CAD-Unit におけるスライバむらの制御 について*

(昭和40年4月24日受理) 会 員 増 田 光 男**

” 坪 田 亜 規 良

” 森 山 和 夫

→ 摘 要 ←

目 的

CAD-Unit¹⁾ に使用されているスライバむらの制御機構について考察実験を加え、その特長を明らかにして今後の指針とする。

成 果

1. CAD-Unit のむら制御機構はオープン ループで、伝達関数はむだ時間を有する1次遅れの系で近似すると

$$G_1(s) = \frac{e^{-0.1s}}{1+0.1s}$$

- 2次遅れの系で近似すると

$$G_2(s) = \frac{e^{-0.055s}}{(1+0.09s)(1+0.045s)}$$

2. 他の連続自動化工程と比較する場合、CAD-Unit がわずか2台の高生産カードを使用し、カード スライバのダブリング数が少なくむらが大きいことと、練条機の紡出スピードが高いことなどの不利な条件を持つにもかかわらず、応答速度が早いので、その制御効果は充分満足すべきものである。

1. ま え が き

すでに発表されたように当社で開発したKMS-2¹⁾のCAD-Unit に使用している 高速練条機 (AD) には、独自のスライバむらの制御装置を備えつけている。

CAD-Unit は2台の高生産 カード (現在42ポンド/hr, 台) より、各1250ゲレン/6ydの重ゲレン スライバを、特殊の折りたたみ装置により、8層のウェブからなる5インチ幅のリボン状スライバとして紡出していることが、大きな特長の1つとなっている。このリボン状スライバを2枚合わせて前述のむら制御装置付き高速練条機 (AD) に供給し、そこで10倍以上のドラフトを与えて均質なスライバを得ている。この場合、従来のスライバを6~10本ならべてドラフトするのに比較して供給されたリボン状スライバをそのままドラフトする方が、すこぶる良好なドラフト作用となつて、優れた品質

のスライバが得られていることもすでに報告したとおりである。

このようなリボン状スライバのむら制御をするにあたって、当面した最初の問題は、いかにして供給リボン状スライバの太さむらを検知するかということであるが、もっとも容易で、織度の差や温湿度などの影響の少ない、メジャリング ローラによる機械的検出方法を採用することにした。しかし、従来メジャリング ローラによる検出は、スライバを幅の狭い溝の中に押し込んで加圧し、スライバ太さを測定しているが、この方法では繊維がかたまって芯のようになって、エキスパンダを用いたり、ゲージを広くとったりしており、これが綿繊維の場合、ドラフト工程でのドラフトむらの原因となっている。

われわれは上述のように供給されたスライバの厚みを5インチ幅のまま検出するのでこのような障害がなくて

* The Sliver Regulating Device in CAD-Unit.

** M. Masuda, A. Tsubota, K. Moriyama, Members. 呉羽紡績(株)高槻研究所

非常に良いが、その反面、検出量がきわめて小さいという困難がある。Wegener²⁾も述べているように、当然検出感度は、スライバを押し込む溝の幅に逆比例するからである。

さらにわれわれの制御系ではオープン ループで比較的波長の短い小さなむらをも制御しようとしていることと、高速練条機であるため早い応答が望ましく、独自の制御装置を組み立てた。実用上満足すべき結果が得られたのでここに装置の概要と 2, 3 の解析および紡出試験結果を報告し、各位の御批判を得たいと思う。

2. CAD 制御機構の応答

2.1 CADスライバのむら制御機構の概要

第1図は制御機構の略図である。

(第1図) むら 制 御 機 構

図でみるごとく、ドラフト コントロールはメジャリング ローラとバック ローラとの間であり、制御はオープン ループ 制御方式で記憶装置を有しない。さきにも述べたごとく、検出変位が小さいので(2500 ゲレン/6 yd, 5 インチ幅を 20 m/min で 80 kg の荷重を与えてとすと 0.45 mm 程度の厚さになる) 5 インチ幅に4個のメジャリング ローラをすきまなくならべ、そのローラの動きをレバーで4倍に拡大したのち、差動トランスで電氣量に変換している。この4個の電氣信号は加え合わせられたのち零点調整と増幅度調整を受け、磁気増幅器で約 40 倍に増幅され、200 mA のバイアス電流が加えられて図示の電油変換装置へ供給される。

電油変換装置へ供給された電氣信号はムービング コイルをとって電流に比例した力に変わり、噴射管を押

し、図で見るように油圧力に変換されて、操作シリンダを働かせ、コーン プーリ式無段変速機のベルト シフタを動かす。操作シリンダの動きはフィード バック レバーから復元バネを介して比例した力を噴射管へもどし、系全体を比例動作としている。コーン プーリ式無段変速機の出力軸の回転はベルト シフタの動きに比例して変わり、フロント ローラまわりの回転速度を変え、メジャリング ローラとバック ローラ間のドラフトを変更して、所要のスライバ太さむらのコントロールが行なわれる。

2.2 電氣信号系の伝達特性

一般に磁気増幅器は堅ろうで安定しており、耐久性の点で申しぶんないが、応答が遅いとされている。応答時間(1次遅れの系としたときの時定数)は大体電源周波数の5サイクル程度のことが多いといわれているが、実測によると差動トランスの動きと磁気増幅器の出力電流間の伝達関数 $G_1(s)$ は(1)式で表わせる。

$$G_1(s) = \frac{K_1 \cdot e^{-0.02s}}{1 + 0.09s} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし K_1 = ゲイン, s = 複素変数

電源周波数 60 c/sec の 5 c/sec・分 0.08 sec 程が磁気増幅器によると思われるが、磁気増幅器までの電氣信号系の時定数は、0.01~0.015 sec であって、推測を裏付けている。

2.3 電油変換装置〜ベルト シフタ間の応答の解析

第1図に見るごとく、電油変換装置は油圧噴射管式サーボ モータで現在元圧 7.5 kg/cm² で使用している。噴射管の差圧と流量の各特性は第2図のようで噴射管変位が ± 0.4 mm で最大になり、ストップにあたってこれ以上変位しない。一般に行なわれているように、これらの曲線を図示のごとく、原点をとる直線で近似すると、 ± 0.3 mm の変位で飽和すると見なして差しつかえない。図示してないが操作シリンダへの管路の途中に S バルブが使われており、その特性は第3図のとおりであ

元 圧; 6 kg/cm²
噴 口; 2.0φ
受流孔; 2.5φ
Oil; Sun Vis 911, 38°C, 200 Sus.
(第2図) 噴射管特性

(第3図) Sパルプの特性

(第4図) 各部の記号

るが、現在はほとんどバイパスさせて使っているの
考慮する必要がない。

このような系の伝達関数を解析的に求めることは、よ
く行なわれているところで以下にその簡単な解析結果を
記す。

第4図を参照して下のように記号を定める。

- (記号) u ; 噴射管変位 (mm)
 m_1 ; 噴射管, 可動線輪などを u について換算
した等価質量 ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1} \text{sec}^2$)
 k ; 復元ばねのばね定数 ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$)
 f ; 可動線輪が発生する力 (kg)
 x ; ベルト シフタの変位 (mm)
 m ; ベルト シフタ, 連結レバー, 操作ピ
ストンなどを x について換算した等価質量
($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec}^2$)
 ζ ; 同じく上記の系の等価粘性抵抗 (ベルト
シフタの負荷も含む)
($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec}$)
 α ; $x \rightarrow u$ 間のフィードバック比
 β ; $x \rightarrow$ 操作ピストン変位のレバー比
 A ; 操作シリンダの断面積 (cm^2)
 λ ; 噴射管の差圧特性から決まる係数
($\text{kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{mm}^{-1}$)
 μ ; 噴射管の流量特性と λ から決まる係数
($\text{kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{cm}^{-3} \cdot \text{sec}$)
 P_1, P_2 ; 操作ピストン前後部の各油圧
(kg/cm^2)

まず $-0.3 < u < 0.3$ (mm) の範囲について考える。

噴射管の特性から

$$P_1 - P_2 = \lambda u - \mu q \dots\dots\dots (2)$$

ここで q は油の流量で cm^3/sec の単位をもつ。した
がって $q = 0.1 A \beta x$ となる。また、

$$\beta A (P_1 - P_2) = m \ddot{x} + \zeta \dot{x} \dots\dots\dots (3)$$

なるゆえ $P_1 - P_2$ と q を消去して

$$m \ddot{x} + \zeta \dot{x} = \beta A (\lambda u - 0.1 \mu A \beta x) \dots\dots\dots (4)$$

が得られる。

Laplace 変換して

$$\frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_t}{s(1 + T_t s)} \dots\dots\dots (5)$$

と書ける。

ただし

$$K_t = \frac{\beta A \lambda}{\zeta + 0.1 \mu A^2 \beta^2}$$

$$T_t = \frac{m}{\zeta + 0.1 \mu A^2 \beta^2}$$

ブロックダイアグラムを描くと

つぎに噴射管に働く力の関係から

$$m_1 \ddot{u} + k(\alpha x + u) = f \quad \dots\dots\dots (6)$$

実際には噴射管の噴口部はノイズを受け、また戻り油の中に浸っていて、ある程度の粘性抵抗が考えられるが比較的小さな力なので無視して計算をすすめる。

Laplace 変換して

$$k \left(1 + \frac{m_1}{k} s^2 \right) U = F - \alpha k X$$

ブロック ダイアグラムを描いて下図の実線のようになり

結局

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1/\alpha k}{1 + \frac{1}{\alpha K_t} s (1 + T_t s) \left(1 + \frac{m_1}{k} s^2 \right)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

となり4次遅れ要素となる。

(数値計算)

$$m_1 = 2 \times 10^{-5} \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec}^2 \text{)},$$

$$k = 0.11 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$\text{であるので } \sqrt{\frac{k}{m_1}} = 75 \text{ (sec}^{-1} \text{)}$$

すなわち噴射管、可動線輪の質量と復元バネで構成される系の固有振動数は12 c/sec, 程度である。λおよびμは第2図および元圧が7.5 kg/cm²になっていることから考えて

$$\lambda = 22 \text{ (kg/cm}^2 \cdot \text{mm}^{-1} \text{)}$$

$$\mu = 1.06 \text{ [(kg/cm}^2 \text{)} \cdot \text{(l/min)}^{-1} \text{]}$$

$$= 0.064 \text{ [(kg/cm}^2 \text{)} \cdot \text{(cc/sec)}^{-1} \text{]}$$

また、現在

$$\alpha = 0.038, \beta = 0.15, A = 11.5 \text{ cm}^2$$

$$m = 3.5 \times 10^{-4} \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec}^2 \text{)}$$

(重量にして3.5 kgに相当)

である。

ζについてはfが階段状に大きく変化したときの実験から求める事ができる。このときは噴射管のバランスがくずれて $u = \pm 0.4 \text{ mm}$ となりストップにあたって差圧、流量が一定となって、ベルト シフタは一定速度で移動する。この模様を第5図に示す。図からこのベルトシフタの移動の最大速度は左右で異なるが平均して250 mm/sec であることがわかり油の流量は

(第5図) 差動トランス端子をステップ状に変位させたときの出力軸回転数の変化

$$q(\max) = 0.1 A \beta \dot{x}(\max) = 0.1 \times 11.5 \times 0.15 \times 250 = 43.2 \text{ (cc/sec)}$$

また

$$(\lambda u)_{(\max)} = 22 \times 0.3 = 6.6 \text{ (kg/cm}^2 \text{)}$$

なるゆえ、このときピストンにかかる差圧は

$$P_1 - P_2 = 6.6 - 0.064 \times 43.2 = 3.84 \text{ (kg/cm}^2 \text{)}$$

したがって

$$\zeta \dot{x}(\max) = \beta A (P_1 - P_2)$$

であるから

$$\zeta = \frac{0.15 \times 11.5 \times 3.84}{250} = 0.027 \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec)}$$

と計算される。

以上から

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{240}{1 + 0.032 s (1 + 0.0076 s) (1 + 0.00018 s^2)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

このように0.01 sec 程度の時定数がいくつも含まれるが、これをむだ時間 L_2 と時定数 T_2 を有する1次遅れの系として

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{K_2 e^{-L_2 s}}{1 + T_2 s}$$

で近似すれば

$$T_2 = 0.023 \text{ sec}, L_2 = 0.009 \text{ sec}$$

となる。すなわち、噴射管変位の絶対値

$$|u| < 0.3 \text{ mm}$$

であるときはこの電油変換装置～ベルト シフタ間の応答は

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{240 e^{-0.009 s}}{1 + 0.023 s} \quad \dots\dots\dots (9)$$

と計算される。

電気信号系に比較すると、この油圧サーボ系の応答は非常に早い。噴射管変位の絶対値 $|u| > 0.3 \text{ mm}$ となったときは、ベルト シフタの動き $x(t)$ は積分動作を

するようになる。すなわち、第5図は電気信号系の遅れも含めた系全体の遅れを表わしているが、この間の事情を示すものである。

2・4 ベルト シフタ～変速機出力軸回転数間の応答の解析

第1図に見るごとく変速機は コーン プーリー式でスリップ クラッチによって出力軸の回転速度にほとんど無関係に一定のトルクを伝え、変速機の負荷を軽減するようにしてある。また、第9図に示すようにシフタを両側に備えて増減速時の特性をそろえるようにしている。従来このような変速機のベルト シフタをサーボ コントロールの目的で急速に移動させて使用するとき、ベルトシフタにかかる負荷がどのようなものであるか、についての実験や解析がなかったように思うので以下、単純な解析と実験を記すことにする。

まず変速軸にかかる負荷と、これを軽減するために使用するスリップ クラッチ、および差動歯車装置について述べる。

A. 変速軸の負荷とスリップ クラッチ、差動歯車装置:

変速軸の負荷は、フロント ローラ～バック ローラ間のドラフト ローラやカレンダー ローラ、チューブ ホイルおよびこれらの駆動部の慣性 J と軸受抵抗やドラフト力などの回転抵抗トルクからなるが、後者は急激に増減速してサーボ コントロールを行なう場合は一定のトルク R とみなしてさしつかえない。変速軸の標準回転速度を ω_0 、ある瞬間の回転速度を $\omega_0(1+\omega)$ で表わすと、変速軸を駆動するためのトルク τ は、 $\tau = J\omega_0\dot{\omega} + R$ で表わされる。

変速機をとるトルクはなるべく小さい方が良くから、この一定トルク分 R をスリップ クラッチを通じて伝達しようというわけであるが、スリップ クラッチは制御範囲 (CAD-Unit は $\pm 20\%$) より少し高い程度の回転差でスリップしながらトルクを伝えるが、電磁力によったり、あるいは境界潤滑の2面の間でトルクを伝えるから、これも一定のトルクが伝わるとして良い。

従来、変速機の伝達する動力 (伝達トルクは回転数で変わるから動力を考える) を少なくする目的で差動歯車装置が良く使われているが、速度を絶えず急激に変更するような目的には不適当な理由がある。第6図はこの場合の回転数と伝達トルクの関係を示すダイアグラムである。差動歯車は慣性抵抗と伝達損失を有するものであるが、今は理想的なものを考えて、常に入力と出力が等しいものを考えることにすると動力の出入から

(第6図) 差動装置付き変速機のトルクと回転数

$$n_0 \tau_0 + n_1 \tau_1 = n_2 \tau_2 \quad \dots\dots\dots(10)$$

また、差動歯車装置の歯車構成から

$$a n_0 + b n_1 = n_2 \quad \dots\dots\dots(11)$$

となる係数 a, b が定まる。これら2式が n_0, n_1 を自由に選んだとき、常に成立するためには

$$a = \frac{\tau_0}{\tau_2}, \quad b = \frac{\tau_1}{\tau_2}$$

でなければならない。すなわち、必要伝達動力のうち $\frac{b n_1}{a n_0 + b n_1}$ が変速機をとる。見方を変えると差動歯車装置で動力を $(1 + \frac{a n_0}{b n_1})$ 倍に拡大していることになる。

さて、サーボ コントロールでは x を変えることによって y を制御するが、標準状態で $x = 1, y = 1$ となるように n_{10}, n_{20} を決めると $n_1 = x \cdot n_{10}, n_2 = y \cdot n_{20}$ である。したがって

$$n_2 = y \cdot n_{20} = a n_0 + b x n_{10}$$

となつて

$$y = \frac{b n_{10}}{n_{20}} x = \frac{b n_{10}}{a n_0 + b n_{10}} x \quad \dots\dots\dots(12)$$

すなわち動力で得をすると制御の速度で損をするのであって x, y はおのおの $x = 1, y = 1$ を中心に変化するから

$$(\text{動力の拡大比〔平均値〕} \times (\text{制御速度〔変速の速度〕の縮小率}) = 1 \quad \dots\dots\dots(13)$$

という仕事の原理に似た関係がある。

もし、変速機を操作するために必要な操作負荷が変速機をとる動力と変速の速度 (x) に比例するものとするれば (たいていの場合、これが成り立つ)、差動歯車装置を使用しても利益は得られない。それどころか変速速度の縮小比はそのまま制御範囲 (CAD-Unit では $\pm 20\%$ 程度) の縮小率を示しているから、たとえば動力を半分で済ませたとすると、 $\pm 20\%$ を制御するには変速機を $\pm 40\%$ 制御せねばならない。

差動歯車装置の本質を考えるには $n_0 = n_{10} = n_{20}$ としてさしつかえないゆえ、

(制御トルクの拡大比)×(制御速度〔制御範囲〕

$$\text{の縮小率}) = 1 \dots\dots\dots (14)$$

である。このような従来からよく知られていた関係が急激な速度のサーボコントロールには大きな障害となってくる。

B. ベルト シフタ片側のときのシフタの負荷移動速度の関係:

ベルトの幅、厚さ、伸び、スリップなどを無視して1本の糸で表わしコーンプーリのテーパなども無視して行なった簡単な計算と実験の結果を以下に記す。

w ; ベルトを移動させる力

h ; シフタのテンション用プーリによる
ベルトを押しつける力

T_1, T_2 ; ベルトの張力

(第7図) ベルトの移動

第7図のごとく $b, C, d, e, L_1, L_2, T_1, T_2, k, w$ などの記号を決め、ベルトシフタの位置を x 、これに対応するベルトの仮想位置を y とすると変速についてはベルトがこの y の位置にまっすぐにかかっていると考えて計算してさしつかえない。図でベルトの移動速度 $\dot{y}$ とプーリの周速 $\pi d N / 60$ (N は回転数で rpm) とベルトがプーリに巻きついて行くときの傾きから、

$$\frac{\pi}{4} d / e = \pi d \frac{N}{60} / \dot{y}$$

なる関係が得られる。すなわち

$$e = \frac{15}{N} \dot{y} \dots\dots\dots (15)$$

なる関係がある。

また

$$\frac{2C}{\pi d} = \varepsilon$$

と書けば

$$x - y = \frac{C + \frac{\pi}{2} d}{\frac{\pi}{4} d} \cdot e = \frac{1 + \varepsilon}{2} \cdot \frac{\dot{y}}{N/60} \dots\dots\dots (16)$$

となって $x \sim y$ 間は1次遅れの関係にあって、時定数は $\left(\frac{1 + \varepsilon}{2} \cdot \frac{1}{N/60} \right)$ である。ベルトの長さを考えると、 e, b は C, d に比して微小な長さであり、近似的に

$$\begin{aligned} \text{ベルトの全長} &= 2C + \pi d + \frac{2b^2}{C} \\ &+ \frac{4(1 + \varepsilon)(4 + 3\varepsilon)}{C} e^2 \end{aligned}$$

となる。ベルトがまっすぐにかかっているときの b を b_0 と書けば

$$b_0^2 - b^2 = 2(1 + \varepsilon)(4 + 3\varepsilon) \cdot e^2 \dots\dots\dots (17)$$

なる関係を得る。 e が小さければ $b \approx b_0$ である。つぎに力の関係を考察すると上下、前後の力の関係から

$$T_1 \frac{C/2}{L_1} = T_2 \frac{C/2}{L_2}, \quad T_1 \frac{b}{L_1} + T_2 \frac{b}{L_2} = h$$

が成り立つ。 h は普通バネの加圧力によって得られるので厳密には b の関数であるが、 b の変化は微小であるから h を一定とみなして h_0 と書けば

$$\frac{T_1}{L_1} = \frac{T_2}{L_2} = \frac{h_0}{2b}$$

が成り立つ。

つぎに軸方向の力の釣り合いから

$$T_1 \frac{\varepsilon \cdot e}{L_1} + T_2 \frac{(4 + 3\varepsilon) \cdot e}{L_2} = w$$

したがって

$$w = \frac{T_1}{L_1} \cdot 4(1 + \varepsilon) \cdot e$$

すなわち

$$w = 2(1 + \varepsilon) \cdot \frac{e}{b} \cdot h_0 \dots\dots\dots (18)$$

となる。すなわち

$$w = \frac{2(1 + \varepsilon) \cdot \frac{15}{N} \cdot h_0 \cdot \dot{y}}{\sqrt{b_0^2 - 2(1 + \varepsilon)(4 + 3\varepsilon) \cdot \left(\frac{15}{N} \dot{y} \right)^2}} \dots\dots\dots (19)$$

$\dot{y}$ が小さいときは

$$w \approx \frac{1 + \varepsilon}{2} \cdot \frac{h_0}{b_0} \cdot \frac{\dot{y}}{N/60}$$

となるが $w \rightarrow \infty$ としても $\dot{y} \rightarrow \infty$ とはならず、飽和する値がある。これを $\dot{y}_\infty$ と書けば

$$\dot{y}_\infty = \frac{\frac{N}{60} \cdot 2b_0}{\sqrt{(1 + \varepsilon)(2 + 1.5\varepsilon)}} \dots\dots\dots (20)$$

である。 w はピストンにかかる負荷であるから、操作ピストンの出力を大きくしても、このようにベルトの移動速度には限界があるわけである。

(第8図) シフタの負荷

第8図はこの式の妥当性を確かめるため行なった簡単な実験の結果で、CAD-Unit の基礎試験用のコーンプーリで行なったものである。 ψ の小さなときは

$$w \doteq \frac{1+\varepsilon}{2b_0} \cdot \frac{\dot{y}}{N/60} \cdot h_0$$

となるから図ではコーンプーリを手でまわして、その1回転ごとにベルトの移動した距離を測ってプロットしたもので横軸は $\dot{y}/N/60$ にとってある。

$$\varepsilon = \frac{2C}{\pi d} = \frac{450}{100\pi} \doteq 1.43$$

$$b_0 = 20 \text{ mm}, h_0 = 5 \text{ kg}$$

とすると

$$\frac{w}{\dot{y}/N/60} = 0.304 \text{ (kg/mm/rev)}$$

実測値は図から約 0.28 となるので大体一致している。 $h_0 = 2.5 \text{ kg}$ のときは b_0 が変わらないものとする、0.152 となるべきであるが実測値は 0.19 となっている。ベルトは張力によって多少とも伸びるので b_0 は $h_0 = 5 \text{ kg}$ のときに比較して小さくなっていると思われる。

仮定も多く大まかな計算式であるが機構を考察するには充分であると考えられる。結局

$$\dot{y} = \frac{2}{1+\varepsilon} \cdot \frac{w}{h_0} \cdot \frac{N}{60} b_0 \quad \dots\dots\dots (21)$$

となるゆえ、ベルトシフタの負荷 w は粘性抵抗であると考えて良い。一定の w で大きな $\dot{y}$ を得るためには h_0/b_0 を小さくすれば良いが、 $C h_0/4 b_0$ はベルトの張力 T_1 であって小さくするとプーリとベルトの間でスリップが生じ伝達できるトルクが小さくなるので限度がある。 N を増すと伝達トルクを小さくすることができ、しかも上式に見るごとく $\dot{y}$ は直接 N にも比例するから変速の速さ

は N の2乗程度に比例して早くなるといえる。変速機の伝達トルクを $J \omega_0 \dot{\omega} + R$ とするとコーンプーリの傾斜から $\omega = r \psi$ の関係があるため、 $J r \omega_0 \dot{\psi} + R$ となる。シフタの反対側のベルトの張力を T_0 、プーリとの摩擦係数を μ とすると、スリップが起らないための条件として

(イ) $\dot{\psi} > 0$ でシフタがゆるみ側のとき

$$T_0 < T_1 e^{\pi\mu} \quad \dots\dots\dots (22)$$

(ロ) $\dot{\psi} < -\frac{R}{J r \omega_0}$ でシフタが張り側のとき

$$T_0 e^{\pi\mu} > T_1 \quad \dots\dots\dots (23)$$

の関係が満たされねばならない。

したがって

$$(e^{\pi\mu} - 1) T_1 < T_0 - T_1 \left(= \frac{J r \omega_0 \dot{\psi} + R}{d} \right) < (e^{\pi\mu} - 1) T_1 \quad \dots\dots\dots (24)$$

$T_1 \doteq \frac{C h_0}{4 b_0}$ なるゆえ

$$\frac{C d h_0}{4 b_0} (e^{\pi\mu} - 1) - R < J r \omega_0 \dot{\psi} < \frac{C d h_0}{4 b_0} (e^{\pi\mu} - 1) - R \quad \dots\dots\dots (25)$$

なる制限がかけられる。この間の $\dot{\psi}$ の範囲は

$$\text{範囲} = \frac{C d h_0 (e^{\pi\mu} - e^{-\pi\mu})}{4 b_0 J r \omega_0} \quad \dots\dots\dots (26)$$

となって R に関係しない。これを $\dot{\psi}$ の正負対称にとるようにするためにはスリップクラッチによって R を調整して

$$R = \frac{C d h_0}{2 b_0} \sinh^2 \left(\frac{\pi}{2} \mu \right) \quad \dots\dots\dots (27)$$

とすれば良い。したがってこのときはスリップの起る $\dot{\psi}$ を $\dot{y}_s$ と書くと

$$\dot{y}_s = \pm \frac{C d h_0}{4 b_0 J r \omega_0} \sinh (\pi \mu)$$

と書ける。すなわち h_0/b_0 を大きくすると $\dot{y}_s$ を増すことができるが、そうすると w は h_0/b_0 に比例するから利害が相反する。また実際の場合は R を上記のように調整することは困難で $\dot{y} = 0$ のとき伝達トルクが0になるように $R = 0$ に調整して使用するのが普通である。このときは $\dot{\psi} > 0$ には範囲が広いが $\dot{\psi} < 0$ には範囲が狭くなる。また、ベルトは張力によっても伸びるから $\dot{\psi} > 0$ のときと $\dot{\psi} < 0$ のときでは応答も異なってくる。このため CAD-Unit ではベルトシフタを両側に備えるようにしてある。

C. シフタ両側の場合

第9図のように記号を決めて前と同様の計算により

(第9図) シフタ両側の場合

$$x-y=(1+\varepsilon) e \dots\dots\dots (28)$$
$$=\frac{1+\varepsilon}{4} \cdot \frac{\dot{y}}{N/60}$$

すなわち、 x と y を結びつける時定数はシフタ片側のときの $\frac{1}{2}$ となる。ベルトがまっすぐにかかっているとき $b_1=b_2=b_0$ として前と同様に

$$2 b_0^2=b_1^2+b_2^2+2(1+\varepsilon)(2+\varepsilon) e^2 \dots\dots\dots (29)$$

を得る。

また、力の関係から

$$\frac{T_1}{L_1}=\frac{T_1'}{L_1'}, \quad \frac{T_2}{L_2}=\frac{T_2'}{L_2'}$$

であること

$$w_1=\frac{x-y-e}{L_1} T_1+\frac{x-y+e}{L_1'} T_1'$$
$$=\frac{2(x-y)}{L_1} T_1$$
$$w_2=\frac{x-y-e}{L_2} T_2+\frac{x-y+e}{L_2'} T_2'$$
$$=\frac{2(x-y)}{L_2} T_2$$

したがってシフタの負荷 $w=w_1+w_2$ は

$$w=2(x-y)\left(\frac{T_1}{L_1}+\frac{T_2}{L_2}\right)$$

ところが

$$\frac{T_1}{L_1}=\frac{h_1}{2 b_1}, \quad \frac{T_2}{L_2}=\frac{h_2}{2 b_2}$$

であるから

$$w=(x-y)\left(\frac{h_1}{b_1}+\frac{h_2}{b_2}\right)$$

まえと同様に h_1, h_2 は一定で h_0 に等しいものとし、 $\dot{y}$ が小さいときは $b_1=b_2=b_0$ であるから

$$w=\frac{1+\varepsilon}{2} \cdot \frac{h_0}{b_0} \cdot \frac{\dot{y}}{N/60} \dots\dots\dots (30)$$

となって、これはシフタ片側のときと同じである。やはり $b_1, b_2 \rightarrow 0$ のときは $w \rightarrow \infty$ となる

$$e \rightarrow \frac{b_0}{\sqrt{(1+\varepsilon)(2+\varepsilon)}}$$

となるから

$$\dot{y}_\infty=\frac{\frac{N}{60} \cdot 4 b_0}{\sqrt{(1+\varepsilon)(2+\varepsilon)}} \dots\dots\dots (31)$$

これをシフタ片側のときと比べてみると

$$\frac{\dot{y}_\infty(\text{シフタ両側})}{\dot{y}_\infty(\text{シフタ片側})}=\frac{2 \sqrt{2+1.5 \varepsilon}}{\sqrt{2+\varepsilon}} > 2 \dots\dots\dots (32)$$

となる、応答と負荷の点から ε は小さい方が良いが、 $\varepsilon > \frac{2}{\pi}$ であるから、この比は少なくとも 2.12 倍となる。換言すると、シフタを両側につけると操作シリンダの出力を大きくした場合これを有効に利用できるわけである。

つぎにベルトがスリップしない条件を考えると、こんどはスリップ クラッチを調節して $R=0$ となるようにできるから $\dot{y} \geq 0$ で対称となり、 $\dot{y}_s$ でスリップがおこるものとすれば

$$T_2=T_1 e^{2 \pi \mu}, \quad d\left(T_2-T_1\right)=r J \omega_0 \dot{y}_s$$

また

$$T_1=\frac{h_0 C}{4 b_1}, \quad T_2=\frac{h_0 C}{4 b_2}$$

から

$$b_2=b_1 e^{-2 \pi \mu}, \quad r J \omega_0 \dot{y}_s=-\frac{h_0 C d}{4 b_1}\left(e^{2 \pi \mu}-1\right)$$

また、 $e=(15 / N) \dot{y}_s$ 、これらをベルトの長さの関係式に代入すると

$$2 b_0^2=\left(1+e^{-2 \pi \mu}\right)\left\{-\frac{h_0 C d\left(e^{2 \pi \mu}-1\right)}{4 r J \omega_0}\right\}^2 \dot{y}_s^{-2}$$
$$+2(1+\varepsilon)(2+\varepsilon)\left(\frac{15}{N}\right)^2 \dot{y}_s^2 \dots\dots\dots (33)$$

となる。これを解いて $\dot{y}_s$ を近似しても、上式の右辺第 2 項を第 1 項に比して省略しても同じ $\dot{y}_s$ の式を得る。すなわち

$$\dot{y}_s=\sqrt{\frac{\left(1+e^{-2 \pi \mu}\right)}{2}} \cdot \frac{h_0 C d\left(e^{2 \pi \mu}-1\right)}{4 r J \omega_0 b_0}$$
$$=\sqrt{\cosh \pi \mu} \cdot \frac{h_0 C d}{2 b_0 r J \omega_0} \sinh \frac{\pi}{2} \mu \dots\dots\dots (34)$$

これはシフタが片側のときの

$$\sqrt{1+\tan ^2 \frac{\pi}{2}} \mu(>1) \text { 倍}$$

となっている。

以上からベルト シフタ 片側のときと比較して、両側のときは

1. シフタ出力 $\rightarrow \infty$ のときの $\dot{y}_\infty$ が 2 倍以上となる。
2. $\dot{y} \geq 0$ で特性が対称であり、スリップさせずに取り得る $\dot{y}$ の範囲が広がる。

3. シフタに対するベルトの遅れが半減する。

結局コーン プーリー式変速機を使用してサーボ コントロールを行なうときは

1. 変速機の標準回転数 N をできるだけ上げる。
2. 直径に比して軸間距離をできるだけ小さくする。
($\varepsilon \rightarrow$ 小)
3. ベルトをできるだけ長くする。

($b_0 \rightarrow$ 大, $y_{\infty} \rightarrow$ 大となる)

現在, CAD-Unit では, ベルトの周速は 11 m/sec 程度であり, 遠心力によってベルトの伝達力が減殺されるには, まだ 2 倍以上に回転数を上昇し得る。

従来コーンプーリー式変速機は, スリップがあり伝達トルクの小さいために, 確実な速度比を与えるには難があるとされていた。しかし, 速度のサーボ コントロールの場合には偏差 = (入力信号) - (出力信号) を全制御系の各瞬間のスリップとみなすこともできる。この観点からはコーン プーリー式変速機では変速操作負荷 (ベルト シフタにかかる負荷の意味で, 変速軸の負荷ではない) が小さいから応答性の点から全制御系のスリップが小さくなるといっても良い。PIV など通常の目的 (敏速な速度変化を必要としない) に使用されて, スリップが少なく確実な速度比を与え得るとされている変速機では, かって応答性の点で不利となり, 系全体のスリップが大きくなっているともいえそうである。差動装置を使っても利益にならないことなど, 従来の変速機に対する常識は, 速度の敏速なサーボ コントロールの目的には再検討する必要がある。

さて, (28) 式からベルト シフタ変位 x (mm) と, ベルトの変位 y (mm) との間には

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{1 + T_3 s}$$

なる 1 次遅れの関係があることになり

$$T_3 = \frac{1 + \frac{2C}{\pi d}}{4(N/60)}$$

である。

[C は両軸の中心間距離, d はコーン プーリーの直径, N は回転数である。]

現在 CAD-Unit では $C = 250$ mm, $d = 80 \phi$, $N = 2,550$ rpm であるから $T_3 = 0.018$ sec となる。

また, ベルト シフタの負荷 w は, (30) 式から

$$w = 2 \frac{h_0}{b_0} T_3 \dot{y}$$

となり, 粘性抵抗係数は, 近似的に

$$\zeta = 2 \frac{h_0}{b_0} T_3$$

となる。 $h_0 \approx 3$ kg, $b_0 = 6$ mm として

$$0.018 \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec)}$$

となるが, このほか各部の摩擦抵抗などを加えたものが前節 2・3 で求めた粘性抵抗

$$\zeta = 0.027 \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec)}$$

程度になるものと思われる。

2・5 検出～ドラフト間の応答

以上の各系の伝達関数から, 一応油圧関係～出力ドラフト変化間の伝達関数をむだ時間と 1 次遅れの式で表わしてみると, ドラフト変化を Laplace 変換したものを $D(s)$ と書けば

$$\frac{D(s)}{F(s)} = K \frac{e^{-0.021s}}{1 + 0.029s} \quad \dots\dots\dots (35)$$

となる。

したがって, いま入力スライバの太さむらを Laplace 変換して $V(s)$ と書けば

$$\frac{D(s)}{V(s)} = \frac{G \times e^{-0.021s} \times e^{-0.02s}}{(1 + 0.029s)(1 + 0.09s)} \quad \dots\dots\dots (36)$$

と表わされる。ここでオープン ループであるからゲイン $G = 1$ となるように調整するわけである。この半解析的な式に対して実際の系の特性試験から得られた伝達関数は

$$\frac{D(s)}{V(s)} = \frac{G \times e^{-0.035s} \times e^{-0.02s}}{(1 + 0.045s)(1 + 0.09s)} \quad \dots\dots\dots (37)$$

であって電油変換以降の応答は計算よりかなり遅くなっている。これは計算式において, ベルトのスリップとベルト シフタが弾性変形することを考慮していなかったことが原因と思われる。

第 10 図は入力スライバの速さ 20 m/min で制御ドラフト ゲージ 50 mm の場合のむら残留率曲線である。

3. CAD の制御効果

第 11 図は CAD スライバの秤量長さ (カット長) ~ C V % の関係を普通工程の練条およびカード スライバのデ

(第11図) 試長～CV% 曲線

ータと共に示したものである。KMS-2の工程では、CADスライバが直接粗紡機に仕掛けられて以後ダブリングの機会がないので普通練条の仕上げスライバと同等以上の均斉さを持っている必要がある。一方入力スライバは高生産カード2台をダブリングするだけであるから第11図に見るごとく、むら制御を行なわないときは普通工程のカードスライバとほとんど変わらないむらをもっている。一般に高生産カードは移行率が高く、このためスライバのむらが大きくなる。また、一方練条機の紡出速度が200～300 m/minと高いのでいままで公表された他の連続自動化紡績工程と比較すると、格段に早い制御を必要とするわけであるが、第12図に示すように

(第12図) CAD-Unitの制御効果

制御した場合と、しない場合のコレログラムから充分満足すべき制御効果が見られる。

また、第13図は可動線輪に流れる電流とフロントローラの回転速度のオシログラムである。これから油圧系以後の応答の早いことが良く理解される。一般にオーブ

(第13図) 制御中の電気信号とフロントローラ回転数

ンループで似たような遅れをもつ多数の系を直列に結合すると見かけ上、むだ時間を有する1～2次遅れの系で近似されるような応答をする。CAD-Unitでは2次遅れとしたときのむだ時間が0.05 sec、1次遅れとすれば0.1 sec (このときの時定数は0.1 sec) にもなって適当な記憶装置を有する系のごとくなる。

紡出速度をさらに増す場合、スライバの均斉度を犠牲にしないためにはむら残留率を一定にすること、すなわち、応答速度を紡出速度に比例させて早くしなければならない。2・4の計算によってサーボコントローラの負荷 (すなわちコーンプリー式変速機の使用負荷) を軽減し急速なサーボコントロールを行なうための設計指針として、コーンプリー回転数の上昇が、きわめて有効であることがわかる。しかしCAD-Unitの場合電気信号系の遅れが全体の55%を占める。特に系をむだ時間0.1 secを有する1次遅れの系で近似すると0.09 secは大きい。これが半減して、0.045 secになると全体の時定数は0.1 secから0.064 secとなり、これだけで紡出速度を60%上昇できる。すなわち、これだけで現在と同じ制御効果を得ながら400 m/minまで紡出速度を上げ得ることになる。ただしこの場合、むだ時間が0.081 secとなるので、コントロールゾーンをフロントローラ側へ移さねばならない。ここまでのスライバ移動時間は現在0.23 secであるから60%増速して、0.138 secとなり、村上氏の提唱する γ は

$$\gamma = \frac{0.081 - 0.138}{0.064} = -0.89$$

となる。CAD-Unitでは入力スライバに階段状の大きな変化が入ることはまず考えられないので、この面から γ の値にあまり制約を受けない。短周期のむらが増幅される可能性だけを注意するだけで済むが、周期の短いところは1次遅れでは近似が悪くなって、高次の遅れと考えなければならなくなり、事実上制御機構は応答しなくなるからこの点心配する必要はない。

現在すでに500 m/min以上の紡出速度を持つ練条機

が出現している。スライバのむら制御の点から紡出速度が押えられ、生産量が低く押えられると、せっかくの工程短縮の効果が半減することになるであろう。そのような意味で現在以上に応答のきわめて早い制御機構を開発する必要が痛感される。

4. 結 論

1. CAD-Unit のむら制御機構はオープン ループでその伝達関数はむだ時間を有する1次遅れの系で近似すると

$$G_1(s) = \frac{e^{-0.1s}}{1+0.1s}$$

2次遅れで近似すると

$$G_2(s) = \frac{e^{-0.035s}}{(1+0.09s)(1+0.045s)}$$

で表わされる。

2. 他の連続自動化工程と比較する場合 CAD-Unit

が、わずか2台の高生産カードを使用し、カード スライバのダリブング数が少ないこと（すなわち、制御系の入力むらが大きい）および練条機の紡出スピードが高いことなどの不利な条件を持つにもかかわらず、応答速度が早いので、その制御効果は充分満足すべきものである。

3. 今後 CAD-Unit の練条機紡出速度をさらに増加させる場合には、さらに応答の早い制御機構の開発が望まれるが、現在の電気信号系の遅れが半減できれば、400m/min まで紡出速度を増加させても現在と同じ制御効果が期待される。

参 考 文 献

- 1) 小畑, 増田; KMSについて, 本誌, 17, 488 (1964)
- 2) W. Wegener, H. Bechlenberg; 繊維のむらの制御装置, 海外繊維技術文献集, 10, 446 (1960)
- 3) 村上, 正満, 加瀬; スライバむらの連続制御, 本誌, 12 (1959)