

Frequency Analysis of the Sound Caused by Shedding Motion Using a Short Time Fourier Transform

MIYASHITA Daisuke* , KINARI Toshiyasu * , SHINTAKU Sukenori* , IWATA Yoshio**

Faculty of Engineering, Kanazawa University, Kanazawa, 920-8667 Japan

Received 17 August 2001; accepted for publication 28 November 2001

Abstract

Noise in weaving mills becomes much louder with increasing speed of weaving machine. One of the sources of the noise is the collision of healds caused by shedding motion on a jet loom. It was clarified in our previous report that the sound caused by shedding motion was significantly connected with heald motion during a period of shedding motion. In this report, therefore, its frequency characteristic was investigated using a Short Time Fourier Transform in order to relate the sound to the heald motion in a period of shedding motion. Power spectrum of sound showed a feature near the upper dead point of shedding motion when healds collided the heald bar. Superposing sound pressure signals during several periods of shedding motion, we found that some peaks of power spectrum were emphasized near the upper dead point of shedding motion.

Key Words: Heald motion; Noise Reduction; Short Time Fourier Transform

短時間フーリエ変換によるヘルド衝突音の周波数解析

宮下 大輔*, 喜成 年泰*, 新宅 救徳*, 岩田 佳雄**

1. はじめに

織布工場の騒音, 特に工場内外での機械運転による騒音の防止については, 近年の環境面や労働者の健康面の配慮から多くの関心が寄せられ, 改善が求められている. 最近では, これまでに多くの研究[1-3]がなされてきたよこ入れ時の騒音にかわって, 開口運動に起因する騒音が問題となってきた. この騒音発生の主音源はヘルドとヘルドバーとの衝突, あるいは隣接するヘルド同士の衝突によるものであり, これらの衝突によって発生する騒音の大きさは開口1周期において目まぐるしく変動することが分かっている[4]. またこの衝突現象は, 騒音増加に影響するだけでなく, ヘルド振動による織物品質の低下も引き起こしており[5], 対策が必要である. そこで本報告では, この開口運動時のヘルド挙動のメカニズムを, 開口1周期における衝突音の周波数成分の特徴から明らかにする. この時, 時間軸を考慮した周波数解析を行うために, 従来の離散的フーリエ変換に代えて, 短時間フー

リエ変換を使用する. また, 開口1周期中の各時刻におけるヘルドとヘルドバーの相対位置を理論式により導出することで, 織機回転数によるヘルドとヘルドバーの衝突時刻と周波数分布との相関について明らかにする.

2. ヘルド衝突音の発生要因

図1にヘルドフレーム概略図を示す. 図中のヘルドは説明を容易にするため1本のみ示したが, 実際には長手方向にたて糸の本数分のヘルドが並んでいる. この図において, 上下ヘルドバーと上下ロッドスロットとの間の3.5mm程度の隙間は, 均一なシート状のたて糸を準備して織機に提供する工程, いわゆる「たて糸準備工程」をスムーズに行うために備えられているものだが, この隙間のために, 各ヘルドは固定されていない状態で存在し, その結果, 回転数によっては, ヘルドフレーム上昇中に慣性力の影響を受け, 飛び跳ねが起きる. その後, ヘルドはヘルドバーと衝突する. また, 隣接

するヘルド同士もこの隙間の影響を受け、開口運動中に頻繁に衝突を繰り返している。また、このようなヘルドの衝突を防ぐ一手法として開発されたものに、磁石付きヘルドフレームがある[6]。このフレームは、下部フレームスチープ上に永久磁石を取りつけることによりヘルドの飛び跳ねを抑制し、上部ヘルドバーとの衝突を防ぐことができる。それと同時に磁化された隣り合うヘルド同士が反撥することにより、横方向の衝突も抑えられる。しかし現状では、永久磁石の磁力の限界及び設置スペースの問題上、高回転数領域に移行するにつれて、その抑制効果は減少しており、特に鉛直方向のヘルドの飛び跳ねの抑制が困難となる[6]。

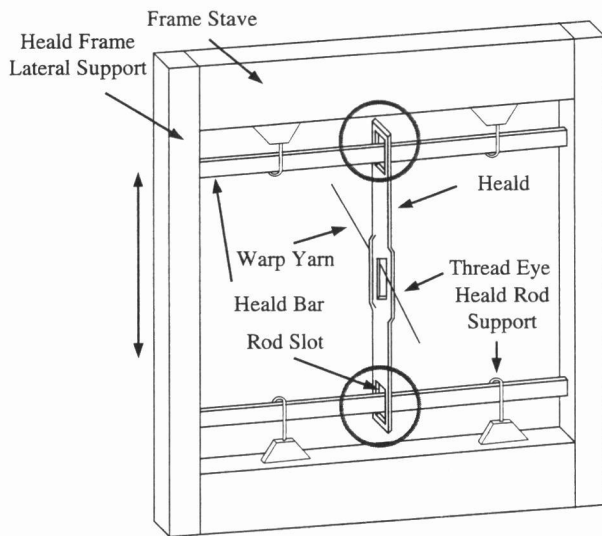


Fig.1 Schematic diagram of a heald frame and a heald

3. ヘルドの衝突音解析

3.1 実験装置

図2に示すモデル開口装置を用いて衝突音を測定し、その後周波数解析を行った。このモデル装置は縦横600mm高さ900mmの小型のもので、モーターにより駆動している。本開口装置では、ヘルドフレームを上下動させる機構にて、コック機構と偏りスライダック機構を用いている。測定には、音圧型コンデンサマイクロホン（アコー社製TYPE 7017）を、装置の振動による影響がないよう外部フレームに固定した。マイクロホンの位置はヘルドフレーム正面から20mmとした。マイクロホンによって得られた音圧波形及びレーザー変位計（KEYENCE社製LB60）にて得られたヘルドフレームの変位は、同時にデジタルレコーダ（TEAC社製DR-M2a）に記録される。なお本測定では、全長310mm、厚さ0.30mm、質量1.84g、マルテンサイト系のヘルドを120本、幅204mm×高さ529mm（内側幅146mm）のモデルヘルドフレームに通した状態を「ヘルド有り」、比較のためのヘルドを通してない状態を「ヘルド無し」、また「ヘルド有り」の場合で磁石付きフレームを用いた状態を「磁石付き」とし、

この3種類について、開口1周期の音圧を得た。ただし、本研究ではヘルドにたて糸を通してない。なおモデル開口装置の回転数は240,360,480rpm（織機の回転数としては実用の範囲である480,720,960rpmに相当）の3種類、サンプリング周波数を50kHzとした。また、この測定と同時に各回転数によるヘルドの飛び跳ねの有無を確認するため、高速度カメラ（フォトン社製FASTCAM-Rabbit）による撮影も行った。

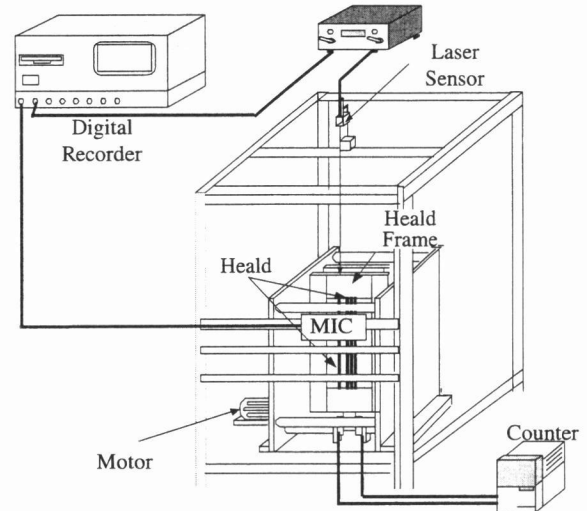


Fig.2 Schematic of shedding motion model and microphone

3.2 時間一周波数解析

一般的な周波数解析では、解析対象となる信号は定常であると仮定しており、この場合は以下に示す離散的フーリエ変換(DFT)の手法を用いることで、対象信号を各周波数成分に分離することができる。

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \exp\left(-j \frac{2\pi nk}{N}\right) \quad (1)$$

ここで、 $x(n)$ は N 個の離散時間信号($n=0,1,2,\dots,N$)である[7]。またここでは、サンプリング周期 T_s で連続信号 $x(t)$ を標準化して得られる標準化信号 $x(nT_s)$ を簡単に $x(n)$ と表す。同様に、 $X(k)$ の k は本来はサンプリング周波数 f_s の $1/N$ の k 倍の周波数 kf_s/N を示すが、 f_s/N 間隔の離散的周波数の k 番目という意味で簡単に k と表している。

ところが実際の信号には、観測時間内に振幅や周波数が変化するなど非定常な特性を持つことが多く、この場合DFTを用いることは適当ではない。この時、時間を考慮した周波数解析を行う必要がある。これを時間一周波数解析と言う[7]。この解析を行うには種々の方法があるが、本研究では比較的扱いが容易な短時間フーリエ変換（以後STFT）を用いる。時間領域の離散信号 $x(n)\{n=0,1,2,\dots,N\}$ に関するSTFTによって得られる周波数スペクトルは次式で与えられる。

$$X(n, k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) w(n-n) \exp\left(-j \frac{2\pi nk}{N}\right) \quad (2)$$

これは、時間信号を有限長 T_w の区間（フレーム）で切り出し、区間ごとにフーリエ変換を行うものである。この時、切り出し区間の両端近傍で波形が急激に変化すると、周波数応答に大きな影響を及ぼすので、Window 関数 $w(n)$ を用いてこれを避ける必要がある。

次に、本研究の場合における時間一周波数解析の必要性を検討する。以前の報告より、ヘルドの衝突現象の形態は開口1周期中に刻々と変化するが、この形態を簡単に分類すると以下ようになる。

- (1)ヘルドの飛び上がり→落下によるヘルドバーへの衝突(上死点付近)
- (2)ヘルドの跳ね返りによる衝突(上死点～下死点)
- (3)ヘルドの飛び上がり前(下死点～上死点)

(1)～(3)の衝突が音圧レベルに関与することは、明らかであるが、それと同時に開口1周期中の各時刻において、いわゆる「音の性質」、つまり周波数特性が異なっていると推測できる。よって、得られた音圧波形をもとに時間一周波数解析を行うことは、開口1周期中にヘルドが発する音の性質を知るための非常に有効な手段であると推測される。なお、本解析では、 $T_w = 20.48\text{ms}$ 、実行間隔を 1ms (240rpm のみ 2ms) とし、Window 関数に Hanning Window を採用した。

4. 解析結果および考察

4.1 音圧レベルの推移

各回転数における開口1周期中の音圧レベルの変動を図3に示す。まず、「ヘルド有り」(図中○)の場合と「ヘルド無し」(図中●)の場合の音圧レベルの推移を比較すると、全回転数において「ヘルド有り」の場合の音圧レベルが「ヘルド無し」の場合に比べて非常に高くなっていることが分かり、また、高速度カメラによって回転数 240rpm ですでにヘルドの飛び跳ねが確認されたことから、ヘルドの衝突音が音圧レベルの増加に及ぼす影響が強いことが分かる。

次に、「磁石付き」(図中●)による音圧レベル低減効果について考察する。回転数 480rpm においては、フレーム変位が下死点から上死点の間、つまりヘルドが飛び跳ねを起こす以前の時刻において音圧レベルがかなり低減されていることが分かる。しかし、他の時刻においては、「ヘルド無し」の場合に比べるとやはり高い音圧レベルが現れているのが確認でき、特に上死点付近での低減効果はあまり大きくないことが分かる。その傾向は回転数 360rpm においても確認できる。しかし、回転数 240rpm においては、「磁石付き」の音圧レベルが「ヘルド無し」の場合のそれとほぼ等しくなっており、この回転数では完全にヘルドの衝突を防いでいることが分かる。なお、高速度カメラによって 20rpm おきにヘルドの飛び跳ねを確認したところ、340rpm 以下では飛び跳ねが起きなかった。以上より、ヘルドの飛び跳ねが無い回転数においては、「磁石付き」はほぼ完全にヘルドの衝突を防いでいると考えることができる。

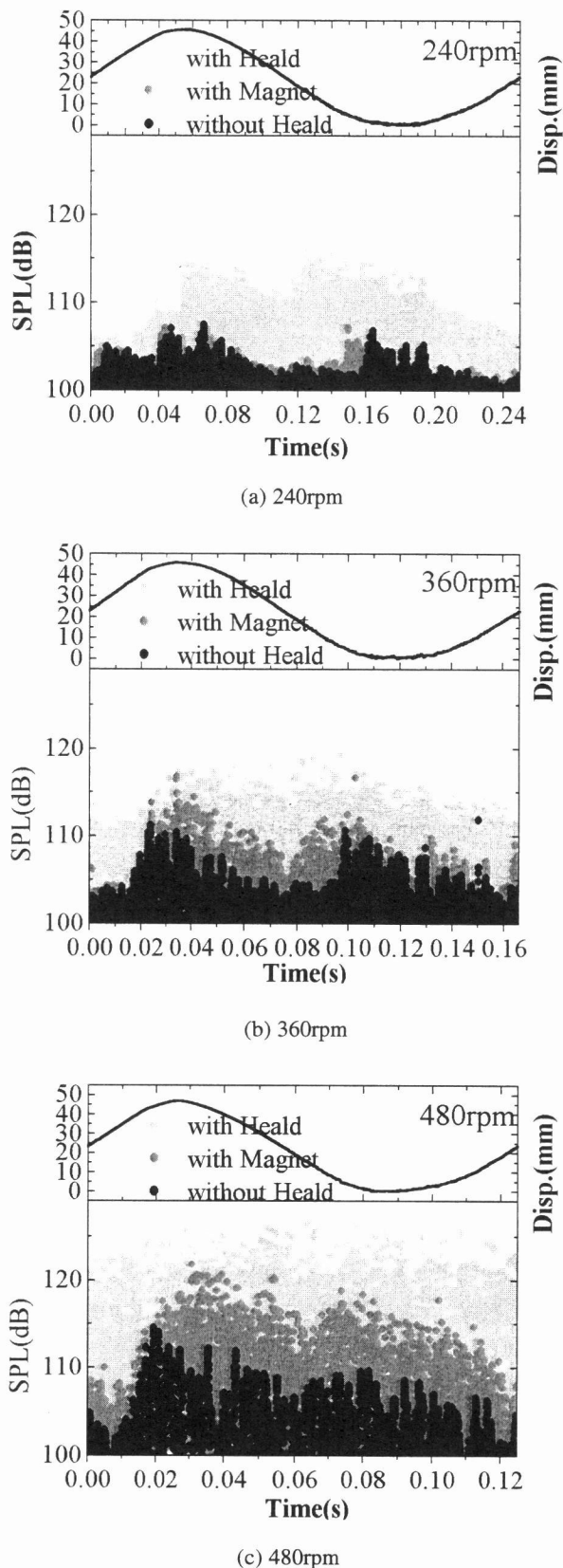


Fig.3 Time chart of sound pressure level of shedding motion with/without healds and with magnet at several shedding speed

一方、240rpm 「ヘルド有り」の時刻 0.12s において音圧レベルのピークが見られた。そこで、開口5周期のデータの

ンサンプル平均によって得られる音圧レベルのグラフを作成した。グラフを図4に示す。これを見ると、上死点付近のピークは存在しているにもかかわらず0.12s付近のピークは無くなっていることが分かる。これは、高速ビデオ観察によると上死点付近のヘルドとヘルドバーの衝突後から下死点に進行する間、ヘルドは跳ね返りをくり返し、その運動が各周期毎に不規則であったため[4]、平均化によってそのピークが無くなったと考えることが出来る。

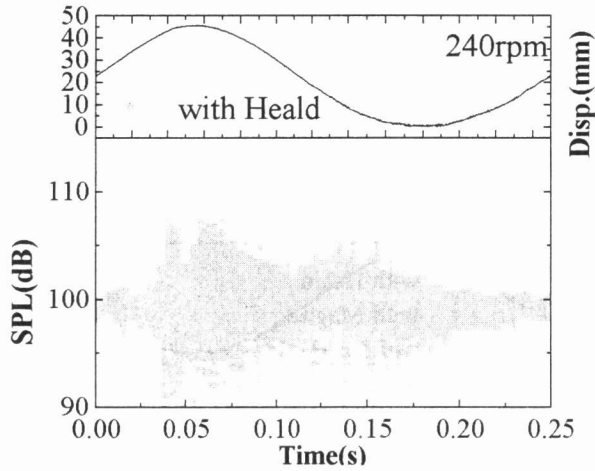


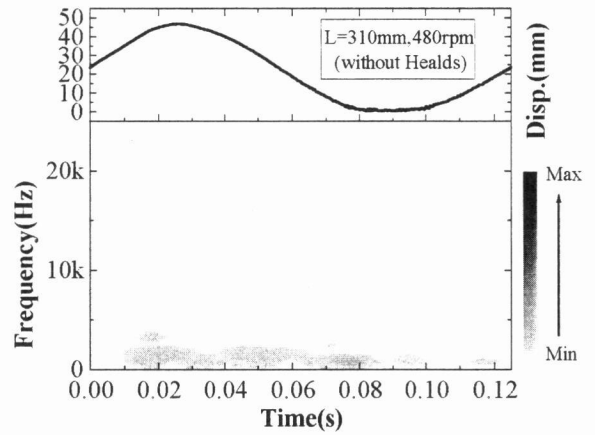
Fig.4 Time chart of sound pressure level of shedding motion with healds(ensemble average,240rpm)

4.2 時間一周波数解析によるスペクトル

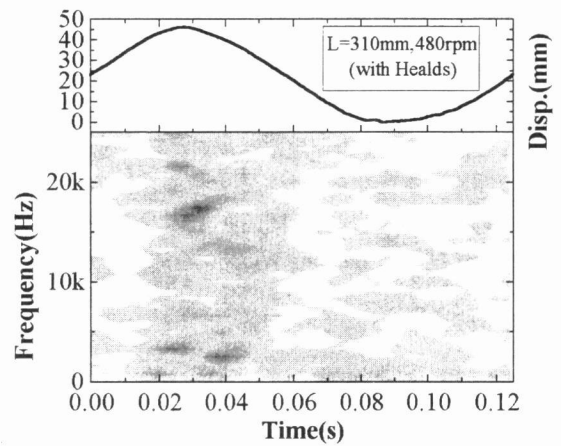
時間一周波数解析結果の一例として、回転数 480rpm における「ヘルド無し」、「ヘルド有り」、「磁石付き」のスペクトルを図5に、回転数 240rpm における「ヘルド有り」、「磁石付き」のスペクトルを図6に示す。なお、パワースペクトルの大小は図5(a)右端に示したように色の濃淡(フルスケールを100分割)によって表しており、比較の為に、図5(a)~(c)、及び図6(a),(b)のフルスケール値を統一している。

まず、図5(a)の「ヘルド無し」の場合では、フレーム位置が上死点から下死点へ進行する間で、0~3,4kHzの強いスペクトルが現れている。これは、装置駆動部のガタによる衝突音が強く影響していると考えられる。また、他の回転数においても同じ傾向が見られた。一方、「ヘルド有り」の場合(図5(b))では、5kHz~20kHz前後の広範囲にわたって、「ヘルド無し」の時には見られなかったスペクトルが確認でき、この範囲のスペクトルがヘルドの衝突音によるものと考えられる。また、特にフレームが上死点に達した付近で、図5(a)よりも強いスペクトル(15kHz~20kHz)が観測された。ところが、回転数を減少させた場合(図6(a))はそれが見られないことが分かる。これは、ヘルドとヘルドバーとの衝突力が減少したためだと考えられる。

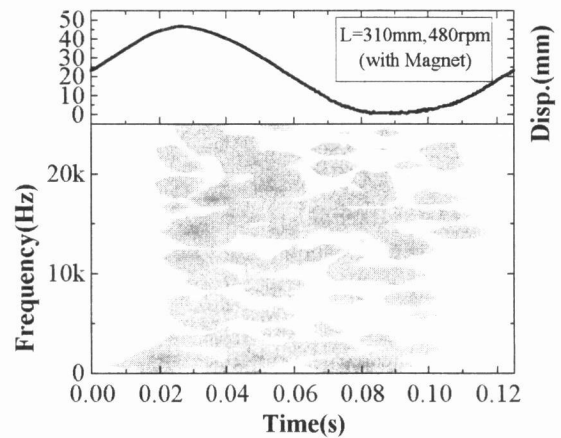
一方、「磁石付き」の場合(図5(c))、「ヘルド有り」の場合(図5(b))と比較すると、下死点から上死点へ進行する間においては、スペクトルの低下が確認できるが、上死点を中



(a)without Healds



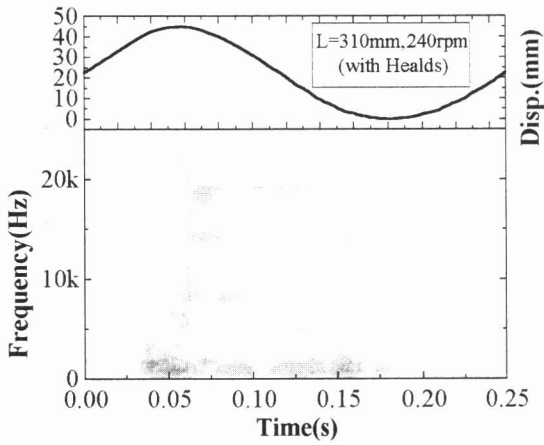
(b)with Healds



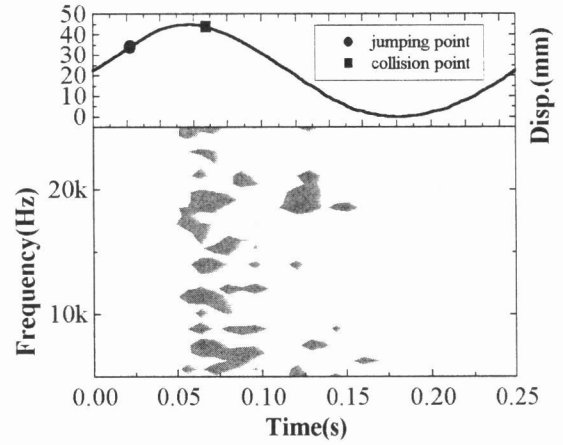
(c)with Magnet

Fig.5 Power Spectrum at shedding motion at 480rpm

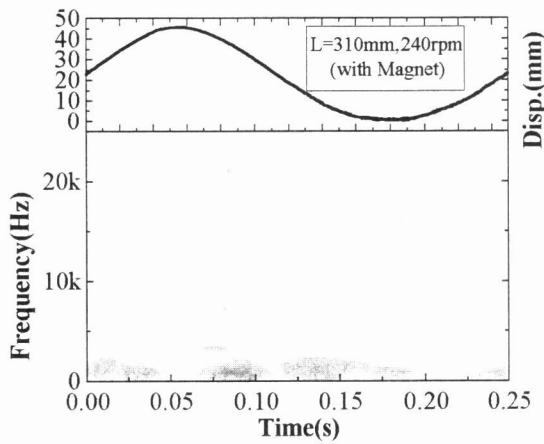
心とした他の時刻ではあまり低減効果が得られていないことが分かる。ところが、回転数を 240rpm にすると、「磁石付き」の場合、ヘルドの衝突音と思われる周波数領域には強いスペクトルが見られず、ほぼヘルドが無い場合と同様の分布が得られていることが分かる。これは、磁石が完全にヘルドの飛び跳ねを抑制していることを意味する。



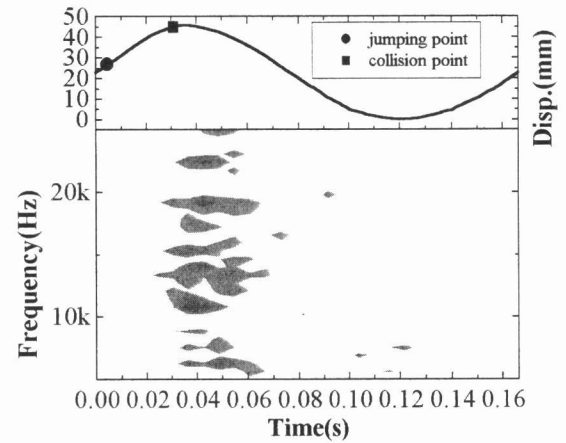
(a) with Healds



(a) 240rpm



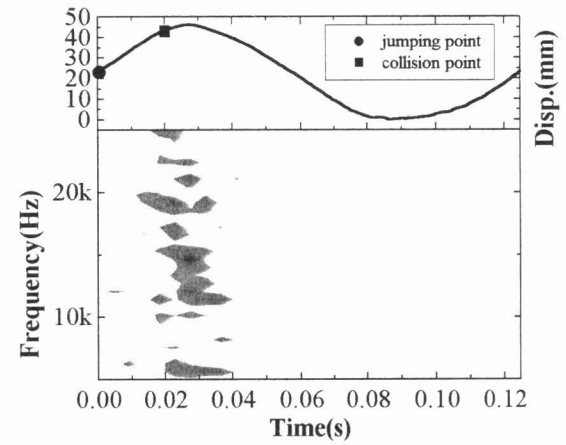
(b) with Magnet



(b) 360rpm

Fig.6 Power Spectrum at shedding motion at 240rpm

次に、先に示した「ヘルド有り」のスペクトル図のうち、最も特徴のあった最大開口（フレーム上死点）付近のヘルドの衝突に着目する。ここで、波形の重ね合わせ（ $N=20$ ）周期分の波形の総和）を行い、その後 STFT を行った。これにより、主要なスペクトル成分のみが現れ、スペクトル分布の特徴をより詳しく知ることができる。各回転数におけるスペクトルを図7に示す。なお、ここでは、装置駆動部のガタ音の主要成分と考えられる 5kHz 以下の低周波スペクトル領域を表示しない。図7において、下死点付近のスペクトルはほとんど現れていないが、240rpm（図7(a)）においては下死点に到達する付近にスペクトルが見られる。高速ビデオ撮影により、この期間ではヘルド同士が横方向に不規則に衝突している様子が観察されて[4]いる。一方、回転数の増加につれ（次頁で考察するような規則的な）上死点付近のヘルドとヘルドバーの垂直方向の衝突が大きくなる。以上から下死点に到達する付近のスペクトルの大きさは回転数の増加に伴って相対的に低下していくと考えられる。実際に図7(c)を見ると、上死点以外の領域のスペクトルは非常に小さいことが確認できる。一方、上死点付近では、各回転数において強いスペ



(c) 480rpm

Fig.7 Power Spectrum at shedding motion with healds at several shedding speed

クトルが見られる。また、回転数毎のスペクトルの位置を比較すると、回転数が高くなるにつれて、スペクトルの位置が上死点より手前（早い時刻）の方にシフトしていることがわかる。これは、回転数が上昇するにつれて、ヘルドがヘルドバーと衝突する時刻も早くなることを意味する。このことを

以下の理論式を用いて検証する。

本モデル装置の開口運動には図8のようなてこクラック機構と偏りスライダクラック機構を用いている。節aがモータの速度 θ で回転することにより、節cに固定されたアームrが $\phi(t)$ で揺動運動を行い、スライダが往復運動をする。このとき、固定節dと水平方向とのなす角を δ とし、r、 ℓ をそれぞれのリンクの長さ、cをヘルドフレームのrの回転中心からの偏心量とすると、スライダに取りつけられたヘルドフレームの変位 $x(t)$ は、以下の式で表すことができる[4]。

$$x(t) = r \cos(\phi(t) + \delta) + \ell - \frac{\ell}{2} \left(\frac{r \sin(\phi(t) + \delta) + e}{\ell} \right)^2 \quad (3)$$

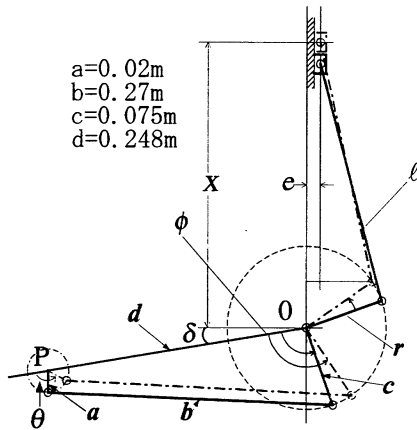


Fig.8 Mechanism of shedding motion

なお、ヘルドフレームの速度・加速度は、(3)式を微分することで求めることができる。また、フレーム上死点付近では、ヘルドとヘルドバーの接触点が上部ヘルドバーの上端のみであると考え、ヘルドを質点として扱い、その運動を図9のようにモデル化した[4]。なお、Fはヘルドに加わる慣性力である。ここで、ヘルドの飛び跳ねが起きる条件は、重力加速度をgとすると、

$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} < -g \quad (4)$$

で、この時の時刻を t_1 とする。以降、ヘルドは飛び跳ね時 t_1 の速度を初速度 $v(t_1)$ とした鉛直投射運動をすると考える。1度目の衝突時刻を t_2 とすると、衝突までのヘルドの変位 X_H は、

$$X_H = v(t_1)(t_2 - t_1) - g(t_2 - t_1)^2 / 2 \quad (5)$$

一方ヘルドバーは、ヘルドが飛び跳ねる以前と同様の運動をする。衝突までのヘルドバーの変位 X_R は、

$$X_R = x(t_2) - x(t_1) \quad (6)$$

ここで、ヘルドとヘルドバーとの隙間を $C_r(=3.5\text{mm})$ とすると、

(5),(6)式より、

$$C_r = X_H - X_R \quad (7)$$

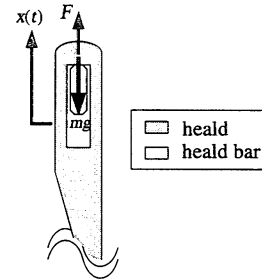


Fig.9 Force acting on a heald on the heald bar near the upper dead point of shedding motion

これを解くと t_2 を求めることができる。以上の式を用いて各回転数におけるヘルドの飛び跳ね時刻、及び衝突時刻を算出した。結果を図7の上部(●:飛び跳ね時刻, ■:衝突時刻とする)及び表1に示す。なお、

$$\kappa = t/T \times 360^\circ \quad (8)$$

で表される角 κ をクラック角とし、表1に併記する。また、飛び跳ね時の速度、衝突時のヘルドフレーム及びヘルドの速度 v_f, v_h も併せて示す。これを見ると、回転数が高くなるにつれて、飛び上がり時刻及び衝突時刻が早くなっている。なお240rpmでは、360rpm,480rpmの時とは異なり、フレームが上死点を通過した後でヘルドとヘルドバーが衝突していることが分かる。また、この衝突時刻に応じてスペクトル領域も推移していることが分かる。

Table.1 Time when healds jump up the upper heald bar and collide with the lower heald bar near the upper dead point of shedding motion at several driving speed

Speed(rpm)		240	360	480	
Jump	Time(s)	0.0222	0.0046	0.00069	
	Angle(Degree)	31.97	9.916	1.987	
	Velocity(m/s)	0.419	0.794	1.098	
Collide	Time(s)	0.0674	0.0310	0.0201	
	Angle(Degree)	97.06	66.83	57.89	
	Velocity (m/s)	Heald	-0.0231	0.5357	0.9078
		Frame	-0.2286	0.1590	0.3976
Relative Velocity(m/s)		0.2055	0.3767	0.5103	
Kinetic Energy(mJ)		0.00389	0.0131	0.024	
Period(s)		0.250	0.167	0.125	

次に、回転数による衝突時の衝撃の大きさを知るために、衝突時におけるヘルドのフレームに対する相対速度 $|v_f - v_h|$ を求め、

$$E = \frac{1}{2} m |v_f - v_h|^2 \quad (9)$$

で表されるエネルギーEをヘルドの衝突直前の運動エネル

ギーとし、衝撃の大きさの目安とした。表1に得られた結果を示す。相対速度は、360rpm及び480rpmに関しては、回転数にほぼ比例して増加しているが、240rpmにおいては、かなり低い値を示している。これは、フレームが上死点に達するまでにヘルドとヘルドバーの衝突が起こらず、その間にヘルドの速度がかなり低下したことが原因だと考えられる。また、運動エネルギーは速度の2乗に比例するため、織機回転数増加による運動エネルギーの上昇は大きい。

5. 結 言

本研究では、開口運動時のヘルドの衝突のメカニズムを検討することを目的とし、各回転数において騒音測定を行い、得られた音圧波形をもとに時間一周波数解析を行った結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) STFT の手法を用いてヘルド衝突音の時間一周波数解析を行い、開口1周期中における周波数スペクトルの特徴を知ることができた。
- (2) ヘルド衝突音の周波数スペクトル図より、ヘルド衝突の形態が上死点付近とそれ以外では異なっていることが分かった。上死点付近では15~20kHzの範囲に強いスペクトルが点在していることが確認できた。
- (3) 低回転数では、磁石付きフレームは完全にヘルドの動きを抑制することができ、騒音の低減効果が見られた。しかし高回転数では、ヘルドの横方向の衝突はある程度防ぐことができて、(たて糸の影響がない、この実験系におい

ては)縦方向の衝突は防ぐことができないことがヘルド衝突音のスペクトル図から明らかとなった。

- (4) 数サイクル分の音圧波形を重ね合わせてSTFT解析を行うことにより、先に報告した、ヘルドとヘルドバーの衝突時刻の各理論式の有効性が確認できた。その衝撃の大きさは回転数に伴って増加していくことがわかった。

さらに騒音低減を考えていく上ではヘルドの挙動とたて糸張力の関係について検討していく必要がある。

本研究の一部は日本繊維機械学会第54回年次大会研究発表会で発表した。実験装置製作にご協力いただいた金沢大学技術支援センター、本研究の実験実施に協力いただいた段孝幸氏(金沢大学大学院生)に感謝します。

References

- [1] Ishida,T, J. Text. Mach. Soc. Japan, **25**, P537(1972)
- [2] Ishida,T, Umeda,A, J. Text. Inst., **78**, 450 (1987)
- [3] Ishida,T, Umeda,A, J. Text. Inst., **79**, 53 (1988)
- [4] Kinari,T., Preprint of 53th Annual Conference of the Textile Machinery Society of Japan, 198(2000)
- [5] Kinari,T., Preprint of 51th Annual Conference of the Textile Machinery Society of Japan, 168(1998)
- [6] Kinari,T., J.Text.Mach.Soc.Japan,**54**,T159(2001)
- [7] Taniogi,R.Dejitaru shingosyori to kisoriron,koronasya(1996)
- [8] Kanai,H.Oto shindou no supekutoru kaiseki,koronasya(1999)