GOVP1199213715

UCE 245-3·S

45
100

成形研削機의 主軸部 構造解析을 通한 精密度向上 및 最適設計에 關한 研究

A Study on the Optimization of Surface Grinding Machine Design through the Structure Analysis of Spindle System.

研 究 機 關

財團法人 韓國機械研究所

寄贈
一九八七年 6月 10日
科學技術處

提　　出　　文

科學技術處長官　貴下

本　報告書를　“成形 研削機의　主軸部　構造解析을　通한　精密度 向上 및　最適設計에　關한　研究”　事業의　最終 報告書로　提出합니다.

1986年　　3月

研究機關名：韓國機械研究所

研究責任者：韓　　正　　彬

研　究　員：黃　　圭　　源

許　　善　　範

丁　　明　　鎭

朴　　東　　三

韓　　壹　　愚

朱　　珏　　祐

要　　約　　文

Ⅰ. 題　目

成形　研削機의　主軸部　構造解析을　通한　精密度　向上　및　最適設計에　關한　研究

Ⅱ. 研究의　目的　및　重要性

最近　電子機器　産業分野의　發達과　함께　精密加工을　위한　高精度　研削機에　대한　要求가　늘어나고　있다.　그러나, 當　研究所의　事前檢査　結果에　의하면　成形研削機의　平均 不合格率이　26.3％를 차지하고　있으며　이는　工作機械　平均不合格率 9.4％를　훨씬　凌駕하고　있다.　이러한　不合格　要因은　主軸, 主軸베어링　및　主軸驅動裝置로　構成되는　主軸部의　設計　및　組立技術의　不足에　기인하는　것으로　지적되었으며　이는　우리나라　精密加工　水準向上에　큰　장애가　되고　있다.

따라서, 本　研究에서는　研削機의　가장　중요한　構造인　主軸部의　靜的變形과　動的特性, 熱變形　特性　및　回轉精度의　分析을　통하여　研削機의　高精度化를　위한　最適設計　方案을　提示하는데　그　目的이　있다.

Ⅲ. 研究의　內容　및　範圍

國産　및　外産의　成形研削機를　對象으로

○　主軸先端(Spindle　nose) 의　靜的　變形　解析

○　共振周波數를　구하기　위한　主軸의　振動解析

○　組立 상태에서의　主軸先端의　動的特性

○　運轉時間에　대한　温度分布　및　그　變化

○ 熱變形으로 인한 主軸部의 變位特性

○ 主軸先端의 回轉精度

等에 대한 理論的 解析과 實驗을 통하여

○ 研削機 主軸部의 設計根據를 규명하고

○ 國産 研削機의 主軸部를 再設計하여 이를 組立한 후 위의 여러 特性들을 分析하여

○ 國産成形 研削機의 設計 및 組立에 대한 基準値를 提示하였다.

Ⅳ. 研究結果 및 活用에 對한 建議

○ 電算 프로그램을 通한 主軸先端의 靜的變形量은 베어링剛性이 線形일 때 7.78 μm , 非線形일 때 9.43 μm , 實測結果는 14.0 μm 로 나타났으며 이는 計算値가 組立틈새를 고려하지 않은 점과 軸지름을 平均지름으로 한 데 기인하는 것으로 判斷된다.

한편, 最適設計 解析으로 베어링 最適간격은 163.6 ~ 186.9 ㎜로 나타났으며 본 研究모델의 研削機는 베어링剛性을 線形으로 計算한 設計値였다.

○ 傳達 매트릭스法을 利用한 主軸의 1次 固有振動數는 5050 Hz, 2次 固有振動數는 17750 Hz 로 運轉速度보다 훨씬 높게 나타났다.

또한 組立狀態에서의 主軸先端의 충격시험 결과 첫번째 peak는 610 Hz, 두번째는 1360 Hz 등이었으며, 無負荷運轉 時 前部베어링 하우징에서의 振動測定 結果 610 Hz 에서 Peak 를 보여주고 있었다.

○ 베어링 하우징에서의 温度變化特性은 運轉時間 60 分에서 安定되고 있으며 最大温度上昇은 원래 모델에 대하여 약 25 ℃ 였

으나 개선된 모델의 경우 20℃로 나타났다. 또한, 테이블과 主軸先端 中心의 相對變位는 원래모델의 경우 48 μm, 改善된 모델은 31 μm로 나타나 熱變形 特性이 많이 改善되었다.

한편, 研削機 前後 칼럼의 温度差가 크게 나타났는데 이는 主軸部의 熱變形 特性을 나쁘게 하는 要因으로 지적되어 熱的 對稱性을 이룰 수 있도록 構造 改善이 要望된다.

○ 主軸의 半径方向의 回轉精度는 원래 모델에 대하여 2.35~3.10 μm 개선된 모델에 대하여 1.45~2.35 μm 였으며 軸方向은 各各 4.30~12.6 μm, 4.0~10.0 μm로 나타나 개선모델의 回轉精度가 양호하게 나타났다. 또한, 한 部分에서의 심한 찌그러짐 현상은 加工 및 組立의 불량과 主軸의 熱變形이 한쪽으로만 일어나고 있는 것에 기인한다.

○ 이상의 分析結果 主軸의 熱變形 및 回轉精度 等은 主軸과 베어링, 베어링과 하우징에서의 組立틈새와 베어링의 선정에 큰 影響을 받는 것으로 판명되었으며 主軸部를 改善하여 상당히 양호한 結果를 얻었다. 따라서, 본 研究에서 提示된 設計値 및 主軸과 하우징의 베어링 組立部分의 加工公差 實例는 研削機 設計 및 組立에 應用될 수 있을 것이다.

여 백

SUMMARY

1. Subject

A Study on the Optimization of Surface Grinding Machine Design through the Sturcture Analysis of Spindle System.

2. Object

With the development of electronic industry and the expansion of production automation, high precision machining becomes the most critical basic technique and thereby the demand of grinding machines are increased rapidly.

However, according to the KIMM's report on the inspection of home made grinding machines, the inferiority ratio in 1984 reached 26.3 percents which surpassed the average inferiority ratio of machine tools, 9.4 percents. And it is pointed out that this higher inferiority ratio is mainly due to the lack of design ability and assembling techniques of spindle system.

In this study, therefore, we aimed at presenting the effective countermeasures to improve the accuracy of grinding machines through the analytic and experimental study of spindle system.

3. Scopes and Contents

For home made and foreign made surface grinding machines, we studied:

o Static deflection and stiffness of spindle

o optimum design of spindle system maximizing the static stiffness of spindle

o natural frequencies of spindle only

o dynamic characteristics of spindle nose in assembled state

o temperature distributions and variations to the operation time

o displacement of spindle nose by thermal deformation

o error motion of spindle

With the above theoretical analyses and experimental results, this study

o modified the home made spindle system and tested it

o presented the optimum design principle of spindle system

o presented the general data to design and assemble the spindle system.

4. Results and suggestions

1) The calculated static deflection of spindle nose was 7.78μm when bearing stiffness was supposed to be linear, and 9.43μm when nonlinear, and measured value was 14.0μm.

The difference between calculated and measured values is considered to be occured because of neglecting the assembling

clearances and estimating spindle diameter as average value in computer program.

The optimum bearing span was 163.6 to 186.9mm, and it turned out that the studied home made spindle had been designed under the assumption of bearing stiffness to be linear.

2) The first natural frequency of spindle only by transfer matrix method was 5050H_z, and the second was 17750H_z, which was far above the operating speed of grinding machine.

Impact test on spindle nose in assembled state showed that the first peak appeared at 610H_z, the second 1360H_z.

3) Temperature variation at the bearing housing was stabilized after 60 minutes operation. Maximum temperature increase was 25°C in original spindle, and 20°C in modified spindle.

The relative displacement between the table surface and the center of spindle nose was 48μm in original spindle, and 31μm in modified spindle. These results showed that the thermal deformation was considerably reduced by modifying spindle design.

4) Radial error motion was 2.35~3.10μm in original spindle, and improved to be 1.45~2.35μm in modified spindle. Axial error motion was 4.30~12.6μm in original spindle, and improved to be 4.0~10.0μm in modified spindle.

Distortion appearing on error motion graphs indicated that machining the spindle and assembling the peripheral parts had some defects and the thermal deformation of spindle occured in one direction.

5) The above analyses and results indicate that thermal deformation and error motion of spindle have close relation with the selection of spindle bearing and assembling fits among bearings, spindle and housing.

Several characteristics of spindle were improved by modifying spindle design. Therefore, the examples of the design and machining tolerances of spindle system and housing presented by this study can be applied to design and assemble surface grinding machine in the field.

目　　次

1. 序　　論 ····· 13

2. 主軸部의　靜剛性 ····· 15

2-1　序　論 ····· 15

2-2　靜剛性　理論 ····· 16

2-3　主軸部　最適設計 ····· 21

2-4　解析例　및　結果分析 ····· 23

3. 主軸部의　動剛性 ····· 32

3-1　序　論 ····· 32

3-2　動特性　解析理論 ····· 33

3-3　結果分析　및　實驗 ····· 38

4. 主軸部의　熱剛性 ····· 42

4-1　序　論 ····· 42

4-2　主軸先端과　테이블上面과의　相對變位 ····· 46

4-3　實驗結果　및　分析 ····· 58

4-4　熱變形　對策 ····· 70

5. 主軸의　回轉精度 ····· 84

5-1　序　論 ····· 84

5-2　研削機　主軸의　回轉精度 ····· 85

5-3　主軸의　回轉誤差　發生要因 ····· 88

5-4　實驗裝置　및　測定回路 ····· 90

5-5　結果　및　分析 ····· 94

6．綜合的　考察 …… 105

6－1　靜剛性 …… 106

6－2　動剛性 …… 107

6－3　熱剛性 …… 107

6－4　回轉精度 …… 108

7．結　　論 …… 110

參考文獻 …… 112

附　錄　1．試驗用　研削機의　精度　比較表…… 114

2．製作會社別　研削機　시방　對比表 …… 116

3．主軸과　하우징의　베어링　組立部分의　加工公差

設計例（P4 級　베어링　基準）…… 117

대한민국 국회
도서관 장서

CONTENTS

1. Introduction 13

2. Static Stiffness of Spindle System 15

2-1. Introduction 15

2-2. Theory of static stiffness 16

2-3. Optimum design of spindle system 21

2-4. Example of analysis & discussion of results ... 23

3. Dynamic Stiffness of Spindle System 32

3-1. Introduction 32

3-2. Theory of dynamic characteristics 33

3-3. Discussion of results & experiment 38

4. Thermal Stiffness of Spindle System 42

4-1. Introduction 42

4-2. Relative displacements between spindle nose
& table 46

4-3. Results of experiment & discussion 58

4-4. Countermeasures for thermal deformation 70

5. Error Motion of Spindle 84

5-1. Introduction 84

5-2. Error motion of spindle 85

5-3. Causes of error motion 88

5-4. Experimental apparatus & circuit 90

5-5. Results & discussion 94

6. Syntheses of Results 105

6-1. Static stiffness 106

6-2. Dynamic stiffness 107

6-3. Thermal stiffness 107

6-4. Error motion 108

7. Conclusions 110

References 112

Appendix 114

1. Accuracy of studied surface grinding machines ... 114

2. Specification of grinding machines produced in Korea 116

3. Design example of machining tolerances of spindle, housing and bearings for their proper assembling 117

1. 序　　論

工作機械는 所謂 Mother Machine으로서 그 性能 및 品質은 모든 工産品의 品質에 絶對的인 영향을 미치고 있다. 그 中에서도 研削機는 製品의 精密度를 最終的으로 決定하는 마무리 作業을 擔當하는 工作機械로서, 最近 NC, CNC 化等 自動化의 擴大 및 半導體等의 發達과 함께 이를 뒷받침할 수 있는 精密加工의 手段으로서 그 重要性이 더욱 增大되고 있다.

國內의 工作機械 産業은 汎用工作機械를 中心으로 生産技術은 相當한 水準에 올라있으나, 아직도 設計能力面에서는 未洽한 實情이다. 當研究所에서는 '79年度부터 研削機에 對한 事前檢査 業務를 遂行하고 있는 바, 統計에 依하면 '84年度 成形研削機의 平均不合格率은 26.3%(工作機械類 全體 平均不合格率 9.4%)에 이르고 있으며, 이러한 不合格의 主要原因은 不適合한 主軸部設計 및 組立技術의 不足에 基因하는 것으로 指適되고 있다.

研削機의 主軸部는 工作精度 및 加工能率 等 研削機의 性能에 크게 영향을 미치며, Chattering, 形狀精度, 表面거칠기 等 加工上의 問題點 및 加工精密度를 決定하는 主된 因子가 되고 있다.

따라서 先進國에서는 主軸部 改善을 爲한 構造解析이나 熱變形에 對한 研究가 活潑히 進行되고 있으며, 國內에서도 工作機械의 動的特性에 關한 研究報告書는 發表되고 있으나 研削機에 對해서는 아직까지 손을 대지 못하고 있는 實情이다.

이에따라 本 研究에서는 現在 研削機 生産業界에서 必要로 하는 設計 및 組立技術의 確立에 必要한 基礎資料의 獲得을 爲하여 成形研削機의 主軸部를 對象으로 靜·動剛性, 回轉精度 및 熱變形 問題等을 理

論的으로 解析하고 諸般 問題發生의 Mechanism을 定量的으로 규명하였으며, 國産과 外産의 成形研削機 1臺씩을 試料로 選定하여 그 構造 및 性能 等을 比較 測定한 後 國産研削機의 問題點을 抽出하였다. 이어서 理論的으로 규명된 資料를 土臺로 抽出된 問題點의 補完을 爲한 設計變更을 實施하였으며 이에 따라 研削機를 修正한 後 다시 性能을 試驗하여 元來의 性能과 比較함으로써 그 結果를 確認하였다.

2. 主軸部의 靜剛性

2-1 序 論

主軸의 靜剛性은 切削力에 대한 主軸의 變形의 程度로 定意되며 일반적으로 工作機械의 主軸部 設計段階에서 쉽게 적용시킬 수 있는 것으로 强力切削, 耐 Chattering 과 밀접한 관계를 가지고 있다.

지금까지의 硏究에 의하면, 靜剛性은 主軸形狀, 主軸의 支持方法, 베어링間隔, 主軸베어링의 種類 및 크기에 의해 결정된다. 이의 解析方法은 主軸을 2～3개의 彈性的으로 支持된 單純支持보(elastically supported simple beam)로 모델화시켜 主軸先端(spindle nose)에 힘을 가했을때 主軸의 變形에 기초하고 있다. 이러한 變形은 主軸自體의 變形과 베어링反力에 의한 베어링의 變形의 합으로 볼 수 있으며 Honrath 等[1]에 따르면 全體變形에 대한 主軸自體의 變形은 50～70%, 베어링變形은 30～50%가 된다. 또한 Schlesinger[2]는 靜剛性은 前部베어링(front bearing)에 의해 주로 결정되며 後部베어링(rear bearing)또는 中間베어링(middle bearing)은 거의 영향을 미치지않는다고 했다. 그외에 Shenck는 前後베어링의 中點의 變形이 1 μm가 되는 荷重을 靜剛性으로 定意하고 靜剛性式을 유도했으며 Yang Shuzi[3]는 Correlation Stiffness의 槪念을 도입하여 靜剛性을 解析하고 前部베어링 돌출부 길이를 짧게, 軸의 斷面2次 모우엔트 및 前部 베어링의 剛性을 높이는 것이 主軸의 靜剛性을 向上시키는 方法이라고 했다.

한편, 主軸部의 最適設計는 靜剛性 解析을 통하여 主軸先端의 最大靜剛性 즉 主軸先端의 變形을 最小로 하는 베어링 간격(bearing span)

을 決定하는 問題로 귀결된다.[4,5] Honrath는 베어링간격 ℓ은 前部 베어링돌출부 길이 a의 3～5배 정도를, 安井武司[6]는 普通旋盤 主軸의 경우 主軸지름D의 2.5～5배로 정하고 있다. 일반적으로 ℓ=(3～5)a, 혹은 ℓ=(3～6)D를 기준으로 하여 大型主軸의 경우는 하한치를, 小型의 경우는 상한치로 결정하고 있다.

그러나, 이러한 解析은 베어링 剛性係數(bearing stiffness)가 힘에 대하여 線形(linear)이라는 가정하에 이루어져 剛性係數가 非線形的이라는 Hertz 理論에 비추어 어느정도 타당성을 결여하고 있다고 판단된다.

本 硏究에서는 國內 工作機械業體의 成形硏削機의 主軸系를 모델로 베어링剛性의 非線形性을 고려하여 靜剛性을 解析하고 主軸系 여러요소가 이에 영향을 미치는 정도를 分析하였다. 또한 最適베어링간격을 결정하기 위하여 主軸先端의 처짐을 最小化하는 方法과 더불어 主軸 양끝단 및 前後 베어링 中點의 3點의 처짐을 最小化하는 方法을 도입하여 두 결과를 比較했다. 以上의 靜剛性 解析 및 最適設計를 위한 電算 program을 開發하여 몇개의 設計條件만으로 最適値를 구하고 그때 主軸 및 베어링의 變形形態를 出力시켜 볼 수 있도록 하였다.

2－2 靜剛性 理論

2-2-1 硏削機 主軸部

硏削機의 主軸部는 Fig 2-1과 같은 構造로 되어 있으며, 旋盤의 경우는 숫돌(grinding wheel)대신에 척(Chuck)이 고정되며 軸의 中間 또는 끝단에 動力傳達要素(gear,pulley등)가 부가되나 解析

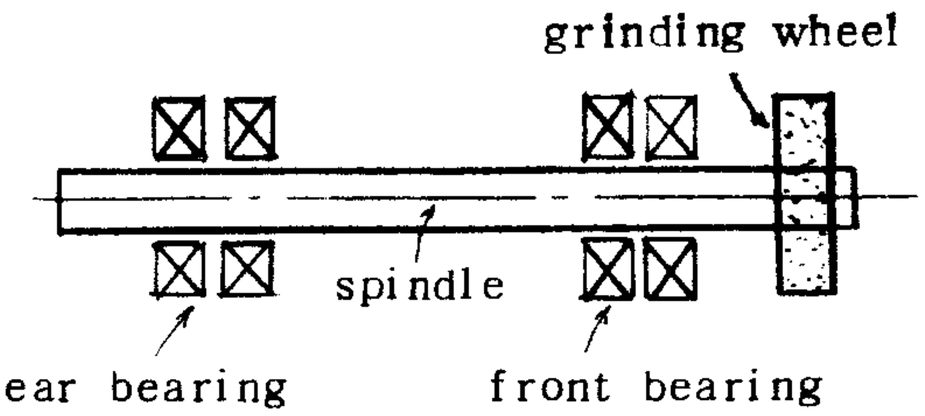


Fig. 2-1 Spindle of grinding machine.

은 같은 方法으로 할수 있다.

Fig 2-1 은 Fig 2-2(a)와 같이 베어링 剛性 C_1, C_2 및 damping 常數 d_1, d_2 를 가진 스프링支持系로 볼 수 있으며 이때 d_1, d_2 는 靜剛性에는 영향이 미치지 않으므로 여기서는 고려하지 않는다.

2-2-2. 主軸部의 變形

主軸의 全體變形은 主軸自體의 變形(Fig.2-2(b)과 베어링 反力에 의한 變形(Fig.2-2(c))의 合으로 볼 수 있으며 우선 主軸自體의 變形을 구하기 위하여 Singularity function을 利用하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

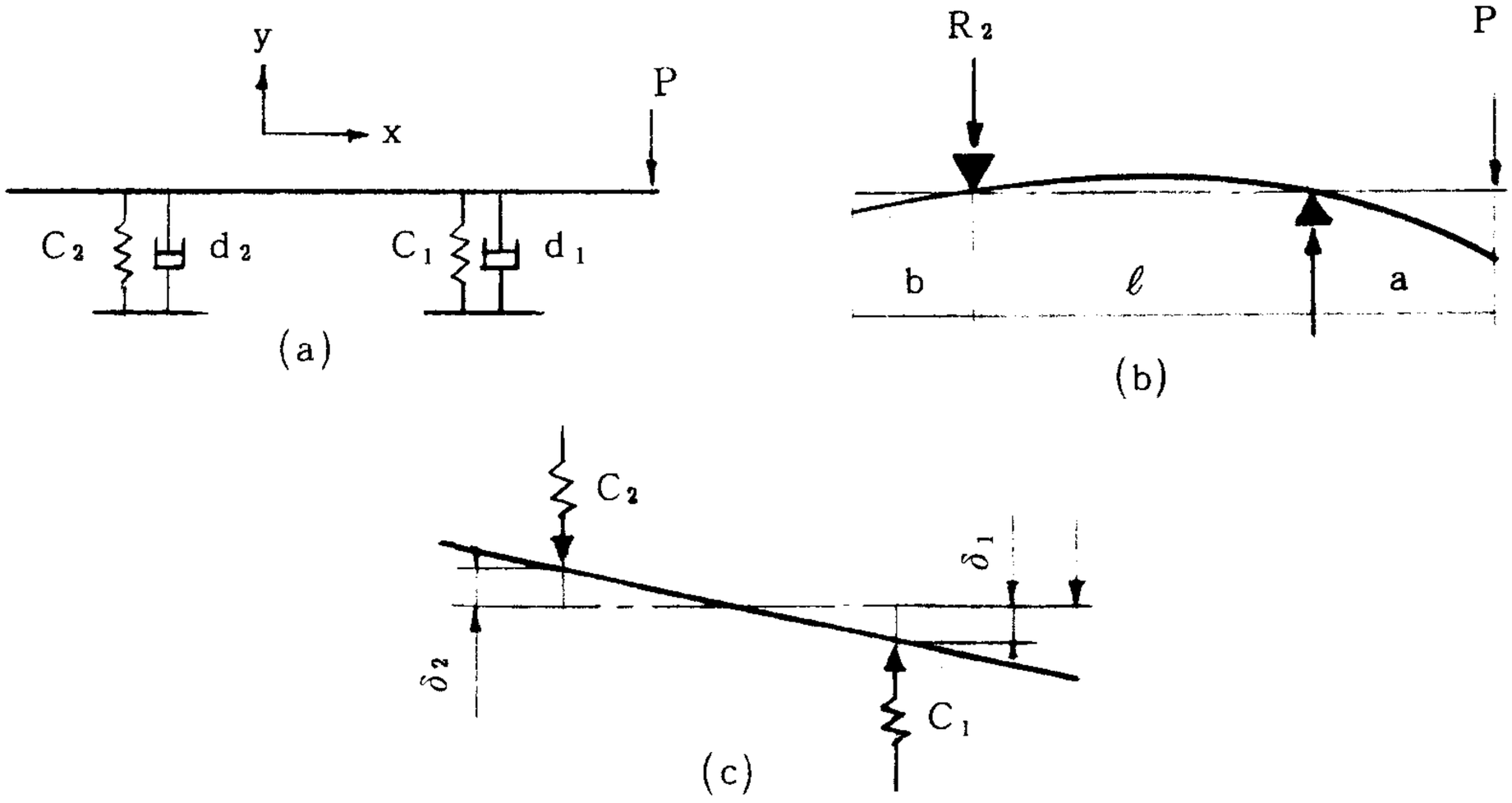


Fig. 2-2 Modeling of static deflection of spindele

$$q = -R_2\langle x-b\rangle^{-1} + R_1\langle x-(\ell+b)\rangle^{-1} - P(x-(1+a+b)\rangle^{-1}$$

$$-V = -R_2\langle x-b\rangle^{0} + R_1\langle x-(\ell+b)\rangle^{0} - P\langle x-(\ell+a+b)\rangle^{0}$$

$$M_b = -R_2\langle x-b\rangle^{1} + R_1\langle x-(\ell+b)\rangle^{1} - P\langle x-(\ell+a+b)\rangle^{1}$$

$$EI\frac{dy}{dx} = -\frac{R_2}{2}\langle x-b\rangle^{2} + \frac{R_1}{2}\langle x-(\ell+b)\rangle^{2} - \frac{P}{2}\langle x-(\ell+a+b)\rangle^{2} + k_1$$

$$EIY = -\frac{R_2}{6}\langle x-b\rangle^{3} + \frac{R_1}{6}\langle x-(\ell+b)\rangle^{3} - \frac{P}{6}\langle x-(\ell+a+b)\rangle^{3} + k_1 x + k_2$$

.....-(2-1)

여기서, R_1 : 前部 베어링反力, R_2 : 後部베어링反力

q : 荷重

V : 剪斷力

M_b : 굽힘 모우멘트

a : 前部 베어링돌출부 길이

b : 後部 베어링돌출부 길이

ℓ : 베어링간격

E : Young率

I : 斷面2次 모우멘트

한편, R_1 과 R_2 는 Fig. 2-2(b)에서 힘의 평형조건으로 부터

$$R_1 = \left(\frac{\ell+a}{l}\right)P, \quad R_2 = \left(\frac{a}{\ell}\right)P \quad \text{.....-(2-2)}$$

또한 적분상수 k_1, k_2 는 경계조건

$x = b$ 에서 $y = o$, $x = b + \ell$ 에서 $y = o$

을 式(2-1)에 대입하여 다음과 같이 구해진다.

$$k_1 = \frac{R_2}{6}\ell^2, \qquad k_2 = -\frac{R_2}{6}\ell^2 b$$

이상의 결과를 式(2-1)에 대입하면 主軸의 變形式 y_1은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y_1=-\frac{aP}{6EI\ell}\langle x-b\rangle^3+\frac{(\ell+a)P}{6EI\ell}\langle x-(\ell+b)\rangle^3+\frac{a\ell P}{6EI}x-\frac{ab\ell P}{6EI} \quad \cdots\cdots (2-3)$$

한편, 베어링反力 R_1, R_2에 의한 베어링變形과 主軸變形을 구하기 위하여 Fig.2-2 (c)에서 베어링反力에 의한 前後 베어링의 變形量을 각각 δ_1, δ_2라 하면 임의의 점에서 主軸의 變形 y_2는

$$y_1=-(\frac{\delta_1+\delta_2}{\ell})x+\frac{b}{\ell}\delta_1+(\frac{\ell+b}{\ell})\delta_2 \quad \cdots\cdots (2-4)$$

여기서 δ_1, δ_2는 2-2-3에서 구할 수 있다.

이상의 결과에서 主軸部의 전체變形 y는 y_1과 y_2의 합이므로

$$y = y_1+y_2$$

$$= -\frac{aP}{6EI}\langle x-b\rangle^3+\frac{(\ell+a)P}{6EI\ell}\langle x-(\ell+b)\rangle^3-\frac{P}{6EI}\langle x-(\ell+a+b)\rangle^3+\frac{a\ell P}{6EI}x$$

$$-\frac{ab\ell P}{6EI}-\frac{(\delta_1+\delta_2)}{\ell}x+\frac{b}{\ell}\delta_1+(\frac{\ell+b}{\ell})\delta_2 \quad \cdots\cdots (2-5)$$

2-2-3 베어링의 變形과 剛性係數(bearing stiffnes)

靜剛性 解析에 있어서 가장 어려운 점의 하나는 베어링의 剛性係數를 구하는 것이다. 일반적으로, 반지름方向의 힘(radial force)을 받는 구름베어링(rolling bearing)의 剛性係數는 윤활유의 영향을 무시하면 荷重, 베어링의 種類, 안지름과 바깥지름, 傳動體인 로울러(roller),니이들(needle)또는 볼(ball)의 지름, 폭, 갯수 및 조립틈새의 영향을 받는다. 실제의 解析에 있어서는 實驗的으로 剛性係數를 구할 수 있으나 本 硏究에서는 Hertz의 접촉탄성이론에 의한 式

(Table2-1)을 이용하여 반지름 방향의 變形量 δr 을 구하고 베어링 剛性係數를 線形으로 가정한 경우는

$$C_1 = \frac{R_1}{\delta_1}, \quad C_2 = \frac{R_2}{\delta_2} \quad \cdots\cdots (2-6)$$

여기서, C_1 : 前部 베어링 剛性係數

C_2 : 後部 베어링 剛性係數

로 구했으며 非線形으로 가정한 경우는 다음과 같이 정의하여 구했다.

$$C_{1,2} = \left(\frac{dFr}{d\delta r} \right) \quad \begin{matrix} Fr = R_1, R_2 \\ \delta r = \delta_1, \delta_2 \end{matrix} \quad \cdots\cdots (2-7)$$

Table 2-1 베어링의 彈性變形量

베 어 링 의 種 類	반지름方向變形量 δr (㎜)	軸方向變形量 δa (㎜)
깊은홈 볼 베어링	$\delta r = 0.002 \left(\frac{Q_{max}^2}{Da}\right)^{1/3}$	$\delta a = \frac{0.002}{\sin\alpha} \left(\frac{Q^2}{Da}\right)^{1/3}$
앵귤러콘택트베어링	$\delta r = \frac{0.002}{\cos\alpha_0} \left(\frac{Q_{max}^2}{Da}\right)^{1/3}$	$\delta a = \frac{0.002}{\sin\alpha} \left(\frac{Q^2}{Da}\right)^{1/3}$
自動調心 볼 베어링	$\delta r = \frac{0.0032}{\cos\alpha_0} \left(\frac{Q_{max}^2}{Da}\right)^{1/3}$	$\delta a = \frac{0.0032}{\sin\alpha_0} \left(\frac{Q^2}{Da}\right)^{1/3}$
트러스트 볼 베어링	-	$\delta a = \frac{0.0024}{\sin\alpha_0} \left(\frac{Q^2}{Da}\right)^{1/3}$
圓筒로울러 베어링	$\delta r = 0.0006 \frac{Q_{max}^{0.9}}{\ell eff^{0.8}}$	-
테이퍼 로울러베어링	$\delta r = \frac{0.0006}{\cos\alpha_0} \frac{Q_{max}^{0.9}}{\ell eff^{0.8}}$	$\delta a = \frac{0.0006}{\sin\alpha_0} \frac{Q_{max}^{0.9}}{\ell eff^{0.8}}$
自動調心로울러베어링	$\delta r = \frac{0.0012}{\cos\alpha_0} \left(\frac{Q_{max}^3}{\ell eff}\right)^{1/4}$	$\delta a = \frac{0.0012}{\sin\alpha_0} \left(\frac{Q^3}{\ell eff}\right)^{1/4}$
最 大 轉 動 體 荷 重	railal 荷重 Fr (kgf) 볼베어링 $Q_{max} = \frac{5Fr}{\cos\alpha_0}$ 로울러베어링 $Q_{max} = \frac{4.6\,Fr}{\cos\alpha_0}$	thrust 荷重 Fa (kgf) $Q = \frac{Fa}{iZ\sin\alpha}$

여기서 D_a : 볼의 지름 (mm)

ℓ_{eff} : 로울러의 유효길이 (mm)

i : 베어링의 例數

Z : 1 例당의 傳動體의 수

α_o : 無負荷時의 接觸角

α : 負荷時의 接觸角

한편, 傳動體의 지름 및 수량은 다음식들로부터 구한다.

$$P_a \approx \frac{1}{4}(Do - Di)$$

$$\ell_{eff} \approx 0.5\,B : \text{로울러 베어링}$$

$$\approx 0.8\,B : \text{니이들 베어링}$$

$$Z_{max} = 180\,^{\circ} / \arcsin\left(\frac{D_o - D_i}{2(D_o + Di)}\right)$$

$$\psi = Z/Z_{max} \begin{cases} = 0.7 : \text{로울러 베어링} \\ = 0.6 : \text{니이들 베어링} \\ = 0.5 : \text{볼 베어링} \end{cases}$$

여기서, D_o : 베어링 바깥지름

D_i : 베어링 안지름

B : 베어링 폭

이상의 式들에서 베어링의 變形量 및 剛性係數는 荷重 즉, 베어링反力, 베어링種類, 베어링폭, 베어링의 바깥지름 및 안지름만 알면 구해진다.

2 - 3 主軸部의 最適設計

主軸部變形의 개략도를 Fig2-3 에 나타내었다. 主軸先端의 變形

量 y_f 는 式(2-5)에

$$x = \ell + a + b$$

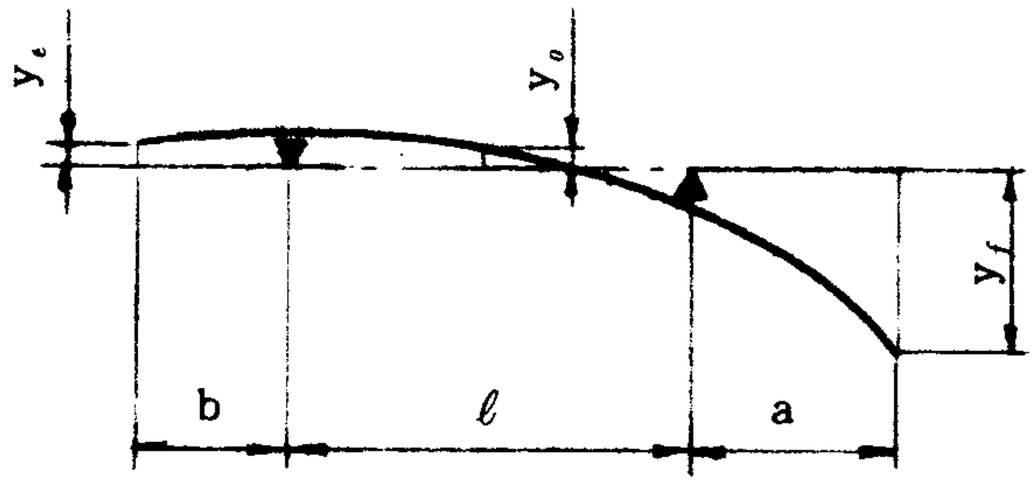


Fig. 2-3 Total static deflection of spindle

를 대입하고 베어링剛性을 線形으로 가정할 경우 式(2-6)을 이용하면

$$y_f = -\frac{Pa^3}{3EI} - \frac{P\ell a^2}{3EI} - \left(\frac{\ell+a}{\ell}\right)^2 \frac{P}{C_1} - \left(\frac{a}{\ell}\right)^2 \frac{P}{C_2} \quad \cdots\cdots (2-8)$$

非線形으로 가정할 경우는

$$y_f = -\frac{Pa^3}{3EI} - \frac{P\ell a^2}{3EI} - \left(\frac{\ell+a}{\ell}\right)\delta_1 - \left(\frac{a}{\ell}\right)\delta_2 \quad \cdots\cdots (2-9)$$

로 유도할 수 있으며 δ_1, δ_2 는 Hertz 式에서 구한다.

지금까지의 대부분의 硏究는 式(2-8)을 이용하여 y_f 의 絶對値를 最小化시키는 베어링 간격 ℓ 을 구하여 이를 主軸設計에 있어 主軸先端의 靜剛性을 最大로 하는 最適 베어링 간격으로 定義하고 있다.

그러나, 本 硏究에서는 主軸끝단의 變形 y_e 및 前後베어링의 중점의 처짐 y_o 도 고려하여 이를 비교하기로 하였다. y_o 는 式(2-6)에

$$x = b + \frac{\ell}{2}$$

를 대입하여 구하면

베어링 剛性線形 : $y_o = \frac{a\ell^2}{16EI} P + \frac{\ell}{2}\left\{\left(\frac{a}{\ell}\right)\frac{P}{C_2} - \left(\frac{\ell+a}{\ell}\right)\frac{P}{C_1}\right\}$

$$\cdots\cdots(2-10)$$

베어링 剛性 非線形 : $y_o = \frac{a\ell^2}{16EI} P + \frac{\ell}{2}(\delta_2 - \delta_1)$ ……(2-11)

마찬가지로 y_e는 式(2-6)에

$$x = o$$

를 대입하여 구하면

베어링 剛性 線形 : $y_e = \frac{a.b.\ell}{16EI} P + \frac{b(\ell+a)}{\ell^2} \frac{P}{C_1} + \frac{a(\ell+b)}{\ell^2} \frac{P}{C_2}$

$$\cdots\cdots(2-12)$$

베어링 剛性 非線形 : $y_e = - \frac{ab\ell}{16EI} P + \frac{b}{\ell}\delta_1 + (\frac{b+\ell}{\ell})\delta_2$

한편, y_f, y_o 및 y_e를 最小化 하기 위하여 目的函數 Y를 도입하여

$$Y = y_f^2 + y_o^2 + y_e^2 \cdots\cdots(2-13)$$

로 定義하면 이를 最小化하는 베어링 간격 ℓ이 最適値가 된다.

2 – 4 解析例 및 結果分析

2-4-1 解 析 主 軸

Fig . 2 - 4(a)는 國內硏削機 製造業體의 실제 主軸이며 (b)는 이를 모델화시킨 것이다. 軸의 각 要素의 길이 및 지름은 다음과 같다.

$\ell_1 = 32$, $\ell_2 = 25$, $\ell_3 = 47$, $\ell_4 = 129$, $\ell_5 = 42$, $\ell_6 = 13$, $\ell_7 = 24$,

$D_1 = 19$, $D_2 = 25$, $D_3 = 30$, $D_4 = 40$, $D_5 = 25$, $D_6 = 23$, $D_7 = 20$

Table 2 - 2 는 軸의 物理的 性質 및 化學成分을 나타내었으며

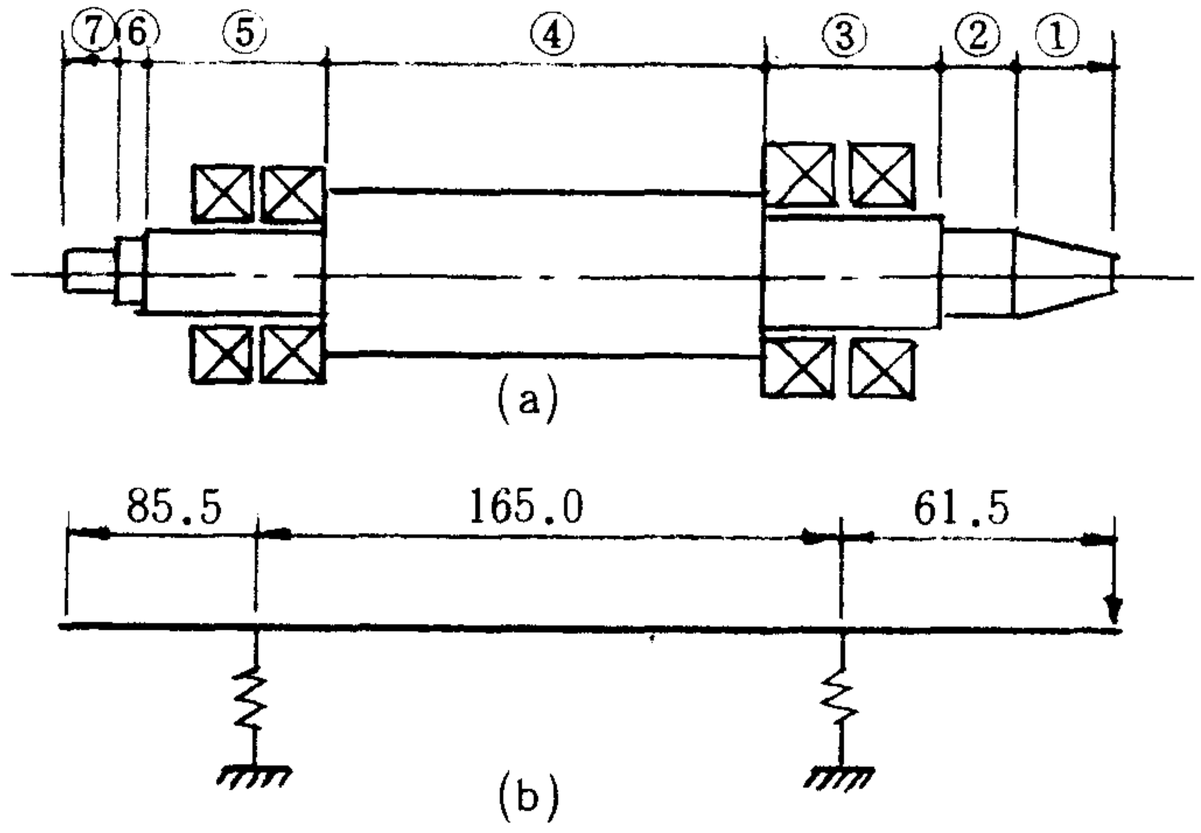


Fig. 2-4 Studied spindle.

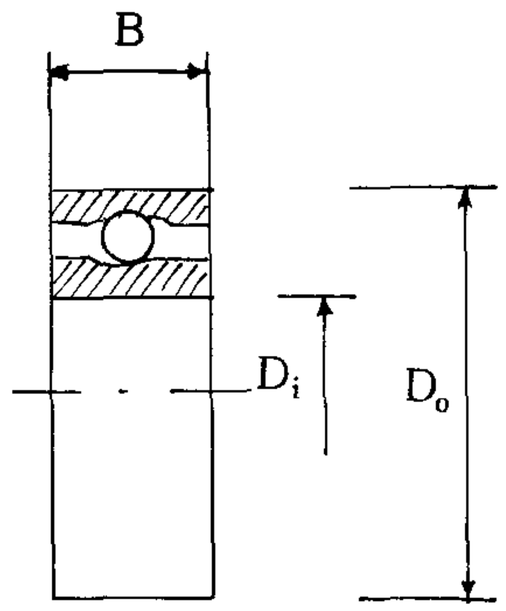
Table 2-3 는 사용된 베어링이다.

Table 2-2 Mechanical properties & chemical compositions of spindle

Mechanical properties		Chemical Compositions	
material	SM45C	C	0.41 - 0.48 %
young's modulus	2100 kg/mm^2	Si	0.15 - 0.35 %
density	7.8×10^{-6} kg/mm^3	Mn	0.60 - 0.90 %
Poisson's ratio	0.275	P	- 0.03 %
yield stress	60 kg/mm^2	S	- 0.035 %

Table 2-3 Spindle bearings

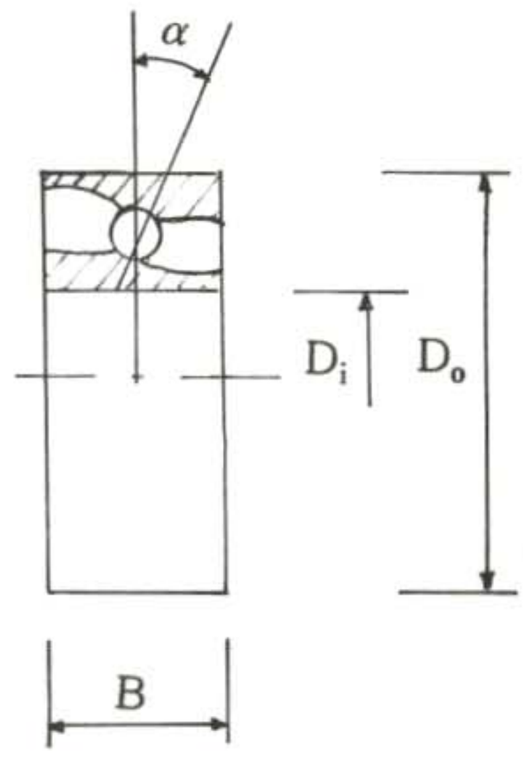
	JIS	D_o	D_i	B
Front Bearing	6206	62	30	16
Rear Bearing	6205	50	25	15



한편, 研削機의 主軸 베어링으로는 일반적으로 Angular contact ball bearing을 사용하고 있으며, 깊은홈 볼 베어링은 推力을 받을 수없으므로 거의 사용되지 않을 뿐만 아니라 精密工作機械用으로는 부적당하다. 따라서, 본 연구에서는 Angular conlact ball bearing을 다시 組立하여 靜剛性을 조사하였다. 이의 베어링을 Table. 2-4에 나타내었다.(chap 6 參照)

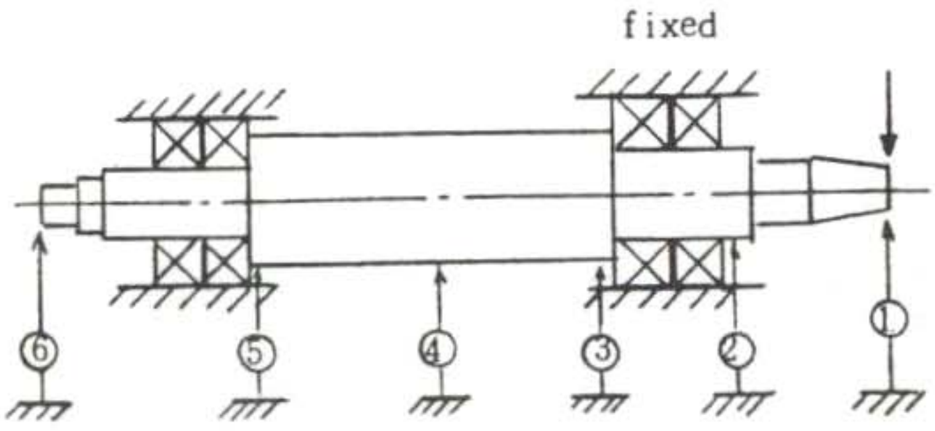
Table 2-4 Modified spindle bearings

	JIS	D_o	D_i	B	$\alpha(°)$
Front bearing	7206C	62	30	16	15
Rear bearing	7205C	50	25	15	15



2-4-2 靜剛性 實驗 및 解析結果

主軸部의 靜剛性 實驗 원리를 Fig.2-5에 나타내었으며 이의 測定모습을 Fig. 2-6에 나타내었다.



※ 1～6 : dial gage

Fig 2-5 Measurement of static deflection.

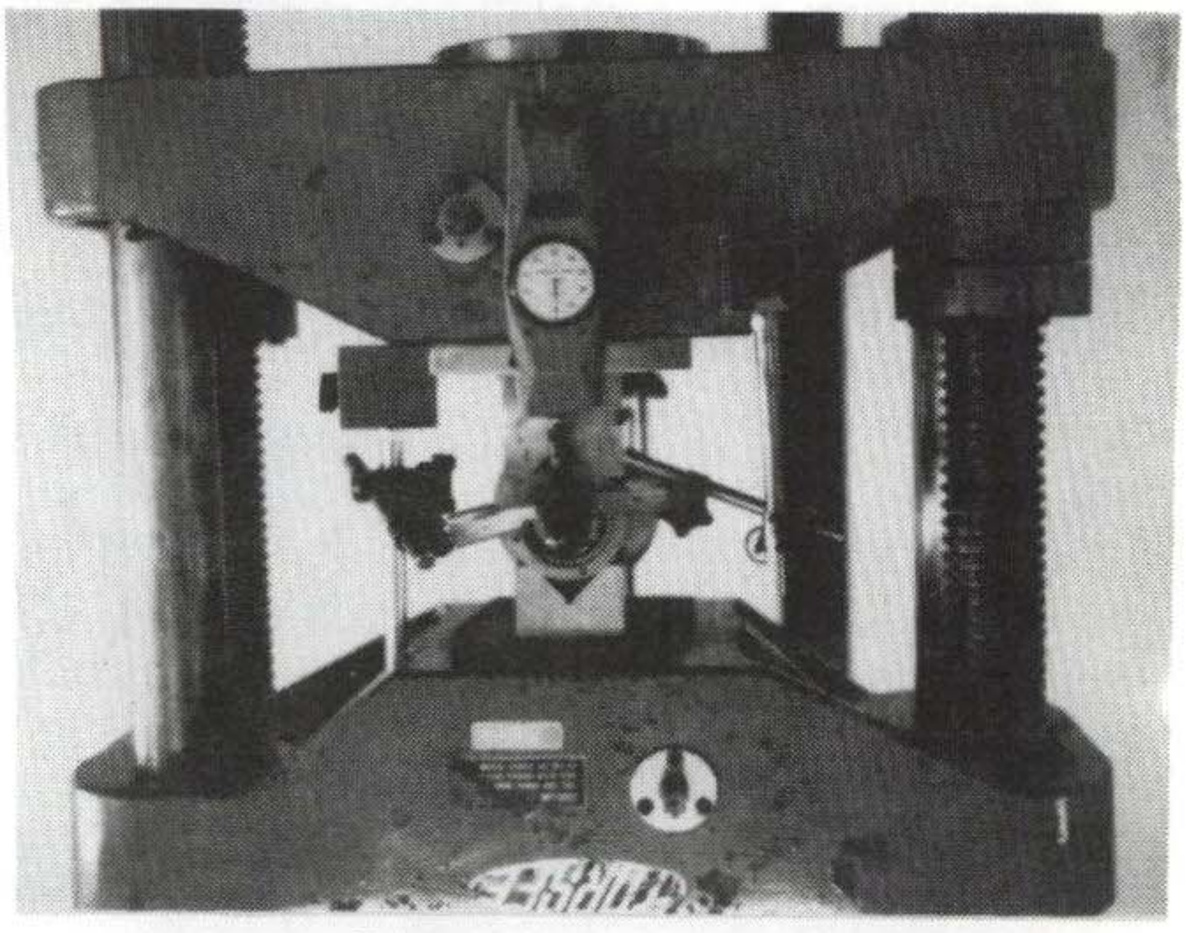


Fig. 2-6 Feacture of measurement

主軸先端의 荷重은 10 *kg* f 의 추를 이용하여 가했으며 測定値와 開發된 program에 의한 계산치를 Fig 2-7 에 나타내었다.

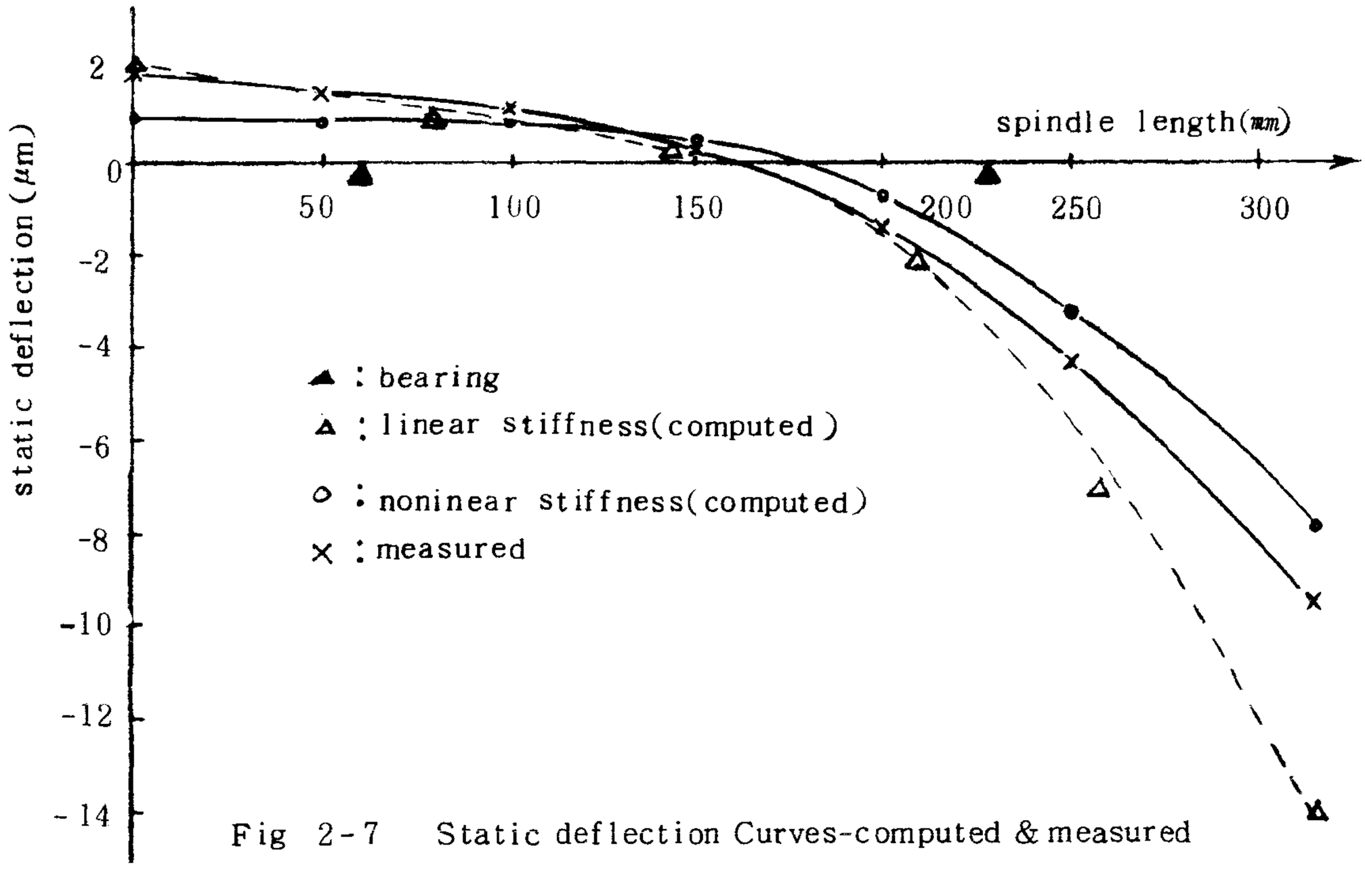


Fig 2-7 Static deflection Curves-computed & measured

Fig2-7에서 보듯이 實驗値가 계산치 보다 크게 나타나고 있으며 이는 계산치가 베어링 內外輪과 볼의 간극(Clearance)및 軸과의 組立틈새를 고려하지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 또한 베어링 앞뒤 돌출부의 軸의 지름은 계산치에서 사용된 平均 軸지름 33.9 *mm* 보다 작으므로 實驗値 變形量이 더 크게 나타난 것으로 보인다.

한편, 계산치 중에서도 베어링 剛性을 線形으로 가정할 때보다 非線形으로 가정할 때 더 크게 나타났다. 主軸端의 變形量의 경우 線形일때 總變形量은 7.78 μm로 主軸自體變形이 57.6 %를 차지했으며 非線形일때 總變形量은 9.43 μm로 主軸自體變形이 47.5 %를 차지하여 線形일 경우 主軸自體變形이 차지하는 비율이 크며 베어링反力에

의한 主軸變形은 작다. 이들 變形量들은 Honrath가 주장한 범위와 일치하고 있다.

Fig. 2-8은 主軸部의 最適設計를 위하여 $R = a/\ell$로 定義하고 R의 변화에 따른 主軸先端의 처짐 y_f, 前後베어링 中點의 처짐 y_o, 끝단의 처짐 y_e 및 $Y = y_f^2 + y_e^2 + y_o^2$의 변화를 나타낸 것이다.

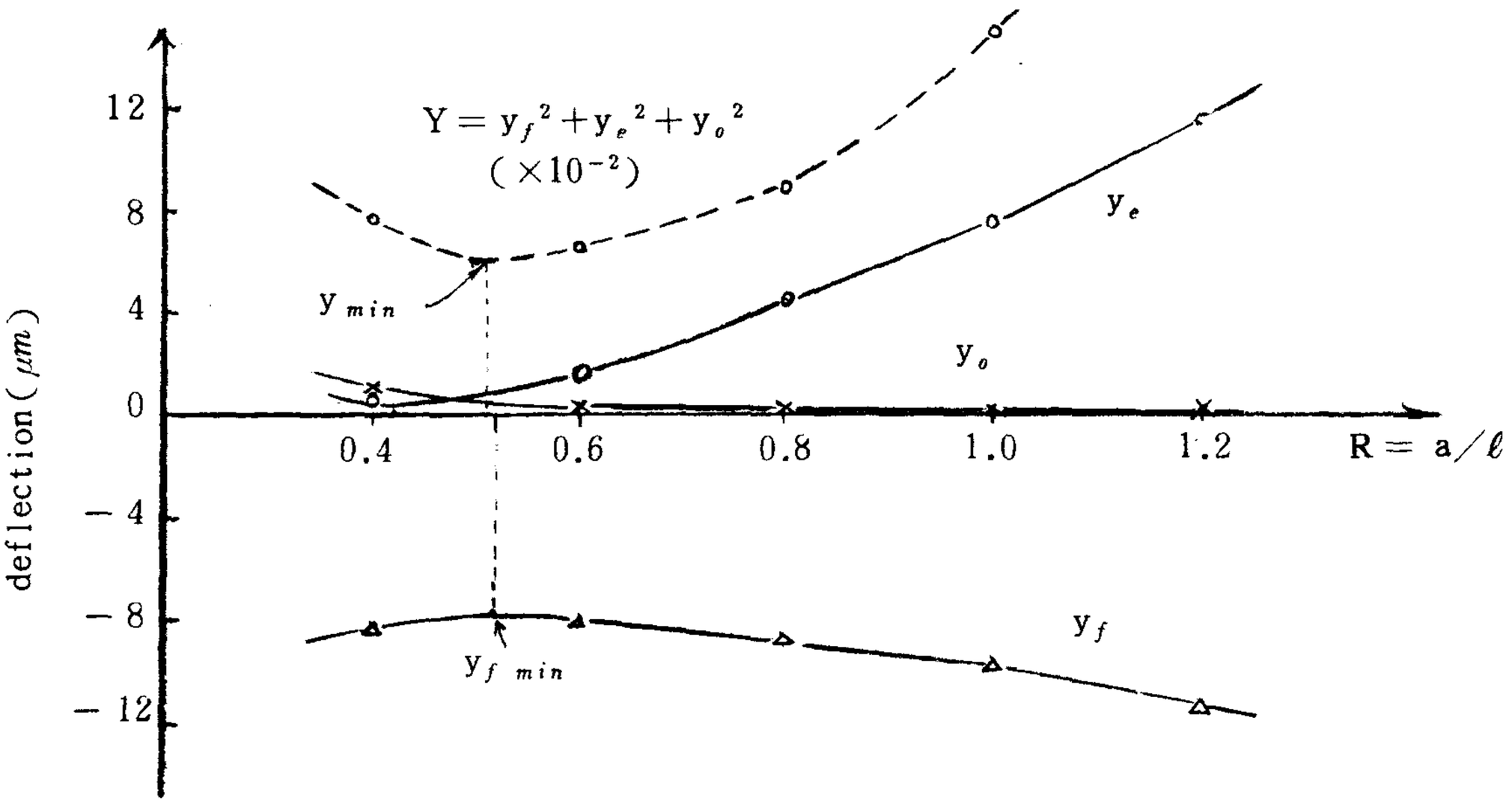


Fig. 2-8 Determination of optimal bearing span - linear bearing stiffness

이 그림은 베어링剛性이 線形일때를 나타낸 것으로 y_o는 항상 감소하고 있으며 ye는 R = 0.42에서 最小가 된다.

또한, 最適設計基準이 되는 y_f는 R = 0.52에서 Y는 R = 0.51에서 最小가 되며 이때 最適 베어링 간격은 각각 $\ell_{opt} = 163.6$ mm, $\ell_{opt} = 168.5$ mm이다.

한편, 非線形경우는 y_f는 R = 0.47 즉 $\ell_{opt} = 181.0$ mm, Y는 R = 0.46 즉 $\ell_{opt} = 186.9$ mm로 나타났다. 이상의 4가지 결과로 부터 最適 R은 線形 및 非線形에서 y_f와 Y어느경우를 고려하더라도 거의

비슷한 값을 보이고 있으며 Y를 고려할 경우 最適間隔이 약간 크게 됨을 알 수 있다. 또한, 非線形을 고려하면 最適間隔이 약 10 % 정도 크게 나타나고 있으며, 本 硏究모델의 베어링 간격은 165.0 ㎜ 이므로 線形으로 가정하고 설계한 값임을 알 수 있다.

한편, 主軸部의 여러 要素 즉 前部 베어링 돌출부길이 a, 平均 軸지름 D_e,前後 베어링剛性 C_1, C_2 가 靜剛性 및 最適베어링 ℓopt 에 미치는 영향을 Table 2-5, 2-6 및 2-7에 나타내었다.

Table 2-5 Influence of a on ℓopt, y_f & Y (unit : ㎜)

a	ℓopt_1		$y_f(\times 10^{-2})$		ℓopt_2		Y ($\times 10^{-4}$)	
	L	N.L	L	N.L	L	N.L	L	N.L
60	180.1	198.0	0.46	0.58	185.7	211.9	0.22	0.35
70	173.2	189.6	0.57	0.71	177.5	200.4	0.33	0.52
80	166.7	184.0	0.70	0.85	172.1	190.6	0.50	0.75
90	162.0	178.1	0.85	1.02	166.5	183.5	0.73	1.06
100	158.3	173.4	1.02	1.21	160.8	178.0	1.06	1.49

Table 2-6 Influence of D_e on ℓopt, y_f & Y (unit : ㎜)

D_e	ℓopt_1		y_f ($\times 10^{-2}$)		ℓopt_2		Y ($\times 10^{-4}$)	
	L	N.L	L	N.L	L	N.L	L	N.L
25	103.3	108.6	1.68	1.88	107.2	115.9	2.84	3.58
30	136.3	145.5	1.03	1.20	140.7	156.2	1.08	1.50
35	171.9	191.1	0.72	0.88	175.4	195.4	0.54	0.80
40	275.1	226.5	0.54	0.69	215.1	226.5	0.30	0.49

L : linear bearing stiffness

NL : nonlinear bearing stiffness

Table 2-7 Influence of C_1, C_2 on ℓopt y_f & Y (unit : mm)

C_1 (kg/mm)	C_2 (kg/mm)	ℓopt_1	$y_f(\times 10^{-2})$	ℓopt_2	$Y(\times 10^{-4})$
5000	6000	186.9	0.95	191.1	0.90
8000	6000	162.1	0.78	168.5	0.62
11000	6000	150.7	0.70	156.2	0.50
14000	6000	143.1	0.65	148.1	0.44
9000	2000	191.1	0.83	200.0	0.76
9000	5000	162.1	0.76	168.5	0.59
9000	8000	153.4	0.74	156.2	0.55
9000	11000	148.1	0.73	150.7	0.53

위 세 Table에서 알 수 있는 바와 같이 前部 돌출부 길이 a가 감소할수록, 平均 軸지름 D_e가 증가할수록, 베어링 剛性이 증가할수록 主軸의 剛性은 증가된다.

또한, 主軸剛性은 베어링剛性을 線形으로 볼때가 더 커지며, 最適 베어링간격은 線形보다는 非線形이 y_f보다는 Y를 고려할때 더 크게 나타나고 있다.

한편, 세結果로부터 主軸要素의 量이 1倍 증가할때를 기준으로 y_f 및 Y의 변화를 계산하여 Table. 2-8에 나타내었다.

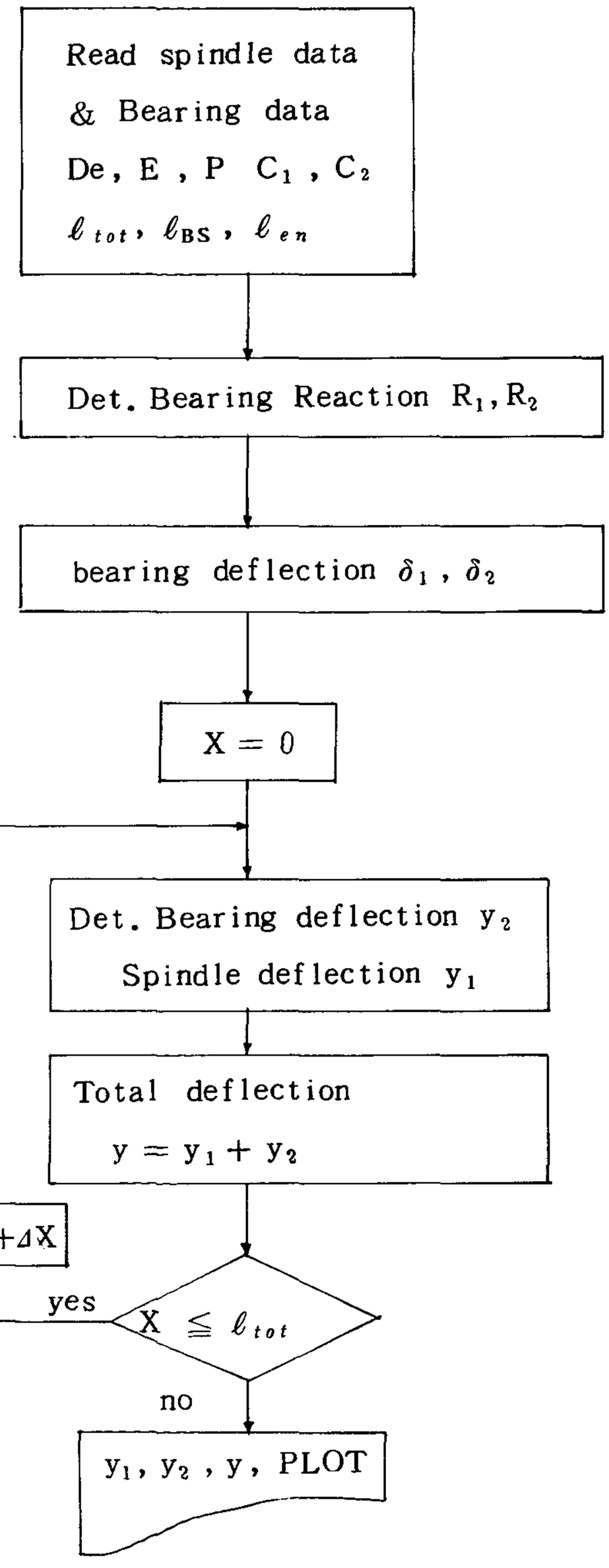
Table . 2-8 Influnce of a D_e, C_1, C_2 on y_f & y

	y_f		Y	
	L	N.L	L	N.L
a	+ 1.8	+ 1.6	+ 5.7	+ 4.9
D_e	- 3.5	- 2.9	- 14.1	- 10.5
C_1	- 0.3		- 0.6	
C_2	- 0.03		- 0.10	

여기서 (+)는 y_f 및 Y가 증가 즉 剛性이 감소하는 것을 나타내고 (-)는 그 반대이다. 이 Table에서 主軸剛性에 가장 큰 영향을미치는 것은 平均軸지름 D_e이며 다음이 前部 돌출부길이 a ,前部베어링剛性, 後部베어링剛性의 순이다. 따라서, 靜剛性面에서 主軸을 設計할 때 가장 중요한 要素는 主軸의 지름을 결정하는 것이며 다음이 前部돌출부 길이로서 이는 다른부분과의 간섭이 없는 범위내에서 최대한 짧게 설계해야 함을 알수 있다. 또한, 베어링剛性 즉 베어링의 종류는 靜剛性에 거의 영향을 미치지 않으므로 振動特性이나 發熱, 回轉精度 등을 양호하게 하는 베어링으로 설계해야 한다.

이상의 解析을 위하여 電算 program을 開發했으며 이 program을 사용하여 기존의 工作機械 主軸系의 設計 타당성을 검토하고 設計 초기단계에서 몇가지의 데이타만으로 最適設計가 가능하도록 하였다. 이의 flow chart를 Fig. 2-9에 나타내었다.

(1) Spindle deflection



(2) Optimum design

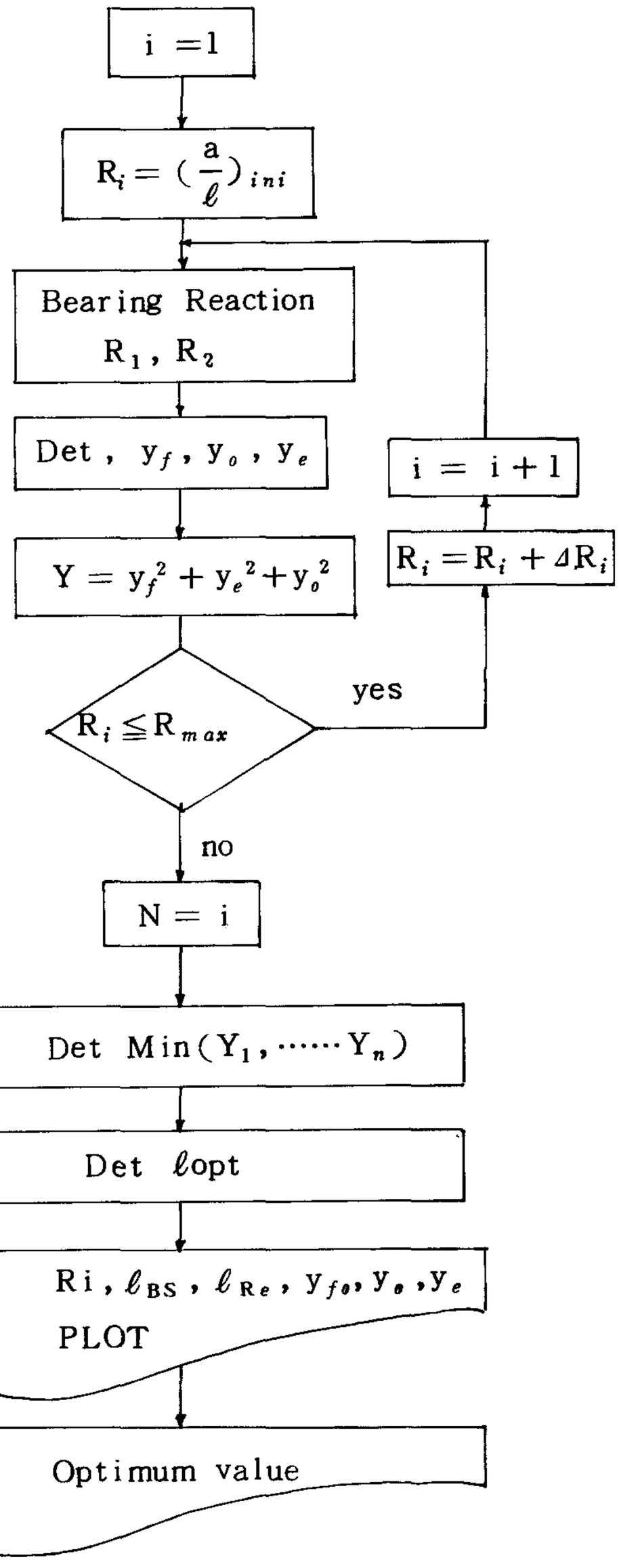


Fig. 2-9 Flow chart

3. 主軸部의 動剛性

3-1 序 論

工作機械의 精度는 앞에서 언급한 靜剛性 뿐만 아니라 主軸部 (spindle - bearing system)의 動的 特性에 의해 좌우된다.

특히, 加工時에 발생하는 Chattering은 工作機械의 構造와 主軸部의 動的特性에 전적으로 기인한다. 그런데, 靜剛性은 정확한 계산이 가능하나 工作機械 構造 혹은 主軸部의 動的特性을 미리 계산한다는 것은 거의 불가능하며 이는 각 部品의 組立에 의한 damping特性을 추정하기 어렵기 때문이다.

硏削機에 있어서 構造의 振動特性에 대해서는 固有振動數, 振動 mode, chatter 問題 등에 관한 연구가 있었으나 主軸部에 대해서는 bearing의 damping特性이 아직 정확히 알려지지 않아 이에대한 硏究는 초기단계에 있다고 할 수 있다.

回轉軸系의 振動解析에 있어서 傳達매트릭스法 (transfer matrix method)[7]를 사용하는 것이 아주 유용하다고 알려져 있으며, Han[8] 等은 이 方法을 사용하여 부수적 영향을 고려한 일반적인 回轉軸의 振動解析을 위한 범용 프로그램을 개발하였으며 실제모델에 적용한 결과 實驗結果와 부합함을 보였다.

本 硏究에서는 國産硏削機의 主軸部에 대하여 이 프로그램을 이용하여 主軸의 固有値 解析을 하였다. 또한 主軸이 硏削機에 組立된 상태에서의 振動特性을 알아보기 위하여 충격試驗을 통하여 共振周波數를 구하였다.

3 – 2　動剛性　解析理論

3-2-1　主軸部의　數學的　모델

主軸部의　解析모델을　Fig . 2-2(a)에　나타내었다. 이러한 構造의　回轉軸의　振動解析을 위하여　傳達matrix 法 (transfer matrix method) 이　가장　적합하다고　알려져　있다. Fig.2-2(a)의　主軸을　Fig.3-1 과 같이　斷面이　일정한　짧은　圓筒型　切斷要素로　나누면　이들 要素의 特性은　直徑, 길이, 質量　및　彈性係數들의　物理的　性質과　切斷面에　작용하는　剪斷力 (shearing force), 굽힘모우멘트 (bending moment), 처짐 (deflection), 휨角度　그외　外力이나　回轉慣性모우멘트　등에　의해 결정된다.

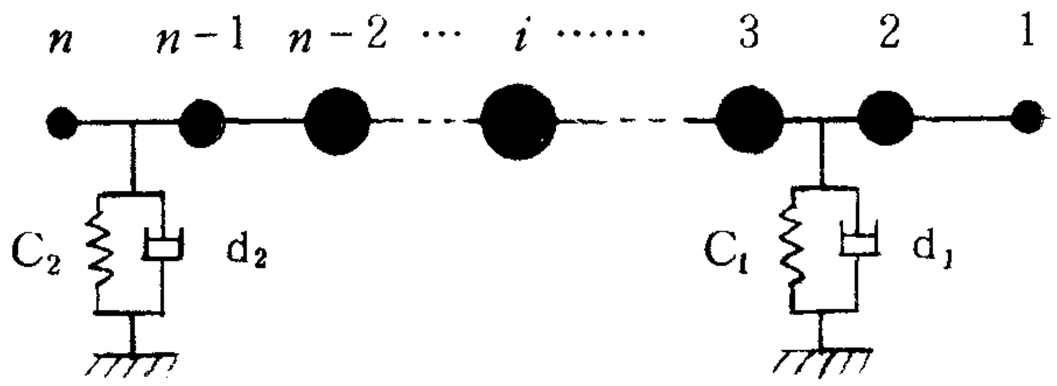


Fig . 3-1　Modeling of spindle

이때, Fig. 3-1 의　切斷要素중에서　i 번째에 作用하는　힘　및　變形形態를　Fig.3-2 와　같이　x - z 平面과　y - z 平面상에　나타내었다.

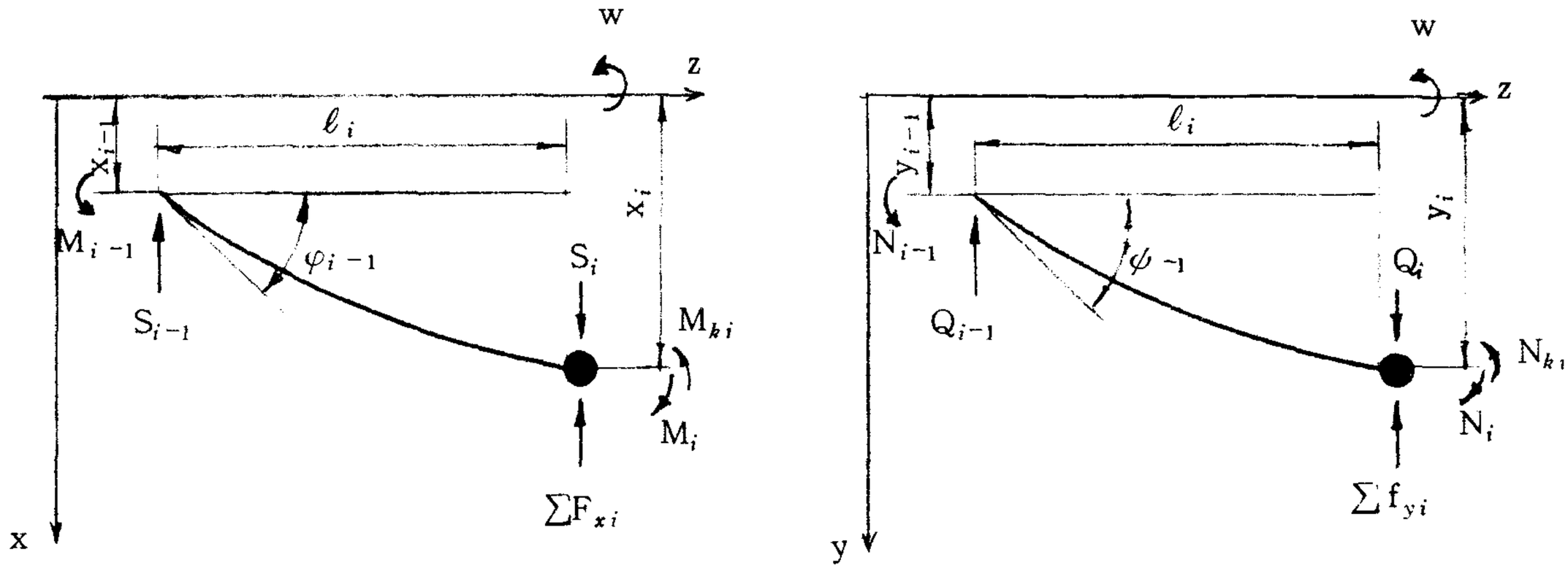


Fig . 3-2　Forces and monents on i-th segment.

i 번째 切斷要素의 힘, 처짐, 굽힘모우멘트 및 剪斷力사이의 관계식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

X - Z 平面에 대하여

$$X_i = X_{i-1} + \ell_i \varphi_{i-1} + \left(\frac{\ell}{2EI}\right)_i M_{i-1} - \left(\frac{\ell^3}{6EI}\right)_i S_{i-1}$$

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + \left(\frac{\ell}{EI}\right)_i M_{i-1} - \left(\frac{\ell^2}{2EI}\right)_i S_{i-1} \quad \cdots\cdots\cdots (3\text{-}1)$$

$$M_i = M_{i-1} - \ell_i S_{i-1} + M_{ki}$$

$$S_i = S_{i-1} + \Sigma F_{xi}$$

y - z 平面에 대하여

$$y_i = y_{i-1} + \ell_i \psi_{i-1} + \left(\frac{\ell^2}{2EI}\right)_i N_{i-1} - \left(\frac{\ell^3}{2EI}\right)_i Q_{i-i}$$

$$\psi_i = \psi_{i-1} + \left(\frac{\ell}{EI}\right)_i N_{i-1} - \left(\frac{\ell^2}{2EI}\right)_i Q_{i-1} \quad \cdots\cdots\cdots (3\text{-}2)$$

$$N_i = N_{i-1} - \ell_i Q_{i-1} + N_{ki}$$

$$Q_i = Q_{i-1} + \Sigma F_{yi}$$

式(3-1),(3-2)에서 外力 ΣF_x, ΣF_y는 일반적으로 質量, 덤핑, 加振 및 베어링反力에 의한 힘의 합으로 되며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Sigma F_x \\ \Sigma F_y \end{bmatrix}_i = m_i \cdot w^2 \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}_i + \begin{bmatrix} F_{Ex} \\ F_{Ey} \end{bmatrix}_i + \begin{bmatrix} F_{Bx} \\ F_{By} \end{bmatrix}_i \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3\text{-}3)$$

式(3-3)에서 F_{Exi}, F_{Eyi}는 回轉軸의 i 번째 要素에 작용하는 同期주파수의 unbalance 또는 非同期주파수의 加振에 의한 加振力으로 다음과 같이 표시된다.

$$F_{Exi} = - F_{E1i} \sin (V\phi + \beta_{1i})$$

$$F_{Eyi} = - F_{E2i} \ as (V\phi + \beta_{2i})$$

여기서, $V = w_s / w$

w_s : 加振速度

w : 軸의 回轉速度

β_i : 여러곳에 작용하는 加振力사이의 상대적 위상각 차이

만약 同期주파수의 unbalance에 의한 加振의 경우에는

$w_s = w$,

$F_{E1i} = F_{E2i} = \rho_i \ m_i \ w^2$

$\beta_{1i} = \beta_{2i} = \beta_i$

여기서, ρ_i : 中心의 偏心거리

한편, 베어링反力 F_{Bx}, F_{By} 는 Fig. 3-3에 나타낸 좌표계에 따라動荷重에 의한 變位 x_B, y_B 와 그 速度 $\dot{x}_B, \dot{y}_B$ 의 항으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

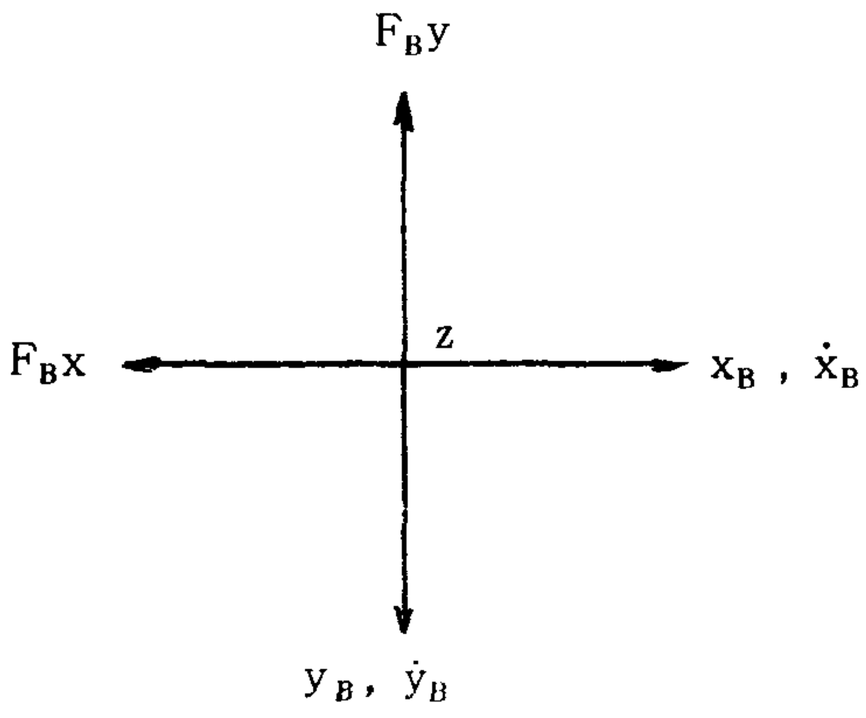


Fig. 3-3 Coordinate of rolling bearing

$$\begin{bmatrix} F_{Bx} \\ F_{By} \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix}_i + \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix}_i$$

여기서 Cmn (m,n = 1,2) : 베어링剛性係數

dmn(m, n = 1,2) : 베어링댐핑係數

구름베어링의 剛性特性은 많은 경우 等方性으로 가정되므로

$C_{12} = C_{21} = 0$

가 되고 C_{11}, C_{22}는 2-2-3에서와 같이 구한다.

또한, 댐핑係數는 구름베어링의 경우 매우 작으며 보통 回轉의 경우 剛性의 약 1 / 1000 로 잡는다. 즉

$d_{11} = 0.001\ C_{11}/w$,　　$d_{22} = 0.001\ C_{22}/w$

$d_{12} = d_{21} = 0$

3-2-2　傳達매트릭스 (transfer matrix)

角速度 w로 回轉하는 軸의 加振角速度를 w_s라 하면 각 要素의 狀態벡터 (state vector)는 다음과 같다.

$$\overline{Z} = \{ x, y, \varphi, \psi, M, N, S, Q \}^T$$

式(3-1),(3-2)는 切斷要素들의 왼편(i-i)과 오른편(i)의 傳達式(transfer eqnation)이며 加振力 F_{Exi}, F_{Eyi}를 우선 고려하지 않는다면 다음과 같은 matrix 식으로 狀態벡터를 간략히 쓸 수 있다.

$$\overline{Z}_i = P_i\ \overline{Z}_{i-1}$$

여기서, $\overline{Z}_i$는 복소수 狀態벡터로

$$\overline{Z}_i = [x, y, \varphi, \psi, M, N, S, Q]_i^T \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3\text{-}4)$$

$$x = x^0 + i x^* , \quad y = y^0 + i y^*$$

또한, Pi는 傳達matrx로 8×8 matrix이다.

따라서, 回轉軸의 두끝에서의 狀態벡터 사이의 관계를 다음과 같이 구한다.

$$\overline{Z}_R = P_R P_{R-1} \cdots\cdots\cdots\cdots P_2 \cdot P_L \cdot \overline{Z}_L$$

$$\overline{Z}_R = U\,\overline{Z}_L$$

$$U = P_R P_{R-1} \cdots\cdots\cdots P_2 P_L$$

여기서, R : 軸의 오른쪽 끝

L : 軸의 왼쪽 끝

U : 主軸部 전체의 傳達matrix

加振力을 고려하는 경우는 線型 振動系이므로 따로 계산하여 중첩시킬 수 있다.

즉, i 번째 要素에 작용하는 加振力 F_{Exi}, F_{Eyi} 로 인한 축끝의 狀態벡터는

$$\overline{Z_R}' = U'\overline{Z_i}'$$

$$U' = P_R P_{R-1} \cdots\cdots\cdots P_{i+1}$$

$$\overline{Z_i}' = [\,0,0,0,0,0,0,F_{Exi},\ F_{Eyi}\,]^T$$

따라서, 중첩한 전체 主軸部의 狀態벡터는

$$\overline{Z_R} = U\overline{Z_L} + \overline{Z_R}' \quad \cdots\cdots (3\text{-}5)$$

이를 mafrix로 표현하면

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ \varphi \\ \psi \\ M \\ N \\ S \\ Q \end{Bmatrix}_R = \begin{bmatrix} U \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \varphi \\ \psi \\ M \\ N \\ S \\ Q \end{Bmatrix}_L + \begin{Bmatrix} Z'_{R1} \\ Z'_{R2} \\ \vdots \\ \\ \\ \\ \\ Z'_{R8} \end{Bmatrix} \quad \cdots\cdots (3\text{-}6)$$

3-2-3 境界條件과 解

本 硏究 主軸은 양끝이 自體端이므로 境界條件은 다음과 같다.

$$M_R = N_R = S_R = Q_R = M_L = N_L = S_L = Q_L = O \cdots\cdots (3\text{-}7)$$

이를 式(3-6)에 대입하면 다음과 같은 2개의 방정식군으로 나눌 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ \varphi \\ \psi \end{Bmatrix}_R = \begin{bmatrix} B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \varphi \\ \psi \end{Bmatrix}_L + \begin{Bmatrix} Z'_{R1} \\ Z'_{R2} \\ Z'_{R3} \\ Z'_{R4} \end{Bmatrix} \quad \cdots\cdots (3\text{-}8)$$

$$O = \begin{bmatrix} A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M \\ N \\ S \\ Q \end{Bmatrix}_L + \begin{Bmatrix} Z'_{R5} \\ Z'_{R6} \\ Z'_{R7} \\ Z'_{R8} \end{Bmatrix} \quad \cdots\cdots (3\text{-}9)$$

回轉主軸의 固有振動數를 구하기 위해서는 加振의 항 $Z'_R = 0$ 일때 式(3-9)를 풀어야 하며 이때 nontrivial 解를 가지기 위해서는 matriv 〔A〕의 Determinant 가 O가 되어야 한다. 〔A〕의 각 要素는 回轉軸의 circular frequency w의 함수이므로 Det 〔A〕 = 0 를 풀어 w에 대해 정리하면 固有振動數를 구할 수 있다. 軸의 特定 回轉數에서의 振動形態는 軸의 어느 한부분의 값을 基準으로 즉 $x_A = y_A = \varphi_A = \psi_A = 1$로 두고 다른要素의 變位 및 角度變位는 각 切斷要素의 傳達 matrix를 이용하여 계산한다.

이상의 數値解析을 위한 program 이 최근 개발되어 本 研究에서는 이 program을 이용하였다.

3 – 3 結果分析 및 實驗

3-3-1 電算解析結果

Fig . 3-1의 主軸部에 대한 電算解析結果 主軸만의 1次 固有振動數는 5050 rad／sec로 나타났으며 2次 固有振動數는 1350 rad／sec로 나타났다. 일반적으로 工作機械 主軸의 最大 運轉速度는 대부분의 경우 1次 固有振動數보다 훨씬 아래이다. 이는 比較的 적은 軸荷重에 대하여 主軸과 베어링의 剛性은 매우 높은데 기인하기 때문이다. 本 研削機의 경우 最大 運轉速度가 3600 rpm임을 고려하면 回轉時의 共振은 피할 수 있다고 판단된다. 研削機設計에 있어서 原則的으로 軸系의 解析은 靜剛性이 基本이 되는 것으로 靜剛性이 나쁘면 動剛性도 좋은 結果를 기대하기 어렵기 때문에 靜剛性과 固有振動數의 結果를 보면 本 研究의 主軸部는 妥當하다고 판단된다.

3-3-2 實驗結果 및 分析

앞의 結果는 軸만의 固有振動數를 구한 것으로서 이 主軸이 실제 硏削機에 組立되었을때의 振動特性을 알아보기 위하여 Fig. 3-4과 같이 충격試驗을 하였다.

이때 加速度計는 主軸先端에 固定시키고 그 반대편에 충격을 가하여 加速度計의 信號를 spectrum Analyzer를 사용하여 周波數分析을 하였다. 그 結果를 Fig 3-5에 나타내었으며 여기에는 主軸端의 固有振動數 뿐만 아니라 column, 숫돌Head , 모우터, 테이블 및 Base 등의 全體構造의 固有振動數가 포함되어 있다.

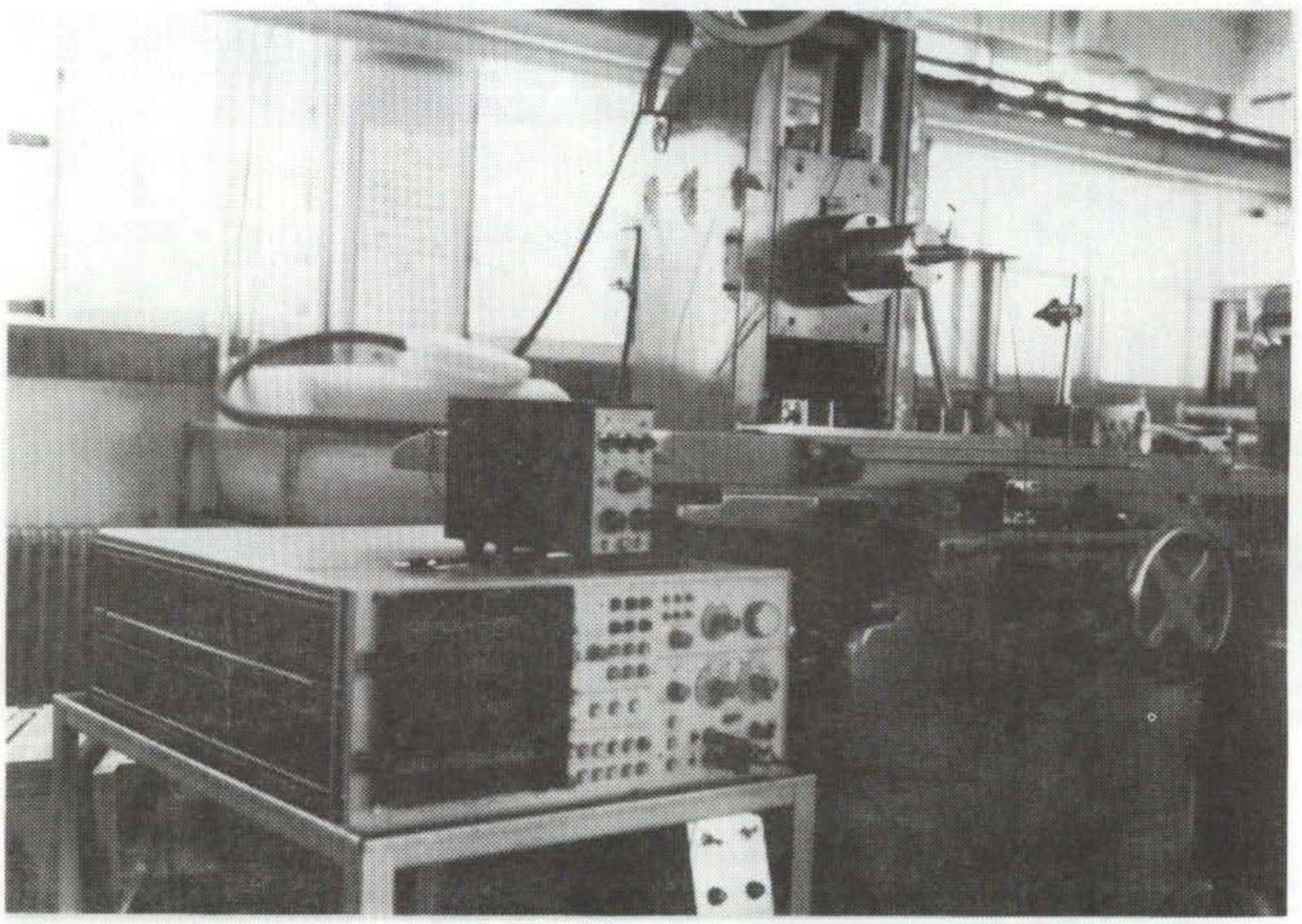


Fig. 3-4 Measurement feacture of vibration

이 그림에서 3개의 peak가 나타나고 있으며 첫번째 peak値는 610 Hz에서 나타났으며 두번째 peak는 1360Hz, 세번째는 1710 Hz에서 나타나고 있다. 이 實驗結果에서도 硏削機 運轉點부근에서의 共振周波

數는 나타나지 않음을 알 수 있다.

이상에서 主軸系의 動特性을 살펴보았으며 動剛性을 높이기 위해서는 主軸系의 靜剛性을 向上시키는 것이 좋다. 즉 主軸의 지름을 크게하고 베어링을 큰 것을 사용하는 것이 좋다. 그러나, 靜剛性의 向

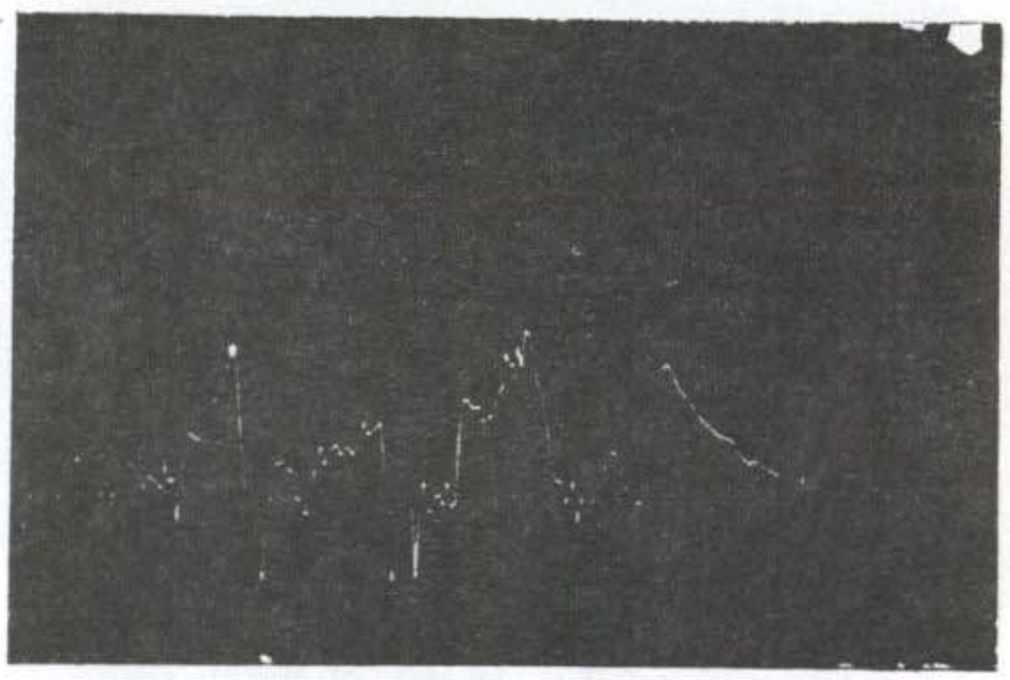


Fig. 3-5 Vibration spectrum of spindle nose

上은 제한되어 軸의지름을 크게 할 수 없으며 베어링 크기를 증가시키면 回轉速度에 영향을 받는다. 따라서 主軸系의 設計는 靜剛性解析을 통하여 最大 靜剛性을 가지는 치수를 결정하고 이 軸에 대한 振動特性을 조사하여 共振周波數를 피할 수 있도록 해야 한다.

기 호 설 명

HP : 국산연삭기

FP : 외산연삭기

TDV : 열변형량(μm)

$\overline{T}$: 컬럼의 평균상승온도 (℃)

$\triangle T$: 컬럼 전·후면의 온도차 (℃)

$\triangle T_2$: 하우징부 상승온도 (℃)

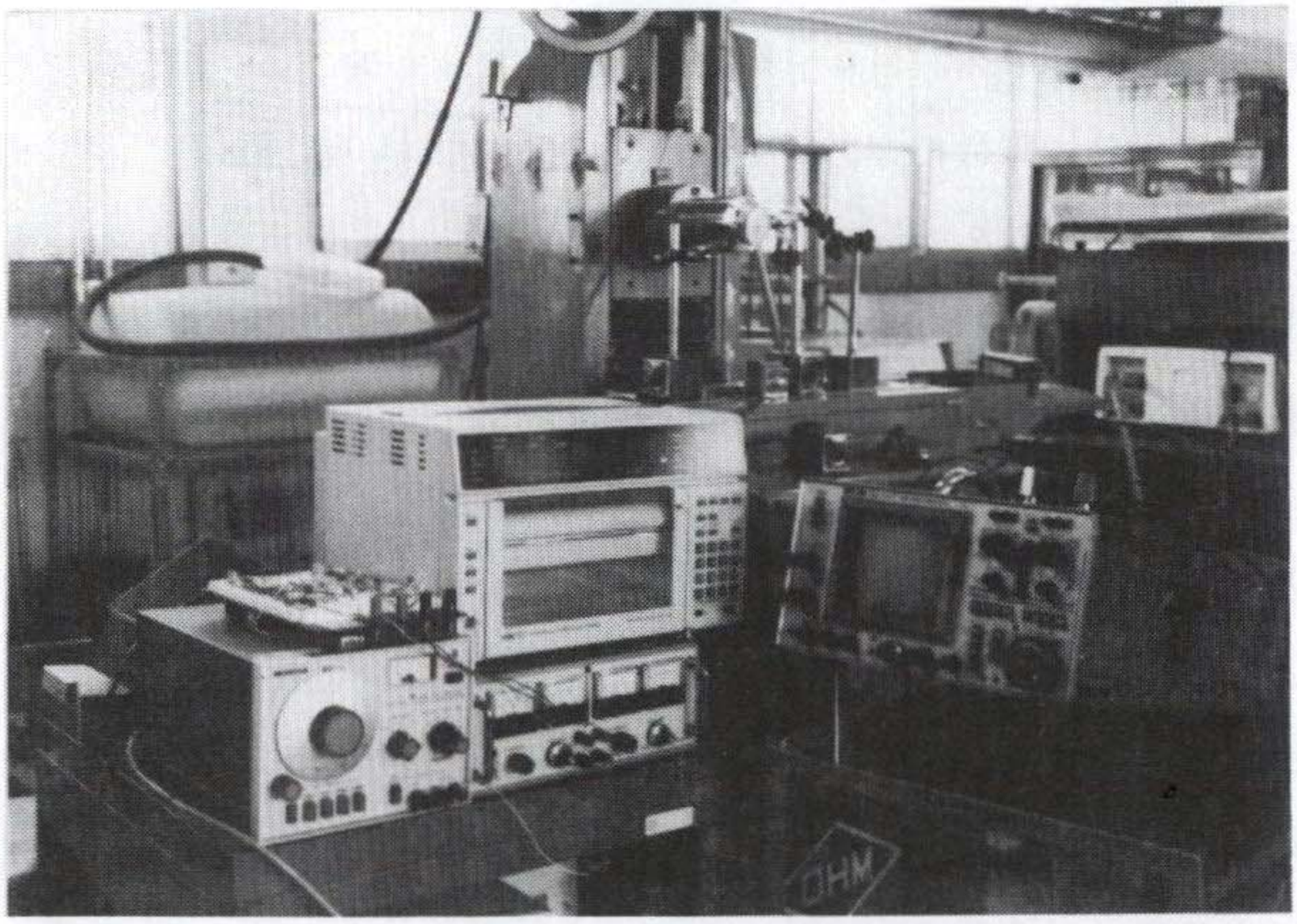


Photo 4 - 1 Measurement of the Thermal Deformation & Temperature

4. 主軸部의 熱剛性

4－1 序　　論

最近의 工作機械에서는 自動化가 活潑히 硏究, 實用化됨에 따라 그 生産性과 아울러 工作精度가 要求되며, 따라서 熱變形에 對한 問題가 靜·動剛性問題와 함께 工作精度를 向上시키기 위한 重要한 問題로 대두되어왔다.

J.Peklenik[10] 의 보고에 依하면, 精密加工에 있어서 발생하는 工作誤差中 熱變形에 의한 誤差가 40～70％를 차지한다고 한다. 또한, G. Spur와 H.Fisher[11] 는 처음으로 熱剛性이라는 말을 사용하여 熱剛性에 의한 工作機械의 熱的 性質의 判定에 대하여 提案하고 있다.

工作機械의 熱變形에 對한 硏究로서는, 實驗結果 및 計算結果를 토대로한 熱變形의 實情把握, 熱變形에 대한 對策, 熱變形의 補償의 問題로 까지 확대되었으며 최근에는 大型컴퓨터를 使用하여 有限要素法에 의한 熱變形의 解析에 對한 硏究가 活潑히 이루어지고 있다.

工作機械의 熱變形은 그 機構가 복잡하고 정확한 溫度나 變位量의 測定이 곤란하다. 또한 加工中에 熱은 工作機械의 상당히 많은 부분에서 發生하며 그 크기는 條件에 따라 달라진다.

熱源으로는 Fig.4-1에 表示한 바와같이 工作機械의 고유한 內部熱源과 고유하지 않은 外部熱源으로 나누어지며, 주된 內部熱源으로서는 치차, 베어링, 클러치, 유압장치등을 들수 있다. 이러한 열원이 原因으로써, 工作精度가 저하하는 경과는 Fig.4-2와 같다.

즉, 어떤 作業條件{ n }下에서 發生한 熱{Q}가 工作機械에 傳達 또는 傳導되어 各部의 溫度上昇{ ϕ }를 생기게 한다. 이 온도상승에따

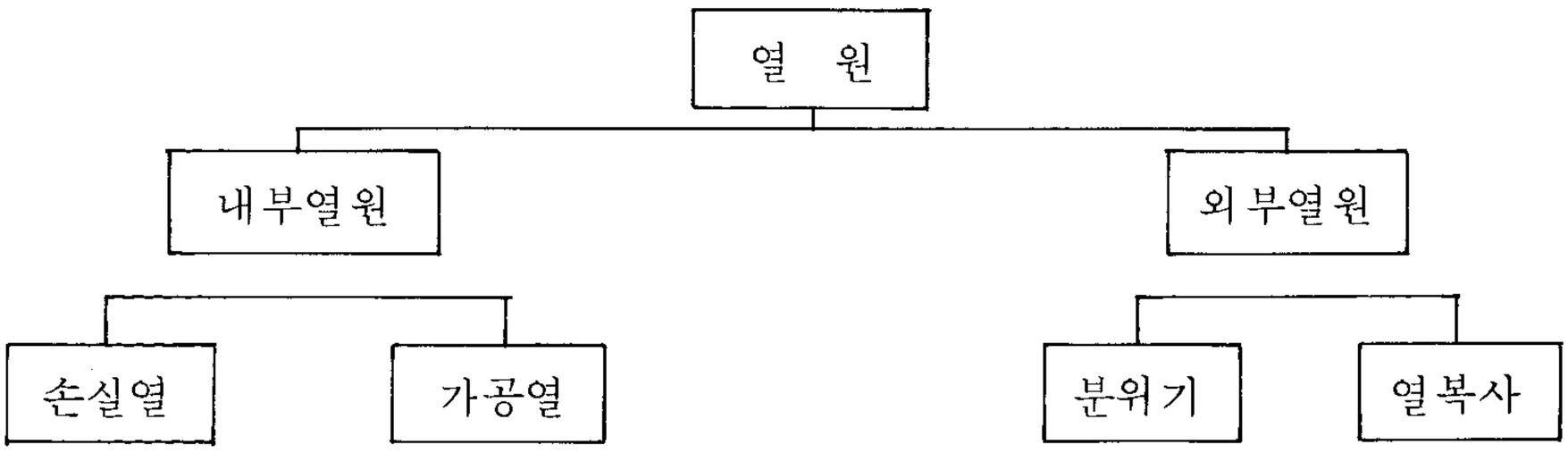


Fig.4-1 Heat Sources of Machine Tools

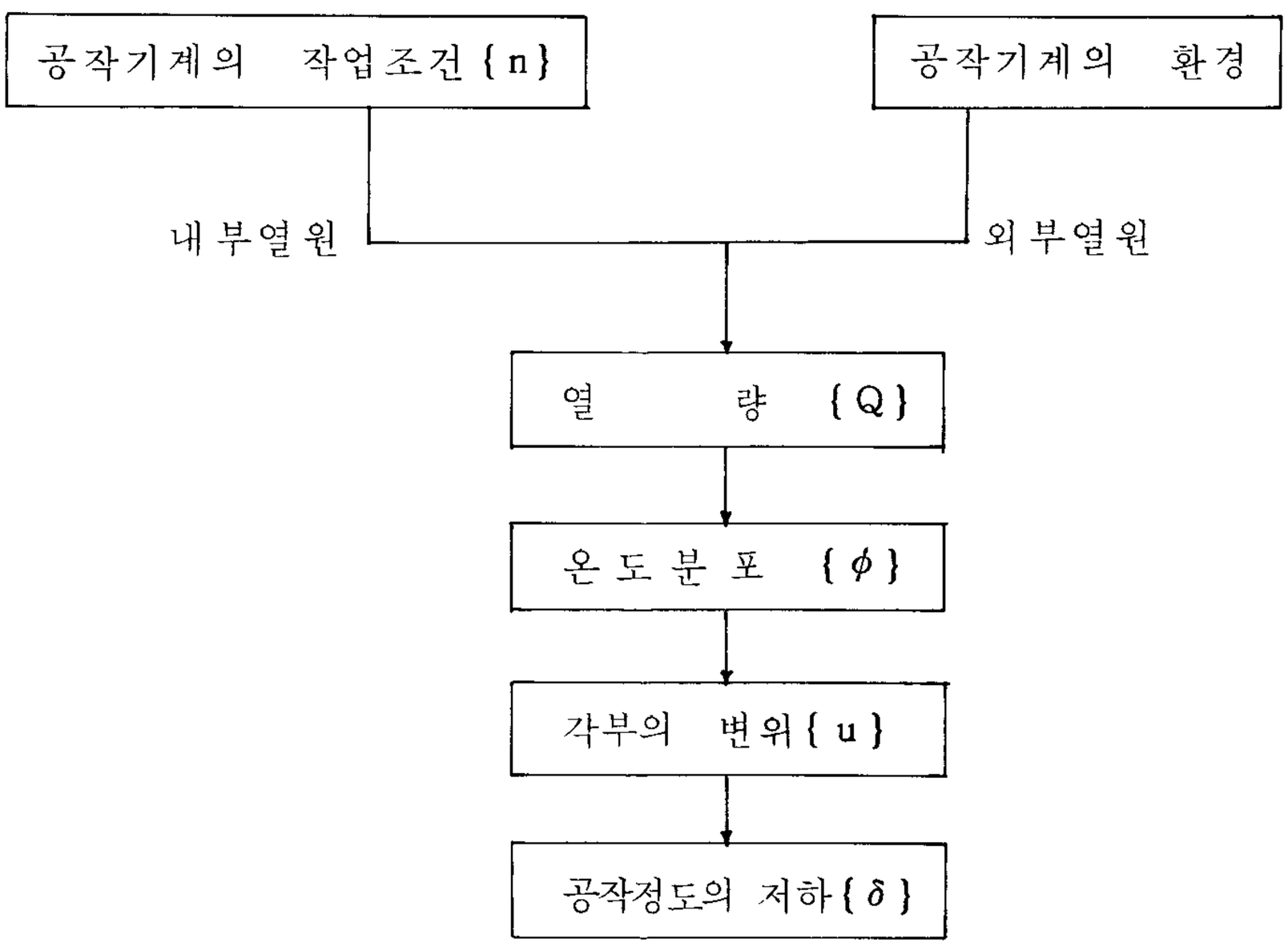


Fig. 4-2 Mechanism of Thermal Deformatron

라 공작기계의 구성요소는 열팽창에 의하여 伸長, 비틀림, 굽힘등의여러가지 變形{u}가 생긴다.

이들 熱變形가운데 精度와 관계하는 2點(또는 多數點)의 作業時間內에 생기는 相對變位가 工作精度를 低下시킨다. 즉, 개개의 구성요소의 열변형이 아무리 커도 綜合된 열변형에 의한 工具와 工作物의 相對的 위치관계가 변화하지 않으면 열변형에 起因한 工作精度의 저하는 생기지 않을 것이다.

각 熱源에서의 發熱量이라든지 분위기온도는 작업내용과 時間의 경과와 더불어 變化하며 기계와 공작물의 熱容量에 따라서 溫度上昇에는 時間差가 생기므로 열변형의 本質은 시간과 더불어 변화하므로 非定常的인 상태라 하겠다. 그런데, 여기에서 비정상 상태의 온도분포를 數式으로 求하는 것은 매우 어려운 일이며, 수식적인 표현을 가능케하기 위하여서는 정상상태의 온도분포를 想定할 必要가 있다.

熱變形에 의한 공작정도의 低下가 문제로 되지않는 공작기계는 없다. 단지 熱變形이 工作精度에 미치는 영향이 다른 인자 즉, 靜剛性 動剛性, 工具의 마모등의 영향에 비교하여 적은 경우 熱變形은 問題시할 必要는 없다. 그러나 工作機械의 大部分은 그렇지 않다. 특히 最終加工機械인 硏削機에 있어서는 熱變形의 문제가 상당히 중요하다.

工作機械의 工作精度에 영향을 주는 熱變形을 改良할 수 있는 일반적인 방법은 Table 4-1과 같이 提示되고 있다. Table 4-1 에서와 같이 熱的 거동은 設計對策, 熱의 제거와 加熱, 變形의 補正 및 분위기등을 改良하므로써 조정할 수 있다.

Table 4 - 1 熱 變 形 對 策

對策		具體例
設計對策	效率의 向上	○ 案內面材料의 선택 ○ 윤활方法의 개선 ○ 굴림마찰, 유체마찰의 이용 ○ 가변토출펌프의 採用 ○ 발열이 적은 기기의 선택
	構造의 改良	○ 熱源을 기계본체밖으로 설치 ○ 안내면을 경사시켜 Chip에 의한 열전달 방지 ○ 熱的對稱形의 設計 ○ 단열재의 利用 ○ 支持點의 注意 ○ 線膨脹係數가 작은 材料의 使用 (invar)
熱의 제거와 가열		○ 적극적 냉각 (oil sbower) ○ 방열면적의 增加 ○ 액체의 순환량 조절 ○ 보조열원
變形의 補正		○ 熱變形을 측정하여 보정 ○ 强制力에 의한 熱變形의 補正
環境의 정비		○ 항온실에 설치 ○ 공기흐름의 조정 ○ 복사열의 차단
作業條件		○ 空운전 ○ 주축회전수의 저하 ○ 적절한 운전조건의 선택

以上과 같이 工作機械에서의 일반적인 熱變形의 機構 및 重要性, 그 對策에 대하여 간단히 살펴보았다. 그러나, 熱變形에 의한 工作精度의 變化 傾向을 알고 이것을 제어하는 것도 중요한 일이나, 그것보다는 오히려 熱變形에 의한 工具와 工作物과의 相對位置의 變化를 어떤 條件下에서도 一定하게 유지하든가 또는 一定時間동안 必要한 精度 範圍를 維持하도록 하는 것이 더욱 중요할 것이다.

따라서, 本 研究에서는 最終加工機械인 研削機中에서 대체로 구조가 간단하고 국내에서 주로 중소기업에서 제작되고 있는 成形研削機를 研究對象으로 선정하여(국산1대, 외산1대), 성형연삭기의 구조상 工作精度에 가장 큰 영향을 미치는 主軸先端과 테이블上面의 相對變位를 中心으로 熱變形, 온도분포등을 측정하고 간단한 數式을 유도하여 온도상승에 의한 熱變形의 추정, 마이컴용 2차원 有限要素法 프로그램을 作成하여 定性的인 온도분포의 추정등을 통하여 가능한 구체적인 熱變形 對策을 提示하려고 하였다.

4－2 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位

成形研削機에 있어서 熱變形에 의한 工作精度 低下에 영향을 미치는 因子로서는

① 主軸先端과 테이블上面과의 垂直方向의 相對變位

② 主軸中心線과 테이블面과의 相對的 기울기

③ 水平方向의 相對變位

등을 들수 있다.

本 研究에서는 成形研削機에서 工作精度 低下에 크게 영향을 주는 ①, ②항에 의한 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位를 中心으로 고

찰하도록 한다.

앞에서 言及한 바와 같이 工作機械의 熱變形은 時間과 함께 變化하는 非定常現象이므로 各 部分에서의 熱變位도 상당히 복잡하다. 그러나 여기에서는 溫度差에 의한 단순한 팽창으로 보고 解析하기로 한다.

4-2-1 相對變位量 計算

Fig. 4-3에서, 主軸先端(A점)과 Table上面(B점)과의 相對的 變位 $\triangle \ell_{AB}$는

$$\triangle \ell_{AB} = \triangle \ell_4 - \triangle \ell_3 \quad \cdots\cdots (4\text{-}1)$$

과 같이 쓸 수 있다. 여기서 $\triangle \ell_{AB}$가 正(+)값이 되면, 相對的으로 간격은 커지고, 負(-) 값이 되면 相對的으로 간격이 작아지는 것을 意味한다.

A점을 中心으로 생각할 때, 硏削機의 기초로부터 主軸先端의 垂直方向의 變位量 $\triangle \ell_4$는

$\triangle \ell_4$=기초로부터 A점에 水平인 線까지의 컬럼의 垂直方向의 變位量(伸長)+A점에 있어서 컬럼의 경사에 의한 主軸先端의 變位量+主軸先端(主軸中心線)의 垂直方向의 變位量(굽힘)로 구성된다. 여기서는 主軸自體의 垂直方向의 變形(굽힘)은 主軸이 軸對稱이므로 무시할 수 있다.

한편, Table上面의 主軸中心線아래의 垂直方向의 變位量 $\triangle \ell_3$는

$\triangle \ell_3$=베이스의 경사에 의한 Table上面의 垂直方向의 變位量 +베이스의 垂直方向의 變位量(伸長)+테이블의 垂直方向의 變位量으로 구성된다.

그러나, 本硏究의 試料인 成形硏削機는 主된 內部熱源이 主軸部 베

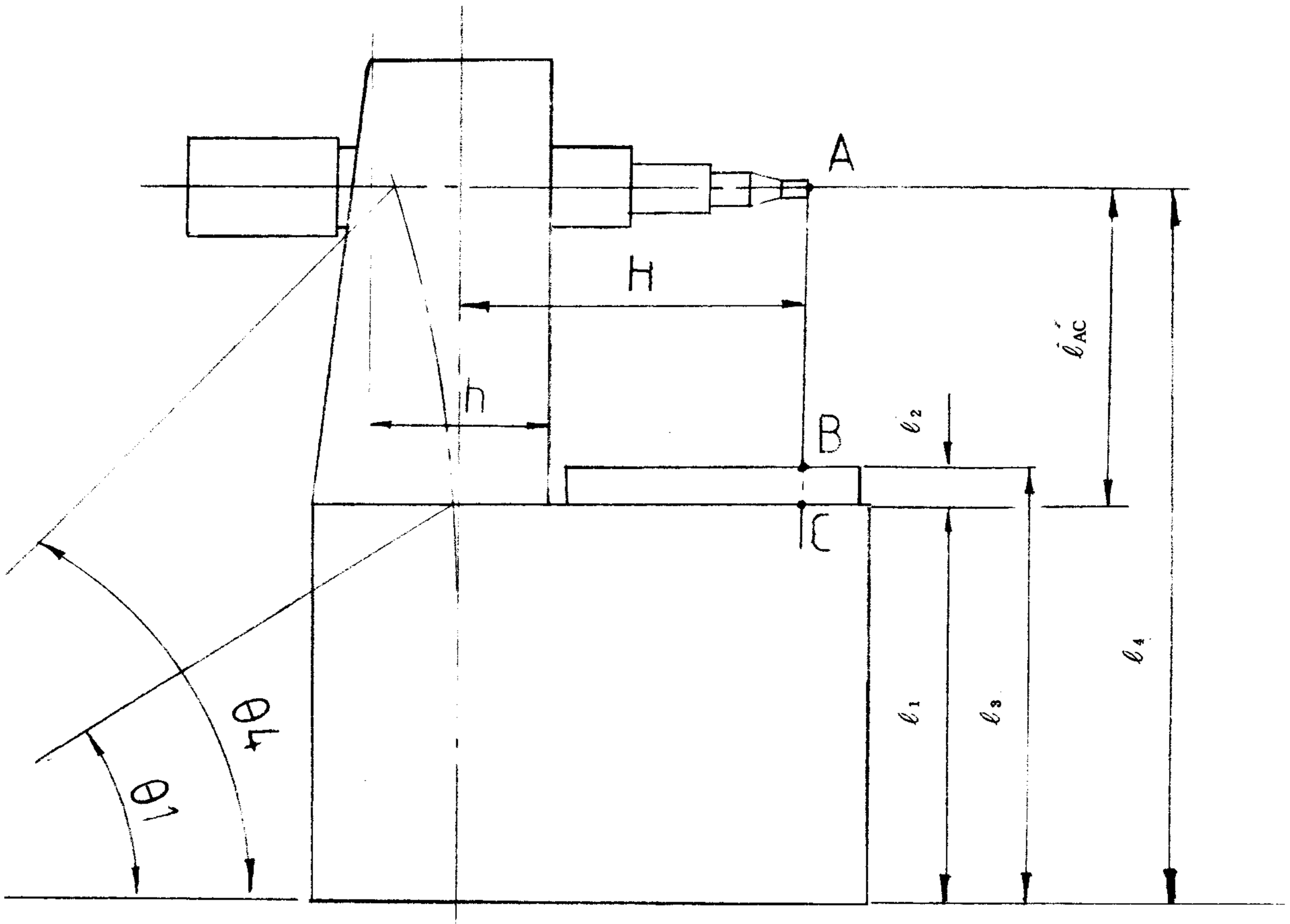


Fig. 4-3 The Relative Deformation

어링일 뿐만 아니라, 幾何學的 形狀을 볼때,

$\triangle \ell_4$에 比하여 $\triangle \ell_3$는 무시할 수 있으므로, 여기서는 $\triangle \ell_3 \fallingdotseq 0$

이라 하면 (4-ℓ)式은

$$\triangle \ell_{AB} \fallingdotseq \triangle \ell_4 \quad \cdots\cdots (4-1)$$

로 생각할 수 있다.

따라서,

$\triangle \ell_{AB} = \triangle \ell_4$

＝基礎로부터　A점에　水平인　線까지의　컬럼의　垂直方向의　變位量（伸長）

＋A점에　있어서　컬럼의　경사에　의한　主軸先端의　變位量

……(4-2)

를　계산하면　된다. 卽, 컬럼의　伸長과　굽힘만을　알게　되면　$\triangle \ell_{AB}$ 를 알　수　있다.

계산을　더욱　간단히　하기　위해서, (4-2)式을　다시　쓰면

$$\triangle \ell_{AB} \fallingdotseq \triangle \ell_{AC} - \triangle \ell_2$$

과　같이　쓸수　있으며, 역시　여기서　$\triangle \ell_2$ 는　무시할　수　있으므로

$$\triangle \ell_{AB} \fallingdotseq \triangle \ell_{AC}$$

＝컬럼의　밑변에서　부터　A점에　水平인　線까지의　컬럼의 垂直方向의　變位量（伸長）＋A점에　있어서　컬럼의 경사에 의한　主軸先端의　變位量

……(4-3)

과　같이　된다.

4-2-1-1　컬럼의　變形

(4-3)式에　의하여　主軸의　相對變位를　구하기 위하여 컬럼의　熱變形에　對하여　分析하면　①　단순팽창에　의한　컬럼의　垂直方向의　變位量과　②　컬럼前·後의　溫度差에　의한　컬럼의　경사(굽힘) 때문에　생기는　主軸先端의　變位量을　들　수　있다.

A) 단순　팽창에　의한　垂直方向의　熱變位

컬럼의　밑변에서　임의의　位置 x 에서의　變形의　크기를　$\triangle \ell_x$ 라　하면,

$$\triangle \ell_x = \int \alpha t dx \quad \cdots\cdots(4-4)$$

라　할　수　있다. 여기서, α : 선팽창계수

t : 임의의　點에서의　上昇溫度

한편, 임의의 位置 x 에서의 上昇溫度를 t 라 하면,

$$t = t_0 e^{-mx} \quad \cdots\cdots (4-5)$$

라 할 수 있다. 여기서, t_0 : 熱源이 있는 곳에서의 物體의 上昇溫度

x : 熱源에서 임의의 位置까지의 거리

m : 物體의 斷面形狀으로서

$$m = \sqrt{\frac{h \cdot p}{K \cdot A}}$$

여기서,h : 물체표면의 熱傳達率

p : 물체내의 열의 흐름에 직각인 전단면의 주위길이

k : 물체의 熱傳導率

A : 斷面積

(4-5)式을 마크로오린의 전개식으로 전개하면,

$$t = t_0\{ 1 - mx + \frac{1}{2}(mx)^2 \cdots\cdots \} \quad \cdots\cdots (4-5)$$

$mx < 1$ 로 생각하면

(4-5)′式은 $t = t_0 (1 - mx) \cdots\cdots (4-6)$

으로 쓸 수 있다.

(4-4),(4-6)식에서 垂直方向의 變位 $\triangle \ell_x$ 는

$$\triangle \ell_x = \int_0^x \alpha\, t_0 (1-mx)\, dx$$

$$= \alpha x t_0 (1 - \frac{m}{2} x) \text{가 되며,}$$

0 에서 x 까지의 平均上昇溫度를 $\bar{t}$ 로 하면

$$\bar{t} = t_0 (1 - \frac{m}{2} x) \quad \cdots\cdots (4-7)$$

가 된다. 따라서, 컬럼의 단순팽창에 의한 熱變形의 크기 $\triangle \ell_x$ 는

$$\triangle \ell_x = \int_0^x \alpha\, t \, dx$$

$$= \alpha x t_o \left(1 - \frac{m}{2} x\right)$$

$$= \alpha x \bar{t} \quad \cdots\cdots (4-8)$$

로 求할 수 있다.

B) 컬럼의 굽힘에 의한 主軸先端의 垂直方向의 熱變位

물체의 長軸에 直角인 面內에 溫度差가 생기는 경우 그 溫度差에 의한 굽힘이 생긴다.

그림 4-4에 나타낸 것 같이 굽힘의 中心線이 圓弧狀에 近似하면,각도는 θ는

$$\theta = \frac{\alpha \ell \triangle t}{h} \quad \cdots\cdots (4-9)$$

先端의 變位 δ는

$$\delta = \frac{\alpha \ell^2 \triangle t}{2h} \quad \cdots\cdots (4-10)$$

가 된다. 여기서, $\triangle t$는 컬럼의 前面과 後面과의 平均上昇溫度差이다

따라서, Fig.4-3에서 컬럼의 굽힘에 의한 主軸先端의 垂直變位量 $\triangle \ell_x$는

$$\triangle \ell_x = H \cdot \tan\theta \quad \cdots\cdots (4-11)$$

로 구할 수 있다.

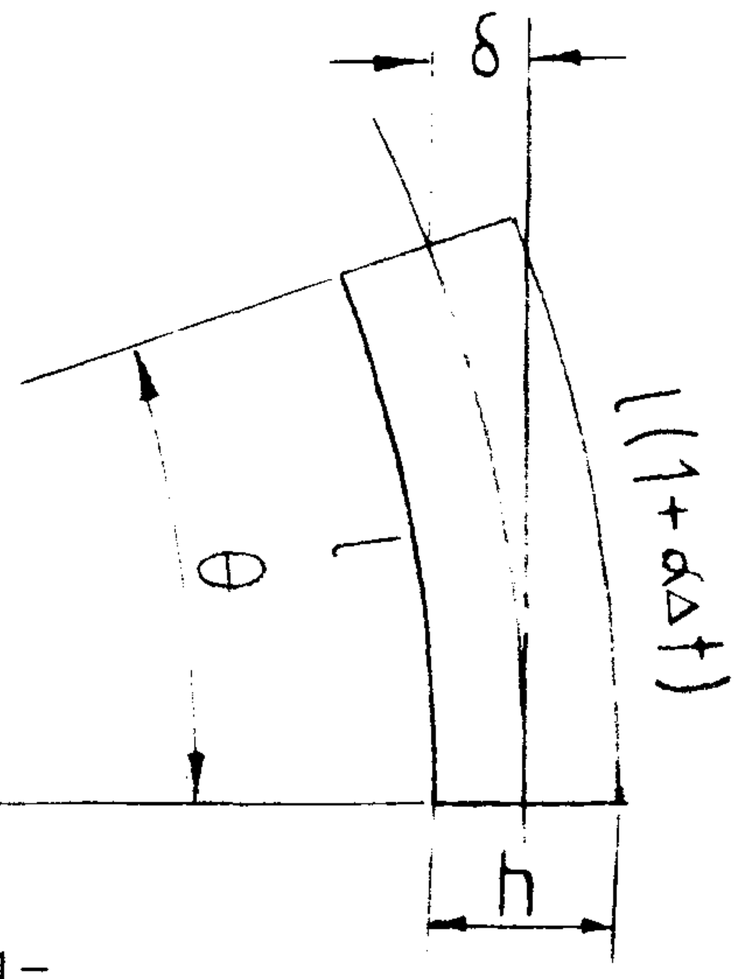


Fig. 4-4 Deflection of Column

C) 相對變位

主軸先端과 테이블上面과의 相對變位量 $\triangle \ell_{AB}$는 Fig. 4 - 3과 (4-3), (4-8), (4-11) 式에 의하여

$$\triangle \ell_{AB} = \int_{o}^{\ell_A} \alpha t \, dx + H \cdot \tan \theta$$

$$= \alpha x t_o \left(1 - \frac{m}{2} x\right) + H \tan \theta$$

$$= \alpha x \bar{t} + H \cdot \tan \theta$$

$$= \alpha x \bar{t} + H \cdot \tan\left(\frac{\alpha \ell \triangle t}{h}\right) \cdots\cdots (4\text{-}12)$$

여기서, θ : 컬럼밑면을 기준으로 한 컬럼의 굽힘각도

로 쓸수 있다.

한편, 위 式에서 알수 있는 바와 같이, 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位는 컬럼의 斷面形狀, 컬럼의 平均溫度上昇, 컬럼前·後面의 溫度差 등에 의해서 지배되는 것을 알 수 있다.

4-2-2 溫度分布 解析

一般的으로 工作機械의 熱變形을 數値解析하는 데에는 有限要素法이 活用되고 있으며, 시판되고 있는 有限要素法 프로그램 패키지는 大型 컴퓨터용으로서 3차원 解析을 할 수 있도록 되어 있는 것이 보통이나, 本 研究에서는 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位에 관하여서는 앞에서 言及한 式(4-12)에 의하여 解析하기로 하고, 主軸과 칼럼의 溫度分布에 관하여 解析하기 위하여, BASIC 言語를 使用하여 定常狀態의 2次元 熱傳達問題를 解析할 수 있는 마이컴용 有限要素法 프로그램을 作成하여 活用하였다.

4-3-1 프로그램의 槪要

本 研究에서 作成·活用한 프로그램은 2次元 準調和方程式을 構成方程式으로 갖는 여러 2차원 場에 관한 문제를 解決할 수 있는 프로그램으로서, 그 構成方程式 및 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_{xx}\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k_{yy}\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)+Q=0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-13)$$

$$\phi=\phi_B(S) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4-14)$$

$$k_{xx}\frac{\partial \phi}{\partial x}\ell_{nx}+k_{yy}\frac{\partial \phi}{\partial y}\ell_{ny}+q+h(\phi-\phi_\infty)=0 \quad \cdots (4-15)$$

有限要素로는 3節點 三角形 要素를 使用하였으며, 平板問題와 軸對稱 問題를 해석할 수 있도록 作成하였다.

Fig. 4-5는 일반적인 유한요소법 프로그램의 플로우챠트이며, 4-6 은 本 研究用으로 作成한 프로그램의 플로우챠트이다.

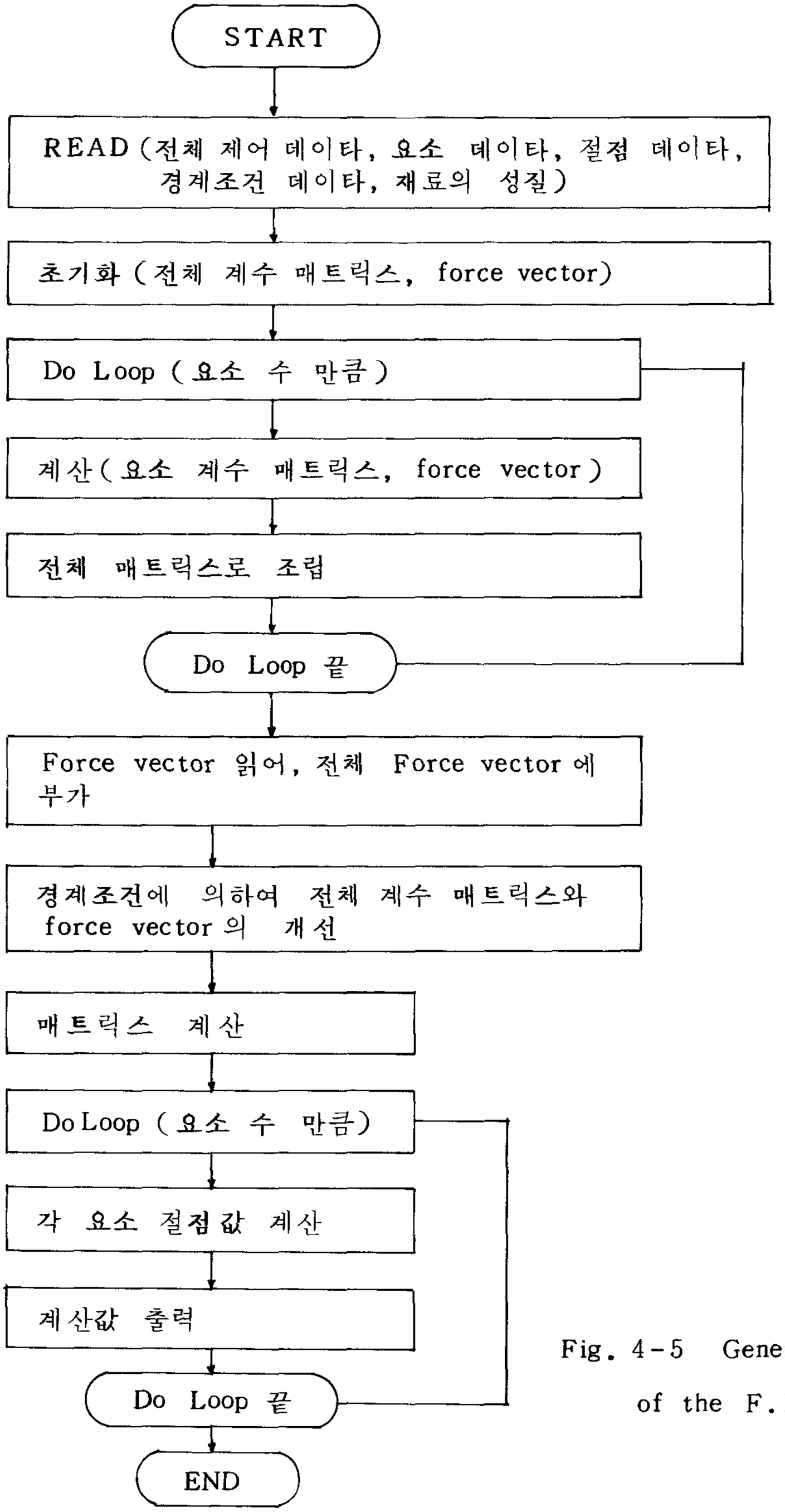
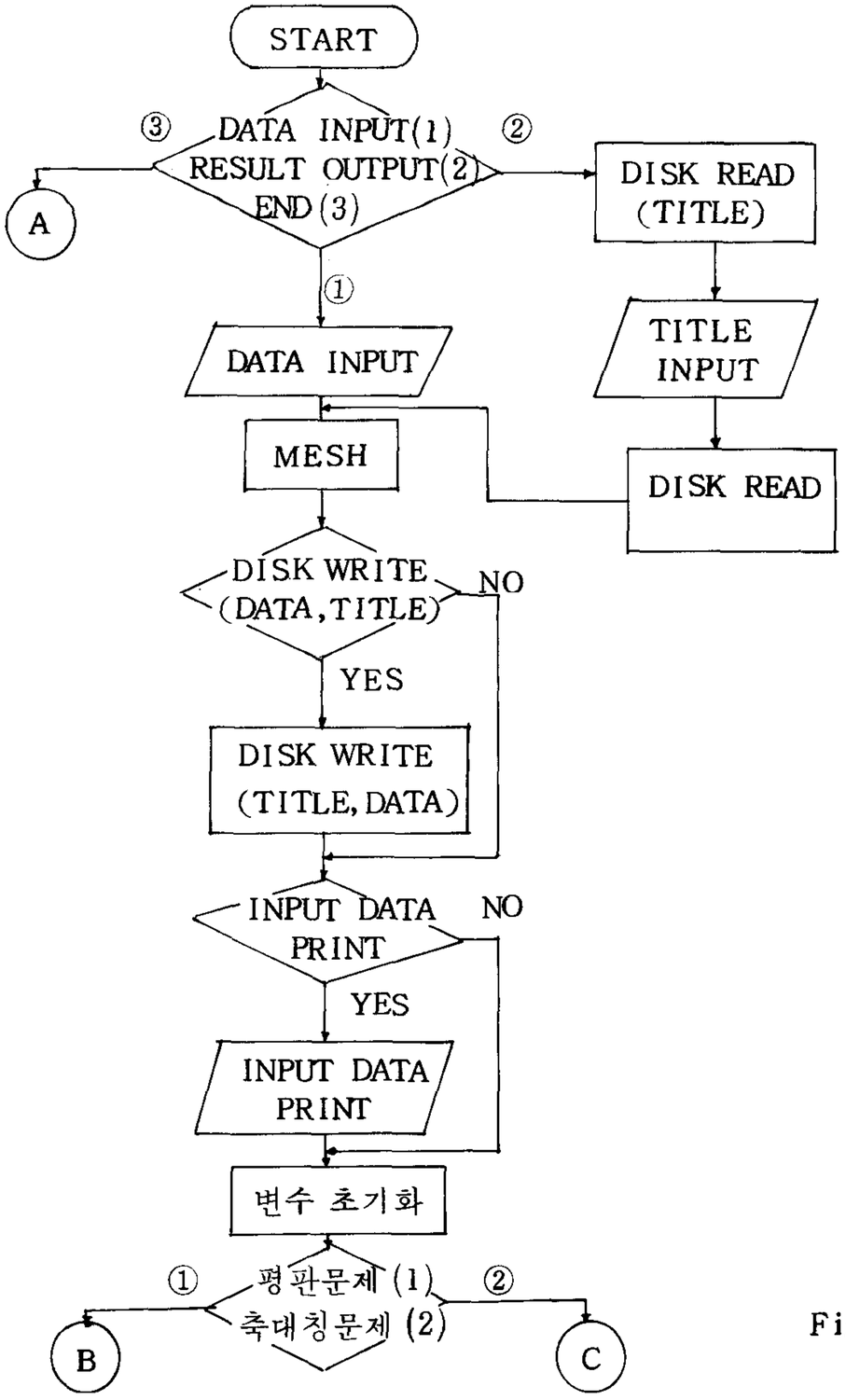


Fig. 4-5 General Flowchart of the F.E.M Program



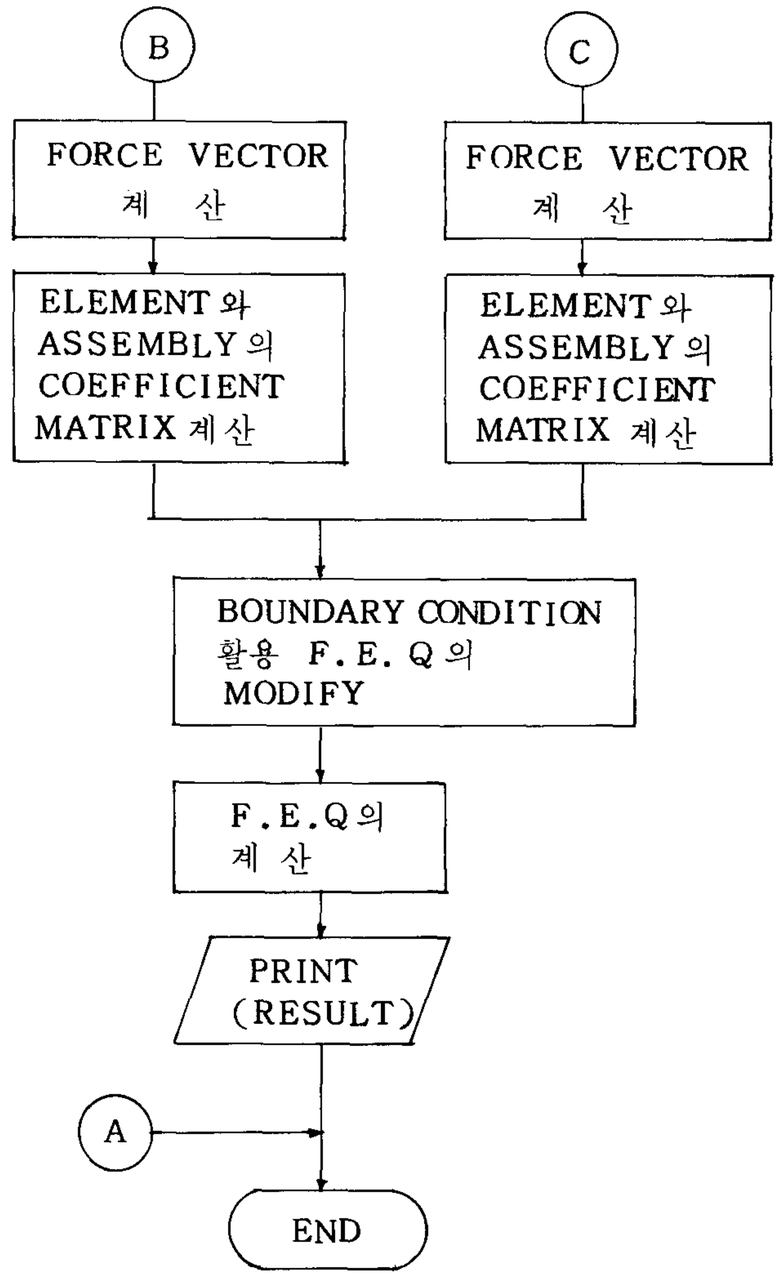


Fig. 4-6 Flowchart of The F.E.M Program

따라서, 本 프로그램은 板구조로 되어 있는 경우에, 즉 벽의 두께가 길이에 比하여 얇고 두께方向의 温度分布가 一定하다고 가정하여 工作機械의 칼럼을 한 面내에 전개하여 温度分布를 구하는 것이 가능하며, 主軸과 같이 軸對稱으로 된 構造物의 温度分布도 求할 수 있다.

다음 例는 作成된 프로그램의 精密度를 알기 위하여 商業用으로 販賣되고 있는 ANSYS 프로그램으로 解析한 값과 理論値와 比較하여 본 結果이다.

〔例〕有限要素 모델은 그림과 같이 軸方向(y)의 길이중 임의의 한 部分을 選擇하여 温度 구배가 큰 실린더의 內面에서 부터 半径 (x) 方向으로 要素를 分割하여 温度分布를 求한다.

1) 기하학적 형태 : 실린더는 軸方向으로 길고 두께가 얇은 軸對稱의 形態로서 內径이 0.1875 in, 外径이 0.625 in의 치수를 갖는다.

2) 材料의 性質 : 실린더는 다음과 같은 物性値를 갖는 탄소강이다.

$$\alpha = 1.435 \times 10^{-5} \text{ in/in} - ℉$$

$$K = 3 \text{ Btu/hr-in} - ℉$$

3) 경계조건 : 실린더는 內面의 温度가 −1℃ 外面은 0℃로 되어 있으며, 熱은 같은 半径위치의 節點끼리 일정하게 전달된다.

여기에서 半径方向( )의 임의의 절점에서의 温度分布는 다음식으로 주어진다.

$$\text{温度}(T_x) = \frac{(T_i - T_o)\, \ell n\, x}{\ell n (R_o / R_i)} + \frac{T_i\, \ell n R_o - T_o\, \ell n R_i}{\ell n\, (R_o / R_i)} \quad \cdots (4\text{-}16)$$

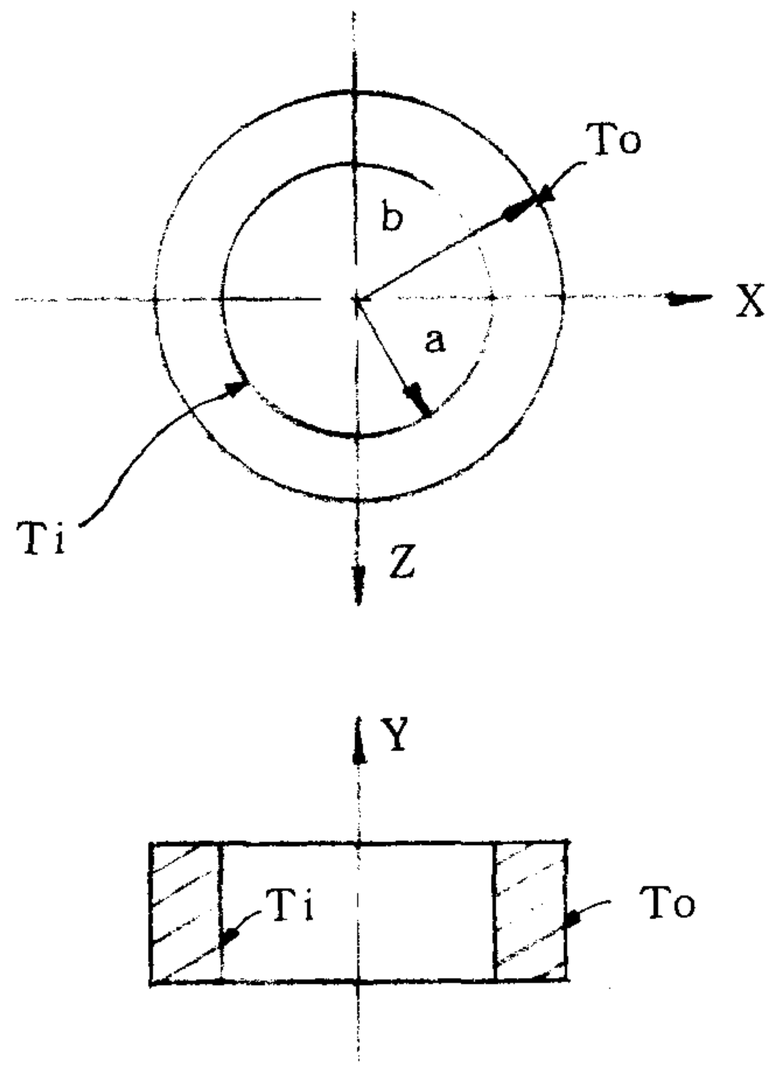
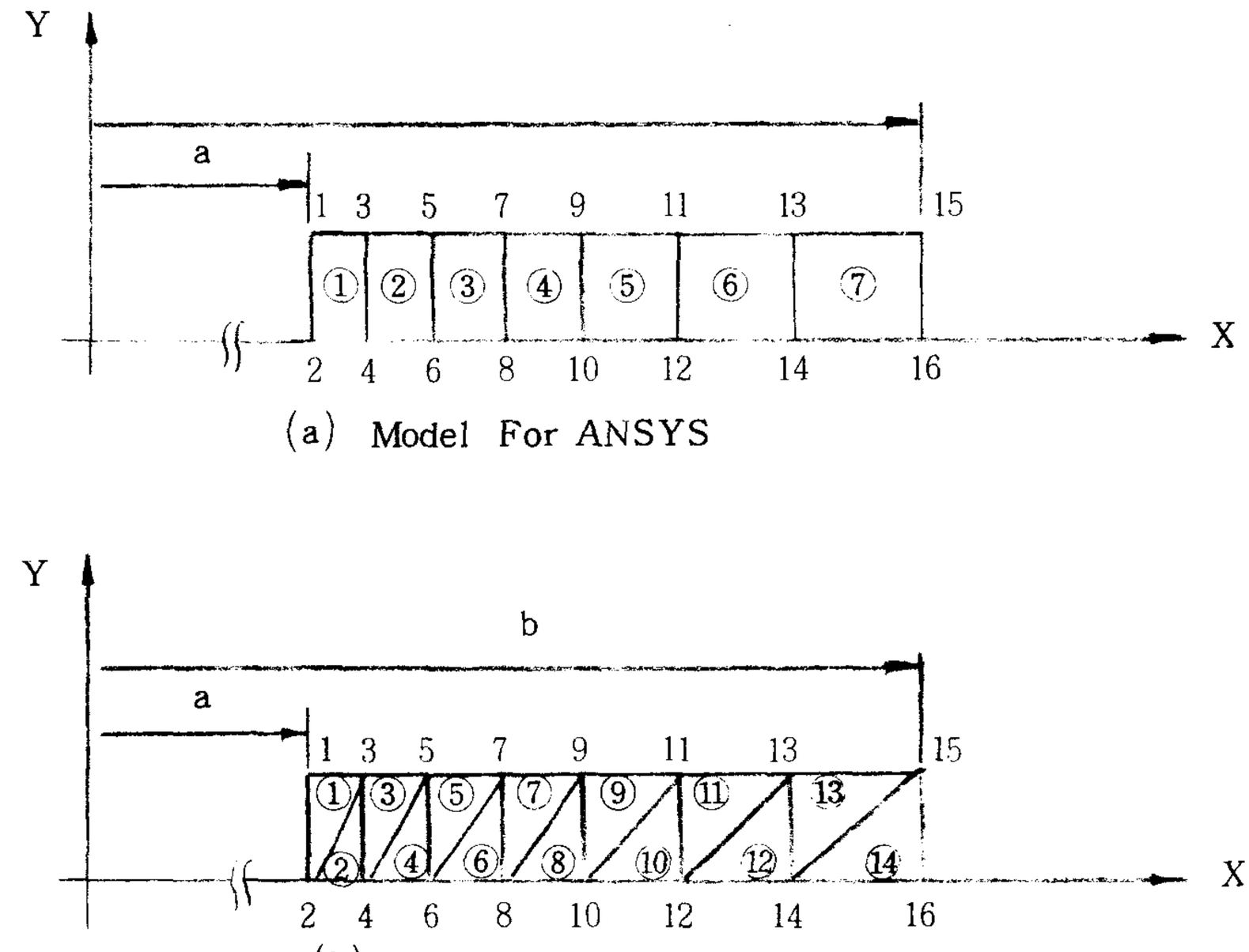


Fig. 4 - 7 Problem Sketch



(a) Model For ANSYS

(b) Model for F.E.M Program

Fig. 4 - 8 Finite Element Model

Table 4-2. Comparision of The Result

Node	Location	Theory	Ansys	Difference (%)	Programmed F.E.M	Difference (%)
1 ~ 2	0.18750	− 1.00000	− 1.00000	0	− 1.00000	0
3 ~ 4	0.23054	− 0.82836	− 0.82838	0.002	− 0.82840	0.005
5 ~ 6	0.27884	− 0.67037	− 0.67037	0	− 0.67053	0.024
7 ~ 8	0.33307	− 0.52277	− 0.50000	4.356	− 0.52301	0.046
9 ~ 10	0.39393	− 0.38338	− 0.38338	0	− 0.38363	0.065
11 ~ 12	0.46224	− 0.25055	− 0.25055	0	− 0.25076	0.084
13 ~ 14	0.53893	− 0.12307	− 0.12307	0	− 0.12317	0.081
15 ~ 16	0.6250	+ 0.00000	+ 0.00000	0	+ 0.00000	0

Table 4-2는 比較結果를 Table로 나타낸 것이다.

4 − 3 實驗結果및 分析

칼럼의 밑면에서 500 ㎜ 위치에 主軸을 고정하고, 研削機(國産 1대, 外産 1대)를 무부하상태에 運轉하면서, 時間經過에 따른, 大氣温度變化, 主軸 베어링部(하우징)의 温度上昇, 칼럼各部의 温度上昇 및 前後 温度差, 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位量 등을 測定하였다.

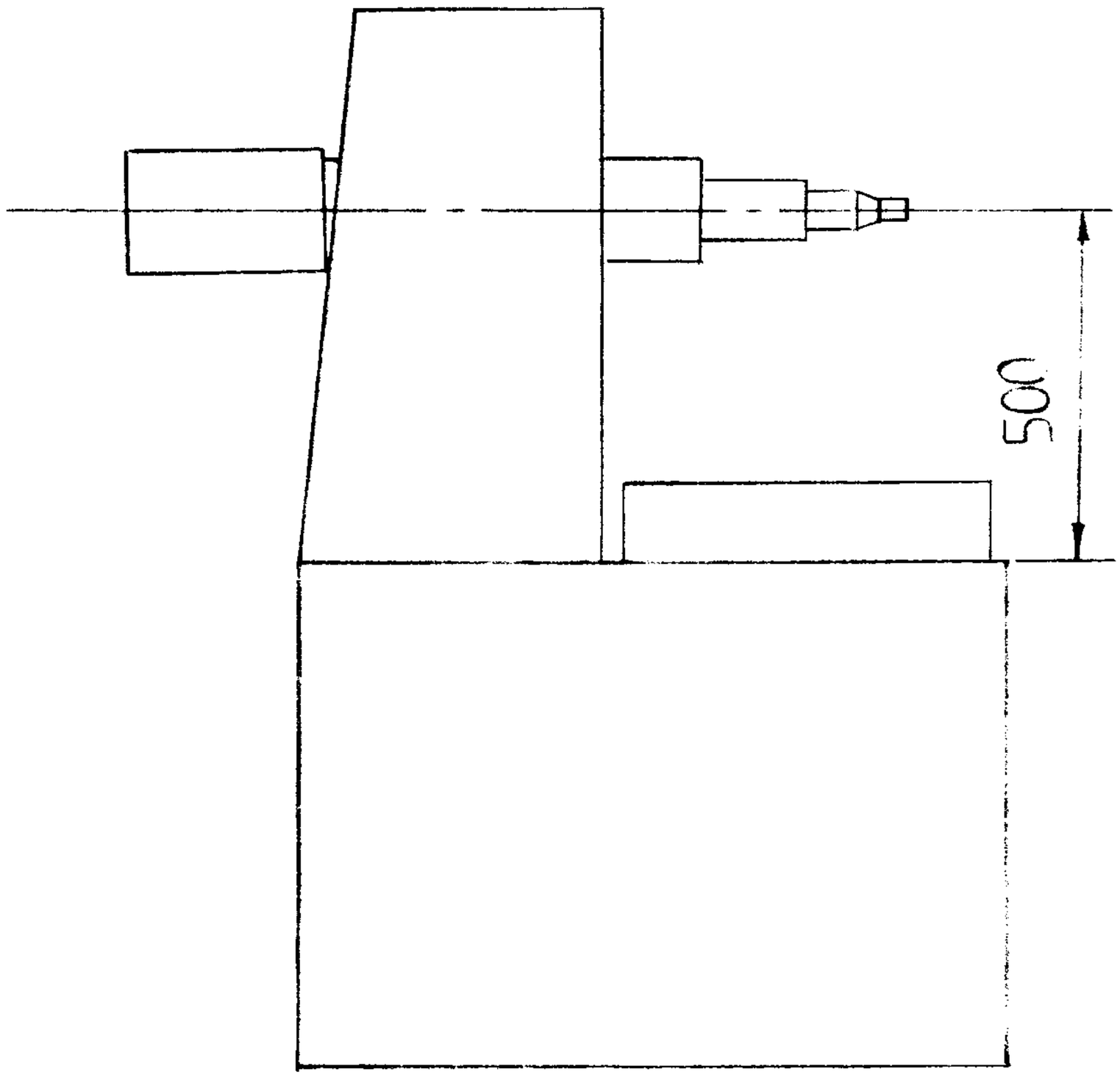


Fig. 4-9 Position of the Spindle

4-3-1 컬럼의 단순팽창에 의한 垂直變位

研削機를 무부하상태에서 운전하면서 時間經過에 따른 컬럼 各部의 表面温度를 測定하여, 그 平均上昇温度($\bar{t}$ ℃)를 앞에서 유도한 (4-8)식에 代入하여 計算한 結果를 Fig. 4-10에 나타내었다.

$$\begin{aligned} \triangle \ell_x &= \int_0^x \alpha t \, dx \\ &= \alpha x \, t_0 \left(1 - \frac{m}{2} x \right) \\ &= \alpha x \, \bar{t} \end{aligned} \quad \cdots\cdots (4-8)$$

한편, 컬럼의 平均温度上昇이 컬럼의 단순팽창에 미치는 影響은 Fig. 4-11과 같다.

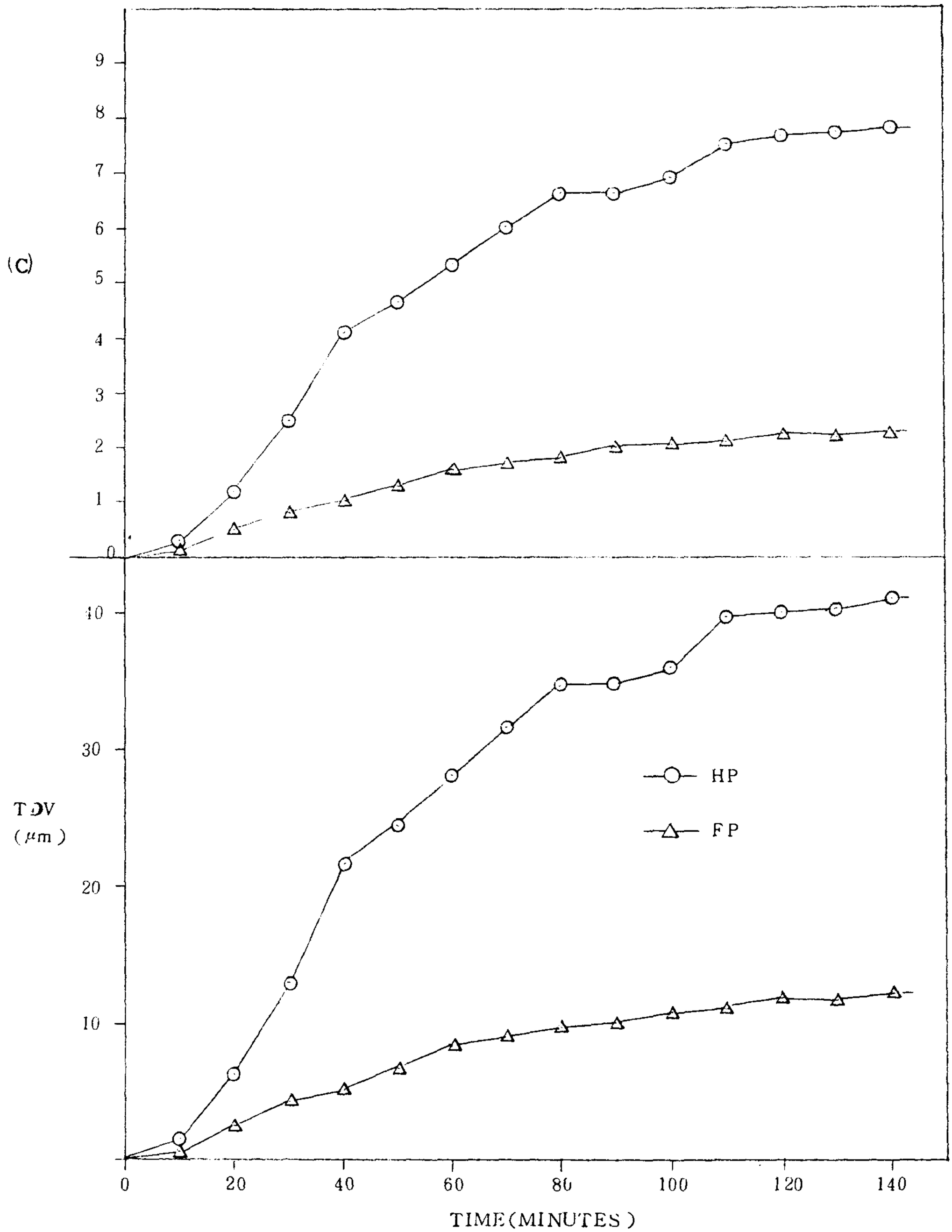


Fig. 4 - 10 Vertical Deformation of the Column By the Simple Expansion

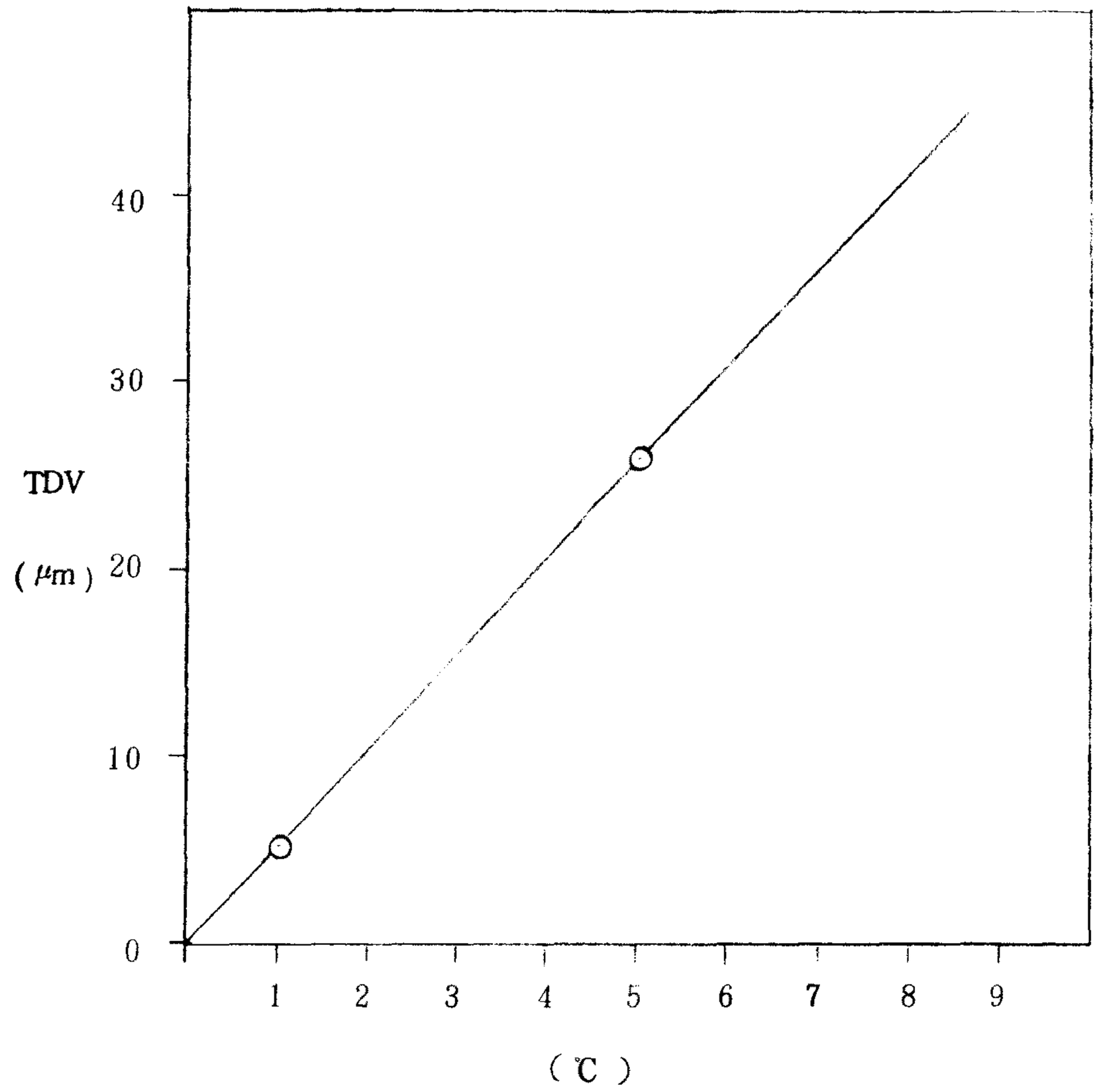


Fig 4-11 Relation of Temperature Rising and Deformation

4-3-2 컬럼의 굽힘에 의한 垂直變位

研削數를 무부하상태에서 운전하면서 時間經過에 따른 컬럼 前·後面에서의 温度分布를 測定하였으며, 앞에서 유도한 (4-11)式의 2째항에 의하여 컬럼의 前·後面의 温度差에 의한 컬럼의 굽힘에 의한 垂直變位를 計算한 結果를 Fig. 4-12에 나타내었다.

$$\triangle \ell_x = \alpha x \bar{t} + H \tan\theta$$

$$= \alpha x \bar{t} + H \cdot \tan\left(\frac{\alpha \ell \triangle t}{h}\right) \quad \cdots\cdots (4\text{-}11)$$

여기서 +變位(+温度差)는 컬럼이 研削機의 뒤쪽으로 굽는 것을 의미하며 -變位(-温度差)는 컬럼이 研削機 앞쪽으로 굽는 것을 의미한다.

한편, Fig 4-13은 温度差가 컬럼의 굽힘에 의한 垂直變位에 미치는 影響을 나타내고 있다.

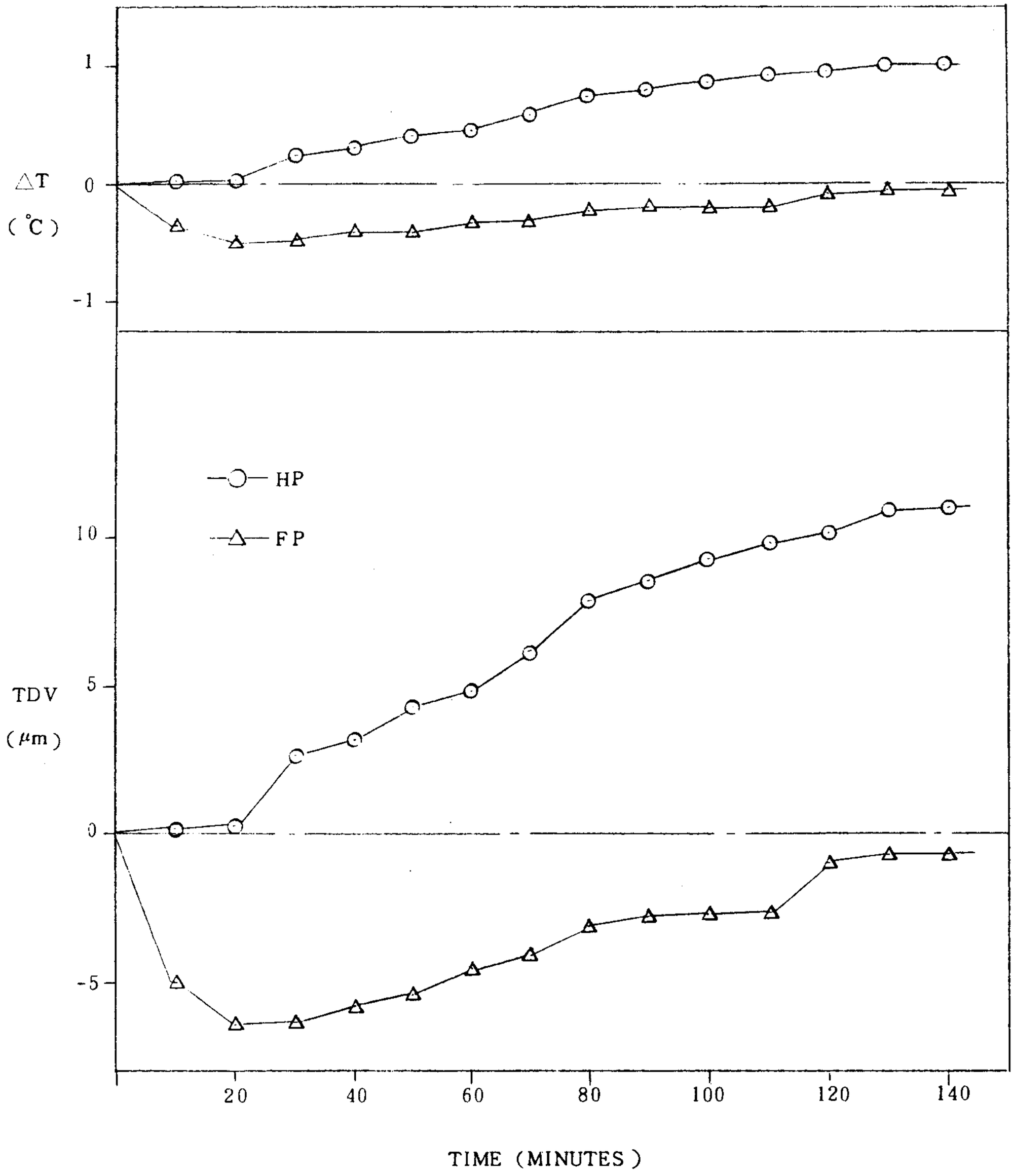


Fig.4-12 Vertical Deformation By the Deflection of Column

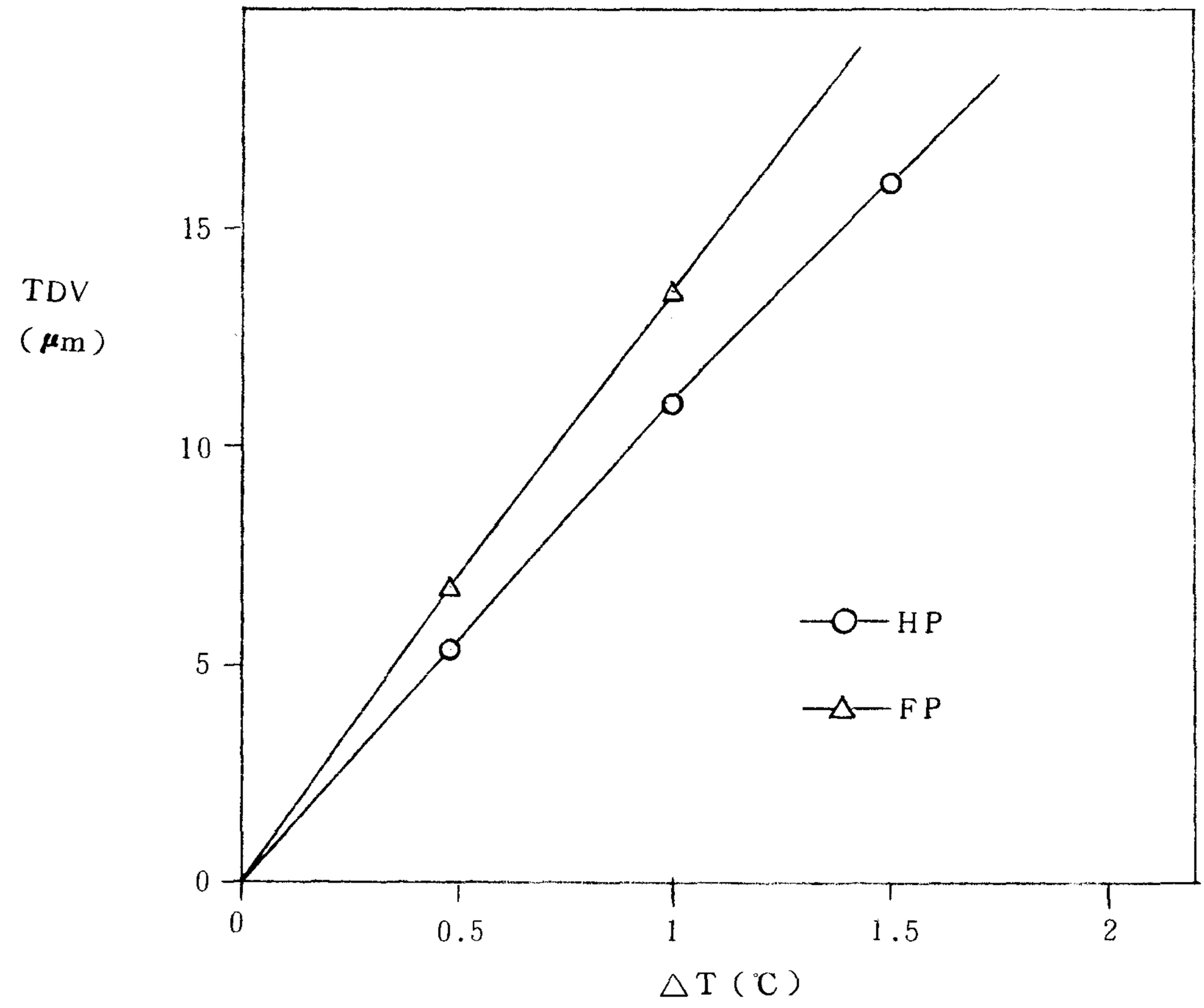


Fig. 4-13 Relation of Temperature and Deformation

Fig. 4-12에서 알 수 있듯이 國産 研削機의 경우, 컬럼의 前部溫度가 後部溫度보다 높게 되는 構造로 되어 있고, 그 溫度差는 약 1℃에 이르르며, 그에 의한 컬럼의 垂直變位量은 약 11 μm에 다다르고 있다. 外産 研削機의 境遇에는 初期에는 컬럼의 前部溫度보다 後部溫度가 높으나, 점차 溫度差가 적은 쪽으로 進行하고 있다. 即 研削機의 熱變形이 평형상태에 다다르게 되면, 外産의 경우, 컬럼의 굽힘에 의한 垂直方向變位는 무시할 程度로 작게 된다는 것을 알 수 있다.

4-3-3 主軸先端과 테이블 上面과의 相對變位

研削機를 무부하 상태로 운전하면서 時間經過에 따른 主軸先端과 테이블上面과의 相對變位를 測定하였다.

Fig. 4-14는 앞에서 유도한 (4-11)식에 의하여 구한 계산값(컬럼의 단순팽창에 의한 垂直變位量 + 컬럼의 굽힘에 의한 垂直變位量)과 測定값을 비교하여 나타내었다.

한편, Fig. 4-15는 主軸部 하우징의 溫度變化를 나타내고 있으며, Fig. 4-16은 主軸의 前後 수평방향의 變位를 나타내고 있다. 또한, Fig. 4-17은 Fig. 4-14와 Fig. 4-16을 조합하여 나타낸 것이다.

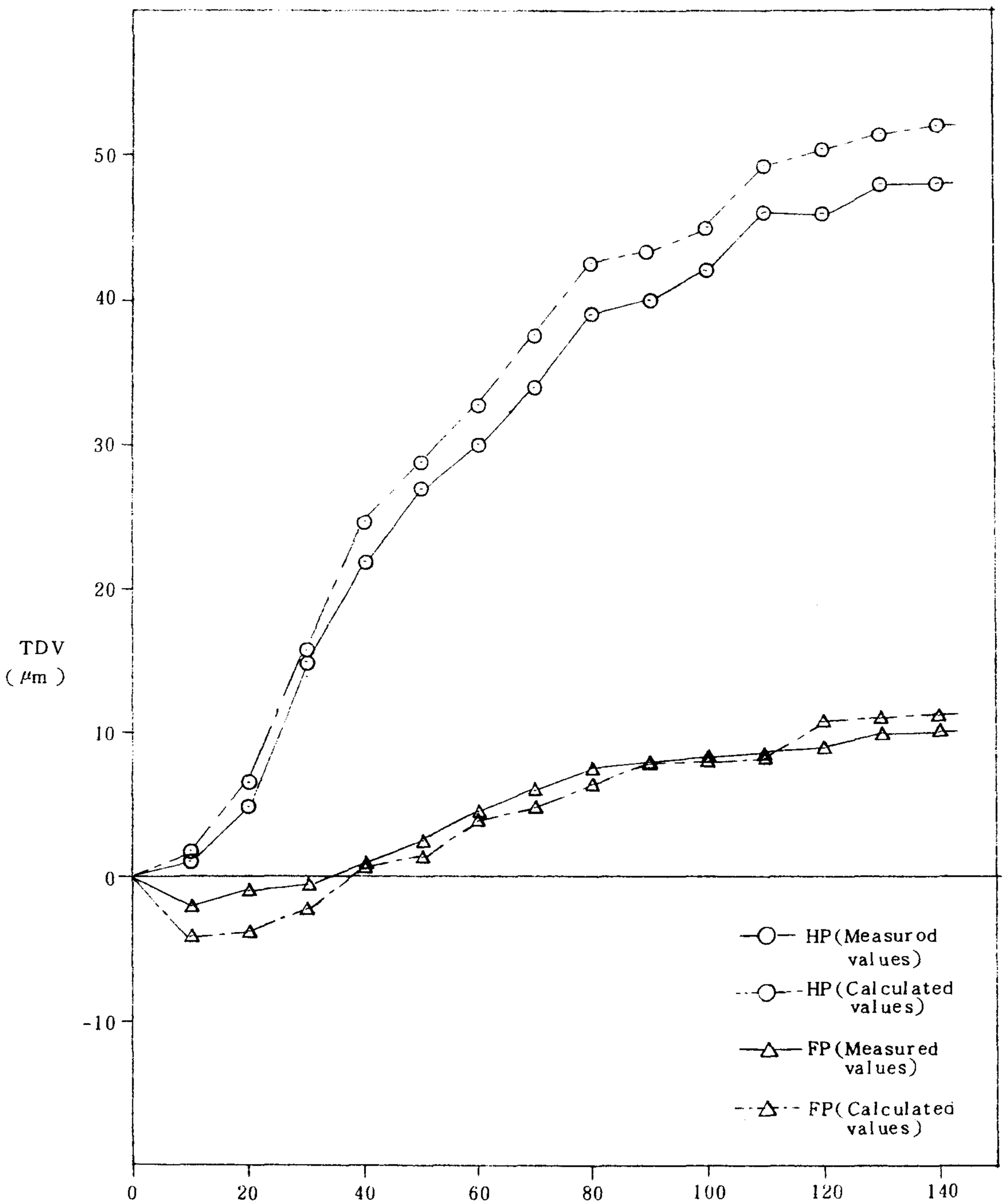
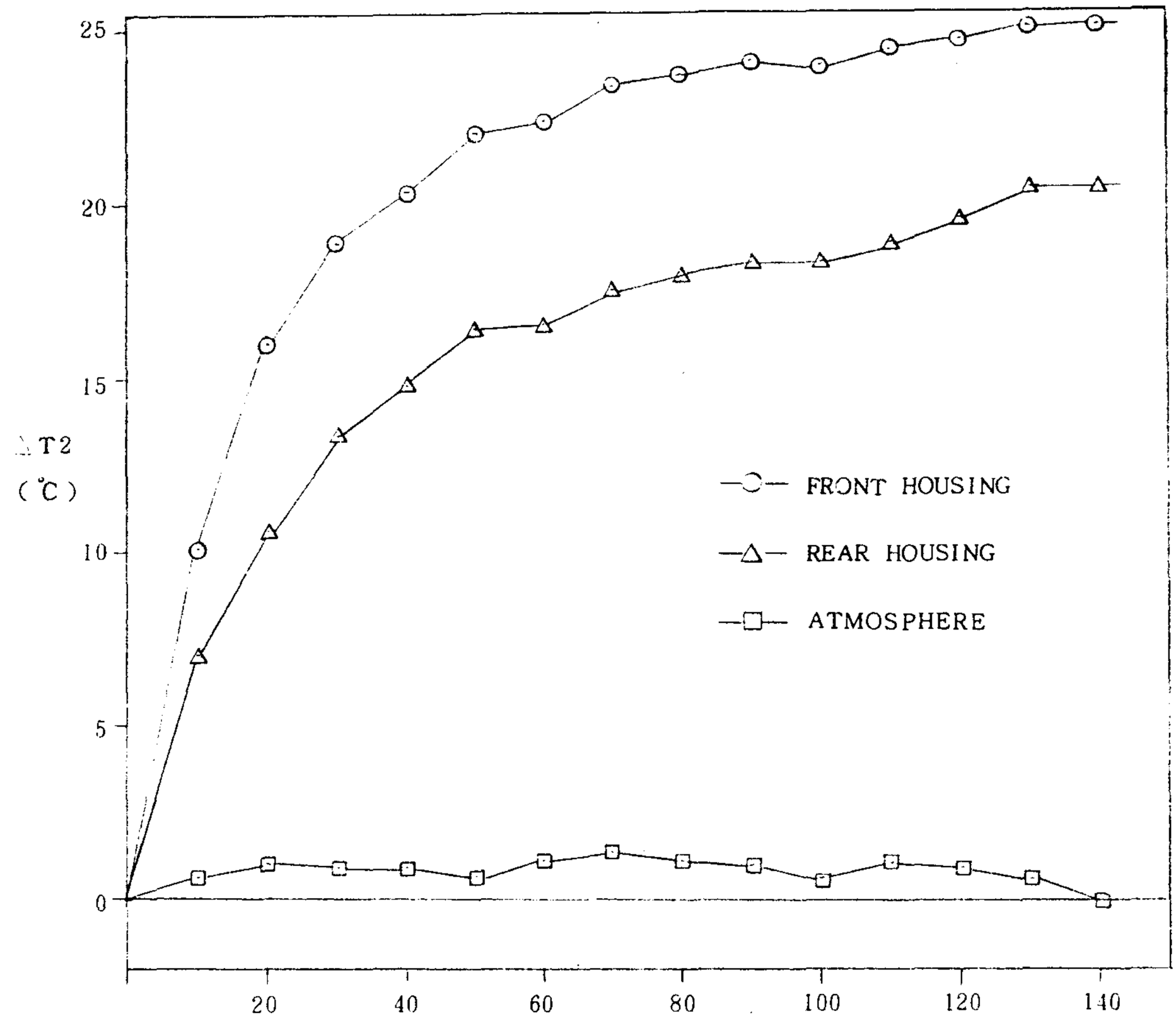


Fig.4-14 Relative Deformation of spindle and Table



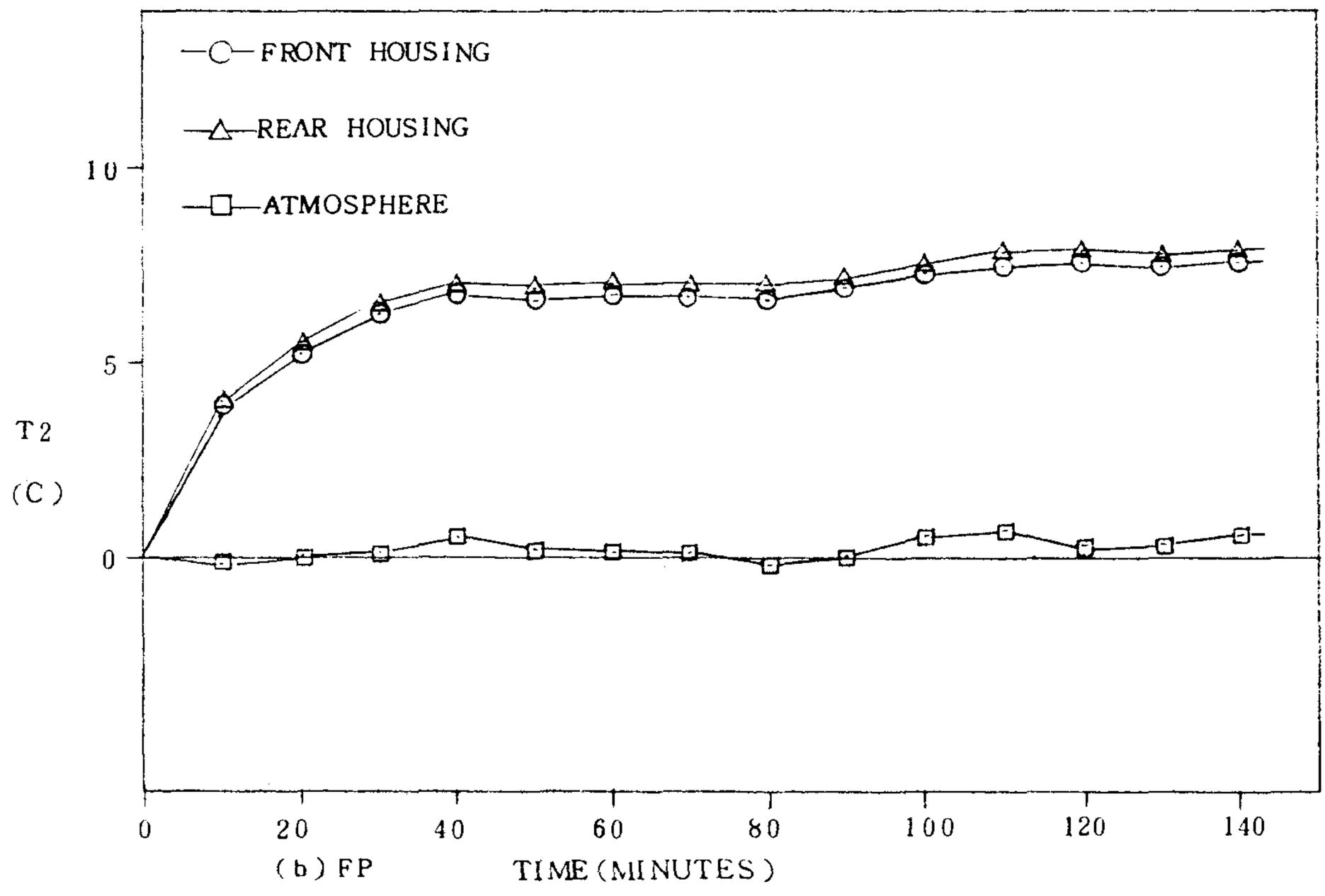


Fig.4-15 TEMPERATURE RISING OF THE SPINDLE HOUSING

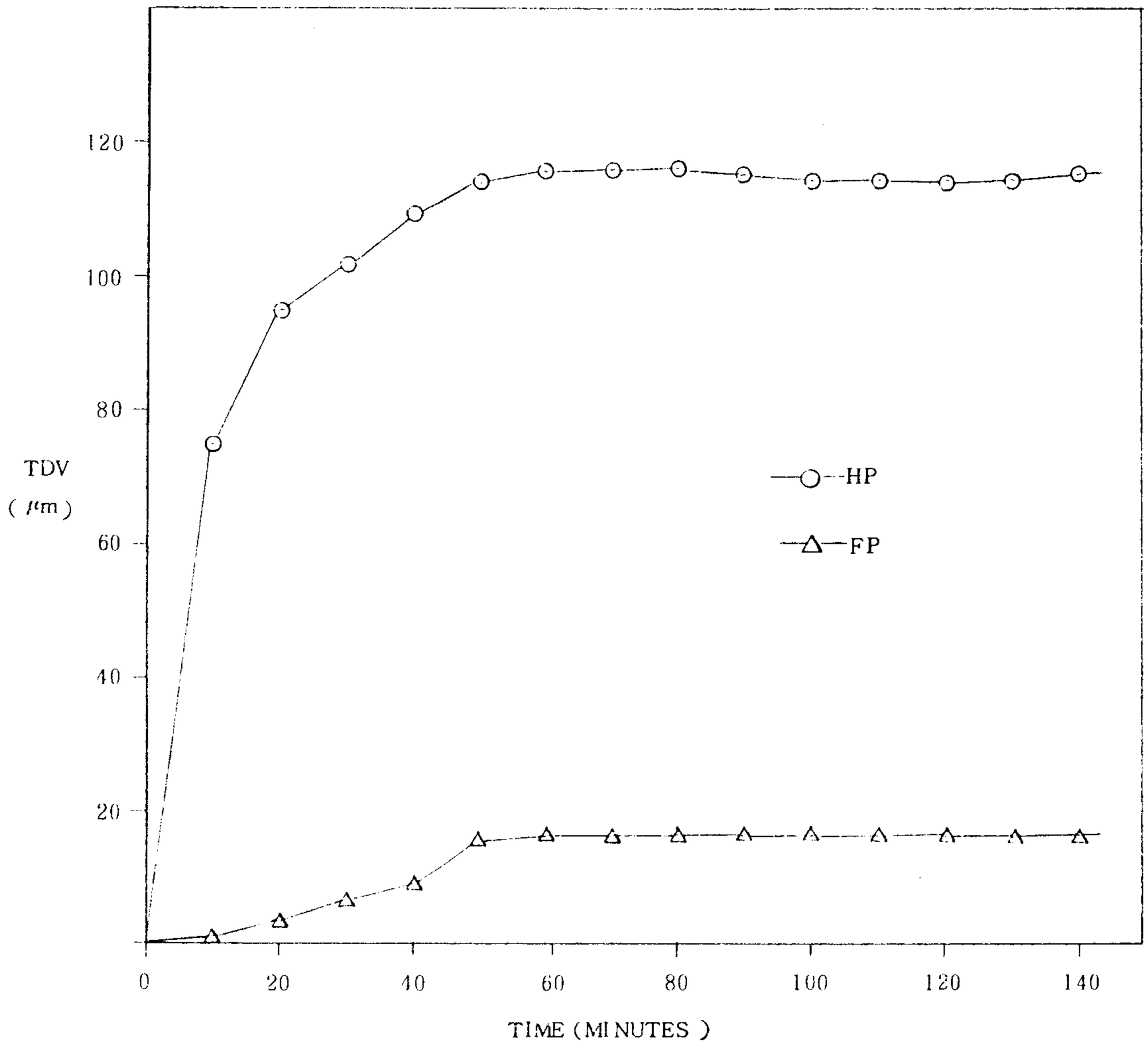


Fig.4-16 Deformation To The Axial Direction of the spindle

지금까지의 계산 및 實驗結果에서 알 수 있듯이, 다음과 같이 結論을 내릴 수 있다.

① 유도한 式(4-11)은 主軸部 相對變位를 잘 예측할 수 있다.

② 국산은 相對變位量이 48 μm에 다다르며, 외산의 경우에는 국산의 약 1/4에 해당하는 약 11 μm의 變形을 보이고 있다.

③ 국산의 相對變位量은 컬럼의 팽창에 의한 量과 굽힘에 의한 量이 4 : 1의 比率을 보이고 있으나, 외산의 경우는 굽힘에 의한 量은 무시할 수 있을 정도이며, 거의 컬럼의 단순팽창에 의한 量이다.

④ 국산의 경우 主軸部 베어링의 온도 상승이 높다.

⑤ 주축의 축방향 變位도 국산의 경우가 대단히 크다.

따라서, 이러한 熱變形을 방지하기 위하여서는 다음과 같은 사항을 改善토록 하여야 할 것이다.

① 주축 베어링의 온도 상승 억제

② 컬럼의 前後面間의 溫度差 제어

4－4. 熱 變 形 對 策

工作機械의 工作精度에 영향을 주는 熱變形을 어떻게 하여 改良할 수 있는 가를 앞에서 Table (Table 4 - 1)로 정리한 바 있으며, 그 對策은 매우 많다. 따라서 이 가운데 현실적 여건을 고려하여, 試料로 使用된 국.외산 成形研削機를 中心으로 熱變形對策에 關하여 고찰하여 보기로 한다.

(4 - 11) 式을 다시쓰면 다음과 같다.

$$\triangle \ell_x = \alpha x t_o \left(1 - \frac{m}{2} x\right) + H \tan \theta$$

$$= \alpha x \bar{t} + H \cdot \tan \left(\frac{\alpha \cdot \ell \cdot \triangle t}{h}\right)$$

$$\text{여기서, } m = \sqrt{\frac{h \cdot p}{K \cdot A}}$$

위 式을 기준으로 熱變形量 ($\triangle \ell_x$) 을 적게 하려면,

1) 선팽창 계수(α) 가 작은 材料를 使用할 것

2) 熱源의 發熱量 (t_o : 發熱部溫度) 을 적게 할 것

3) 컬럼의 斷面形狀(m) 을 크게 設計할 것

4) 컬럼中心에서 연삭 숫돌 固定部까지의 길이 H를 짧게 할 것

5) 컬럼 前·後面의 溫度差 ($\triangle t$) 가 적게 할 것

6) 컬럼의 前後길이 h 를 길게 設計할 것 등이다.

앞에서 試驗한 結果와 (4 - 11) 式을 토대로 하여, 國産研削機 와 外産研削機사이에 크게 차이를 보인① 主軸部 베어링의 溫度上昇 ②컬럼 前·後面의 溫度差를 中心으로 比較檢討하도록 한다.

4 - 4 - 1 主軸部 베어링의 溫度上昇억제

一般的으로 베어링의 溫度上昇을 억제하기 위하여서는 ② 發熱을 적게하는 法과 ② 發散을 빨리시키는 法이 있으며, 이를 위해서는 ① 베어링의 형식〈베어링의 種類, 配列, 精度等級, 베어링클리어런스 등) ② 潤滑方法의 改善 (潤滑劑, 潤滑方法, 密封方法) ③ 組立技術의 向上 (豫壓, 軸과 하우징의 精度, 끼워맞춤, 베어링의 取扱등) 등이 要求된다.

수집한 各種 報告書 및 資料에 의하면 그리이스 潤滑상태에서 研削機의 主軸部 베어링溫度를 주위溫度보다 2 ~ 5 ℃上昇하는 범위에서 억제할 수 있는 것으로 나타나고 있다. 따라서 國産의 경우에도 이를 목표로 하여 溫度上昇을 억제하므로써 熱變形을 최소화하도록 하여야 할 것이다.

Table 4 - 3은 베어링部의 溫度上昇이 클 때, 그 원인과 對策을 나타내고 있다.

Table 4 - 3 베어링의 異常溫度上昇

운전상태	추 정 원 인	대 책
異常溫度上昇	潤滑劑의 과다	潤滑劑의 小量注入, 경질 그리이스선택
	潤滑劑의 부족	潤滑劑의 보충, 적당한 潤滑劑의 선택
	이상 하중	끼워맞춤의 수정, 클리어런스 검토, 예압조정, 하우징과 턱 위치의 수정
	설치 불량	축·하우징의 가공精密度와 設置精密度 改善, 設置方法의 改善
	끼워 맞춤면의 크리이프 현상, 밀봉장치의 마찰 과다	교환, 끼워 맞춤의 검토, 축과 하우징의 수정, 밀봉장치의 변경

따라서, 앞 테이블에서 열거한 溫度上昇要因을 中心으로 國産과 外産을 比較檢討하도록 한다.

Table 4 - 4은 試料로 使用된 研削機의 主軸部 베어링의 겉보기 끼워 맞춤을 比較한 것이다.

Table 4 - 5는 主軸과 하우징의 加工精度를 比較한 것이다.

Table 4 - 4 베어링의 끼워맞춤

		위 치	끼워맞춤 (μm)	베어링형식
國産 研削機	前部 베어링	외륜과 하우징	− 2 ～ + 2.5	6206 ZZ
		내륜과 축	− 4 ～ − 3	
	後部 베어링	외륜과 하우징	− 12 ～ − 6.5	6205 ZZ
		내륜과 축	− 5.5	
外産 研削機	前部 베어링	외륜과 하우징	2 ～ 4	7006 C
		내륜과 축	2 ～ 4.5	P4
	後部 베어링	외륜과 하우징	13	7007 C
		내륜과 축	0	P4

Table 4 - 5 主軸과 하우징의 加工精密度

	항 목	國産 前部	國産 後部	外産 前部	外産 後部
主軸	진 원 도	2.1	1.6		
	동 심 도	9.0		7 ～ 9	
	직 각 도	1.5	5.0	2.0	2.0
	직 경	$30^{+0.003}_{+0.002}$	$25^{+0.000}$	$35^{-0.005}_{-0.007}$	$30^{-0.003}$
하우징	직 경	$62^{-0.003}_{-0.007}$	$52^{-0.011}_{-0.017}$	$62^{-0.006}$	$55^{+0.003}$

앞 테이블들에서 보는 바와 같이, 國産의 끼워맞춤은 좀새를 주고 外産의 경우에는 틈새를 주고 있으며, 軸의 同心度는 거의 비슷한 수준이며 直角度는 國産이 뒤떨어짐을 알 수 있다. 즉 이러한 要因들이 합성되어 國産의 경우 溫度上昇 및 精度低下를 유발하고 있음을 추정할 수 있다.

특히 高精度를 要求하는 硏削機일수록 연삭 숫돌축 (主軸) 베어링에 있어서 좀새가 베어링을 變形시키면, 熱發生뿐만 아니라, 궤도륜의 진원도를 해치므로, 베어링의 내륜과 軸의 틈새는 0 ~ 0.002 ㎜외륜과 하우징의 틈새는 0.002 ~ 0.004 ㎜를 권장하고 있으며, 베어링發熱에 의하여 軸과 하우징의 팽창이 다를때, 베어링이 軸方向으로 움직이지 않으면, 베어링이 파손되므로, 前部베어링을 固定하고 後部베어링을 軸方向으로 움직일 수 있도록 하기 위하여 하우징과의 틈새를 0.006 ~ 0.008 ㎜로 할것을 권장하고 있다. 단, 이때 베어링의 크리이프를 방지하기 위하여 끼워맞춤면의 윤활에 주의를 기울여야 한다.

따라서 本 硏究에서는 國産硏削機의 主軸部베어링을 Table 4 - 6 와 같이 改善하여 試驗을 수행한 結果, Fig . 4 - 17 , Fig. 4 - 18 , Fig. 4 - 19 와 같은 데이타를 얻었다.

Table 4 - 6 베어링의 끼워맞춤 改善

	위 치	끼워 맞춤 (μm)	베어링 형식
前部 베어링	외륜과 하우징	2 ~ 4	7206 C
	내륜과 축	0.5 ~ 1.5	P5
後部 베어링	외륜과 하우징	6.5 ~ 9.0	7205 C
	내륜과 축	0.5	P5

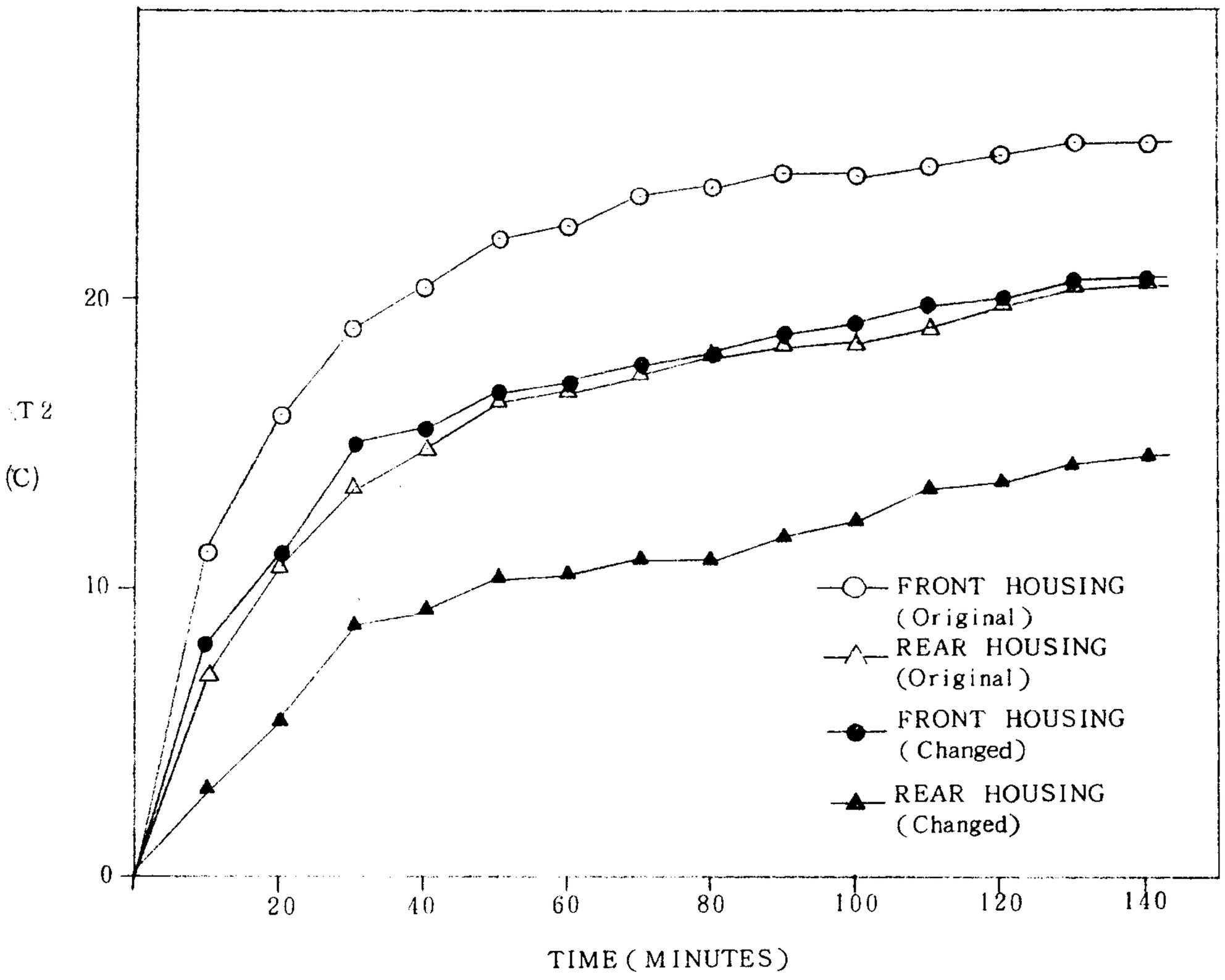


Fig. 4-17 Temperature Rising of the Spindle Housing

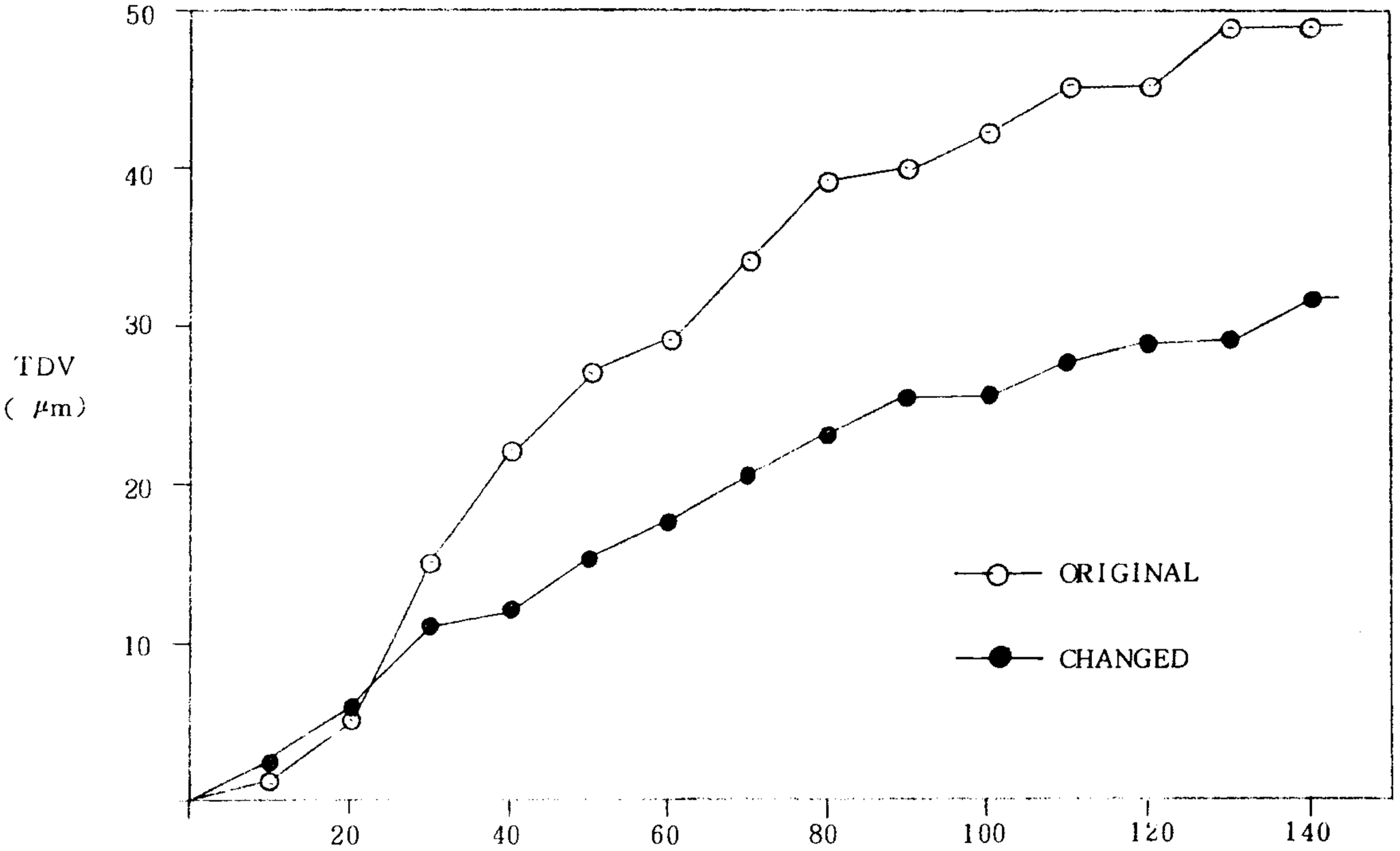


Fig. 4-18 Relative Deformation

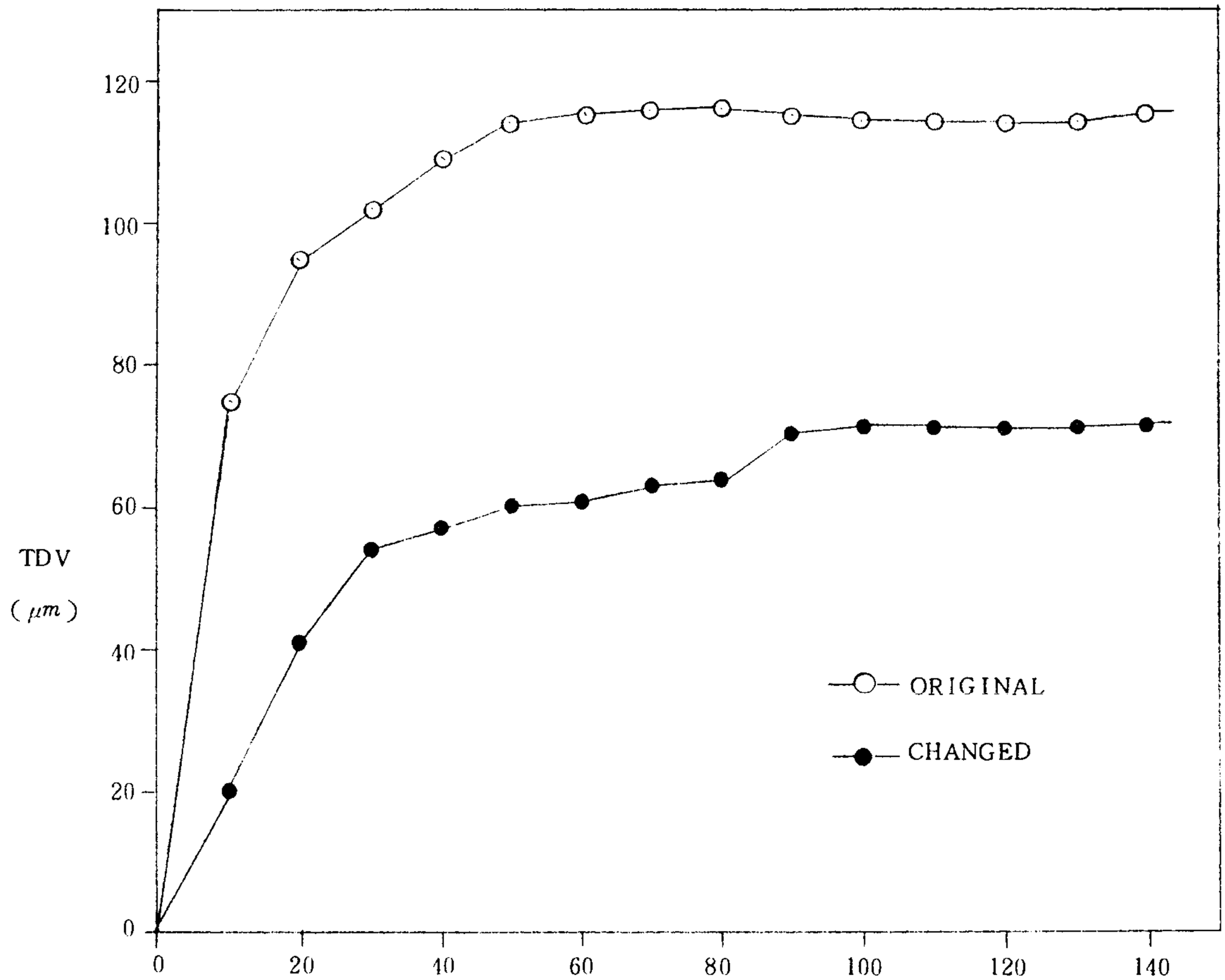


Fig. 4-19 Deformation of the Axial Direction of the Spindle

앞 그림들에서 알 수 있듯이, 베어링형식과 끼워맞춤을 바꾸어 試驗한 結果, 主軸部베어링의 溫度上昇, 컬럼의 平均上昇溫度, 主軸先端과 테이블 上面과의 相對變位등이 상당히 改善된 것을 確認할 수 있었다. 그러나, 이 試驗은 主軸 및 하우징의 진원도, 원통도, 동심도, 직각도, 윤활유의 種類, 潤滑方法, 베어링의 豫壓등을 고려하지 않은 狀態에서 수행한 것으로서, 이러한 것들을 고려하여 최적화한다면, 主軸部 베어링의 溫度上昇을 5℃以下로 억제할 수 있다고 생각된다.

한편, 研削機의 主軸部 베어링의 溫度上昇 억제 및 精度向上을 위하여서는 위에서 언급한 各種因子들에 關하여 좀더 구체적인 研究가 수행되어야 할 것이며, 여기에서는 各種資料에서 권장하고 있는 向上策을 例로 들고, 이러한 資料를 기초로 한 主軸과 하우징의 設計例를 부록으로 싣도록 한다.

研削機의 主軸部 베어링에 주는 豫壓은 輕豫壓이나 中豫壓을 주도록 하며, 豫壓을 주어 使用하는 高精度組合 앵귤러 콘택트 보올베어링의 끼워맞춤 目標値는 Table 4 - 7과 같다.

Table 4 - 7 끼워맞춤의 目標値

베어링 내경	축과 내륜	베어링 외경	하우징과 외륜
d (㎜)	목표죔새 (μm)	D (㎜)	목표 틈새 (μm)
18 ~ 30	0 ~ 2.5	30 ~ 50	2 ~ 6
30 ~ 50	0 ~ 2.5	50 ~ 80	3 ~ 8

여기서, 하우징과 외륜의 끼워맞춤에 있어서 固定側베어링의 목표틈새는 下限値로 설정하고, 自由側베어링의 목표틈새는 上限値로 설정하는 것이 바람직하다.

또한, 軸과 하우징의 設計는 Table 4 - 8을 기준으로 한다.

Table 4 - 8 主軸과 하우징의 設計基準

항 목	주 축	하 우 징
진 원 도	끼워맞춤부의 축경허용차의 $\frac{1}{2}$이하	끼워맞춤부의 하우징 내경 허용차의 $\frac{1}{2}$이하
원 통 도	베어링폭의 범위에서 축경허용차의 $\frac{1}{2}$이하	베어링폭의 범위에서 하우징 내경 허용차의 $\frac{1}{2}$이하
턱 의 직각도	3／10,000	3／10,000
끼워 맞춤면의 표면거칠기	3.2 S	6.3 S

윤활方法에 있어서는 微小量의 윤활유를 使用하는 그리이스 윤활 또는 오일 미스트 윤활, 大量의 윤활유를 使用하는 강제 윤활法을 使用하도록 하며, 發熱防止에 효과가 큰 리치움 (Lithium) 계의 윤활유를 使用하고, 봉입량도 외·내륜간의 공간체적의 3／1정도가 적당한 것으로 報告되고 있다.

4-4-2 컬럼 前·後面의 溫度差 억제

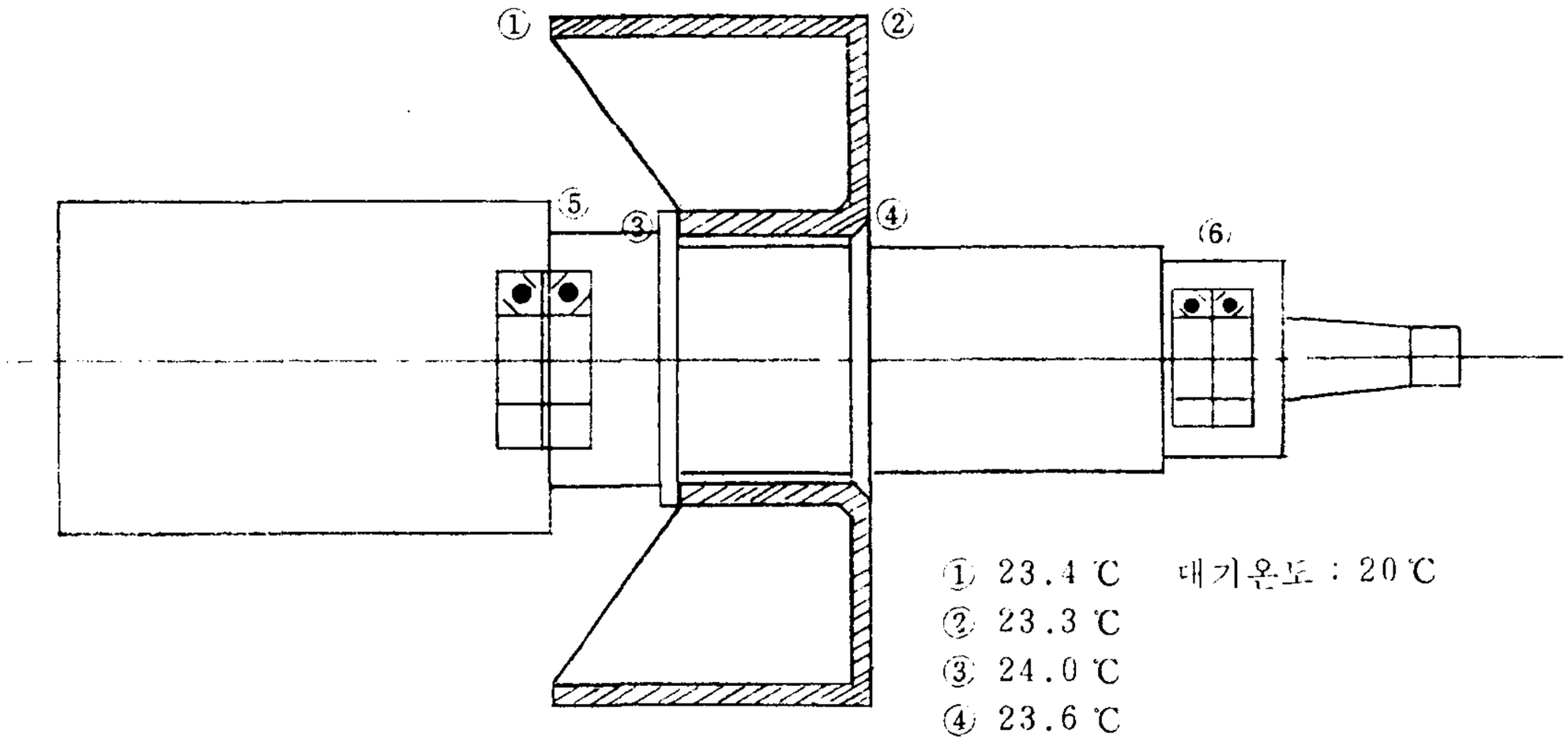
계산 및 試驗結果에 의하면, 國産의 경우, 컬럼 前後面의 溫度差에 의하여 發生하는 컬럼의 굽힘이 主軸先端과 테이블 上面과의 相對變位에 미치는 영향은 약20 %를 차지하고 있음을 알 수 있다.

한편, 外産의 경우, 時間이 경과함에 따라 溫度差는 거의 상쇄되어 평

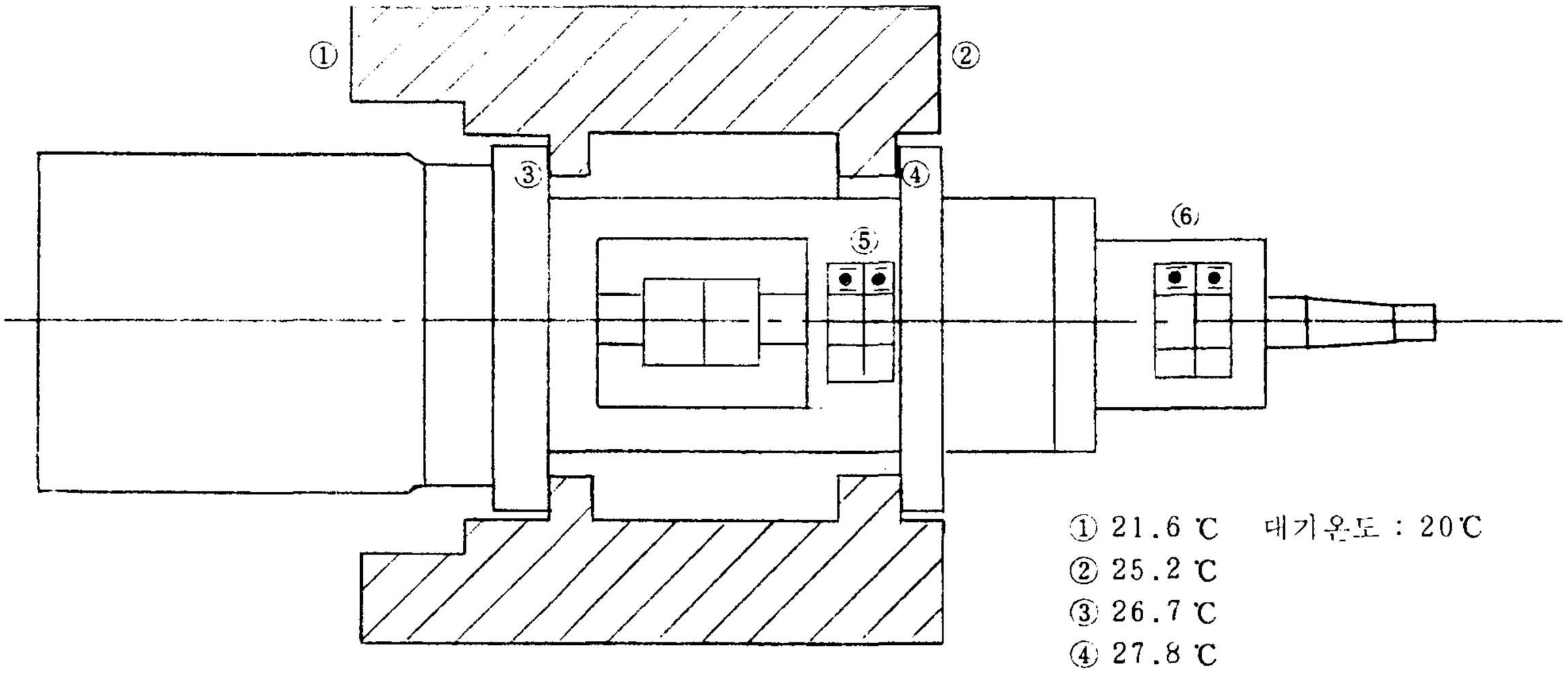
형 狀態가 되고 그 영향이 매우 적음을 알 수 있다.

Fig. 4 - 20는 國産 研削機와 外産研削機의 主軸과 컬럼이 組合된 狀態를 스케치한 것이다. 그림에서 직감할 수 있듯이 國産의 경우 熱的 對稱性이 결여되어 있는 구조라는 것을 알 수 있다. 그림에 나타난 데이터는 무부하狀態에서 140분간 운전한후 측정한 各部의 溫度分布이다. 특히 國産의 경우, 상대적으로 低溫인 컬럼 뒷면은 구동용 전동기의 팬의 영향을 받아, 溫度差를 더욱 크게 하는 要因이 되고 있다.

결국, 國産研削機의 구조 設計時 主軸部前後베어링의 溫度上昇을 고려하며, 컬럼과 主軸의 조합이 熱的 對稱性을 갖도록 하여야 할 것이다



(a) Foreign Production



(b) Home Production

Fig. 4-20 Assembly of the Spindle and the Column

A) 主軸의 溫度分布

熱的 對稱性을 갖도록 主軸과 컬럼이 組合되어야 한다는 것은 이미 언급한 바와 같다. 國産의 경우에는 이미 이것을 만족하지 못한다는 것을 파악한 바 있으므로, 外産의 경우에 한하여 主軸의 溫度分布를 추정하여 보았다. 좀더, 正確한 데이터를 얻기위하여서는 구성재료의 물리적 특성을 실측한후 활용하면 되리라 생각한다. 단, 여기에서는 다음과 같은 가정하에서 유한요소법 프로그램을 활용하였다.

1) 재료의 특성

열전달율 : 46 kcal/m^2h^0C

열전도율 : 10 kcal/m^2h^0C

2) 유한요소 모델

유한요소 : 3 각형 요소 (축대칭)

절점수 : ① 40 ② 29

요소수 : ① 48 ② 34

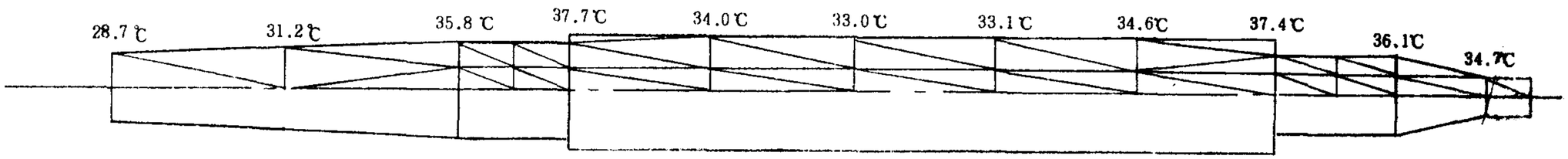
경계값 : 전부베어링부 溫度 : 37.5 ℃

후부베어링부 溫度 : 37.8 ℃

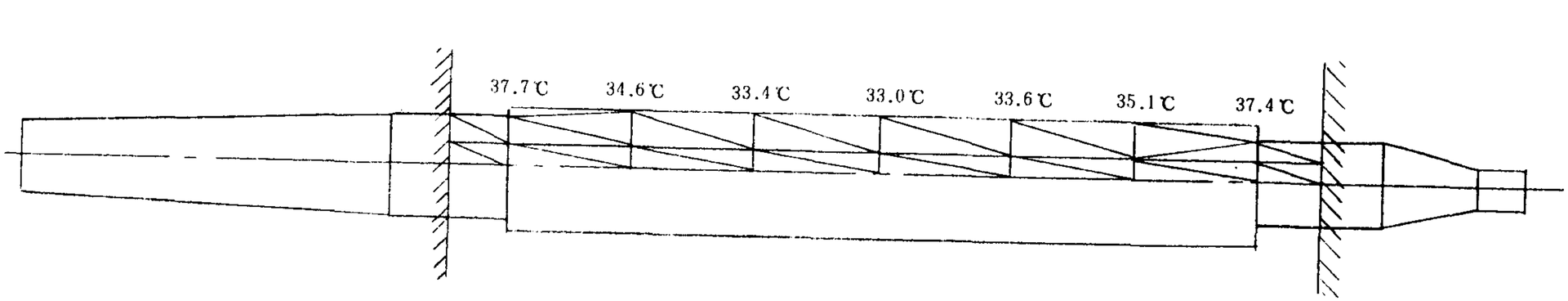
Fig 4 - 21 는 外産研削機의 主軸有限要素모델을 나타내며 데이터는 해석결과 절점溫度이다. 단 (b)는 베어링을 中心으로 양쪽은 절연된 것으로 가정하여 해석한 것이다.

X방향 220 ㎜지점에서 355 ㎜지점까지 사이에 溫度分布가 대체로 일정하다는 것을 알 수 있다. 따라서, 이 部分과 컬럼이 조립되도록 하면 컬럼前後面의 溫度差를 極小化시킬 수 있을 것이다.

한편, Fig 4 - 22 는 外産시료의 主軸과 컬럼의 조합된 狀態를 나타내고 있다. 이는 유한요소법에 溫度分布를 구하여 위치를 고려한 것과 잘 일치하고 있다. 따라서, 구성재료의 각종 열적특성을 正確히 産



(a) Finite Element Model (1)



(b) Finite Element Model (2)

Fig. 4-21 Finite Element Model

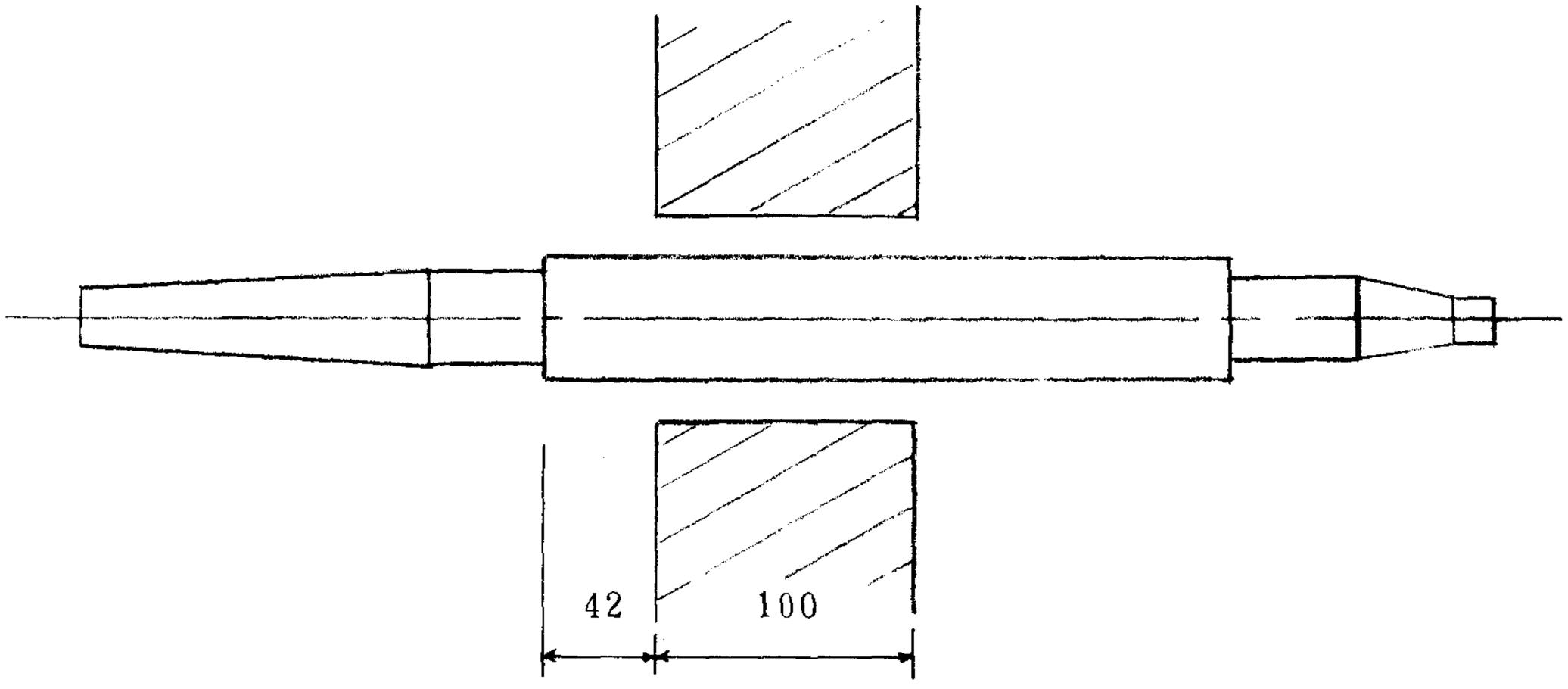


Fig.4 - 22 Relative Position of the Spindle and the Column

出하여, 열원의 위치와 熱量, 혹은 溫度를 경계값으로 하여 유한요소법을 活用하여 主軸과 컬럼의 상대위치를 설정할 수 있을 것이다.

결국, 國産研削機의 경우 熱的對稱性을 고려하여, 컬럼과 主軸을 設計하므로 해서 컬럼의 굽힘량을 極小化할 수 있을 것이다.

5. 主軸의 回轉精度

5-1. 序　　論

工作機械의 加工精度를 지배하는 要因으로서 앞에서 言及했던 主軸의 靜剛性, 動剛性 및 熱剛性 外에 主軸의 回轉精度를 들 수 있다.

主軸의 回轉中의 振動은 加工物과 工具사이에 相對的 變位를 일으켜 加工物 表面에 不均一한 形狀오차가 發生되며 이러한 오차중에서도 眞圓度, 圓筒度 및 平面度 등은 回轉精度와 密接한 關係가 있다.

최근, 이러한 回轉精度의 測定, 評價方法, 加工精度와의 관계, 回轉오차를 發生시키는 工作機械의 構造的 要因 및 動的特性에 對한 研究가 활발히 이루어지고 있다. 그러나, 現在까지는 回轉精度에 관한 定義도 明確하지 않으며 그 測定方法과 評價方法도 測定對象 工作機械에 따라서 各各 다른 方法이 사용되고 있다.

지금까지의 研究對象은 주로 旋盤이나 boring machine 이었으며 그 결과 主軸의 回轉精度와 加工오차가 어느 정도 잘 對應하고 있다는 것이 밝혀졌다.[18)~23)] 그러나, 研削機의 경우는 그 對應이 극히 어려우므로 이에 대한 研究는 거의 없는 실정이다. 지금까지 알려진 바로는, 研削機의 主軸베어링을 구름베어링(rolling bearing)을 사용할 경우 回轉精度는 2～5 μm 정도이며 精密加工用의 경우는 미끄럼베어링(sliding bearing)을 사용하여 0.1 μm 정도로 하고 있다.

本 研究에서는 主軸과 모우터가 커플링(coupling)으로 연결된 國産 成形研削機와 主軸과 모우터가 一體形인 外産成形研削機를 對象으로 研削機의 運轉시간에 對應하여 回轉精度를 測定하고 그 結果에 대한 原因分析을 통해 研削機의 回轉精度 向上을 유도하고자 하였다

回轉精度 測定方法은, 硏削機가 工具回轉型 工作機械이나 實際 工作物과 硏削숫돌(grinding wheel)의 相對運動을 고려하면 主 Sensitive 方向이 工作物 回轉形과 같으므로 工作物 回轉型 測定法을 利用하였다.

5 - 2. 硏削機 主軸의 回轉精度

5-2-1 回轉精度의 定義

主軸의 回轉精度는 軸心의 움직임 程度로 定義하는 方法과 加工物의 形狀오차와 直接的 關係를 갖는 理想的 加工面에 대하여 垂直인 方向 즉, 主 sensitive 方向에 대한 工具의 움직임 程度로 定義하는 두가지 方法으로 크게 나눌 수 있다. 從來에는 測定方法이 간편한 前者가 많이 사용되어 왔으나 加工오차와 直接 對應시키기가 어려우므로 後者에 따른 方法이 開發되었다.

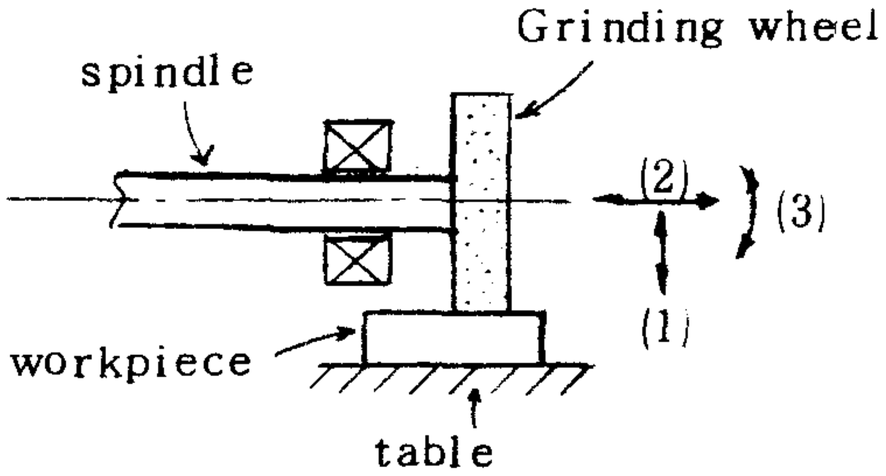


Fig. 5-1 Error motion of spindle

成形 硏削機의 경우 工具 즉 硏削숫돌의 回轉오차(error motion)는 Fig. 5-1과 같이

1) 半徑方向오차(radial motion)
2) 軸方向오차 (axial motion)
3) 軸의 中心線에 대한 角度오차 (angular motion)로 나누어진다.

이들이 形狀오차 發生의 原因이 되며 이 回轉오차를 回轉精度로 定義한다.

한편, 主 sensitive 方向은 boring 加工일 경우 工具가 回轉하면서 그 方向도 항상 變하게 되며(工具回轉型), 旋削의 경우는 工具가 固定되어 있으므로 일정하게 된다(工作物 回轉型). 研削機의 경우는 工具는 回轉하고 있으나 加工過程을 보면 主 sensitive 方向이 固定되어 있으므로 工作物 回轉型으로 볼 수 있다. 一般的으로 形狀오차에 가장 큰 影響을 미치는 것은 主 sensitive 方向의 運動으로 研削加工의 경우 平面加工에서는 半径方向 運動이며 斷面加工일 경우는 軸方向運動이 된다.

5-2-2 回轉精度 測定法

回轉精度를 測定하는 方法은 여러가지가 있으나 基本的으로는 모두 非接触變位計 (noncontact displacement transducer)와 精密度가 아주 높은 球 (master ball)를 使用한다. 한쪽은 主軸에, 다른 한쪽은 工具臺나 테이블(table)에 固定시켜 主軸回轉時의 變位計와 球간의 간극변동을 電氣的信號로 검출하고 이것을 增幅시켜 基礎圓 發生回路를 통하여 오실로스코프 (osailloscope)上에 極座標로 표시한다. 여기서 사용되는 球는 眞球度가 좋을 수록 誤差가 줄어들기 때문에 좋으나 일반적으로 0.1 μm 보다 작은 것을 권하고 있다. 또한, 變位計는 capacitive type 或은 eddy current type의 것을 사용하며 이의 出力增幅을 위해 증폭기(preamplifier)를 사용한다.

이 때, 半径方向 및 軸方向 回轉誤差는 變位計와 球와의 간극변동을, 角度誤差는 2곳의 半径方向 變動을 검출하여 그 差를 두 變位計 설치거리로 나누면 된다.

한편, 基礎圓을 發生시키는 方法으로는 (1) 偏心球와 서로 直角方向으로 설치한 2개의 變位計를 이용하는 機械的 方法과 (2) syncrore-

solver 나 rotary encorder 에 의하여 電氣的 sine 波를 發生시키는 方法이 있으며 後者의 方法이 基礎圓의 精度가 좋다고 알려져 있다.

5-2-3 回轉精度 評價法

主軸의 回轉誤差는 極座標로 나타내는데, 이는 回轉速度와 同期시켜 나타낼 경우 軸中心의 回轉誤差와 加工物의 眞圓度 등의 形狀誤差와 직접 對應시킬 수 있기 때문이다. 또한, 直角座標로 나타난 波形속에는 순수한 回轉誤差外에, 球를 軸에 設置할 때에 發生하는 球中心과 軸中心과의 偏心에 의한 測定誤差가 包含되는데 極座標로 나타내면 이를 순수한 回轉誤差와 분리시킬 수 있는 잇점이 있다. 예를들면, Fig. 5-2는 回轉分을 極座標로 나타낸 것이며 만약 偏心이 없다면 回轉精度는 점 O를 中心으로 하는 반지름 R의 基礎圓 위에 실리게 된다. 그러나, 偏心 e 가 存在한다면 반지름 R은 그대로 유지되면서 中心O만 e만큼 이동하여 O′가 된다. 따라서, O′를 구하기만 하면 偏心誤差와 순수회전오차를 분리시킬 수 있다. 이때, 순수 半径方向 및 角度方向 回轉精度

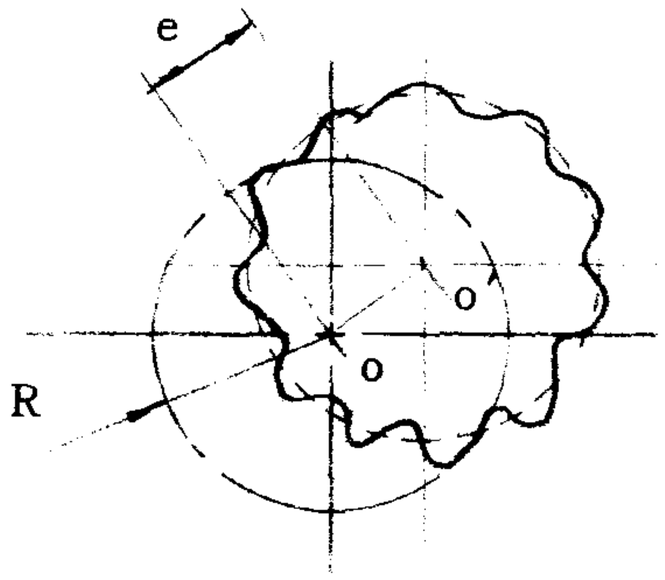


Fig. 5-2 Basic circle and eccentricity

는 最小 영역半径圓差 (MZCRW) 즉, O′ (M.Z.C : minimum zone center)를 中心으로 파형의 最大 및 最小半径의 差로 定義된다. 이때 그래프상의 MZC를 구하는 것이 문제가 되는데 이는 template

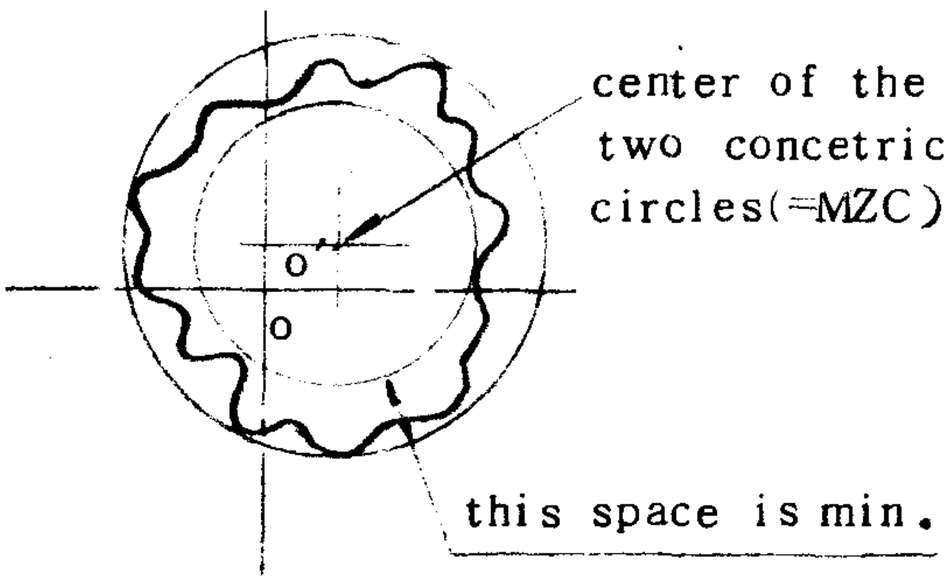


Fig. 5-3 Derivation of the MZC

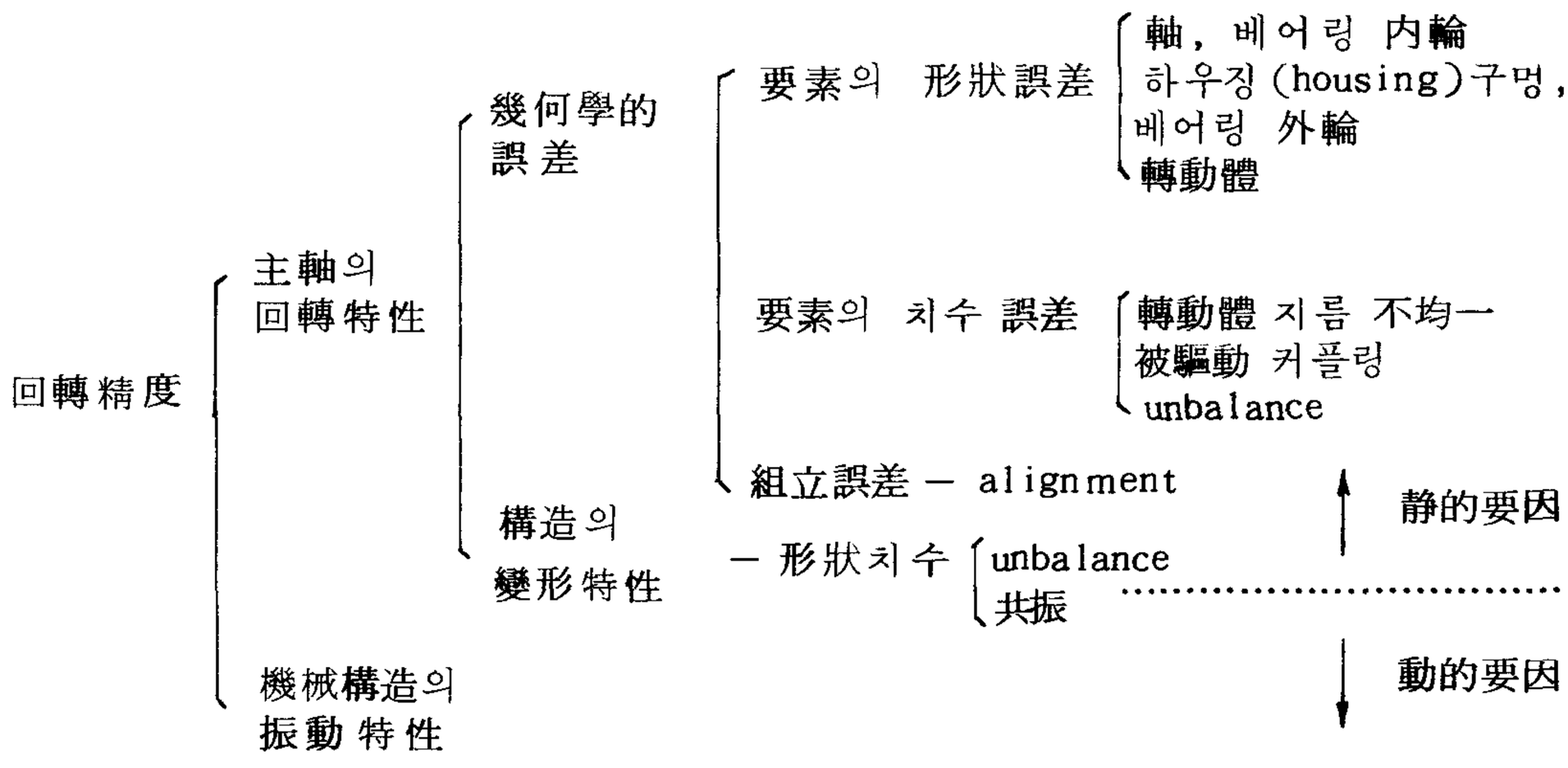
등을 사용하여 Fig. 5-3과 같이 파형이 두 원에 完全히 감싸지도록 하면서 그 두원의 半径差가 最小가 될 때까지 trial and error를 반복하여 구한다.

한편, 軸方向 回轉精度는 偏心量 e와는 관계가 없으므로 點 O를 中心으로 한 파형의 最大 및 最小 半径의 差 즉, 極座標 中心圓 半径差(PCRW)로 定義된다. 이러한 主軸의 回轉誤差는, 특히 主軸 베어링이 구름베어링(rolling bearing)일 경우 再現性이 거의 없으므로 몇 回轉分을 나타내어 그것의 最大 및 最小値를 가지고 判斷하는 것이 바람직하다.

5-3. 主軸의 回轉誤差 發生要因

지금까지 主軸베어링 自體에 대해서는 그의 回轉特性과 回轉誤差 發生原因에 관한 研究가 있었으나 實際 工作機械에 組立된 狀態에서 主軸系의 回轉誤差 진단법에 대하여 研究된 것은 거의 없다. 지금까지 알려진 回轉誤差 發生原因은 크게 靜的原因과 動的要因으로 나눌 수 있다. 靜的原因은 主軸의 回轉速度가 아무리 낮아도 回轉特性에 影響을 미치는 要素로, 주로 主軸部에 存在하는 각 要素의 形狀誤差, 치수 誤差 및 組立誤差 등의 기하학적 誤差와 驅動, 被驅動 齒車 或은 커플링 등의 balancing, alignment 의 부정확에 기인한다. 動的原因은 主軸系의 構造에 따라 결정되는 振動特性 즉, 主軸의 動剛性에 의해

결정되는 것이다. 主軸 베어링이 구름베어링 (rolling bearing)일 경우 이를 정리하면 다음과 같다.



또한, 主軸部의 主要素인 主軸베어링, 主軸驅動部 및 主軸에 存在하는 靜的要素를 세분하면 다음과 같다.

1) 구름베어링 (rolling bearing) 에 의한 靜的원인

○ 半径方向 誤差원인 및 角度誤差

— 轉動體 상호간의 지름差

— 轉動體 軌道面의 形狀誤差

— 內外輪 軌道面의 形狀誤差

— 內外輪 軌道面의 異常

○ 軸方向 誤差원인

— 轉動體의 形狀誤差

— 內外輪 軌道面의 異常

— 內外輪 軌道面의 形狀誤差

— 軌道面과 主軸中心의 直角度 誤差

2) 主軸驅動部에 存在하는 原因

○ 커플링의 상대적 不均一

○ 커플링의 組立偏心

3) 主軸에 存在하는 原因

○ 主軸의 unbalance

5 - 4. 實驗裝置 및 測定回路

5-4-1 實 驗 裝 置

本 研究에서 回轉精度 測定은 工作物 回轉型 測定法을 應用하였으며 이의 概要를 Fig. 5-4에 나타내었다.

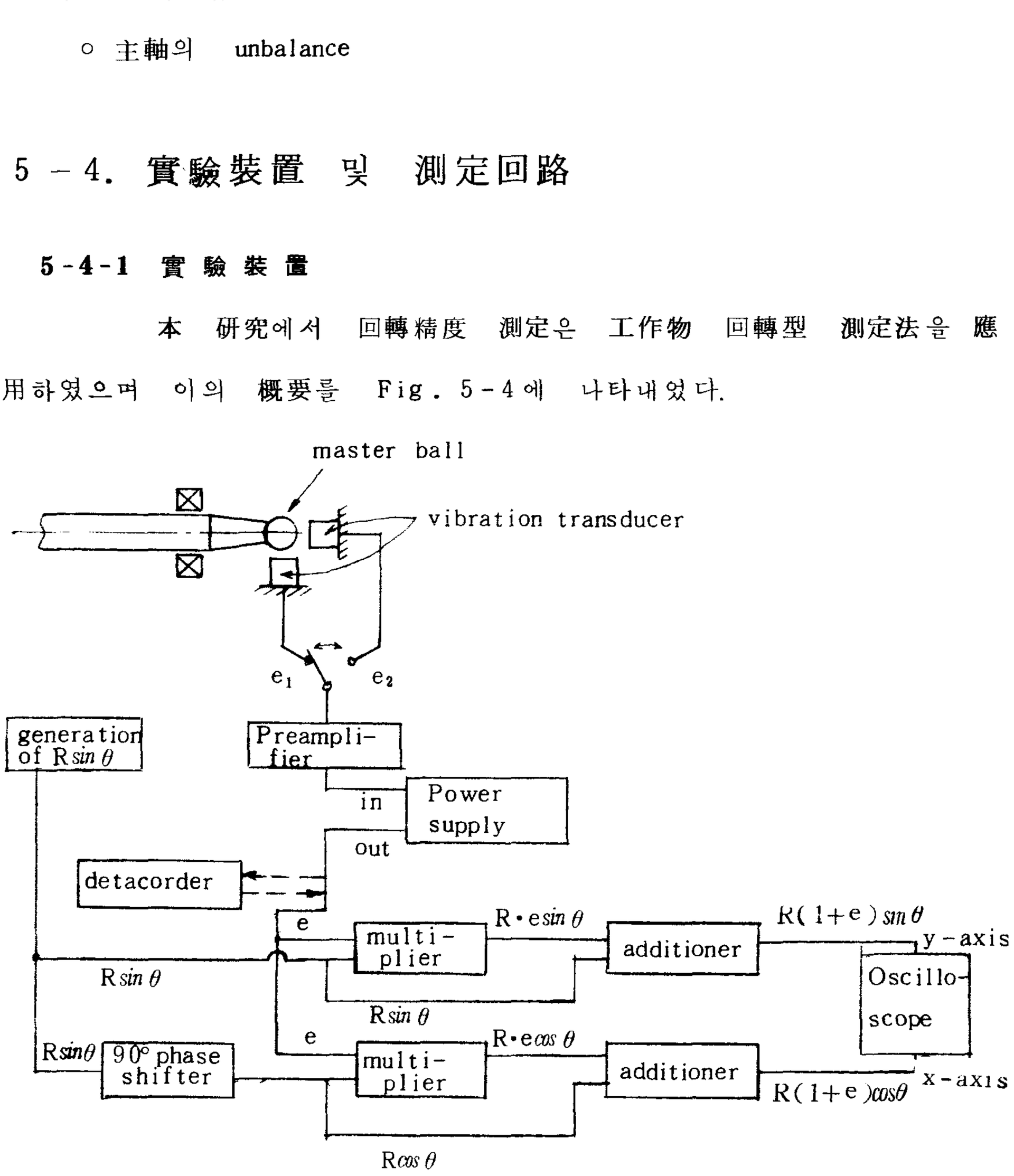


Fig. 5-4 Schematic diagram of error motion measurement

Fig. 5-4 에서 主軸先端에 고정한 球는 지름 13.5 ㎜, 眞球度 0.2 μm의 것을 사용했으며 主軸에 고정시킬 때의 偏心量은 5 μm 이내로 하였다. 非接触變位計는 Capacitive vibration transducer (MM 0004)를 사용했으며 이의 電氣的 信號를 Microphone Preamplifier (2619)를 이용하여 증폭시켰다. 또한, 이때의 電源은 Microphone Power Supply (2804)를 통해 供給된다.

Fig. 5-5에 測定모습을 나타내었다.

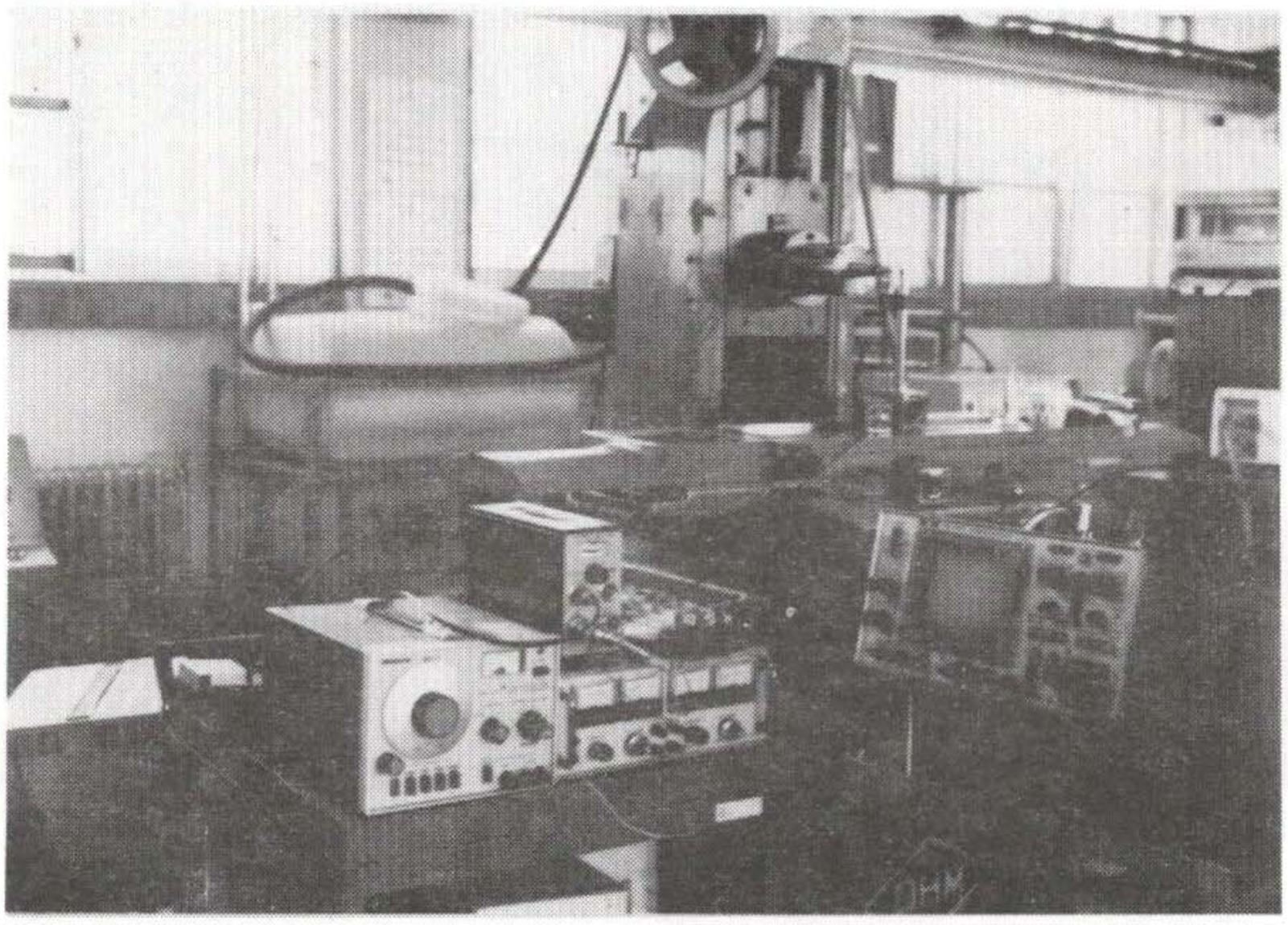


Fig. 5 - 5 Feacture of error motion measurement

한편, 球의 振動에 따른 變位計의 出力電壓 교정은 加振機와 加速度計를 사용하였다. 먼저 加速度計를 加振機에 設置한 후 振動測定機로 振幅을 결정한 뒤 加速度計를 除去하고 球를 設置하여, 같은 振幅下에서 變位計의 出力電壓을 오실로 스코프상에서 測定하였다.

5-4-2 測 定 回 路

主軸이 回轉할 때 1회전당의 球와 變位計와의 간극변화를 검출하고 이를 基礎圓상에 합성시키기 위하여 Fig. 5-6의 回路를 구성했다. 이 때 오실로스코프의 x軸 및 y軸 入力은 다음과 같은 원리로 계산된다.

어떤 순간의 出力電壓을 e라 할 때

$$E_x = R \sin\theta + R\,e\cos\theta$$

$$= R(1+e)\sin\theta$$

$$E_y = R\sin\theta + R\,e\sin\theta$$

$$= R(1+e)\sin\theta$$

이 두 入力에 의해 리서쥬 상을 만들면

$$E = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = \sqrt{\{R(1+e)\cos\theta\}^2 + \{R(1+e)\sin\theta\}^2}$$

$$= R(1+e)$$

로 되어 기초원 반지름위에 간극변화가 실리게 된다.

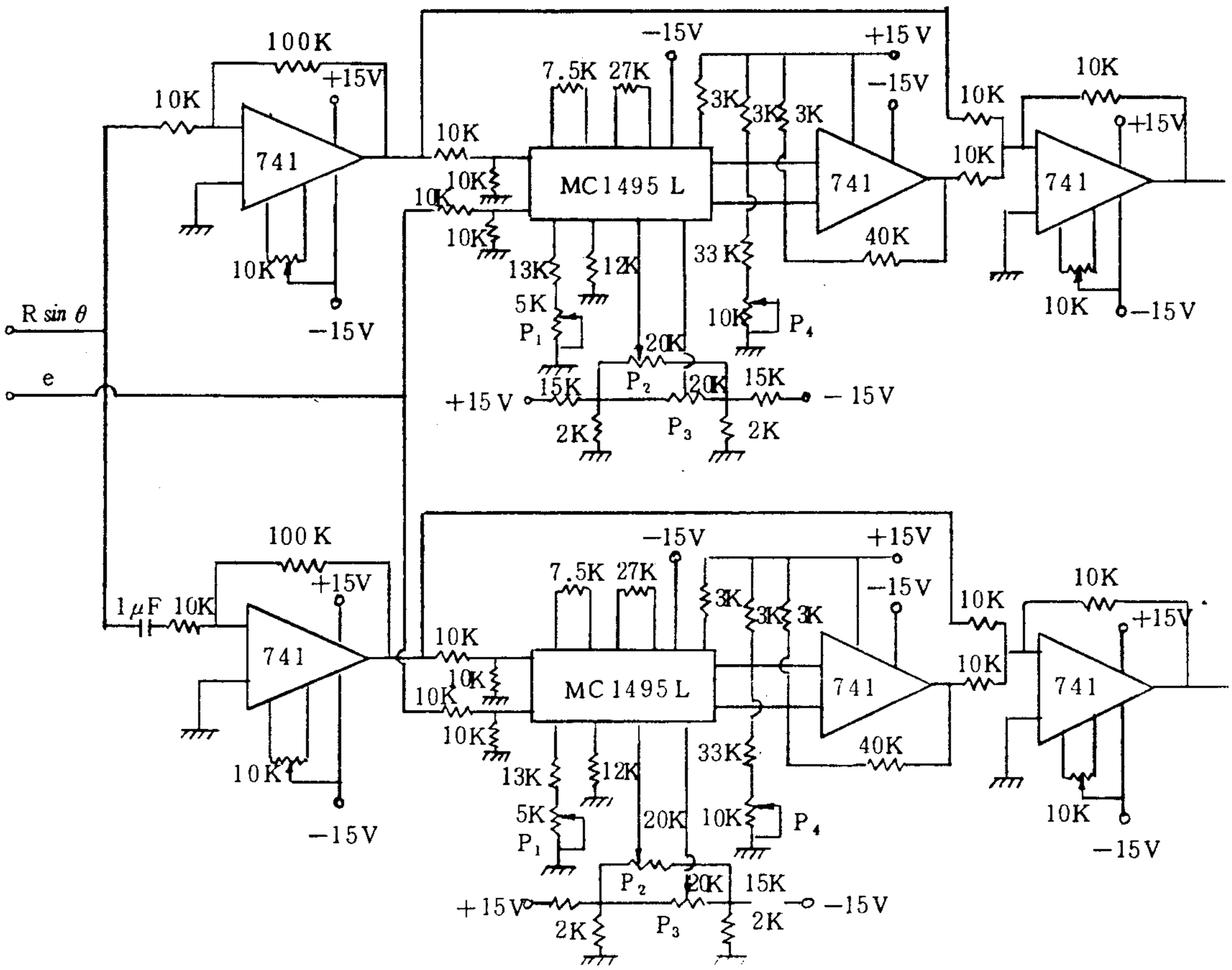


Fig. 5-6 Circuit of error motion measurement

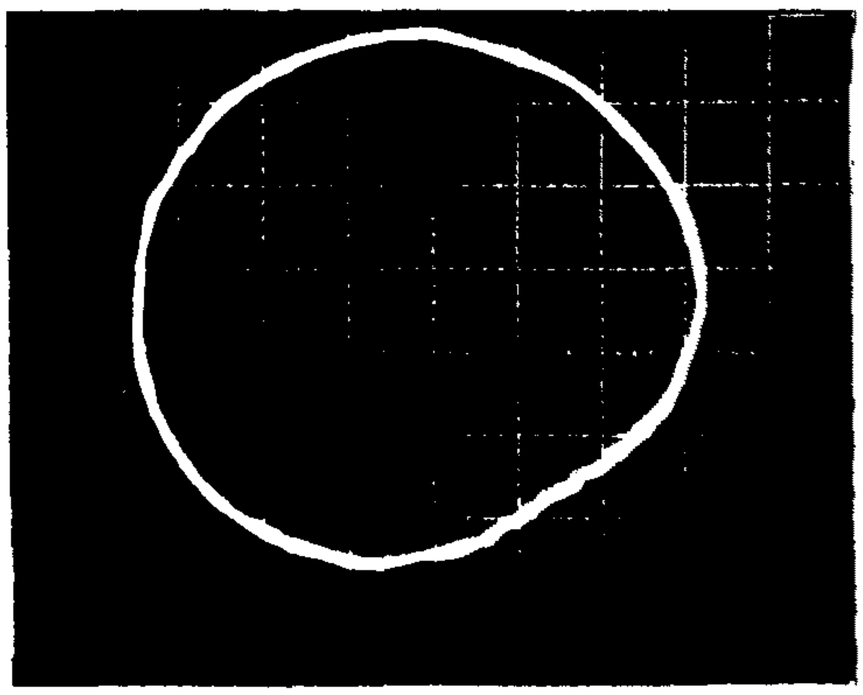
5－5. 結果 및 分析

國産 및 外産 成形 研削機에 있어서 약 8回轉分의 半径方向 回轉精度를 運轉時間에 따라 Fig. 5-7에 나타내었으며 이의 1回轉分을 Fig. 5-8에 나타내었다. 國産을 보면 半径方向의 回轉誤差는 再現性이 어느 정도 양호하다는 것을 알 수 있으며 外産의 경우는 아주 양호하다.

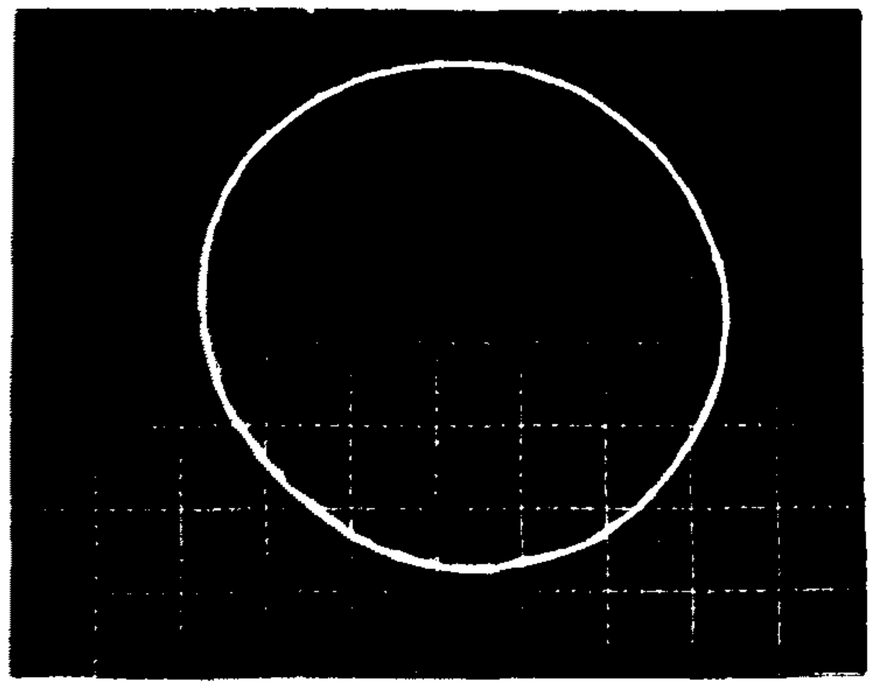
Fig. 5-9에는 軸方向의 8回轉分의 回轉精度를, Fig. 5-1에는 1回轉分을 나타내었다. 軸方向의 回轉精度는 再現性이 半径方向보다 훨씬 나쁘게 나타나고 있다. Fig. 5-8와 Fig. 5-9의 1回轉分을 살펴보면 半径方向의 回轉誤差 즉 振動은 軸方向에 比해 振幅은 낮으나 그 빈도(cycle)는 아주 높다. 特히, 外産의 경우 軸方向의 振動은 아주 일정한 형태를 보이고 있으며 그 빈도도 1回轉 당 6回로 나타나고 있다. 반면에 國産은 아주 불규칙하게 나타나고 있다.

半径方向 回轉精度와 運轉時間과의 관계를 Fig. 5-11에, 軸方向에 대해서는 Fig. 5-12에 나타내었다. 外産의 경우 半径方向 回轉精度는 1.20～1.45 μm로 거의 일정하며 國産은 2.35～3.10 μm로 運轉時間이 경과함에 따라 점차 증가하는 경향을 보이고 있다. 軸方向을 보면 外産은 2.35～3.10 μm로 거의 일정한 경향을 보이고 있으나 그 절대치는 半径方向에 비하여 2배정도로 높다. 한편, 國産은 時間의 경과에 따라 크게 나빠지고 있으며 4.30～12.6 μm에 이르고 있다.

이상의 결과를 살펴보면 國産의 回轉精度는 外産에 비하여 약 2배이상 나쁘게 나타나고 있다. 一般的으로 구름베어링(rolling bearing)을 사용한 研削機의 回轉精度가 2～5 μm임을 고려할 때 國産은 개

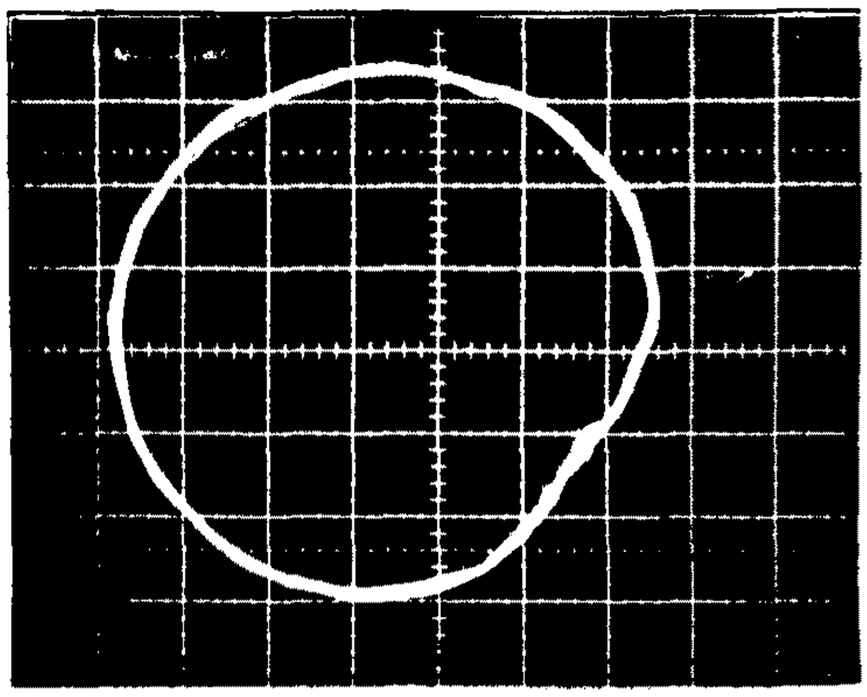


國産 (MZCRW : 2.35 μm)

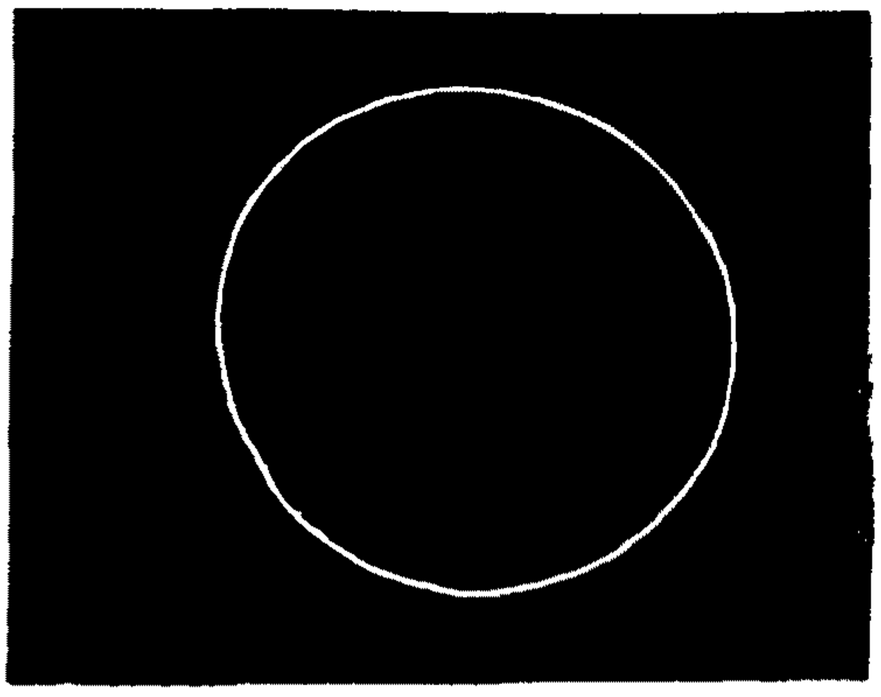


外産 (MZCRW : 1.20 μm)

(a) after 10 minutes

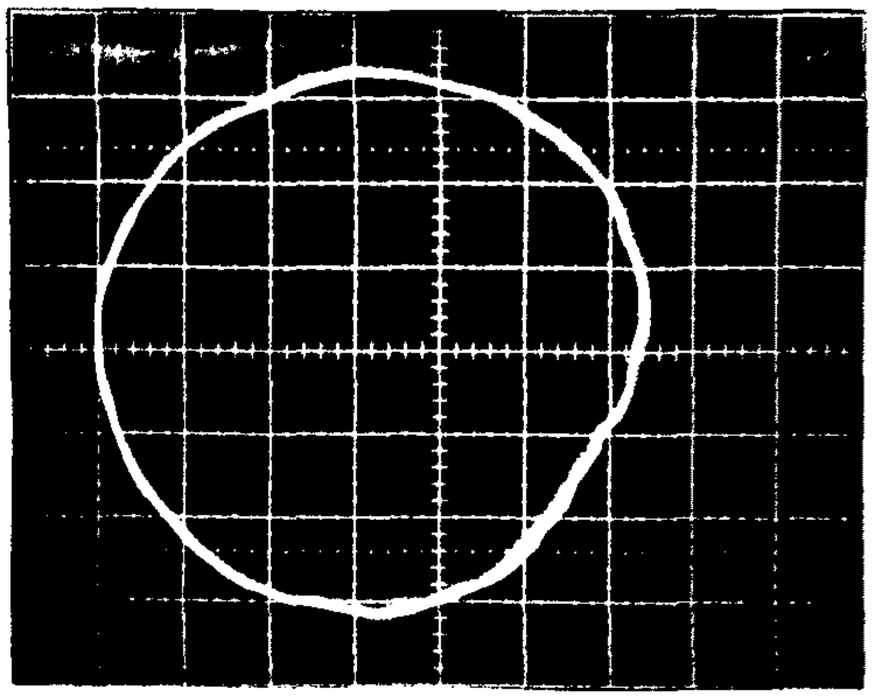


國産 (MZCRW : 2.51 μm)

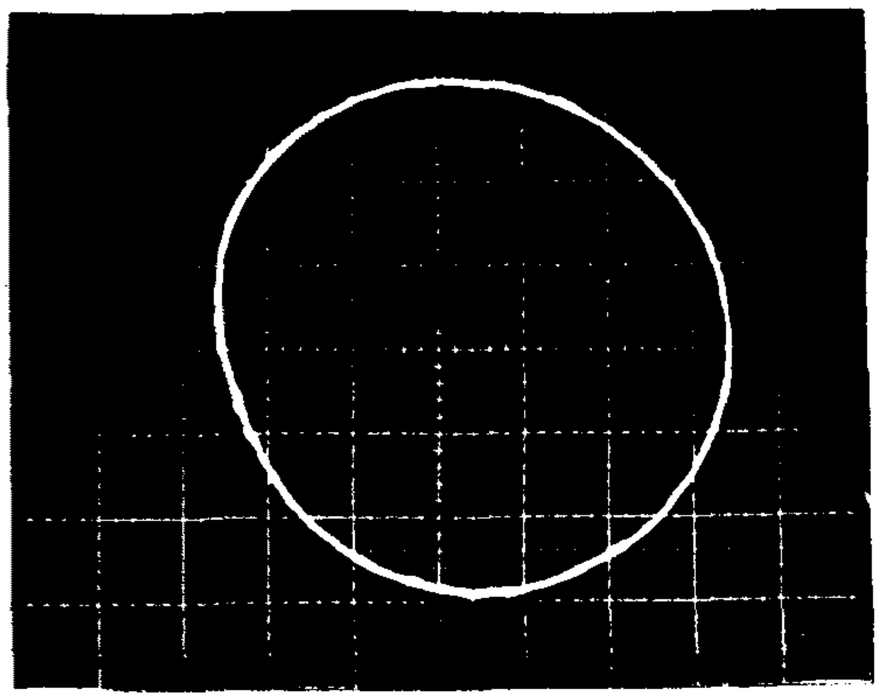


外産 (MECRW : 1.45 μm)

(b) after 30 minutes



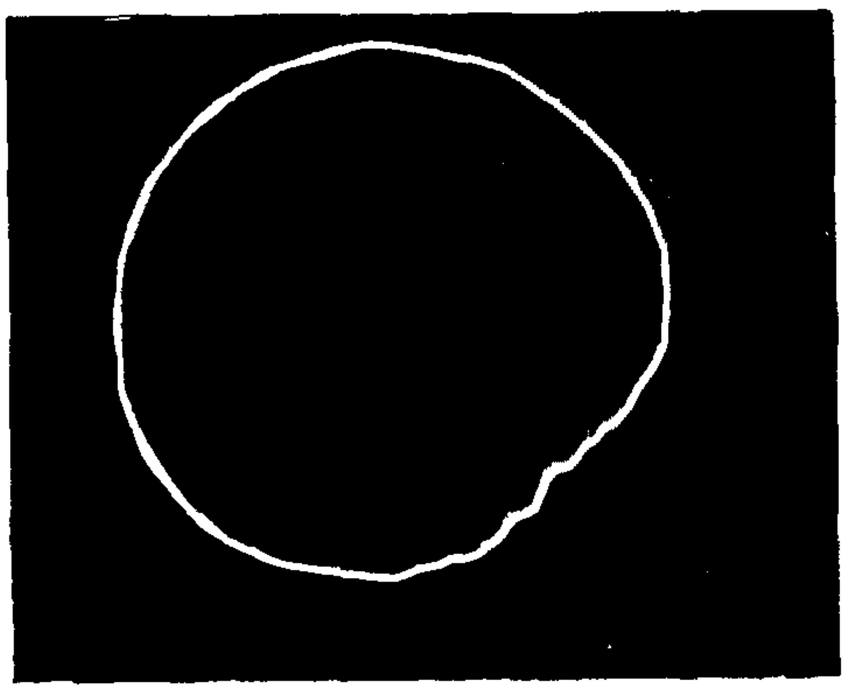
國産 (MZCRW : 3.10 μm)



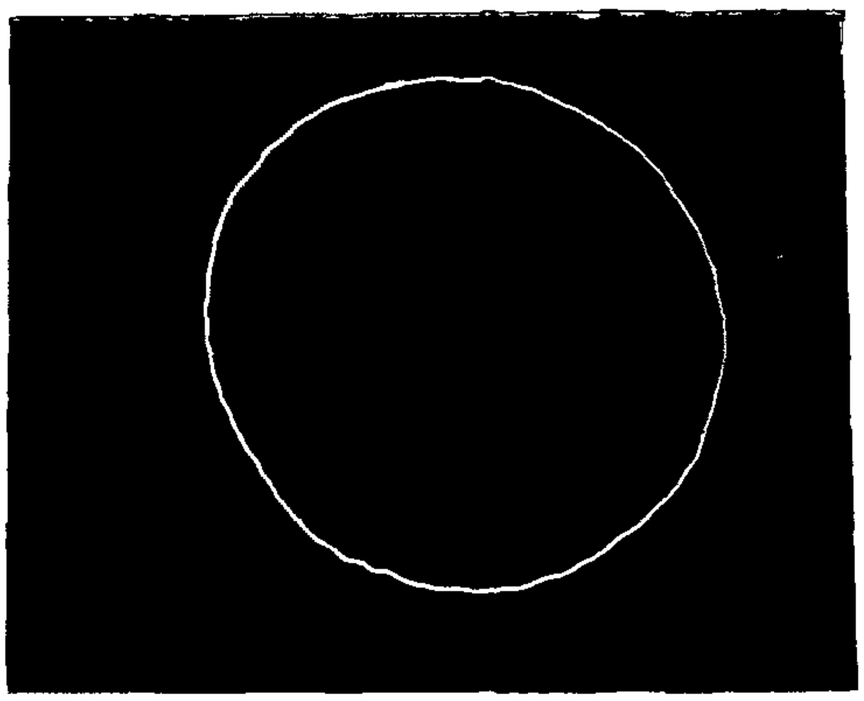
外産 (MZCRW : 1.45 μm)

(c) after 60 minutes

Fig . 5-7 Radial error motion of 8 revolutions

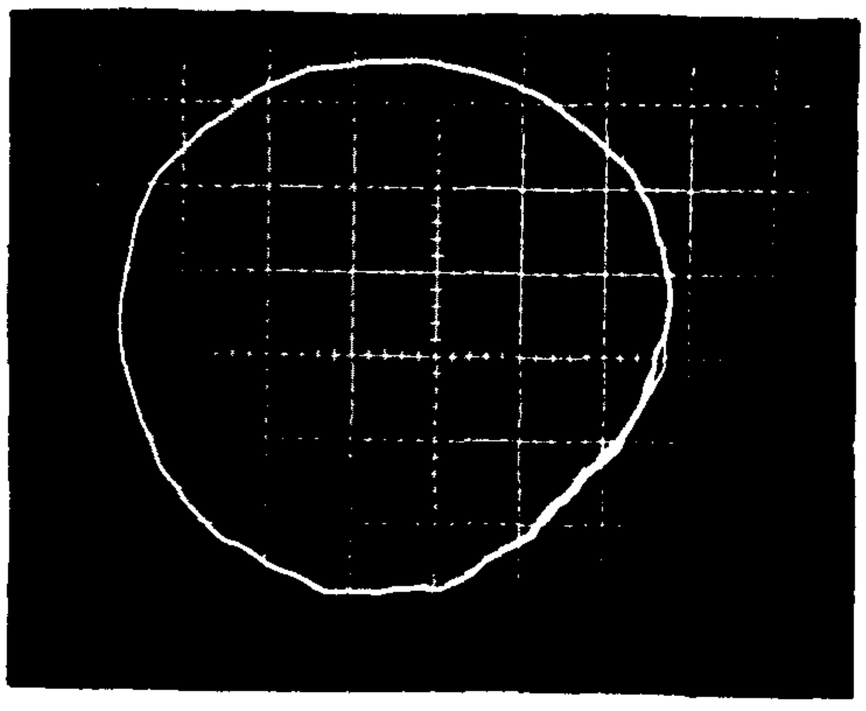


國　　産

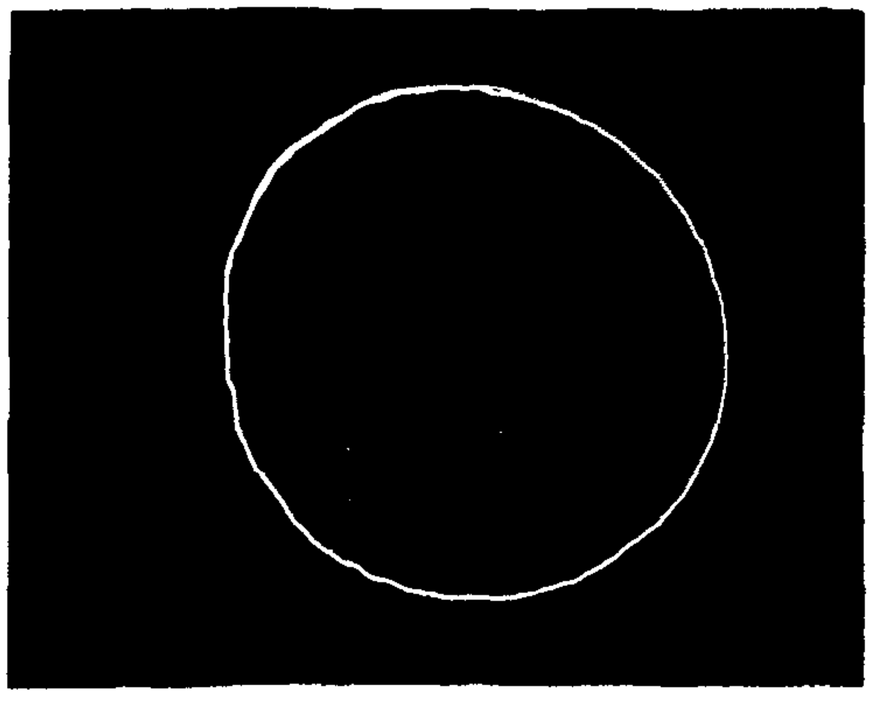


外　　産

(a)　after 10 minutes



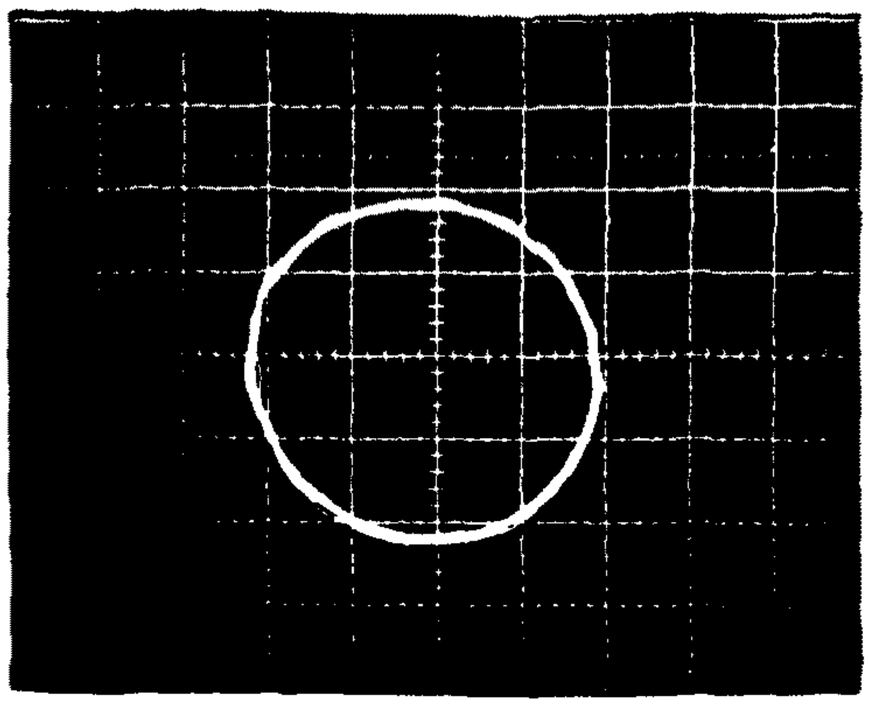
國　　産



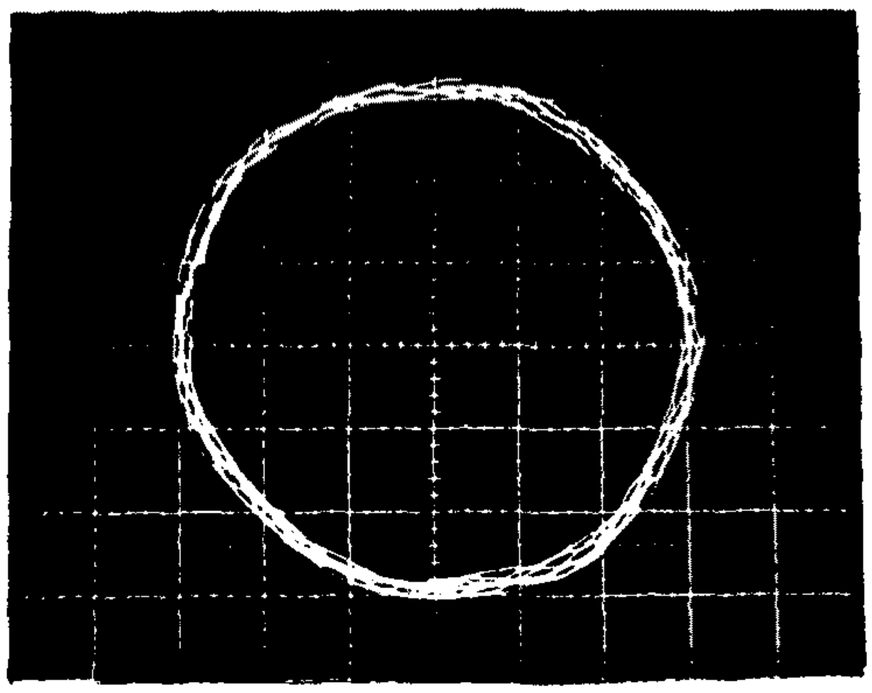
外　　産

(b)　after 60 minutes

Fig. 5-8　Radial error motion of 1 revolution

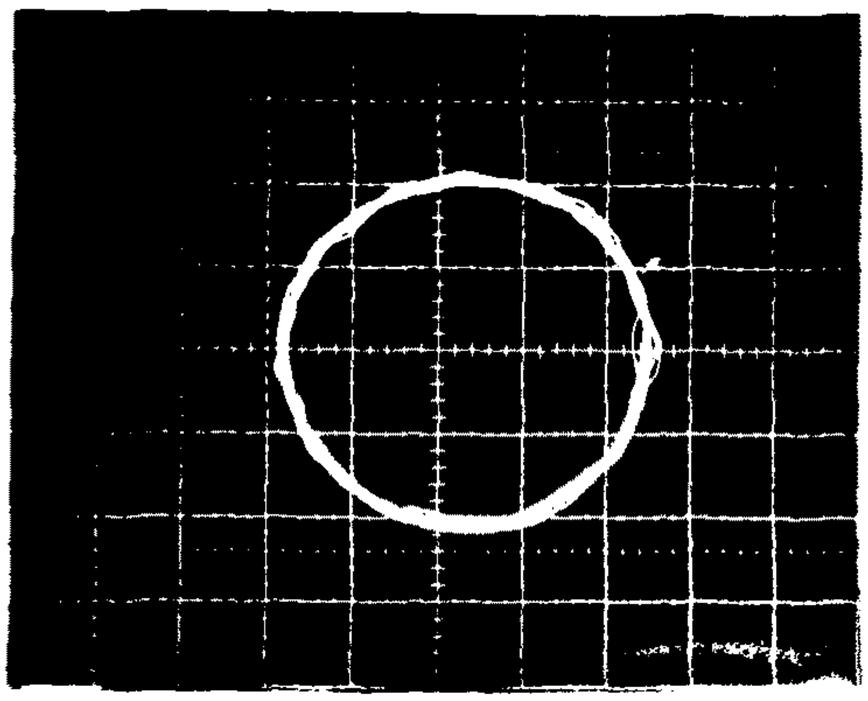


國産（ PCRW ：4.30 μm）

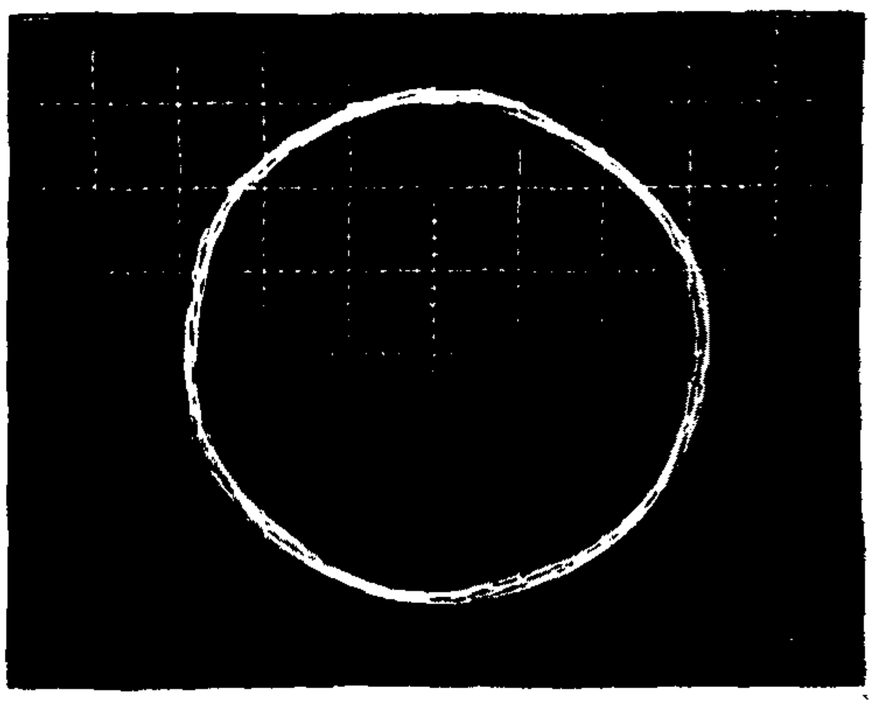


外産（ PCRW ：2.32 μm）

(a) after 10 minutes

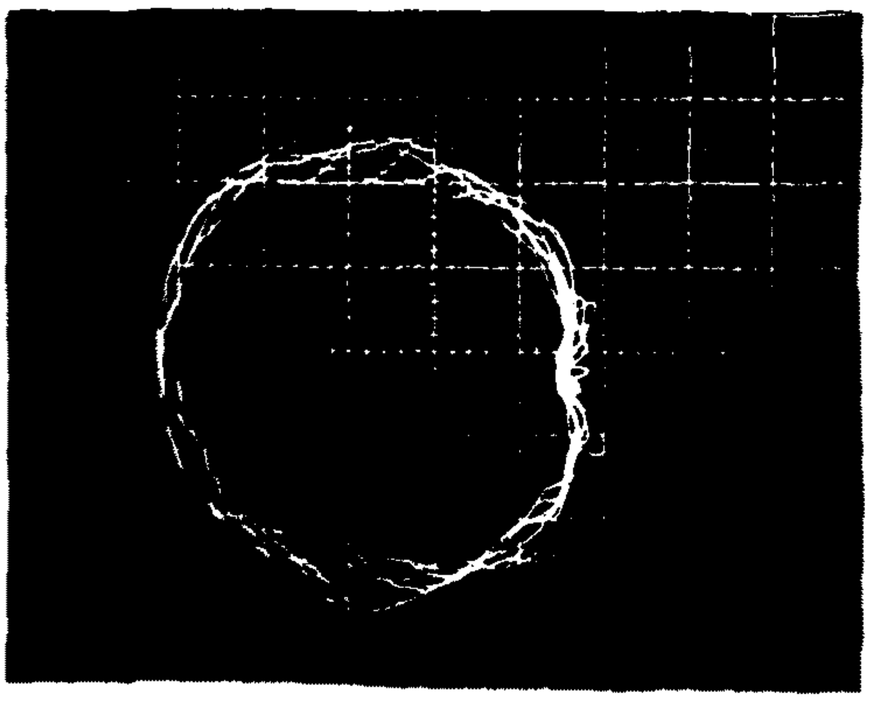


國産（ PCRW ：7.0 μm）

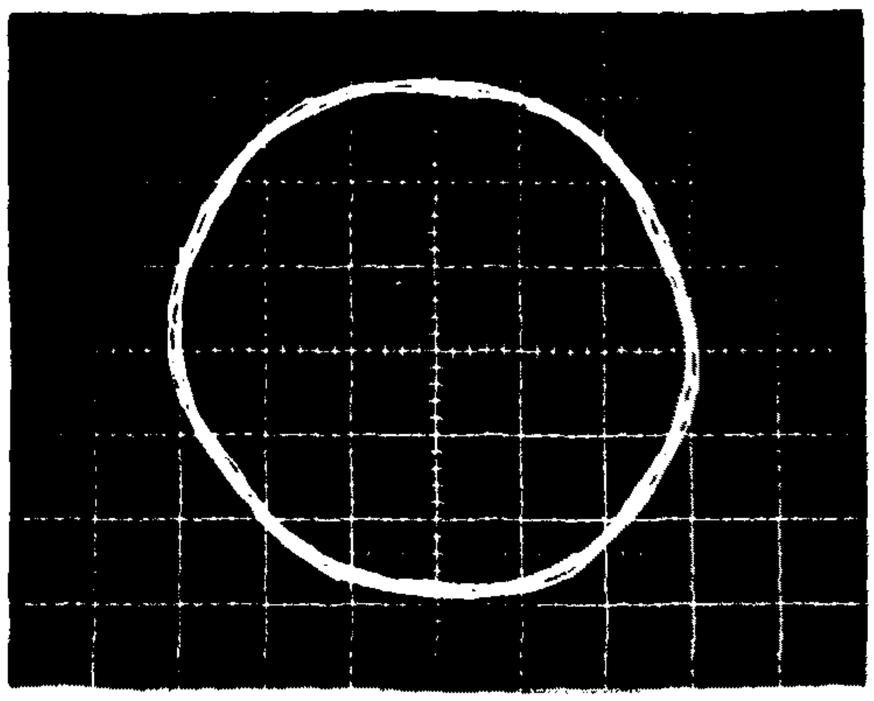


外産（ PCRW ：2.32 μm）

(b) after 30 minutes



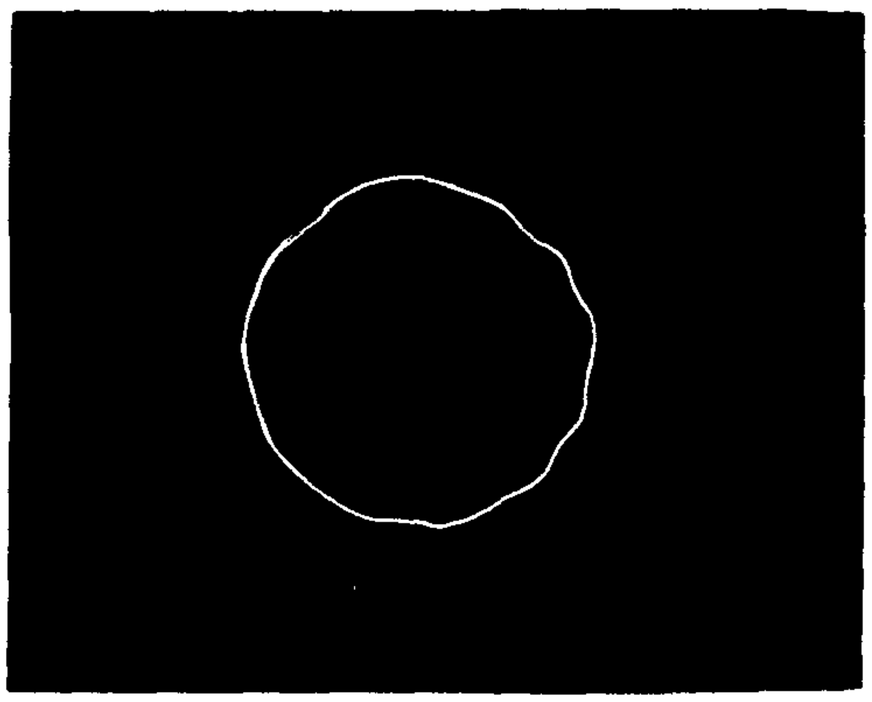
國産（ PCRW ：12.6 μm）



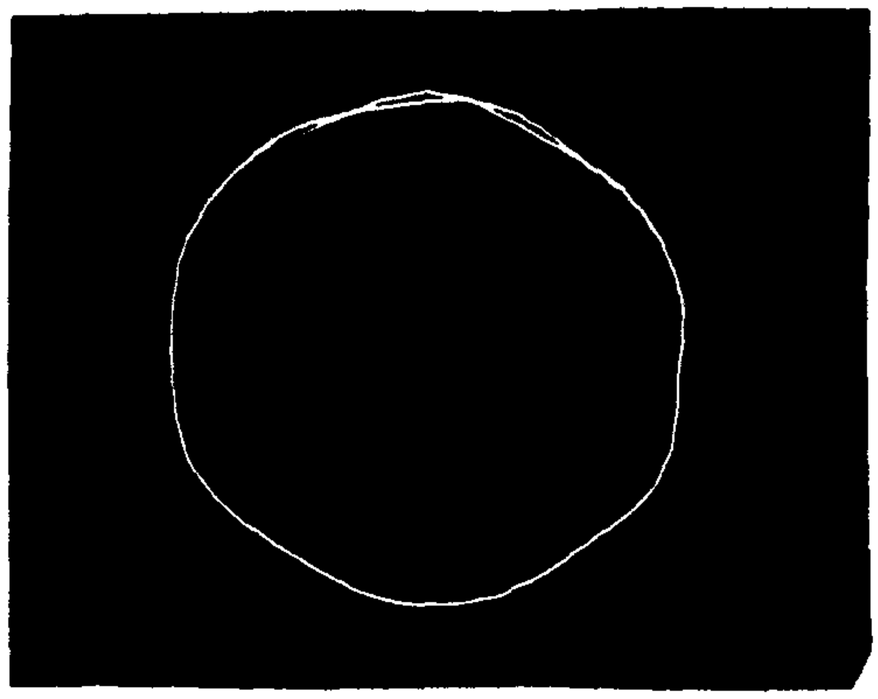
外産（ PCRW ：2.85 μm）

(c) after 60 minuts

Fig. 5-9 Axial error motion of 8 revolutions

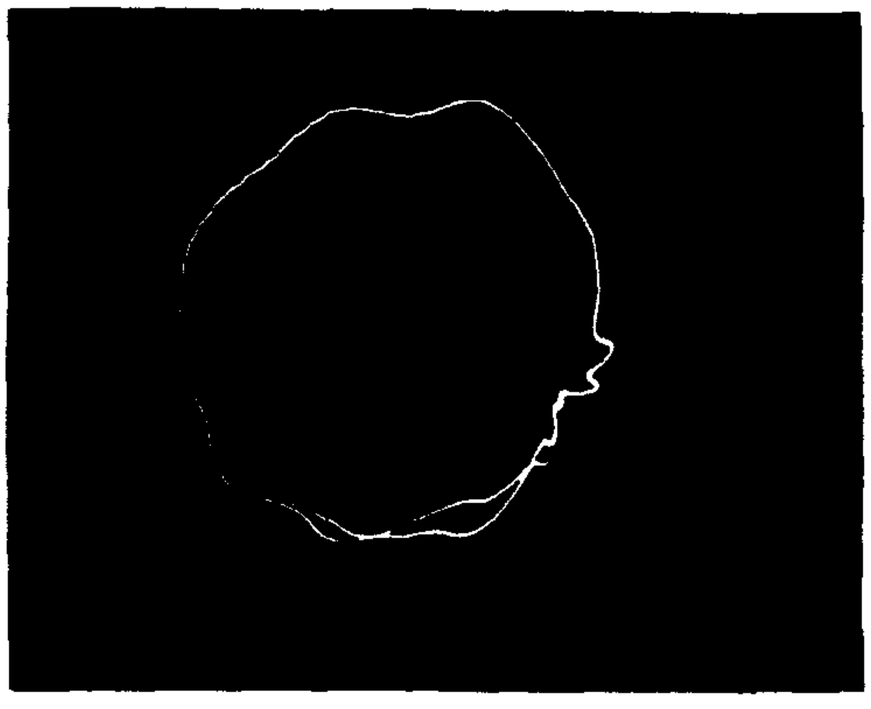


國　　産

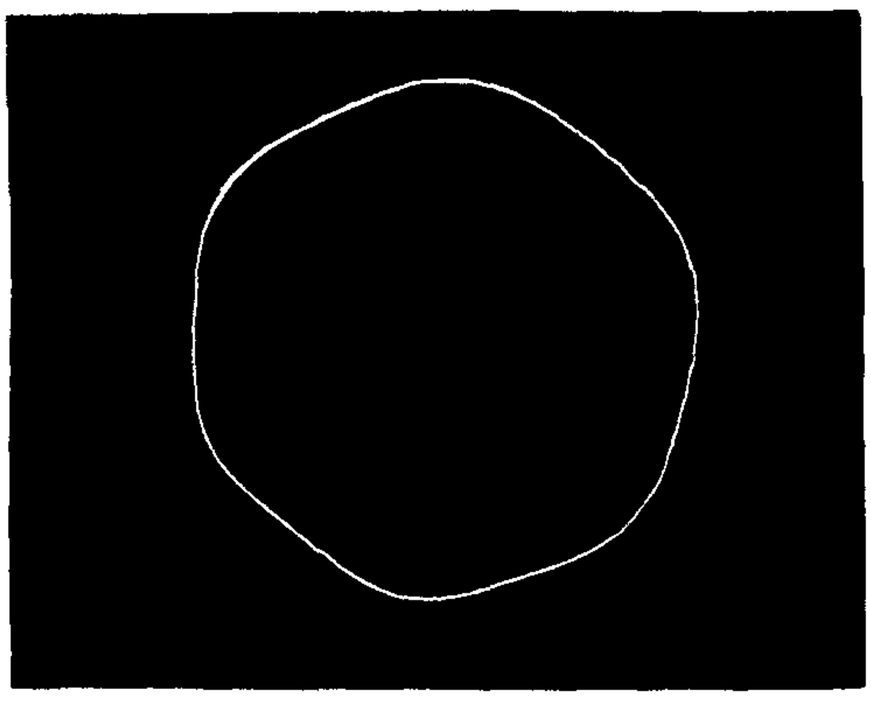


外　　産

(a)　after　10　minutes



國　　産



外　　産

(b)　after　60　minutes

Fig. 5-10　Axial error motion of 1 revolution

선의 여지가 많은 것으로 보인다. 國産의 回轉精度가 나쁜 원인으로는 일반적으로 高精度 工作機械에 부적합한 깊은 홈 볼 베어링을사용하고 있다는 점, 主軸의 加工精度 즉 眞圓度, 眞直度 및 同心度의 불량, 베어링을 억지 끼워맞춤으로 인해 熱의 發生이 아주 크며 그로 인해 主軸의 熱變形이 아주 크게 나타난 점, 外産은 motor 一體型 主軸을 사용하고 있으나, 國産은 motor와 커플링을 통해 主軸이 연결되어 있는 점 등에 기인하는 것으로 보인다.

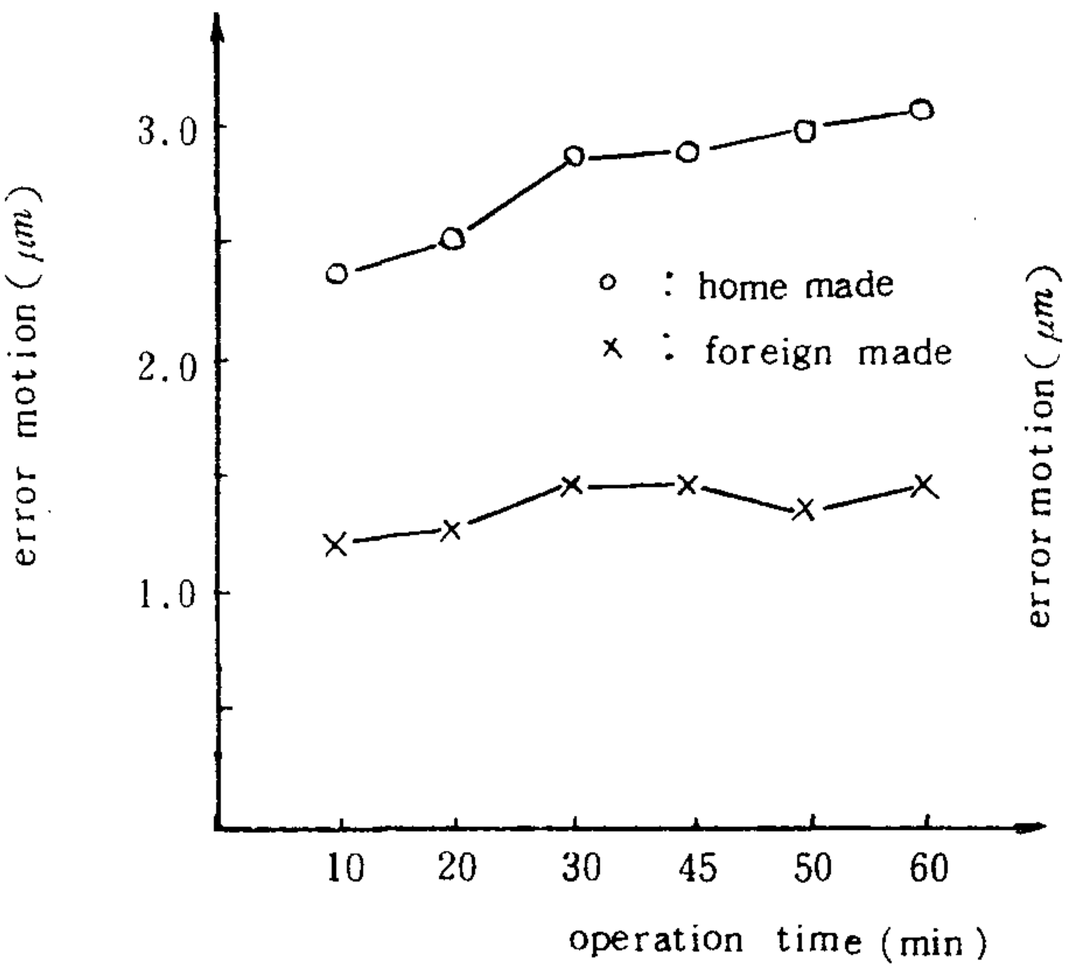


Fig. 5-11 Radial error motion

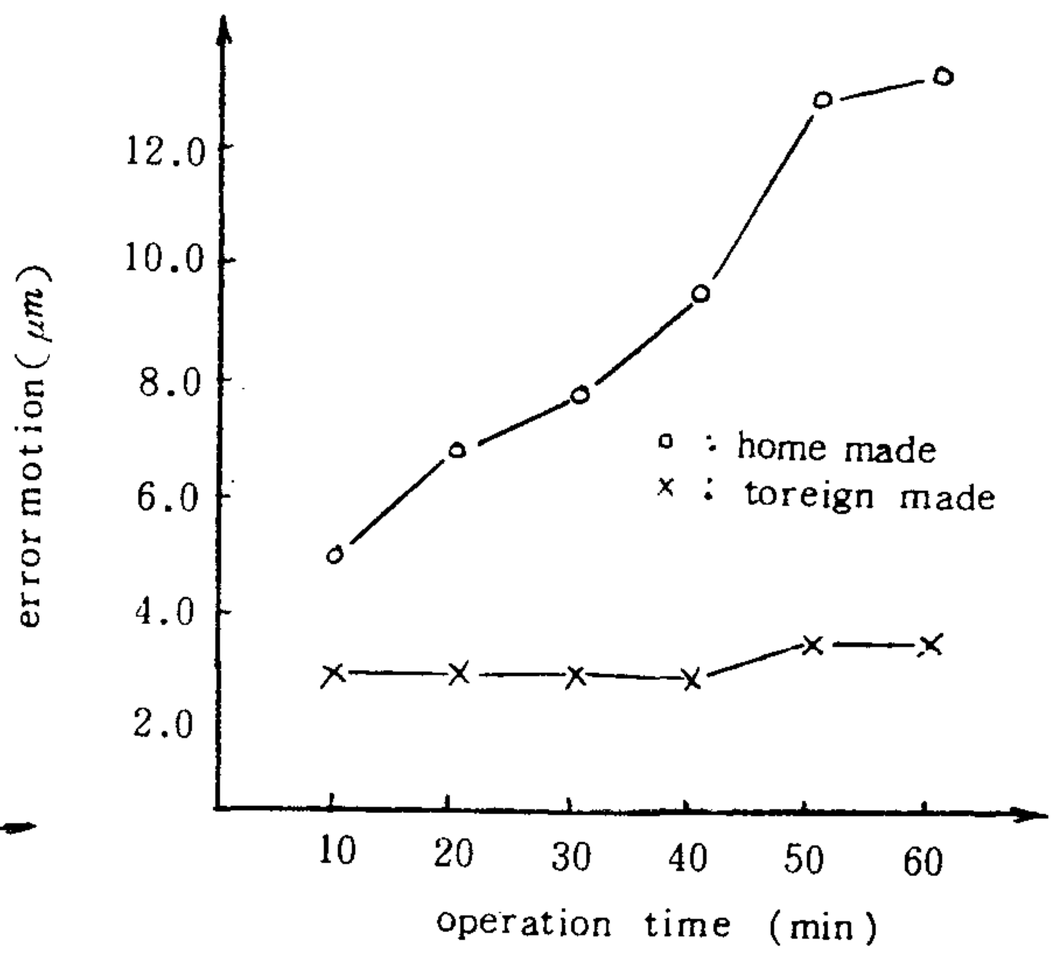
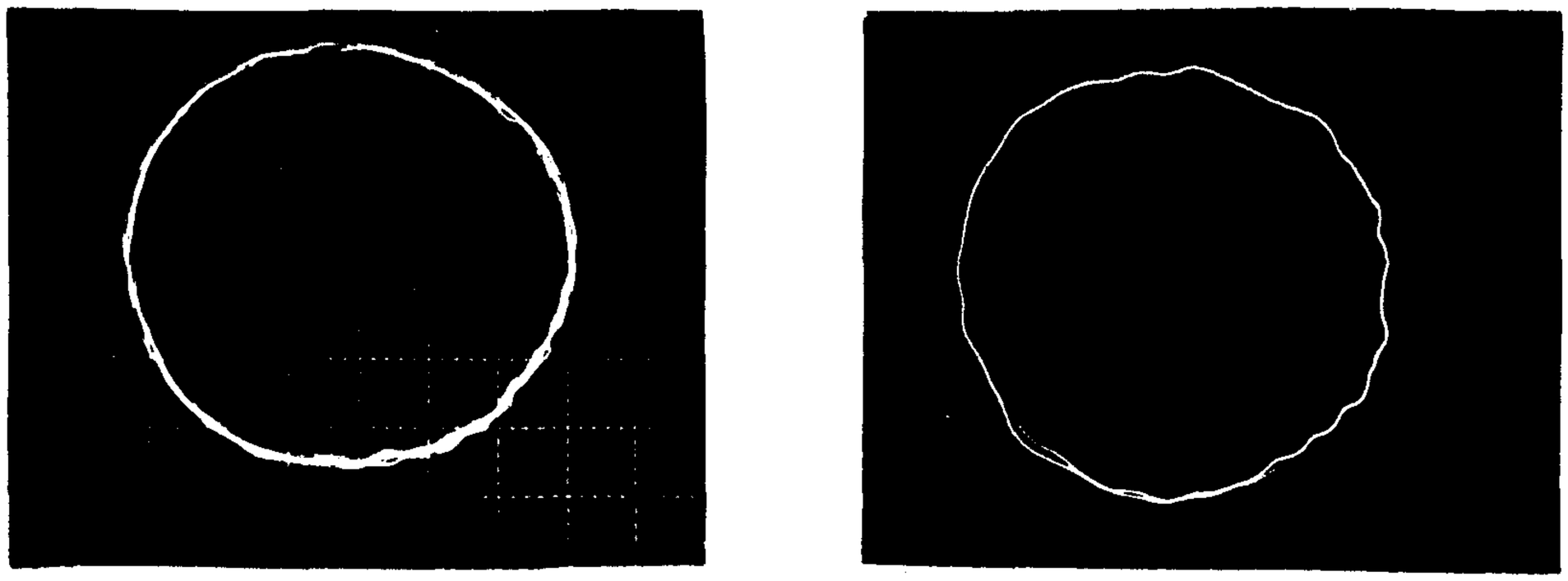


Fig. 5-12 Axial erro motion

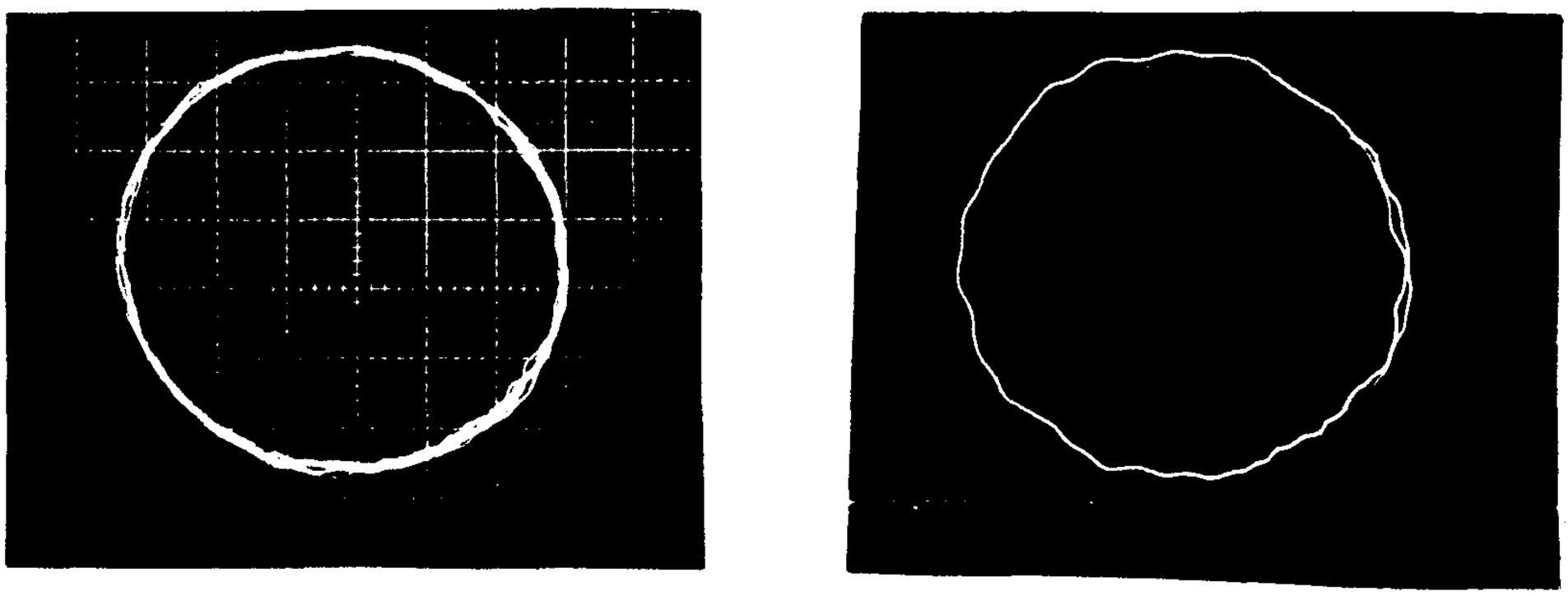
한편, 本 研究에 의해 改善된 主軸部에 대한 (chap 6 參照) 回轉精度의 測定結果를 Fig. 5-13 및 Fig. 5-14에 나타내었다.

Fig. 5-7, 5-8의 國産과 Fig. 5-13를 비교해 보면 개선된 軸에 있어서 전체적인 원의 찌그러짐은 거의 없으나 振幅 및 그 빈도는 크게 나타나고 있다. 이는 軸과 베어링 및 Housing을 헐거운 끼워



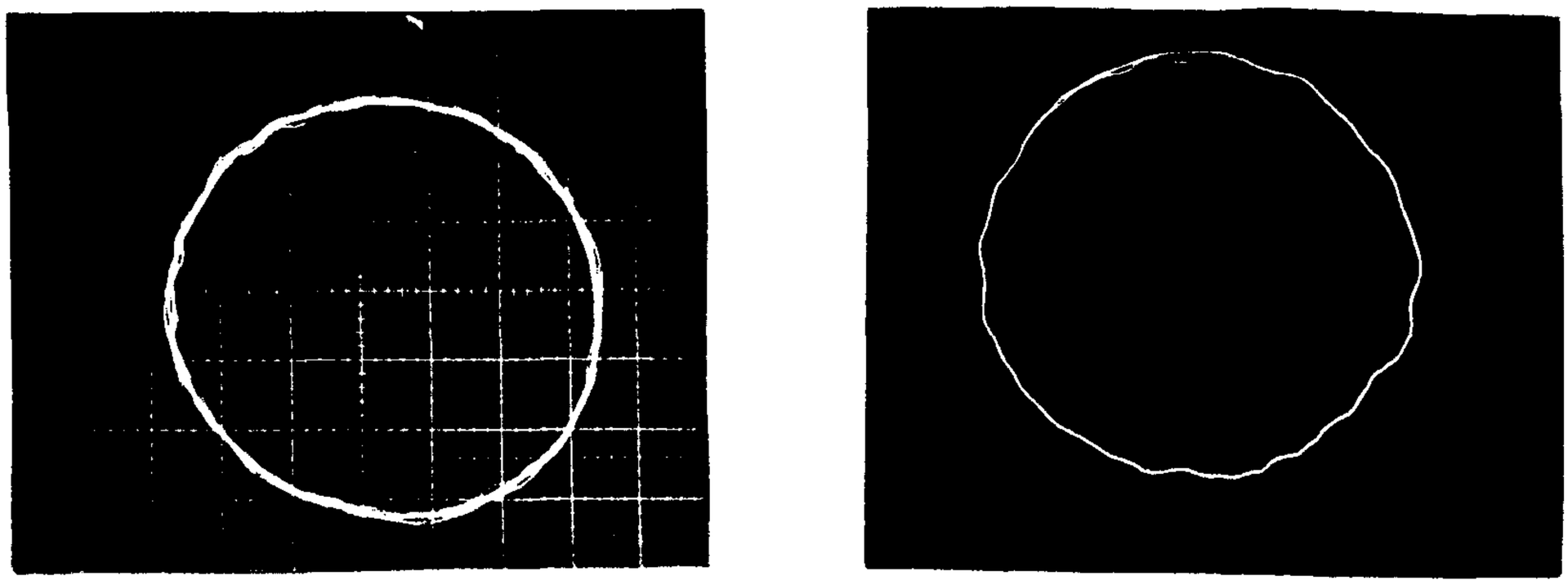
8 rev. (MZCRW : 145 μm)　　1 rev.

(a) after 10 minutes



8 rev. (MZCRW : 2.0 μm)　　1 rev.

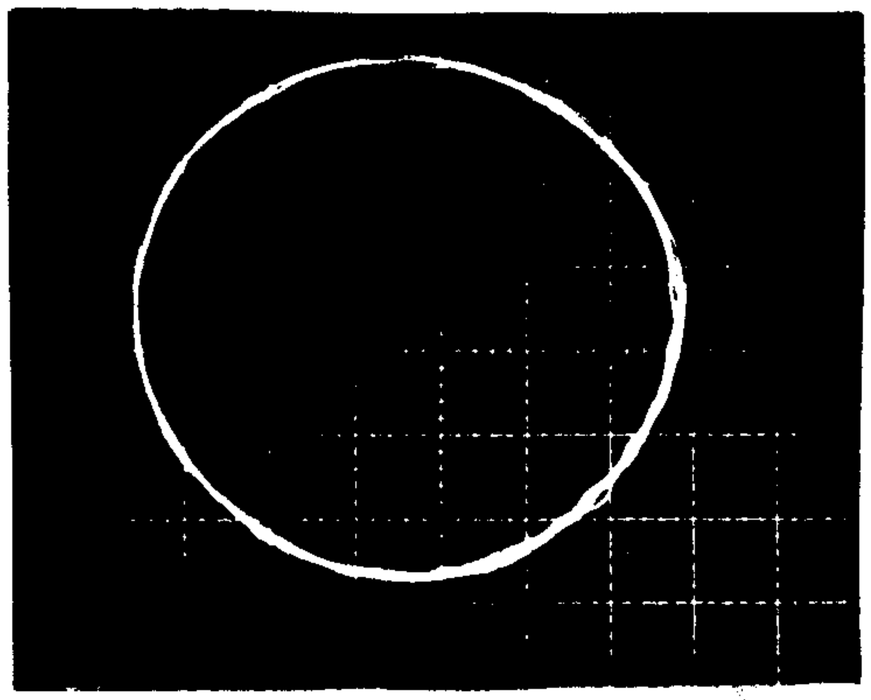
(b) after 30 minutes



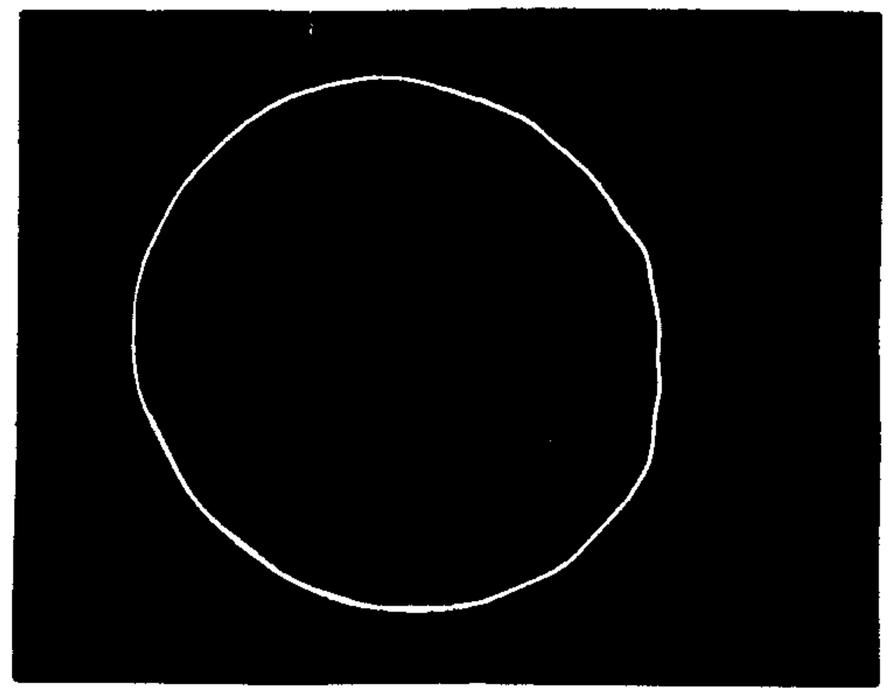
8 rev. (MZCRW : 2.3 μm)　　1 rev.

(c) after 60 minutes

Fig. 5-13 Radial error motion of modified spindle

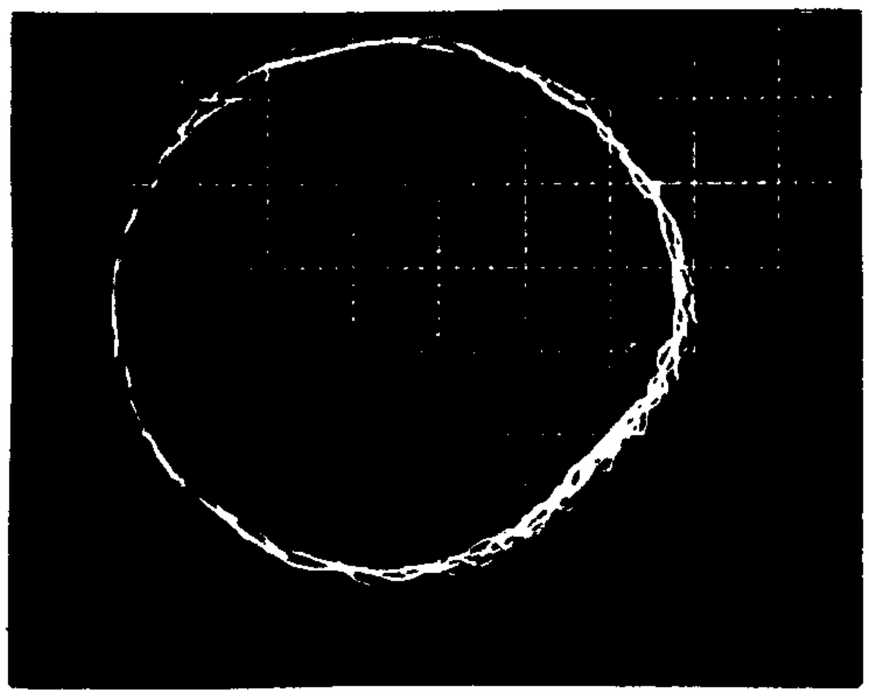


8 rev (PCRW : 4.0 μm)

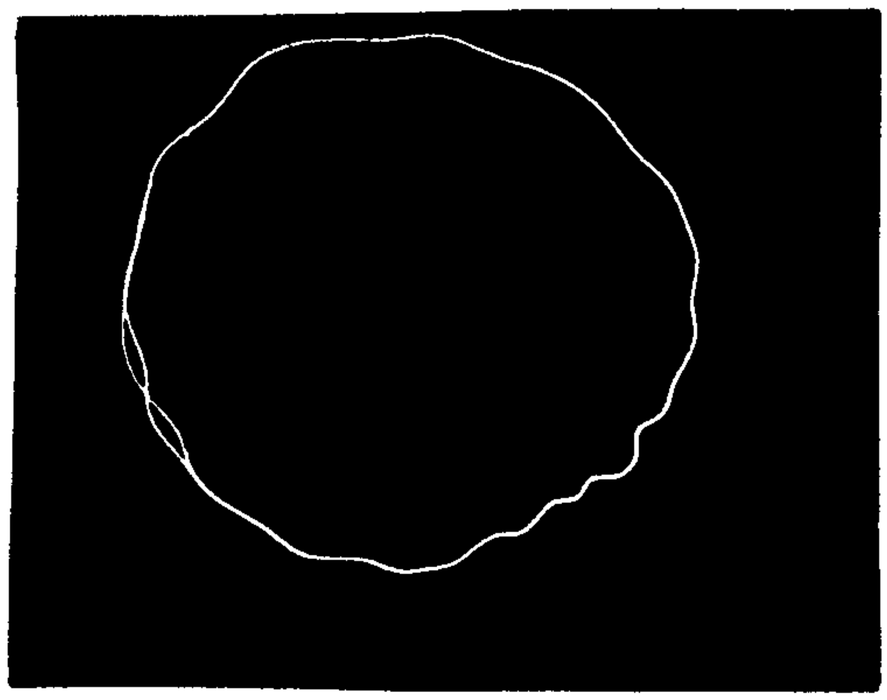


1 rev

(a) after 10 minutes

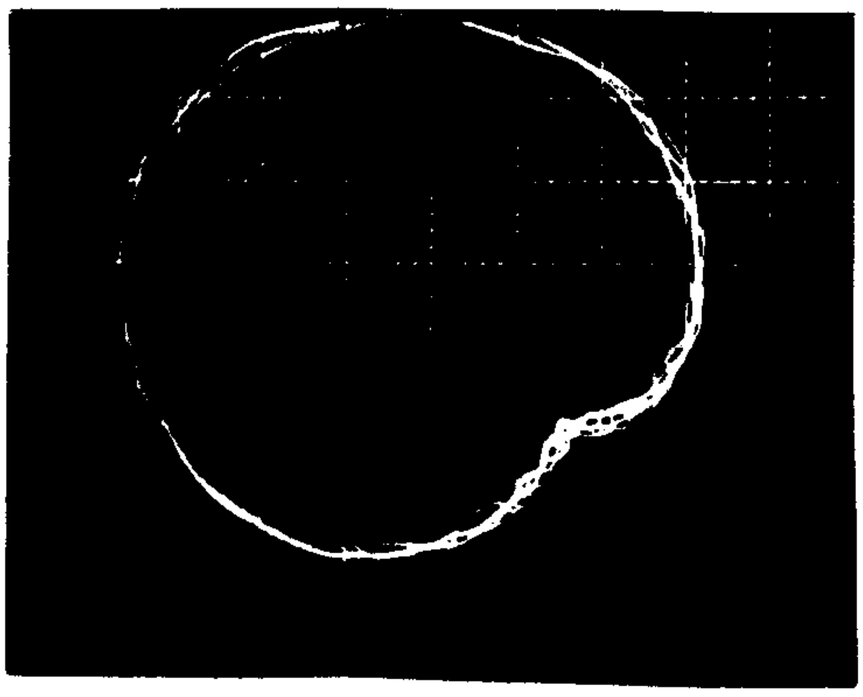


8 rev (PCRW : 7.4 μm)



1 rev

(b) after 30 minutes



8 rev (PCRW : 10.0 μm)

1 rev

(c) after 60 minutes

Fig.5-14 Axial error motion of modified spindle

맞춤으로 한 결과 그 틈새사이에서의 振動이 많이 나타났다는 것을 의미한다. 그러나 精度는 1.45～2.35 μm로 개선되었음을 보였다. 軸 方向의 精度를 보면 振幅은 全體的으로 줄어들고 있으나 빈도에서는 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. 또한 再現性도 훨씬 양호하게 나타나고 있다. 이들 그림에서 공통적으로 한 부분에서 심한 기복을 보이고 있는데 이는 組立의 alignment의 불량이 그 부분에서 나타나고 있는 것으로 보인다.

개선된 主軸部에 대해서 運轉時間과 回轉精度와의 관계를 Fig.5-15과 Fig.5-16에 나타내었다.

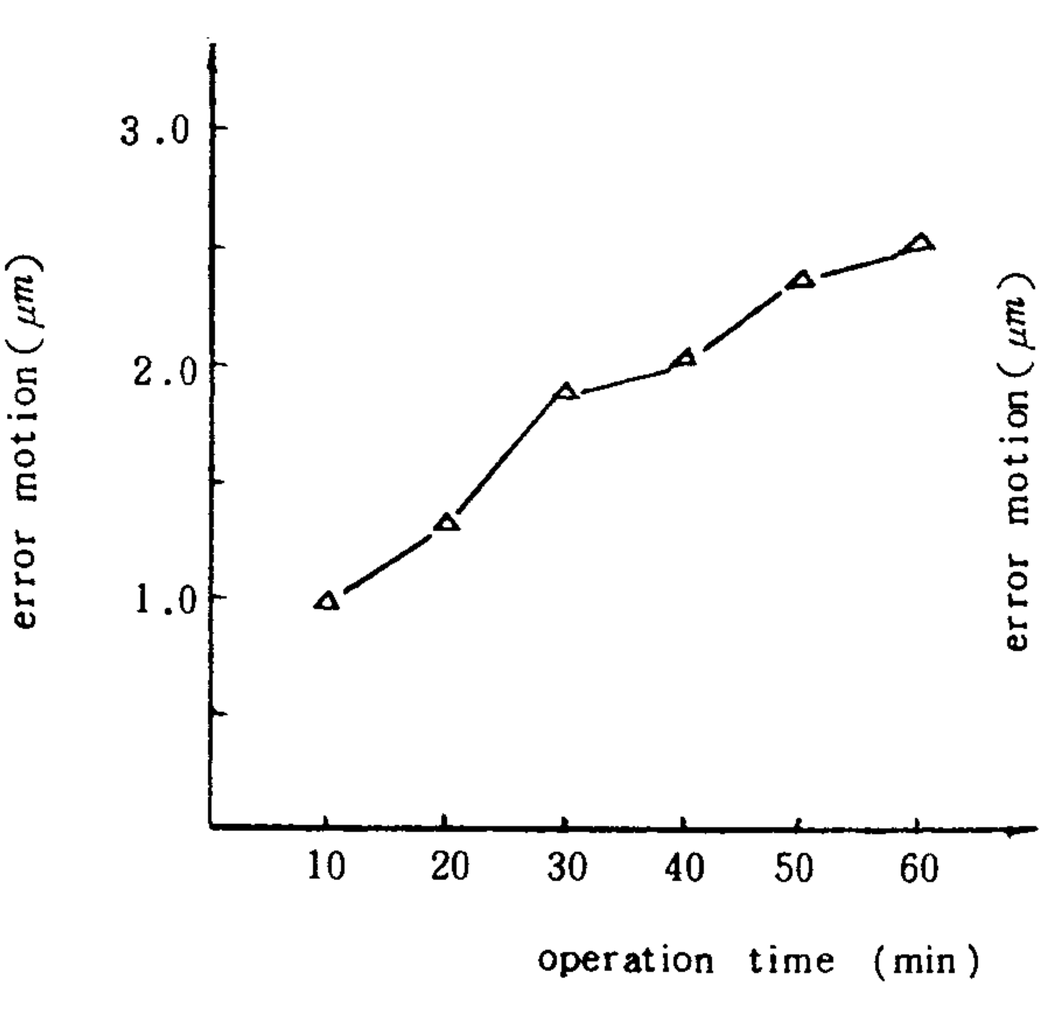


Fig. 5-15 Radial error motion of modified spindle

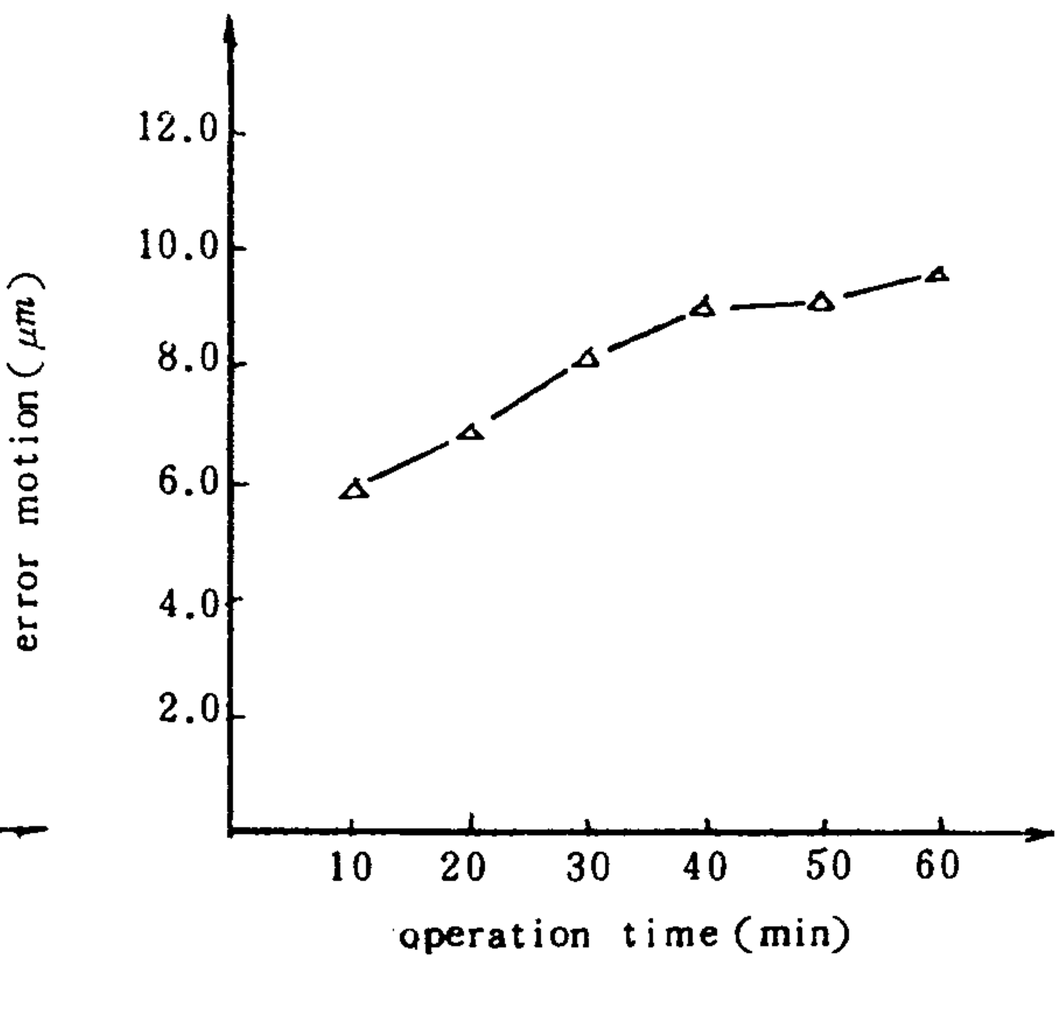
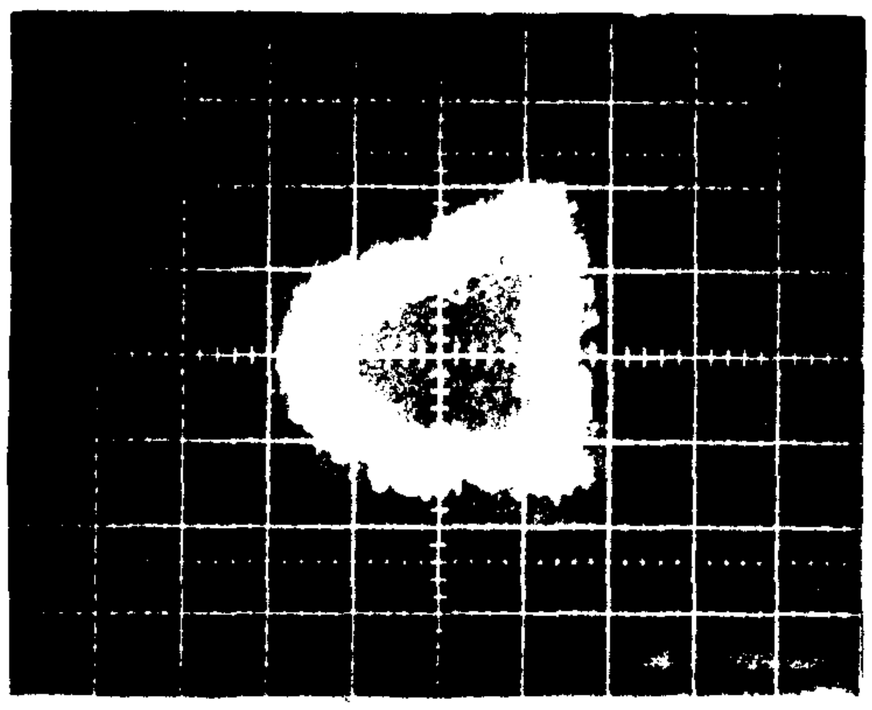


Fig. 5-16 Axial error motion of modified spindle

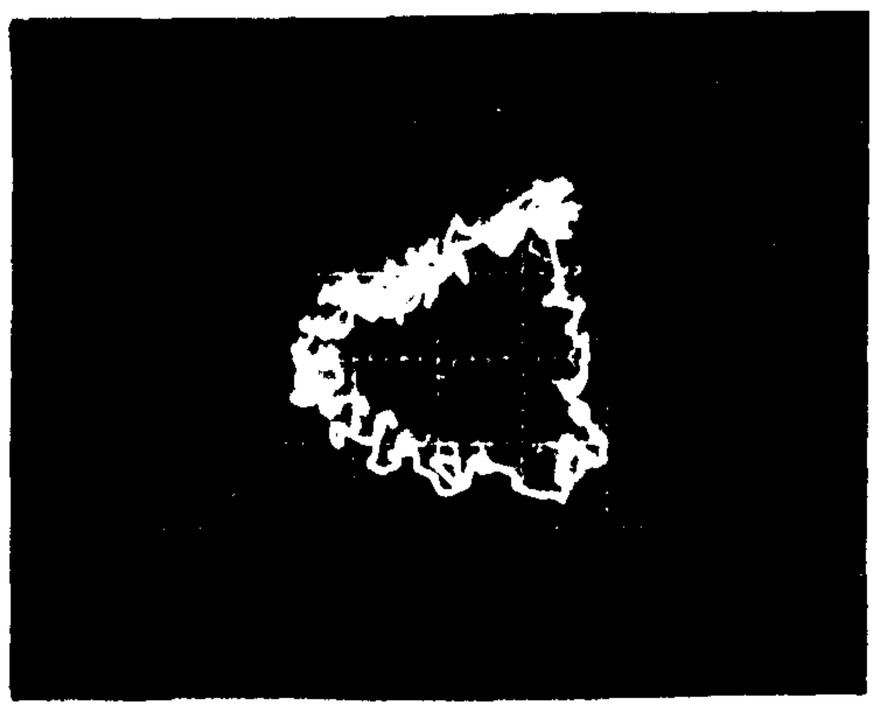
이상의 결과에서 回轉誤差의 원인을 알아보기 위하여 軸心의 運動을 測定하여 Fig. 5-17에 나타내었다. 여기서 特徵的으로 나타나는 것은 國産의 경우 軸心의 運動은 거의 三角型으로 이루어지고 있으며 外産은 거의 圓에 가깝게 나타나고 있다. 國産의 軸心의 이러한 運動은 回轉精度를 나쁘게 하고 있는 것으로 보인다.

여기서 結論的으로 말할 수 있는 것은 國産의 경우 깊은 홈 볼 베어링보다는 Angular contact bull 베어링을 사용하고 끼워맞춤도 chap 6에서와 같이 틈새를 주는 것이 비록 振動振幅 및 그 빈도에서는 크게 나타나나 加工精度에 영향을 미치는 回轉精度는 향상되고 있다. 또한 國産의 경우 한 부분에서 나타나고 있는 特異한 형태는 組立의 alignment의 불량에 의한 것으로 판단된다.

한편, 運轉時間에 따라서 主軸의 變形이 생기나 여기서는 그 變形이 回轉精度에 포함되어 있어 순수한 回轉精度는 위에서 測定된 것보다는 특히 國産의 경우 다소 양호하게 나타날 것으로 보인다.

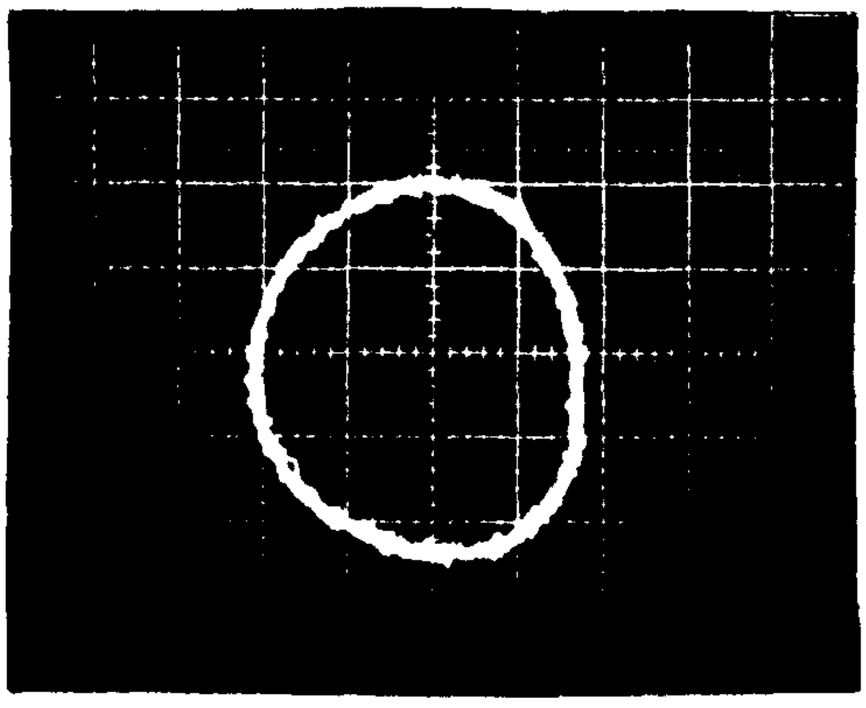


8 rev

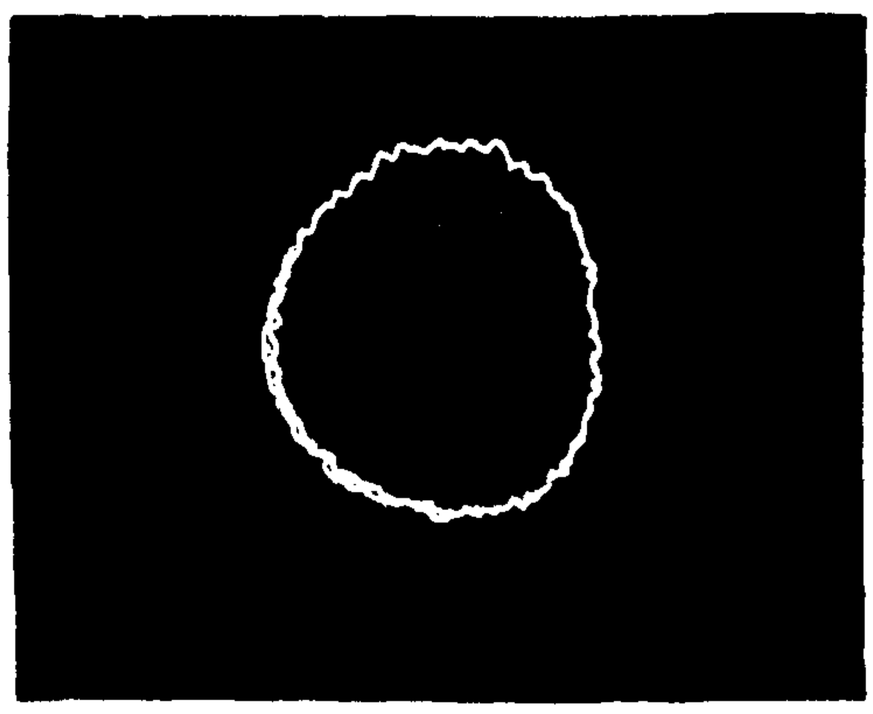


1 rev

(a) Domestic Spindle



8 rev



1 rev

(b) foreign spindle

Fig. 5 - 17 Error motion of rotation center after 30 minutes

6. 綜合的 考察

國產 및 外產의 成形研削機에 대한 主軸部 解析結果와 나타난 問題點은 다음과 같았다.

國產과 外產의 主軸部 構造의 가장 큰 차이점은 主軸 베어링의 選定 및 主軸의 組立公差였다. 이들은 研削機의 加工精密度와 밀접한 관계를 가지고 있는 것으로 本 研究에서는 이들을 主고려요소로 하여 베어링을 再選定하고 추천되고 있는 組立公差를 基準으로 主軸과 하우징을 아래와 같이 改善하였다.

	位 置	公 差				베 어 링		
		初 期	改 善	外 產	推 薦	初 期	改 善	外 產
前部 베어링	外輪과하우징	-2～-2.5	+2～+4	+2～+4	+2～+4	6206 ZZ	7206 C P5	7006 C P4
	內輪과 軸	-4 ～ -3	+0.5～+4.5	+2～+4.5	0～+2			
後部 베어링	外輪과하우징	-12～-6.5	+6.5～+9.0	+13	+6～+8	6205 ZZ	7205 C P5	7007 C P4
	內輪과 軸	-5.5	+0.5	0	0～+2			

일반적으로 工作機械의 主軸베어링은 圓筒로울러 베어링, 테이퍼 로울러 베어링을 사용하며 高速 高精度를 必要로 하는 工作機械 및 研削機等에는 앵귤러 콘택트 볼 베어링을 사용한다. 왜냐하면, 剛性側面에서는 약간 뒤떨어지나 加工이 쉬워 回轉精度等이 아주 우수한 高精密級을 만들 수 있으며, 予壓을 조절함으로서 剛性을 높일 수 있고 힘도 지지할 수 있기 때문이다. 研削機에서는 P4 級의 高精密베어링을 사용하여야 하나 本 研究에서는 구입의 어려움으로 P5를 택하였다.

한편, 組立公差의 選定에 있어 後部베어링의 外輪과 하우징 틈새를

크게 한 것은 베어링 發熱에 의한 主軸과 하우징의 팽창이 다를 때 베어링의 파손을 방지하기 위하여 軸方向으로 움직일 수 있도록 하기 위한 것이다.

解析結果는 다음과 같았다.

6-1 靜 剛 性

主軸端에 作用하는 荷重이 10kgf일 때 主軸先端의 變形物은 計算値가 베어링 剛性을 線形으로 가정할 때 7.78 μm, 非線形으로 가정할 때 9.43 μm로 나타났으며 實驗値는 14.0 μm 였다(Fig.2-7). 實驗値가 크게 나타난 것은 프로그램이 組立틈새를 고려하지 않은 점과 軸지름을 平均値로 計算한 데 기인하는 것으로 판단된다.

한편, 主軸先端의 처짐을 最小로 하는 前後 베어링의 最適간격은 베어링 간격에 대한 前部 돌출부 길이의 比 R이 베어링 剛性이 線形일 때 R = 0.52(最適간격 163.6㎜), 非線形일 때 R = 0.47(最適간격 181.0㎜)로 나타났다. 主軸先端, 主軸끝단 및 前後베어링 中點의 3點의 처짐을 最小化하는 경우는 線形 및 非線形에 대하여 R=0.51(最適간격 165.0㎜), R = 0.46 (最適간격 186.9㎜) 로 나타나 硏究 모델의 베어링 간격이 165.0㎜이므로 이 設計値는 베어링 剛性을 線形으로 가정한 것이었다.

실제의 베어링 剛性은 非線形이므로 베어링 간격은 현재보다 20㎜ 前後로 넓게 해주어야 靜剛性이 最大로 될 것이다.

또한, 主軸의 剛性에 영향을 미치는 정도는 主軸지름이 현저히 크고 다음이 前部돌출부길이, 前部베어링剛性, 後部베어링剛性의 순으로 나타났다. 특히 베어링剛性은 主軸의 靜剛性에는 거의 영향을 미치지 않

는 것으로 나타나(Table 2-8) 主軸設計時 베어링의 선정은 剛性보다는 發熱이나 回轉精度등을 양호하게 하는 것으로 해야 한다.

6-2 動的特性

改善된 主軸系에 대하여 傳達매트릭스法(transfer matrix method)을 이용한 回轉軸의 振動解析을 위한 범용프로그램으로 動的特性을 조사한 결과 主軸의 1次 固有振動數는 5050Hz, 2次 固有振動數는 17750Hz로 나타났다. 이와 같이 主軸의 固有振動數가 運轉速度보다 훨씬 높게 나타난 것은 비교적 적은 軸荷重에 대하여 主軸과 베어링剛性이 매우 높은 데 기인하며 이는 工作機械 主軸의 일반적 特性으로 알려져 있다.

한편, 실제 硏削機의 組立狀態에서의 主軸先端의 振動特性을 알아보기 위하여 충격시험을 통한 周波數 分析을 한 結果 첫번째 peak는 610Hz, 두번째는 1360Hz, 세번째는 1710Hz로 나타났으며(Fig.3-5) 실제 無負荷狀態에서 運轉時 前部 베어링 Housing에서 振動을 測定한 결과 610Hz에서 peak를 보여주고 있어 硏削機 最大運轉速度(60Hz)보다 훨씬 높은 周波數에서 共振이 일어난다.

6-3 熱 剛 性

主軸베어링과 組立公差를 改善한 결과 前部 하우징에서의 溫度上昇은 初期 25℃에서 20℃로(外產: 7℃), 後部 하우징에서는 20℃에서 14℃(外產: 8℃)로 改善되었다. 또한, 테이블上面과 主軸先端中心의 相對的 變位도 48μm에서 32μm(外產: 11μm)로 改善되었다.

한편, 칼럼 前後面의 溫度差에 의한 칼럼의 變形이 主軸先端中心과

테이블 上面과의 相對變位에 미치는 영향은 약 20%를 차지하고 있으며 이는 칼럼前後面의 熱的 非對稱性에 기인하는 것으로 이의 構造가 改善되어야 한다.

6 - 4 回轉精度

改善된 主軸系 및 外產에 대한 主軸先端(spindle nose)의 半徑方向向 및 軸方向 回轉精度를 Fig. 6-1, 6-2에 각각 나타내었다.

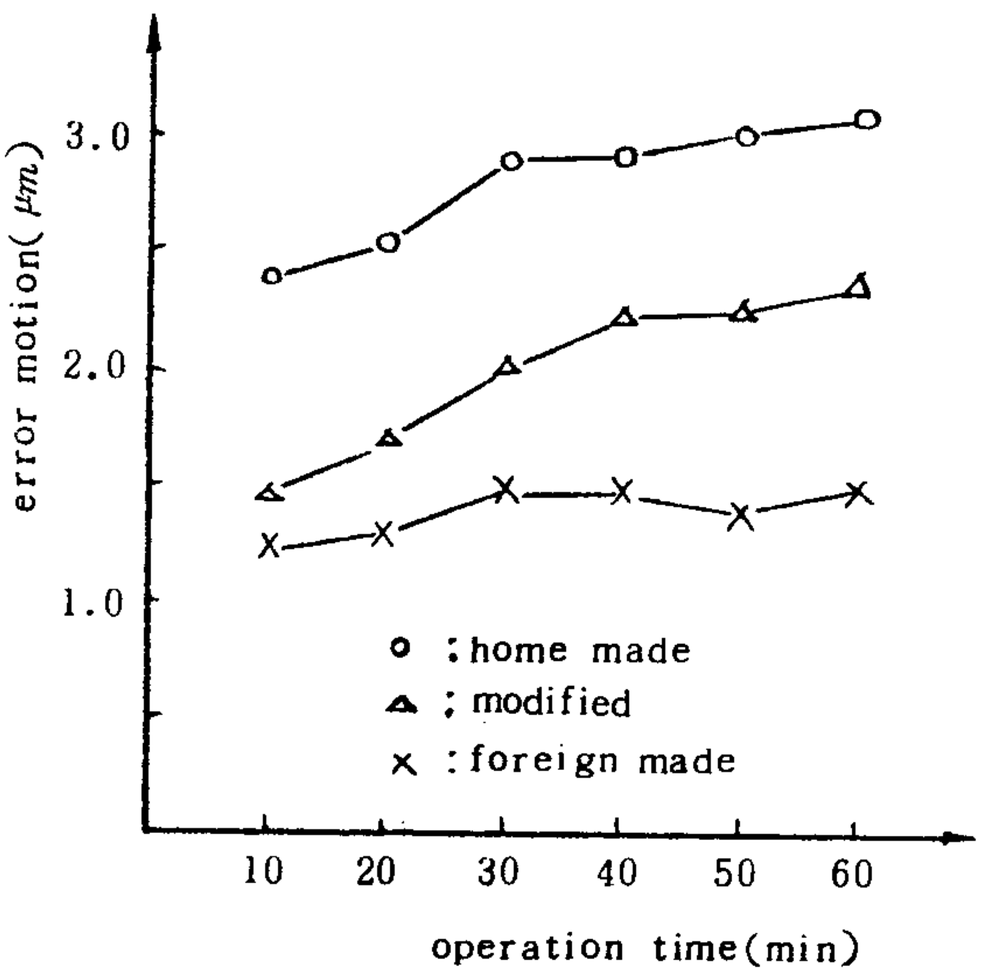


Fig. 6-1 Radial error motion

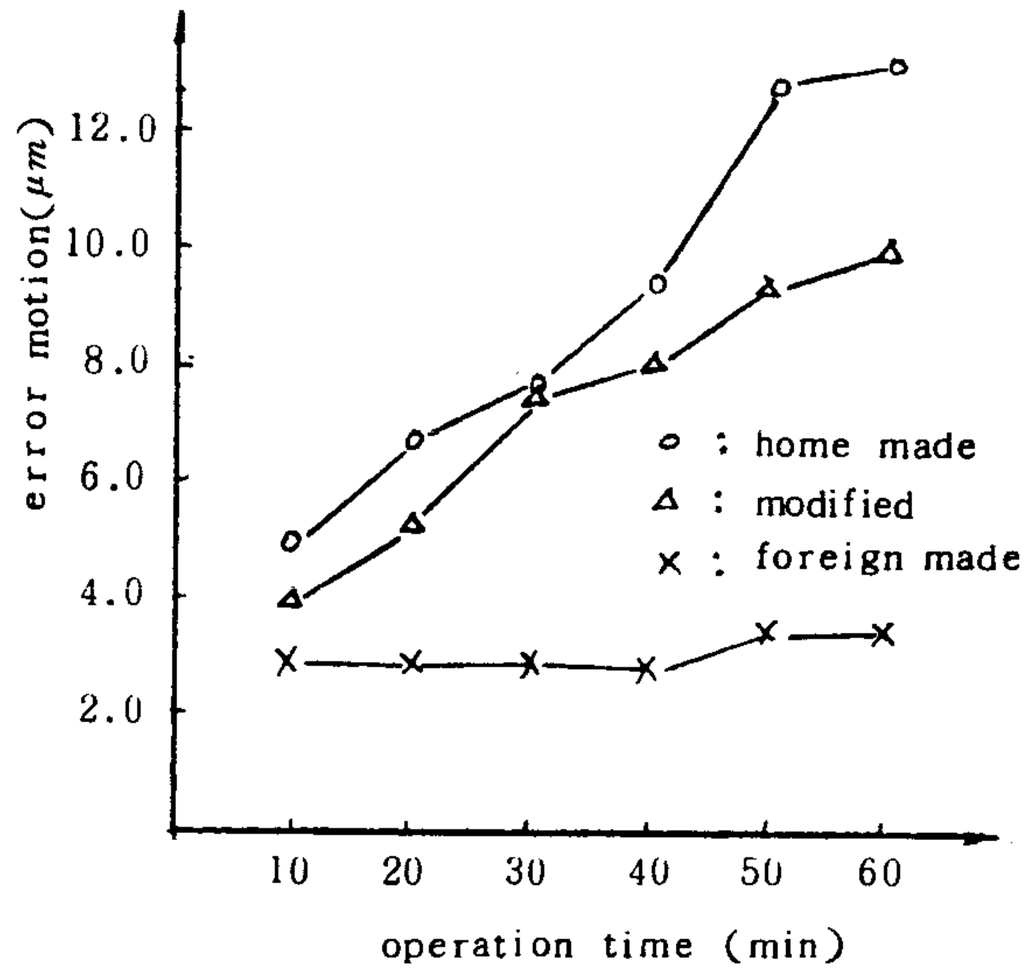


Fig. 6-2 Axial error motion

위 그림에서 보는 바와 같이 國產의 改善된 主軸의 回轉精度는 상당히 개선되었으나 外產에 비교하면 그 變化정도나 절대치가 크게 나타나고 있다.

또한 Fig. 5-7 ~ Fig. 5-14에서 보면 改善된 主軸系에 있어서 振動振幅 및 그 빈도가 크게 나타나고 있는데 이는 改善된 主軸系의 組立틈새에 기인한 것으로 보이나 加工精度에 영향을 미치는 回轉精度

는 양호하게 나타나고 있어 문제가 되지 않는다. 이들 그림 중에서 國産에 나타나고 있는 한 부분의 심한 찌그러짐 현상은 組立의 alignment의 불량과 온도상승에 의한 主軸의 熱變形이 한쪽 부분으로만 일어나고 있음을 나타내는 것이다.

이상의 結果를 보면 主軸部의 熱變形 및 回轉精度는 베어링選定과 組立틈새에 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있으며 構造改善 結果 상당히 양호한 결과를 얻었다. 따라서, 本 硏究에서 改善된 設計値와 附錄 3에 나타낸 加工公差例는 실제 硏削機 主軸部 設計에 適用할 수 있다.

한편, 本 硏究에서는 베어링의 加工精度, 하우징과 主軸의 形狀精度 윤활유등은 고려되지 않았으며 각종 實驗의 運轉條件은 無負荷 상태였다. 따라서 실제 硏削時의 主軸部 特性과 이들에 의한 加工精密度에 관한 硏究가 계속되어야 할 것이다.

7. 結　　論

國産 및 外産 成形 研削機의 主軸部 構造解析을 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 靜剛性 解析을 통하여 研削機 主軸의 變形을 計算하였으며 最適 베어링간격은 前部베어링 돌출부 길이와 베어링 간격의 比가 0.46 ~ 0.51 일 때 이다. 國産 研削機의 경우 165 ㎜는 베어링 剛性을 線形으로 가정한 設計値였으며 실제 베어링의 剛性이 非線形임을 고려하면 185 ㎜정도로 改善되어야 한다.

2) 傳達 매트릭스 法을 이용한 動剛性 解析을 통하여 主軸의 1次 固有振動數는 5050Hz, 2次 固有振動數는 17750Hz로 나타났으며 主軸組立 상태에서 衝擊試驗을 통한 主軸先端의 振動特性은 610Hz, 1360Hz 및 1710Hz 等에서 피이크가 나타나며 研削機 最大運傳速度(60Hz)보다 훨씬 높은 周波數에서 共振이 일어난다.

3) 國産 研削機의 경우 主軸 베어링의 選定 및 主軸의 組立公差에 問題가 있었으므로 베어링을 깊은 홈볼 베어링(deep groove ball bearing)에서 앵귤러 콘택트 볼 베어링(angular contact ball bearing)으로 바꾸고 組立公差도 억지 끼워 맞춤(press fit)에서 헐거운 끼워맞춤(sliding fit)으로 軸과 하우징을 再加工하여 試驗한 結果 主軸의 精密度가 向上되었다.

4) 熱剛性 解析 結果 칼럼 前後面의 溫度差에 의한 칼럼의 變形이 主軸先端 中心과 테이블 上面과의 相對變位에 미치는 영향은 약 20%를 차지하고 있으며 이는 칼럼 前後面의 熱的 非對稱性에 기인하는 것으로 이의 構造가 개선되어야 하며, 回轉精度는 主軸部를 改

善한 결과 半徑方向 回轉精度는 2.35~3.10 μm에서 1.45~2.35 μm로, 軸方向 回轉精度는 4.30~12.6 μm에서 4.0~10.0 μm로 나타났다.

5) 回轉精度 그래프 상에 나타난 한 部分의 심한 찌그러짐 현상은 加工不良으로 인한 組立의 alignment가 맞지 않은 結果로 主軸의 變形이 한쪽으로만 억제되어 나타나고 있었다.

6) IBM PC(Cyborg - M)를 사용하여 主軸의 靜剛性, 最適設計 및 溫度 分布를 구하기 위한 電算 프로그램을 開發하였으며, 이들은 硏削機 主軸의 새로운 設計 뿐만 아니라 기존 硏削機 主軸의 設計 受當性 檢討에 쉽게 適用할 수 있다.

7) 이상의 解析에서 熱變性, 回轉精度는 主軸 베어링의 選定과 軸, 베어링 및 하우징과의 組立公差와 밀접한 관계를 가지고 있다.

參 考 文 獻

(1) H.Optiz, K.Honrath, D.Güjher,M.Hoffman, Forschungs Boichte des Landes Nordrhein-westfalen, Nr. 1331, 1934

(2) G.Schlesinger, Springer : Pie werkzeng machinen, 1930

(3) Yang Shuzi,A stndy of the static Stiffness of Machine Tool spindles, lnt.J MTDR,vol 21, Nol, pp 23-40,1981

(4) H.Ragab,Bearing stiffness and the Optimum Design of Machine Tool spindles,Machinery, 6. Nov, pp 519-524,1974

(5) J.G,Bollinger, G. Geiger, Analysis of the Static and Dgnanic Behavior of lathe spindles,lnt.T MTDR, vol3, pp 193-209, 1964

(6) 安井武司, 工作機械の主軸における軸受設計, 應用機械工學, 1, pp. 98~103, 1969.

(7) Pestel,E.C., Leckie,F.A., Matrix Methods in Elastomechanics, Mc Gran - Hill, 1963

(8) D.C,Han, A. Meyer,Program zur Brechnung der Querschwing ungen allemeiner Roteren mit zusateinflüssen,Universitat karsruhe, 1982

(9) 한동철, 부수적인 영향을 고려한 일반적인 회전축의 횡진동에 관한 연구, 대한기계학회 논문집, の, 1 , pp 81-90, 1985

(10) J.Peklnik, Unter suchung der Genauigkeits fragen inder Automatisierten Fertigung, 1967

(11) G.Spur, H.Fisher, Thermal behavior of machine tools, 1969

(12) 本田富士雄外 1 人, 工作機械の熱變形(立てフライス盤 ついて), Journal of the J.S.M.E., Vol.67, No. 546, pp 98-105,1964.

(13) J.P. Holman, Heat Transfer, International Student Edition, 1976.

(14) 奧島啓式外２人，工作機械の熱變形に關する研究（第2報），精密機械，38券7號，pp.7～13，1972.

(15) 奧島啓式外２人，工作機械の熱變形に關する研究（第３報），精密機械，39券２號，pp.100～106，1973.

(16) 李長茂外　１人，工作機械　性能向上의　理論과　實際(Ⅱ)，大韓機械學會誌，Vol.21，No.1，pp. 6 ～ 9，1981.

(17) 李長茂外１１人，工作機械　性能向上의　理論과　實際(Ⅲ)，大韓機械學會誌，Vol.21，No.2，pp. 96 ～ 101，1981.

(18) 垣野義昭等，軸の回轉精度に關する研究（第1報）－工具回轉型の半徑方向回轉精度の新しい測定法，精密機械，43,6(1977),720.

(19) 山本謙等，軸の回轉精度に關する研究（第2報）－工作物回轉型主軸の回轉精度の測定法，精密機械，44,6(1978),728.

(20) 石井信雄等，軸の回轉精度に關する研究（第３報）－靜的な回轉誤差原因の診斷法，精密機械，45,4(1979),449.

(21) 水津弘次等，軸の回轉精度に關する研究（第４報）－中ぐり加工中のラジアル回轉精度の測定，精密機械，45,11(1979),1334.

(22) 杉田和彦，超精密加工機械用軸受，豊田工機技報，25,3(1985) pp.13～19.

(23) 後藤佳昭等，工作機械用精密ころがり軸受の研究－主軸の擧動觀測と精密玉軸受の問題點，日本機械學會誌，66,536(1971),pp.1171～1182.

附錄 1

試驗用　研削機의　精度比較表

靜的　精密度

(단위 : *mm*)

번호	검　사　항　목		허 용 치	國　産	外　産
				측 정 치	측 정 치
1	테이블 윗면의 진직도	좌우방향	0.02 ／*m*	0.02	0.02
		전후방향	0.02 ／*m*	0.02	0.02
2	테이블 운동의 진직도	좌우방향 (수직면내)	0.02 ／*m*	0.01	0.02
		전후방향 (수직면내)	0.02 ／*m*	0.01	0.02
		좌우방향 (수평면내)	1,000에 대해 0.01	0.008	실측 350 0.003
3	테이블 좌우운동과 그 윗면의 평행도		1,000에 대해 0.01	0.006	실측 350 0.003
4	테이블 전후운동과 테이블 상면과의 평행도		300에 대해 0.01	0.010	실측 150 0.003
5	테이블 좌우운동과 테이블 전후운동과의 직각도		300에 대해 0.02	0.020	실측 150 0.003
6	연삭 숫돌 축끝 원뿔면의 흔들림		0.01	0.006	0.002
7	연삭 숫돌축의 축방향 움직임		0.005	0.002	0.001

(단위 : ㎜)

번호	검 사 항 목	허 용 치	國 産 측 정 치	外 産 측 정 치
8	연삭 숫돌축 중심선과 테이블 상면과의 평행도	회전지름 300 에 대해 0.02	0.010	0.003
9	테이블 좌우운동과 연삭숫돌축 중심선의 직각도	회전지름 300 에 대해 0.02	0.006	0.003
10	연삭숫돌 헤드의 상하운동과 테이블 윗면과의 전후방향에서의 직각도	100 에 대해 0.01	0.008	0.003

工作精密度

번호	검 사 항 목		허 용 치	國 産 측 정 치	外 産 측 정 치
1	공작물 두께의 균일	좌우방향	300 에 대해 0.005	0.004	0.003
		전후방향	300 에 대해 0.005	0.004	0.003

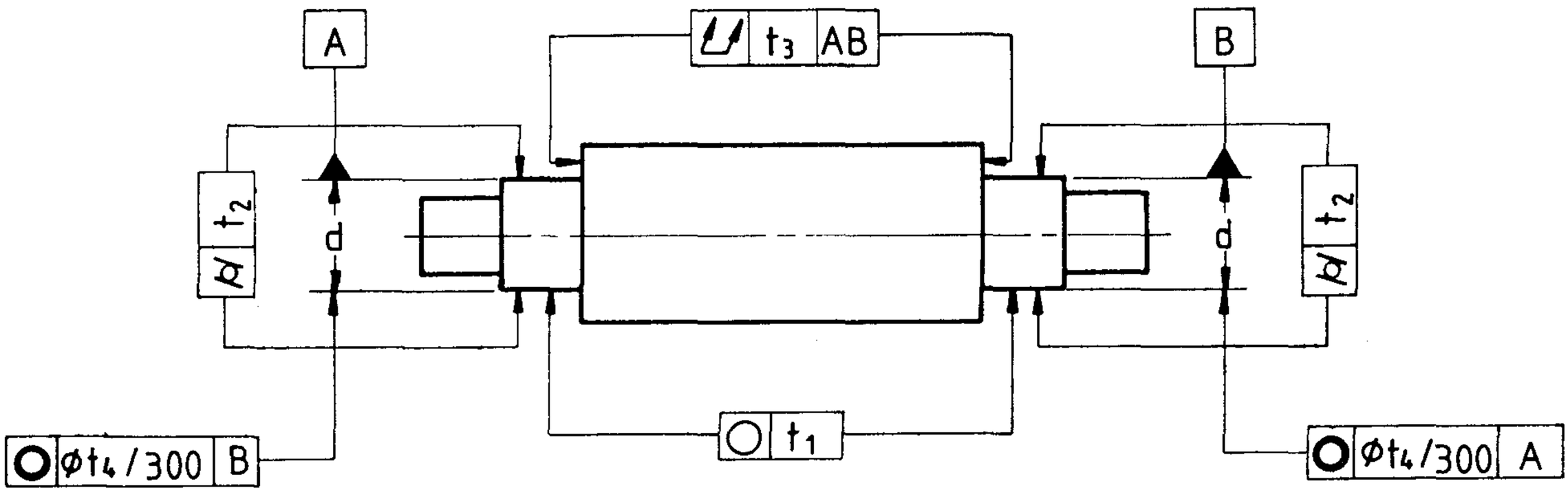
附錄 2

製作會社別 研削機 시방 대비표

국 / 형식		국산																외산
		JB		KH			KY			DH				KI				OK
		A	B	A	B	C	A	B	C	A	B	C	D	A	B	C	D	
숫돌축 테이퍼 각도		5°42′		7°8′			7°30′	7°	7°30′	5°30′	5°30′	18°	5°42′	14°	14°	14°	14°	5°30′
회전수 (RPM)		3550		3500			2800	3500	2800	3450	3450	1720	1800	1800	3400	1700	3400	3550
테이블 스크류	방향	우		우			우			우				우	좌	좌	우	좌
	직경	20 φ	25 φ	22 φ			20 φ			20 φ	20 φ	25 φ	28 φ		25 φ		20 φ	22φ
	피치	3 mm	6 mm	4.5 mm			4 mm			3 mm	5 mm	3 mm	6 mm	2 mm	5 mm	5 mm	2 mm	3 mm
숫돌축 회전방향		우		우			우			좌	우	좌	좌	좌	우	우	우	우
테이블이송 핸들 위치	전후	중앙		중앙			중앙			중 앙				중 앙				중앙
	좌우	좌		좌	좌	좌	좌			우	우	좌	좌	우	좌	좌	좌	좌
숫돌헤드 이송핸들		우		좌	좌	우	좌			좌		우		좌	우	우	우	우
제어반 부착 위치		좌		우	우	중앙	우			우	우	좌	우	좌	우	우	우	우

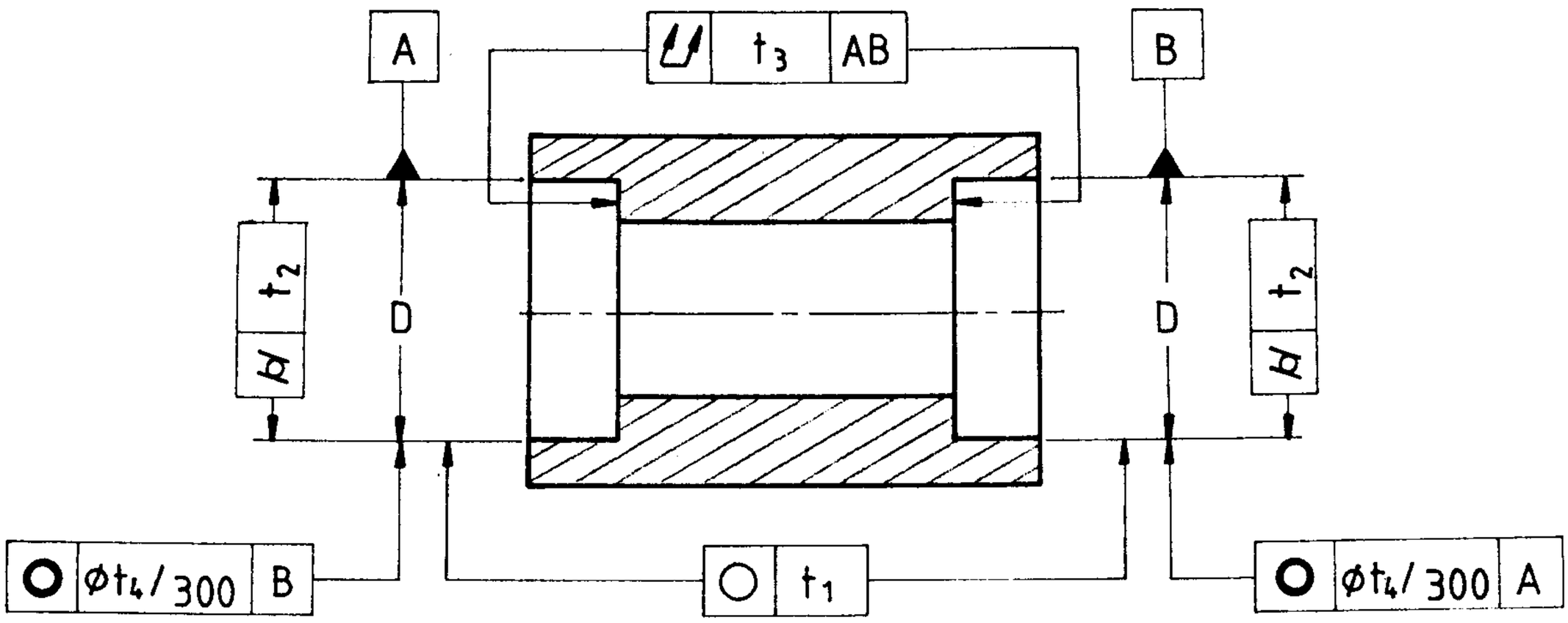
附錄 3 .

主軸과 하우징의 베어링 組立部分의 加工公差 設計例 (P4級 베어링 基準)



主軸의 호칭직경 d (㎜)	d의공차	t_1 ○	t_2 ⌭	t_3 ⏥	t_4 ◎	Ra
18 ~ 30	+3 −3	1	1.5	2.5	9	0.2
30 ~ 50	+3.5 −3.5	1	1.5	2.5	9	0.2
50 ~ 80	+4 −4	1.2	2	3	9	0.2

(공차단위 : μm)



하우징의 호칭구경 D (mm)	D의 공차		t_1	t_2	t_3	t_4	Ra
	고정측	자유측	○	⌭	⌰	◎	
30 ~ 50	+4 −3	+10 −3	1.5	2.5	4	9	0.4
50 ~ 80	+5 −3	+11 +3	2	3	5	9	0.4
80 ~ 120	+6 −4	+14 +4	2.5	4	6	9	0.8

(공차단위 : μm)

t_1 ○ : 진원도의 공차

t_2 ⌭ : 원통도의 공차

t_3 ⌰ : 축방향 흔들림의 공차

t_4 ◎ : 동심도의 공차

Ra : 표면 거칠기