

연삭기용 유정압베어링주축의 최적화에 관한 연구

이 찬 홍* , 박 천 홍* , 이 후 상*

The Optimization of a Hydrostatic Spindle System for Grinding Machines

Chan-Hong Lee*, Chun-Hong Park*, Hu-Sang Lee*

ABSTRACT

Machining accuracy of machine tools spindles using the hydrostatic bearing, largely depends on the static stiffness and the thermal deformation of the spindle unit.

In this paper, the modelling and static, thermal analysis of the hydrostatic spindles were performed for the relationship between the design variables like the bearing span, overhang, bearing stiffness and static stiffness at spindle. The goal of optimization is the maximum static stiffness at spindle nose with lower temperature rise in hydrostatic bearing.

Temperature rise of hydrostatic bearing is minimized with the variables of spindle diameter and oil supply pressure.

Finally, validity of the proposed algorithm is verified by improving the static, thermal performance of the existing hydrostatic spindles.

Key Words : Hydrostatic bearing spindle(유정압주축), Optimization(최적화), Static stiffness(정강성), Thermal deformation(열변형), Bearing span(베어링간격), Spindle diameter(주축직경), Oil supply pressure(오일공급압력)

1. 서 론

연삭기의 특성상 가장 필요로하는 고정밀가공을 실현하기 위해서는 가공물의 형상정도와 표면조도를 주로 지배하는 주축 회전계의 고정밀화가 요구된다⁽¹⁾. 유정압베어링은 공기베어링과 같은 유막의 평균화효과를 기대할 수 있어 구성부품의 형상오차보다 우수한 회전정도를 기대

할 수 있으며 상대적으로 높은 강성, 부하용량 및 우수한 감쇠특성을 보유하고 있으면서도 비접촉에 의한 무보수, 반영구적 수명등의 장점이 있어 정밀연삭기용 주축베어링으로써 많이 사용된다⁽²⁾.

연삭기의 유정압베어링 주축은 탄성체인 주축을 기본으로 몇 개의 유정압베어링이 임의의 위치에 조립되어 있는 시스템으로, 이들 구성부품의 칫수 및 조립위치에 따라

* 한국기계연구원 공작기계그룹

주축시스템의 강성이 크게 변화한다. 주축의 강성은 가공물의 형상경도와 표면조도에 큰 영향을 미치고 경우에 따라서는 연삭가공중에 진동현상이나 연삭숫들의 급속하고 불균일한 마모현상으로 발전된다⁽³⁾. 특히 공작기계의 경향이 강력화, 고정밀화로 발전되면서 주축시스템이 받아야 할 절삭력이나 연삭력이 증가되어 주축의 고강성화 요구가 증가하는 추세이므로 공작기계의 설계시에는 주축의 기하학적, 물리적 설계변수를 적절히 조합하여 가능한 최대의 주축강성을 얻어야 할 필요가 있다⁽⁴⁾. 이 때 각 설계변수의 변경은 주위 부품과의 연계성 때문에, 독립적으로 이루어질 수 없으며 특정변수에 대한 강성증가를 간단히 예측하기도 어렵다. 그러므로 연삭기의 주축시스템을 해석적으로 분석하기 위해서는 탄성체의 전지에서 모델링되어야 하며, 각 설계변수와 주축 선단 강성과의 관계를 파악하고 이를 최적화할 필요가 있다. 또한 정적 강성의 증대와 더불어 주축대의 열변형으로 인한 가공정밀도 저하를 억제하기 위해서는 유정압 베어링에서의 온도상승을 최소화할 수 있는 주축의 구조 및 치수를 동시에 검토할 필요가 있다.

본 논문에서는 연삭기용 유정압베어링 주축의 모델링과 강성해석을 통해 전, 후부 베어링간의 간격(이하 베어링간격), 오버행(overhang)길이, 베어링강성 등 주축의 설계변수가 주축 선단 강성에 미치는 영향을 파악하였으며 그로부터 최대 주축강성을 갖는 최적 베어링간격을 결정하였다.

또한 베어링간격을 최소화하면서 베어링의 온도상승을 감소시키고 요구 강성을 만족할 수 있는 정적, 열적 최적화 방법을 제시하였으며 실제 주축에의 적용 예를 통해 타당성을 검증하였다.

2. 주축의 정적 강성 및 열적 특성 해석

2.1 주축의 기하학적 모델링

일반적으로 연삭기 주축시스템으로 많이 사용되는, 두 개의 유정압저널베어링과 한 개의 양면 유정압스러스트베어링을 갖는 주축시스템을 간략하게 나타내면 Fig.1과 같다. 여기서 유정압베어링의 강성 K 는 주어진 유체의 공급압력 P_s , 베어링의 폭 B , 지름 D , 주축의 회전수 n 등을 고려하여 결정할 수 있으며, 이를 베어링의 방향에 따라 반경방향(radial)스프링과 축방향(axial)스프링으로 모델링할 수 있다. 또한 주축은 해석의 단순화를 위해 동일 직경의 보의 형태로 나타내었다.

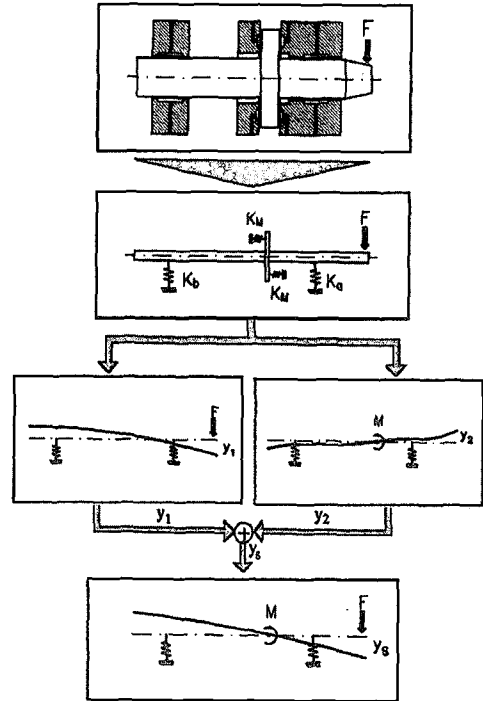


Fig. 1 Modeling of hydrostatic spindle system

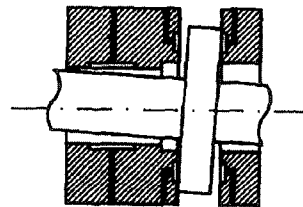


Fig. 2 Reaction moment at axial bearing

이러한 주축시스템은, 선단에서의 외부하중 F 와, Fig.2와 같이 스러스트베어링에서 축의 굽힘으로 인해 스러스트원판이 주축의 회전중심축에 대해 θ 만큼 각변위 하면서 발생하는 미지의 모멘트 M 으로 구성된 부정정보의 구조물로 볼 수 있다.

이 모델에 대한 정적 해석을 위해서는, 주축시스템의 설계변수와 주축의 처짐의 상관 관계를 수식적으로 나타낼 수 있어 주축 설계상 유리한 설계변수부터 변경시킴으로써 최적 설계에 있어서의 반복계산을 크게 단축시킬 수 있는 중첩법을 이용하였으며 따라서 주축 선단에서 받는 하중 F 로 인한 축의 처짐 y_1 과 그 하중으로 인한 스러스트베어링에서의 모멘트 M 에 의한 축의 처짐 y_2 를 분리하여 계산한 후 방향이 서로 반대인 y_1 과 y_2 의 합으로 주축

선단의 실제 처짐 y_s 를 계산하였다.

2.2 설계변수가 주축의 정적 강성에 미치는 영향

앞 절에 나타난 유정압주축시스템에서 선단의 처짐은 계산결과, 스러스트베어링의 모멘트에 의한 처짐 y_2 보다는 하중에 의한 처짐 y_1 의 영향을 주로 받는 것으로 나타났다. 그러므로 Fig. 3과 같이 모델링된 주축의 처짐 y_1 에 대한 설계변수의 영향만을 수식적으로 나타내면, 주축의

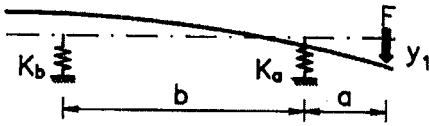


Fig. 3 Geometry of spindle bearing system

단면 2차모멘트 I , 전부 베어링에서 선단까지의 거리 a , 전, 후부 베어링간의 간격 b , 전, 후부 베어링의 강성 K_a , K_b 를 변수로 하여 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$y_1 = \frac{F(a+b)a^2}{3EI} + \frac{F}{b^2} \left\{ \frac{a^2}{K_b} + \frac{(a+b)^2}{K_a} \right\} \quad (1)$$

주축 선단의 처짐은 가해지는 하중 F 에 대해서 변화하므로 하중에 무관하게 주축시스템을 평가하기 위해 주축 선단의 강성 c 를 식(2)와 같이 계산한다.

$$c = \frac{F}{y_1} \quad (2)$$

각 설계변수의 변화에 따른 선단에서의 강성변화의 경향을 시각적으로 나타내기 위해 임의의 주축 ($D=100\text{mm}$, $a=300\text{mm}$)을 예를 들어 나타내면 Fig. 4와 같다.

Fig. 4(a)에서 베어링간의 간격과 전, 후부 베어링의 강성이 주축 선단 강성에 미치는 영향을 보면, 베어링강성이 최초 베어링설계강성의 50%일 때 베어링간격이 증가함에 따라 선단 강성은 증가하다가 다시 감소하여 $b \approx 230\text{mm}$ 인 곳에서 선단 강성이 최대가 됨을 나타내고 있다. 또한 선단 강성은 전, 후부 베어링강성을 증가시킬수록 증가하게 된다.

Fig. 4(b)에서 베어링간격과 주축 직경이 주축 선단 강성에 미치는 영향을 보면, 베어링간격에 따른 선단 강성의 변화는 Fig. 4(a)와 근사한 곡선을 그리며 역시 최적 베어링간격 b_{opt} 가 존재한다. 또한 선단 강성은 주축 직경

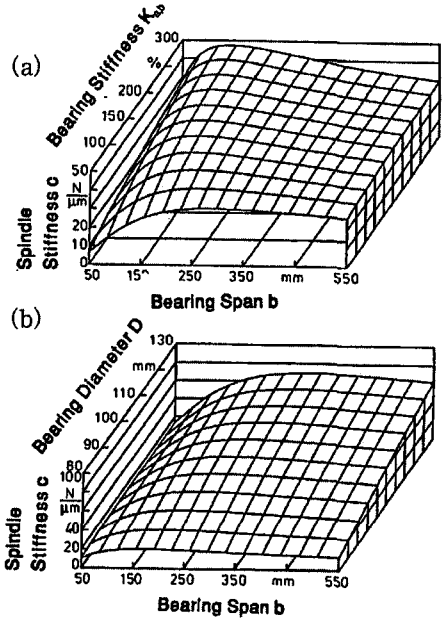


Fig. 4 Vibration of spindle stiffness

이 커질수록 증가하며, 주축 직경이 커지면 b_{opt} 의 크기도 증가한다.

2.3 최대 선단 강성을 위한 주축 구조의 변경

주축 선단의 강성은 식(2)에서 알 수 있듯이 다수의 설계변수의 영향을 받으며 Fig. 4(a), (b)에서 보듯이 이들 설계변수를 적절히 조합하면 최대값을 얻을 수 있다.

설계변수에 따른 최대 선단 강성을 해석적으로 얻기 위해서는 식(2)를 각 설계변수에 대해 미분하여 최적 변수 값을 계산해 볼 수 있다. 이 때 고려해 볼 수 있는 변수로는 설계시에 대상변수의 변동으로 주위의 조립부품들의 치수를 변화시키지 않거나, 기계의 구조상 초기 설계시 치수가 고정되지 않은 변수에 한한다. 예를 들어 오버행 a 는 짧게 할 수록 선단 강성이 증가하므로 가능한 한 최소한의 길이로 이미 설계 초기에 결정되어 변경하기 어렵다. 주축 재료의 탄성계수 E 역시 초기에 결정된다. 베어링의 강성 K_a , K_b 및 주축 직경 D 는 Fig. 4에서 알 수 있듯이 선단 강성과 비례하여 증감하므로 미분해 볼 필요가 없다. 따라서 실제 시스템에서 유일하게 변경이 가능한 베어링간격 b 에 대해 식(2)를 미분하면 식(3)과 같이 b 에 대한 3차방정식을 얻을 수 있다

$$b^3 - \frac{6EI}{aK_a}b - 6EI\left(\frac{1}{K_a} + \frac{1}{K_b}\right) = 0 \quad (3)$$

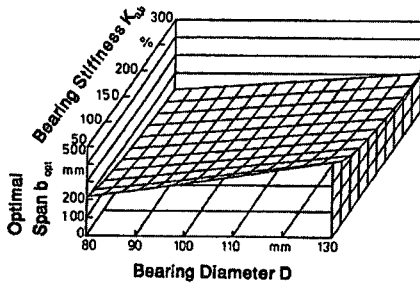


Fig. 5 Vibration of optimal bearing system

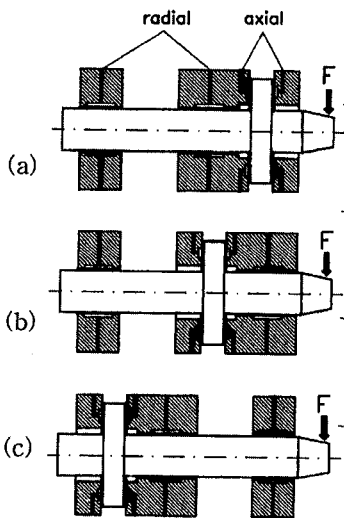


Fig. 6 Diverse construction of spindle system

이 방정식은 다차원방정식의 해를 위한 알고리즘을 이용하여 실근을 얻을 수 있고 결국 a, E, I, K_a, K_b 에 대한 b_{opt} 값을 계산해 낼 수 있다. Fig.5에 주축 직경과 전, 후부 베어링강성이 최적 베어링간격 b_{opt} 에 미치는 영향을 나타내었다. 최대 선단 강성을 나타내는 최적 베어링간격은 주축 직경이 증가할 수록 길어지고 베어링강성이 증가할 수록 짧아진다. 따라서 유정압주축의 설계시 주축대의 길이를 줄이기 위해서는 주축 선단 강성이 만족되는 한 주축 직경을 작게 하고 오일공급압력을 증가시켜 베어링 강성을 만족하는 것이 유리함을 알 수 있다.

주축시스템을 최적화하면서 또 하나 생각해야 할 것이 정적, 열적 관점에서의 스톱베어링의 위치이다. 정적으로 스톱베어링에서 발생하는 모멘트는, 작기는 하지만, 반경방향의 처짐을 억제하는 방향으로 작용하므로 어느 위치에 스톱베어링을 설치하느냐에 따라 반경

방향의 처짐을 억제하는 정도가 달라진다. 베어링에서의 모멘트 크기가 클 수록 처짐은 더 억제되므로 주축상에 반경방향의 처짐으로 인한 각변위가 가장 큰 위치가 스톱베어링의 위치로 유리하다. 그러나 유정압스톱베어링을 전부 베어링보다 앞부분에 설치하면 오버행이 증가하여 선단 강성을 약화시키므로 주의가 필요하다.

Fig.6에 연삭기의 유정압주축에 주로 사용하는 세 가지의 주축 구조를 스톱베어링의 위치에 따라 간단히 나타내었다.

열적인 관점에서 볼 때 Fig.6(a)에 나타난 구조는 주축의 열변형이 선단쪽으로 매우 적게 전달이 되고 대부분의 주축 열변형은 뒷쪽으로 전달된다. 따라서 이 구조는 주축의 열변형이 축방향의 가공정밀도에 가장 적게 영향을 미치는 구조이며 스톱베어링에서 각변위가 다른 구조들에 비해 가장 크므로 처짐을 크게 억제하는 효과가 있다. 그러나 오버행이 커져 주축 자체의 길이가 길어지고 선단의 처짐이 커지므로 전체적으로는 선단 강성이 저하된다.

Fig.6(b)의 구조는 열변형이 앞위로 진행이 되므로 구조(a)보다 다소 불리하고 스톱베어링에서의 각변위도 구조(a)보다는 작지만 오버행이 작아서 전체적인 선단 강성에 있어서는 구조(a)보다 훨씬 유리하다.

Fig.6(c)의 구조는 열변형이 거의 선단쪽으로 진행되어 열적으로 매우 불리하고 스톱베어링에서의 각변위가 가장 작아서 반경방향의 처짐 억제효과가 매우 적다. 따라서 정적, 열적으로 최적의 주축시스템 구성을 위해서는 Fig.6(b)의 구조를 선택하는 것이 유리하다.

2.4 유정압베어링의 정적 강성 증대 및 열발생 억제

유정압저어널베어링의 주요 설계변수와 베어링성능간의 관계를 기초적인 수식들⁽²⁾을 이용하여 정리하면 Table 1과 같으며 여기서 +1, -2 등의 수치는 종축 변

Table 1. Relationship between the design parameters and performances of bearing

	W	K	N_f	N_p	Q	Δt_1	Δt_2
D	+1	+1	+3	/	/	/	+3
B	+1	+1	+1	-1	?	/	+1
h_m	/	-1	-1	+3	+3	/	-4
P_s	+1	+1	/	+2	+1	+1	-1
η	/	/	+1	-1	-1	/	+2
E_a	?	-	+	-	-	-	+
ξ	?	?	?	-	-	?	?

* Δt_1 : 펌프동력 N_p 에 의한 온도상승
 Δt_2 : 마찰동력 N_f 에 의한 온도상승

수의 지수값, +, -의 기호만 있는 것은 경향만을 알 수 있는 경우, /는 직접적인 영향이 없는 경우, ?는 간단히 경향을 알 수 없는 경우를 나타낸다.

유정압베어링의 부하용량 W는 일반적으로 가해지는 외력 및 자중에 비해 충분하므로 고려의 대상이 되지 않고, 마찰 및 소비동력 N_f , N_p 는 식(4)에서와 같이 유량 Q와 더불어 결과적으로 열발생에 의한 온도상승량 t와의 함수관계로 표시되기 때문에 주축 설계시에 고려해야 할 주요 성능은 베어링강성 K 및 온도상승량 t로 압축할 수 있다.

$$\Delta t = N_t / J\rho c_v Q \quad (4)$$

단 총소비동력 $N_t = N_f + N_p$ 이며, ρc_v 는 윤활유의 밀도 및 비열, J는 열의 일당량을 나타낸다.

즉, 주축의 정적 강성을 증가시키기 위해서는 유정압베어링 자체의 강성을 최대로 유지하면서 선단 강성을 감소시키는 발열현상을 최대로 억제해야 하므로, 베어링의 각 설계변수가 베어링강성과 베어링의 온도상승량에 미치는 영향을 검토할 필요가 있다.

유정압베어링의 설계변수가운데 베어링 랜드폭비 E_a , 저항비 ξ 는 최대 베어링강성 및 소비동력의 면에서 $0.2 < E_a < 0.25$, $\xi = 1$ 의 특정한 값을 갖도록 고정시키는 것이 좋은 것으로 알려져 있고⁽²⁾, 윤활유의 점도 η 는 작을 수록 유리하며 실제로는 10cSt전후의 것이 일반적으로 사용되고 있다. 베어링클리어런스(clearance) h_m 은 가공상의 오차범위가 설계의 민감도보다 매우 크다는 단점이 있어 초기설계단계에서 일정하게 고정하였다.

베어링길이 B의 고려방법으로는 베어링 길이비 B/D로 무차원화하여 가변화하는 경우와 일정한 상수로 고정하는 경우가 있으나 어느 경우에도 강성 및 온도상승의 두 성능에는 크게 영향을 미치지 못하므로 설계시에 주축 직경에 의한 강성 변화의 민감도를 줄이기 위해 일정한 값으로 고정하는 것이 좋다.

이상으로 부터 연삭기용 주축의 정밀도 향상을 목표로 강성 및 발열특성을 고려한 최적화를 수행하기 위해서는 오일공급압력 및 주축 직경의 변화에 따른 주축 선단에서의 변위특성을 파악하는 것이 유효함을 알 수 있다.

Fig. 7 및 Fig.8은 점도변화를 고려한 유정압베어링의 성능계산이 가능하도록 구성된 유한요소해석프로그램(JRSKY)⁽⁵⁾를 이용하여 본 연구에서 대상으로한 주축시스템의 전부저어널베어링에 있어 주축 직경 및 오일공급압력이 허용한계치내에서 변화할 때의 베어링강성 및 온도상승의 경향을 계산한 결과로, Fig.7로 부터 주축 직경

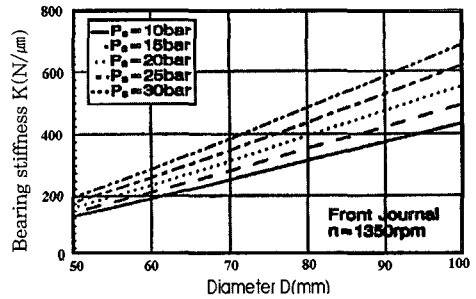


Fig. 7 Vibration of bearing stiffness

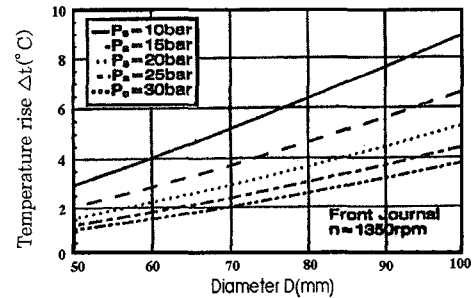


Fig. 8 Vibration of temperature rise in bearing

및 오일공급압력의 두 변수의 증가는 모두 베어링강성을 증가시키기를 알 수 있으며 Fig.8로 부터, 요구되는 베어링 강성을 얻기 위해서는, 주축 직경을 증가시키는 것 보다 오일공급압력을 증가시키는 편이 온도상승면에서 훨씬 유리함을 알 수 있다.

3. 주축 구조의 정적, 열적 최적화 설계기법

공작기계 설계자에게 자신의 경험에 관계없이 수준급의 주축설계를 할 수 있도록 도움을 주기 위해, 또한 일반적인 방법으로는 무수한 반복계산을 함으로써 많은 시간투자 와 경비소요가 요구되던 유정압주축의 최적화를 위해서 전 절에 다루었던 설계변수의 최적화 경향과 기술적 관련 자료를 하나의 밀집된 프로그램으로 구성하는 것이 필요하다.

이 설계시스템의 입력으로는 우선 주어진 연삭조건하에서 연삭기의 가공정밀도가 되며 다음은 연삭기의 시장성이나 기계 구매자의 요구사항을 고려한 연삭숫들의 선택이 된다. 일반적으로 다른 종류의 공작기계 설계에서는 입력정보로 기계동력을 고려할 수가 있으나 연삭기의 경

우 요구되는 가공정밀도를 우선적으로 만족해야 하고 주어지는 연삭조건이 황삭가공용이 아닌 정삭가공용으로 결정되므로 초기 데이터로 기계동력이 입력되어야 할 필요는 없다.

연삭기 주축의 기본 구조는 제작하고자 하는 연삭기의 종류와 주축의 열변형을 고려해서 스톱스베어링을 어디에 위치하게 하느냐에 따라 달라진다. 주축의 회전수는 설계자의 입력정보에서 연삭숫돌이 결정되었으므로 이 연삭숫돌이 견딜 수 있는 원심력 즉 최고허용회전수보다 낮아야 하고 상용연삭속도를 고려해서 결정하면 된다.

주축 직경은 우선 동적 특성을 고려해서 주축 무게가 가벼워야 하므로 최소 외경으로 부터 최대 외경쪽으로 변화시켜가야 하며 유정압 베어링의 발열특성면에서도 주축 직경을 최소화하는 것이 유리하다.

유정압베어링의 오일공급압력은 베어링강성에 직결되는 변수로서 유압시스템의 크기와 제작비용을 감안하여 최소 및 최대 사용압력을 결정한다. 유정압베어링의 치수는 주축 직경과 부하용량을 고려해서 프로그램(JRSKY by KIMM)에 의해서 결정하고, 동시에 주축 직경, 공급압력, 회전수에 따른 유정압베어링의 강성을 계산한다.

주축의 최적 베어링간격 결정은 대상 주축이 실제적으로 단면 변화가 많으므로 계산의 정확도를 위해 유한요소법을 이용하여 계산하였고, 최적화를 위한 알고리즘으로는 최적화 변수가 주축 선단 강성 하나이므로 황금분할법을 사용하였다.

계속해서 선단 강성을 계산하여 초기에 설정한 요구강성과 비교해서 만족하지 않을 때는 베어링강성을 변화시키되 베어링에서의 열발생을 고려하여 주축 직경이나 오일공급압력을 변화시켜 주축 선단 강성을 다시 계산한다.

만약 요구 강성이 만족되었을 때는 주축에서의 가공동력, 유정압베어링의 소비동력, 효율을 감안하여 주축모터를 선택한다. Fig.9는 이상에서 언급한 연삭기용 유정압 주축 최적설계시스템의 구성을 위한 흐름도이다.

4. 기존 연삭기 주축에 대한 최적화 설계 적용에

주축의 최적화 설계과정의 타당성을 검증하기위해 기존의 유정압주축을 최적화 설계에 적용해보았다.

기존 주축의 제원은 숫돌의 지름 405mm, 회전수

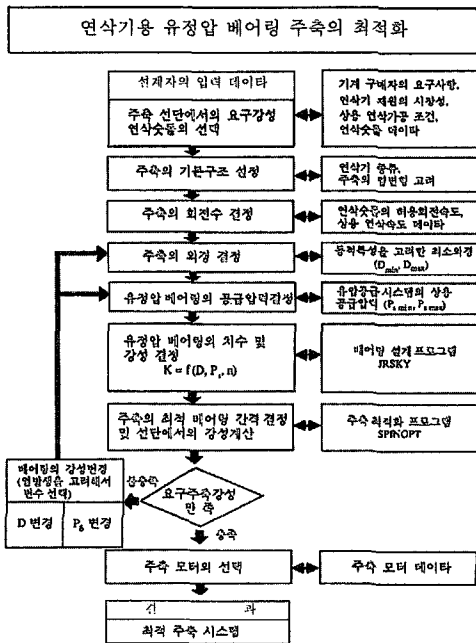


Fig. 9 Optimization algorithm of hydrostatic spindle bearing system

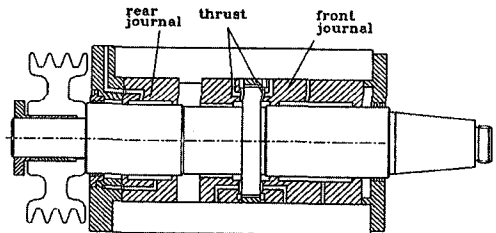


Fig. 10 Configuration of spindle system

Table 2. Comparison of design variable

	Spindle stiffness C(N/μm)	Temperature rise Δt(°C)	Bearing span b(mm)	Spindle diameter D(mm)	Oil pressure P ₂ (bar)	Bearing stiffness K _a (N/μm)
reference model	31.35 (100%)	4.6 (100%)	168	80	15	356
optimized Case A	39.53 (126%)	4.6 (100%)	300	80	15	356
optimized Case B	45.25 (144%)	2.6 (57%)	260	80	30	487
optimized Case C	31.70 (101%)	2.1 (46%)	241	72	30	410

1350rpm, 주축 직경 80mm, 오일공급압력 15bar, 전부 베어링강성 356N/μm, 베어링 간격 168mm, 주축동력 7.5kW이며 그 구조는 Fig.10과 같다. 설계상의 제약 조건으로는 최대허용공급압력이 30bar이다.

여기서 주축의 기본 구조는 스러스트베어링이 전부 저어널베어링의 뒤에 위치하는 적절한 구조로 판단되며 주축의 회전수는 연삭숫들의 지름을 고려하여 1350rpm을 유지하도록 한다.

최적화 설계의 적용을 위해 먼저 Fig.9의 프로그램에서 목표하는 바와 같이 주축 선단의 강성이 최대가 되는 최적 베어링간격을 계산하였으며(Table 2, Case A) 그 결과 최대 선단 강성은 기존 주축의 강성에 비해 26%증가된 39.53N/μm가 되었고, 이 때 최적 베어링간격은 300mm로서(Case A) 기존 주축의 간격에 비해서 매우 커진 것을 알 수 있다. 이것은 초기에 제작된 주축이 제약된 설계공간을 고려하여 매우 짧게 설계되었기 때문이다.

Case A의 설계결과에 대해 온도상승의 최소화를 위한 최적화를 적용시킨 결과를 Case B에 나타내었다. 오일 공급압력이 30bar로 증가되면서 선단 강성은 18% 더 증가하며 온도상승량도 43%가 감소되는 결과를 보였다.

Fig.11은 최적화에 따른 결과와 기존주축의 성능을 비교한 것으로, 선단 강성이 44%향상되면서 온도상승은 43%가 감소하는 효과를 얻었다.

한편, Case C는 기존 주축에 대해 선단 강성은 일정하게 유지하면서 온도상승만을 최소화했을 때의 결과를 참고적으로 계산한 것으로, 주축 직경을 8mm(10%) 감소시키면서 온도상승량도 2.5°C(54%)향상시키는 효과가 있음을 보이고 있다.

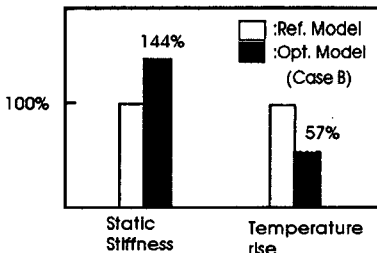


Fig. 11 Comparison of performance

5. 결 론

연삭기용 유정압베어링 주축의 모델링과 강성해석을 통

해 주축의 설계변수가 주축 선단 강성에 미치는 영향을 파악하였으며 이로 부터 최대 선단 강성을 갖는 최적 베어링간격을 계산하였다.

또한 베어링간격을 최소화하면서 베어링의 온도상승을 감소시키고 요구 강성을 만족할 수 있는 정적, 열적 최적화 알고리즘을 제시하였으며 기존 주축에의 적용 예를 통해 타당성을 검증하였다.

이 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 주축 설계시 주축의 강성을 증가시키면서 주위 부품의 치수를 변동시키지 않는 경제적인 설계변수는 베어링 간격 b이다.
- 2) 주축대의 크기를 감소시켜야 하는 경우 유정압베어링의 강성을 증가시켜 최적 베어링간격 b_{opt} 를 감소시킨다.
- 3) 유정압베어링의 강성을 증가시킬 때는 주축 직경을 증가시키는 것보다 오일공급압력을 높이는 것이 온도상승의 최소화를 위해 유리하다.
- 4) 유정압 주축시스템의 베어링배열 구조에 있어 강성을 고려할 경우 스러스트베어링의 설치위치는 전부 저어널베어링의 직후가 적합하다.

참 고 문 헌

1. 星鐵太郎, "機械加工の振動解析", 工業調査會, 1993.
2. Rowe, W.B., "Hydrostatic and hybrid bearing design", Butterworths, London, 1983.
3. 横川宗彦, "CBNホイール研削加工技術", 工業調査會, 1988.
4. G.Spur, A.Kirchheim and C.H.Lee, "Optimierungsstrategie zum Auslegen von Werkzeugmaschinen-Spindeln", Werkstatt und Betrieb, 123, pp. 925-928, 1988.
5. 박천홍, 이후상, 신영재, "점도변화를 고려한 유정압저어널베어링의 정특성해석", '89년도 대한기계학회춘계학술대회초록집(I), pp154-157, 1989.
6. Pfullingen and G.Stein, "Optimaler Lagerabstand und statische Steifigkeit von Hauptspindeln", TZ f.Metallbearb., 66, pp.138-141, 1972.
7. F.M. Stansfield, "Hydrostatic Bearings for Machine Tools", The Machinery Publishing

- Co., London, 1970.
8. E.Haug and J.Arora, "Applied Optimal Design", John Wiley & Sons, New York, 1979.
 9. K.AL-Shareef and J.Brandon, "On the Effects of Variations in the Design Parameters on the dynamic Performance of Machine Tool Spindle Bearing Systems", Int.J.Mach.Tool Manufact.,30, pp.431-445, 1990.
 10. 이찬홍, 이후상, 박천홍, "연삭기용 유정압베어링 주축의 최적화에 관한 연구", 대한기계학회 '92년도 춘계학술대회, pp.329-334, 1992.