

## 터닝센터의 내구성 예측 시스템 개발

김기상\*, 김석일\*\*

### Development of a Durability Estimation System for Turning Centers

Ki-Sang Kim\* and Seok-Il Kim\*\*

#### Abstract

In this study, a durability estimation system of turning centers is developed to systematically evaluate the effects of structural specification and testing condition on the durability. All loads such as weights, inertia forces, cutting force and so on, are automatically transferred from the upper elements to the lower elements by the force flow which can be derived from the structural code of turning center. And the external loads applying to the moving and rolling elements are determined by using the equilibrium conditions of force and moment. Especially, the durability of turning center is estimated based on the lifes of moving and rolling elements under the required testing condition.

주요어: 터닝센터, 내구성, 수명, 하중

#### 1. 서론

국내 공작기계 산업은 그 동안 생산기술 확보에만 주력한 결과로 체계적인 설계, 해석, 평가기술을 아직 제대로 정립하지 못하고 있는 것이 현실이다. 특히 공작기계의 성능을 대표하는 중요한 항목인 내구성<sup>(1)</sup>은 공작기계의 구조적 특징과 운동형태에 대한 고려없이 단편적으로 베어링, 안내면, 볼스크류 등과 같은 요소단위로 다루는 수준에 불과하다.

공작기계의 설계, 해석, 평가는 표준부품정보, 실험정보, 경험식, 경험자의 판단 등을 토대로 하는 반복적인 작업 형태로 수행되어 왔다.<sup>(2)</sup> 그러나 대외경쟁력 향상을 위해서는 공작기계의 설

계, 해석, 평가에 대한 기술 확보가 중요시되고 있기 때문에 이러한 작업의 체계화를 통해서 생산성의 극대화를 도모할 수 있는 전용 소프트웨어 시스템의 개발이 많은 주목을 받고 있다.

본 연구에서는 터닝센터의 내구성을 고려한 설계기반을 구축하기 위해서 터닝센터의 구조적 제원과 운전조건이 내구성에 미치는 영향을 체계적으로 해석할 수 있는 시스템을 개발하였다. 이를 위해서 운동체의 자중, 관성력, 절삭력 등과 같은 부가하중은 터닝센터의 구조코드에 의해서 정의되는 힘의 흐름을 토대로 상위 구조요소에서 하위 구조요소로 자동 상속되도록 하였으며, 부가하중과 구조적 제원에 의해서 결정되는 힘과 모멘트의 평형조건을 토대로 베어링, 미끄럼 안내면, 볼스크류 등과 같은 운동요소에 작용하는 하중을 결정하였다. 그리고 각각의 운동요소에 대한 제원, 하중, 속도, 운전상태를 토대로 수명을 예측하였으며, 터닝센터의 수명은 운동요소의 수명 중에서 가장 짧은 수명으로 간주하였다.

#### 2. 주축계의 내구성 예측

##### 2.1 주축 베어링의 하중

공작기계의 주축계는 주축, 슬리브, 스페이서 등과 같은 회전부품인 주축요소들과 주축을 지지하는 베어링들로 구성된다. 그리고 유한요소모델화한 주축요소와 베어링의 운동방정식들을 절점에서의 연속조건과 평형조건을 토대로 조합하면 공작기계 주축계의 운동방정식은 식 (1)과 같이 쓸 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q \quad (1)$$

여기서  $M$ 은 주축계의 질량행렬,  $C$ 는 감쇠행렬,  $K$ 는 강성행렬  $q$ 는 변위벡터, 그리고  $Q$ 는 외력 벡터를 의미한다.

2계 미분방정식인 식 (1)로부터 주축계의 변위 벡터를 얻기 위해서는 다음과 같은 1계 미분방정

\* 한국항공대학교 대학원

\*\* 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

식의 형태로 재구성할 필요가 있다.

$$\dot{p} = -Dp + P \quad (2)$$

여기서  $D = \begin{pmatrix} 0 & -I \\ M^{-1}K & M^{-1}C \end{pmatrix}$ ,  $p = \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix}$ ,  $P = \begin{pmatrix} 0 \\ M^{-1}Q \end{pmatrix}$  이다.

따라서 베어링의 반경방향 하중  $F_r$ 은 식 (2)를 적분하는 과정에서 얻어지는 베어링 지지부의 변위벡터를 식 (1)에 대입해서 산정한 베어링 지지부의 반력벡터로부터 결정할 수 있다.

또한  $i$ 번째 베어링의 축방향 하중  $F_a^i$ 는 주축의 축방향 강성이 매우 크고, 축방향의 관성과 감쇠 효과를 무시할 수 있다고 가정하면 주축에 작용하는 축방향 하중  $Q_a$ 와  $i$ 번째 베어링의 축방향 강성  $K_a^i$ 에 의해서 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_a^i = K_a^i \cdot \frac{Q_a}{\sum_{j=1}^m K_a^j} \quad (3)$$

여기서  $m$ 은 주축을 지지하는 베어링의 수이다.

## 2.2 주축 베어링의 수명

베어링의 내구수명은 DIN ISO 76과 281에 제시된 방법을 사용해서 평가하였는데, 베어링의 호칭 정격수명  $L$ 은 정격 동하중  $C$ , 등가 동하중  $P$ , 수명지수  $p$ 에 의해서 식 (3)과 같이 주어진다.<sup>(4)</sup>

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p (10^6 \text{ rev.}) \quad (3)$$

여기서 베어링의 호칭 정격수명  $L$ 은 시험베어링의 90% 이상이 얻을 수 있는 수명, 등가 동하중  $P$ 는 반경방향과 축방향 하중이 동시에 작용하는 경우의 복합하중을 의미하며, 수명지수  $p$ 는 볼베어링과 롤러베어링에 대해서 각각 3과 10/3으로 주어진다.

특히 등가 동하중  $P$ 는 반경방향 하중  $F_r$ 과 축방향하중  $F_a$ 가 베어링에 작용하는 경우 다음과 같이 산정하였다.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4)$$

여기서  $X$ 는 반경방향 계수,  $Y$ 는 축방향 계수이며, 이 계수들은 베어링 형식에 따라서 결정된다.

베어링의 회전속도가 일정한 경우에는 베어링의 내구수명을 식 (5)과 같이 시간단위로 표현할 수 있다.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \text{ (hr)} \quad (5)$$

여기서  $L_h$ 는 시간단위의 베어링 정격수명이고,  $n$ 은 회전속도(rpm)를 의미한다.

그러나 매순간 베어링의 회전속도와 하중이 변하

는 경우에 베어링의 평균 회전속도  $n_m$ 과 평균 등가 동하중  $P_m$ 은 다음과 같이 산정하였다.

$$n_m = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T n_t dt \quad (6)$$

$$P_m = \sqrt{\frac{1}{T \cdot n_m} \cdot \int_0^T P_t^p \cdot n_t dt} \quad (7)$$

여기서  $T$ 는 시험주기,  $n_t$ 와  $P_t$ 는 매순간 주어지는 베어링의 회전속도와 하중을 의미한다.

정격수명  $L$ 과  $L_h$ 는 접촉면이 다량의 윤활유에 의해서 분리되어 있고, 높은 청결도와 정확한 베어링의 조립상태를 유지하는 경우에 적용할 수 있는 것으로서 베어링의 사용조건이 이와 다를 경우에는 베어링의 수명이 달라지게 된다. DIN ISO 281에서는 베어링의 재료상태, 제작방법, 사용조건 외에도 윤활조건에 의해서 베어링의 수명이 달라지는 것으로 규정하고 있다. 또한 DIN ISO 281에서는 규정되어 있지 않지만, 베어링의 온도도 수명에 많은 영향을 준다. 이러한 점을 고려한 베어링의 수명  $L_{na}$  및  $L_{hna}$ 는 다음과 같다.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot f_i \cdot L (10^6 \text{ rev.}) \quad (8)$$

$$L_{hna} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot f_i \cdot L_h \text{ (hr)} \quad (9)$$

여기서  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $f_i$ 는 베어링의 상태를 나타내는 수정계수로서 각각 파손 가능성을 고려한 수명 수정계수, 소재를 고려한 수명 수정계수, 사용조건을 고려한 수명 수정계수, 베어링 온도를 고려한 온도계수이다. 특히 수명 수정계수  $a_2$ 는 베어링 소재의 성분과 열처리 상태에 따라 결정되며, 수명 수정계수  $a_3$ 는 베어링 소재의 성분 변화에 영향을 주는 온도, 윤활상태의 적합성 여부에 따라서 결정된다.

동적 응력계수  $f_L$ 과 속도계수  $f_n$ 은 동적 하중을 받는 베어링의 적절한 선정 여부를 판단하기 위해서 이용되는데, 그 정의는 각각 다음과 같다.

$$f_L = \sqrt{\frac{L_h}{500}} \quad (10)$$

$$f_n = \sqrt{33 \frac{1/3}{n}} \quad (11)$$

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n \quad (12)$$

여기서 동적 응력계수  $f_L$ 은 베어링의 사용조건, 강성, 무게, 상관부품과의 관련성, 최대하중 등을 고려해서 결정되며, 터닝센터의 경우에는 3~4.5 정도의 값을 가져야 한다.

## 3. 이송계의 내구성 예측

### 3.1 이송계의 하중 및 모멘트

급속이송이나 절삭이송을 하는 이송계에서는 정적 하중만으로는 이송계의 하중을 모두 표현할

수 없다. 따라서 운동체의 자중, 관성력, 절삭력 등과 같은 부가하중들은 터닝센터의 구조코드에 의해서 정의되는 힘의 흐름을 토대로 상위 구조요소에서 하위 구조요소로 자동 상속되도록 하였고, 운동요소의 수명은 제원, 하중, 속도, 운전상태를 토대로 예측하였다. 특히 이송계의 하중해석에서는 미끄럼 안내면에 작용하는 압력과 볼스크류 및 지지 베어링에 작용하는 하중을 예측하는데 초점을 두었다.

Fig.1, 2, 3, 4는 터닝센터의 X축, Y축, Z축, W축 이송계에 대한 힘과 모멘트의 평형조건을 도출하기 위한 모델들을 보여주고 있으며, 그것을 이용해서 얻은 하중 관계식들은 식 (13), (14), (15), (16)에 제시하였다.

$$M_x = M_x' + W \times LWZ \quad (13-1)$$

$$M_y = M_y' - \frac{W}{g} \times A \times LWZ + F \times LFZ \quad (13-2)$$

$$M_z = M_z' - W \times LWX - \frac{W}{g} \times A \times LWY + F \times LFX \quad (13-3)$$

$$M_x = R_y \times LRZ - R_z \times LRY - W_y \times LWZ + \frac{W}{g} \times A \times LWY - F \times LFZ \quad (14-1)$$

$$M_y = -R_x \times LRZ + R_z \times LRX - W_x \times LWZ \quad (14-2)$$

$$M_z = R_x \times LRY - R_y \times LRX - \frac{W}{g} \times A \times LWX + W_z \times LWY + W_y \times LWX + F \times LFX \quad (14-3)$$

$$M_x = M_x' + W \times LWZ + \frac{W}{g} \times A \times LWY - F \times LFX \quad (15-1)$$

$$M_y = M_y' - \frac{W}{g} \times A \times LWX - F \times LFX \quad (15-2)$$

$$M_z = M_z' - W \times LWX \quad (15-3)$$

$$M_x = R_y \times LRZ - R_z \times LRY - W_y \times LWZ + \frac{W}{g} \times A \times LWY - F \times LFX \quad (16-1)$$

$$M_y = R_x \times LRZ + R_z \times LRX + W_x \times LWZ + \frac{W}{g} \times A \times LWX - F \times LFX \quad (16-2)$$

$$M_z = -R_x \times LRY - R_y \times LRX - W_x \times LWY + W_y \times LWX \quad (16-3)$$

여기서  $W$ 와  $a$ 는 운동체의 자중과 가속도,  $F$ 는 볼스크류에 의해서 전달되는 추력,  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  및  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ 는 운동체에 작용하는 X축, Y축, Z축 방향의 외력 및 모멘트,  $M_x'$ ,  $M_y'$ ,  $M_z'$ 는 외력에 의해서 가해지는 각 축 방향의 모멘트이다.

### 3.2 미끄럼 안내면의 수명

미끄럼 안내면의 경우에는 주어진 운전조건에서 안내면의 유막이 파괴되는가의 여부로 안내면의 내구성을 평가하였다. 따라서 해석한 안내면

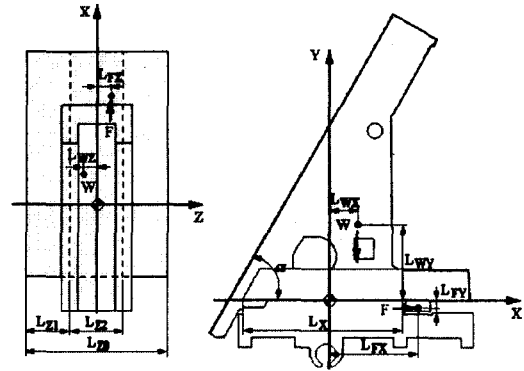


Fig.1 X-axis slide model (Carrage)

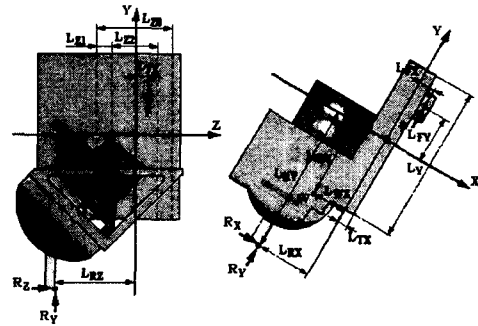


Fig.2 Y-axis slide model (Turret)

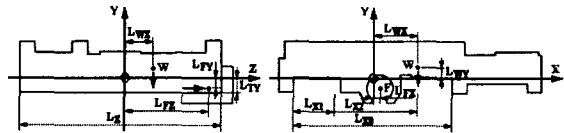


Fig.3 Z-axis slide model (Saddle)

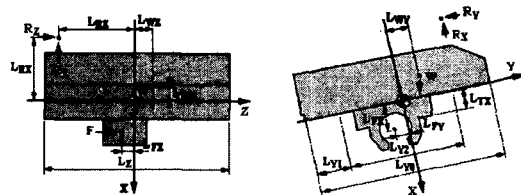


Fig.4 W-axis slide model (Sub-spindle table)

의 최대압력이 허용압력보다 크게 나타날 경우에는 안내면의 내구성에 문제가 있는 것으로 판단할 수 있는데, 그 관계식은 식 (17)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} &IF ( p_{allow} > p_{max} ) \quad L = PASS \\ &ELSE \quad L = FAIL \end{aligned} \quad (17)$$

여기서  $p_{allow}$ 는 허용압력,  $p_{max}$ 는 예측된 최대압력이며,  $L$ 은 안내면의 수명 판단지수로 PASS와 FAIL로 주어진다.

### 3.3 볼스크류의 수명

볼스크류의 내구수명은 표면의 박리현상, 마찰에 의한 정밀도의 저하 등에 의해서 제한을 받으며, 구름베어링과 동일하게 기본 정격 동하중을 이용해서 그 추정이 가능하다. 볼스크류의 기본 정격 동하중은 동일한 조건에서 회전하는 볼스크류의 90% 정도가 구름피로에 의한 박리현상을 유발하지 않고  $10^6$ 회전을 할 수 있는 축방향 하중을 의미한다. 그리고 볼스크류의 내구수명은 다음과 같이 총 회전수  $L$ (rev), 총 회전시간  $L_t$ (hr) 및 총 주행거리  $L_s$ (km)로 표현된다.<sup>(6)</sup>

$$L = \left( \frac{C_a}{F_a \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (18)$$

$$L_t = \frac{L}{60 \cdot n} \quad (19)$$

$$L_s = \frac{L \cdot l}{10^6} \quad (20)$$

여기서  $C_a$ 는 기본 정격 동하중,  $F_a$ 는 축방향 하중,  $n$ 은 회전수(rpm),  $l$ 은 리드(mm),  $f_w$ 는 하중계수이다.

특히 매순간 볼스크류의 축방향 하중이 변화하는 경우에는 다음과 같이 주어지는 볼스크류의 평균 회전속도  $n_m$ 과 평균 등가 동하중  $P_m$ 을 토대로 볼스크류의 내구수명을 산정하였다.

$$n_m = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T n_t dt \quad (21)$$

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{T \cdot n_m} \cdot \int_0^T P_t^3 \cdot n_t dt} \quad (22)$$

여기서  $T$ 는 시험주기,  $n_t$ 와  $P_t$ 는 매순간 주어지는 볼스크류의 회전속도와 하중을 의미한다.

볼스크류의 수명과 크기는 비례하기 때문에 수명을 지나치게 길게 설계하면 경제적인 설계라고 할 수 없다. 일반적으로 공작기계에서는 볼스크류의 수명을 약 20,000시간으로 설정하고 있다.

### 3.4 지지 베어링의 수명

볼스크류의 지지 베어링은 반경방향 하중을 지지하는 것이 아니라 축방향 하중을 지지하는 것으로 간주할 수 있다. 그리고  $i$ 번째 지지 베어링의 축방향 하중  $F_a^i$ 는 이송계에 작용하는 축방향 하중  $Q_a$ 와  $i$ 번째 지지 베어링의 축방향 강성  $K_a^i$ 에 의해서 식 (23)과 같이 결정하였다.

$$F_a^i = K_a^i \cdot \frac{Q_a}{\sum_{j=1}^m K_a^j} \quad (23)$$

여기서  $m$ 은 지지 베어링의 수이다.

볼스크류의 지지 베어링으로는 접촉각  $60^\circ$ 인 스러스트 앵글러 콘택트 볼베어링을 사용하는 것이 일반적이는데, 이러한 지지 베어링의 내구수명은 주축 베어링의 내구수명과 동일한 방법으로 예측할 수 있다.

## 4. 시스템의 적용례 및 고찰

본 연구에서는 내구성을 고려한 터닝센터의 설계기반을 구축하기 위한 노력의 일환으로 터닝센터의 제원과 운전조건이 내구성에 미치는 영향을 체계적으로 해석하는 시스템을 개발하였다.

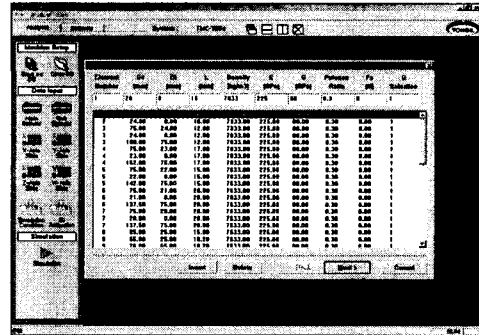


Fig.5 Setup of spindle element

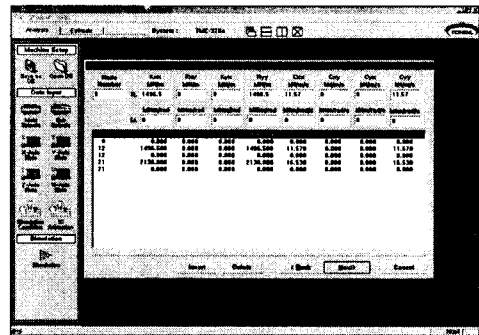


Fig.6 Setup of spindle bearing

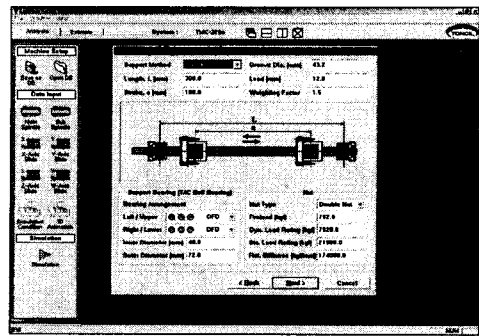


Fig.7 Setup of ball screw

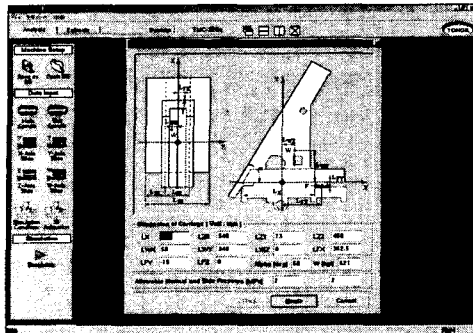


Fig.8 Setup of X-axis slide

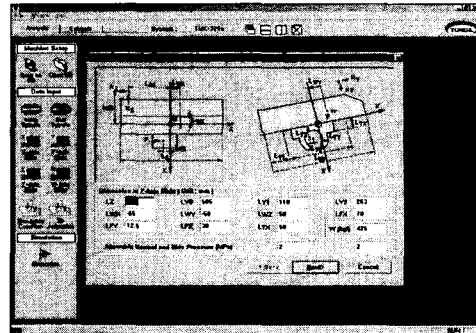


Fig.11 Setup of W-axis slide

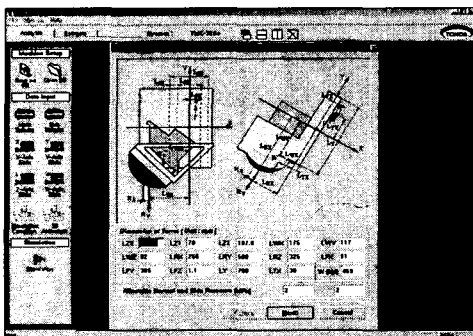


Fig.9 Setup of Y-axis slide

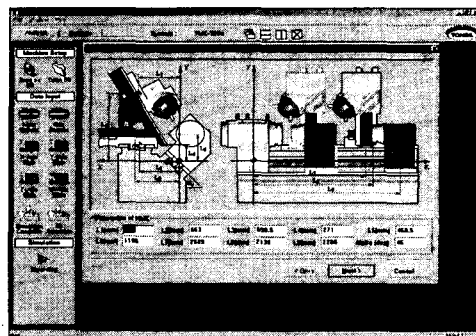


Fig.12 Setup of turning center

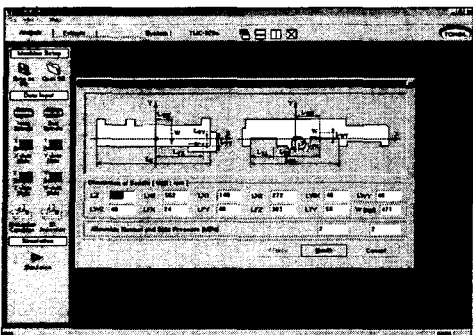
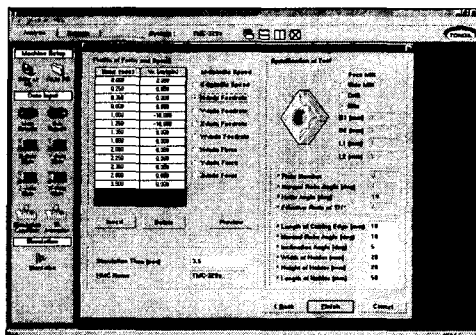


Fig.10 Setup of Z-axis slide



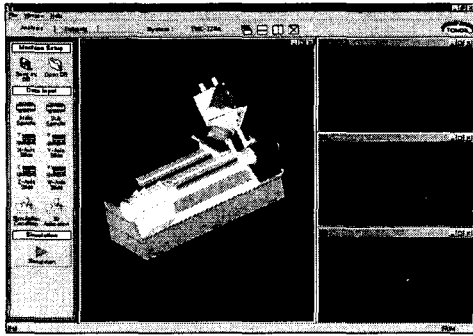


Fig.14 Virtual testing

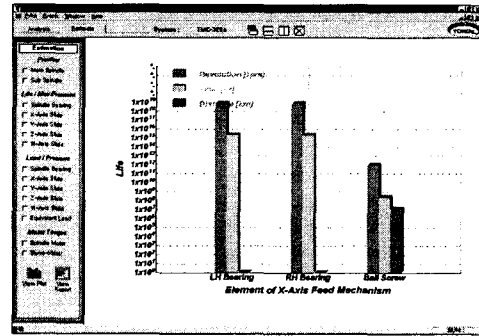


Fig.16 Life of X-axis feed mechanism

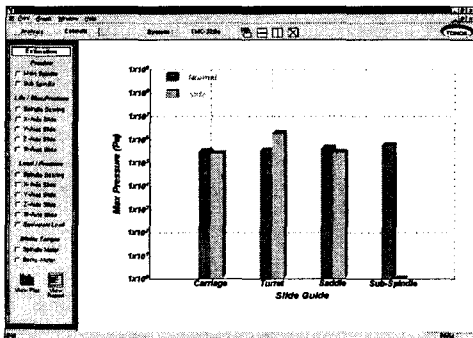


Fig.15 Maximum pressure of sliding guide

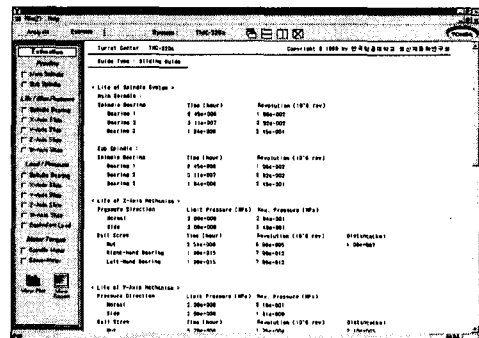


Fig.17 Virtual testing report

는 시험조건으로부터 예측한 운동요소의 내구수명 중에서 가장 짧은 내구수명의 운동요소에 의해서 터닝센터의 내구수명이 결정되는 것으로 판단하였다.

### 5. 결론

본 연구에서는 내구성을 고려한 터닝센터의 설계기반을 구축하기 위한 노력의 일환으로 터닝센터의 내구성 예측 시스템을 개발하였다. 그리고 본 연구를 수행하는 과정에서 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 운동체의 자중, 관성력, 절삭력 등과 같은 부가하중들은 터닝센터의 구조코드에 의해서 정의되는 힘의 흐름을 토대로 상위 구조요소에서 하위 구조요소로 자동 상속되도록 함으로써 하중해석의 효율화를 도모하였다.
- (2) 베어링, 미끄럼 안내면, 볼스크류 등과 같은 운동요소에 작용하는 하중들은 부가하중과 터닝센터의 제원에 의해서 결정되는 힘과 모멘트의 평형조건을 이용해서 결정하였다.
- (3) 베어링, 볼스크류 등과 같은 운동요소의 내구수명은 다양한 운전조건을 모두 반영할 수 있도록 평균 속도와 평균 동가 동하중을 토

대로 산정하였다

- (4) 터닝센터의 내구수명은 예측된 운동요소의 내구수명 중에서 가장 짧은 내구수명으로 간주하였다.
- (5) 미끄럼 안내면의 내구성은 예측된 최대압력이 안내면의 허용압력을 초과할 경우에 문제가 있는 것으로 판단하였다.

### 참고문헌

1. 김석일 외, 최신 공작기계 설계기술, 반도출판사, 1995.
2. A.E. Slocum, Precision Machine Design, Prentice Hall, 1992.
3. 김석일, 조정준, 최대봉, "모터내장형 주축의 동특성 해석," 한국정밀공학회 논문집, 제11권 3호, pp.184~190, 1994.
4. SKF 공작기계용 정밀베어링 Catalog No.3700E, SKF 코리아주식회사, 1997.
5. THK LM System Catalog No.100-1K, THK Co., Ltd. 1996.
6. NSK 精機製品 Catalog No.3101, NSK Co., Ltd., 1998.