ボリュート・ホイール式のリング精紡機における シェーパ・ホイールの決定法について*

山 橋 滋 郎**

— 摘 要 —

研 究 目 的

首題のシェーパ・ホイールの特性を明かにし、この歯数を反覆試験によるまでもなく、設計的立場からあらかじめ計算しうるような新理論式を導出し、これを実験によつて確め、シェーパ・ホイール設計の指針をえんとしたものである。

研 究 結 果

(1) 糸が巻始められてから、糸層が最大半径 R_0 に達するまでのリングレールの送り回数を n_R とすれば r_0 を木管の半径として次式によつて計算される。

$$n_R = \frac{2}{k} \left\{ \frac{R_0 - r_0}{d_0} - \frac{A_0}{l_m} \log \frac{R_0 + (A_0 d_0 / l_m)}{r_0 + (A_0 d_0 / l_m)} \right\}$$

ただし $l_m = (l + l')/2$, l, l' はリングレールのステップ (第4図参照), $A_0 = (d_f/2)(n/N)$, d_f はフロントローラの直径, n はフロントローラの回転数, N はハートカムの回転数, d_0 は糸の直径, k は糸番手修正係数 (2・1式参照) である。

(2) 上式の数値計算例および d_0 の値を表示しておいた。

(3) リフト・チェンジ・ベベルの歯数を適当に選定してシェーパ・ホイールの種類を極力減少させる設計指針をえた。

(4) 以上はリングレールの昇降速度の比が 2:1 である普通のリング精紡機について考察したが、他の場合においても全く同様に計算できる。

1. 緒 言

ボリュート・ホイール式のビルディング・モーションを有するリング精紡機においてシェーパ・ホイールの歯数は、試験運転を反覆試みることにより比較的容易に決定し得られるであろうが、本論においては主として機械メーカの設計的立場からビルディング・モーションを聊か理論的に検討しつつ、シェーパ・ホイールの歯数決定に至る過程を解明し、最後に実測成績と理論値との妥当性を詳述したものである。

従つて本論の構成は、先ずリング・レールの昇降運動をハート・カムと関連せしめて数学的に決定し次でボリュート・ホイールの特性を明かにして、終にシェーパ・ホイールの歯数の決定式を誘導するの3項目に岐れている。

2. リング・レールの昇降運動

リング・レールの昇降運動は、木管に捲かれた

糸が円錐形を形成している部分において、糸のビッチを常に相等しからしめるためにリング・レールの任意の位置においてその速度が糸層の半径に反比例せしめてあることは周知の事実である。

これを数式的に取扱えば、(第1図)

(第1図)
COP 状部

* Some references to shaper wheels on the ring spinning frame. 昭和25年11月25日日本繊維機械学会東海支部研究発表会にて講演

** Jiro Yamamasu. 浅田製作所取締役設計部長

x リング・レールの上昇距離

r リング・レールの占める位置における糸層半径

R_0 糸層の最大半径

r_0 空木管の半径

l リング・レールのステップ

A 比例常数

と符号を定めることにより

$$\frac{dx}{dt} = \frac{A}{r} \quad (1.1)$$

第1図において1~2間は一様に直線と見做し得るから

$$r = \frac{r_0 - R_0}{l} x + R_0$$

上記の2式から積分を行つて、 x, t の関係を求めると

$$\frac{r_0 - R_0}{2l} x^2 + R_0 x + C = At$$

ここに C は積分常数である。

然るに $x=0$ の時に $t=0$ の条件が考えられるから $C=0$ となり上式は次のようになる。

$$\frac{r_0 - R_0}{2l} x^2 + R_0 x = At \quad (1.2)$$

(第2図) Heart cam

リング・レールの運動は、ハート・カム上を転動するボールを介して、リフティング・レバーの揺動運動からポリユート・ホイール及びセグメント・ベベル等の歯車装置を経て一定比で連動されているのであるから、(1.2式)の x はハート・カムの半径 r' に比例している。(第2図)

かく考えれば(1.2)式はそのまゝハート・カムの形状を定める式と見做される。従つて(1.2)式における時間 t をハート・カムの廻転運動の見地から考察して見る。

ここに、

θ ハート・カムの廻転角度

N ハート・カムの廻転速度

とすれば

$$t = \frac{\theta}{2\pi N}$$

これを(1.2)式に代入すると

$$\frac{r_0 - R_0}{2l} x^2 + R_0 x = \frac{A}{2\pi N} \cdot \theta \quad (1.3)$$

リング・レールの昇降運動は、一般に1ステップにおける上昇時間と下降時間とは相等しからず第2図に示す如く2:1の比を有するのが普通である。従つてリング・レールの上昇運動と下降運動とは比例常数 A の内容が異なることは明かである。今上昇運動の場合を(1.3)式で考察して見ると $\theta = 4/3 \cdot \pi$ $x=l$ であるから、この条件を(1.3式)に代入して A を定めると、

$$A = \frac{3}{4} (R_0 + r_0) \cdot l \cdot N \quad (1.4)$$

同様に下降運動の場合には、

$$A = \frac{3}{2} (R_0 + r_0) \cdot l \cdot N \quad (1.5)$$

3. ポリユート・ホイールの特性

ポリユート・ホイールの形状は第3図に示す如く一定の歯車比を有していない。即ち $a \sim b$ 間においては軸心 O よりの半径が漸増しており $b \sim c$ 間では半径が一定で普通の歯車的一部分と考えられる。(第3図)ポリユート・ホイールの噛合せが d 点から始められるとすれば、木管に糸の捲かれた状態をポリユート・ホイールの噛合せと対比して示すと第4図の如くなる。(第4図)木管

(第3図) Volute wheel

に正常な状態で糸が捲かれるためには、ポリユート・ホイールの $d \sim b$ 間の角度がハート・カムの1廻転により生ずるリフティング・レバーの揺動角

に相等しくなければならぬことが推察出来る。然し、この場合のリング・レールのステップを l' とすればポリユート・ホイールの $d \sim b$ 間の歯車比が一定でない事に基因して、 l' は $b \sim c$ 間において生ずるステップ l とは相等しくない。

$l' < l$ であることが普通である。

l が既知の場合、 l' を求めることはポリユート・ホイールの歯車比を表示し図式計算を行うことにより可能である。

さて木管に捲かれた糸層が b 点で任意のリング内径に適應する状態にあるためには、ポリユート・ホイールが $d \sim b$ 間を搖動し終る間のシェーパ・ホイールの送り数が適當でなければならない。木管の捲始めにおける $d \sim b$ 間の曲線の形状については、この間の糸層の変化状態と共に併せて渡辺周著綿糸紡績に詳述されておりここに記載を省略する。

4. シェーパ・ホイールの歯数決定式の誘導

(第 5 図) chase 部の糸層形成状況

木管の捲始めにおける糸層の形成状態は大約第 5 図の如く想像することが出来る。糸が捲始められてから糸層が最大半径 R_0 に達するまでに n_R 層を必要とするものと仮定する。 n_R は前節第 3 図で説明した通りポリユート・ホイールが $d \sim b$ 間を搖動し終る間のシェーパ・ホイールによるリング・レールの送り回数とも考えられ

る。従つてリング・レールが l' 上昇する間の n_R が求められれば前節で述べた通り l' に相当するポリユート・ホイールの搖動角 $\angle do b$ は既知であるから、シェーパ・ホイールの 1 歯により送られるべきリング・レールの移動量——ポリユート・ホイールの変位角が機構的に決定されるのでシェーパ・ホイールの歯数が求められる。

n_R を求めるのに問題となるのは糸の 1 層の厚さである。この厚さは糸の直径、捲かれる糸のピッチ及び相隣接する糸の配列状態等の影響を受けるであろう。糸の 1 層の厚さを定めるに当り、以下述べる如き基本的考察を行つて見る。

今、糸のピッチ p のところに同様の捲き方を n 回繰返して見ると第 6 図 (A) の如き配列の場合には捲かれた糸の厚さは最大となり、(B) の場合には最小となる。然し確率論的に考えれば何れの場合も実際には起り得ず略兩者の平均値を探るであろうことは想像に難くない。(第 6 図)

従つて糸の 1 層の厚さ Δr は糸の直径を d_0 とする時次式で表わされる。

(第 6 図) 糸層の配列

$$\Delta r = \frac{k}{2} \left(d_0 + \frac{1}{p} \cdot d_0^2 \right) \dots \dots \dots (2.1)$$

ここに k は捻数、スピンドルの廻転数及びトラベラの重量等に基因して糸の直径 d_0 に修正を加えるべき常数である。

さて、木管に糸が捲き始められてから n 番目層における考察を行うことにする。(第 5 図参照) n 番目層におけるリング・レールのステップは l でも l' でもないが兩者の平均値 l_m とする。更に n 番目層の 1 ステップにおいてリング・レールの上昇及び下降の両時期に捲かれる糸の捲数の和を N_r とする。リング・レールの昇降速度は 2 節において述べた通り糸層の半径に反比例する如く定められているから 1 ステップ内において一定でない。従つて今問題とする n 番目層においては糸層の半径が一定なのであるから、糸のピッチは一定でない筈である。今、リング・レールの上昇及び

下降の両時期において捲かれる糸は略同一平面上にあるものと仮定して n 番目層の糸の平均ピッチを p とすれば

$$p = \frac{l_m}{N_r}$$

となりこれを (2.1) 式に代入して

$$\Delta r = \frac{k}{2} \left(d_0 + \frac{N_r}{l_m} d_0^2 \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

今 n 番目層におけるリング・レール上昇時の糸の平均ピッチを p_n とすれば 2 節において述べた通り上昇及び下降時間の比が 2:1 であることを考慮して

$$N_r = \frac{3}{2} \cdot \frac{l_m}{p_n} \dots \dots \dots (2.3)$$

となる。更に、

v_m ……リング・レールの上昇期における平均速度

d_f ……フロント・ローラの直径

n ……フロント・ローラの廻転速度

r …… n 番目層の糸層半径

とすれば p_n はリング・レールの速度及び捲かれる糸の速度の両者の相対的關係により定められるべきものであるから次の如く表わされる。

$$p_n = 2\pi r \cdot \frac{v_m}{\pi d_f n} = \frac{2v_m}{d_f n} \cdot r \dots \dots \dots (2.4)$$

然るに v_m は (1.1) 式及び (1.4) 式において、

$\omega = \frac{l}{2}$ と置くことにより求められる。即ち

$$v_m = \frac{3}{2} l N \approx \frac{3}{2} l_m N \dots \dots \dots (2.5)$$

但 $l \approx l_m$ であることは数値的に後述する。

(2.3) 式に (2.4) 及び (2.5) 式を代入して整理すると

$$N_r = \frac{d_f}{2} \cdot \frac{n}{N} \cdot \frac{1}{r}$$

上式において $\frac{n}{N}$ はフロント・ローラとハート・

カムとの廻転比であり機構上定まるものであるから

$$A_0 = \frac{d_f}{2} \cdot \frac{n}{N} \dots \dots \dots (2.6)$$

と置けば A_0 は機械の使用条件により定まる常数である。従つて

$$N_r = \frac{A_0}{r}$$

となり n 番目層における糸の捲数はその層の糸層

半径に反比例することが明かとなつた。従つてこれを (2.2) 式に代入して

$$\Delta r = \frac{k}{2} \left(d_0 + \frac{d_0^2 A_0}{l_m} \cdot \frac{1}{r} \right)$$

以上の考察により Δr は n 番目層の厚さであるからこれを微分的に表示すれば次の如くなる。

$$\frac{dr}{dn} = \frac{k}{2} \left(d_0 + \frac{d_0^2 A_0}{l_m} \cdot \frac{1}{r} \right)$$

従つて

$$dn = \frac{2}{k d_0} \cdot \frac{1}{1 + \frac{d_0 A_0}{l_m} \cdot \frac{1}{r}} \cdot dr$$

故に両辺を積分して、

$$n = \frac{2}{k l_m d_0} \left\{ l_m r + d_0 A_0 - d_0 A_0 \log (l_m r + d_0 A_0) \right\} + \text{Const.}$$

$n=0$, $r=r_0$ であるからこの條件で積分常数を求め

$$n = \frac{2}{k} \left\{ \frac{r-r_0}{d_0} - \frac{A_0}{l_m} \log \frac{l_m r + d_0 A_0}{l_m r_0 + d_0 A_0} \right\}$$

更に $n=n_R$, $r=R_0$ となるべきであるから

$$n_R = \frac{2}{k} \left\{ \frac{R_0-r_0}{d_0} - \frac{A_0}{l_m} \log \frac{R_0 + \frac{A_0}{l_m} \cdot d_0}{r_0 + \frac{A_0}{l_m} \cdot d_0} \right\} \dots \dots \dots (2.7)$$

かくして糸の番手即ち糸の直径 d_0 が與えられた場合、直径 $2r_0$ の木管に糸層径を最大 $2R_0$ に達するまで糸を捲くためにリング・レールを n_R 回変位せしめねばならぬ時の相互的關係を表わす一般式を得ることが出来た。

さて第 3 図における $\angle \text{dob}$ を ϕ_0 とする。今シエーパ・ホイールの歯数を s としリング・レールが 1 ステップ毎にシエーパ・ホイールにより 1 歯宛送られて行くものとすれば、3 節に記述せる如く次の關係が成立しなければならぬ。

$$n_R = \frac{\phi_0}{\frac{2\pi c}{s}}$$

或は

$$s = \frac{2\pi c}{\phi_0} \cdot n_R \dots \dots \dots (2.8)$$

ここに C はシエーパ・ホイールが 1 歯送られた時にポリユート・ホイールを微小角だけ変位させる歯車機構の歯車比から定まる常数である。

5. 数値計算と實測成績との対照

本節においては数値計算の方法と得られた結果が実測成績と如何に適合するかを調査する。機械の歯車傳導図を第7図に表示する。(第7図)

(第7図) Gearing diagram
駆動配置図

A	Tin roller wheel	10P	30T-42T
B	Extra carrier wheel	"	80T
C	Bottom carrier wheel	"	100T
D	Twist carrier wheel	"	120T
E	Twist change wheel	"	30T-90T
F	Intermediate wheel	"	140T
G	Front roller wheel	"	80T
H	Front roller pinion	14P	18T
I	Crown wheel	"	105T
J	Internal wheel	16P	90T
K	Planet wheel	"	25T
L	Sun wheel	"	40T
M	Draft change wheel	14P	30T-60T
N	Back roller wheel	"	"
O	Back roller pinion	16P	25T-42T
P	Double carrier wheel	16P	51T
Q	Middle roller pinion	"	18T-28T
R	Double worm	8P	Double
S	Worm wheel	"	18T
T	Lifter change bevel	9P	15T-25T
U	Cam shaft bevel	"	"
V	Heart cam		70T 80T 90T 100T
W	Shaper change wheel 5" dia.		20T-100T
X	Single worm	8P	Single
Y	Worm wheel	"	44T
Z	Volute wheel with tongue		30T
X ₁	Volute wheel without tongue		30T
Y ₁	Bevel wheel with segment bevel	8P	45T
Z ₁	Sector bevel gear	"	98T

(1) A₀ について

前節(2.6)式で表される A₀ の内容を検討する

$$A_0 = \frac{d_t}{2} \cdot \frac{n}{N}$$

上式において $\frac{n}{N}$ はフロント・ローラとハート・

カムとの廻転比であるが、これを歯車傳導図から求めると次の如くなる。式中の符号は歯車の歯数を示すものとする。

$$\begin{aligned} \frac{N}{n} &= \frac{G}{F} \cdot \frac{R}{S} \cdot \frac{T}{U} \\ &= \frac{80}{140} \cdot \frac{2}{18} \cdot \frac{T}{U} \\ &= \frac{4}{63} \cdot \frac{T}{U} \end{aligned}$$

従つて

$$A_0 = \frac{d_t}{2} \cdot \frac{63}{4} \cdot \frac{U}{T}$$

T及びUはチェンヂ・ホイールであるから A₀ は T 及びUにより変化する。

(2) C について

前節(2.8)式に含まれる常数 C は歯車傳導図より次式で決定される。

$$C = \frac{X}{Y} = \frac{1}{44}$$

(3) φ₀ について

φ₀ はリング・レールのステツプ 即ちハートカムの大きさが與えられれば機構上決定されるべきものである。一般の機械における φ₀ の標準値を次に示す。

ステツプ 1 3/8" の場合……φ₀ = 12°45'

= 0.2226 ラジアン

ステツプ 1 1/4" の場合……φ₀ = 11°35'

= 0.2025 ラジアン

(4) l_m について

l_m を求めるには3節で述べた l' が定められねばならない。l' の求め方は同節で略述した通りであるがボリュート・ホイールの形状から図式計算を行うと l' は次の如くなる。

ステツプ 1 3/8" の場合……l' = 1.272"

= 1 1/4" + 3/64"

ステツプ 1 1/4" の場合……l' = 1.170"

= 1 1/8" + 3/64"

従て l' と l_m との差は極めて小であるから l = l_m と見做して実用上差支ないであろう。

(5) r_0 及び R_0 について

r_0 は空木管の外半径であるが木管の基部は一般に僅なテーパを有しているため r_0 は一定ではない。然しこの場合は第5図に表示する位置の r_0 を採用する。 R_0 は希望する糸層の最大半径であり一般には使用リングの内径より稍小であるが計算上はリングの内径を採用して差支ないであろう。

(6) d_0 について

糸の直径 d_0 は仮令同一番手の糸であつても、

捻数、スピンドルの廻転速度及びトラベラの重量等の影響を受ける見掛けの値であるからその評価は困難であろう。従つてそれ等の函数である修正係数 k を予定した。換言すれば k は木管に捲かれた糸層の見掛けの堅さを表わす係数である。従つて紡出番手が異つても見掛けの堅さが同一であるためには k は一定であるべき筈である。 k の決定は理論値と実測値との対比により結局は定められねばならぬ。以上の考察の下に差当り下表の通りとする。

綿 糸 d_0

番 手	20's	30's	40's	50's	60's	70's	80's	90's	100's
d_0^{mm}	0.210	0.155	0.134	0.120	0.110	0.102	0.095	0.085	0.083
d_0^{inch}	0.00827	0.00610	0.00528	0.00473	0.00433	0.00400	0.00374	0.00353	0.00335

(繊維工学便覧：荻原博士測定値より抜萃)

(7) 実 測 成 績

紡 出 番 手	30's	40's	50's	60's	70's	80's	100's
フロント・ローラーの直径 d_f	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$	$1\frac{1}{8}"$
カム・シャフト・ベベル U	100 $^\circ$	100 $^\circ$	100 $^\circ$	100 $^\circ$	100 $^\circ$	100 $^\circ$	100 $^\circ$
リフター・チェンジベベル T	20 $^\circ$	20 $^\circ$	20 $^\circ$	15 $^\circ$	15 $^\circ$	15 $^\circ$	15 $^\circ$
リ ン グ 径 $2R_0$	$1\frac{5}{8}"$	$1\frac{1}{2}"$	$1\frac{1}{2}"$	$1\frac{3}{8}"$	$1\frac{3}{8}"$	$1\frac{3}{8}"$	$1\frac{3}{8}"$
木 管 の 外 径 $2r_0$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$	$\frac{3}{4}" + \frac{1}{32}"$
リング・レールのステツプ l_m	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$	$1\frac{1}{4}"$
シエーパー・ホキール S	73 $^\circ$	65 $^\circ$	70 $^\circ$	60 $^\circ$	70 $^\circ$	76 $^\circ$	90 $^\circ$

(8) 数 値 計 算

前項の実績を(2.7)式に代入して n_R を算出すると次表の通りとなる。

紡 出 番 手	30's	40's	50's	60's	70's	80's	100's
d_0^{inch}	0.00610	0.00528	0.00473	0.00433	0.00400	0.00374	0.00335
$\frac{R_0 - r_0}{d_0}$	69.2	68.0	71.0	68.5	74.3	79.5	88.6
$\frac{A_0}{l_m}$	33.4	33.4	33.4	44.6	44.6	44.6	44.6
$\frac{A_0}{l_m} \cdot d_0$	0.204	0.176	0.158	0.193	0.178	0.167	0.149
$\frac{A_0}{l_m} \log \frac{R_0 + \frac{A_0}{l_m} \cdot d_0}{r_0 + \frac{A_0}{l_m} \cdot d_0}$	18.9	16.3	17.0	18.4	18.7	19.0	19.6
$k \cdot n_R$	110.6	103.4	108.0	100.2	111.2	121.0	138.0

今 $k=1$ と仮定して (2.8) 式より s を算出すると次の如くなる。但し前 (3) 項を参照して $\varphi_0=0.2025$ とする。

紡出番手	30's	40's	50's	60's	70's	80's	100's
S	71 ^T	66 ^T	69 ^T	64 ^T	71 ^T	78 ^T	89 ^T

数値計算と実測値とを比較して見ると理論値は略 $\pm 2^T$ 程度の精度で一致する。しかし $k=1$ と仮定したことはこの場合些して矛盾を起さない。

6. 結 論

(1) シェーパ・ホイールの歯数を決定する一般式を誘導し、これ等を定める諸因子の相互的函数関係を明かにした。即ちシェーパ・ホイールの歯数を求めるには、紡出番手、リング径及び木管径等を考慮に入れて既知のシェーパ・ホイールの歯数から内挿法又は外挿法により比例的に算出するのを普通とするが、(2.7) 式により更

て、リフト・チェンヂ・ベベル、フロント・ローラの直径及びリング・レールのステツプをも條件に入れて算出する方がより合理的であることを示した。

(2) 機械の機構的諸条件が同一である場合、紡出番手を増せば糸径 d_0 が減少するためシェーパ・ホイールの歯数を増すべき事は (2.7)(2.8) 式により明かであるが、リフト・チェンヂ・ベベルの歯数を適当に選定して A_0 を増加させシェーパ・ホイールの歯数の増加を適宜抑制してシェーパ・ホイールの種類を極力少くし得る可能性を示し機械設計上の指針を得た。

(3) 糸径 d_0 の修正係数 k を理論値と実測値との比較から算出することにより紡出番手の如何に拘らず木管に捲かれた糸層の堅さの概念を定量的に把握する余地のあり得ることを示した。