

CA안경테 가공장비 주축의 열특성 해석

최현진*, 최성대#

Thermal Characteristics Analysis of High Speed Spindle of CA Frame Equipment for Eyewear

Hyun-Jin Choi*, Seong-Dae Choi#

(Received 24 November 2010; received in revised form 3 August 2011; accepted 6 October 2011)

ABSTRACT

For the domestic glasses industry to procure competitiveness in the world CA(Cellulose Acetate) frame of spectacles market, CNC machining system for CA frame including high-value added CA cutting technologies should be developed with new materials for the rim based on Cellulose and sheet manufacturing base. The spindle system of glasses frame equipment that is the core to the quality of CA frame is the key technologies to realize high-speed, high-precision so its importance is remarkably emerging. In the study, at the structural design of the high spindle system of the private equipment for CA glasses frame embedded a motor of 40,000rpm, the stability of design was analyzed and investigated through selecting lubrication structure and thermal characteristics of the spindle system.

Key Words : Eyewear Frame(안경테), Celluloid Acetate(셀룰로오스 아세테이트), High Speed Spindle(고속주축), Machining Tool(가공기), Thermal Characteristics(열특성)

1. 서 론

현재 금속 안경테의 유행이 퇴조하면서 2005년 초 반부터 안경테 시장에서는 고부가가치 플라스틱 안경테인 CA(셀룰로오스 아세테이트, Cellulose Acetate)안경테의 점유율이 증가하게 되었고 안경테 업체의 CA안경테에 대한 관심이 점차적으로 증폭되고 있다^[1]. 하지만 국내에는 장기간에 걸친 금속테의 유행으로

금속테의 제조기반은 크게 성장하였으나, 반면에 CA안경테 부문은 채산성의 악화로 생산이 완전 중단된 상태이다. 이러한 CA안경테 관련 기술 및 인프라의 부재가 국내 안경테 업체의 세계시장 진출에 걸림돌이 되고 있는 것이 현실이며 이에 따라 전 세계 안경의 55%를 차지하고 있는 고부가가치 플라스틱 안경테 경쟁력 부분에서 열세에 놓여있다^[2]. 따라서 지속적으로 성장하고 있는 세계 CA안경테 시장에 국내 안경 산업이 경쟁력을 확보하기 위해서는 셀룰로오스 기반 안경테 신소재 개발 및 고부가가치 플라스틱 안경테 가공을 위한 제조기반이 필요하다^[3]. 특히, 플라스틱 가공 절삭기술을 포함한 CA안경테 전용 CNC 가공장비

* 대구기계부품연구원

교신저자 : 금오공과대학교 기계공학부

E-mail : sdchoi@kumoh.ac.kr

는 국내 생산이 전무한 상태이며 요소기술 또한 시급히 확보해야 한다. CA안경테의 가공품질에 핵심이 되는 가공기의 고속 주축은 고속화, 고정밀화를 실현하기 위한 요소기술로 그 중요성이 크게 대두되고 있다. 특히 주축의 고속화에 따른 베어링 및 내장형 모터의 온도상승으로 주축계의 열변형을 초래하여 장비 전체의 정밀도에 영향을 주고 있다. 따라서 본 연구에서는 CA안경테 전용 가공장비의 40,000rpm급 모터내장형 고속 주축시스템의 구조설계 단계에서 열적 특성을 분석하기 위해 유한요소법을 사용하여 고속회전에 의한 발열이 주축계에 미치는 열분포 및 열변형 해석을 수행하여 주축계의 열특성을 설계단계에서 예측하고자 하였다^[4,6].

2. 주축구조

고속 주축의 구조는 모터가 내장된 빌트인 Type으로 주축 베어링은 SKF사의 스피들 베어링으로 접촉각 15°의 앵글러 콘택트 볼베어링(Angular contact ball bearing)인 VEX45/NS7CE1와 VEX35/NS7CE1베어링을 조합하여 스피들의 전·후반부에 각각 설치하였으며, 모터는 IBAG사의 HF120AI36HK가 주축 중간부에 내장되어 있는 구조로 설계하였다. 40,000rpm의 고속회전에 따른 베어링부의 열발생을 억제하기 위해 초기 설계단계부터 윤활은 고속회전에 적당한 최소 미량급유 방식인 오일-에어 방법을 채용하였다. 오일-에어윤활 방법은 윤활제의 양이 정밀하게 측정될 수 있기 때문에 적은 양의 윤활제이라도 베어링에 최적으로 공급될 수 있는 장점이 있다^[6]. Fig. 1은 주축시스템의 구조설계 도면을 나타낸다.

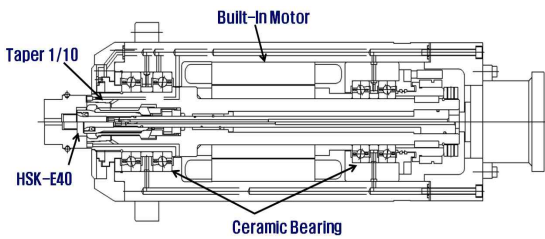


Fig. 1 Spindle system of eyewear frame machine

3. 주축의 열특성

3.1 주축의 발열

고속회전 주축의 열원은 베어링에서의 발열과 빌트인 모터의 발열이 있으며 이는 주축의 각 부분품에 전달되어 열변형의 영향을 미치게 된다. 주축을 구동시키면 베어링이 회전함에 따라 마찰손실에 의해 열이 발생하므로 회전축에 급격한 온도상승, 그리고 이로 인해 생기는 시스템 전체의 열변형 거동을 수치해석에 의해 규명하기 위해서는 베어링에 의한 발열량을 먼저 구하여야 한다. 베어링의 온도상승은 베어링 내부의 마찰동력손실과 비례하는 관계를 가진다. 또한 베어링의 마찰동력손실은 베어링의 미끄럼모멘트에 의해서 결정되며 주축의 회전수, 베어링하중, 윤활유점도 등의 영향을 받게 된다. 베어링의 전체 열발생률 H_b 는 식 (1)과 같이 자이로스코픽미끄럼에 의한 열발생률 H_g , 베어링 하중에 의한 열발생률 H_p , 윤활유 점성에 의한 열발생률 H_v 의 합으로 표현한다. 단, 주축 회전수가 40,000rpm급의 고속회전이므로 베어링의 스피드미끄럼에 의한 열발생률은 그 영향이 작기 때문에 제외하였다^[6,9].

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

여기서, n 는 회전수, p 는 베어링 하중, v 는 윤활점도이며 기계적 운동 속도에 관계된다. 또한 베어링의 열발생률은 마찰모멘트 M_b 에 의해서 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$H_b = 0.105 \times n \times M_b \quad (2)$$

M_b 는 윤활유의 점도 및 회전수에 결정되는 속도항의 동마찰 모멘트로 식 (3)으로 구할 수 있다.

$$M_b = M_v + M_p + M_g \quad (3)$$

M_v 는 점성 마찰모멘트 성분이며 M_p 는 하중에 의존적인 마찰모멘트 성분을 M_g 는 자이로스코픽 마찰모멘트 성분을 나타낸다. 점성 마찰모멘트 성분은 식 (4)로 표현할 수 있다.

$$M_v = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad (4)$$

여기서, f_0 는 베어링 종류와 윤활방법 지수, v 는 윤전점도, n 은 베어링속도, d_m 는 베어링 평균 직경을 나타낸다. v 는 온도의 함수이므로 온도증가에 따라 감소하게 되므로 속도항에 의한 동마찰 토오크는 회전속도가 증가함에 따라 증가하나 실제로는 온도상승 때문에 윤활제의 점도가 저하되어 전체 발열량에 대한 비율이 감소할 수 있다. 또한, 하중에 의한 마찰모멘트 성분은 다음 식 (5)로 나타낼 수 있다.

$$M_P = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (5)$$

여기서, f_1 는 하중의 크기를 포함한 지수, P_1 는 작용하중이며 f_1 을 정등가하중 및 기본 정적하중식으로 표현하면 식 (6)으로도 나타낼 수 있다^[6].

$$M_P = 0.001 (P_0/C_0)^{0.33} \times P \times d_m \quad (6)$$

$$M_g = 0.143 \times 10^{-15} \times \rho \times d_m \times d_b^4 \times n^2 \times \sin\beta \quad (7)$$

식 (7)은 점성 마찰모멘트 성분을 나타내며, 여기서 ρ 는 베어링 볼의 밀도, β 는 베어링 접촉각을 나타내며 마찰모멘트에 의한 베어링의 발열량은 식 (8)으로 계산되어진다.

$$Q = 2\pi M_b \times n/60 \quad (8)$$

Table 1은 40,000rpm 구동시 베어링 발열량을 계산하는 마찰모멘트 지수값을 나타내며 이를 통하여 각 구동 회전수별 발열량을 계산하여 적용하였다. Fig. 2는 위의 관계식을 이용해서 계산한 주축 베어링부의 열발생률을 나타내고 있다.

Table 1 Exponential value of the frictional moment

M_v		f_0	v	d_m	n	-
	F-B	1.7	70	60	40,000	-
R-B	1.7	70	48.5	40,000	-	
M_g		ρ	d_m	d_b	n	β
	F-B	3.19	60	7.5	40,000	15
R-B	3.19	48.5	7.5	40,000	15	
M_P		P_0	C_0	P	d_m	-
	F-B	1,310	740	4,000	60	-
R-B	1,170	580	4,000	48.5	-	

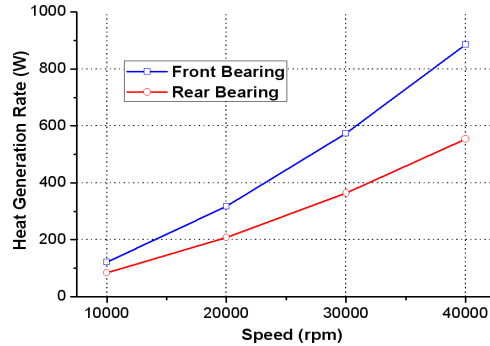


Fig. 2 Heat generation rate of bearing

3.2 주축의 열해석

열해석의 유한요소 모델 생성은 HyperMesh를 이용하여 Solid Element 요소인 Hex(8node)와 Wege(6node)로 생성하였으며 상용 유한요소 해석틀인 NASTRAN을 이용하여 수행하였다. Fig. 3은 주축의 단순화한 해석 유한요소 모델로 구성부품들을 중심축에 대한 등가형상으로 생성하였다^[10].

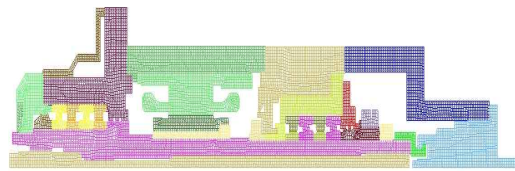


Fig. 3 Mesh of spindle system for finite elements method analysis

발열량은 Fig. 2의 베어링부의 열발생률을 적용하였으며 내장형 모터는 모터 메이커에서 권장하는 회전수별 쿨링파워를 바탕으로 발열량을 가정하였다. 주축시스템 외부의 공기접촉은 자연대류로 가정하고 열전달 계수(Convection Heat Transfer Coefficient)는 $1.06E-5 \text{ W/mm}^2\text{K}$ 로 하였으며, 대기온도는 25°C 로 가정하여 Fig. 4와 같이 경계조건을 설정하였다^[6]. 열변형 해석의 구속조건은 본 연구대상인 주축시스템의 고정방식은 카트리지지식으로 수직형 안경가공기의 하우징에 주축 선단부 플레이트부분을 볼트로 고정시키는 형식이므로 Fig. 5와 같이 주축하우징에 맞붙는 플레이트부분을 3자유도 구속조건으로 고정하였고 주축을 구성하는 요소들의 물성은 Table 2에 제시하였다.

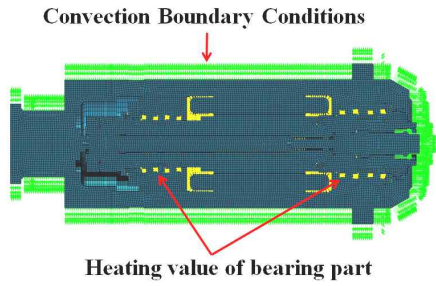


Fig. 4 Boundary condition for thermal analysis

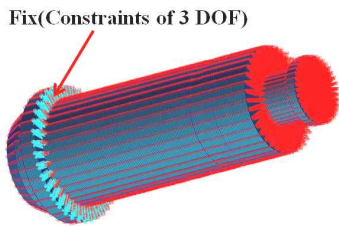


Fig. 5 Boundary condition for thermal deformation analysis

Table 2 Material properties

Division	Material	Modulus (MPa)	Density (ton/mm ³)	Thermal conductivity (W/mm · k)
HOUSING 외	SM45C	210,000	7.85E-09	0.0498
SPINDLE 외	SCM415	210,000	7.83E-09	0.0427
ROTOR	Si-steel:Al = 7:3	122,000	6.20E-09	0.1010
STATOR	Si-steel:Cu = 7:3	10,000	7.83E-09	0.1478
CERAMIC BEARING	BEARING	210,000	7.30E-09	0.0250

Fig. 6은 40,000rpm에서의 주축 열분포 해석결과를 보여주고 있으며 Fig. 7은 회전수에 따른 전·후 베어링부와 모터의 로터와 스테이터부의 온도변화를 보여주고 있다. 열발생은 회전구동에 따른 주축계의 주요 발열 원인 베어링과 모터의 발열에 따라 베어링부는 37.5℃ 까지 모터부는 최고 40.0℃까지 나타났으며, 전반적으로 회전수에 따라 선형적으로 온도가 상승하였다. 또한, 전반부 베어링부가 후반부 베어링부보다 온도상승률이 높게 증가하고 있는 경향을 보였다. 후반부 베어링부와 모터 스테이터부는 거의 열발생이 일치하였으며 회전수의 증가에 따라 증가폭 또한 상대적으로

낮게 나타났다. 이는 전·후 베어링의 직경이 1.3배 정도 차이가 있기 때문에 전반부 베어링의 발열이 크기 때문으로 볼 수 있다. 또한 구조적으로 베어링은 열을 방출할 수 없는 구조이기 때문에 설계단계부터 베어링의 유회방식을 오일-에어유회로 선정하여 베어링 냉각을 고려하였다^[11].

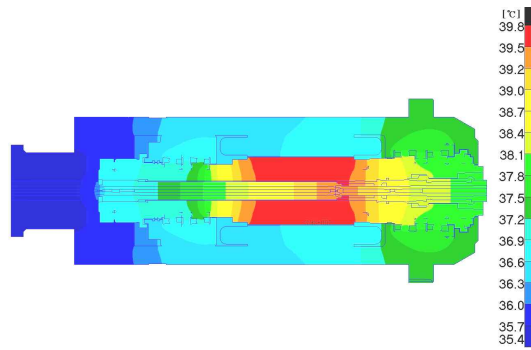


Fig. 6 Temperature distribution(40,000rpm)

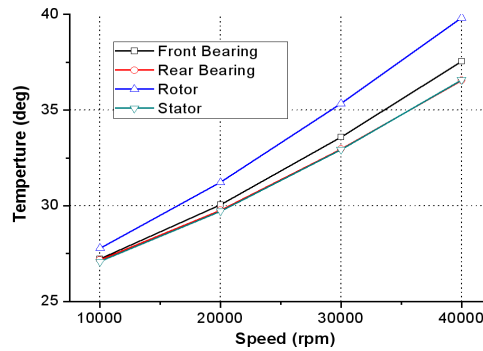


Fig. 7 Temperature rise of bearing and motor

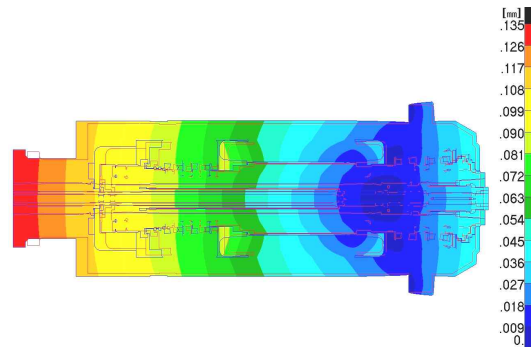


Fig. 8 Result of thermal deformation(40,000rpm)

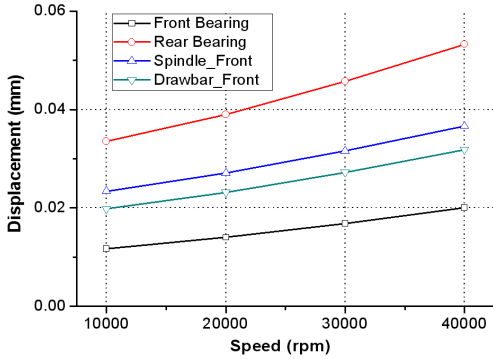


Fig. 9 Displacement of spindle system

Fig. 8은 40,000rpm에서의 주축의 열변형 해석결과이며 회전수에 따른 각 부분의 열변형에 따른 열변위는 Fig. 9에 제시하였다. 주축회전수가 10,000 ~ 40,000 rpm일 때 전반부 베어링부의 열변형은 11 ~ 20 μ m, 후반부 베어링부의 열변형은 33 ~ 50 μ m, 그리고 가공 정밀도에 영향을 미치는 주축선단부의 열변형은 20.3 ~ 30.6 μ m으로 열변형 편차가 약 10 μ m 내외의 작은 변형으로 초기 주축시스템의 회전정밀도 목표치인 10 μ m에 만족하는 해석결과가 예측되었다. 이러한 해석결과로 본 주축시스템은 열에 의한 변형에는 영향이 적을 것으로 판단되었으나 열변형을 최소화하여 주축 안정성을 확보하기 위하여 열상승이 가장 큰 내장형 모터부에 냉각자켓을 추가하여 2차 해석을 수행하였다. 모터부의 냉각을 위한 냉각자켓을 추가한다면 모터부의 온도상승은 일정정도 억제할 수 있을 것으로 유추하였고 냉각자켓을 고려한 모터의 발열이 전·후 베어링부에 어떤 영향이 있는지 비교분석하였다.

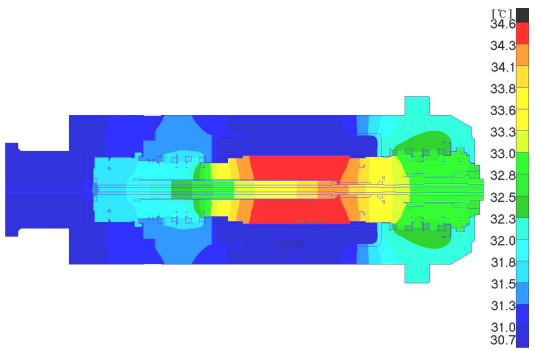


Fig. 10 Temperature distribution(40,000rpm, 2nd Analysis)

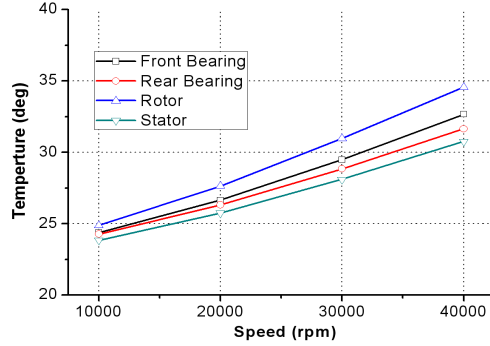


Fig. 11 Temperature rise of bearing and motor(2nd Analysis)

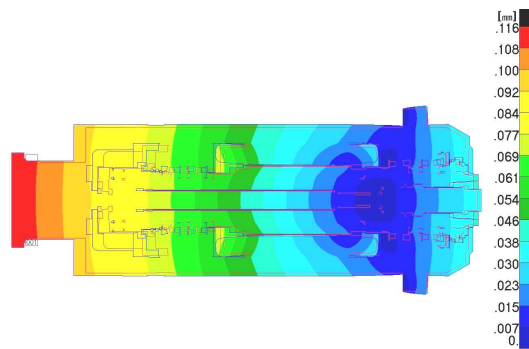


Fig. 12 Result of thermal deformation(40,000rpm, 2nd Analysis)

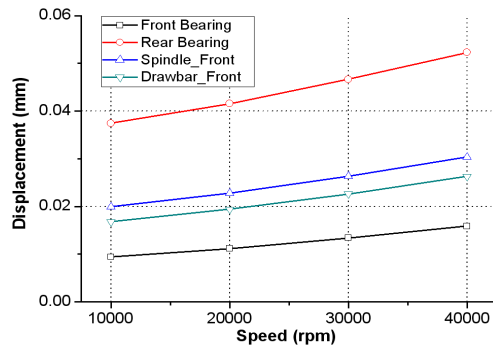


Fig. 13 Displacement of spindle system(2nd Analysis)

Fig. 10과 11은 모터부의 냉각자켓을 고려한 2차 해석결과로 자켓의 냉각온도는 통상적으로 현장에서 적용하고 있는 15 $^{\circ}$ C로 조건을 설정하여 해석을 수행하였다. 냉각자켓을 고려하지 않은 해석결과와 비교하여 보면 열발생은 약 4~5 $^{\circ}$ C 정도 전반적으로 차이가

있음을 알 수 있으며 이는 모터부에 적용한 냉각자켓에 의해 베어링부까지 발열을 억제 하였음을 예측할 수 있다. 또한 회전수 증가에 따른 열발생 편차 또한 7~9℃로 약 1~3℃정도 열상승률이 낮아졌음을 알 수 있다.

냉각자켓을 적용한 후의 열변형에 따른 열변위는 Fig. 12와 13과 같으며 전반부 베어링부의 열변형은 9 ~ 15 μm , 후반부 베어링부의 열변형은 30 ~ 46 μm , 주축 선단부는 19 ~ 29 μm 으로 전반적으로 열상승률이 낮아짐에 따라 열변형 또한 큰 폭은 아니지만 1차 해석결과보다 낮게 나타났다. 이는 모터부의 냉각에 의해 발열을 억제하면서 열변형 또한 영향을 있음을 알 수 있었으며 냉각에 따라 열변형을 최소화할 수 있음을 예측할 수 있었다.

Fig. 14와 15는 냉각자켓을 적용 전·후의 열응력 해석결과로 최대 응력은 주축하우징부의 체결부위에서 발생되었으며 베어링 및 모터 로터, 스피들 프론트부의 열응력값은 Table 3에 나타내었다.

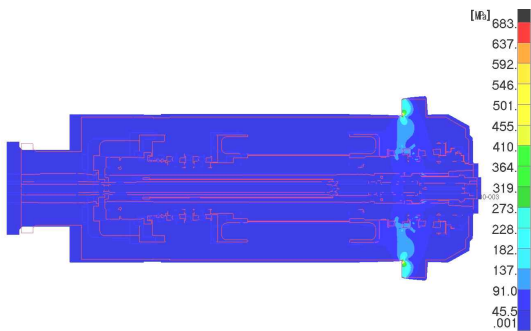


Fig. 14 Thermal Stress of Spindle (Unapplied of cooling jacket)

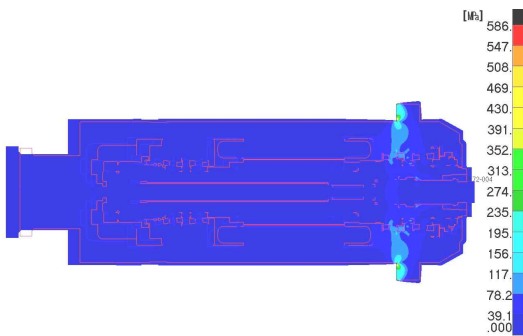


Fig. 15 Thermal Stress of Spindle (apply the cooling jacket)

Table 3 Von-Mises Stress

Division	Non-cooling (MPa)	Cooling (MPa)
Front bearing	38.34	33.08
Rear bearing	5.95	5.25
Spindle front	8.31	7.15
Rotor	40.82	35.78

주축의 열응력 해석결과 스피들 재질인 SCM4계열의 KS D 3711규격에 따른 40℃의 기본 허용 응력값인 200MPa을 고려할 때 안전율이 매우 높음을 확인하였다. 또한 냉각자켓을 적용한 경우 베어링 및 모터 로터 등 주요부의 응력값이 낮아진 결과로 냉각자켓에 의해 주축 전반적으로 발열을 억제하면서 열응력 또한 최소화할 수 있음을 확인하였다. 이러한 열변위 및 열응력 해석결과로 주축계의 열적 안정성이 우수함을 판단할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 CA안경테 전용 가공장비의 40,000 rpm급 모터내장형 고속 주축시스템의 구조설계 단계에 주축계의 열적 특성 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 주축계의 열상승은 모터부에서 가장 높게 나타났으며, 40,000rpm일 때의 열상승은 약 40℃이었으며 모터부와 베어링부 모두 회전수에 따라 선형적으로 열이 상승하였다.
- (2) 냉각자켓을 고려하지 않은 상태에서의 주축회전수가 10,000~40,000rpm일 때 가공 정밀도에 영향을 미치는 주축선단부의 열변형은 20.3~30.6 μm 으로 열변형 편차가 10 μm 내외의 작은 변형의 결과로 초기 목표치에 만족할 만한 결과를 도출하였다.
- (3) 열상승이 상대적으로 높은 모터부의 냉각을 위하여 15℃의 냉각조건으로 냉각자켓을 적용하면 열상승이 약 4~5℃ 정도 낮게 발생되었으며 회전수 증가에 따른 열상승 편차 또한 약 1~3℃ 정도 낮아져 모터부의 냉각에 의해 모터부와 베어링부까지 발열을 억제할 수 있음을 예측하였다.
- (4) 주축계의 열응력 해석결과 스피들 재질인 SCM4계열의 KS D 3711규격에 따른 40℃의 기본 허용 응력값인 200MPa을 고려할 때 안전율이 매우 높음을 확인하였다.

- (4) 향후 주축의 실제 구동시 열분포 및 열변위 실험을 수행하여 해석결과와 일치성을 비교분석하여 좀 더 정확한 주축계의 열적 안정성을 확보할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 산업원천기술개발사업인 “고품격 하이테크 안경테 소재 및 가공기술 개발”의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Obstfeld H., "Spectacle frames and their Dispensing", 1st Ed., W.B. Saunders Company Ltd, pp. 61-71, 1997.
2. 이감열, "안경테 산업경쟁력조사에 관한 연구", 무역위원회, 한국생활환경시험연구원, pp. 61-132, 2003.
3. 강현식, "안경재료학", 3판 2쇄, 서울, 신광출판사, pp. 125-129, 2007.
4. C. W. Park, H. J. Choi, E. S. Jang, Y. H. Koh and C. H. Kim, "Design technique of high speed spindle system for mold machining", Spring Conference of KSMPE, pp. 85-90, 2009.
5. S. I. Kim, J. W. Jo and W. J. Lee and Y. H. Lee, "Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm", Spring Conference of KSME, pp. 494-499, 2003.
6. S. I. Kim, K. T. Kim, "Thermal Characteristics Analysis of a High-speed Motor-Separated Spindle System Using Oil-Jet Lubrication Method", Journal of KSME, Vol. 12, No. 1, pp. 69-75, 2004.
7. S. J. Kang, K. J. Lee and J. K. Kim, "Characteristics Evaluation of Spindle Thermal Displacement with kinds of Lubrication Oil", Journal of the KSMTE, Vol. 13, No. 1, pp. 47-53, 2004.
8. S. T. Kim, D. B. Choi, "Analysis on the Cooling Characteristics of the Spindle with High Frequency Motor", Spring Conference of KSME, pp. 278-283, 2002.
9. Y. C. Song, D. W. Lee, D. B. Choi and S. T. Kim, "Study on the Cooling Effect of Motor Integrated Spindle", Journal of KSTLE, Vol. 13, No. 1, pp. 8-13, 1997.
10. J. K. Kim, S. B. Kim, J. K. Lee and J. K. Kim, "A Study on the Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System", Journal of the KSMTE, Vol. 8, No. 1, pp. 28-34, 1999.
11. S. I. Kim, T. K. Kweon and S. J. Na, "Thermal Analysis of a Motor-Separated Spindle System for High - Speed HMC", Fall Conference of K SMTE, pp. 223-242, 2001.