

진동특성을 고려한 공작기계 초고속 주축 설계

Design of High Speed Machine Tool Spindle Regarding Vibration Characteristics

○ 김 종 관 * 박 보 용 **

1. 서 론

현대 산업의 급속한 발전과 함께 각종 기계 부품들의 고정밀도가 요구되고, 이에 따른 가공기술들이 개발 진행되고 있다.

특히, 근년에는 항공·우주·자동차·전자·생명공학 분야에서 신소재나 경합금 재료의 부품들의 비중이 증가되고 있으며, 이에 상응하기 위하여 고정밀, 초고속 공작기계 주축에 의한 가공기술이 요구되고 있다.

기존 공작기계에서 절삭은 Turning, Milling, Boring 등 절삭가공을 거쳐 최종 정밀가공을 위한 Grinding을 행하고 있으나, 초고속 주축 채용을 통해 Grinding수준의 고정밀도 가공부품을 절삭가공만으로 얻을 수 있을 것이며, 제반된 범위의 재료들은 연삭을 생략할 수 있을 것으로 기대된다.

또 가공능을 향상으로 생산성을 향상시킬 수 있고, 경합금 재료들은 고속영역에서 절삭 저항이 감소하는 특성으로 Drilling, End milling 등 소용공구에 의한 고속절삭 작업에 큰 효과를 기대할 수 있어 주축 고속화 요구는 더욱 증가되고 있다.

그러나, 초고속 절삭의 실현을 위해서는 주축과 Bearing의 정·동강성 및 진동특성을 고려한 공작기계 주축 설계가 요구되며, 이를 위한 연구 개발에서 동시에 적절한 주축 Bearing의 선택, 윤활·냉각문제, 구동 Motor연락등 이에 부응하는 설계 기술의 향상이 요구되고 있다.

초고속 절삭가공이 가장 요구되는 Machining center용 주축 현황을 살펴보면 일본의 경우 1740-4000/12000 rpm (DN 64-96만) 급이 주로 채용되고 있으며, 1740-25000rpm까지 출현하고 있으나, 국내에서 채용되고있는 주축은 최대 DN치 50만 이하(1740-6000rpm)로 크게 뒤지고 있다.

공작기계 주축 설계 및 이론적연구 현황을 살펴보면, 한편으로 국내의 경우, 주축계 동적 성능과 구조강요소의 감쇠능, Bearing 및 주변구조의 영향, 변형방향과 Moment 방향을 고려한 주축계 수학적 Modeling에 의한 동적특성 연구^[1], 유한요소법에 의한 주축계 Modeling으로 동적특성 해석^[2], 구동요소부 고유티동수 측정에 의한 진동소음 저감 개선 방안 제시^[3], 주축계 동적 성능을 절삭시험을 통한 평가^[4], 1740-4000rpm 주축설계를 목표로 한 Grease와 Air oil 윤활법을 실험 비교하여 Air oil 윤활 특성의 소개^[5], 주축계 정·동강성 특성 해석과 열변형 특성을 고려한 Spindle unit의 설계^[6], 1740-12000rpm (주축직경 65mm)의 시착용 주축개발^[7]을 하기에 이르렀다.

다른 한편으로, 외국의 경우에는 주축계 동적특성의 수학적 modeling에 의한 해석^[8], 선전주축과 공작물의 고유티동수 및 진동형태의 파악^[9], 주축정적 최적span계산과 Deflection 계산^[10], 주축강성에 영향을 주는 인자들의 공력을 정밀도로 미치는 영향 연구^[11], DN100만 주축설계를 목표로 Chatter강성, 안정성, 동적손실, 온도, 수명, 윤활 냉각문제를 고려한 연구^[12], 주축 정적강성 정의 및 2.3점 지지 주축의 강성 해석^[13], Multiobjective Design Optimization 기법의 발표^[14], 주축 100-10000rpm까지 회전속도 범위내에서 온도상승 및 손실동력을 검토하여 주축 최적화 설계자로 제시^[15], 특히 Th.Aachen의 SPILAD^[16]는 Spindle-bearing-System의 정·동적 Bending의 거동, 고유티동수, 진동형태등을 Computer를 이용한 전산 Program으로 M.Weck에 의해 발표되었고, 최근 독일의 TU Berlin의 G.Spar/C.R.Lee^[17]는 Structural Modification Method에 의한 주축계 정·동적거동을 개선하는 최적 설계기법을 개발하여 주축과 Bearing의 변화

되는 Input parameter에 의해 주축 및 Bearing 종류와 Bearing span을 결정하는 전산 Program을 개발하여, 그 결과를 실제 절삭가공에 의한 진원도 및 표면조도에 의해 평가하는 방법을 제안하였다.

그러나, 이상의 모든 연구가 초고속 범위(DN 100만 이상)에서의 적용여부는 언급이 없으며 실험장치 제작 등의 문제로 실험의 근거 제시가 없는 실정이다.

본 논문에서는 Radial 및 Axial 하중을 동시에 받을 수 있고, 예압에 의해 주축강성을 증대시킬 수 있으며, Ball수의 증가로 부하능력을 향상시킨 초정밀·초고속용 Angular ball bearing을 조합 사용하고, 고속회전에 저급까지 개발된 Ball bearing 윤활방법중 가장 효과적인 간헐적인 Oil 공급과 Air압력으로, 계속 Ball을 넘겨, 윤활시켜주는 Air oil 윤활법의 채용과, 국내 공작기계 제조회사들이 주로 사용하는 일본 FANUC AC Spindle motor (FANUC-H type: 8000-15000rpm)를 사용해서 초고속 주축의 최적 설계조건을 제시하기 위한 기초연구 단계로 1740-12000rpm 급의 Machining center용 Cartridge type의 Spindle unit 개발을 통해서 주축설계에 따른 문제점과 연구용 주축제작의 생산 기술적 문제점 및 진동특성을 검토 하고자 한다.

2. 공작기계 주축의 초고속범위 정의 및 특징

2-1. 주축 초고속범위 정의

주축 초고속범위는 절삭속도와 주축 회전수로 정의^[18] 될 수 있으며, 절삭속도도 표시하면

고 속 : 610~1830 m/min (10~30a/sec)

초 고 속 : 1830~18300 m/min (30~300a/sec)

극 초고속 : 18300 m/min (300 a/sec) 이상 이고

주축회전수로 표시하면 DN 100만 이상은 초고속으로 구분하고 있다.

일본 공작기계 기술진흥 재단은 절삭속도 50a/sec, 주축 회전수 DN 100만 이상을 초고속으로 정의하고 있다. 본 논문에서도 상기수준에 해당하는 1740-12000rpm을 개발목표로 삼고 있다.

2-2. 초고속 절삭의 특징 및 개발하고자 하는 이유

초고속 절삭의 특징으로는 절삭방을 증대시킬 수 있고, 절삭온도 상승에 따른 열변형과 가공면질등을 감소시킬 수 있고, 가공면 조도 향상과 절삭 부하감소 및 구성 인선의 역제로 공기비용의 감소등을 들 수 있다.

그러나 다양한 가공물의 제질과 가공조건에 대응할 수 있고, 경합금 신소재의 절삭문제 해결, 소용공구의 적정 절삭조건을 유지하고, 열절삭에서 熱절삭까지 동일기계에서 처리하며, 절삭속도 상승으로 가공시간 단축으로 생산성 향상등이 현재 생산공장에서 요구되며, 이에 부응 할 수 있도록 주축계 정·동적강성/진동특성을 고려한 高剛性 주축개발을 목표로 하고자 한다.

3. 초고속 절삭가공 및 주축설계에 따른 문제점

3-1. 절삭공구 현황 및 문제점

절삭에 사용되는 공구 절삭속도의 최대 대응범위는 H.S.S 의 경우 50m/min 이나, Coated H.S.S 80m/min 이나, 초경합금 공구 150m/min 이나, Coated 초경(TiN, TiC 등) 200m/min, Cermet 공구 300m/min, Ceramic 공구 250~500m/min 범위로 초고속 절삭범위에 훨씬 미치지 못하고 있는바, 절삭속도 1830m/min까지 대응하는 신소재의 절삭공구 개발이 요구된다.

Fig 1 은 절삭 공구재료의 절삭속도와 이송량의 대응범위를 나타내고 있다.

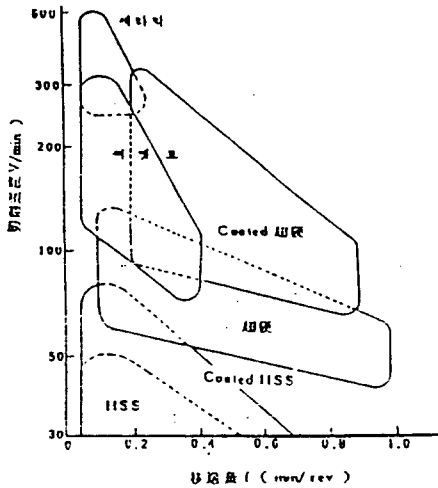


Fig 1 절삭공구의 사용범위(절삭속도:이송량)

3-2. 구동 Motor 현황과 문제점

지금까지 국내에서 주로 사용되고 있는 주축 구동용 Spindle motor의 최고 회전속도 범위는 다음과 같다(일본 FANUC AC Spindle motor).

- FANUC-S type (4500 ~ 8000 rpm).
- FANUC-H type (8000 ~ 15000 rpm).
- FANUC-VH type (15000 ~ 20000 rpm).

주축은 고속회전과 함께 일정한 Torque를 갖추어야 하는데 회전수 증가에 따른 출력 및 Torque저하로, 현재 사용되는 Motor에 의한 초고속 절삭에서 절삭력은 불가능하며, 경합금등 절삭저항이 비교적 적은 재료의 초경밀 가공에만 주로 사용 되어지고 있다.

주축계 동력부성을 고려해서 개발을 목표로 하는 주축에 적용되는 Motor 특성을 비교 하면 다음과 같다.

Table 1. FANUC AC Spindle motor 특성(199)

	Torque (연속 S.Sk) kg m	기저 속도 (Torque제하시작) rpm	출력저하 시작속도 rpm	최고속도 (출력) rpm/kv
6 S	3.57	1500	4500	6000 (3.7KV)
6 H	3.57	1500	6000	12000 (2.2KV)
6 VH	1.07	5000	-	20000 (5.5KV) (Air oil 윤활-Bearing)

Fig 2는 적용하고자 하는 FANUC spindle motor (6H)의 Torque출력-Speed 특성도이다.

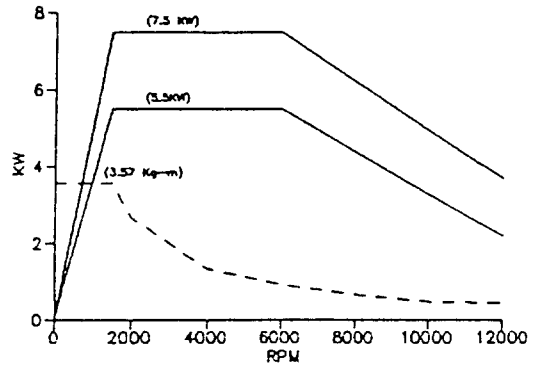


Fig 2. FANUC 6H type Torque 출력 - Speed 특성도

3-3. 주축용 Bearing의 종류와 결말 Rolling bearing

1) 공작기계용 Bearing의 종류 및 특징

공작기계 주축에 사용될 수 있는 Bearing의 종류와 특징은 다음과 같으며, 절삭가공의 가공조건에서 Radial 및 Axial 하중을 받을수 있는 Rolling bearing 이 가장 널리사용되고있다.

- * 등압유계 bearing : 주축 회전운동에 의해 형성되는 윤활 유계압력에 의해 부하를 지지하는 방식.
- * 정압유계 bearing : Bearing 외부에서 일정압력이나 일정유량의 윤활유를 공급하여 축을 지지한다. 회전경도가 높고, 비접촉식이므로 수명이 영구적 이나, 고속회전에서 부하의 발생이나 기포발생 때문에 사용에 문제가 있다.
- * 유계대전 bearing : 유계대전 기계를 사용하여, 기체는 점성이 낮고 마찰열의 발생이 적어 고속회전에 적합한 형식이나, 기체는 압축성이므로 부하용량은 크게할 수 없다.
- * 저기 bearing : 전자석의 저력으로 축을 지지하며, 비접촉식이므로 수명이 영구적이고, 고속회전에 적합하다. 전자손실에 의한 발열 방지를 위해 냉각이 필요하다.

* Rolling bearing : Ball, Roller의 전동체를 사용하는 실용적인 방법으로, 고온·저온에서 사용될 수 있고, 축방향 하중도 받을 수 있고, 고온·저온에서 효과적 윤활 및 냉각을 행하는 것이 문제이다.

Table 2는 각종 공작기계를 Bearing에 요구되는 정·동적 특성 및 실용성을 비교한 내용이다.

Table 2. 각종 bearing의 특성 비교^[20]

	등압 윤활	정압 윤활	정압 기계	차 기	Rolling
고속 회전성	X	△	○	⊙	△
회전 정도	○	⊙	⊙	○	△
부하 용량	○	⊙	△	○	⊙
강 성	○	⊙	△	○	⊙
감 쇠 비	⊙	⊙	△	○	X
발 열	X	△	⊙	X	○
수 명	○	⊙	⊙	⊙	X
보 수 성	○	○	△	△	○

⊙ : 아주 양호, ○ : 양호, △ : 보통, X : 나쁨.

2) 공작기계를 겸할 Rolling Bearing

공작기계 초고속은 Rolling bearing은

* Angular ball bearing.

* Cylindrical roller bearing.

* Thrust angular ball bearing 이 사용되며, 이중 주축의 하중조건에 가장 적합한

Angular ball bearing의 제조회사별 사용되고있는 계열별 현상은 다음과 같다.

- NSK : 70 A/C 계열. BNC 19 계열.
 72 A/A5/C 계열. BNC 10 계열.
 79 A5/C 계열.
- FAG : 72 B 계열. HS 70 C/E 계열.
 73 B 계열. HS 719 C/E 계열.
- SKF : 70 CD/ACD 계열.
 72 CD/ACD 계열.
 719 CD/ACD 계열.

- 단, C, CD : 접촉각 15°
- A5, ACD, E : 접촉각 25°
- A : 접촉각 30°
- B : 접촉각 40°

3-4. 초고속 주축 Bearing의 윤활방법과 Air oil 윤활

1) 각종 윤활방법 및 고속결삭 한계범위

결삭기공은 주축의 큰 부하용량과 주축강성을 요구하며 이에 가장 적합한 Bearing으로 는 Rolling bearing을 들 수 있으며, 이들의 윤활방법으로 Grease윤활, Oil mist윤활, Oil air윤활, Jet윤활방식이 있으며, 각각의 고속결삭 한계치는 다음과 같다.

* Grease 윤활 : DN 60만

* Oil mist 윤활 : DN 200~250만 까지 실용화

* Oil air 윤활 : DN 120만

* Jet 윤활 : DN 300만까지 달성되었고, 향후 Ceramic ball 사용으로 DN500만 까지 가능예상

이들 윤활법은 수축 온도상승과 직접 관련되는 사항으로 Bearing 종류에 따라 약간 다르 나 DN 1만 상습시 Grease 윤활의 경우 0.6℃, Jet 윤활과 Oil mist 윤활의 경우 0.5의 온도 상승을 가져온다.

본 연구용 주축개발에서는 초고속회전 윤활에 적합하고, 공작기계가 실제 적용시 경제성을 고려하여, 최근 개발된 Air oil 윤활 방법을 선정하고자 한다.

2) Air oil 윤활^[21]

Air oil 윤활 특징은 높은 회전수에서도 낮은 온도상승을 실현할 수 있고, 간헐적으로 정량 Piston에 의해 비향의 토출된 윤활유가 압축공기에 의해 금유관내에서 연속적으로 압송되므로 안정된 온도상승과, 이에 따른 주축계의 동적특성의 안정성 및 내압으로 외부에서 먼지나 결삭액의 침입을 방지 할 수 있어 환경오염이 없으며, 소모되는 윤활유가 극히 적어 경제적이다.

Fig 3은 WTN MALU Type Air oil unit의 회로도 이다.

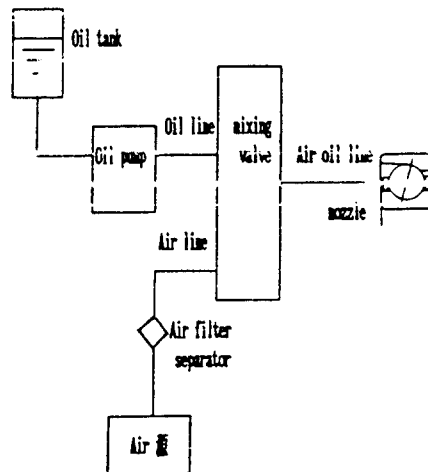


Fig 3 WTN MALU Type Air oil unit 회로도

4. 연구용 주축 설계사양 및 강성/진동특성 해석 이론

4-1. 주축 설계사양 및 형상

M70-1200rpm 연구용 Machining center 주축개발에서 고려된 설계조건은 다음과 같고 국내 제작비용과 조립의 호환성을 갖기 위하여 가급적 내부 치수는 동일하게 하였고 Cartridge type 으로 설계하였다.

- * 사용 Bearing : IS7015C, T.P4, UL Angular ball bearing
- * AC Spindle motor : FANUC GR-15000
- * Air oil unit : HAUJ-5
- * Precision locknut : ZNY type
- * Locking element : TLI type
- * Srum belt : SRS type
- * Unbalance 허용인도 : $62.5(\text{ex} \leq 2.5 \text{ m/sec})$
 $\leq 2.5/10 = 0.0025 \text{ mm}(12000 \text{ rpm 경우})$
- * 최대상속온도 : 18 C 이하

Fig 4는 개발 하고자 하는 Cartridge type의 연구용 spindle mit의 형상이다.

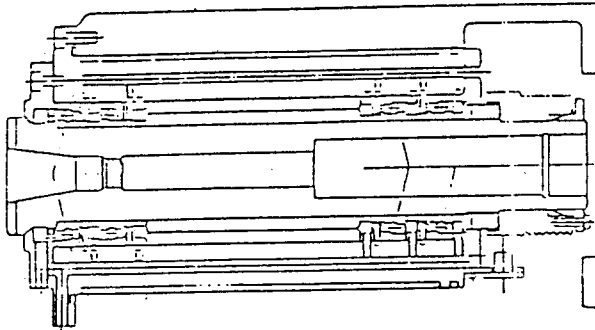


Fig 4 연구용 Spindle unit

4-2. 주축강성/진동특성 해석이론

연구용 주축의 동적강성의 수학적 해석을 위해 Fig5와 같이 Equivalent spindle system 으로 가정하면, 주축의 정적 Compliance, Stiffness 및 동적 Stiffness를 다음과 같이 나타낼수 있다.

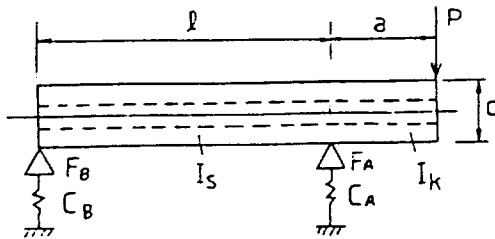


Fig 5. Equivalent spindle system.

이 System에서 loading에 의한 Spindle deflection은,

$$\delta_1 = \frac{P}{EI} \frac{a^2}{3} (a+C) = \frac{P}{EI} \frac{a^2}{3} (1 + \frac{a}{\lambda}) \quad \text{----- (1)}$$

단, $\lambda = \frac{a}{\ell}$, $I = \frac{\pi d^4}{64} (\text{cm}^4)$; 인

Bearing 변형에 의한 Spindle misalignment는

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \delta_{rA} (1 + \frac{a}{\ell}) + \delta_{rB} \frac{a}{\ell} \\ &= \delta_{rA}(1+\lambda) + \delta_{rB} \lambda = \frac{P}{C_A} (1+\lambda)^2 + \frac{P}{C_B} \lambda^2 \quad \text{----- (2)} \end{aligned}$$

단, $\delta_{rA} = \frac{F_A}{C_A} = \frac{P(1+\lambda)}{C_A}$: A Bearing의 deflection.

$F_A = P \frac{a+C}{\ell} = P (1+\lambda)$: A Bearing Radial 변력.

$C_A = \frac{F_A}{\delta_{rA}} = \frac{P(1+\lambda)}{\delta_{rA}}$: A Bearing Stiffness.

$\delta_{rB} = \frac{F_B}{C_B} = \frac{P}{C_B} \lambda$: B Bearing의 deflection.

$F_B = P \frac{a}{\ell} = P \lambda$: B Bearing thrust 변력.

$C_B = \frac{F_B}{\delta_{rB}} = \frac{P \lambda}{\delta_{rB}}$: B Bearing Stiffness.

Spindle nose 에서 주축 전체 deflection 은

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_1 + \delta_2 \\ &= \frac{P}{3EI} a^2 (a+C) + \frac{P}{C_A} (1 + \frac{a}{\ell})^2 + \frac{P}{C_B} (\frac{a}{\ell})^2 \\ &= P [\frac{a^3}{3EI} (1 + \frac{1}{\lambda}) + \frac{1}{C_A} (1 + \lambda)^2 + \frac{1}{C_B} \lambda^2] \quad \text{--- (3)} \end{aligned}$$

Spindle의 Static Compliance (Y)는,

$$Y = \frac{\delta}{P} = \frac{a^3}{3EI} + \frac{a^2 C}{3EIs} + \frac{(1+\lambda)^2}{C_A} + \frac{\lambda^2}{C_B} \quad \text{----- (4)}$$

(1) (2) (3) (4)

윗식을 개발 설계요소 영향을 고려하여 구분하면 다음과 같다.

- (1) 항 : Cantilever (overhang) beam 설계 영향요소
- (2) 항 : Spindle 설계 영향요소
- (3) 항 : A bearing 설계 영향요소
- (4) 항 : B bearing 설계 영향요소

윗식에서 모든 요소가 최적값을 가질때 Spindle nose의 deflection은 최소가 되고 Y값도 최소가 된다.

이것이 주축 최적화의 기본식이 되며, 주축 정적강성의 역수로 나타난다.

주축 nose에서 Static stiffness (R: Radial 강성)는,

$$R = \frac{1}{Y} = \frac{P}{\delta} \quad \text{----- (5)}$$

즉, nose deflection이 δ 이 되는 하중으로 정의되며, 이들 관계는

$$R_{max} = \frac{1}{Y_{min}} = \frac{P_{constant}}{\delta_{min}} \quad \text{가 된다. ----- (6)}$$

즉, 일정하중에서 Y_{min} , δ_{min} 이어야, R_{max} 이 될수 있다.

정밀공작의 경우 주축 정적강성은 100kN/mm 이상이어야 한다.

주축의 동적강성(Rd)은 주축질량과 회전수 개념이 포함되고 다음식으로 구해질수 있다.

$$R_d = m \omega^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{\zeta}{\omega_0}\right)^2} \quad \text{----- (7)}$$

$$= I \sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + \zeta^2 \lambda^2} \cdot \omega$$

$$\text{단, } \zeta = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2} \sqrt{\frac{1}{I \omega}} \quad ; \quad \text{공작기계 } 0.02 - 0.03$$

$$C = \zeta \sqrt{I \omega}$$

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} \quad \text{(외력에 의한 진동수)}$$

$$m \omega_0^2 = \frac{I}{l} = I (\text{kg/cm})$$

$$; \quad \text{Spring 상수 } (= \frac{l P}{\delta} : G = 8 \times 10^9 (\text{kg/cm}^2) \text{ steel})$$

상기식 (1) - (7)을 이용하여 연구용 주축설계시 정·동강성 및 진동특성을 고려하여 주축 nose에서 전체 Deflection(δ)을 2μ 이하의 범위에 들도록 해석 설계하였다.

5. 결 론

NT40-12000rpm급 고속 공작기계 주축개발설계의 기초연구로, bearing으로 지지되고 고속으로 회전 하면서 절삭가공을 해야하는 주축의 고속절삭 조건에 부응하는 절삭공구의 개발과, 고속회전 시킬수있는 구동 Motor 선정의 문제점을 제시하였고, 초정밀 초고속 Angular contact bearing의 채용으로 비교적 큰 부하용량에도 요구 수명시간을 유지할수있고, Air oil 분할방법으로 발열을 최소화 할수있는 설계사양을 제시하였고, 고속회전에 수반되는 진동문제 해결을 위해 주축계의 정·동강성을 고려하면서 주축가공 형성공정의 향상과, 특수한 Locking element 사용으로 Unbalance 허용안도 0.25급의 주축 편심오차 1.5 μ 이하에 들도록 설계사양을 결정하여 제작도면을 완성하였다.

參 考 文 獻

- [1]. 鄭寅聖 外 "工作機械 主軸系の動特性", 日本機械學會 論文集, vol 50 no 460, p2009-2117, 1984. vol 51 no 462, p417-424, 1985.
- [2]. 金星杰, "Bearing 非線形 特任을考慮한 主軸系 動特性 解析研究", 서울대 碩士論文, 1984.
- [3]. 이덕세 外 "工作機械 振動 騒音低減 研究", IDW, UCE271-846C, 1986.
- [4]. 李長式, "工作機械의 動的 性能試驗 및 評價에 관한 研究(1)", 大韓機械學會 論文集, vol 9 no2, p190-202, 1985.
- [5]. 李厚祥 外 "高速 高精度 工作機械 設計技術에 관한 研究(1)(2)", IDW, UCN 040-7-50-C, 1986-7. UCN 138-1160-C, 1988-8.
- [6]. 林和美 外 "超精密 Spindle Unit 開發", IDW, ISM 162-1239-C, 1989-5.
- [7]. 大字(李在允), "工作機械 高速回轉 主軸開發", 大韓機械學會 90 動力學 學術 講演會 抄錄集 p15-22, 1990.
- [8]. Heinrich Kunkel, "Das Dynamische Verhalten des Systems Hauptspindel Lagerung einer Werkzeugmaschine: 主軸系 動特性" Industrie-Anzeiger 89, Jg. Nr. 6v, 20, 1, 25-28P, 1967.
- [9]. 本田巨祐 外 "工作機械 動特性 研究(1報)(2報)", 日本機械試驗所報, vol 17 no1, p1-6, p7-16, 1963.
- [10]. R. Hebel, "Auslegung von Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen: 工作機械 主軸의 解析", Werkstatt und Betrieb 108-5, 305-314p, 1975.
- [11]. H. Pittroff, U.A. Rimrott, "Stiffness of Machine Tool Spindle", ASME paper, 77-WA/Prod-42, p1-12, 1977.
- [12]. J. Tlustý, "Nonlinearities in Spindle Bearing and Their Effects", Annals of CIRP, vol 25, p269-273, 1986.
- [13]. Yang Shuzi, "A Study of the Static Stiffness of Machine Tool Spindles", Int. J. Mach. Tool Des. Res, vol 21 no 1, p23-40, 1981.
- [14]. K. Yoshimura, T. Hamada, I. Yura, K. Hitomi, "Multiobjective Design Optimization of Machine-Tool Spindles", Transactions of the ASME, 83-521-30, p1-8, 1983.
- [15]. L. Ophey, "Entwicklung Walzlagerte Hochgeschwindigkeitsspindeln für Werkzeugmaschinen", TH Darmstadt 12-12, paper-Nr:18, p1-19, 1987.
- [16]. M. Weck, "PROGRAM-SPILAD", TH Aachen, 1988.
- [17]. G. Spur, A. Kirchheim, C.H. Lee, "Berechnung von Spindel-Lager-Systemen: 主軸 Bearing系 靜·動的 計算", ZfP 85(1990)1, p65-69, 1990. G. Spur, "Optimierungsstrategie zum Auslegen von Werkzeugmaschinen Spindeln: 工作機械 主軸設計를 위한 最適化 戰略", Werkstatt und Betrieb 123(1990)12, p225-228, 1990.
- [18]. 吉田嘉太郎 "切削加工の高速化とその課題" 應用機械工學, p60-68, 1986-1.
- [19]. FANUC LTD, "FANUC AC 5.1 仕様書" 9-65012/01, 1987.
- [20]. 森脇健, "工作機械の高速化の現象" 第14回 日本 工作機械 國際 技術者 會議資料, A2-1, 1984.
- [21]. NTN Co, "NTN エアオイル 潤滑ユニット", Cat. No. 1503, 潤滑.