

최임새 결합된 원통구조물의 열전도에 의한 기계적 특성변화

김 선 민*, 이 선 규**

Thermally-induced Mechanical Behavior of the Press-fitted Cylindrical Structure

Sun-Min Kim*, Sun-Kyu Lee**

ABSTRACT

Internal and external heat sources will cause to deform to machine elements in the contact joint of structure, which results in the change of contact pressure distribution different from initial assembly. Heat induced variations of contact pressure will change the static and dynamic properties such as contact stiffness, damping as well as contact heat conduction in the structure. In order to design and control the intelligent machine tool operating in variant conditions more sophisticatedly, the good prediction for the changes of prescribed properties are strongly required especially in the contact elements adjacent to the rotational or linear bearing. This paper presents some computational and experimental results in regard to static and dynamic characteristics of the press-fitted bush and shaft assembly which is a model of the bearing innerrace and shaft assembly. In the condition of heat generation on the outer surface of the bush, the effects of changes in the negative clearance and the heat flux on pressure distribution and dynamic properties are investigated. Results of this study show that the edge effect of the bush and the initial clearance have effects on the transient dynamic characteristics significantly.

Key Words : Thermal-mechanical characteristics(열적-기계적 특성), Spindle bearing system(주축베어링계), Contact pressure(접촉압력), Contact stiffness(접촉강성).

1. 서 론

최근 자동화와 제어기술의 빠른 진보에 따라 하나의 공작기계에서 다양한 형상과 사이즈의 부품을 가공 또는 조립하는 사례가 빈번해지고 있다. 이러한 가공방법은 공작기계에서의 부하변동에 따른 내부열원을 변화시키게 되

며, 이는 특별히 접촉결합부를 가지는 기계의 정적, 동적, 열적 특성을 변화시키는 원인으로 작용하게 된다.

비록 시스템의 실시간 계측 및 제어를 이용하는 많은 방법들이 이러한 변화에 대한 해결방안으로 제시되고 있으나, 시스템으로의 열유입에 의한 시스템특성의 과도변화를 안정되게 유지할 수 있는 근본적인 설계 및 열제어

* 광주과학기술원 기전공학과 대학원
 ** 광주과학기술원 기전공학과

가 필요하다. 특별히 기계의 운전중 시간에 따라 부하 및 열적 경계조건이 변화하는 경우에 있어서, 기계의 정도를 유지하기 위해서는 기계의 열적, 동적 거동에 대한 정확한 모델링과 해석방법이 필요로 하다.

기계구조물내에 모터, 베어링등의 발열원이 존재하거나 외부의 대기온도 등의 열적경계조건이 변화가 있을 때, 구조물 내에 온도구배가 형성되고 이에 따른 열변형이 일어나게 된다. 이 열변형은 접촉부에서의 죄임새를 변화시키게 되고, 접촉압력의 크기와 분포의 과도변화를 초래한다. 그 결과 정밀기계 구조물의 정적, 동적, 열적 강성의 변화를 가져오게 되어 기계의 과도특성 및 가공정밀도의 변화원인이 된다. 따라서 열적경계조건이 변화하는 기계구조물에 대한 이러한 과도특성에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 Fig.1에서 보이는 바와 같은 외부열 유입이 존재하는 경우의 축과 여기에 결합된 부쉬로 구성되는 시스템의 열적, 동적 거동의 변화에 대한 연구를 수행한다. 이 축-부쉬계는 주축에 있어서의 베어링 내륜과 축 사이의 접촉부를 모델링한 것으로, 이 연구의 결과로부터 과도열특성의 변화가 존재하는 경우 주축의 접촉부의 특성변화에 의한 열적, 동적거동을 파악하는 기초자료를 얻고자 한다.

본 논문에서는 Fig.1과 같이 축과 부쉬가 조립된 구조물에 외부열유입이 존재하는 경우, 접촉압력과 동적, 열적 거동에 미치는 죄임새의 영향에 대한 연구를 수행하였다.

먼저 외부열유입이 원통형 접촉결합부를 가지는 구조물에 유입될 때의, 접촉압력의 크기와 분포의 과도변화에 미치는 죄임새와 외부열유입의 영향을 유한요소법을 이용하여 해석하였다. 여기서는 특별히 접촉부를 가지는 원통형 구조물을 비선형적인 접촉현상을 기술하는 접촉요소를 사용하여 모델링하는 방법과 이를 열적-구조적으로 연성된 시스템이 페루프를 구성하며 상호작용을 하는 것

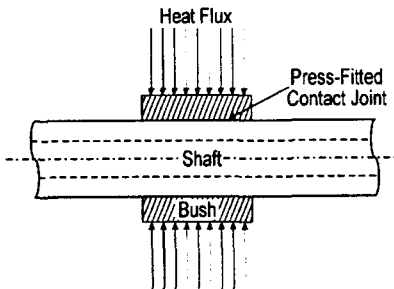


Fig. 1 Shaft and bush system

으로 모델링하는 해석방법을 사용하였다. 또한, 외부열유입이 존재하는 경우 원통구조물의 접촉강성 및 감쇠능의 시간적인 과도변화에 대한 실험을 실시하여 초기죄임새에 따른 특성변화를 확인하였다.

2. 수치해석

외부 열유입이 존재하는 축-부쉬 결합 구조물에 있어서, 열적, 동적특성의 변화는 열변형에 의한 죄임새의 변화에 따라 나타나는 접촉압력에 의해 결정된다. 이 장에서는 이러한 접촉압력의 변화에 따른 열적, 구조적 거동의 과도해석을 수행하였으며 이는 Fig.2에 자세히 나타나 있다.

2.1 접촉압력 P_c 와 접촉강성 K_n

Fig.3(a)에 나타난 것과 같은 접촉부를 가지는 원통형 기계구조물에서의 접촉현상은 일반적으로 다음 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

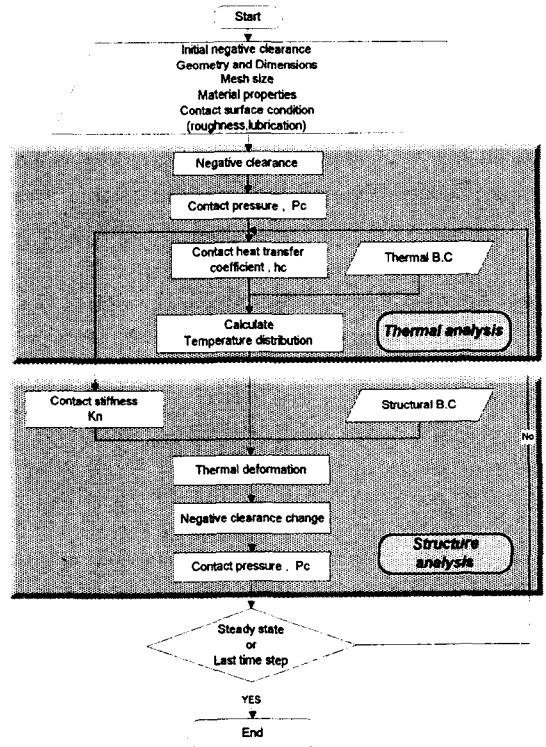


Fig. 2 Flow chart of coupled-field FEA

$$\delta_r = CP_c^m \quad (1)$$

이때 계수 C와 m은 기존의 연구 결과로부터 선택되어져 사용될 수 있으며, 여기서는 본 연구의 시편의 조건과 부합하는 N.Back의 연구결과에서 제시되어진 값을 사용한다.⁽¹⁻⁸⁾ 위 식을 SI 단위계로 바꾸어 δ_r [m]와 P_c [Pa] 단위를 사용하여 나타내면 다음 식(2)와 같다.

$$P_c = 9.807 \times 10^4 \times \left(\frac{\delta_r}{C} \right)^{1/m} \quad (2)$$

접촉강성 K_n 은 위 식(1)을 이용하여 식(3)과 같이 정의되어질 수 있다.

$$K_n = \frac{\partial F}{\partial \delta_r} = \frac{A_c \partial P_c}{\partial \delta_r} = \frac{A_c}{Cm} P_c^{1-m} \quad (3)$$

이는 비선형 스프링으로 접촉부위를 모델링하는 방법으로, 식 (3)에서 계산된 강성이 유한요소해석에 사용된다. 이때 이 강성은 Fig.2에 나타낸 것과 같이 페루프 과도해석의 매 시간증분마다 계산되는 접촉압력 P_c 을 이용하여, 새로이 구한 강성값을 사용하게 된다.

2.2 접촉압력 P_c 와 접촉열전달계수 h_c

일반적으로 접촉열전달계수는 접촉면의 형상에 따라 접촉압력에 대해 비선형성을 가진다.^(9,10)

본 연구에서는 다음 식(4)와 같은 Jedrzejewski⁽¹¹⁾에 의해 제시된 실험식을 사용하였다.

$$h_c = \frac{6.67 \times 10^4 \times \left(\frac{P_c}{HB} \right)^{0.75}}{\frac{r_{z1} + r_{z2}}{\lambda_1 + \lambda_2}} + \frac{5.65 \times 10^4}{\left(\frac{r_{z1} + r_{z2}}{\lambda_{oil}} \right)^{0.4} + \left(1 + 0.178 \times \left(\frac{k_{hc}}{\lambda_{oil}} \right)^{0.25} \right)} \quad (4)$$

- h_c : heat conductance of contact area [W/m²K]
- P_c : contact pressure[Pa]
- HB: brinell hardness[Pa]
- r_{z1}, r_{z2} : roughness of contact area[μ m]
- λ_1, λ_2 : thermal conductivity of material[W/mK]
- λ_{oil} : thermal conductivity of oil = 0.1435[W/mK]
- $k_{hc} = 0$ when $w_{z1} + w_{z2} < r_{z1} + r_{z2}$
- w_{z1}, w_{z2} are surface waviness of contact surfaces

Fig.2에서 이미 설명되어진 바와 같이, 한 계산스텝에서 온도구배와 열변형이 계산되어지면 이로부터 얻어지

는 새로운 접촉좌임새에 의하여 위 식 (4)의 접촉열전달 계수는 계산되어지며, 이 새로운 계산값이 다음 유한요소 계산스텝에 사용된다.

2.3 접촉요소를 사용한 페루프개념에의한 열적-구조적 연성계의 유한요소해석

접촉열전달계수의 변화는 접촉면을 통한 전열량의 변화를 가져오게 되며, 이에 따른 구조물 내의 온도분포의 변화에 의한 열변형에 따라 접촉압력이 변화하게 된다. 접촉면의 접촉압력의 크기와 분포를 결정하는 이러한 접촉열전달계수와 좌임새의 시간에 따른 변화를 해석하기 위해, 본 연구에서는 페루프개념에 의한 접촉부의 열적-구조해석을 유한요소법을 이용하여 수행하는 방법을 사용하였다.⁽¹²⁾ 이러한 페루프개념에 의한 연성계 해석방법을 통하여, 본 연구의 축-부쉬 결합계와 같은 접촉결합부가 존재하며 열적경계조건이 변화하는 시스템을 보다 정확하게 모델링하고 해석할 수 있게 된다.

이러한 페루프 해석방법과 함께 접촉요소로 접촉부의 비선형적인 접촉열전달계수와 접촉강성을 모델링하는 방법을 사용하여, 접촉부를 보다 정확하게 해석토록 하였고, 이는 Fig.3(b)에 나타낸 것과 같다.

본 연구에서의 축-부쉬모델은 Fig.3(c)에 나타낸 것과 같이 축대칭으로 모델링되었으며 ANSYS 유한요소 해석 프로그램을 사용하였다. 해석은 초기 20°C의 초기온도를 가진 계에 64W의 외부 열유입을 가한 후 30분 간의 해석을 수행하였으며, 이때의 열적경계조건은 Fig.3(c)에 나타낸 것과 같다.

2.4 유한요소해석 결과

30분간의 해석시간 동안의 접촉면의 평균 접촉열전달 계수의 변화는 5,10,15,20 μ m의 각각의 초기좌임새에 대하여 Fig.4와 같이 나타난다. 이때 초기 접촉열전달계수 h_c 는 식(4)에 나타낸 것과 같이 접촉압력 P_c 에 의해 결정되어짐으로, 초기좌임새 20 μ m의 경우의 초기 접촉열전달 계수가 가장 큰 값을 나타낸다. 시간에 따른 h_c 의 변화는 초기 4분간 급격한 과도변화를 나타낸다. 이는 이 시간 동안 외부열유입에 따른 열변형에 의하여 좌임새량이 급격하게 감소하기 때문이다. 또한 5 μ m의 좌임새를 가지는 계의 해석결과를 나타내는 Fig.5에서, 초기 20초경의 급격한 h_c 의 감소 이후에 h_c 가 오르내림을 반복함을 알 수 있고, 이는 4분 경과 후 사라지고 단순감소하게 된다.

이러한 변동현상은 10,15,20 μ m의 경우에 있어서도 동

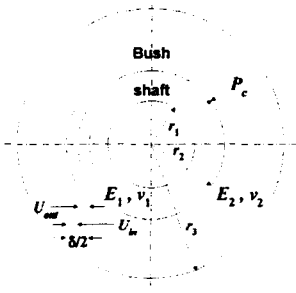


Fig. 3 (a) Geometric relation of press-fitted cylinders

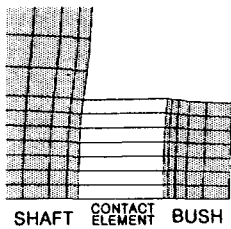


Fig. 3 (b) Separated model of contact element connecting two nodes

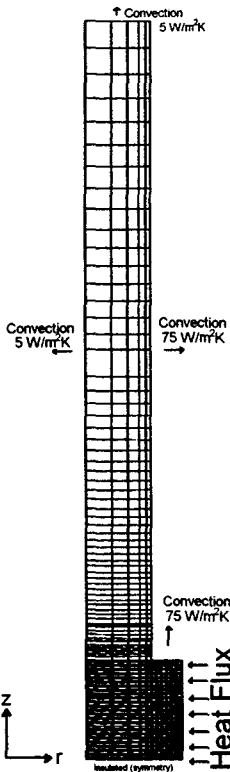


Fig. 3 (c) Whole model and thermal B.C.

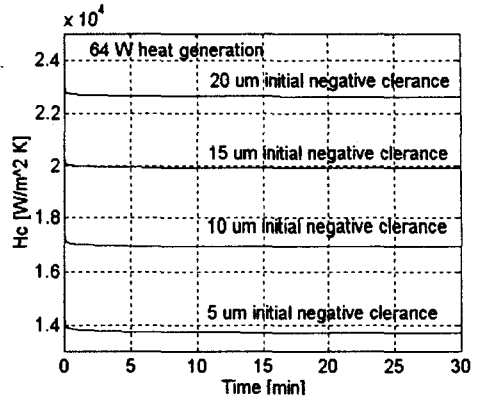


Fig. 4 The change of thermal contact conductance [64W heat generation, 5,10,15,20 μm initial negative clearance]

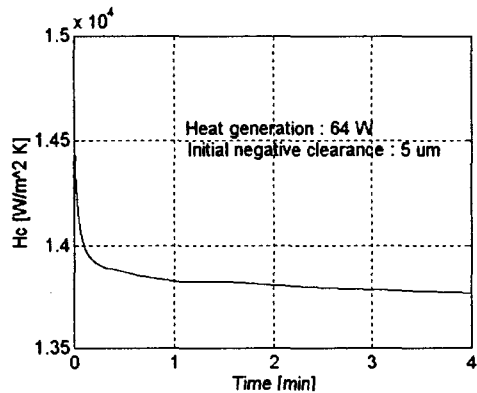


Fig. 5 The change of thermal contact conductance [64W heat generation, 5 μm initial negative clearance]

일하게 나타난다. 그러나, 이러한 변동의 크기는 초기최임새가 증가함에 따라 작아지는 경향을 나타낸다. 이는 큰 초기최임새에서의 접촉압력의 과도변화로 인한 h_c 의 변화가 이러한 변동에 비해 크기 때문에, 이러한 변동의 크기가 상대적으로 작아진다고 볼 수 있다. 이로부터 초기최임새가 큰 경우의 시간에 따른 과도변화율이 상대적으로 크다는 것을 알 수 있다.

Fig.6은 결합부의 접촉압력의 시간에 따른 변화에 대한 해석 중 10 μm의 최임새를 가지는 경우의 결과를 나타낸다. Fig.6에서의 좌표축의 물리적 위치는 Fig.7과 같다. Fig.6은 5,10,15,20 μm의 각각의 초기최임새를 가지는 경우에 대한 해석 중 대표적인 10 μm에 대한 결과이다. 이러한 해석결과들에서 초기접촉압력의 크기는 초기최임새

량에 의하여 결정되기 때문에, 큰 초기 좌입새량을 가지는 경우에 있어서 큰 접촉압력을 나타낸다. 그러나, 접촉압력 분포의 시간에 따른 변화의 측면에서는 Fig.7과 같은 축방향 접촉압력분포는 Fig.6에 나타난 것과 같은 패턴을 가지게 되며, 단지 초기좌입새에 따른 접촉압력의 크기만이 다르게 나타날 뿐이다. 이러한 접촉압력 분포형상의 시간에 대한 변화는 Fig.7에서 나타낸 바와 같다. 이러한 압력의 분포는 부쉬와 축의 열변형 형상에 기인한다고 볼 수 있다. Fig.8은 접촉부위의 초기와 가열 후 변화를 과장되게 확대하여 분리된 형상으로 나타낸 것으로, 이러한 열변형에 의하여 접촉부의 접촉압력 분포의 패턴은 Fig.7과 같이 변화하게 된다.

이와 같은 접촉압력의 과도변화특성으로 인하여 일반적인 구조물에서의 동적특성의 변화와 다른, 과도변화가 일어날 수 있다는 것을 예측할 수 있게 된다. 이러한 관점에

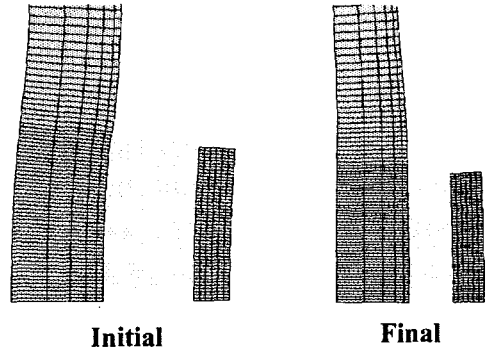


Fig. 8 Initial and final deformed shape [X 1000 exaggerated, separated]

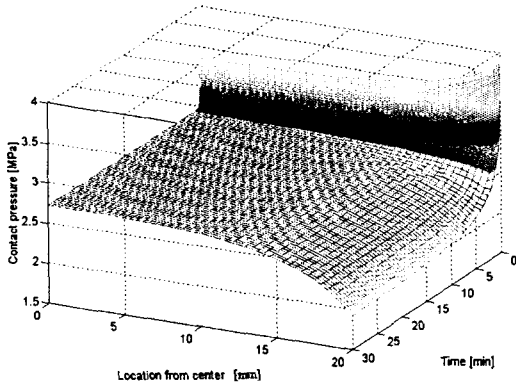


Fig. 6 The change of contact pressure distribution (including edge effect)[64W heat generation, 10 μm initial negative clearance]

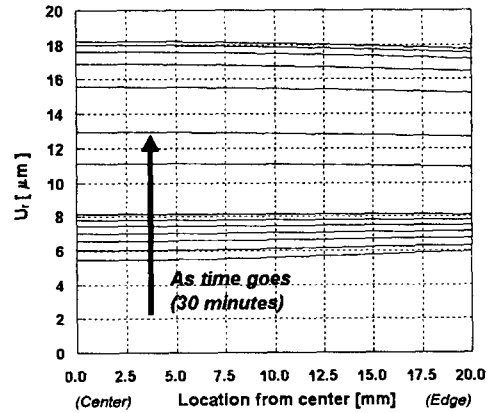


Fig. 9 The change of the profile of bush outer surface (FEM) [64W heat generation, 20 μm initial negative clearance]

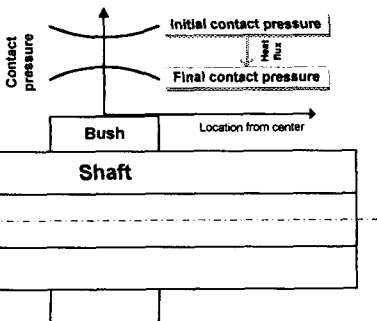


Fig. 7 The change of contact pressure distribution pattern

서 다음 3장의 실험이 수행되어 이러한 예측과 일치하는 결과를 얻을 수 있다.

또한, Fig.9는 부쉬 외측의 반경방향으로의 열변위해석 결과를 나타낸다. 이 값은 표면 형상의 곡률의 중심이 부쉬 표면 외부의 양의 위치에서 부쉬 내부의 음의 위치로 변화하는 만곡부를 나타냄을 알 수 있다. 이 해석결과는 이후 실험결과와 비교함으로써 유한요소해석을 검증하는데 이용된다.

3. 실험

이 장에서는, 일련의 실험을 통하여 앞 장에서의 유한요소해석의 결과를 검증하고, 또한 외부열유입이 존재할 때의 열적,동적 특성의 과도변화 특성을 파악한다. 실험

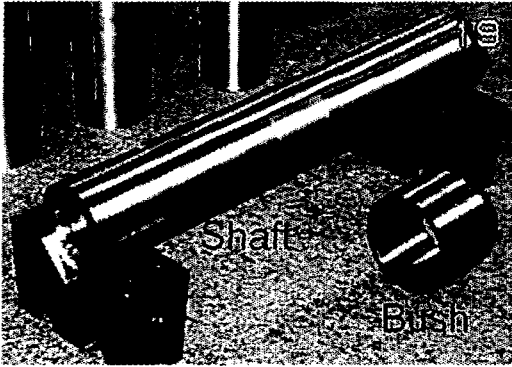


Fig. 10 Shaft and bush before assembly

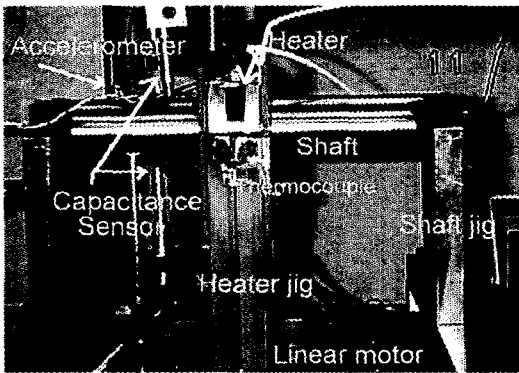


Fig. 11 Experimental setup

Table 1 Geometry of experimental parts

	Shaft	Bush
Length in axial direction	300	40
Outer diameter	$\phi 50 + \delta$	$\phi 60$
Inner diameter	$\phi 28$	$\phi 50$
Note : δ is defined by initial negative clearance for each part		

Table 2 Initial negative clearance of parts

Part	1	2	3	4	5	One part
Initial negative clearance, δ [μm]	5	10	15	20	-30	Solid (No joint)

에 사용된 축과 부쉬는 Fig.10에 나타난 것과 같으며, 이는 Table 1에 나타난 것과 같은 치수를 가진다. 이 축과 부쉬는 끼워맞춤 조립시 Table 2에 나와있는 초기최임세량을 가지도록 제작된 5개의 축-부쉬와 접촉부가 없는 일체형의 총 6개가 제작되었다. 이와같이 제작된 축과 부쉬는 억지끼워맞춤 조립 후, Fig.11의 전체실험장치 구성

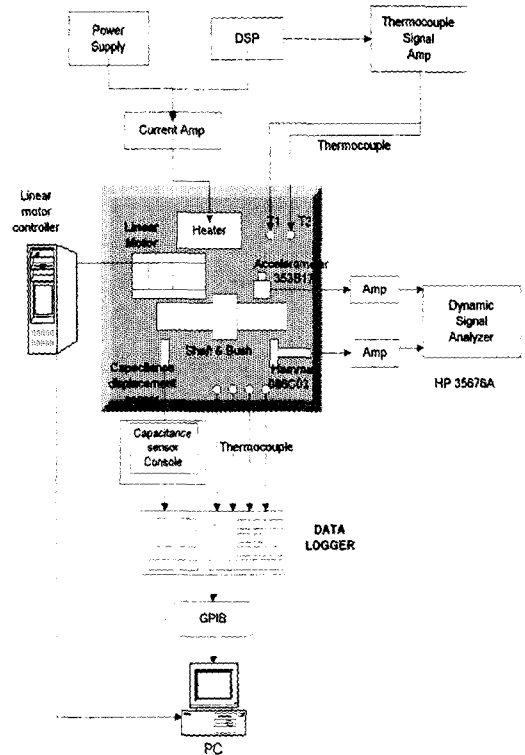


Fig. 12 Schematic diagram of the measuring system

도와 같이 축지지대에 지지된다. 이후 베어링 내의 발열을 모델링하기 위하여 부쉬 주위의 히터에 의하여 부쉬 외측표면을 가열한다.

실험은 다음과 같이 크게 3가지로 나뉜다.

첫째, 열이 가해지기 전의 억지끼워맞춤된 축-부쉬계의 초기최임세의 초기 강성 및 감쇠에 미치는 영향에 관한 실험을 수행한다. 이 실험장치와 계측기의 구성은 Fig.11과12에 각각 나타내었다.

Table 3에 나타난 실험결과에서, 조립 전의 축과 부쉬의 고유진동수는 각각 2.682kHz, 4.234kHz의 주파수 해석결과를 나타낸다. 이는 Table 2의 여러 파트에 있어서 같은 결과를 나타내는데, 이는 모든 파트가 같은 재질에 같은 형상을 가진 부품이기 때문이다.

이러한 파트에 억지끼워맞춤에 의한 조립을 수행하면, 다음과 같은 식으로 이를 나타낼 수 있다.

$$\omega_{shaft+bush} = \sqrt{\frac{k_{shaft+bush}}{m_{shaft+bush}}} \quad (5)$$

이때 같은 형상과 재질의 축과 부쉬가 조립된 총질량

Table 3 The effect of different initial negative clearance on the stiffness and the damping of the press-fitted cylinder

Part (Initial negative clearance)	Before assembly	After assembly	
	Frequency [kHz]	Frequency [kHz]	Damping ratio $\zeta \times 10^{-4}$
1 (5 μm)	shaft : 2.682 bush: 4.234	2.680	9.794
2 (10 μm)		2.713	8.975
3 (15 μm)		2.721	8.955
4 (20 μm)		2.724	8.884
5 (-30 μm , H7g6)		2.400	18.166
6 (No joint)	2.737	2.737	8.842

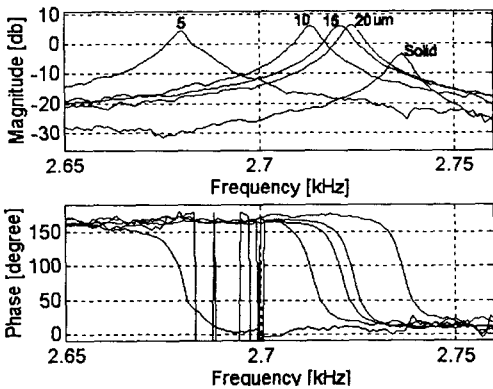


Fig. 13 The effect of different initial negative clearance on the stiffness and the damping of the press-fitted cylinder

$m_{\text{shaft+bush}}$ 은 각각의 축-부쉬에 있어서 동일하게 된다. 따라서, 강성 $k_{\text{shaft+bush}}$ 는 $\omega_{\text{shaft+bush}}$ 에 의하여 나타나게 된다. 이때 이 강성의 차이는 단지 초기좌입새에 따른 접촉압력의 차이에 의한 접촉강성의 차이로 해석할 수 있다.

Fig.13과 Table 3은 이러한 초기좌입새의 접촉강성과 감쇠의 결정에 미치는 영향에 대한 실험결과를 나타낸다. 이로부터 큰 초기좌입새에 대하여 큰 초기 강성을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한 초기강성의 초기좌입새에 대한 변화율은 작은 초기좌입새에서 큰 것을 알 수 있고, 이는 식(3)의 결과와 일치되어 유한요소해석에서 이 식을 이용한 접촉요소의 사용이 적절하다는 것을 나타낸다. 이와 함께 감쇠에 대한 결과로, 초기좌입새의 값이 작아지며 감쇠는 증가하는 것을 나타낸다. 이는 또한 초기좌입새의 양이 접촉부의 감쇠를 결정하는 중요한 요소임을 나타낸다.

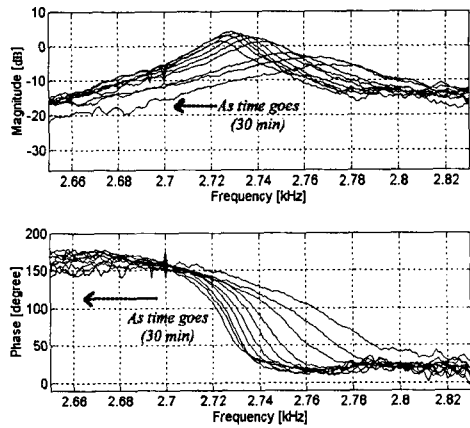


Fig. 14 The change of the stiffness and damping due to heat flux [20 μm initial negative clearance]

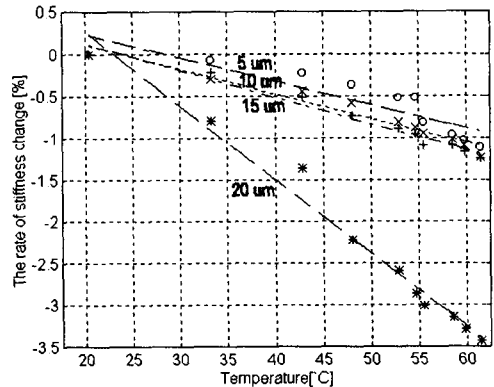


Fig. 15 Stiffness change with heat flux

다음 실험에서는 외부열유입이 존재하는 경우의 초기좌입새에 따른 접촉강성과 감쇠의 시간에 따른 과도변화에 대한 실험을 수행하였다.

축-부쉬계에 부쉬의측표면으로부터의 열유입이 존재하는 경우, 구조물 내의 온도분포에 따른 열변형에 의하여 접촉면 사이의 좌입새는 계속적으로 변화하게 된다. 이러한 좌입새의 변화는 접촉압력을 변화시키고, 계속하여 접촉강성과 감쇠를 변화시키게 된다. 이러한 변화는 구조물의 주파수응답을 이용하여 측정되어진다. Fig.14와 Fig.15에 나타나 있는 실험결과는 외부열유입이 존재하는 경우 원통형 접촉부를 가지는 기계구조물의 강성이 접촉압력의 감소에 따라 3.5%까지 저하될 수 있음을 보여준다. 이러한 결과는 계속적으로 변화하는 열유입을 가지는 가공계에서 강성의 시간에 대한 과도변화가 일어나게 됨을

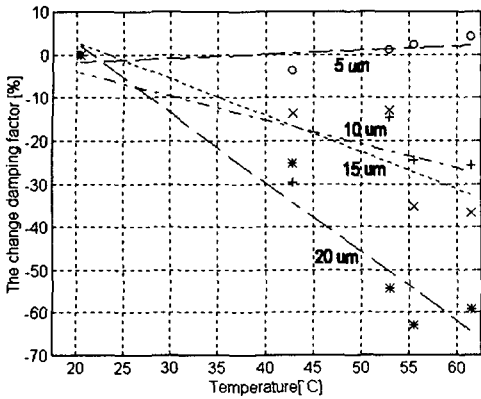


Fig. 16 Damping factor change with heat flux

나타내며, 이는 기계 가공정도 저하를 유발한다. 이와 함께 감쇠율은 Fig.14와 Fig.16에 나타난 바와 같이 외부 열유입에 대하여 최대 70%까지의 변화를 나타낸다. 이는 구조물내의 에너지가 소실되는 실제 접촉면의 감소에 의한 영향으로 보여지며, 이는 앞장에서의 유한요소해석 결과로부터 예측된 결과와 일치한다.

Fig.15와 Fig.16에서와 같이 이러한 강성과 감쇠는 외부 열유입이 존재하는 경우, 5,10,15,20μm의 모든 경우에 있어서 감소함을 알 수 있다. 특별히 이러한 과도변화에 있어서, 큰 초기좌입새를 가지는 경우의 과도변화율이 작은 초기좌입새의 경우보다 크게 나타남을 알 수 있으며, 15~20μm의 경우에 특히 크게 나타난다.

따라서, 열적경계조건이 시간에 따라 변화하는 접촉결합부를 가지는 계의 이상과 같은 강성과 감쇠의 변화로 인하여, 기계의 정도를 유지하는 것이 어려워지거나 불안정화가 야기될 수 있다. 즉, 계의 동특성의 변화를 유발하는 이러한 과도변화를 고려한 초기 좌입새의 설계가 필요함을 나타낸다.

마지막 실험으로 외부열유입이 존재할 때의 부쉬외측표면의 열변형을 측정하고, 이를 Fig.9에 나타난 부쉬표면형상의 열변형의 해석결과와의 비교를 통하여 페루프해석방법과 접촉요소를 사용한 모델링을 이용한 유한요소해석의 타당성을 검토한다.

이 실험을 위하여 Fig.12에 나타난 것과 같이 부쉬외측을 가열하며 공기정압슬라이드와 리니어모터로 구성된 정밀슬라이더 위에 정전형 비접촉 변위센서를 설치하고 부쉬의 표면에서 정밀이송시키며 열변위의 과도변화를 측정하는 방법을 사용하였다.

이 실험에 의한 부쉬 표면의 형상의 변화는 다음

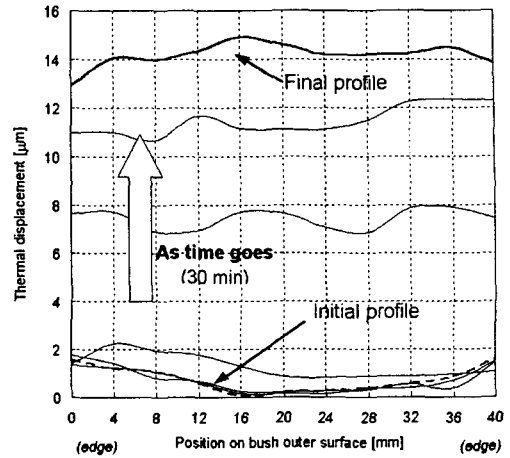


Fig. 17 The change of the profile of bush outer surface (Experiment) [20μm initial negative clearance]

Fig.17에 나타난 것과 같다.

Fig.17은 20μm의 초기좌입새를 가지는 축-부쉬계의 부쉬표면 형상의 열변형에 따른 변화를 나타낸 것으로, 이는 그 크기는 다르지만 5,10,15μm의 경우에 대하여도 같은 형상의 변화를 나타낸다. 즉 전체의 평균곡률의 중심이 부쉬의 외부에 존재하던 것이 열유입에 따른 열변형과 함께 부쉬내부로 이동하는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서의 Fig.9의 결과와 정확히 일치하는 것으로, 이 실험으로부터 앞장에서의 접촉요소를 사용한 페루프개념에 의한 해석방법이 접촉부를 가지는 기계구조물의 정확한 해석을 가능하게 한다는 것을 나타낸다.

4. 결 론

본 연구에서는 접촉결합부를 가지는 원통형 기계구조물의 열적,동적 특성의 거동에 대한 연구를 수행하였다. 특별히 외부열유입이 존재하는 계의 동특성의 과도변화 특성을 규명하였다.

본 연구에서는 외부열유입이 있는 접촉결합부를 비선형 접촉요소로 모델링하며 열적-구조적으로 연성된 계에 페루프개념에 의한 해석방법을 사용하여 보다 정확하게 모델링하고 해석하는 방법을 제시하고 수치해석적 방법을 통하여 구현하였다.

이러한 유한요소법을 이용한 수치해석과 함께, 실험적 방법을 통하여 계의 동적거동에 대한 다음과 같은 유용한 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 접촉결합부를 형성하는 초기좌입새에 따라 초기강성과 초기 감쇠가 결정된다. 즉 큰 초기 좌입새를 가지는 경우 큰 강성을 얻을수 있으나 감쇠는 작아지게 된다.
- (2) 외부열유입이 존재하는 경우 접촉부에 의한 강성과 감쇠의 과도특성은 각각 최대 3.5%, 70%까지 변화할 수 있다.
- (3) 초기좌입새가 큰 경우에 이러한 동적파라미터는 상대적으로 큰 과도변화를 가진다.
이상과 같이 원통형 접촉부를 가지는 기계구조물의 열적, 동적 특성의 변화에 대한 연구를 수행하여 유용한 결과를 얻었다.

참 고 문 헌

1. R. H. Thornley et al., "The Effect of Surface Topography upon the static Stiffness of Machine Tool Joints," Int. J. Mach. Tool. Des. Res., 5-1/2, p. 57, 1965.
2. R. Connolly and R.H.Thornley, "The Static Stiffness of Joints Between Machined Surfaces," Research Report No. 13, MTIRA, 1966.
3. Z. M. Levina, "Research on the Static Stiffness of Joints in Machine Tools," Proc. of 8th Int.MTDR Conf., p. 737, 1968.
4. V. I. Ostrovskii, "The Influence of Machining Methods on Slideway Contact Stiffness," Machines and Tooling, Vol. 36 No. 1, p. 17, 1965.
5. M. Burdekin, N. Back, and A. Cowley, "Experimental Study of Normal and Shear Characteristics of Machined Surfaces in Contact," Journal of Mech. Eng.Sci., Vol. 20, No. 3, pp. 121-127, 1978.
6. M. P. Dolbey, and R. Bell, "The Contact Stiffness of Joints at Low Interface Pressures," Annals of the CIRP, Vol. 36, No. 1, pp. 17-19, 1965.
7. R. Connolly and R. H. Thornley, "Determining the Normal Stiffness of Joint Faces," Trans. of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 90, pp. 97-106, 1968.
8. N. Back, et al. "Review of the Research on Fixed and Sliding Joints," Proc. 13th Int. MTDR. conf., 1973.
9. C. V. Madhusudana and L. S. Fletcher, "Contact Heat Transfer - The Last Decade," AIAA Journal, Vol. 24, No. 3, pp. 510-523, 1986.
10. Frank P.Incropera and David P. De Witt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3th ed, John Wiley&Sons.
11. Jerzy Jedrzejewski and Wojciech Modrzycki, "A New Approach to Modeling Thermal Behaviour of a Machine Tool under Service Condition," Annals of the CIRP Vol. 41, No. 1, P. 455, 1992.
12. S. K. Lee, "Thermal analysis of Machine Tool Spindle System based on the Concept of Closed Loop," Doctorial Thesis of TIT, JAPAN, 1991.
13. 김선민, 박기환, 이선규, "원통결합부의 열특성 해석(제1보)," 한국정밀공학회96년도 춘계학술대회 논문집, pp. 629~634, 1996.
14. S. K. Lee, S. Itoh, H. Shinno and Y. Ito, "Thermal Behavior of Main Spindle Driving System with Electromagnetic Disk Clutch of Dry Single Plate type in Machine Tool," Trans. of the JSME, Vol. 56, NO. 521, pp. 180-188, 1990.
15. S. K. Lee, M. Kyryu, H. Shinno and Y. Ito, "Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System Based on the Thermal Closed-Loop Concept (Remedies for Thermal Deformation by Using the High-Speed Spindle Adapter)," Trans. of the JSME, Vol. 57, No. 538, pp.295-301, 1991.
16. S. K. Lee, H. Shinno and Y. Ito, "Thermal Behavior of Bearing Surroundings in Machine Tool Spindle System," Trans. of the JSME, Vol. 57, No. 543, pp. 206-211, 1991.
17. M.Weck and A.Koch, "Spindle bearing systems for high speed applications in machine

- tools." *Annals of CIRP*, Vol. 42, No. 1, pp. 445-448, 1993.
18. J. Jedrzejewski and J. Kaczmarek, "Numerical optimization of thermal behaviour of machine tools," *Annals of CIRP*, Vol. 39, No. 1, pp. 379-382, 1990.
19. J. Agapiou and E. Rivin, "Toolholder/spindle interfaces for CNC machine tools," *Annals of CIRP*, Vol. 44, No. 1, pp. 383-388, 1995.
20. M. Weck, P. A. McKeown, R. Bonse, U. Herbst et al, "Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools," *Annals of CIRP*, Vol. 44, No. 1, pp. 589-598, 1995.
21. J. Bryan, "International Status of Thermal Error Research," *Annals of CIRP*, Vol. 39, No. 2, pp. 645-656, 1990.