工作機械の垂直案内運動機構（第2報）*

——複合案内方式による案内運動精度の改善——

小 泉 孝 一**

Perpendicular Guideway Mechanism of Machine Tool (2nd Report)
—Improvement of Slide Motion Accuracy by Composite Bearing Guideway—

Kouichi KOIZUMI

The slide bearing guideway gives much greater frictional force than the rolling bearing guideway and the hydrostatic bearing guideway, and lowers the slide motion accuracy of the perpendicular guideway mechanism for the surface grinding machine. But when dynamic load is applied to the wheel head, frictional force absorbs vibration energy, and therefore, the slide bearing guideway is much more advantageous than other bearing guideway in improving the coupling stiffness. This paper proposed the composite bearing guideway mechanism. This mechanism has a feature that the conventional slide bearing guideway is used for the front side slide surface, and the hydrostatic bearing guideway is used at the opposite side. The new mechanism was solved to overcome the disadvantage of the slide bearing guideway. As a result, this slide motion accuracy showed a different aspect, with a load pressure at the slide bearing guideway side of 62.5 kPa as a boundary. At a load pressure of 62.5 kPa, the slide motion accuracy became $0.3 \mu\text{m}/40 \text{ mm}$ within the limits of this experiment.

Key words: surface grinding machine, perpendicular guideway mechanism, composite bearing guideway, slideway bearing, hydrostatic bearing, slide motion accuracy

1. 結 言

垂直案内運動機構は、水平案内運動機構に比較して2平面（案内面としゅう動面）の案内結合は弱く、2平面のすきま内の油膜圧力変動や力学的条件（移動体重心と駆動中心との心違いに比例して発生するモーメント力）の変化を受けやすいと言える。このため、計測機器などの移動体の自重や外力がさほど変化しない一般的な案内運動機構では、その精度に主眼をおいて案内方式を検討すればよいと思われる。しかしながら、工作機械の場合は、加工に伴う外力およびその変動が無視できないために、案内運動精度の向上とともに、2平面の案内結合剛性および案内運動時の制動性を含めた振動減衰性も重要な機能となる。特に、工作機械の垂直案内運動機構としては、前述の機能に加えて、移動体の力学的条件および加工負荷に影響され難い案内方式の採用と案内運動精度の改善が要求される。

本研究は、動圧すべり面の摩擦力を有効に利用し、高い案内結合剛性（静・動的）を得る垂直案内運動機構として複合案内方式を前報¹⁾で提案した。本報告では、提案した複合案内方式垂直案内運動機構の案内運動精度について実験的・解析的な考察を試みる。

2. 垂直すべり案内運動機構の案内運動挙動

平面研削盤の砥石切込み送り系などに用いられる動圧すべり面のみの垂直案内運動機構における2平面間のすきまは、砥石ヘッドを円滑にしゅう動案内させるために必要なすきまである。このすきまは前後・左右の対向する2平面の6か所に存在する。前述の力学的平衡条件が満たされて砥石ヘッドにモーメント力が発生しない理想状態で砥石ヘッドを案内運動させた場合は、2平面のすきまには運動速度に比例して発生する動圧油

膜圧力効果により、すきまのすべてが油膜圧力で支持され案内結合は安定する。この場合の砥石ヘッドの案内運動挙動は、案内面の幾何学的形状誤差に伴う2平面のすきま変化によって生じる油膜圧力の変動に支配された案内運動挙動（誤差）が考えられる。

他方、外部より砥石ヘッドにモーメント荷重が作用して力学的条件が崩れると砥石ヘッドの傾きで2平面のすきまが不均一になる。この場合の案内運動挙動は、前述した案内運動誤差に砥石ヘッドの姿勢変化によるワインドアップ挙動が重畳すると考えられる。

図1は、実験に用いた平面研削盤の垂直すべり案内運動機構装置における砥石ヘッドの案内運動挙動の測定結果の一例を示す²⁾。砥石ヘッドの力学的条件として、ヘッド後端部にモーメント荷重($M=+30 \text{ Nm}$)を加えて砥石ヘッド重心を駆動中心より後方に移動させ心違いとし、砥石ヘッドには前上がりの傾き姿勢を与えている。測定には、コラム案内面を変位測定の基準点とし、図中に示す砥石ヘッド先端部 Y_1 点、駆動ねじ部 Y_2 点、砥石ヘッド後端部 Y_3 点における各点の相対変位量を電気マイクロメータ（差動変圧器型、感度 $200 \text{ mV}/\mu\text{m}$ 、分解能 25 nm ）を用いて、その電圧信号を記録計に出力している。

この初期の姿勢から下げ方向に1.5秒ごとに $0.75 \mu\text{m}$ の間欠指令を開始し案内運動を与える（図中(1)の領域と砥石ヘッド姿勢の模式図）。そして、移動時間約20秒後、上向き方向に間欠指令を反転させ案内運動を与えると、駆動ねじ部の Y_2 点では、 $6 \mu\text{m}$ の送りねじ駆動機構のロストモーションが現れる。

この時点におけるヘッド先端の測定部 Y_1 点では前下がり状態となりヘッド後端の測定部 Y_3 点では後上がり状態となる。

砥石ヘッド全体では、反時計方向のワインドアップ挙動が現れる。さらに、この状態で間欠運動を継続すると、砥石ヘッドは、初期の姿勢とは異なる姿勢で案内運動が進行する（図中(2)の領域と砥石ヘッド姿勢の模式図）。そこで、案内運動開

* 原稿受付 平成5年12月24日

** 正会員 東京都立航空工業高等専門学校（東京都荒川区南千住 8-52-1）

Fig. 1 Slide angular motion behavior of conventional slideway
Feed command; 0.75 $\mu\text{m}/\text{step}$

始より 56 秒後、再度運動方向を反転させると、先程とは逆の時計方向の姿勢変化を示す（図中（3）の領域と砥石ヘッド姿勢の模式図）が、この場合の砥石ヘッドは、案内運動開始時の初期の姿勢には完全に復帰しない結果となっている。以上のように、従来の垂直すべり案内運動機構では、砥石ヘッドの力学的条件が崩れて 2 平面のすきまが不均一になると、図 1 で示すワインドアップ挙動が発生し、案内運動誤差を生ずる。

このため、これまでの平面研削盤における垂直すべり案内運動機構では、案内形式をナローガイド方式にした場合、前述の力学的平衡条件を得るための案内構造上の検討と垂直すべり案内形式における最適な 2 平面のすきま量の設定、さらに、ワインドアップ挙動が発生し難い寸法比（砥石ヘッド突出し長さに対するすべり面長さの比）などの設定条件を設計段階で得る必要がある。現状では、以上の設定条件を含めた案内運動精度上の維持管理についての具体的な技術的指針は得難いと思われるため、2 平面間のすきま量を調整する機構を設けて、円滑な案内運動とすべり面の摩擦力による案内結合の向上の両者を勘案したすきま調整を現場技術者の技能に委ねていると考える。

3. 複合案内方式の動作原理と実験装置

複合案内方式の動作原理は、案内運動するしゅう動体（砥石ヘッド）を挟み込む前後一對の案内構造のうち、片側（前側）を動圧すべり面、対向側（後側）を静圧案内面とする。静圧案内側のリセス圧力調整で動圧すべり面の平均面圧を規定する。この結果、動圧すべり面に生じる摩擦力を有効に利用して、砥石ヘッドの案内結合を補償し、2 平面の案内結合剛性（静剛性・振動減衰性）の向上を図り、砥石ヘッドの姿勢変化に伴う案内運動誤差の低減を目的とするものである。

複合案内方式の実験装置には、実機中型平面研削盤のコラム・砥石ヘッド系を用い、切込み送り駆動機構を改造して別途定盤上に据付け固定した。図 2 に示す複合案内方式垂直案内運動機構の基本構造は、砥石ヘッドの前側（研削砥石側）のしゅう動面をきさげ加工された動圧すべり面、それと対向する後側を毛細管絞り補償を有する同一寸法・形状のリセスを左右 2 条

に 4 個ずつ配置した静圧案内面とする。また、砥石ヘッド左右側面の案内方式は、コラム系中心に対して対称構造のため従来の動圧すべり面としてある。なお、静圧作動油には、極圧添加剤を含有したしゅう動面専用油 {46 cSt ($46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)/40°C} を用い、動圧すべり面側にも強制的に微量 (0.5~2.0 cc/min) を与えている。

表 1 に実験装置の仕様の概略を示す。

4. 案内運動挙動の測定と実験結果

砥石ヘッドの案内運動挙動の測定には、装置外部に測定台を置き、台上に測定用基準円筒体をセットし、基準円筒体と砥石ヘッド先端に取り付けた静電容量型非接触式変位計（感度 400 mV/ μm 、分解能 50 nm）との相対変位を一定条件（測定箇所・送り速度・すべり面側の潤滑油量）で行う。同時に、ひずみゲージ式圧力変換器（感度 30 mV/MPa、精度 $\pm 0.5\%$ /FS）を用いて静圧案内面の最上段リセス圧力 P_1 および最下段リセス圧力 P_4 を測定した。図 2 中に測定システムを示す。

以上のデータは、使用した変位計・圧力変換器・センサ増幅器の分解能や SN 比および測定範囲と離散データ処理による量子化誤差などを考慮して、試作した 12 Bit の AD 変換器をパーソナルコンピュータと組み合わせて使用している。案内運動による変位・圧力測定の離散データは、移動量 81.28 mm を 320 ポイント、サンプリングタイム 1 秒とした。なお、今回使用した AD 変換器のサンプルホールド時間には 80 μs 要

Fig. 2 Schematic section of composite bearing guideway and straightness measuring system

Table 1 Specification of experimental apparatus

Conventional guideway (Slideway bearing)		Drive & jack screw	Square thread ϕ 30, pitch 3.0
Front	331 cm ² (scraped)	Drive motor & reduction unit	Pulse motor (400 pulse/rev) Worm gearing (100 : 1)
Rear	141 cm ² (ground)		
Composite bearing guideway			
Front	Slideway bearing 331 cm ² (scraped)	Minimum feed rate	0.075 μ m
Rear	Hydrostatic bearing 51.36 cm ²	Lubricated & hydric oil	Multigrade 46 (46 cSt/40°C)
		Weight of wheelhead	218 kg

Fig. 3 Slide straightness error at various load pressure on composite bearing guideway
Feed rate: 0.254 mm/s

するが、サンプリングタイム1秒に比べて著しく短いために同時測定とみなして処理している。また、基準円筒体測定部の形状をあらかじめ別に静電容量型非接触式変位計と真直駆動テーブル（保証精度 $0.1 \mu\text{m}/100 \text{mm}$ ）を用いて測定した。この基準円筒体測定部の幾何学的形状誤差の離散データと砥石ヘッドの案内運動挙動測定時の変位出力データとの間の差分演算を行い、得られた結果を砥石ヘッドの案内運動誤差の波形データとして取り扱っている。さらに、一部データ（図3）については、フィルタによる平滑化処理を行っている。

図3は、複合案内方式において動圧すべり面の面圧を変数とした場合の砥石ヘッドの下げ方向移動量40 mmの等速案内運動挙動を示す。図で示されるように面圧の増加に伴い砥石ヘッドの案内運動誤差 ΔE は減少する。面圧 $P_f = 50 \text{ kPa}$ 以下の面圧の低い状態での案内運動挙動については、等速運動開始からある一定の移動距離に達するまで砥石ヘッドの姿勢変化に基づくwindアップ挙動による案内運動誤差が現れている。

この現象は、図1で述べたように、2平面の案内結合が低下した状態での案内運動挙動がwindアップ挙動を誘起しやすい

いことと同等と考えられる。また、面圧 $P_f = 50 \text{ kPa}$ 以上では、案内面の幾何学的形状が原因と思われる案内運動誤差が現れている。同図下は、各々の面圧での案内運動誤差波形データの包絡線の最大・最小値を案内運動精度として求めたものである。

図より、複合案内方式では動圧すべり面の面圧の増加に伴い案内運動精度は向上する。このことは、砥石ヘッドの姿勢変化に基づくwindアップ挙動が複合案内方式で改善された結果であると考えられる。

本実験の範囲内では、面圧 $P_f = 50 \text{ kPa}$ を越えると案内運動精度の改善傾向は低下し、 $P_f = 62.5 \text{ kPa}$ で極小値を示している。本実験では、面圧 $P_f = 62.5 \text{ kPa}$ で $0.3 \mu\text{m}/40 \text{mm}$ の案内運動精度が得られている。なお、面圧が最小の $P_f = 12.5 \text{ kPa}$ の案内運動誤差と面圧 $P_f = 62.5 \text{ kPa}$ の比を求めると約7倍の案内運動精度が改善されている。

5. 案内運動挙動の考察

図3では、砥石ヘッドの姿勢変化に伴うwindアップ挙動が複合案内方式における動圧すべり面の面圧の増加に反比例して減少することが定性的に明らかになった。しかしながら、この挙動が運動誤差に及ぼす定量的な把握はできない。また、案内面の幾何学的形状誤差と案内運動誤差についても同様に不明である。

図3で得られた結果を基に、本方式の垂直案内運動機構の案内運動誤差の定量的な把握を目的として考察する。本実験装置の移動開始点から40～60 mmにおいて案内面部分の幾何学的形状誤差（ $1 \mu\text{m}$ 以下の凸型形状）が確認され、この案内面の特徴的な幾何学的形状誤差を解析の目安として用いる。前述した本方式の動作原理より、この特徴的な形状誤差とwindアップ挙動は静圧案内側にすきま変化を与え、最上段と最下段のリセス圧力変化が出力データとして現れる。そこで、すきま変化による各部のリセス圧力の応答データと案内運動挙動データを用いて解析する。図4は、下げ方向移動量を80 mmにした場合の案内運動挙動とリセス圧力を測定した結果の一例を示す。図における案内運動挙動とリセス圧力の記録データを詳細に検討すると、案内運動を開始してから約3 mmまでの移動範囲では、砥石ヘッドのwindアップ挙動による案内運動誤差が観測される。この現象は、図中の最下段のリセス圧力に現れ、最上段のリセス圧力には現れない。

さらに、案内運動が進み40～60 mmの範囲では、前述した案内面の幾何学的形状誤差による案内運動挙動が支配的となる。この現象は、図中の最上段のリセス圧力の変化として現れ、最下段のリセス圧力には現れていない。以上の結果から、案内運動挙動におけるwindアップ挙動に対応した最下段のリセス圧力の変化として現れることより、最上段のリセス部付近に回転中心があると考えられる。また同様に、案内面の特徴的な幾何学的形状誤差を通過する最上段のリセス圧力の出力波形より、最下段のリセス部付近に回転中心があると考えられる。以上の結果より、windアップ挙動と案内面の幾何学的形状誤差に伴い砥石ヘッドのピッチング挙動が誘起され、案内運動誤差を支配し決定するものと考えられる。図5に本案内方式における2平面のすきま量の変化分 Δh と基準円筒測定部と変位計との変位の変化分 ΔE が案内運動誤差とした場合の、案内運動挙動機構モデルの位置関係を示す。

以下では、最上段のリセス部中央に砥石ヘッドの回転中心が

Fig. 4 Slide straightness error and hydrostatic recess pressure
Load pressure $P_l = 50$ kPa, $M = 0$, Feed rate; 0.254 mm/s

Fig. 5 Simple slide straightness error model on composite bearing guideway

ある場合を図示し解析しているが、回転中心が逆の場合および両者が混在した場合も同様に考えられる。案内運動誤差 ΔE と 2 平面のすきま量の変化分 Δh の関係は、以下に求められる。

$$\Delta E = \frac{\Delta h}{2} \mp \left\{ \frac{l}{l_1} \cdot \Delta h \cdot \sin \left(\frac{\Delta h}{2l_1} \right) \right\} \quad (1)$$

と表せる。ただし、上式における Δh は、静圧案内面側における基準圧力比 $(P_s/P_{r0}) = 2$ の場合のすきま量 h_0 と案内運動挙動により変化した圧力比 (P_s/P_r) の場合のすきま量 h' の差となる。すなわち、

$$\Delta h = h_0 - h' \quad (2)$$

となる。また、すきま量 h_0, h' とリセス圧力 P_{r0}, P_r の関係³⁾は、

Fig. 6 Relation between hydrostatic pressure ratio and hydrostatic film thickness

$$\left. \begin{aligned} h_0 &= \left\{ \left(\frac{P_s}{P_{r0}} - 1 \right) \cdot \frac{KC}{KB} \right\}^{1/3} \\ h' &= \left\{ \left(\frac{P_s}{P_r} - 1 \right) \cdot \frac{KC}{KB} \right\}^{1/3} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ただし、 P_s ：供給圧力、 KC ：毛細管絞り定数、 KB ：軸受定数となる。本実験装置を含め垂直案内運動機構では、式(1)の第1項に比べ第2項が極めて小さいため省略すると、

$$\Delta E \doteq \frac{\Delta h}{2} \quad (4)$$

と単純な形で表示できる。

上式は、砥石ヘッドのピッチング挙動による 2 平面のすきま変化の 1/2 倍が案内運動誤差量となることを表している。図 6 に静圧案内側のリセス圧力とすきま量の関係を実験データおよび式(3)の計算式³⁾より得られた結果を示す。式(4)を用いて、実験全般の案内運動誤差の結果を考察する。

図 7 は、動圧すべり面の面圧を各種変化させた場合の案内運動誤差波形と最上段と最下段のリセス圧力および最上段と最下段のリセス圧力の和を求めた波形を示す。図より、リセス圧力の和の記録と案内運動誤差波形は類似している。図 7 の案内運動誤差 ΔE とリセス圧力の和のデータより、式(4)を用いてすきま変化量より算出した案内運動誤差 $\Delta h/2$ を表 2 に示す。なお、表中の $\Delta h/\Delta P_r$ は図 6 と同様に式(3)を用いて計算した結果である。

図 8 は、砥石ヘッドにモーメント荷重を与えて力学的条件を崩した場合の結果を示す。図中の $M:-$ とは、砥石ヘッド先端にモーメント荷重を加えた状態を示し、 $M:+$ はこの逆となる。 $M:+$ の場合がすべり面の結合が強く働き案内運動誤差が増加する。なお、図 7 と図 8 において、案内運動誤差波形とリセス圧力の和の波形の間に完全な一致が得られないのは、前者が駆動機構のじょう乱を含んだ相対変位の記録波形での始点と終点を一致させて基準円筒測定部の形状誤差波形との差分演算を行った結果の波形であるのに対して、後者はそのままの波形であるためと考えられる。このことを考慮すれば両波形は、表 2 の計算結果を含め比較的良く一致している。

6. 結 言

提案した複合案内方式垂直案内運動機構の案内運動挙動を考察した結果、次のことが明らかとなった。

Fig. 7 Slide straightness error and hydrostatic recess pressure at various load pressure on composite bearing guideway
 $M=0$, Feed rate; 0.254 mm/s

Table 2 Resultant of slide straightness error

P_f kPa	ΔE μm	$\Delta h/\Delta P_f$ $\mu\text{m}/\text{kPa}$	$\Delta h/2$ μm
12.5	2.219	0.417	2.572
25.0	1.825	0.208	2.146
37.5	1.134	0.139	1.653
50.0	0.863	0.104	0.838
62.5	0.542	0.083	0.539
75.0	0.567	0.069	0.579

- (1) 工作機械の垂直案内運動機構における案内運動精度を向上させるためには、複合案内方式が有効であることが実験的に確認できた。
- (2) 本案内方式における案内運動挙動機構をモデル化して解析した結果、案内運動誤差量はリセス圧力によるすきま変化分の1/2倍と導かれた。
- (3) この関係式を用いて、各種面圧における案内運動誤差を計算すると、両者は比較的良好に一致している。このことにより、本方式における運動中のリセス圧力を測定することで、案内運動誤差（精度）を推測することが可能となる。

本研究をまとめるに当たって、適切で有意義な助言をいただいた千葉大学工学部吉田嘉太郎教授ならびに鴻巣健治助教授に感謝いたします。また、研究当初において指導・助言をいただいた航空高専吉岡潤一元教授、足利工大宮下政和教授、足利工

Fig. 8 Slide straightness error at various moment load on composite bearing guideway
 Load pressure $P_f=50$ kPa, Feed rate; 0.254 mm/s

大金井彰助教授に感謝いたします。

参考文献

- 1) 小泉孝一：工作機械の垂直案内運動機構（第1報）——複合案内方式による結合特性の改善，精密工学会誌，59, 5 (1993) 809.
- 2) 吉岡潤一，小泉孝一：平面研削盤の砥石切り込み送り系について（第5報），昭和57年度精機学会春季大会学術講演会講演論文集，(1982) 849.
- 3) 例えば，H. C. Rippel（五味富彦訳）：静圧軸受の設計，機械設計，8, 3 (1969) 79.