

오일-제트 윤활 방식의 모터 분리형 초고속 주축계의 열 특성 해석

김석일*, 김기태⁺

(논문접수일 2003. 5. 14, 심사완료일 2003. 10. 31)

Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Motor-Separated Spindle System Using Oil-Jet Lubrication Method

Seok-II Kim*, Ki-Tae Kim⁺

Abstract

This paper presents the thermal characteristics analysis of a high-speed motor-separated spindle system consisted of angular contact ball bearings and built-in motor with oil-jet lubrication. The spindle system is composed of the main spindle and sub-spindle which are mechanically connected by a flexible coupling. The spindles are supported by two front and rear bearings, and the built-in motor is located between the front and rear bearings of the sub-spindle. The thermal analysis model of spindle system is constructed by the finite element method, and the thermal characteristics in the design stage are estimated based on temperature distribution and heat flow under the various testing conditions related to material of bearing ball, spindle speed and coolant temperature.

Key Words : High-Speed Spindle System(고속 주축계), Motor-Separated Spindle System(모터 분리형 주축계), Oil-Jet Lubrication(오일-제트 윤활), Horizontal Machining Center(수평형 머시닝센터), Thermal Characteristics(열 특성)

1. 서론

공작기계 주축계의 기본적인 요구 성능들로는 저진동, 고정도, 고강성, 고감쇠, 장수명, 저발열 등이 있다. 최근에는 이러한 기능들과 함께 고속 절삭을 통한 생산성 및 가공 정밀도의 향상, 경합금 및 난삭재의 고효율 가공 등을 도모

하기 위해서, 그리고 절삭과 연삭의 복합화 등을 구현하기 위해서 머시닝센터를 중심으로 한 공작기계 주축계의 고속화가 활발히 진행되고 있다.

공작기계 주축계의 고속화를 위해서 적극적으로 채용되고 있는 모터 내장형 주축계는 모터와 주축이 억지 끼워 맞춤으로 조립되어 있기 때문에 동력 전달 요소를 줄일 수

* 주저자, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 (sikim@mail.hankong.ac.kr)
주소: 412-791 경기도 고양시 덕양구 화전동 200-1
⁺ 화천기공(주) 기술연구소

있어 그 구조가 단순하고, 소음, 진동 등을 감소시킬 수 있다. 그리고 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에 공작기계의 가공 유연성을 크게 향상시킬 수 있다는 특징을 가지고 있다. 그러나 고속화에 따른 베어링에서의 발열 외에도 내장형 모터에서의 발열은 주축, 베어링, 하우징 등으로 전달되어 베어링의 수명 단축, 공작기계의 열 변형 증대를 초래하게 된다. 따라서 모터 내장형 주축계의 열 특성은 주축계의 고속화를 도모하기 위해서 파악해야 할 중요한 문제로 대두되었으며, 이와 관련된 연구로서 베어링 예압이 모터 내장형 주축계의 온도 상승에 미치는 영향⁽¹⁾, 모터 내장형 주축계의 발열 특성과 축심 냉각의 효과⁽²⁾, 오일-에어 윤활 조건 및 공기 냉각량이 모터 내장형 주축계의 온도 상승에 미치는 영향^(3,4) 등이 보고되고 있다.

본 연구에서는 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링, 내장형 모터, 오일-게트 윤활 방법, 오일-자켓 냉각 방법 등을 기반으로 하는 $\phi 65\text{mm} \times 30,000\text{rpm}$ 급 수평형 머시닝센터용 모터 분리형 초고속 주축계에 대한 열 특성을 설계 단계에서 해석 및 평가하였다. 초고속 주축계의 열 해석 모델은 상용 유한 요소 프로그램인 ANSYS에 의해서 구축하였고, 열적 문제의 검토 및 설계 자료의 도출을 위해서 내장형 모터와 베어링에 대한 열 전달을 해석과 함께, 대기와의 접촉면 및 냉각 자켓에서의 대류 열 전달에 의한 냉각 효과를 고려하였다. 특히 초고속 주축계의 열 특성은 베어링 볼의 재질, 주축 회전수, 냉각유의 급유 온도 등이 온도 분포, 온도 상승, 열 전달률 등에 미치는 영향을 토대로 분석하였다.

2. 초고속 주축계의 구조 및 열원

2.1 초고속 주축계의 구조

Fig. 1에서 알 수 있듯이 본 연구의 해석 대상인 모터 분리형 초고속 주축계의 구조적 특징은 통상적인 모터 내장형 주축계와는 달리 공구 회전을 담당하는 메인 스피ndl(main spindle)과 내장형 모터가 부착된 서브 스피ndl(sub spindle)로 분리되어 있고, 서브 스피ndl로부터 메인 스피ndl로의 동력 전달은 커플링에 의해서 이루어진다는 데 있다. 그리고



Fig. 1 High-speed motor-separated spindle system

메인 스피ndl은 전반부와 후반부에 설치한 각각 2개의 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링(65BNRX10, 55BNRX10)들에 의해서 지지되고 있고, 서브 스피ndl은 전반부와 후반부에 설치한 각각 2개의 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링(40BNRS10, 35BNRS10)들에 의해서 지지되면서 내장형 모터가 그 중간에 위치하는 구조로 되어 있다.

특히 초고속 주축계는 메인 스피ndl과 서브 스피ndl을 지지하는 베어링의 윤활 방법으로서 오일-게트 윤활을 채용하고 있으며, 냉각 자켓을 메인 스피ndl의 전반부 베어링 부분과 서브 스피ndl의 내장형 모터 부분에 각각 설치하여 주축계의 온도 상승을 억제하도록 설계되어 있다.

이러한 형태의 모터 분리형 초고속 주축계는 메인 스피ndl과 서브 스피ndl의 동심도를 맞추는 데 어려움이 있지만, 내장형 모터가 서브 스피ndl에 설치되기 때문에 모터의 발열이 공구가 장착된 메인 스피ndl의 온도 상승 및 열 변형에 거의 영향을 주지 않고, 메인 스피ndl의 구조를 컴팩트하게 설계할 수 있어서 메인 스피ndl의 고강성화가 가능하다는 장점이 있다.

2.2 내장형 모터의 발열

내장형 모터가 장착되어 있는 주축계의 열원은 베어링과 모터로 나누어진다. 그리고 베어링과 모터에서 발생하는 열들이 상호 영향을 주기 때문에 모터에서 발생하는 열은 베어링의 특성에 영향을 미치게 된다. 일반적으로 모터의 전체 발열량은 모터의 소비 동력을 측정함으로써 추정 가능하지만, 스피ndl과 하우징을 통해서 공작기계 구조로 열을 전달하는 주축계의 열 특성을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 동손 및 철손에 의한 모터의 발열량을 회전자(rotor)와 고정자(stator)로 구분해서 해석해야 한다.

2.3 베어링의 발열

구름 베어링의 온도 상승은 베어링 내부의 마찰 동력 손실과 비례하는 관계를 갖으며, 베어링의 마찰 동력 손실은 베어링의 미끄럼 모멘트에 의해서 결정된다. 초고속 주축계의 베어링으로 사용되고 있는 앵글러 콘택트 볼 베어링과 같이 접촉각을 갖는 베어링에서는 스피ndl(spin) 미끄럼과 자이로스코픽(gyroscopic) 미끄럼에 의한 미끄럼 모멘트가 발생하고, 또한 베어링 하중과 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트가 존재하게 된다^(5,6). 따라서 주축 회전수, 베어링 하중, 윤활유 점도 등의 영향을 받게 되는 베어링의 전체 열 발생률 H_b 는 식 (1)과 같이 스피ndl 미끄럼에 의한 열 발생

를 H_s , 자이로스코픽 미끄럼에 의한 열 발생률 H_g , 베어링 하중에 의한 열 발생률 H_p , 윤활유 점성에 의한 열 발생률 H_v 의 합으로 표현할 수 있다.

$$H_b(n, p, \nu) = H_s + H_g + H_p + H_v \quad (1)$$

여기서 n 은 주축 회전수(rpm), p 는 베어링 하중(N), ν 는 윤활유의 점도(cp)를 의미한다.

초고속 주축계와 같이 주축 회전수가 높은 경우에는 식 (1)과 같이 주어지는 열 발생률 중에서 스핀 미끄럼에 의한 열 발생률은 다른 열 발생률에 비해서 매우 작기 때문에 본 연구에서는 그 영향을 무시하였다.

앵귤러 콘택트 볼 베어링이 고속 회전할수록 문제가 되는 자이로스코픽 미끄럼에 의한 열 발생률 H_g 를 결정하기 위해서는 먼저 식 (2)와 같이 주어지는 베어링 볼에 작용하는 자이로스코픽 모멘트 $M_g(N \cdot m)$ 를 구할 필요가 있다.

$$M_g = 0.143 \cdot 10^{-15} \cdot \rho \cdot d_m \cdot d_b^4 \cdot n^2 \cdot \sin \beta \quad (2)$$

여기서 ρ 는 베어링 볼의 밀도(g/cm^3), d_m 은 베어링의 피치원 직경(mm), d_b 는 베어링 볼의 직경(mm), 그리고 β 는 앵귤러 콘택트 볼 베어링의 접촉각(rad)을 의미한다.

또한 베어링 하중에 의한 마찰 모멘트 $M_p(N \cdot m)$ 는 다음 식과 같이 주어진다.⁽⁵⁾

$$M_p = 10^{-6} \cdot \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0.33} \cdot p \cdot d_m \quad (3)$$

여기서 P_0 는 베어링의 정 등가 하중(N), C_0 는 베어링의 정 정격 하중(N)이다.

오일-제트 윤활과 같은 대량 급유 방법을 사용하는 경우, 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트 $M_v(N \cdot m)$ 는 아래와 같이 표현된다.⁽⁶⁾

$$M_v = 3.47 \cdot 10^{-13} \cdot d_m^3 \cdot n^{1.4} \cdot \nu^a \cdot q^b \quad (4)$$

여기서 q 는 윤활유의 급유량(kg/min)이고, a 와 b 는 점도와 급유량에 기인한 지수들로서 아래와 같이 주어진다.

$$a = 24 \cdot n^{-0.37}$$

$$b = 4 \cdot 10^{-9} \cdot n^{1.6} + 0.03$$

따라서 베어링의 전체 마찰 모멘트 M_b 는 식 (2), (3) 및 (4)에서 주어지는 마찰 모멘트들의 합과 같게 된다.

$$M_b = M_g + M_p + M_v \quad (5)$$

그리고 베어링의 전체 마찰 모멘트 M_b 에 의한 베어링의 열 발생률 $H_b(W)$ 는 식 (6)과 같이 주축 회전수와 마찰 모멘트의 곱의 형태로 구할 수 있다.

$$H_b = 0.105 \cdot n \cdot M_b \quad (6)$$

오일-제트 윤활과 같이 대량 급유 방식의 윤활 방법이 적용되는 초고속 주축계의 경우에는 식 (6)과 같이 주어지는 베어링의 열 발생률 H_b 가 모두 스핀들이나 하우징으로 전달되는 것이 아니라 윤활유에 의한 베어링의 냉각 효과 때문에 스핀들이나 하우징으로 전달되는 베어링의 열 전달률은 식 (6)의 값보다 작게 된다. 초고속 주축계에서 윤활유의 급유 온도와 배유 온도의 차이를 $\Delta T(^\circ C)$ 라고 하면, 윤활유에 의한 베어링의 냉각 효과 때문에 발생하는 열 제거율 $H_r(W)$ 은 식 (7)과 같이 쓸 수 있다.

$$H_r = 51.59 \cdot s \cdot q \cdot \Delta T \quad (7)$$

여기서 s 는 윤활유의 비열(kcal/kg $^\circ C$)이다.

결과적으로 오일-제트 윤활 방식의 초고속 주축계에서 스핀들이나 하우징으로 전달되는 베어링의 열 전달률 H_t 는 식 (6)의 열 발생률 H_b 와 식 (7)의 열 제거율 H_r 의 차이로 표현할 수 있다.

$$H_t = H_b - H_r \quad (8)$$

3. 초고속 주축계의 열 특성 해석

3.1 초고속 주축계의 열 특성 해석 모델

모터 분리형 초고속 주축계의 열 특성 해석을 위해서 상용 유한 요소 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. Fig. 2는 모터 분리형 초고속 주축계의 열 특성 해석 모델을 단면도 형태로 보여주고 있는데, 해석 모델은 61,366개의 솔리드 요소(Solid 70)와 14,791개의 절점으로 이루어졌다.

그리고 Table 1과 2는 초고속 주축계를 구성하는 요소들의 물성과 윤활유/냉각유로 사용된 기름의 물성을 보여주고

있으며, 베어링과 냉각 자켓으로의 급유량은 Table 3에 제시하였다.

내장형 모터(출력 18.5kW)에 대한 발열량은 제작사(미쓰비시)의 자료를 토대로 회전수별 회전자와 고정자의 발열

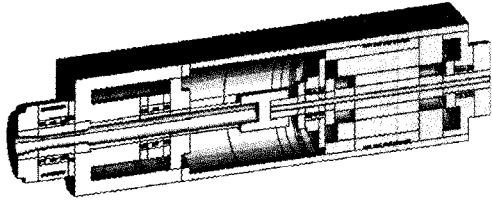


Fig. 2 Analysis model of spindle system (section view)

Table 1 Material properties of spindle elements

GC300	Density	7,300 kg/m ³
	Thermal conductivity	55.8 W/m°C
SCM440	Density	7,860 kg/m ³
	Thermal conductivity	42.7 W/m°C
Fe-Si	Density	7,700 kg/m ³
	Thermal conductivity	42.7 W/m°C
Cu	Density	8,930 kg/m ³
	Thermal conductivity	393.1 W/m°C
SUJ2	Density	7,860 kg/m ³
	Thermal conductivity	41.9 W/m°C
Si ₃ N ₄	Density	3,200 kg/m ³
	Thermal conductivity	29.3 W/m°C

Table 2 Material properties of oil

Dynamic viscosity	1.5 cSt
Specific heat	0.7 kcal/kg°C
Density	900 kg/m ³

Table 3 Flow rate of oil

65BNRX10	1.5 l /min/EA
55BNRX10	1.5 l /min/EA
40BNRS10	0.75 l /min/EA
35BNRS10	0.75 l /min/EA
Oil jacket of main spindle	3 l /min
Oil jacket of sub-spindle	15 l /min

량으로 분리해서 Fig. 3과 같이 정리하였는데, 발열량은 회전자가 고정자보다 크다는 것을 알 수 있다.

3.2 베어링 볼의 재질과 열 발생률

모터 분리형 초고속 주축계의 베어링은 모두 접촉각이 18°인 앵귤러 콘택트 세라믹 볼 베어링이지만, 베어링 볼의 재질이 베어링의 열 발생률에 미치는 영향을 분석하기 위해서 베어링 볼이 세라믹인 경우와 스틸(steel)인 경우에 대한 열 발생률을 비교하였다. Fig. 4는 초고속 주축계의 베어링이 세라믹 볼 베어링과 스틸 볼 베어링인 경우에 대한 열 발생률을 비교해서 보여주고 있다.

주축 회전수가 증가함에 따라서 자이로스코픽 모멘트와 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트도 증가하기 때문에 베어링의 열 발생률도 증가하는 것으로 나타나고 있다. 또한 스틸

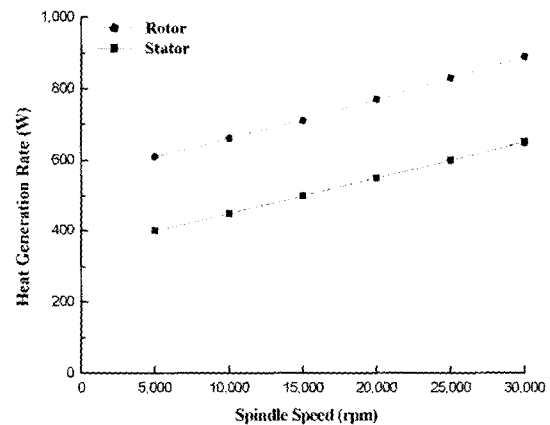


Fig. 3 Heat generation rate of built-in motor

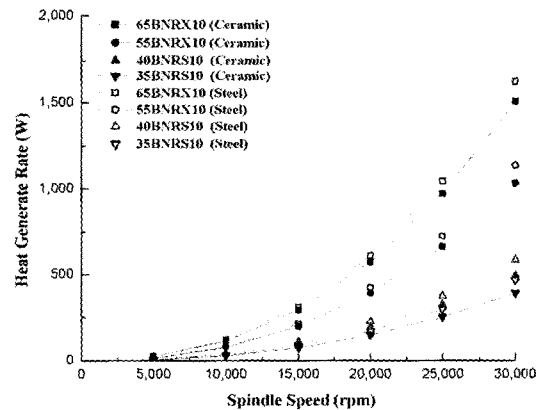


Fig. 4 Heat generation rate of ball bearings

볼 베어링의 열 발생률이 세라믹 볼 베어링보다 크게 나타나고 있는데, 그 이유는 스틸 볼 베어링이 세라믹 볼 베어링보다 베어링 볼 재료의 밀도가 2.5배정도 크고, 자이로스코픽 모멘트와 베어링 볼 재료의 밀도가 비례 관계에 있기 때문이다. 이러한 경향은 주축 회전수가 증가할수록, 베어링의 크기가 작을수록 두드러진 것으로 나타났다. 특히 주축 회전수가 30,000rpm일 때, 베어링 내경이 65mm인 경우에는 스틸 볼 베어링의 열 발생률이 세라믹 볼 베어링보다 약 8% 정도 증가하지만, 베어링 내경이 35mm인 경우에는 스틸 볼 베어링의 열 발생률이 세라믹 볼 베어링보다 약 19% 정도 증가하고 있다.

또한 Fig. 5는 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트, 자이로스코픽 모멘트, 그리고 베어링 하중에 의한 마찰 모멘트가 세라믹 볼 베어링 65BNRX10의 열 발생률에 미치는 영향을 보여주고 있다. 특히 대량 급유 방식인 오일-제트 윤활 방법을 사용하는 관계로 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트가 베어링의 열 발생률에 가장 큰 영향을 주고 있다. 그리고 베어링의 열 발생률은 저속 영역인 경우 자이로스코픽 모멘트의 영향보다 베어링 하중에 의한 마찰 모멘트의 영향을 약간 더 받지만, 고속 영역으로 갈수록 자이로스코픽 모멘트의 영향이 베어링 하중에 의한 마찰 모멘트의 영향보다 커지는 것으로 나타났다. 초고속 주축계의 베어링들에 대해서는 약 10,000rpm 정도의 주축 회전수를 그 경계로 하고 있다.

3.3 베어링의 열 전달률

모터 분리형 초고속 주축계의 열원은 내장형 모터와 베어

링으로 구분된다. 그리고 내장형 모터로부터의 열 전달률은 Fig. 3에 나타낸 열 발생률과 같지만, 베어링으로부터의 열 전달률은 식 (8)과 같이 열 발생률과 열 제거율의 차이로 주어져야 한다. 윤활유에 의한 베어링의 열 제거율을 구하기 위해서는 식 (7)에서 볼 수 있듯이 급유 온도와 배유 온도의 차이를 알아야 하는데, 본 연구에서는 대기와의 접촉면 및 냉각 자켓에서의 대류 열 전달에 의한 냉각, 내장형 모터와 베어링에 의한 발열 등을 고려한 상태에서 해석한 베어링 볼의 온도 상승을 이용하여 급유 온도와 배유 온도의 차이를 설정하였다. 즉 냉각 자켓과 베어링으로의 급유 온도는 대기 온도와 같고, 주축 회전수는 30,000rpm이라는 조건에서 메인 스핀들의 후반부 베어링이 가장 큰 온도 상승을 하는 것으로 나타났기 때문에 그 베어링에 대한 급유 온도와 배유 온도의 차이를 10℃로 가정하고, 다른 조건이나 다른 베어링들에 대해서는 베어링 볼의 온도 상승에 비례해서 급유 온도와 배유 온도의 차이를 부여하였다.

Fig. 6은 이러한 개념을 토대로 구한 앵귤러 콘택트 세라믹 볼 베어링 65BNRX10의 열 발생률, 열 제거율 및 열 전달률을 보여주고 있다. 주축 회전수가 증가할수록 베어링의 온도 상승도 증가하기 때문에 동일한 급유량에 대해서 윤활유의 열 제거율도 비례적으로 증가함을 알 수 있다. 특히 윤활유의 열 제거율은 베어링의 온도 상승, 공급 유량, 급유 온도 등에 의해서 달라지게 되는데, 초고속 주축계의 윤활 및 냉각 조건에서 윤활유의 열 제거율은 베어링의 열 발생률에 대해서 65BNRX10이 20~30%, 55BNRX10이 50~60%, 40BNRS10이 50~70%, 35BNRS10이 30~60%

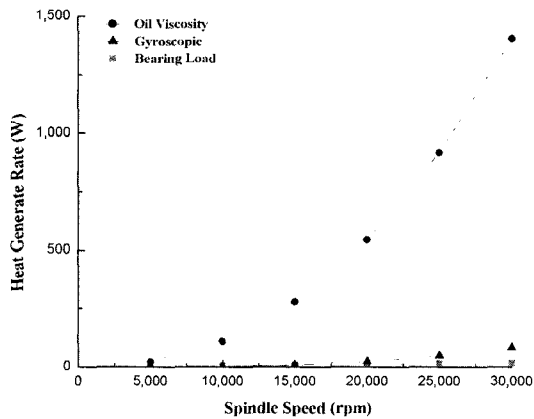


Fig. 5 Heat generation rate of ceramic ball bearing 65BNRX10

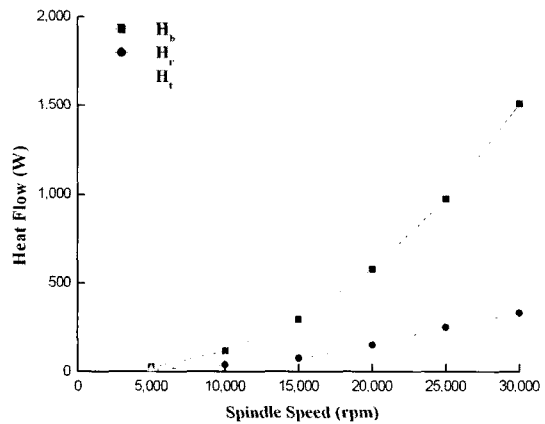


Fig. 6 Heat flow of ceramic ball bearing 65BNRX10

정도인 것으로 나타났다.

3.4 초고속 주축계의 열 특성

모터 분리형 초고속 주축계의 열 특성을 해석하기 위해서 내장형 모터와 베어링에 대한 열 전달률의 해석 결과와 함께, 대기와의 접촉면 및 냉각 자켓에서의 대류 열 전달에 의한 냉각 효과를 고려하였다. 특히 대기 온도는 20℃로 일정하다고 가정하였고, 베어링과 냉각 자켓으로의 급유 온도는 대기 온도와 같다고 설정하였다.

Fig. 7, 8 및 9는 주축 회전수가 10,000, 20,000 및 30,000rpm 일 때 해석한 초고속 주축계의 온도 상승에 대한 온도 분포를 보여주고 있고, Fig. 10은 베어링 외륜, 주축 선단부, 내장형 모터의 회전자 및 고정자에서의 온도 상승을 보여주고 있다.

온도 상승은 회전자에서 가장 크게 나타나고 있는데, 특히 주축 회전수 30,000rpm에서의 온도 상승은 약 79℃에 달하고 있다. 그러나 고정자는 주축 회전수 30,000rpm에서

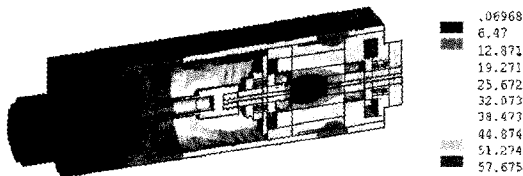


Fig. 7 Temperature distribution of spindle system (spindle speed : 10,000rpm)

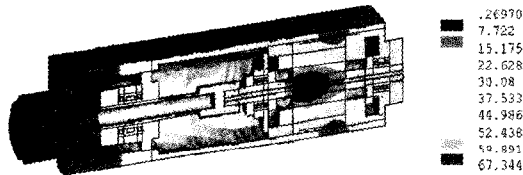


Fig. 8 Temperature distribution of spindle system (spindle speed : 20,000rpm)

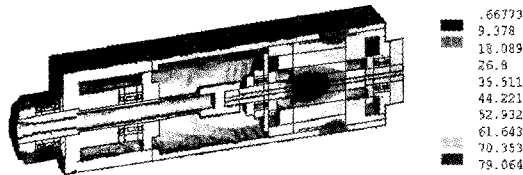


Fig. 9 Temperature distribution of spindle system (spindle speed : 30,000rpm)

의 온도 상승이 약 27℃로 회전자의 34% 정도에 불과한 것으로 나타났다. 이러한 결과로부터 고정자의 온도 상승은 고정자 부위에 설치된 냉각 자켓에 의해서 효과적으로 억제되고 있음을 알 수 있다.

또한 Fig. 10에서 알 수 있듯이 서브 스피ndl의 전반부 베어링 40BNRS10과 후반부 베어링 35BNRS10은 회전자로부터 전달되는 열에 의해서 그 온도 상승 형태가 회전자와 유사한 것으로 나타나고 있고, 상대적으로 메인 스피ndl의 베어링들에 비해서 높은 온도 상승을 보여주고 있다. 특히 전반부 베어링 40BNRS10은 구조적으로 열을 방출하기 어려운 위치에 있기 때문에 후반부 베어링 35BNRS10보다 온도 상승이 약 11~18℃ 정도 높다는 것을 알 수 있다.

메인 스피ndl의 전반부 베어링 65BNRX10과 후반부 베어링 55BNRX10은 서브 스피ndl의 베어링들에 비해서 회

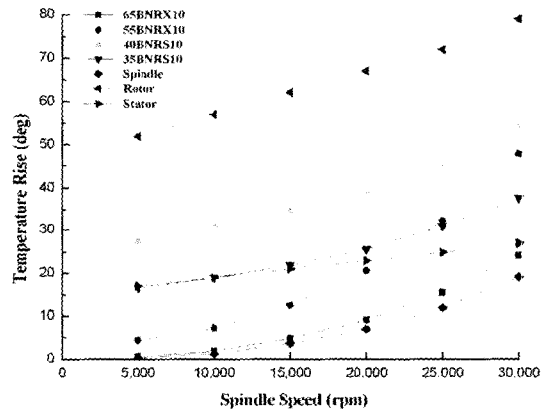


Fig. 10 Temperature rise of spindle system

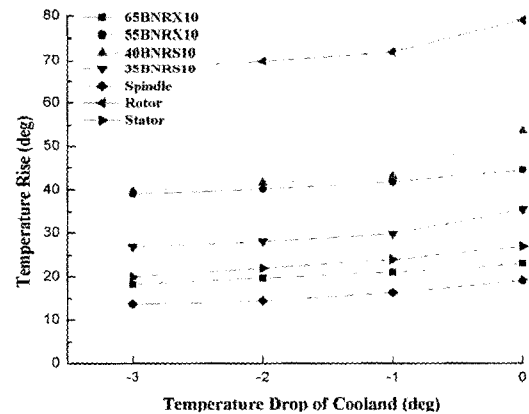


Fig. 11 Effect of coolant on temperature rise

전자로부터의 열 전달량이 매우 작은 것으로 나타났고, 전반부 베어링 부위에 설치된 냉각 자켓에 의해서 지배적인 영향을 받고 있다. 그러나 후반부 베어링 55BNRX10은 구조적으로 열을 방출하기 어려운 위치에 있기 때문에 냉각 자켓에 의해서 열 방출이 용이한 전반부 베어링보다 온도 상승이 약 4~21℃ 정도 높으며, 이러한 경향은 주축 회전수가 높을수록 더욱 두드러지게 나타나고 있다.

또한 주축 선단부는 메인 스피ن들의 전반부 베어링과 인접한 위치에 있기 때문에 주축 선단부의 온도 상승은 메인 스피ن들의 전반부 베어링과 유사한 것을 알 수 있는데, 주축 선단부의 온도 상승이 약 0~4℃ 정도 낮게 나타났다.

Fig. 11에는 메인 스피ن들과 서브 스피ن들에 설치한 냉각 자켓으로 공급되는 냉각유의 온도가 초고속 주축계의 온도 상승에 미치는 영향을 나타내었다. 냉각유의 급유 온도가 낮을수록 온도 상승률도 감소하는 경향을 보이고 있는데, 특히 급유 온도를 대기 온도보다 1℃ 정도 낮추었을 때 특히 서브 스피ن들의 베어링들과 회전자의 온도 상승이 약 7~11℃ 정도 급격히 감소하고 있다. 따라서 과도한 냉각에 의한 결로 현상을 고려하면, 초고속 주축계의 경우에는 냉각 자켓에 대한 급유 온도를 대기 온도보다 1℃ 정도 낮추는 것이 효과적이라고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 $\phi 65\text{mm} \times 30,000\text{rpm}$ 급 수평형 머시닝센터에 적용할 오일-게트 윤활 방식의 모터 분리형 초고속 주축계의 열 특성을 설계 단계에서 해석 및 평가하였다. 그리고 그 과정에서 다음과 같은 결과들을 얻었다.

- (1) 주축 회전수가 증가할수록 스틸 볼 베어링의 열 발생률이 세라믹 볼 베어링보다 커지며, 그 경향은 베어링 크기가 작을수록 두드러진다.
- (2) 초고속 주축계에서의 온도 상승은 내장형 모터의 회전자에서 가장 높게 나타나는데, 주축 회전수 30,000rpm 일 때의 온도 상승은 약 79℃이다. 또한 동일한 조건에서 고정자의 온도 상승은 약 27℃이기 때문에 냉각 자켓에 의한 고정자의 열 방출은 효과적이라고 판단된다.
- (3) 서브 스피ن들의 베어링들은 회전자로부터 전달되는 열에 의해서 온도 상승 형태가 회전자와 유사하고, 상대적으로 메인 스피ن들의 베어링들에 비해서 온도가 높다.
- (4) 메인 스피ن들의 전반부 베어링에서의 온도 상승은 냉각 자켓에 의해서 지배적인 영향을 받는다. 그리고 메인

스핀들의 후반부 베어링은 구조적으로 열 방출이 어렵기 때문에 전반부 베어링보다 온도가 약 4~21℃ 정도 높으며, 이러한 경향은 주축 회전수가 높을수록 더욱 두드러진다.

- (5) 주축 선단부의 온도는 근접 거리에 위치한 메인 스피인들의 전반부 베어링과 유사하지만, 약 0~4℃ 정도 낮다.
- (6) 냉각유의 급유 온도를 대기 온도보다 1℃ 정도 낮춤으로써 서브 스피인들의 베어링들과 회전자의 온도를 약 7~11℃ 정도 낮출 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 중기거점기술개발사업인 화천기공(주)의 "월격 운영 초고속 HMC 개발" 과제의 지원으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Nakamura, S., and Kakino, Y., 1994, "Performance Evaluation of a Preload Convertible Spindle," *Journal of the JSPE*, Vol. 60, No. 5, pp. 688~692.
- (2) Muramatsu, A., Nakamura, S., Yoneyama, H., and Iwasaki, O., 1994, "Heat Conduction Analysis for Motor Integrated Spindle," *NSK Technical Journal*, No. 658, pp. 32~39.
- (3) Kim, S. I., Choi, D. B., and Park, K. H., 1993, "Oil-Air Lubrication Characteristics of a High-Speed Spindle System for Machine Tools," *Trans. of the KSME*, Vol. 17, No. 2, pp. 351~358.
- (4) Choi, D. B., Kim, S. I., and Song, J. B., 1994, "Air Cooling Characteristics of a High-Speed Spindle System for Machine Tools," *Trans. of the KSPE*, Vol. 11, No. 1, pp. 123~128.
- (5) SKF, 2003, "More Accurate Calculation of Frictional Moment," *Interactive Engineering Catalogue*, <http://www.skf.com/portal/skf/home/products>.
- (6) NSK, 2003, "Rotational Torque Equation of High-Speed Ball Bearings," *NSK Technical Report*, pp. 166~167.