

<技術報告>

NC 旋盤의 國産化開發에 있어서의 Systematic 한 方法

(設計·製作 및 精度를 爲한)

李 奉 珍*·盧 台 錫**

1. 序 論

數値制御(Numerical control; NC)는 第二次 世界大 戰後 美蘇 兩大國이 制空의 霸權을 잡기 爲하여 새로운 航空機를 開發製作하는데에서 發生된 새로운 制御技術 이라 하겠다. 航空機는 一般的으로 여러 가지 形態의 精密部品の 合成體라 하겠는데 새로 開發되는 航空機의 部品들을 주어진 時日內에 設計上의 要求精度로 正確히 加工한다는 것은 當時의 技術으로써는 매우 어려운 일이었다. 또한 多品種少量生産으로 因한 製作費 等の 負擔은 매우 重大한 問題였었다. NC 技術은 이런 問題들을 解決하기 爲하여 새로 誕生된 技術이라 하겠다.

1947年 美國의 Parsons 가 NC 工作機械에 關한 새로운 考案을 提示한 後 그 考案이 M. I. T. 의 서어보 機構 研究室에 옮겨져 數年間의 研究 끝에 1952年 世界 最初로 Prototype 밀링머시인을 開發하기에 이르렀다. 19

55年 Gidding & Lewis 社와 Cincinnati 社에서 工業化에 成功함과 더불어 NC 工作機械는 눈부신 發展을 거듭 하였다고 하겠는데 制御에 있어서의 그 傾向을 살펴 보면 初期의 NC 技術은 Open loop 방식에 依한 Pulse motor 驅動方式이 그 主였었는데 最近 1970年代에 들어와서는 Closed loop 방식에 依한 NC가 研究되어 오던 中 高性能 DC 서어보모우터의 開發과 더불어 1976 年에 이 방식에 依한 새로운 NC 技術이 登場하여 그 主軸이 되었다고 하겠다.

한편, 프로그래밍(Programming) 면에서도 初期의 Hardware-wide의 制限性에서부터 脫皮하여 Software-wide의 柔軟性있는 CNC(Computer Numerical Control)와 이를 活用한 DNC(Direct Numerical Control)가 登場하기에 이르렀다.

우리 나라에서의 NC 工作機械에 關한 現況을 보면 約 100臺의 各種 NC 工作機械가 輸入되어 使用되고 있다. NC 工作機械의 國産化는 KIST에서 最初로 試圖되었는

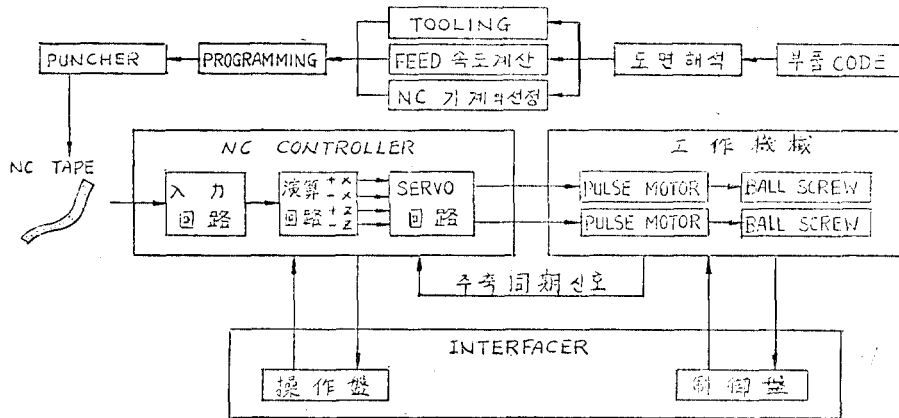


그림 1. NC 工作機械 시스템의 회로도

*正會員, 韓國科學技術研究所 自動制御研究室

**韓國科學技術研究所 自動制御研究室 研究員

1977年度 春季學術大會에서 發表

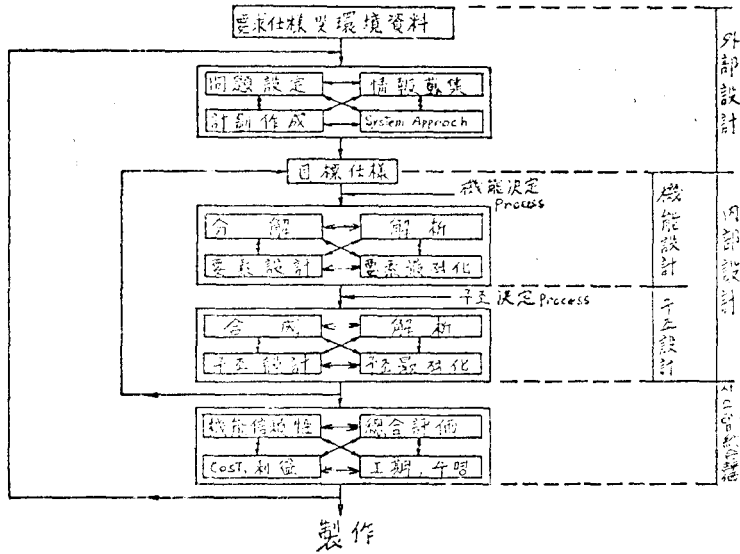


그림 2. (a) 開發 system process

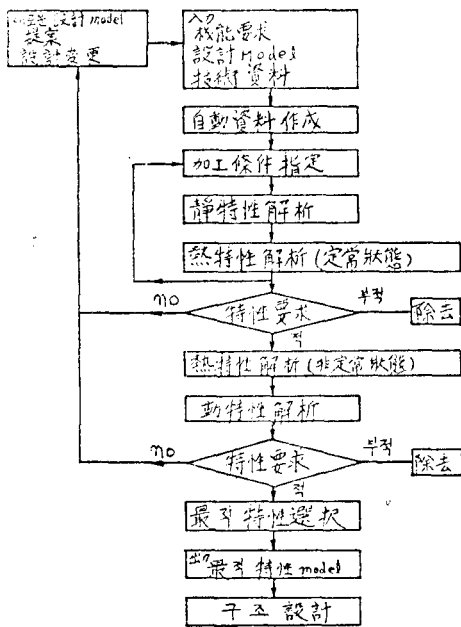


그림 2. (b) 機能決定 process

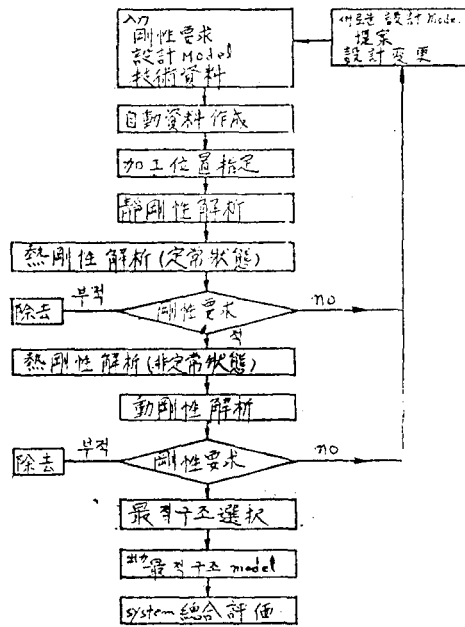


그림 2. (c) 구조決定 process

데 그 開發結果 性能面에서 好評을 받게 되었다.

機械를 國産化함에 있어서 그 構成部品들을 精密加工 하는 것도 重要하지만 그 보다 더 重要한 것은 完成된 機械시스템이 機能面에서 所期의 目的을 達成하는 것이 라고 본다. 본 開發研究에서는 이 點을 重要視하여

Systematic 한 解析과 그에 따른 構成部品の 選擇 및 製作에 慎重을 期하여 所期의 NC 旋盤을 國産化하였는데 이 過程에서 考慮가 되었던 技術的인 諸問題와 그에 대한 對策 등을 紹介하기로 한다.

2. NC工作機械의 시스템 및 開發시스템에 對한 提案

가. NC 旋盤의 System

NC工作機械는 크게 세 part—NC 시스템 (controller), 工作機械 및 이들 사이를 連結해 주는 Interfacer 一로 構成된다. 이들의 相互關係, 操作 및 入力回路에 必要한 穿孔 Tape의 製作順序를 圖示하면 그림 1과 같다.

나. Systematic Approach Process

본 開發研究에서 提唱하는 工作機械의 設計開發 Process의 흐름을 그림 2에 圖示한다. 먼저 第一段階에서는 System 全體의 取扱, 第二段階에 가서 機能部分·構造部分 그리고 System 總合評價의 順序로 考案이 되어 있다.

다. NC Controller

NC工作機械의 頭腦部인 Controller는 그림 1에서 보는 바와 같이 入力回路·演算回路·서어보回路로 構成되어 있다. 본 研究에서는 Controller로서 FANUC 20 A를 使用하였으며 그 仕様은 표 1과 같다.

라. Interfacer

이 部分은 NC Controller와 工作機械를 連結하여 주는 Bridge로서 NC 旋盤을 開發함에 있어서 主로 制御側의 開發對象이었는데 그 內容을 살펴 보면 Feedback interfacer Servo drivers Contact input interfacer. Power drivers와 Machine sequence control 等이라 하겠다(그림 3 參照).

표 1. FANUC 20 A의 Specification

項 目	Specification
制 御 軸	X軸, Z軸(同時制御可能)
最小 入力 増分	X軸: 0.01mm Z軸: 0.01mm
最小 設定 單位	X軸: 0.005mm Z軸: 0.01mm
補 間	直線補間(Linear Interpolation) 圓弧補間(Circular Interpolation)
最大 制御 區間	直線: ±10,485.75mm 圓弧半徑: 5,242.87mm
NC Tape	8-channel black punched tape Tape
Tape code	EIA RS-244-A
Tape Format	EIA RS-274-B
Tape Reading 速度	200ch/sec
Programming Method	Incremental Programming) 混用可能 Absolute Programming

마. 工作機械

본 研究에서 開發對象으로 한 工作機械로는 가장 汎用性이 높은 旋盤을 擇하였다. 표 2는 試作旋盤의 諸元이다. 그리고 NC 旋盤으로서의 精密度를 높이기 爲하여 普通旋盤에서 使用하고 있는 Acme screw 代身에 高精密度의 Ball screw를 採用하였고 Servo motor로는 Pulse motor를 使用하였다.

1) Pulse motor

Pulse motor는 EPM인 Hi-PM 5와 Hi-PM 10을 使用하였으며 이의 勵磁方式은 5相 Ⅱ-Ⅲ-Ⅱ 勵磁方式

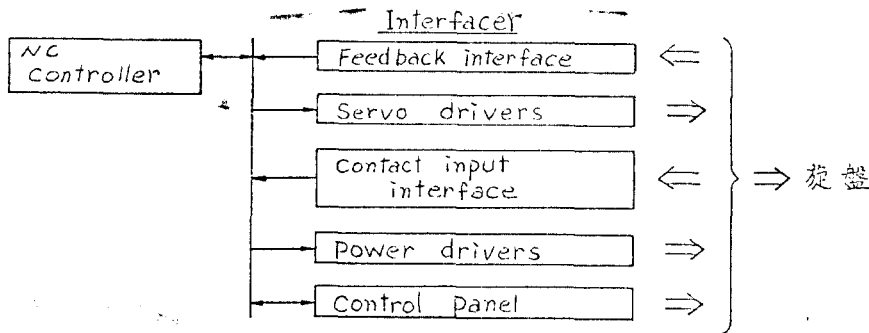


그림 3. NC 旋盤의 Interfacer part

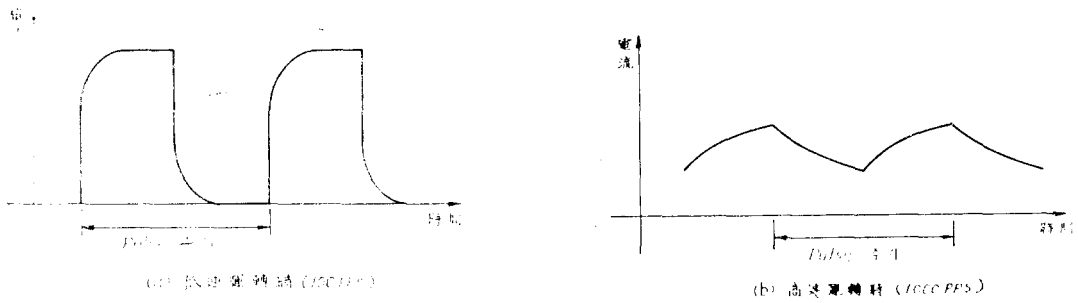


그림 4. Pulse motor coil의 電流波形

표 2. 試作旋盤의 諸元

항	목	사 양
Swing over bed		400 mm
Swing over Carriage		250 mm
Max. distance between center		1000 mm
Length and width of Bed		1950 mm×320 mm
Taper of spindle hole		MT No. 6
Taper of center		MT No. 4
Taper of tailstock center		MT No. 4
Number of spindle speed		12
Range of spindle speed		36~1800 r. p. m
Main motor		5 HP

을 採擇하였다. 5相 Ⅱ-Ⅲ-Ⅱ 勵磁方式이란 Pulse motor의 5相 中 隣接한 2相과 3相을 交互로 勵磁하는 方式으로서 그 勵磁 Sequence는 다음과 같다.

正回轉 : abc-bc-bcd-cd-cde-de-dea-eab-ab-abc...

逆回轉 : abc-ab-eab-dea-de-cde-cd-bcd-bc-abc...

이와 같은 5相 Ⅱ-Ⅲ-Ⅱ 勵磁方式은 1相勵磁方式이나 2相勵磁方式에 비해 Torque가 增加하고 Step angle이 半으로 줄어지며 Braking 效果가 良好하고 特別히 共振 現象이 없는 長點을 가지고 있다.

短形波電壓에 依한 Pulse motor coil의 電流波形은 低速運轉時에는 그림 4 (a)와 같이 거의 短形에 가깝지만 高速運轉時에는 motor coil의 Inductance로 인해 그림 4 (b)와 같이 거의 平滑化되어서 Torque가 急激히 減少하게 된다. 이 現象을 補完하기 爲한 方法으로서 抵抗驅動方式 Chopper 驅動方式·高低壓切換驅動方式·定電流驅動方式 등이 開發되어 있다.

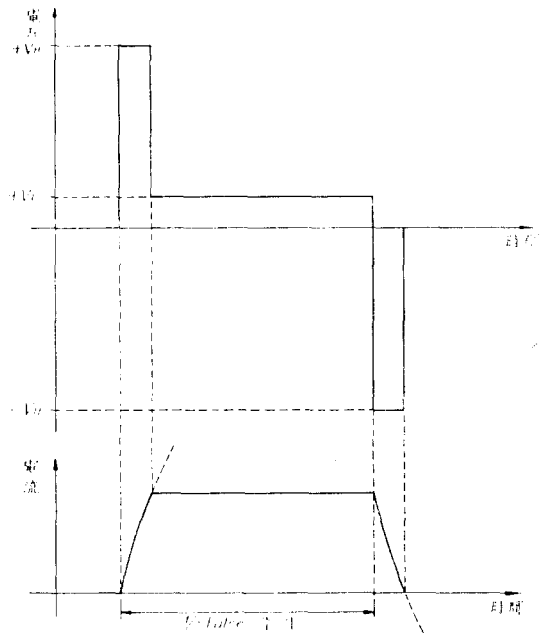


그림 5. 高低壓切換驅動方式에 依한 電壓·電流波形

본 研究에서는 高低壓切換驅動方式을 採擇하였는데 이것은 그림 5와 같이 Pulse 初期에는 高壓을 印加하여 電流上昇을 빠르게 하고 電流가 一定值에 達하면 高壓을 遮斷하고 低壓을 印加하여 電流를 一定하게 유지한 다음 Pulse 終了時에는 逆高壓이 印加되도록 하여 電流 減少時間을 短縮시키는 方法이다.

Pulse motor의 精密度를 살펴 보면 回轉角度誤差에 있어서 最大 0.2~0.25 Step angle이나 累積誤差가 없고 減速기어의 減速比만큼 줄어들게 되므로 旋盤의 精密度에 미치는 影響은 無視할 수 있는 값이 된다. 그림 6은 Pulse motor의 寫眞이다.

2) Ball screw

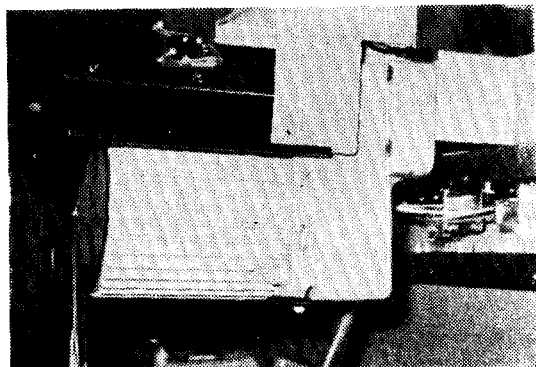
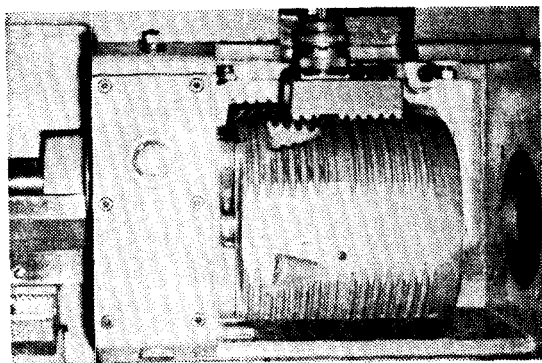


그림 6. Pulse motor 의 사진

從來의 工作機械에 使用되어 온 Acme screw 는 마찰
면이 커서 磨耗가 심하고 效率이 떨어지므로 NC 工作
機械에서는 Ball screw 의 使用이 必須的이라 하겠다.

Ball screw 의 精度에 影響을 미치는 因子로는 磨擦
에 의한 磨耗와 熱變形, 軸과 鋼球 사이에 생기는 彈性
變形과 Backlash 등이 있다. 磨耗는 Ball의 磨耗와
screw 홈의 磨耗를 생각할 수 있는데 적당한 潤滑條件
下에서는 보통 極히 적은 量으로 防塵用 seal 을 附着하
여 540時間 連續 使用하였을 때 Ball에서 0.25μ , screw
홈에서 $0.6\sim 0.7\mu$ 의 磨耗가 發生한 것으로 報告되고
있다. 그러나 異物質이 들어 갔을 때는 표 3과 같이 매
우 달라진다. 그러므로 Ball screw 의 精度를 維持하기
爲해서는 防塵對策과 潤滑劑의 定期的인 供給이 무엇보다도
緊要하다.

熱變形은 주로 screw 軸에서 일어나며 1°C 溫度上昇
에 의해 1,000 mm 當 10μ 이 늘어난다. 이 現象을 防
止하기 爲해서는 screw 軸 가운데 구멍을 뚫어 冷却油

표 3. 100시간당 볼의 마모량 비교

운	황	볼의 마모량	Grease에 대한 비율
Grease		$0.14G\mu$	1
주물	철삭분	10%	0.38
혼	입	40%	0.98
철삭	유혼입	60%	0.52
			3.6

를 供給하는 方法도 있고 screw 製作時 溫度에 依한 變
化를 豫想하여 미리 Lead 를 작게 하는 수도 있다.

彈性變形量은 Hertz 의 點接觸理論으로부터 求해낼
수 있으며 이를 減少시키기 爲하여 2重 Nut에 依한 豫
壓으로 剛性을 增加시키는 方法이 使用되고 있다.

Backlash 및 Lead 誤差는 指令 Pulse 數에다 補正量
에 該當하는 Pulse 數를 加減함으로써 補正한다.

그림 7 (a)는 Ball screw 의 構造를 보이고 그림 7
(b)는 본 研究에서 使用한 Ball screw 의 Lead 誤差를

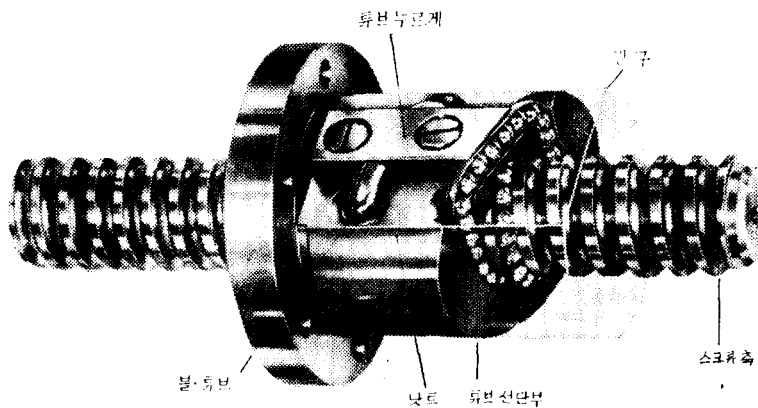


그림 7. (a) Ball screw 의 構造

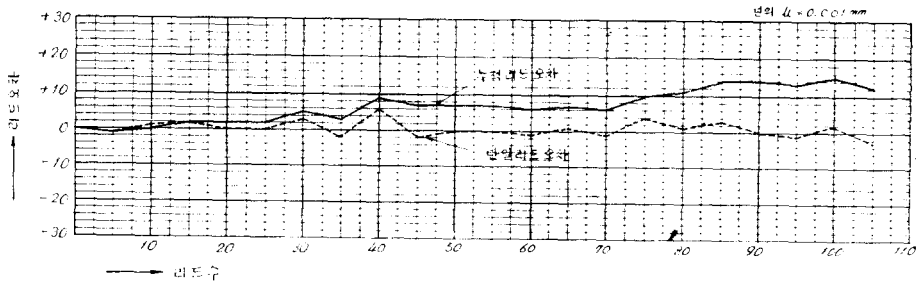
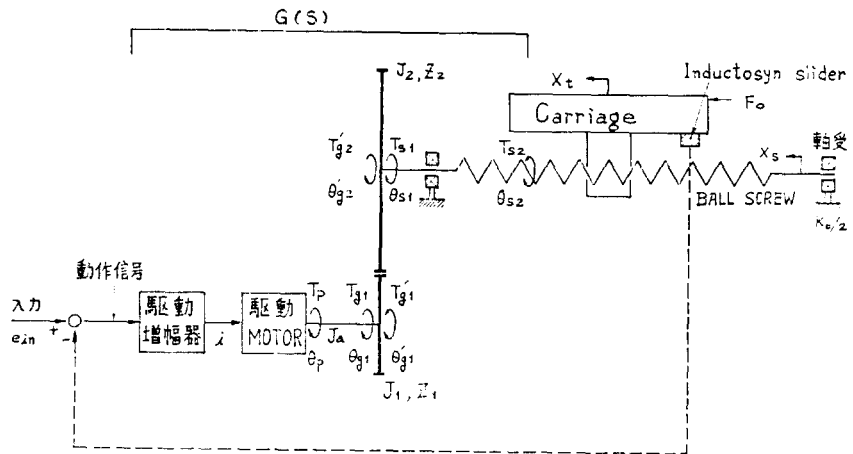


그림 7. (b) Ball screw 의 Lead 誤差



T_i : i 點에서의 Torque
 θ_i : i 點에서의 角變位
 F_i : i 點에 作用하는 힘
 X_i : j 要素의 變位
 e_{in} : 入力電壓
 i : 驅動電流
 n : 齒數比 = Z_1/Z_2
 Z_1 : 主軸側齒數
 Z_2 : 從軸側齒數

J_j : 要素 j 의 慣性 moment
 m : Carriage 質量
 K_s : Ball screw Torsion 剛性
 $= GI_p/l$
 I_p : Ball Screw 的 斷面二次 moment
 K_3 : Ball Screw 支持要素의 剛性
 l : Ball Screw 有效長
 S : Laplace 演算子
 K : Open loop Gain

L : ball screw lead
 w_n : 負荷側固有振動數
 $= \sqrt{K_s/J_m}$
 w_{n1} : motor 側固有振動數
 $= \sqrt{K_s/J}$
 K_a : 增幅器 Gain
 K_x : 位置 Feedback Gain
 K_v : Tachometer Feedback Gain
 D : 粘性抵抗係數

그림 8. 工作機械驅動系의 構成과 記號

나타내고 있다.

과 같다.

3. 設計에 對한 解析

본 研究에서는 既存凡用旋盤을 NC 化함에 있어서 主로 精密度 等 機械面에 對해서 重點的으로 考慮했다. 構造物의 剛性을 높이기 爲하여 斷面 2次係數를 增加시켰고 移送系의 精度와 效率를 높이기 爲하여 Pulse moter 와 Ball screw 等의 System을 調和시키는 方法으로 設計를 考慮했는데 그 主된 部分을 紹介하면 다음

가. 驅動系의 解析과 System 設計

그림 8은 본 開發品에서 採用된 移送驅動系의 塊를 나타낸 것이다. Servo amplifier로부터의 電氣信號 i 는 Pulse motor에 依해 Torque T_{in} 으로 變換되어 齒車列, Ball Screw를 거쳐서 Carriage에 傳達된다. Ball screw는 Bed의 兩端에 彈性的으로 支持되어 있고 Nut는 Carriage에 固定되어 있다. 系內의 Backlash는 補正可能範圍內로 制限했다. Carriage上에서

軸方向으로 作用하는 外力 F_0 는 切削抵抗力의 軸方向分力으로 보고 Carriage 上的 負荷 等을 考慮하면 移送驅動系의 動力學 方程式은 다음과 같이 定立할 수 있다. (式中の Laplace 變換은 初期值를 零으로 한 것임).

1) 演算增幅器에 對해서는

$$e_{in} - K_x X_t - K_v \dot{\theta}_p = K_c \dot{i}$$

2) 電氣 Pulse motor 에 關한 方程式은 制御電流 i 를 Parameter 로 하는 Torque-回轉數 特性曲線에 있어서 動作點의 近處에서 線形近似를 行하고 2相 또는 3相의 同時勵磁를 서로 反復해서 驅動하므로 3相에서 2相, 2相에서 3相으로 되는 境遇의 定常發生 Torque(過渡의 狀態 包含)를 各各 $T_{3-2}(\theta, t)$, $T_{2-3}(\theta, t)$ 라 놓고 定常發生 Torque 를 一般의으로 $T(\theta, t)$ 라 하면,

$$T(\theta, t) = MT_{2-3}(\theta, t) + (1-M)T_{3-2}(\theta, t) \quad (2)$$

가 된다. 但 M 은 電氣 Pulse motor 가 2(或 3)相 勵磁狀態로부터 出發할 境遇

$$M = \begin{cases} 1 \text{ (or } 0) \dots \dots n \text{ 이 奇數일 때} \\ 0 \text{ (or } 1) \dots \dots n \text{ 이 偶數일 때} \end{cases} \quad (3)$$

의 값이 된다.

또한 Rotor 의 慣性 Moment 를 J_p , 等價減衰係數를 B_p 라 하고 內部固體磨擦을 Coulumb 磨擦이라 假定하여 이것을 F_p 라 하면 電氣 Pulse motor 의 基礎方程式은 다음과 같이 된다.

$$T(\theta, t) = J_p \ddot{\theta}_p + B_p \dot{\theta}_p + \frac{\partial F_p}{\partial \theta_p} \quad (4)$$

따라서 電氣 Pulse motor 를 選擇할 때 Torque 負荷 및 慣性負荷에 對한 充分한 考慮가 있어야 한다. 또한 motor 에 걸리는 慣性負荷는 定格以下로 設計하지 않으면 振動 및 誤動作의 原因이 된다.

표 4는 이러한 諸問題를 考慮하여 選擇한 Pulse motor

표 4. Hi-PM 5 및 Hi-PM 10 : Specification

Type	Hi-PM 5	Hi-PM 10	
	(X軸)	(Z軸)	
Angular Increment(deg/pulse)	1.5	1.5	
Output Power(HP)	0.8	1.0	
Output Torque (kg 중 · cm)	100 PPS	30	70
	8,000 PPP	22	45
	16,000 PPS	15	20
Allowable Load Inertia (kg 중 · cm · sec ²)	1×10^{-2}	2×10^{-2}	
Rotation Accuracy(maximum) (Step)	± 0.2	± 0.2	
Approximate Weight(kg 중)	14	28	
Maximum Pulse rate(PPS)	16,000	16,000	

의 仕樣이다.

3) 齒 車 列

齒의 Torsion 을 無視하면 一對의 齒車列의 關係는 다음 3個의 傳達 Matrix 로 表現이 可能하다.

$$\text{齒車 1} : \begin{bmatrix} T_{g1} \\ \theta_{g1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & J_1 S^2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{g1}' \\ \theta_{g1}' \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\text{齒車 1-2間} : \begin{bmatrix} T_{g1}' \\ \theta_{g1}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -n & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{g2}' \\ \theta_{g2}' \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\text{齒車 2} : \begin{bmatrix} T_{g2}' \\ \theta_{g2}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & J_2 S^2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{g2} \\ \theta_{g2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 $n = Z_1/Z_2$ 이다.

한편 그림 9에서 Ball screw 의 Pitch 를 P , 直線運動部의 重量을 W 라 하면 motor 에 걸리는 慣性負荷 J 는,

$$J = J_1 + J_2 \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 + \frac{W}{g} \left(\frac{Z_1 P}{2\pi} \right)^2 \quad (8)$$

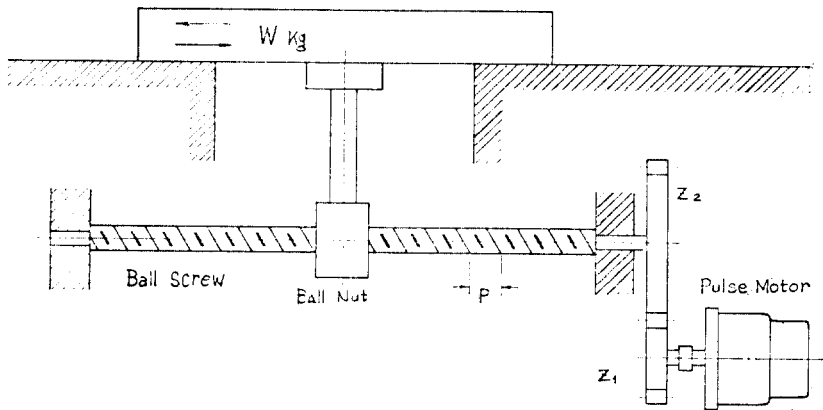


그림 9. Pulse Motor 에 의한 驅動

이 된다. 여기서 J_1, J_2 는 各各 齒車 Z_1, Z_2 의 慣性 moment 이고 이 式에 依해 算出되는 J 의 값이 Pulse motor의 許容負荷 Inertia 以下로 되도록 設計해야 한다.

또한 Gear의 Backlash는 精度에 直接的인 影響을 미칠 뿐만 아니라 騒音의 原因도 되므로 이를 除去하기爲한 Backlash eliminator 등의 對策이 必要하나 Gear의 精度만을 높여 Backlash를 最小로 했다. 即 直徑 D_0 , module m 의 Gear에서 Backlash는 $k(\sqrt[3]{D_0}+0.65m)$ [μ]으로 나타내어지며 軸方向換算 Backlash Δs 은

$$\Delta s = kP \cdot \frac{\sqrt[3]{D_0} + 0.65m}{\pi D_0}$$

로 나타낼 수 있는데 이 $4k$ 를 極小化하도록 加工精度를 높였다. K 는 加工精度에 따라 決定되는 定數이다.

4) Ball screw

齒車 2個와 Nut間的 Ball screw의 舉動은 軸의 Torsion 振動方程式으로 推理할 수 있다. 軸의 兩端에서의 傳達 Matrix는 式(9)로 表示되는데 Taylor 展開의 第2項까지 考慮한 集中定數系近似를 行하면 式(10)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} T_{s1} \\ \theta_{s1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta l & -GI_p \beta \sin \beta l \\ (1/GI_p \beta) \sin \beta l & \cos \beta l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{s2} \\ \theta_{s2} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} T_{s1} \\ \theta_{s1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & J_s S_2 \\ 1/k_s & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{s2} \\ \theta_{s2} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서 $\beta = \sqrt{\rho/Gw}$, $K_s = GI_p/l$, $J_s = I_p l \rho$, ρ 는 軸의 密度, G 는 橫彈性係數이다.

이들 式을 參考하여 動的負荷 等 最大荷重에 耐久할 수 있는 Ball screw를 選定한 다음 臨界速度, 壽命, 精密度 등이 許容하는 範圍內에서 檢討되어야 한다. 圖 5는 選定된 Ball screw의 仕樣이다.

5) Carriage

Carriage에 作用하는 驅動 Torque T_{s2} 와 軸力 F 間的 關係 및 軸力에 依한 軸變位 X_s 와의 關係는 다음과 같이 表示된다.

$$T_{s2} = \frac{d}{2} \left(\frac{L + \mu_0 \pi d_s}{\pi d_s + L \mu_0} \right) F = \frac{L}{2\pi} F \quad (11)$$

$$F = K_b X_s \quad (12)$$

여기서 d_s 는 Ball screw의 平均徑이고 磨擦係數 μ_0 는 無視하여 $\mu_0 \approx 0$ 으로 近似시켰다.

한편, 軸力과 Carriage 負荷, 外力 F_0 와의 關係 및 Carriage 驅動點에서의 角變位 θ_{s2} 와 Carriage 變位 X_s , 軸變位 X_s 의 關係는

$$F = (mS^2 + DS) X_s + F_0 \quad (13)$$

$$X_s = (L/2\pi) \theta_{s2} - X_s \quad (14)$$

표 5. Ball Screw Specification

	BS 2006 (X軸)	BS 3612 (Z軸)	
Diameter(mm)	20	36	
lead(mm)	6	12	
허용최고속도(r.p.m)	3500	2000	
基本動定格荷重(kg)	605	1300	
基本靜定格荷重(kg)	1400	5200	
정밀도	{ 단일리드러용오차 { 누적리드오차	$\pm 3\mu$	$\pm 5\mu$
		$\pm 9\mu$	$\pm 15\mu$

가 되고 Carriage 變位와 外力과의 關係를 나타내는 動特性 $X_s/F(S)$ 는 加工精度와 깊은 關聯이 있으므로 이에 對한 配慮가 必要하다.

나. 制御裝置와 機械와의 組合

有限한 驅動力에 對해서 精度는 어떤 關係가 있는가, 어떤 要素가 系の 安定에 影響을 주는가를 考慮하였다. 即 機械側에서 制御 System을 檢討했다. Open loop gain $K=|G(S)|$ 의 값이 너무 크면 Self excited oscillation, Hunting 등의 原因이 되어 系가 不安定하게 될 수 있고 또 K 의 값을 너무 작게 取하면 動的誤차가 커져서 精度가 떨어질 우려가 있다. 따라서 본 開發에서는 驅動部의 共振角周波數 w_{n1} 과 剛體部의 共振角周波數 w_{n2} 를 避하도록 K 의 最適值範圍를 取하였다.

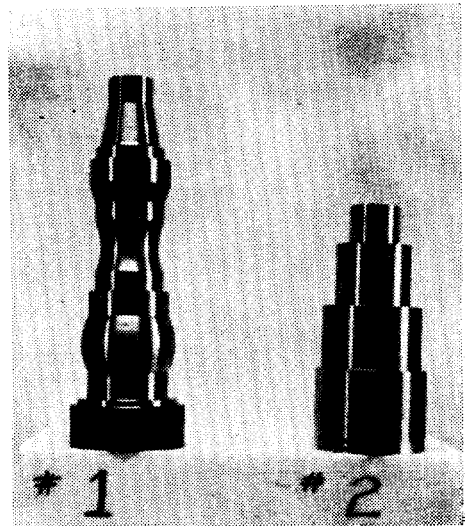


그림 10. 加工 Sample의 사진

표 6. 靜的 精密 측정치

단위 : mm

검 사 사 항	허용치 (KS 1급)	측 정 치
Bed 미끄럼면의 直線度(垂直面내에서)	길 이 方 向	0.04/m
	가 로 方 向	0.04/m
主軸의 흔들림		0.01
主軸 구멍의 흔들림	테스트바입구	0.01/m
	테스트바끝단	0.02
主軸中心線과 往復臺 길이 방향 운동과의 平行度	垂 直 面	0.01
	垂 平 面	0.01
主軸 부시 구멍의 흔들림	테스트바입구	0.02
	테스트바끝단	0.03
往復臺 길이 방향運動과 壓心軸 구멍 中心線과의 平行度	垂 直 面	0.02
	垂 平 面	0.02
往復臺 길이 방향 運動과 壓心軸 中心線과의 平行度	垂 直 面	0.02
	垂 平 面	0.01
主軸臺와 壓心臺 사이의 높이 差		0.02
橫移送臺의 運動과 主軸中心線과의 直角度		0.02

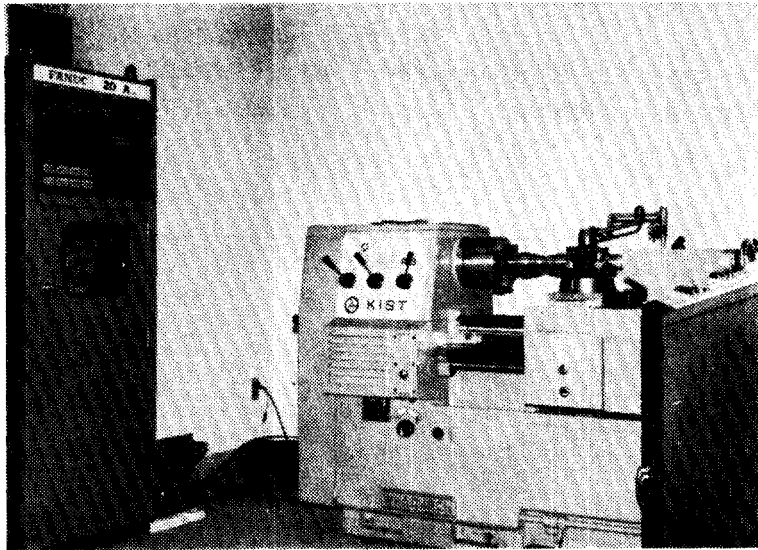


그림 11. 試作旋盤의 사진

4. 結 果

既存旋盤을 NC化함에 있어서 본 研究에서는 移送系의 精密度와 效率를 考慮하여 Pulse motor와 Ball

screw 을 使用하였고 Rib 構造를 改善하여 脆弱한 Bed의 剛性을 補強했고 또 Core 에 鑄物砂를 남겨 놓으므로 防振效果를 좋게 하였으며 磨擦을 減少시키기 위하여 Slide 面을 精密研削하고 Gear의 精度를 높였다. 이 결과 표 6 및 표 7과 같이 精密度面에서 所期의

표 7. 切 削 精 度 試 驗

試 材	Sample#2	切 削 깊 이	X軸 0.2mm
索 材	直徑 ϕ90mm 길이 20mm		Z軸 0.05mm
材 質	軟 鋼	切削所要時間	20min
制 御 方 法	X·Z 同時 2軸	測 定 結 果	眞 圓 度 0.001mm
切 削 速 度	120m/min		段 差 0.03mm
Feed 速 度	0.1mm/rev		段間길이 0.05mm

結果를 얻게 되었다.

技術陣에 深深한 謝意를 表하는 바이다.

5. 結 論

參 考 文 獻

Pulse motor 驅動方式에 依한 Open loop 式 數值制 御旋盤이 國産化되어 그 機能面에서 所期의 成果를 거 들 수 있었던 主된 原因은 開發製作에 있어서 在來式 要素設計에 置重하지 않고 機械製作을 Systematic 하게 System control 概念을 導入하여 全體的인 目標機能을 向해 解析的인 方法으로 要素 및 部品을 選擇製作한데 있다고 본다. 따라서 본 開發研究에서와 같이 既存部品 과 그에 따른 Systematic 한 接近으로 매우 効果的인 機能을 發揮할 수 있는 機械를 開發할 수 있다는 것을 밝히고 싶다.

끝으로 이 開發研究課題를 준 KIST 當局과 試製作에 積極的인 協助를 아끼지 않은 貨泉機工社會長 그리고

- (1) 李奉珍 外: NC 工作機械의 試作品開發을 爲한 研究, KIST, 1976. 12.
- (2) 大島康次郎: 數值制御(I), コロナ社, 1967.
- (3) 寺野壽郎: 機械システム設計, 丸善, 1975.
- (4) 稻葉清右衛門: 數值制御入門, 日刊工業新聞社, 1976.
- (5) 背戸一登他: NC 送り驅動機構に關する研究, 機論, 1976. 11.
- (6) 平田二郎: 新しい送りねじの技術的 動向(1), 機械の研究, 1976, 11.
- (7) 大久保信行他: 工作機構造の剛性解析システム, 精密機械, 1977. 2.