杼替式自動織機におけるチェンジの研究*

(第1報) チェンジ負荷の測定

(昭和29年3月11日受理) 会 員 木 村 正 己**

〃 松 本 与 志 春

摘 要

研究目的

杼替式自動織機のシャトルチェンジの機構各部の運動状態を明らかにして資料を得ることを目的としているが第1報としては運動部分の慣性力、摩擦力、バネ反力等の大きさとそのクランク角度を測定したものである。

研究結果

- (1) プッシングアームとスライダとの連結部材に抵抗線歪計を貼って荷重変換器とし、接点付のフライホイールよりのクランク角度パルスと共に電磁オシログラフに記録させた。
- (2) 機構の最初の衝撃加速度は 90 g 位を示し、供給シャトルのための慣性力が 26~38 kg で、スナップガード、タンクの慣性力、摩擦力、バネ反力は 109 kg となり、排出シャトルを押出すために 37~75 kg の負荷がスライダ部分に作用する。
- (3) 回転数 166~188 回転位まではスナップガード、タンクの影響のみで他の値は余り大差がない。

1. 緒 言

自動織機としての最も特長のある重要な運動は、緯糸が織り尽くされた時に自動的に新しい緯糸を供給する緯糸補充装置であるが、この形式には杼替式と管替式とがあり、各々独自の機構をもって現在数多く実用に供せられている。この緯糸補充運動を行う時間は織機のクランク1回転の数分の1の短時間であるので、機構の各部分は衝撃を受け、運動部分の慣性のために相当に大きな慣性抵抗を生じていることが考えられる。

更にその機構各部分の運動も過渡振動的であって静的な考察以上に実際の動的な機構各部分の相対位置は複雑なものであると推定される。以上のような問題について杼替式自動織機のシャトルチェンジに関する実際の運動状態を明らかにして、資料を得ることを目的とした実験の中、第1報としてはチェンジの際に現われる負荷の内容を求めるために抵抗線歪計を受感部とする荷重変換器を使用してチェンジの間の各クランク角度における抵抗力を実測した結果を取りまとめた。

研究の内容としては以上の外に、供給シャトルと排出シャトルの運動状態とシャトルの衝撃応力、スナ

ップガードの運動と単独スウエルの復帰時間の統計的調査、排出シャトルの杼箱内での停止位置、及びウッドレースの撓みと剛性の検討等を含んでいるが、第2報以後にそれらは報告する予定である。

2. 実験装置

シャトルチェンジの全運動の時間は約 0.1 sec 内外であり、その間に多くの運動部分が順次に動くためにその慣性抵抗のために生ずる負荷の大きさを測定するには荷重変換器より記録器に亘る測定系統の全体としての周波数特性は出来る限り高いことが必要であり、少なくとも 100 c/s 位は要求される。

記録器として横河電磁オシロのH型振動子を使用するとすれば制動法に十分留意して 500 c/s までの周波数特性の平坦部分を得ることが出来る。荷重変換器としては種々の方法が考えられるが、固有振動数の出来る限り高いことを要求されるので我々は抵抗線歪計を受感部とする荷重変換器を使用した。この方法は極めて簡単であり、装置の較正が容易に行えるので精度も高いという特長があり最近各方面で利用され始めたものである。

抵抗線歪計は細い金属線を台紙に貼付けたものをゲ-

* A Study of the Shuttle Change Mechanism on an Automatic Loom: Part 1: Measurements of the Loads Acting on the Loom Parts During the Shuttle Change.

** M. Kimura, Y. Matsumoto, Member. 豊和工業研究部

ジとし、それを測定部材の表面に接着剤で固着させたもので、部材の機械的な歪は細い金属線に対してその両端の電気抵抗の変化を及ぼし、その微小な抵抗変化をホイーストンブリッジで電圧として取出し、電子管増巾器で電流変化とするものである。

測定面に接着される抵抗線ゲージは小型軽量であるために歪の検出に伴う測定部材の固有振動数への影響は僅少であり、部材の材質、寸法に注意すれば変換器としての固有振動数は相当に高くとることが出来る。

本実験に使用した荷重変換器は撚替式自動織機のチェンジ機構の中のプッシングアームとスライダとの連結部分に装備し、軟鋼板の $3\text{ in} \times 5/8\text{ in} \times 1/8\text{ in}$ の寸法である。その縦振動数は次の式で表わされる。

$$f = \frac{\lambda}{2\pi l} \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}$$

ここに λ = 境界条件による定数

固定-固定の場合は π となる。

$$l = 3\text{ in (7.6 cm)}$$

$$E = \text{弾性係数, 軟鋼 } 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma = \text{比重 } 7.8 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$$

$$g = \text{重力加速度 } 980 \text{ cm/sec}^2$$

$$\therefore f = 3.4 \times 10^4 \text{ c/s. となる。}$$

使用した計測器の要目は

抵抗線ゲージ 共和無線 K-22

ゲージ長 9.5 mm

全抵抗 120 Ω

ゲージ率 2.0

歪計増巾器 三栄測器 CA-20 型動的応力計

搬送波周波数 5000 c/s

測定可能周波数 500 c/s

電磁オシログラフ 横河電機 6 素子型

H 型振動子 500 c/s

以上の配置により検出端より記録端に至る系の特性として 500 c/s まで平坦なものとした。

第 1 図は実験装置の概略を示したものである。

荷重変換器の連結部材としては軟鋼板を使用した。これは比例限界の明確なものと弾性係数の値が正確であることとによるものであって、材料試験機で連結部材に較正荷重を加え、歪計増巾器で静歪を讀取電流計により測定した結果を第 2 図に示す。

第 2 図によれば荷重-検出歪線図は直線であり、連結部材の歪を記録することにより作用した荷重を知ることが出来る。歪計増巾器には較正装置が附属しているのでオシログラフの波形からの定量化は第 2 図の線図から

較正歪に相当する外部荷重として直ちに比例的に算出される。歪計本来の性能からいえば、較正装置によって与えられる抵抗変化 $\Delta R/R$ をゲージ率で割って、歪

(第 1 図) 実験装置

(第 2 図) 荷重変換器の較正線図

$\Delta l/l$ を出し、それに弾性係数を乗じて応力 σ を求め、その部分の断面積 A を掛けて $P = \sigma \cdot A$ として、荷重 P を知ることが出来るが、変換部材の製作誤差その他の点を考慮して第 2 図のような較正線図より荷重を求めたものである。

抵抗ブリッジの温度補償用ダミーゲージはこの場合動的測定であるので変換部材の測定ゲージの近くには配置する必要はなく、歪計増巾器の近くにブリッジを組めばよいが、測定ゲージへの導線のための容量不平衡のバランスを完全に取りないと増巾出力の零点附近での直線性を害する結果となるから注意を要する。

荷重変換器となる連結部材は、プッシングアームとスライダとの間に位置して、シャトルチェンジの運動の時には供給シャトル及びスナッチガード、タングその

他の運動部分の抵抗等によって引張り荷重のみを受け、両端はピンによる支持であるので、曲げや振り等は加わらないと考えられるが、ピンの嵌合状態の変化によって偏荷重が時として作用することを考慮して、抵抗線ゲージは連結部材の表面と裏面に貼り、直列に接続して曲げによる歪を両面のゲージで相殺するように使用した。クランク角度を記録するには全周を16等分した接点を持つスライホイールを使用して、電流のパルスマークをオシログラフの振動子に入れた。

3. 測定結果, 考察

実験に使用した符号式自動織機は豊和工業製 NY-2 型であり、最初は回転数を 175 r. p. m. として測定した。

第3図に記録したオシログラフの波形を示す。

シャトルチェンジの負荷実測例 (175 r. p. m.)
(第3図)

(第2表) 各負荷値の測定値 (175 r.p.m.) (単位 kg)

実験No. 負荷	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	平均値
A ₁	120	117	115	110	130	119	120	152	154	152	143	146	102	95	127
A ₂	27	17	27	35	37	41	49	53	53	38	41	39	42	38	38
A ₃	22	22	29	31	31	24	34	32	25	28	24	21	16	22	26
B ₁	119	117	107	101	118	124	100	124	125	108	94	102	98	92	109
B ₂	89	109	77	75	79	93	49	54	103	62	63	54	51	85	75
C	56	50	46	58	48	56	38	60	34	30	39	34	30	37	44
D	39	51	44	37	41	31	42	39	31	37	36	33	28	35	37
E	120	104	128	130	135	125	100	151	144	104	95	127	135	110	122

$$A_1 = m_1 \ddot{x}_1 + F_1 \quad \text{で表わされる。}$$

今 F_1 の摩擦抵抗はこの場合僅少であるから無視して考えて、第2表の A_1 の値より最初の衝撃加速度 $\ddot{x}_1$ を求めると約 90 g となる。

A_2, A_3 : クランク角度 a_2 はスライダの先端が供給シャトルを押す位置であり、 A_3 は供給シャトルの示す慣性抵抗である。 m_2 を供給シャトルの質量、 $\ddot{x}_2$ をその時の線加速度、 F_2 をマガジンに積重ねられた補充用シャトルの重量による摩擦抵抗とすると

$$A_2 = m_2 \ddot{x}_2 + F_2 \quad \text{となる。}$$

A_n はこの後に供給がシャトルがスナップガード、

(第1表) シャトルチェンジの静的角度

記号	動作内容	トップセンタよりの角度
a ₁	ノッカとビルとの接触	— 12°
a ₂	スライダと供給シャトルの接触	— 8°
b ₁	供給シャトルとスナップガードの接触	31°
b ₂	スナップガード最高位置	48°
c	スナップガードの下り始め	82°
d	フロントセンタ	82° 20'

クランク角度とシャトルチェンジの各動作を対応させるために、第1表に静的な動作角度を示し、第3図のオシログラフ記録上にはその角度の位置に各々第1表の符号を記入した。

図より明らかなように A_1 より E までの各ピークが順次に現われているが第1表の静的角度位置より推定して各々の負荷の性質は次のようである。

A_1 : クランク角度 a_1 は緯糸探知装置によりチェンジの動作が誘起されて、ノッカとビルとが衝突する角度であるが、それより少し後に A_1 の負荷が連結部材の荷重変換器の個所に現われる。これはノッカより伝達された運動によってスライダが動き始めたために現われるスライダの慣性抵抗である。

m_1 をスライダの質量、 $\ddot{x}_1$ をその時の線加速度、 F_1 をガイドとの摩擦抵抗とすると

タングに入るまでにスライダの先端より一旦離れて再びスライダに衝突するために生ずるものであり、前の A_2 よりやや低い値となっている。これはシャトルがすでに或程度の速度を持っている時の衝突で相対速度が低いことによるものである。

B_1 : クランク角度 b_1 は供給シャトルと付箱のスナップガード、タングとの衝突であり、その時に現われる負荷 B_1 はスナップガード、タングの運動のための慣性抵抗と、バネの反力及びシャトルとの摩擦抵抗等である。今 I_1, I_2 をスナップガード及びタングの回転軸に対する極慣性モーメント、 θ_1, θ_2 をその時のシャトル

ルの前進により開くスナップガード、タングの角度、 $\ddot{\theta}_1$ 、 $\ddot{\theta}_2$ を角加速度、 k_1 、 k_2 をバネ常数、 F_3 、 F_4 をシャトルとの斜面の摩擦抵抗とすると次のようになる。

$$B_1 = I_1 \ddot{\theta}_1 + I_2 \ddot{\theta}_2 + k_1 \theta_1 + k_2 \theta_2 + F_3 + F_4$$

B_1 はスナップガード、タングの斜面をシャトルが摩擦しながら進行するために伝達系の弾性によって自励振動の様子を示している。この B_1 の最大値となるクランク角度は b_2 のスナップガード最高開き角度より前で大約 b_1 より b_2 角度の中間となっている。

シャトルチェンジの際に現われる一連の負荷の中では、この B_1 が時間も長く供給シャトルに与える影響も最も大である。この時のシャトルの内部に生ずる応力については続報で発表する積りである。

B_2 : クランク角 b_2 はスナップガードの最高開き角度でこの時に供給シャトルは付箱の内へ入り始めて排出シャトルと衝突して B_2 の負荷を生ずる。 m_3 を排出シャトルの質量、 $\ddot{x}_3$ をその時の線加速度とすると

$$B_2 = m_3 \ddot{x}_3 + F_5$$

F_5 はスナップガード、タングがバネによって通過する供給シャトルの上下面を圧するための摩擦抵抗である。

C : 排出シャトルはピッカの孔に入っており、側面から供給シャトルによって押されるために、斜にピッカの孔より引出されながらウッドコントローラへと押しつけられる時のピッカの孔による抵抗力が C である。

D : クランク角 d はフロントセンタで、排出シャトルと供給シャトルはウッドコントローラによって平行にされて、完全に供給シャトルを付箱の中へ入れるためにスライダ先端は付箱の中へ $1/32$ in 突出すために D の負荷を生ずる。

E : シャトルチェンジ完了後に引戻し用スプリングで機構全体が復帰する時にストップに衝突するためのスライダの慣性力である。その時の衝撃加速度は最初の A_1 と同じ位の $90g$ である。

シャトルチェンジの運動は何分にも短時間に各部が衝突して行くものであるから、その負荷の値も相当に変動が多く、特にスナップガード、タングの最高角度以後の B_2, C, D の値は測定値の変動が多い。これらは排出シャトルがチェンジの時に付箱の内に占める位置の変動に関係のあるもので、ピッカの孔にどの程度入ってい

るかによって側面から押す時の抵抗は違ってくるからである。第2表は以上の $A_1 \sim E$ までの各負荷のピークをオシログラフ記録14枚より実測した値である。

以上のように付替式自動織機のシャトルチェンジの場合は、慣性抵抗、摩擦抵抗、バネ反力等によって順次に負荷が現われるが、シャトルへの影響は A_2 より D までであり、機構各部へは A_1 より E までの衝撃荷重

シャトルチェンジの負荷実測例 (166 r. p. m.)

(第 4 図)

シャトルチェンジの負荷実測例 (188 r. p. m.)

(第 5 図)

各負荷の回転数による変化

(第 6 図)

が作用する。途中の伝達部の剛性計算にはこの実験による連結桿部分の荷重より逆算して必要な衝撃荷重値を求めることが出来る。第4図は回転数を166に低下した場合であり、第5図は188に増加した時のオッシロ記録を示す。その各負荷の値を第3図の175回転と対応させるために図表にすると第6図のようになる。

回転数変化によって A_1 の値は余り変っていないが、これはこの程度の回転数変化では衝撃に対する影響が明らかになるところまで行かないものと考えられる。 B_1 の値は回転数のある函数の形を示しており、 B_2, C, D は共に変化はないと見るべきであろう。

4. 結 語

以上は杆臂式自動織機の緯糸補充運動におけるチェンジの動作に伴う各運動部分の慣性力、摩擦力、バネ反力等の負荷の値を抵抗線歪計を受感部とする荷重変換器によってオッシログラフに記録した報文であるが、要約すると次のようになる。回転数を175 r. p. m. とすると、チ

ェンジの始まる最初の衝撃は A_1 のスライダの慣性抵抗で現われ、その加速度は大約90 g 位となる。供給シャトルの最初の慣性抵抗 A_2 は38 kg であり、スナップガードに入る間に更に A_3 の26 kg 位の負荷が現われる。 B_1 はスナップガード、タンクを開く時の慣性力摩擦力、バネ反力で109 kg 位を示し、その位置は当初めより最高角度に開くまでの大約中央で最大となる。排出シャトルと接触して B_2, C の負荷を作り、その値は排出シャトルの停止位置の変動に関連して相当に変動するようであるが、大約 B_2 は75 kg, C は44 kg となる。フロントセンタで2個のシャトルはウッドコントローラによって並行にされ、スライダで押されて、37 kg 位の D の負荷を作る。

機構が復帰する時のストップへの衝撃加速度も大約90 g 位となる。回転数を变化した場合166回転より188回転の間では B_1 の値のみが回転数の函数の形となり、他の衝撃値は余り差はない。

再 版

梳 綿 機 取 扱 法

(附・針布と梳綿機カタログ)

東邦レーヨン大垣工場 水 利 清 著
日本繊維機械学会発行

工場でスベナを手にして働き、機械に最も親しみを持っている技術者によって書かれた紡績に関する本は少い。しかるに本書の著者は綿、スフ紡績工場の技術者として40年に亘る稀なる長年月の経歴を有し、蓋し本書はその豊富な経験と貴重なデータに基づく辛苦の結晶といえよう。なお44頁に亘る部品カタログをも収録されている。カードマンは勿論、紡績技術者、研究者座右の書としてお薦めしたい。

A 5 判 350 頁 特上製クロス装幀 定価 750 円 送料 60 円

第1章 梳綿機の概要

第2章 シリンダとシリンダ ベンド廻り

第3章 テーカイン及びフィーダ エンド

第4章 ドッファ エンド

第5章 トップ張付作業

第6章 針 布

第7章 梳綿機針布捨作業

附録 針布と梳綿機カタログ

再版は印刷関係にて予定より若干おくれ4月末刊行の予定です。予約会員の御了承をおねがいします。