クロスローラガイドの負荷分布と案内精度*

清水 茂夫** 岡本 健一*** 大関 浩†

Load Distribution and Guiding Accuracy of Cross Roller Guides

Shigeo SHIMIZU, Kenichi OKAMOTO and Hiroshi OZEKI

This paper deals with the load distribution and the guiding accuracy of x-table assembled with two cross roller guide units applied for electric spark machine, semi-conductor manufacturing machine, etc. The load distribution formula is derived under the application of vertical and horizontal external load, pitching, rolling and yawing moments. Both theoretical and experimental results are discussed under various load eccentricities. The followings are the reached conclusions. (1) Even if only a vertical load is applied on the midpoint of x-table, the distribution loads on each roller are considerably become one side contact situation at both stroke end positions of the x-table, due to the mechanical motions in accordance with the movements of x-table and cross roller cages. (2) To give a moderate preloading under the large load eccentricity condition for the cross roller guides is effective against the load distribution, rigidity and guiding accuracy. (3) It is made clear that the theoretical results are agreed with the experimental ones, those are the calculated values from the measuring ones by means of six electric micrometer sensors setting up for the two straight edges aligned with the x-table, that is the vertical and horizontal displacement, pitching, rolling and yawing angle, respectively.

Key words: vertical load, horizontal load, pitching, rolling, yawing, preloading, stroke end, eccentricity

1. はじめに

放電加工機や半導体製造機械などの案内機構では2本のV溝レール間を介在させ、ころの自転軸を90°ずつ交互に配置して垂直荷重のほかピッチング、ローリング、ヨーイング等モーメント荷重を支えることができるクロスローラガイドがしばしば使用されている。クロスローラガイドは摩擦抵抗が極めて小さく、案内面に直交する高さ方向の構造を短縮することができ、潤滑保守等も容易である等のメリットを持つが、一方で案内の剛性、走行精度、ころに分布する負荷の状態および繰り返し働くころ荷重に起因する剥離寿命等不明な点もある。

従来、直動ボールガイド¹⁾や2次元の転がり案内²⁾³⁾やV-Vボールガイド⁴⁾等の案内要素の負荷分布や走行精度に関する研究はなされてきたが、このようなクロスローラに関する研究はほとんど見当たらない。ただ、スイスのETHでTreib⁵⁾はクロスローラと同じ案内機構を持つ玉とV溝の場合における走行精度解析を行っている。

本報では、クロスローラガイドを2列用いて構成したxテーブルに、ある外部荷重が作用した状態でテーブルが直線運動をする場合のガイド内負荷分布をたて、ころに働く負荷の変動状態を求め、案内作用中のテーブルの姿勢変化を測定した結果と理論解析結果との比較検討結果について述べる。

2. 負荷分布と案内精度に関する理論

図1にクロスローラガイドを用いたxテーブルの概略図を示す。2列のころ列はy軸に対して左右対称に配置され、各ころは保持器内で自転軸を90°ずつ交互に組み込まれた状態でテーブルの往復直線運動に伴い、その走行距離の1/2だけ移動することになる。

いま、レールを組み付けているテーブル等の剛性が十分に高いものとすれば、ガイド内各ころの接触部のHertz弾性変形のみを考慮すればよいことになり、あらゆる外部荷重は図に示したように座標原点において5つの静的等価量として取り扱うことができる。したがって、外部荷重はy, z軸方向の垂直荷重 F_y と水平荷重 F_z のほか x, y, z軸回りにピッチング M_z 、ローリング M_x 、ヨーイング M_y の各外部モーメントが作用するものと考えることができる。

また、テーブルはこれらの外部荷重に対して y, z軸方向にそれぞれ α_1, α_4 移動するほか、ピッチング角 α_2 、ローリング角 α_3 およびヨーイング角 α_5 で剛体的に回転変位するものと考えることができる。そこで、i番目のころの座標を x_i 、V溝の中心間ピッチを p_v 、ころ径を D_a とすると、テーブルのy軸方向移動量 y_{ij} およびz軸方向移動量 z_{ij} は、それぞれ次式のように表すことができる。

$$y_{ij} = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + (-1)^j \left(\frac{p_v + D_a \sin \gamma}{2} \right) \alpha_3 \quad (1)$$

Fig. 1 Cross roller guide and coordinate system of x-table

* 原稿受付 平成6年4月12日

** 正会員 明治大学理工学部(川崎市多摩区東三田1-1-1)

*** 学生会員 明治大学大学院

† 正会員 いすゞ自動車(株)藤沢工場(藤沢市土棚8)

Fig. 2 Load distribution and mutual approaches in case where $i = \text{odd numbers}$

Fig. 3 Load distribution and mutual approaches in case where $i = \text{even numbers}$

$$z_{ij} = \alpha_4 + \alpha_5 x_i + (-1)^j \left\{ \left(\frac{D_a}{2} \right) \cos \gamma \right\} \alpha_3 \quad (2)$$

また、図2(a)は図1でA-A矢視から見たところ番号*i*が奇数の場合に対するところ列*j*=1と*j*=2におけるガイド内負荷の分布状態を示し、同図(b)は式(1)、(2)によってテーブルが移動してレールところの接点Aが点A'(yi*j*, zi*j*)にそれぞれ変位した場合の相互接近量の関係を示している。また、*i*が偶数の場合における関係を図3(a)、(b)に示す。すなわち、奇数番号と偶数番号のところはそれぞれサドルの上側と下側接触面から反力を受けることになる。

そして、線分AA'を*y*, *z*軸方向成分に分解して、さらにそれらを接触面に対して法線方向成分に分解すると、この相互接近量Δ*ij*は両図から次式のようになる。

$$\Delta_{ij} = (-1)^i y_{ij} \cos \gamma - (-1)^j z_{ij} \sin \gamma \quad (3)$$

また、ある基準のところに対するところ径相互差またはオーバーサイズところ径、すなわち予圧量をλ*ij*としてテーブルとサドル間のレール相互接近量をδ*ij*とすれば

$$\delta_{ij} = \Delta_{ij} + \lambda_{ij} \quad (4)$$

となる。

そこで、各列の各ところに分布する負荷*P_{ij}*はHertz式より接触部の直列合成Hertz定数を*C_r*として、

$$P_{ij} = C_r \delta_{ij}^{10/9}, \quad \delta_{ij} > 0 \quad (5)$$

$$P_{ij} = 0, \quad \delta_{ij} \leq 0 \quad (6)$$

のように求めることができる。

次に、座標原点における力とモーメントを考えると、*y*軸方向の力の釣り合い条件式より

$$g_1 = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^{N_r} (-1)^i P_{ij} \cos \gamma - F_y = 0 \quad (7)$$

ピッチングモーメントの釣り合い条件式より

$$g_2 = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^{N_r} (-1)^i P_{ij} \cos \gamma x_i - M_z = 0 \quad (8)$$

ローリングモーメントの釣り合い条件式より

$$g_3 = \sum_{j=1}^2 (-1)^j \left(\frac{p_v + D_a \sin \gamma}{2} \right) \sum_{i=1}^{N_r} (-1)^i P_{ij} \cos \gamma - M_x = 0 \quad (9)$$

*z*軸方向の力の釣り合い条件式より

$$g_4 = \sum_{j=1}^2 (-1)^j \sum_{i=1}^{N_r} P_{ij} \sin \gamma - F_z = 0 \quad (10)$$

ヨーイングモーメントの釣り合い条件式より

$$g_5 = \sum_{j=1}^2 (-1)^j \sum_{i=1}^{N_r} P_{ij} \sin \gamma x_i - M_y = 0 \quad (11)$$

を得る。

以上、式(7)~(11)に式(1)~(4)の関係を順次代入し、テーブルストローク中のある位置に対する各ころの*x*座標を与えながら、それぞれ各テーブル位置においてα₁~α₅を未知数としてNewton-Raphson法を適用し、ローラガイド内の負荷の分布状態を求め、テーブルの案内精度を解析することになる。

3. 負荷分布と案内精度の解析結果と考察

クロスローラxテーブルが外部荷重を受けた場合の各ころに分布する負荷の状態は、荷重条件や予圧の付与等によって非常に複雑になり、その案内精度に影響を及ぼす。ここでは、テーブル上面に種々の偏荷重が作用し、テーブルが左右最大ストロークまで移動した場合におけるガイド内負荷分布状態や最大分布負荷および剛性、案内精度等の変動を計算して検討を加えることにする。

解析には、本実験で用いたTHK社製クロスローラxテーブルVRU-6310を用いるが、その主な諸元はテーブル寸法が幅×長さ=310×100、軌道面長さ*R_L*=300、ストローク*S_t*=200、V溝間ピッチ*p_v*=45、ころ径*D_a*=6×5.9mm、1列中のころ数*N_r*=19個である。また、Hertz定数*C_r*は別の実験より荷重に対する相互接近量の関係を求め、最小自乗法を適用して推定された結果⁶⁾の*C_r*=138kN/mm^{10/9}を用いた。なお、蛇足ではあるが、この結果はHarris式⁷⁾に極めてよく適合している。

さらに、外部荷重条件として垂直荷重*F_y*が*x*軸、*z*軸各方向にそれぞれ*L_x*, *L_z*の偏心位置に作用している状態、すなわちローリングとピッチングのモーメントが*M_x*=*F_y**L_z*および*M_z*=*F_y**L_x*の状態を考えると、また、解析結果の整理の都合上、荷重偏心率として次の無次元量を用いる。

$$\text{ローリングに対して } E_x = M_x / F_y l_z = L_z / l_z$$

$$\text{ピッチングに対して } E_z = M_z / F_y l_x = L_x / l_x$$

ここで、*l_x*と*l_z*は代表値としてそれぞれ*l_x*=*S_t*/2=100mm、*l_z*=*W*/2=50mmとした。

まず、ころ径相互差がλ*ij*=0、すなわち予圧が付与されていない場合のxテーブルに垂直荷重*F_y*=2.5kNのみが作用した状態に対して、テーブルが*T_x*=-100mmの左端から*T_x*=

Fig. 4 Dimensionless parameter for maximum distribution load k_z vs. table position T_x

100 mm の右端まで1ストローク走行した場合のガイド内最大分布負荷 $P_{\max}$ を4種類の荷重偏心率に対して全ころ数 $2N_r$ と $P_{\max}/F_y$ の積をとり、無次元化して図4に示す。これより、テーブルの移動に伴って $P_{\max}$ はかなり変化することがわかり、 F_y がテーブル中心に作用する場合、すなわち④の $E_x=E_z=0$ の場合が $P_{\max}$ は最も小さく、 F_y が $L_x=100$, $L_z=50$ mm の位置に作用する①の $E_x=E_z=1$ の場合が $P_{\max}$ は最も大きく変動することがわかる。

図5は、図4で④の $E_x=E_z=0$ の条件においてそれぞれテーブル左端 $T_x=-100$ mm と中心 $T_x=0$ mm 位置の場合に対するクロスローラ内負荷の分布状態を示す。これより、外部荷重がテーブル中心に作用している見掛け上偏心荷重でない場合であっても、テーブルが左端位置では50 mmの偏心荷重状態となるから負荷の分布状態はかなり片当たり状態になることがわかる。そして、テーブルがxプラス方向に $T_x=0$ mm 位置まで移動すると、荷重作用線とところ番号 $i=10$ のころ、すなわちクロスローラエッジの中心線が一致するので、奇数番号のころが均一な負荷を支えるようになるのである。

また、図6は図4で③の $E_x=1$, $E_z=0$ の条件に対する負荷分布状態を示す。これより、 $T_x=-100$ mm の場合にはテーブルとところの相対位置が④のテーブル右端の場合と同じ関係になるので、負荷の分布状態はころ番号 $i=1$ 軸に対して鏡像になっていることがわかる。また、テーブルが右端 $T_x=100$ mm 位置まで移動すると、奇数ころ番号、すなわち $i=1, 3, 5, 7$ のころの負荷が増大するようになり、クロスローラ内負荷の分布状態が著しい片当たり状態となってモーメント荷重を支えていることがわかる。

次に、予圧を付与したクロスローラガイドの最大分布負荷や変位5成分の計算例として λ_{ij} を各ころ列ですべて均一に考え、その量をオーバサイズころ径差 λ として、テーブルの位置 T_x とともに荷重偏心率が最も極端な図4における①の $E_x=E_z=1$, $F_y=2.5$ kN の条件で計算してみた。その結果を図7(a)に示す。同図で、 $\lambda=-5$ μ m とはxテーブルにがたつきを生じる場合で、計算は $\lambda=1$ μ m 飛びに15 μ m までの予圧付与状態まで計算し、さらに $\lambda=15$ μ m, $T_x=100$ mm 位置の最大分布負荷 $P_{\max}'$ を基準にして $P_{\max}/P_{\max}'$ で整理した。これより、テーブル走行中の $P_{\max}$ は $\lambda=15$ μ m の過剰予圧状態から $P_{\max}$ が最も小さくなる予圧 $\lambda=1\sim 4$ μ m 付近を経て、 λ が負に

Fig. 5 Load distributions in cross roller guide, $E_x=E_z=0$

Fig. 6 Load distributions in cross roller guide, $E_x=1$, $E_z=0$

なると再び $P_{\max}$ は増大することがわかる。すなわち、クロスローラガイドでも直動ボールガイドシステム¹⁾と同様に最適予圧が存在することがわかる。

また、図7(b)~(f)に垂直変位 a_1 , ピッチング a_2 , ローリング a_3 , 水平変位 a_4 およびヨーイング a_5 の変位5成分、すなわち案内精度の変動状態について計算した結果を示す。これらより、 $E_x=E_z=1$, $F_y=2.5$ kN の条件では、クロスローラガイド系としての力とモーメントの釣合い条件式(7)~(11)を満たすようにテーブルが複雑な挙動をしており、 a_1 と a_4 , a_2 と a_5 はそれぞれ類似の挙動を示し、 a_3 はテーブルの位置 T_x に無関係で予圧 λ に依存することがわかる。また、剛性と案内精度はがたつきのある場合には著しく損なわれ、予圧を増大すると最適予圧の近傍まで急激に減少し、予圧値が7 μ m を越えるようになると a_1 と a_2 以外の変位成分は予圧とテーブルの位置に関係なくほとんど変化しないことがわかる。

4. 実験装置と実験方法

本実験装置の外観と主な装置各部の名称を図8に示す。本装置は、試験用クロスローラ下部xテーブルとそのドライバおよび空気圧シリンダで F_y を付与しながら下部xテーブルとともに移動することができるようにしたクロスローラ上部xテーブルとからなる。また、下部xテーブルの両側にはセラミックス製ストレートエッジを2本配置し、 $a_1\sim a_5$ までの変位5成分を測定するために下部xテーブルから腕を出して電気マイクロメータ検出器をストレートエッジの上面に4本、すなわち $y_1\sim y_4$ の変位測定用と側面に2本、すなわち $z_1\sim z_2$ の変位測定用として取り付けるようにした。また、xテーブル上部には偏心荷重を作用させられるように皿ざぐりを9か所施した荷重支持プレートを取り付け、空気圧シリンダのロッドエンドにロードセルを設置し、荷重点には5/8 in の鋼球をおいて F_y を測定するようにした。以上の力と変位データは、すべてA/D変換器を介してPC 9801 VXによるパソコン処理システムを構成して収集した。

Fig. 7 Relationships between maximum distribution load, displacements components and preload, table position

Fig. 8 Experimental device

また、1 ストロークのテーブル移動量に対応する案内精度、すなわち変位 5 成分は、それぞれ次式を用いて求めることができる。すなわち、

$$\text{垂直変位: } \alpha_1 = \frac{y_1 + y_2 + y_3 + y_4}{4} + l_1 \{ \sin \alpha_0 - \sin(\alpha_0 - \alpha) \}$$

$$\text{ピッチング角: } \alpha_2 = \frac{y_1 - y_2 - y_3 + y_4}{4S_x}$$

$$\text{ローリング角: } \alpha_3 = \frac{y_1 + y_2 - y_3 - y_4}{4S_z}$$

$$\text{水平変位: } \alpha_4 = \frac{z_1 - z_2}{2} - l_2 \{ \cos(\alpha_0 - \alpha) - \cos \alpha_0 \}$$

$$\text{ヨーイング角: } \alpha_5 = \frac{z_1 + z_2}{2S_x}$$

ここで、 $S_x = 92 \text{ mm}$ 、 $S_z = 282 \text{ mm}$ であり、変位センサの取付けピッチを示している。また、 α_0 と α はそれぞれ垂直荷重を受ける前と受けた後のクロスローラ x テーブル中心線と z 軸との成す角で、右辺第 2 項のような補正を施した。

5. 実験結果と考察

9 か所の偏心荷重位置に対してクロスローラ x テーブルの案内精度実験を行ったが、その代表例として① $E_x = E_z = 1$ 、② $E_x = 1$ 、 $E_z = 0$ 、③ $E_x = 0$ 、 $E_z = 1$ および ④ $E_x = E_z = 0$ の実験結果について図 9 (a)～(d) に示し、予圧 $\lambda_{ij} = 0 \text{ } \mu\text{m}$ の理論計算結果と比較検討を加える。図中、実線は実験結果を、また一点鎖線は理論計算結果を示している。

これらより、4 種類を通して変位 5 成分の理論計算結果と実験結果は、かなり定性的に合致しているといえそうである。

また、図 (a) の $E_x = 1$ 、 $E_z = 1$ と図 (b) の $E_x = 1$ 、 $E_z = 0$ では、テーブル右端ローリング角 α_2 が 40 s 程度まで著しく増大することがわかる。これらの外部荷重条件ではピッチングモーメントが $M_z = 250 \text{ kN} \cdot \text{mm}$ であり、クロスローラガイドの変形を支配しているためであると考えられる。

また、4 種類の荷重条件で理論値が実験結果に対して定量的に合致していないのは、(a) ではローリング角 α_3 、(b) ではピッチング角 α_2 とローリング角 α_3 、(c) では α_2 、(d) では α_2 が主なもので、変位 5 成分の理論値それぞれが同時に実験値に

Fig. 9 Comparison with experimental and theoretical results for displacement components

対して合致することはなかった。この理由はクロスローラガイドの左右2本のレールを取り付ける際に、正確に予圧を零として x, y および z 軸方向に対して心だし調整することが困難であったこと、構造上レール取付け後には軌道面の平坦度や平行度を計測し、その結果を理論計算に用いることができなかったことなどのためと考えている。

6. ま と め

クロスローラガイドを組み込んだ x テーブルに外部荷重とモーメントの合成荷重が作用する場合のガイド内負荷分布をたて、最大分布負荷、負荷分布の変動状態および x テーブルの姿勢変化を理論解析して検討を加えた。また、種々の荷重偏心率でテーブル走行中の姿勢変化状態を実測し、予圧が零の理論値と比較した。結果を要約すると以下ようになる。

- (1) テーブル中心に荷重が作用する見掛け上偏心荷重でない条件下でも、テーブル両端のストロークエンドでは偏心荷重状態になるので、各所に働く分布負荷はかなりの片当たり状態となり、最大分布負荷も偏心零の場合に比べ2倍程度まで増大する。
- (2) 偏心荷重が作用すると、各所に働く分布負荷は極端な片当たり状態となり、最大分布負荷も偏心零の場合に比べ3~7倍程度まで増大する。
- (3) 予圧の付与効果は大きく、負の予圧、すなわちがたつきを付与した場合には剛性や案内精度は著しく損なわれる。最大分布負荷を最小にする最適予圧付近から剛性や案

内精度は著しく向上する。ただ、案内精度向上のために過剰な予圧を付与することは寿命の点から問題になるため、目安としては最適予圧からその2倍程度までであろう。

- (4) 種々の荷重偏心率に対して理論値は定性的に実験値によく合致したが、定量的には変位5成分の内いずれかの1つまたは2つが実験値に合致しなかった。

本報告は、明治大学における杉山秀明君（現豊田工機(株)）の修士論文および桜井紀生君（現富士ゼロックス(株)）の卒業論文を経て、このような形でまとめることができた。終わりに臨み、両君の当時の甚大なご努力に対して厚く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) S. Shimizu: Load Distribution and Accuracy/Rigidity of Linear Motion Ball Guides System, Int. J. JSPE, 27, 2, (1993) 119.
- 2) K. H. Kunert: Die Vorgespannte Wälzkörpergelagerte Geradführung, Konstruktion, 13, 7, (1961) 268.
- 3) 井沢 実, 清水茂夫: ころがり案内の負荷分布に関する研究(第2報), 潤滑, 28, 10 (1983) 767.
- 4) 清水茂夫, 井沢 実: V-V ボールガイドの負荷分布と精度に関する研究, 精密工学会誌, 54, 7 (1988) 104.
- 5) T. Treib: Vorschlag für die Abnahme von Linearführungen, Diss. ETH, Nr. 8620, (1988).
- 6) 清水茂夫: リニアシステムとトライボロジ, 月間トライボロジ, (1992. 6) 15.
- 7) 転がり軸受工学編集委員会編: 転がり軸受工学, 養賢堂, (1978) 85.