技術報告

紡績機械の騒音と その防止

(第1報) 音源対策

佐 藤 進*

小 山 富 夫**

1. 緒 言

繊維機械の騒音に関する研究は、今日まであまり多くなされていないようである。また発表されている若干の研究もどちらかといえば部分的なものが多く、体系的につつこんでなされているものは少ない。

しかし、最近繊維機械が高効率化をめざして、高速回転化、大形化（広幅化）されるに伴い、その騒音が飛躍的に増大してきている。したがって繊維機械の騒音防止も大きな問題としてクローズアップされるようになってきており、この方面の研究の必要性が痛感されるに至っている。

ところで、繊維機械の騒音の中で最大のものは、機械部分の衝撃振動によって発生する音響と考えられる。そこで、まず第一にこのような衝撃音の発生機構の解明とそれに基づく騒音防止方法の確立が必要であろう。

つぎに、振動発生源から機械の各部分への振動の伝播を防止することも騒音対策上かかせないことであろう。これは、機械のある部分が振動発生部でない場合でも、それが薄い板状の部材で構成されている場合には、振動伝播によって、相当の振動を発生し、大きな騒音源となることが考えられるからである。

上述の騒音源対策によって、ある程度の騒音減少が得

Noise Caused by the Spinning Machinery and Its Prevention (Part 1). How to Correct the Noise Sources.

By Susumu Sato* and Tomio Koyama**,

* Faculty of Engineering,
Kyoto University, Kyoto.

** Faculty of Engineering,
Osaka Institute of Technology, Osaka.

This article aims to prevent the noise of the textile machinery. An experiment has been made to investigate the generation mechanism of the impact noise caused by the textile machinery and by their gear systems. An attempt has also been made to prevent the propagation of the vibration into each machinery part.

The following conclusions have been obtained:

(1) The machinery mechanisms should be improved not to propagate the rapid variation of an acceleration and of a force.

(2) Damping materials and lubricants should be used to reduce the mechanical vibration.

(3) The vibration-proof isolators should be inserted between the vibration source and the machinery parts to prevent the propagation of vibrations into the machinery parts.

られたとしても、なお騒音が許容しうる範囲内に抑えられないときには吸音と遮音によって、騒音低減をはかることが必要であろう。

本報では、以上の観点から、紡績機械の騒音防止を達成する目的で、一般に、騒音源としての衝撃振動の発生機構およびその機械各部への振動伝達機構とそれらの防止方法について、若干の実験的研究と検討を行なったので、それらの結果について報告する。

2. 衝撃音とその防止方法

本研究における振動および騒音の測定には、図1に示すような測定装置および方法を用いた。

一般に、騒音が大きくて問題視される紡績機械の場合、機械全体を動かしたときと本体を動かさず駆動部のみを運転したときのそれぞれの騒音を比較すれば容易に判明するように、騒音の最大の発生源は本体の運動部分である。

* S.Sato, 京都大学工学部

** T.Koyama, 大阪工業大学

図1 振動・騒音測定装置ブロック図

たとえば、紡機「ギル」について試験した結果では、機械中心より1 m離れた点において、機械全体を動かしたときと駆動部分（モータと歯車・チェンなどの動力伝達部）のみを運転したときの騒音の差は15 dB (A)であった。

これらの機械の運動部分は、衝撃が加わる機構となっているので、紡績機械の騒音においてもっとも問題となるものは、この衝撃振動に基づく衝撃音ということができよう。

もちろん、一般に運動部分の衝撃音がそれほど大きくないときには、駆動部の歯車機構などの騒音も無視できなくなるが、このときの紡績機械は最大級の騒音を発生する紡績機械の部類には入らないものと考えられる。

2.1 衝撃音の発生機構

図2はギルの1本のフォーラとフォーラガイド間に作用する力の概念図である。これより、フォーラおよびフォーラガイドには力が衝撃的に加わっていることがわかる。

図2 1本のフォーラに作用する力の概念図

図3 フォーラに発生した衝撃振動と騒音

図3は1本のフォーラに発生した衝撃振動と騒音を示す。これより、(a)カムがフォーラを叩く瞬間、(b)フォーラが縦方向に移動する間の姿勢変更時、(c)フォーラがス

図4 ギルの音圧波形とその周波数分析結果

図5 ギルボックス近傍の等音分布線図

クリュに入る瞬間、などのそれぞれのときにフォーラが急激な加速度変動をうけて大きな衝撃振動を発生し、それが時間的に減衰しているのがみられる。また、音圧波形は衝撃の加速度とよく対応していることがわかる。

この機械では、多数のフォーラが時間的に連続して運動しているので、全体の騒音は図3の騒音を時間的にずらして重ね合わせたものといえる。これを示したのが図4で、これには、周波数分析結果も示してある。図より、この機械の騒音は主として高周波成分から成立っており、耳ざわりな音であることがわかる。

図5はこの機械の2 000 ドロップ/minでの中央水平断面における騒音の分布を示したものである。これより衝撃振動の発生源であるフォーラとフォーラガイド近辺の騒音がとくに大きく、特有の指向性を有していることがわかる。またその衝撃振動は固体音となってギルボックス側面にも伝播され、それからある程度の騒音が発生しているものと考えることができる。

図6はこの機械の速度を変えたときの騒音の変化を示

図6 ギルのフォーラ ドロップ数と騒音の関係

a: 速度が遅い場合 b: 速度が早い場合

図7 衝撃による振動波形

す。図から、回転数を上昇させると、騒音は対数目盛ではほぼ直線的に上昇することがみられる。このように騒音が回転数の上昇につれて著しく上昇する理由としては次のことが考えられる。すなわち回転数を大きくすると、図3における力の急激な変化が時間的に接近して生じる。この結果、図7にみられるように、速度をあげると1つの衝撃振動が十分に減衰しないうちに、次の衝撃振動が生じ、全体として衝撃振動の大きなものが増え、全体的なレベルが上昇することになる。

このほか、衝突によって衝撃振動が生ずるような場合には、回転数の上昇とともに衝突速度が大きくなることも衝撃振動を大きくする原因になると考えられる。

近年、一般的に高能率化をめざして機械の回転速度を大きくすることがなされるが、騒音抑制の観点からいえば、他に適当な騒音防止対策を施さないで、単に回転速度のみを上げることは図6から判断して限度があるものといえよう。

前述したように、駆動部の歯車機構の騒音は紡績機械全体の中で大きな位置を占めることは少ないと思われる。しかし、運動部分の騒音が大きくない紡績機械では、歯車機構の騒音も無視できないであろう。そこで、ここでは歯車の騒音について若干述べる。

平衡車の騒音も一種の衝撃音と言ってさしつかえない。その理由は、平衡車の振動は かみあい歯数が2枚から1枚あるいはその逆に変化するに伴って、一対の歯車の歯のばねこわさが図8に示すように急激に変化し、そのために駆動歯車と被動歯車の間に急激な歯のたわみ変化が生じ、それによって相対的な進み遅れが生じて起るからである。

図8 歯の合成ばねこわさ

回転数 $N=600$ rpm, トルク $T_Q=408$ kg·cm
モジュール $m=3$, 歯数比 $Z_1/Z_2=36/36$ 歯幅 $b=10$

図9 平衡車の円周、半径、軸方向振動加速度と歯元ひずみ、音圧の時間的経過

図8は歯の急激なばねこわさの変化に伴って生じる歯車の円周方向の加速度振動を示す。これより、ばねこわさの急激な変化点で大きな振動が起っており、一種の衝撃振動をなしていることがよくわかる。

円周方向振動は、軸、軸受を介して半径、軸方向振動

をもたらす、これが空气中に放射されて騒音となるのであるが、図9はその間の関係をも示している。

歯車振動の起振力としては、種々の歯車誤差も大きなものである。ピッチ誤差をはじめ歯形誤差なども、駆動歯車と被動歯車との間に相対的な進み遅れを生ぜしめ、一種の衝撃的振動を発生せしめる。図10はピッチ点付近の凹状の歯形誤差が、それが無いときに比べてどの程度円周方向振動を増大せしめるかを示したものである。

f_s : かみあい周波数, f_e : 歯車対の固有振動数
 ϵ : かみあい率, X_{sa} : 静荷重 W による1枚かみあい時の歯のたわみ量

図10 ピッチ点付近の凹状誤差による円周方向振動の増大

歯車 : モジュール $m = 4.5, 3, 1.5$ 歯幅 $b = 20mm$
 歯数比 $Z_1/Z_2 = 24/24, 36/36, 72/72$

図11 平歯車の回転数と振動・騒音の関係

つぎに、歯車の回転数を上昇せしめたときに、騒音がどのように大きくなるかを図11に示す。図より、平歯車の場合も回転数を大きくすれば、騒音が直線的に上昇

し、回転数を大きくするには慎重な配慮を必要とすることがいえる。

2.2 衝撃音の防止方法

騒音源としての衝撃振動を減少し、その騒音を防止する方法としては、つぎの2つが考えられる。

1) 衝撃が加わる機構を改善し、力や加速度の急激な変動をなめらかな変動に変える方法。

たとえば、紡機「ギル」では図2、3に示されるように、フォアラが急激な加速度変動を受け、衝撃振動を発生し、これが各機械部分に伝播し、空气中に放射されて衝撃音を発生するものと考えられる。したがって、こうした急激な加速度変動をうける機構を改良すれば、衝撃音は小さくなるわけであるが、この際に製品に悪影響を及ぼさない配慮も必要であり、両者を満足する機構の改良は容易でないかも知れない。PBギルやチェンギルはフォアラに急激な加速度変動を与えない機構のものであり、発生音は著しく小さくなる利点をもつが、製品とのかねあいを考えれば、スクリュタイプのギルに比べていずれが良いかは即断できないものと思われる。

また、織機では桿(ピッカ)とひ(シャトル)の急激な衝突によって、大きな衝撃音を発生するので、これを防止するために、ばねの運動によってひ(シャトル)を往復させて衝撃音を小さくする方法、あるいはレピア織機などが用いられている。またひ(シャトル)を用いずに水ジェットや空気ジェットを使用する方法も実用に供されている。ただし水ジェットの場合には、糸がぬれることは免れず繊維の種類が限定され、空気ジェットの場合には糸が遠くまで正確に飛ばない欠点を有している。

歯車では図10からわかるように、歯車精度を良好に保つことが、まず第一に重要である。

つぎに、一對の歯車の歯のばねこわきの急激な変化に伴う振動とそれに基づく騒音を小さくするために、(a)歯形修整、(b)整形歯車の2つが考えられる。歯形修整は歯先の形状を図12に示すように削り取るものである。

図12 歯形修整

ここで、最適修整量は

$$e = W/k_1 \quad (1 \text{ 枚かみあい時の静たわみ})$$

$$l = (\epsilon - 1)\pi m \cos \alpha \quad (2 \text{ 枚かみあい時かみあい長さ})$$

W : 歯車に作用する静荷重

k_1 : 1 枚かみあい時の 1 対の歯のこわさ

ϵ : かみあい率

m : モジュール

α : 圧力角

である。このような修整を施したときの騒音の減少割合を図 13 に示す。これより最適修整の荷重付近では、歯形修整はかなりの効果があるが、最適荷重を離れるに従って効果が減少し、大きく離れたところでは悪影響さえあることがわかる。歯形修整が、その最適量を荷重に対して変化させねばならない不便を有するのに対し、図 14

音圧レベルは $N=500 \sim 30\,000$ rpm の平均値

歯車: モジュール $m=5$, 歯数比 $Z_1/Z_2=25/25$,

歯幅 $b=10 \sim 30$ mm

図13 歯形修整の効果

図14 整形歯車

のように歯先の幅をカットする整形歯車は、荷重の大きさと関係なく効果を有する利点を⁶⁾もつ。すなわち整形歯車の場合一対の歯のこわさが図 15 のように、急激な変動量が小さくなるので、図 16 にみられるように、騒音が減少する。ただし、整形歯車では歯先付近で歯幅が

図15 直線形整形歯車の歯のこわさの時間的变化
(円弧形整形歯車もほぼ同様のばねこわさを示す)

図16 整形歯車の効果

小さくなるので、摩耗などの点から耐久性に問題がでてくることも考えられるが、この点についてはいまだ確められていない。

2) 衝撃振動を急速に減衰させる方法。

この方法の一つとして、「ギル」などではフォーラをゴムローラなどで抑え、振動の減衰を早める方法がある。しかし大きな効果はなく、1~2 dB 程度の騒音低下をみるにすぎないと言われている。フォーラの針の埋込部にゴムを充填し、フォーラを鋼とゴムのサンドイッチ構造にする方法も、フォーラの衝撃振動を小さくする。しかしこの方法も 8 000 Hz 付近にみられる特定のピーク周波数を消す程度で、全体の騒音を 1~2 dB 低下せしめる程度にすぎない。

有ひの織機では桿（ピッカ）の振動を防振材で止めて、急速に減衰せしめる方法や桿自体を減衰能の大きい材料でつくことも考えられるが、あまり大きな減音は期待できないようである。

紡績機械の歯車装置に対しては、油滴下式やグリース

歯車：正面モジュール $m_n = 3$ 、歯数比 $Z_1/Z_2 = 23/23$ 、
 歯幅 $b = 30\text{mm}$ 、ねじれ角 $\beta = 23^\circ 33'$ 、
 トルク $T_d = 408\text{kg} \cdot \text{cm}$
 図17 騒音におよぼす潤滑油滴下量の影響

図18 遠心潤滑法

潤滑が多く用いられているようであるが、油滴量によって振動や騒音が異なる様子を示したのが図17である。図の回転数範囲においては、滴下量によって多少の変化がみられる程度にすぎないが、歯車対の固有振動数と噛みあい周波数が一致する共振周波数では非常に大きな差を生じる。紡績機械においては、歯車装置をむきだしで、片持ちの状態で使用することがたびたびあると思われるが、その際にははっきりとした取付けと十分な潤滑が必要であると考えられる。十分な潤滑を行なう一つの方法として、図18に示すように、歯車の側面から油を注入し、歯車の回転に基づく遠心力によって歯面に十分

な量の油を供給するものがある。この方法を用いると、騒音がかなり減少するのみならず、歯面の摩耗や損傷も少なくなる結果が得られる。

2.3 振動伝播の防止による騒音減少方法

一般に、振動を発生する機械の運動部分以外の部分からも、かなり大きな騒音が発生している場合が多い。これは、振動発生機構部分から機械の他の構成部分に振動が伝播し、その振動が空気中に放射されて騒音となることによるものと考えられる。この場合、その構成部分の音響放射面積が大きく、またそれが剛性の小さい部材や板状のもので構成されているときには、とくに問題になる。

そこで、ここでは振動発生部分から他の機械部分への振動伝播をゴムその他の弾性材料によって遮断するとともに振動発生部分の振動の減衰を早めることによって、機械全体からの騒音を防止する方法について述べる。

A. 紡機の振動伝達防止方法

たとえば、「ギル」ではフォーラとフォーラガイド間の衝撃振動がフォーラガイドを介して、その支持部分およびギルボックスへと伝播されるので、騒音がフォーラからのみではなく、他の部分からも発生する。もちろん、フォーラの振動は、他の機械部分のそれより大きい。騒音は放射面積にも関係するので、それらをも考慮に入ればフォーラ以外の機械部分からの騒音も無視できない。

そこで、フォーラとフォーラガイドに生じた衝撃振動の伝播を防止するとともにそれらの減衰をも早めるため、フォーラガイドとその支持部分、スライドとギルボックス側面の間、ならびに各ボルト座とボルトヘッドの間に厚さ3mmのゴムを挿入して騒音の比較実験を行った。その結果、図19に示すように、ゴムを挿入した場合は挿入しない場合（図中の点線）とくらべ、ギルボックス中心より1mの位置における騒音は全レベルで3dB(A)減少していることがわかった。とくに3000Hz以上の高周波成分の減少が著しい。これは厚さ3mm

点線：オリジナルの騒音 実線：挿入後の騒音

図19 ボルト結合部に挿入したゴムによる騒音の低下

程度のゴムであっても高周波振動は効率よく遮断される結果によるものと考えられる。

B. 板状の遮蔽構造をもつ機械の振動伝達防止方法
歯車装置では、しばしば油浴潤滑する必要上、歯車といった運動部分が板状の歯車箱でおおわれている。また、紡績機械でも、その騒音対策上遮蔽箱で囲む場合が今後少なくないであろう。しかし、それが音響的に十分な遮蔽効果を発揮するためには、そうした板状の遮蔽構造のものと振動を発生する運動部分とが振動的に遮断されていなければならない。

図 20 は一対の試験用歯車を内蔵する歯車箱内にスピーカを入れた場合と歯車を運転した場合の騒音の比較を示す。この場合、スピーカからの音は歯車からの音を録音したものであり、歯車音と同じ大きさである。これより、スピーカを鳴らした場合と歯車を運転した場合とでは 38 dB の差があることがわかる。すなわち、歯車運転の場合は歯車箱に振動が伝播されるのに対し、スピーカの場合はそうでないので、38 dB の差は、歯車振動が軸、軸受を介して歯車箱に伝播されて生じた固体音による騒音の有無によるものといえよう。

しかも、38 dB も大きいということは、歯車装置の騒音の場合、固体音による騒音はエネルギー的にみて、歯車自体からの騒音が歯車箱を透過した空気音の 6 300 倍であり、それが支配的であるといえる。すなわち騒音防止には振動伝播を防止することが不可欠のことといえる。

図 21 は実際の工作機械に用いられている 1 つの歯車装置の歯車箱 (厚さ 10 mm) のふたと側壁との間にゴムを挿入した場合とそうでない場合の騒音の比較を示す。この場合、主としてふたからのみの音を捉えるために、騒音はふた中心直上 5 cm のところで測定した。図より、振動伝達防止がいかにも騒音を減少する上で効果が大きい

大きさ: 350 (高さ) × 250 (横) × 400 (幅), 厚さ (ふた) 7 mm,
回転数 1500 rpm トルク 16 kg · m

図 20 歯車装置の運転実験と静止実験の比較

図 21 歯車箱ふたの固定方法の相異による騒音の変化

かがわかる。ここで、ボルト座とボルトヘッド間にもゴムを挿入しないと十分な振動遮断が得られないことがみられる。

この考えを拡張すれば、振動を発生する運動部分と板状の構造部分との間を振動伝播を防止する必要のほか、遮蔽箱で機械を囲む場合、それが機械と剛性的に結合することを防止するのみならず、機械の振動が、床を介して遮蔽箱に伝播されるのを防止する必要性が理解できよう。すなわち、機械と床との間にも防振ゴムを挿入することが必要である。

3. 結 言

本研究においては、繊維機械の騒音を防止する目的で、一部の紡績機械と歯車装置について、一般的に衝撃音の発生機構とその防止方法および振動伝播防止による騒音低減方法を検討した。この結果

- 1) 紡績機械では、一般に運動部分の衝撃振動にもとづく騒音がもっとも問題となるものと思われる。
- 2) 急激な加速度変動や力が作用する機構、構造を、できるだけ時間的にゆっくりと加速度が変動するようなものに改造する。これによって、衝撃振動を小さくし、それより衝撃音の減少をはかる。
- 3) 紡績機械の運動機構部に衝撃振動が発生しても、それがすみやかに減衰するように、減衰性の大きい材料または潤滑材を用いる。
- 4) 機械の振動発生部分から他の機械構成部分への振動伝播を防止する。とくに板状の構造部分や遮蔽箱に対しては、振動伝播の遮断が大きな効果を有する。また機械と床との間に防振ゴムを挿入することも必要である。

参考文献

- 1) 石田: 繊維機械学会誌, 21 (1972-25)
- 2) 会田, 佐藤ほか: 機械学会論文集, 2226, 2237,

- 2246, 2254, 34巻 268号 (昭43-12), 2213, 35巻
278号 (昭44-10)
- 3) 清野, 佐藤ほか; 日本機械学会講演論文集,
189 (1971-10)
- 4) 会田, 佐藤ほか; 日本機械学会講演論文集,
105 (1968-4)
- 4) Toppe; Untersuchungen über die Geräusch-
anregung bei Stirnrädern unter besonderer
Berücksichtigung der Fertigungs *genauigkeit*,
Dissertation, TH Aachen 1966
- 6) 会田, 佐藤ほか; 日本機械学会講演論文集,
53 (1969-10)
- 7) 久保, 佐藤ほか; 日本機械学会論文集,
1043, 39巻 319号 (昭48-3)
-