フライヤーのバランス理論と 新型フライヤーについて*

(昭和26年2月6日受理) 会 員 豊 田 幸 吉 郎**

〃 荒 木 英 仁 郎***

研究目的 ——— 摘 要 ———

1. フライヤーのバランスを数式により解明する。
2. その理論を適用したフライヤーの長所、短所を全て検討する。
3. 理論によつて新型フライヤーを試作し、上記を確認して発表する。

研究結果

1. 本理論を適用したフライヤーは欠点がなく下記の長所を有す。
2. 振動を全く生じない。随つて粗紡機の全フライヤーを同一方向に装備し得てドフイングに便である。特にラージパッケイジの単列フライヤー粗紡機には必要である。又軸受その他に対する振動による害を著しく減少し得る。
3. プレッサ―は圧力を及ぼさず粗糸張力と風圧によりボビン層に接して回転する。無圧力に原因する粗糸の喰込みはなく、又捲取量の減少もない。反つて従来のプレッサ―の加圧の変動によるゲレン斑及び加圧による粗糸捲面への有害摩擦等をなくする利点を有す。
4. 製作誤差によるアンバランスの力が相対する2方向に出るので、多数を用いる粗紡機においては互に打消す作用となる故、製作誤差許容範囲を大きくとり得る。
5. プレッサ―はそれ自体のみでバランス試験し得る故、製作工程も簡明になり且検査も著しく楽であり、プレッサ―の互換性上も有利である。

1. 緒 言

現状のフライヤーの如き比較的回転質量の大なる回転体が数百回転で廻る場合は、性能上当然そのバランスを問題とすべきであり加うるに紡績工場において機台の振動防止のために、ドフイングの犠牲を忍んで前後列のフライヤーを逆方向に装備しているが如きことは、この方面の検討が足らぬことを表明していると考えられるので、フライヤーのバランス理論を求めそれによつて従来のフライヤーに対する考え方を是正すると共に新型フライヤーの試作紹介をすることにした。

2. バランスの式

第1図において zz' はフライヤーの回転軸、 $z'z'$ はプレッサ―の回転軸とする。 m_0 をバランスアームの質量とし、 $m_1, \dots, m_n$ をプレッサ―軸を

第一圖

* The theory of flyer balancing and its new types 昭25.6.24日 東海支部にて講演

** K. Toyoda, member 株式会社豊田自動織機製作所研究部

*** H. Araki, member 同 上 技術部

中心として回転し得る質量とする。 $m_0, m_1, \dots, m_n$ と zz 軸との距離を夫々 $r_0, r_1, \dots, r_n$ とし zz 軸上任意の点 O に対する z 座標を夫々 $l_0, l_1, \dots, l_n$ とし又 $z'z'$ 軸との距離を $r'_0, r'_1, \dots, r'_n$ とす。

この系が動的バランスを得る条件は

第2図

$$\begin{aligned} \sum M_Y &= \omega^2 \sum_{n=0}^n m_n l_n x_n + g \sum_{n=0}^n m_n x_n = 0 \\ -\sum M_X &= \omega^2 \sum_{n=0}^n m_n l_n y_n + g \sum_{n=0}^n m_n y_n = 0 \end{aligned} \quad \dots (1)$$

$$\sum_{n=0}^n m_n l_n x_n = 0, \quad \sum_{n=0}^n m_n l_n y_n = 0 \quad \dots (2)$$

$$\sum_{n=0}^n m_n x_n = 0, \quad \sum_{n=0}^n m_n y_n = 0 \quad \dots (3)$$

でなければならぬ。

次に上記の関係が成立する場合に、ボビンの糸層が変化し従つてプレッサーが $z'z'$ 軸の周りに角 ϕ だけ廻転した場合について同じく O 点に関するモーメントを調べてみる。その場合の座標のサフィックスを全て $^{\circ}$ を以て示すと*

$$\begin{aligned} \sum M_Y &= \omega^2 \sum_{n=0}^n m_n l_n x_n^{\circ} + g \sum_{n=0}^n m_n x_n^{\circ} \\ -\sum M_X &= \omega^2 \sum_{n=0}^n m_n l_n y_n^{\circ} + g \sum_{n=0}^n m_n y_n^{\circ} \end{aligned} \quad \dots (4)$$

第2図座標より

$$\begin{aligned} x_n^{\circ} &= r'_n \cos(\theta'_n + \phi) + R = (x_n - R) \cos \phi - y_n \sin \phi + R \\ y_n^{\circ} &= r'_n \sin(\theta'_n + \phi) = y_n \cos \phi + (x_n - R) \sin \phi \end{aligned} \quad \dots (5)$$

又 $m_1, \dots, m_n$ を $z'z'$ 軸 (プレッサー軸) に関して座標をとれば

$$\begin{aligned} x_n &= x'_n + R, \quad y_n = y'_n \\ x'_n &= x_n - R, \quad y'_n = y_n \end{aligned} \quad \dots (6)$$

(6) 式を (2), (3) 式に代入すると

$$\begin{aligned} m_0 l_0 x_0 + \sum_{n=1}^n m_n l_n x'_n + R \sum_{n=1}^n m_n l_n &= 0 \\ \sum_{n=1}^n m_n l_n y'_n &= 0 \\ m_0 x_0 + \sum_{n=1}^n m_n x'_n + R \sum_{n=1}^n m_n &= 0 \\ \sum_{n=1}^n m_n y'_n &= 0 \end{aligned} \quad \dots (7)$$

(5), (6), (7) 式を (4) 式に代入して整頓すると

$$\begin{aligned} \sum M_Y &= -\omega^2 \left\{ (1 - \cos \phi) \sum_{n=1}^n m_n l_n x'_n + \sin \phi \sum_{n=1}^n m_n l_n y'_n \right\} \\ &\quad - g \left\{ (1 - \cos \phi) \sum_{n=1}^n m_n x'_n + \sin \phi \sum_{n=1}^n m_n y'_n \right\} \\ -\sum M_X &= \omega^2 \left\{ \cos \phi \sum_{n=1}^n m_n l_n y'_n + \sin \phi \sum_{n=1}^n m_n l_n x'_n \right\} \\ &\quad + g \left\{ \cos \phi \sum_{n=1}^n m_n y'_n + \sin \phi \sum_{n=1}^n m_n x'_n \right\} \end{aligned} \quad \dots (8)$$

ω , ϕ の如何に関せず (8) 式が 0 なるために必要且充分なる条件は

$$\sum_{n=1}^n m_n l_n x'_n = 0, \quad \sum_{n=1}^n m_n l_n y'_n = 0 \cdots \cdots (9)$$

$$\sum_{n=1}^n m_n x'_n = 0, \quad \sum_{n=1}^n m_n y'_n = 0 \cdots \cdots (10)$$

(9) 式はプレツサーの、その回転軸 $z'z'$ に対する動的バランス (狭義) を示し、(10) 式は同じく静的バランスを示している。即ち

“フライヤーがプレツサーの位置に関係なく動的バランス (広義) が成立するためにはプレツサーがそれ自身の回転軸に対して動的 (狭義) にバランスすること及び静的にバランスすることが必要且充分な条件なり”

となる。

3. バランスド・フライヤーのプレツサー

第3図において記号は全て第2図と同じものとする。ボビンの半径 r_b 、プレツサーが a でボビンに接しており ab は切線の方で s は z' から

第3圖

下した垂線の足とする。プレツサー及びカウンターウェイト上の任意質点の質量 m_n による遠心力の、 $z'z'$ 軸周りのモーメントは

$${}_n M'_{z'} = m_n r_n \omega^2 \cdot z'd = m_n \omega^2 R y'_n$$

ボビンの反力 (プレツサーの及ぼす圧力) を P とすればモーメントの式は

$$\sum_{n=1}^n M'_{z'} = R \omega^2 \sum_{n=1}^n m_n y'_n = P R \cos \alpha$$

$$\therefore P = \omega^2 \sum_{n=1}^n m_n y'_n / \cos \alpha \cdots \cdots (11)$$

プレツサーがその回転軸 $z'z'$ に対して静的にバランスしているときは (10) 式により (11) 式

は 0 となる。即ち

“プレツサーがその回転軸に対して 静的にバランスしているときは、プレツサーの位置に関せずボビンに圧力を及ぼさない、”

但回転風圧は省略してある。即ちボビン径の変化によつても振動を生じない完全バランスのフライヤーは、プレツサーがプレス作用をしないで單にローピングガイドの役目をする。

4. プレツサーの作用の検討

従来プレツサーの作用について確たる文献は少いので次の 2 つを参考として検討する。

〔1〕 Scott-Taggart 氏の説⁽¹⁾ 要旨

プレツサーのカウンターウェイトはパドル部より重くしてあり且その重心はパドル部の重心よりフライヤーの回転軸に対して遠くにある故、カウンターウェイトは外方に向ふとする傾向が大にして結果ボビンに圧力を及ぼす。ボビン径が大きくなるにつれてカウンターウェイトは内方へ近づくパドルは外方へ出る故遠心力の差から圧力は減少してゆく。……プレツサーの重心の移動によるアンバランスはシングルプレツサーでは避けられぬが、大きな害がないので無視出来る。しかしパドルの圧力による粗糸巻への摩擦作用は悪影響を及ぼす。

〔2〕 三浦氏の計算⁽²⁾

これは実測によりプレツサー各部の重量を求めその後計算によつてボビン径の変化によるプレツサーの圧力の変化を、従来のプレツサー (恐らく

第4圖

JES) について出したもので裸ボビンと満ボビンの時の圧力は約 55% 程の変動がある。

〔3〕 上記による検討

第4図に於て G , m_G はカウンターウェイトの重心及び質量, g , m_g はパドル部のそれとする。

m_G, m_g による z' に関するモーメントは夫々

$$M_G = m_G r_G \omega^2 z' d = m_G R \omega^2 r'_G \sin \theta'_G$$

$$M_g = m_g r_g \omega^2 R \sin \theta_g$$

$$= m_g R \omega^2 r'_g \sin(\beta + \theta'_g - \pi)$$

$$\therefore \frac{M_G}{M_g} = \frac{m_G r'_G \sin \theta'_G}{m_g r'_g \sin(\beta + \theta'_g - \pi)}$$

$$= \frac{m_G y_g}{m_g y_g} \dots \dots \dots (12)$$

$$^* P = \frac{M_G - M_g}{R \cos \alpha}$$

$$= \frac{m_G \omega^2 r'_G \sin \left\{ \frac{3}{2} \pi - \beta - \delta + \sin^{-1} \frac{r_b - s}{R} \right\} - m_g \omega^2 r'_g \sin \left\{ \frac{\pi}{2} - \delta + \sin^{-1} \frac{r_b - s}{R} \right\}}{\cos \left(\sin^{-1} \frac{r_b - s}{R} \right)}$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta'_G} = -\omega^2 \frac{m_G r'_G \sin(\beta + \delta) + m_g r'_g \sin \delta}{\sin^2(\beta + \delta + \theta'_G)} \dots \dots \dots (13)$$

Taggart 氏及び一般紡績界にて考えられている如く θ'_G の増加と共に P が小さくなることを望むならば $\partial p / \partial \theta'_G < 0$ なるを要す。即ち (13) 式より

$$|m_g r'_g \sin \delta| > |m_G r'_G \sin(\beta + \delta)|$$

$$\text{且 } P > 0 \dots \dots \dots (14)$$

なる条件を満足するとき始めて圧力は単調減少となり上記の望みが達せられるわけで、三浦氏の実測計算値が大體單調減少となつてゐるのは從來のフライヤーが大體 (14) 式の条件に通つてゐることを示している。

次に Taggart 氏の説の後半についてであるがシングルプレッサーではアンバランスは避けられぬという見解は、当然 P の漸減が必要な条件であるということ为先決してのものであらうと考えられるが、その必要性和漸減率は検討されるべきである。 P の存在はボビン粗糸層の量に関係し漸減率は捲取時の粗糸の喰い込みに関係する。粗糸層は相当大なる弾性を有するが故に P は實際は図の如く層に直角には作用せず結局巻かれた粗糸に或抵抗を與えて余分に張力を與え、綜合の張力が捲きの硬軟に関係する。即ち P はそれ自身が捲きの硬軟には直接関係せず粗糸に対する一つの抵抗である故、これと同一効果を有するものと置き換え得る。次に P の漸減率の変化 50% は大きすぎて捲取張力に相当大なる変化を與えらるゝと考えられるが、この判定は實驗により P の漸減率 = 0 なるプレッサーを用いたが結果は喰い込み等全くなく從來のものと何等遜色のないことが分つた。

又 Taggart 氏述の最後の有害摩擦も $P = 0$ 即ちバランスド・プレッサーにおいては遙かに少いことは自明である。

即ち m_G, m_g によるモーメントの比は、 m_G, m_g, y_g, y_g によつて定まるものであつて r_G, r_g には関係ない。即ち Taggart 氏の前半の論述は全く誤つてゐる。次に圧力変化の状況を調べてみる。プレッサーのボビン層への圧力を P とすると*

5. 振動比較 Data

当社自製フライヤーバランス試験機で実測した結果を第 5 図に示す。これによると從來の JES フライヤーの偏れ (アンバランス) をどの程度に押えるかということ等に意を用いるのは誠に難かしいことであるということが分る。

第 5 図

6. 製作許容範囲について

從來のフライヤーはボビン径の変化によつて第 5 図の如くアンバランスを生ずる故、検査の場合はボビン径の或大さ (現状ではボビン径の中間が多いがこれは不適当にて、プレッサー移動角の中間が正しい⁽³⁾) において動バランス (広義) 試験を実施している。この位置 (検査位置) では從來のフライヤーも全体として動バランスしていると見做し得る故、その座標には (k) を付して表せば (7) 式より

$$\sum_{n=1}^n m_n l_n y'_{nk} = 0, \quad \sum_{n=1}^n m_n y'_{nk} = 0$$

は成立している。そこで上式を(8)式に代入してプレッサーが ϕ だけ移動した場合のモーメントを求めると*

$$\therefore M = \pm 2 \sin \frac{\phi}{2} \left(\omega^2 \sum_{n=1}^n m_n l_n x'_{nk} + g \sum_{n=1}^n m_n x'_{nk} \right) \dots \dots \dots (14)$$

$$\begin{aligned} \tan \gamma &= \frac{\sum M_Y}{\sum M_X} = \frac{-(1 - \cos \phi)(\omega^2 \sum m_n l_n x'_{nk} + g \sum m_n x'_{nk})}{-\sin \phi (\omega^2 \sum m_n l_n x'_{nk} + g \sum m_n x'_{nk})} \\ &= \frac{1 - \cos \phi}{\sin \phi} = \tan \frac{\phi}{2} \end{aligned}$$

$$\therefore \gamma = \frac{\phi}{2} \text{ or } \frac{\phi}{2} + \pi \dots \dots \dots (15)$$

(14) はアンバランスモーメントの大きさを示し(15) はその方向を示す。 γ はモーメント・ベクトルの方向であつてフライヤーの構造上から、一つの象限にのみ成立する故(15)式の2解の一つは不適である。それ故 $\gamma = \phi/2$ が適するとすればそれに対して力の方向即ち軸受部の反力の方向は

$$\delta = \frac{\phi}{2} \pm \frac{\pi}{2}$$

の内、反力の作用点の位置により一つに定つてしまう。即ち従來のフライヤーにおいては検査位置のみでは完全にバランスしていても、プレッサーの位置変化に従つて必ずアンバランスを生じ、且その方向は前述の如く ϕ のみの函数である故多数のフライヤーを装備した粗紡機では、その同一方向のアンバランスが加算されて相当大なる振動を生ずるのである。従來はこの振動がフライヤーの製作誤差による如く屢々誤解せられて、その結果製作誤差許容範囲を極度に切つめている如き傾向があるがこれは誤りにして、従來のフライヤーの振動は本質的なものである。

これに反してバランスド・フライヤーにおいては製作誤差によるアンバランス・モーメントの方向は $\frac{\phi}{2}, \frac{\phi}{2} + \pi$ の2方向があり、従つて反力の方向も相反する2方向をとる故、多数を用いた粗紡機全体としては(+), (-)が互に或程度打消れて、振動を減少せしめる。それ故バランスド・フライヤーにおいては製作誤差を比較的大きい範囲で許容し得るわけである。

〔註〕 紡績会社によつては従來のフライヤーに対して甚だ酷な検査規準を課している。

$$\begin{aligned} * M^2 &= (\sum M_Y)^2 + (\sum M_X)^2 \\ &= \left(\omega^2 \sum_{n=1}^n m_n l_n x'_{nk} + g \sum_{n=1}^n m_n x'_{nk} \right)^2 \\ &\quad \cdot 4 \sin^2 \frac{\phi}{2} \end{aligned}$$

7. 検査工程の比較

従來のフライヤー検査に際しては、プレッサーは靜、動何れのバランスもとりに得ないので、プレッサーはフライヤー全体のバランス系(検査位置における)については、單なる一つの重量のみとして取扱う以外に方法なく、従つてその重心の位置による変動は全てフライヤー全体のバランス検査の折に含まれてくる故、甚だ複雑であつた。

第 6 図

バランスド・フライヤーにおいてはロービングガイド（従来のプレッサー）は別個にバランス検査出来、重心もその回転軸上にて一定である故、ロービングガイドとフライヤー本体とは各別個にでも検査し得るし、検査ファクターが明かであるので製造工程の複雑さを非常に節減し得、又製品の互換性についても極めて有利である。

8. 新型バランスド・フライヤー⁽⁴⁾

バランスド・フライヤーとしてはロービングガイド（従来のプレッサー）の重心がガイド自体の回転軸上にあり、その回転軸とフライヤーの片腕の中立軸とを一致せしめるもの（これは従来の如き形態で上記の条件が満たされるもの）及び一致せず片腕の中立軸以外にあるものとの2形式が成立する。第6図に後者の一例⁽⁵⁾を示す。この形式の利点としてはバランスの長所以外にガイド軸Aを支える軸受B、Cは従来の抱く形式と較べて工作容易にして軽く確実に回転し、着脱はCの割軸受を開けばよく取扱容易なものである。

9. 結 言

(1) 理論式によりフライヤーのバランスを解明した。

(2) プレッサーの作用を検討し従来の考え方に対して、プレッサーは圧力を及ぼす必要はないという別の新しい見解を明かにした。

(3) 上記の理論並に見解によつた新型フライヤーを試作し好結果を得た。

(4) 製作許容範囲の点でバランスド・フライヤーは従来のフライヤー（JESを含む全ての）に比し非常に有利なることを証明した。

(5) 検査工程上からも従来の如き複雑さを除去して簡単明瞭となり、且フライヤーとロービングガイド（従来のプレッサー）の互換性を確実になし得ることを示した。

(6) バランスド・フライヤーの利点をまとめれば次の如し

(イ) 機台に振動を全く與えない。随つて軸受その他機械要素上より有効である許りでなく有害振動による粗糸の性能低下を防ぎ、ドフィングも容易である。最近の単列フライヤー粗紡機には特に必要である。

(ロ) ボビン粗糸層への圧力が常に察にして一定で変化なきため、粗糸の張力を変化せしめずゲレン斑を防止し、且粗糸巻層に対する有害摩擦が遙に少い。

〔註〕 ロービングガイド（従来のプレッサー）は粗糸の張力及び風圧によりボビン粗糸層に接して回転する。

(ハ) 従来のフライヤーはプレッサーの検定（又は検査）に良法なく寸度検査のみであつたので、プレッサーの重心の位置及び移動範囲が個々に異つており、そのためプレッサーはもとよりフライヤー全体に至るまでその寸度及び重量上誠に厄介な代物であつたが、バランスド・フライヤーはその点実に簡単で直に答が出る故検査工程並に互換性上甚だ有利にして、且製作誤差範囲も実際上大きくとり得る長所を有す。

これに反して欠点とするところがない故、従来のフライヤーに代つてバランスド・フライヤーを推奨したい。

〔註〕 プレッサーの下部にロービングを抱くような溝のあるフライヤーが最近発表せられたが、これも本論文における「従来のフライヤー」の中に当然包含されるものである。

最後に試作品を造るに当り貢献を得た当社⁽⁶⁾の鋳金工場の杉本啓三君に深く謝意を表す。

【脚註】

- (1) W. Scott-Taggart 'Cotton Spinning' 1930. vol2 P136~9
- (2) 紡織界 41巻6号 P10~11
- (3) 理論及び計算略す
- (4) 特許出願中（理論並に構想）
- (5) 実用新案出願中
- (6) 豊田自動織機製作所