	36 in
ドラフトパート	SKF-PK 2 II E 1 型
リング	シングルフランジ N 型 特殊粗面リング
トラベラ	FWN 型

本仕様の精紡機を 16 250 r.p.m. で空運転したときの振動をロイトリング振動計により測定した結果を第 8 ~ 12 図に示す。図中点線は 10 000 r.p.m. の場合の振動を示す。

図よりわかるようにスピンドル回転数が 10 000 r.p.m. より 16 250 r.p.m. に上昇すると振動は急激に上昇するけれど、本機の振動は前述の普通台の振動より減少していることと振動の傾向がかなり変ってきていることに気づかれると思う。実際 14 000 r.p.m. 付近で紡出運転時

(第8図) ローラ
ビームの振動

(第9図) スピンド
ル レールの振動

(第10図) リング
レールの振動

(第11図) チンローラ
メタルの振動

(第12図) ギヤ エンド
フレームおよびソール
プレートの振動

(注) 実線は 16 250 回転で空運転時
点線は 10 000 回転

触感によっても各部の振動は極めて小さく設計の目的を達したものと信ずる。

4. 機械の消費動力

精紡機の消費動力は下記のごとく分類される。

紡出電力とはトラベラおよびバルーニングを駆動するに要する電力と巻取張力によってスピンドル ベアリングに余分に生ずる摩擦力に抗するに必要な電力を加えたものである。したがってもちろんこれは紡出される糸の番手によりかなりの影響を受ける。

管系電力とは管系表面の空気抵抗および管系の重量およびアン バランスによりスピンドル ベアリングに余分に生ずる摩擦力に抗して管系を回転させるに必要な電力で、パッケージの大きさにより影響を受ける。

第2次スピンドル電力とはスピンドル自身の重量およびテープ張力によりスピンドル ベアリングに生ずる摩

(第13図) 精紡機空運転時の
1 鍾当り消費動力

(第14図) 普通型精紡機の紡出
時消費動力

(第15図) 高速精紡機の紡出
時消費動力

擦力およびスピンドル油のかくはん抵抗に抗してスピンドルを回転させるに必要な電力とテープ、ジョッキプリーおよびチンローラを駆動するに必要な電力とを加えたものである。

以上のように分類して考えた場合、前述せるわが社の普通台と高速精紡機の空運転状態における消費動力測定結果を第13図に示す。

図に見るごとく高速度精紡機はSKF式ペンデュラムアームを備えてローラウエートが大であるにもかかわらず、普通台に比べて消費動力が少ないのは、動力節減のため、各部にアンチフリクションベヤリングを使用したためと考えられる。

また測定結果によると普通台の消費動力はスピンドル回転数の約2.2乗に比例し、高速機のそれは約1.9乗に比例している。この結果についてはさらに測定回数を増して調査すると面白い結果がでるのではないかと思われる。

第14図は普通台により綿20'sおよび40'sを第15図は高速機により綿30'sを紡出した場合の消費動力の測定結果を示す。

図に見るごとくいずれもリングレール上昇時より降下時の方が消費動力の大きいことはパルーニングによる紡出張力の増大に基因するものと思われる。また第14、15図はコップビルドとコンビネーションビルドの場合の消費動力の典型的曲線を示していることは興味ある点である。いずれも巻取り途上における曲線の経過は異な

るが満管時の消費動力にはコップビルドもコンビネーションビルドも差異なきものと考えられる。

動力軽減のためにさらにチンプリーを使用することは高速になるほど有効である。チンローラの消費動力は周囲の空気が回転につれて流動し、チンローラの周速よりこの空気の流速が遅れるために起るチンローラ表面との摩擦抵抗によるものであるから表面の少ないチンプリーの方が消費動力は少ないわけである。

また高速になるとチンローラの風による乱流が機台下において起り、そこに堆積していた風綿が飛散して管糸の糸むらあるいは糸切れに悪影響をおよぼすことに思い至るとき、高速度精紡機においてはチンプリーにするかさらに進んでチンローラレスにすることを考えることも意義あることと思う。

またドライビングプリーおよびチンローラ系の動的バランスを十分にとることにより消費動力を200W程度減少し得ることが実験の結果立証されたことは注目値する。

5. む す び

以上わが社の高速度精紡機設計に際して不完全ながら実験した結果の一端を述べたが、読者に少しでも御参考になれば幸である。

最後に、本実験に際して寄せられた久保惣株式会社および吉見紡績工場の方々の御好意に対し、感謝の意を表する。