

유한요소법을 이용한 주축 인터페이스부의 정강성 특성

황영국*, 정원지⁺, 이춘만⁺⁺

(논문접수일 2006. 8. 30, 심사완료일 2006. 11. 29)

Static Stiffness Characteristics of Main Spindle Interface using Finite Element Method

Young-Kug Hwang*, Won-Jee Chung⁺, Choon-Man Lee⁺⁺

Abstract

High speed machining has become the main issue of metal cutting. Due to increase of the rotational speed of the spindle, problems such as the run-out errors and reduced stiffness must be overcome to improve the machining accuracy. In order to solve the problems, it is important to determine the appropriate clamping unit and tooling system. This paper presents an investigation into an analysis of static stiffness in the main spindle interface. Finite element analysis is performed by using a commercial code ANSYS according to variation of cutting force, clamping force and rotational speed. From the finite element results, it is shown that the rotational speed and clamping force mostly influence on the variation of the static stiffness in the main spindle interface.

Key Words : High speed spindle(고속 주축), Static stiffness(정강성), Spindle taper hole(주축 구멍), Rotational speed(주축 회전수)

1. 서론

최근 공작기계 가공기술은 환경과 에너지 절약이라는 새로운 과제에 대응하기 위해 높은 생산성과 고품질이 요구되고 있다. 이를 실현하기 위해 공작기계의 주축 회전속도와 이송속도는 점점 고속화 되고, 강성은 증대되고 있다. 그러나 주축이 고속 회전함으로써 인해 생기는 툴링 회전의 불균

형 등에 기인하는 진동, 원심력에 의한 툴링의 가라앉음 및 공구 그립력 저하 등과 같은 툴링 시스템에 대한 문제들이 주축이 고속화 될수록 주축의 고속, 고정도화에 더 큰 악영향을 끼친다. 최근 이를 해결하기 위해 이면구속 툴링 시스템, 열박음 척 및 압입 척 등과 같은 고속 가공용 툴링 시스템에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다.

고속 가공용 툴링 시스템에 대한 문제로는 툴 홀더 생크

* 창원대학교 기계설계공학과 대학원

+ 창원대학교 기계설계공학과

++ 교신저자. 창원대학교 기계설계공학과 (cmlee@sarim.changwon.ac.kr)

주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9번지

(shank)의 형상문제, 주축과 공구의 클램핑(clamping) 문제가 주요 논의의 대상이 되고 있다⁽¹⁾. 즉, 공구를 공작기계에 얼마나 고정밀도로 부착시킬 것인가와 그 상태를 가공 중에도 얼마만큼 유지시킬 수 있는가 하는 것이다. 이를 위해 HSK, KM, BBT 생크 등 다양한 이면 구속 톨링 시스템 및 클램핑 방법들이 연구, 개발되어 지고 있다⁽²⁾. 또한 주축 제작 시 주축 끝단의 직경을 기준치수보다 조금 적게 하여 초기접촉 면압을 증대시켜 고속회전시의 결합 면압이 유지되게 하여 접촉 강성을 증대시키는 방법을 사용하고 있으며, 테이퍼 형상에 의한 뺨기효과를 이용하여 결합력의 증폭을 도모하고 있다⁽³⁾. 그러나 부적절한 톨 홀더 생크, 가공여유 및 결합력이 선정될 경우 결합정밀도 및 굽힘 강성이 저하되어 가공정밀도에 악 영향을 줄 수 있고, 베어링 부위 등 주축에 직접적인 손상을 줄 수 있으므로 적절한 톨 홀더 생크, 가공여유, 결합력의 선정은 대단히 중요하다. 이를 위해서는 일차적으로 절삭가공 중 공작기계 주축 인터페이스부의 정강성 변화 및 그에 영향을 미치는 인자들을 파악하는 것이 중요하다.

현재 절삭가공 중 공작기계 주축 인터페이스부의 정강성 특성 변화를 정량적으로 파악하지 못하고 있는 실정이므로 가공여유, 결합력 등의 선정은 대부분 설계자 및 작업자의 경험에 의해 이루어지고 있다. 현재의 테스트 바 및 플러그 테이퍼 게이지를 이용한 실험적 방법에 의한 주축의 강성 평가 및 접촉률 평가는 원심력의 효과에 대한 고찰이 불가능하여 주축이 고속화 될수록 그 오차가 더욱 커져 실제 거동 특성을 제대로 파악할 수 없다. 따라서 실제 가공 상황과 유사한 환경에서의 주축 인터페이스부의 정강성 특성 변화 및 그에 미치는 인자들의 경향을 정량적으로 규명해 볼 필요가 있다.

본 연구에서는 상용 머시닝센터의 BT생크에 대해 유한요소해석을 이용하여 클램핑력, 주축 회전수, 절삭저항에 따른 톨 홀더 생크부의 변위를 분석함으로써 BT 톨링 시스템의 주축 인터페이스부 정강성 특성 변화 및 그에 영향을 미치는 인자들의 기여도를 해석적 방법으로 규명하고자 한다. 이를 위해 실험계획을 수립하고 유한요소해석을 통해 전산실험을 수행하여 그 결과를 분석하였다.

2. 주축 인터페이스부 정강성 분석

절삭저항이 작용할 때 클램핑력, 주축 회전수의 변화에 따른 주축 인터페이스부의 정강성 특성을 규명하기 위해

MINITAB을 이용하여 완전요인배치법으로 실험계획을 수립하고, 실험계획에 따라 상용 FEM 도구인 ANSYS를⁽⁴⁾ 이용한 비선형 해석을 통해 전산실험을 수행하였다.

2.1 유한요소 모델링

본 연구에서는 BT 톨링 시스템의 주축 인터페이스부 정강성 특성을 분석하기 위해 D사의 직경 64mm, 최대 20,000rpm, BT40용 스피들을 주축 선단만을 고려한 3차원 형상으로 단순화하여 모델링 하였다. 유한요소해석 모델은 Fig. 1과 같으며 주축 테이퍼와 톨 홀더 생크의 두 개의 부분으로 구분하여 총 5,756개의 절점과 7,001개의 요소로 모델링 하였다. 이 때 주축 테이퍼부와 톨 홀더 생크부 사이에는 서로 접촉(contact)과 분리(separation)하는 현상이 발생하므로 접촉 경계조건을 적용하였다. 해석에 사용된 요소는 8절점 6면체 요소이다.

하중조건은 클램핑력, 주축 회전에 의한 원심력, 절삭저항의 효과를 고려하기 위해 다단계 하중을 적용하였다. 즉 첫 번째 하중 단계에서 톨 홀더 부위에 클램핑력을 적용하고, 두 번째 하중 단계에서 전체 부위에 주축 회전에 의한 원심력을 적용하였으며, 마지막 단계에서 절삭저항을 적용하여 해석을 수행하였다.

구속조건은 주축 테이퍼부의 y방향 변위만을 구속하였다. 이는 주축 인터페이스의 접촉부가 계속 경계조건이 변화하여 경계조건을 미리 정할 수 없는 접촉 비선형 문제이기 때문이다.

실험설계는 인자의 각 수준의 모든 조합에 대하여 실험을 행하는 2³형 요인배치법(factorial design)으로 하였으며, 각 인자의 수준은 일반적으로 공작기계 회사에서 많이 사용하고 있는 범위와 본 연구에서 고려된 주축의 규격을 참고하여 Table 1과 같이 하였다. 전산실험을 위한 해석은 Table 1에 나타난 15가지 경우에 대하여 Argumented Lagrange Method를 사용하여 수행하였다.

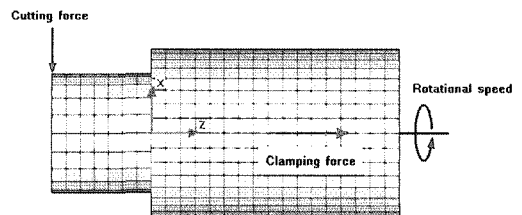


Fig. 1 FEM modeling of BT shank

Table 1 Load conditions for finite element analysis

Design order	Rotational speed [rpm]	Clamping force [N]	Cutting force [N]
1	10,000	9,800	1,000
2	10,000	11,760	1,000
3	10,000	13,720	1,000
4	15,000	9,800	1,000
5	15,000	11,760	1,000
6	15,000	13,720	1,000
7	20,000	9,800	1,000
8	20,000	11,760	1,000
9	20,000	13,720	1,000
10	25,000	9,800	1,000
11	25,000	11,760	1,000
12	25,000	13,720	1,000
13	30,000	9,800	1,000
14	30,000	11,760	1,000
15	30,000	13,720	1,000

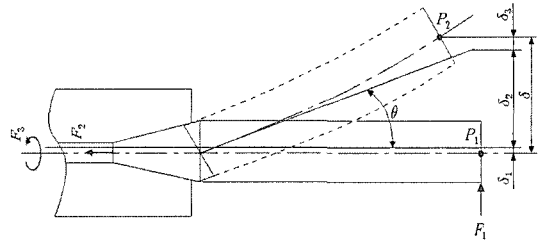


Fig. 2 Deformation of tool holder

Table 2 Results of finite element analysis

Design order	P1		P2		Ux [μm]	Uz [μm]
	x [μm]	z [μm]	x [μm]	z [μm]		
1	0.0089	30.077	13.272	40.198	13.263	10.121
2	0.0097	33.22	13.04	43.069	13.03	9.849
3	0.0108	36.079	12.854	45.748	12.843	9.669
4	0.0089	30.077	13.279	46.539	13.27	16.462
5	0.0097	33.22	13.038	49.345	13.028	16.125
6	0.0108	36.079	12.879	51.95	12.868	15.871
7	0.0089	30.077	13.306	55.36	13.297	25.283
8	0.0097	33.22	13.066	58.085	13.056	24.865
9	0.0108	36.079	12.931	60.549	12.92	24.47
10	0.0089	30.077	13.313	66.639	13.312	36.562
11	0.0097	33.22	13.176	69.237	13.175	36.017
12	0.0108	36.079	13.065	71.56	13.064	35.481
13	0.0089	30.077	13.336	80.337	13.327	50.26
14	0.0097	33.22	13.261	82.652	13.251	49.432
15	0.0108	36.079	13.175	84.818	13.164	48.739

2.2 해석결과 및 고찰

일반적으로 굽힘 하중에 따른 축 변형을 표시하면 Fig. 2와 같고, 굽힘 하중 F1을 작용시켰을 때 하중점의 변위 δ는 식 (1)과 같다.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 \tag{1}$$

여기서, δ1은 기준면에서 테이퍼 축심의 반경방향 변위, δ2는 기준면에서 테이퍼 축심의 경사에 의한 변위, δ3는 공구 원통부의 탄성 변형에 의한 변위이다. 일반적으로 δ3는 공구의 기하학적 형상 및 재질에 의해서 결정되어지며 클램핑력 F2와는 관계가 없으므로 본 연구에서 고려한 해석모델에서는 무시할 수 있다. 따라서 δ1+δ2를 결합부의 존재에 의해서 생긴 변위로 볼 수 있으며, δ1은 많은 경우 무시할 수 있는 작은 값이므로 결합부의 존재에 따른 최대 영향은 δ2로 표시된다⁽⁵⁾.

본 연구에서는 주축회전수 및 클램핑력이 주축인터페이스부의 정강성에 미치는 영향을 알아보기 위해 Fig. 2에 보이는 P점의 변위를 분석해보았다.

고려한 해석조건에서는 툴 홀더에 첫 번째 단계의 하중이 적용된 후 변위가 P1점이고, 세 번째 단계의 하중이 적용된 후 최종 변위가 P2점이다. 즉 P1점은 툴 홀더가 클램핑된 상태로 볼 수 있고, P2점은 절삭부하를 받고 있는 운행 중의 상태

로 볼 수 있다. 따라서 하중을 작용시켰을 때 클램핑력 및 주축회전에 의해 발생하는 하중점의 변위 U는 식 (2)와 같다.

$$\begin{aligned} U_x &= U_{2x} - U_{1x} \\ U_z &= U_{2z} - U_{1z} \\ U_{iso} &= \sqrt{(U_{2x} - U_{1x})^2 + (U_{2z} - U_{1z})^2} \end{aligned} \tag{2}$$

- U1x = P1점의 x변위
- U2x = P2점의 x변위
- U1z = P1점의 z변위
- U2z = P2점의 z변위

여기서 Ux를 고찰함으로써 클램핑력과 주축 회전에 따른 원심력이 주축 인터페이스부의 굽힘 강성에 미치는 영향을

분석하고, U_z 를 고찰함으로써 클램핑력과 원심력에 따른 축 방향 가라앉음 현상을 분석하고자 하였다. U_{iso} 는 전체 변위의 크기를 나타낸다.

Table 2는 참고지점들에 대한 변위 해석결과를 나타내고 있다.

2.2.1 분산분석 결과

주축회전수, 클램핑력이 주축인터페이스부의 정강성 변화에 미치는 영향을 분석하기 위해 본 연구에서는 얻어진 데이터를 통계적 방법으로 분석해보고 그래프화해 보았다. 통계적 방법으로는 MINITAB을 사용하여 분산분석(Analysis of Variance)을 실시했다.

Table 3과 4는 각 방향 변위에 대한 분산분석 결과를 보여주고 있다. 분산분석표에서 95%의 유의수준으로 볼 때 p값이 0.05보다 작으면 그 인자는 특성치에 유의한 것으로 볼 수 있다. 두 방향 모두 A(Rotational speed)인자, B(Clamping force)인자의 주효과가 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이에 각 인자들이 특성치인 변위에 미치는 효과의 크기 및 경향을 알아보기 위해 그래프를 그려 보았다.

Fig. 3은 x방향 변위에 대해 주효과의 크기를 비교하기 위해 그래프를 그려 본 것이다. 여기서 수평선은 총평균을 나타내며, 각 점은 수준에서의 평균을 뜻한다. 그림에서 x방향 변위에는 주축회전수와 클램핑력 모두의 효과가 큼을 확인할 수 있으며, 주축 회전수는 작을수록 클램핑력은 클수록 좋은 것으로 나타났다. 주축 회전수의 경우 20,000rpm 이하의 영역에서는 x방향 변위에 거의 동일한 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 z방향에 대해 주효과의 크기를 비교하기 위해 그래프를 그려 본 것이다. 그림에서 z방향 변위에 미치는 영향은 주축회전수의 효과가 클램핑력의 효과보다 큼을 알 수 있

으며, 클램핑력의 변화는 변위에 그의 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 하지만 클램핑력이 커질수록 주축 인터페이스부에서의 축 방향 가라앉음 현상은 커질 것이라는 일반적인 예상과는 달리 그 반대의 결과가 나타났다. 이는 구속력의 차이 때문으로 판단된다. 즉 일반적인 단순지지보(simple supports beam)에서 다른 조건이 모두 동일할 경우 단순지지인 경우보다 고정지지인 경우 처짐에 더 강한 것과 같이⁽⁶⁾ 클램핑력이 커질수록 δ_2 가 작아졌기 때문으로 판단된다. 이상의 결과에서 가공정밀도에 큰 영향을 미치는 주축의 축 방향 가라앉음 현상에는 주축 회전에 의한 원심력 효과가 대부분이며 그 관계가 거의 선형 비례로 나타남을 확인할 수 있었다.

2.2.2 주축 회전수 및 클램핑력에 따른 변위량

Fig. 5와 6은 주축 회전수 및 클램핑력에 따른 툴 홀더 P점의 x방향 변위를 나타낸 그래프이다. 그래프에서 주축회전수가 증가할수록, 클램핑력이 작아질수록 변위가 점점 증가한다. 여기서 각각의 클램핑력에 대해 주축회전수 10,000 ~ 20,000rpm까지는 주축회전수가 증가하여도 강성이 일정하게 유지되고, 그 이후에는 급격히 나빠지는 경향을 보인다. 이는 주축인터페이스의 접촉률 변화 때문으로 판단된다.

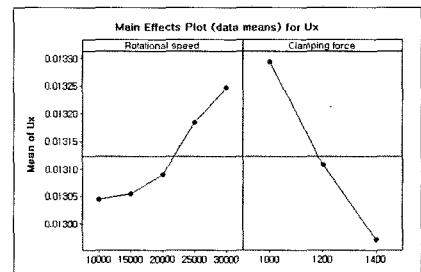


Fig. 3 Main effects plot for Ux

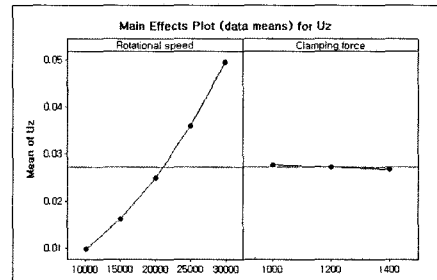


Fig. 4 Main effects plot for Uz

Table 3 Results of ANOVA for x-direction

Factor	DF	SS	MS	F	P
A	4	0.0000001	0.0000000	7.05	0.010
B	2	0.0000003	0.0000001	39.76	0.000

Table 4 Results of ANOVA for z-direction

Factor	DF	SS	MS	F	P
A	4	0.0030044	0.0007511	16567.02	0.000
B	2	0.0000020	0.0000010	21.96	0.001

즉 20,000rpm 까지는 주축 인터페이스의 접촉률이 일정 이상으로 유지되어 Fig. 2의 테이퍼 축심의 경사에 대한 변위인 δ_2 가 크게 증가하지 않으나, 25,000rpm 이후에는 주축 인터페이스의 접촉률이 급격히 감소하여 δ_2 가 크게 증가하였기 때문에 사료된다. 이것은 이전의 연구에서⁽³⁾ 발표하였던 주축 회전수 변화에 따른 접촉률 변화에 대한 결과와 잘 일치한다.

또한 그래프에서 주축회전수 20,000rpm 까지는 클램핑력의 증가에 따른 강성 증가가 뚜렷이 나타나지만 그 이후는 그렇지 않다. 즉 20,000rpm 이하의 영역에서는 주축 인터페이스부의 굽힘 강성에 클램핑력이 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서 본 연구에서 고려한 주축에서는 20,000rpm 이하의 영역에서는 주축 인터페이스부의 굽힘 강성에 클램핑력이 큰 영향을 미치고, 그 이후의 영역에서는 주축 회전수가 더 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이것은 앞서 언급하였던 것과 같이 20,000rpm 이하의 영역에서는 주축 인

터페이스의 접촉률이 일정 이상 유지되므로 즉 지지점의 위치 변동이 없으므로 툴 홀더 끝단의 변형량은 구속 상태에 영향을 미치는 클램핑력에 큰 영향을 받고, 20,000rpm 이상의 영역에서는 주축 인터페이스부의 접촉률이 급격히 감소하여 지지점의 위치가 변하므로 접촉률에 큰 영향을 미치는 주축 회전수에 영향을 받는 것으로 판단된다.

Fig. 7과 8은 주축회전수 및 클램핑력에 따른 툴 홀더 P점의 z방향 변위를 나타낸 그래프이다. 그래프에서 주축회전수가 증가할수록 변위가 점점 증가한다. 여기서 10,000 ~ 20,000rpm 까지 영역의 변위 증가량의 기울기에 비해 그 이후 영역에서의 변위 증가량 기울기가 약 1.7배가 됨을 확인할 수 있다. 즉 툴링의 축 방향 가라앉음 현상이 회전수가 증가할수록 심해지지만 그 상대적인 증가량에 있어서는

20,000rpm 이후부터 급격히 증가함을 알 수 있다. 이 또한 이전의 연구결과⁽⁵⁾에서 확인 하였듯이 주축 회전수 25,000rpm 이후에서 주축 인터페이스부의 접촉률이 급격히

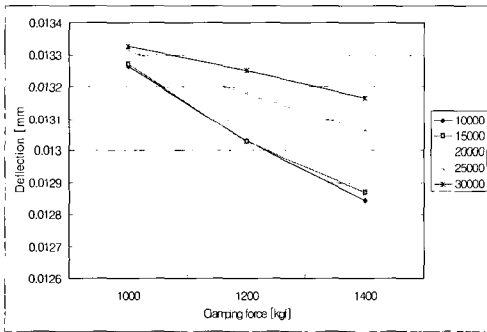


Fig. 5 Clamping force-deflection curves for rotational speed in X-direction

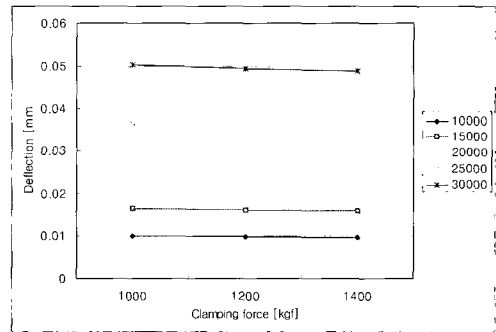


Fig. 7 Clamping force-deflection curves for rotational speed in Z-direction

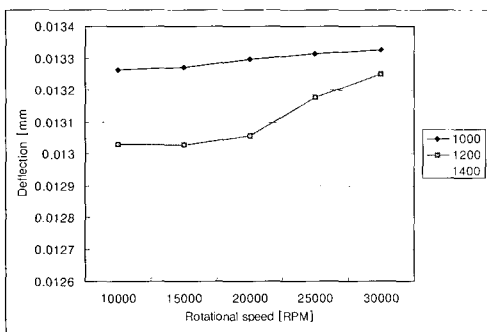


Fig. 6 Rotational speed-deflection curves for clamping force in X-direction

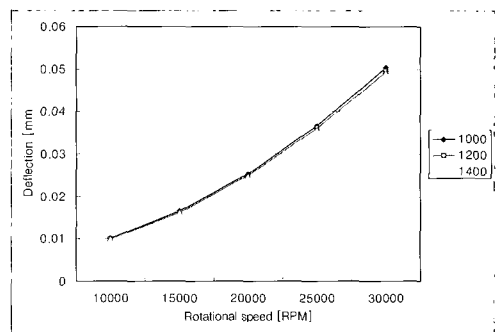


Fig. 8 Rotational speed-deflection curves for clamping force in Z-direction

떨어졌기 때문에 판단된다. 또한 클램핑력은 주축 인터페이스부의 z방향 변위에는 큰 영향을 미치지 않지만 클수록 더 양호한 결과는 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

Fig. 9와 10은 P점의 U_{iso} 방향 변위를 나타내고 있다. 이는 앞서 살펴본 P점의 z방향 변위를 나타낸 그래프와 그의 일치한다. 이는 주축회전수 및 클램핑력에 의한 z방향 변위의 변화량이 x방향 변위의 변화량에 비해 훨씬 크기 때문이다. 즉, BT 형의 경우 주축의 고속회전에 의한 문제에서 굽힘 강성 문제보다는 주축의 축방향 가라앉음 문제가 더 심각하다는 것으로 볼 수 있다. 또한 20,000rpm 이하의 영역에서는 주축회전수 및 클램핑력의 변화에 의한 U_{iso} 방향 변위의 변화량이 완만하다. 즉 주축회전수에 의한 원심력이나 클램핑력의 영향을 크게 받지 않는 것으로 볼 수 있다.

그러나 그 이후의 영역에서는 급격히 영향을 받는 것으로 나타났다. 이는 앞서 언급한 주축 인터페이스부의 접촉률 변화 때문으로 사료된다.

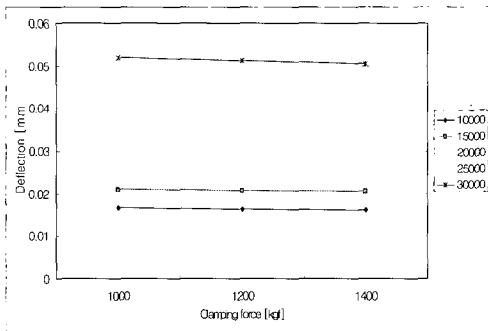


Fig. 9 Clamping force-deflection curves for rotational speed in ISO-direction

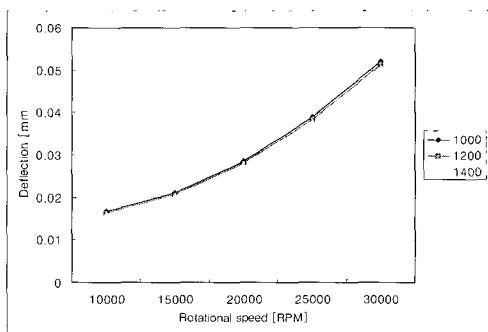


Fig. 10 Rotational speed-deflection curves for clamping force in ISO-direction

이상의 결과에서 BT 형의 경우 일정수준 이상의 주축 인터페이스부의 접촉률 확보가 대단히 중요하므로, 설계 단계에서 주축 회전수 변화에 따른 접촉률 변화의 고려가 필요할 것으로 판단되며 클램핑력의 경우 주축 인터페이스부의 강성 측면만을 고려할 경우 클수록 좋은 결과를 얻었다. 하지만 공구 교환시간과 클램핑력을 지지하는 베어링의 관점에서는 악 영향을 끼칠 수 있으므로 실제 설계단계에서는 좀더 복합적인 고려가 필요할 것으로 판단된다.

3. 결론

실험계획법과 유한요소법을 이용한 시뮬레이션을 통해 주축인터페이스부의 정강성 변화를 분석하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 주축 회전수와 클램핑력 모두 주축 인터페이스부의 정강성에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났으며 x, z방향 모두 주축 회전수는 낮을수록 클램핑력은 클수록 좋은 것으로 나타났다.
- (2) 본 연구에서 고려한 BT 형의 주축에서는 20,000rpm 이하의 영역에서는 주축 인터페이스부의 굽힘 강성에 클램핑력이 큰 영향을 미치고 그 이후의 영역에서는 주축 회전수가 더 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이는 주축 회전수에 따른 접촉률 및 클램핑력에 따른 구속 상태의 변화에 의한 영향으로 판단되었다. 이를 통해 이들이 주축 인터페이스부의 정강성 변화에 미치는 범위 및 그 영향의 정도를 확인할 수 있었다.
- (3) BT 형의 주축인터페이스의 경우 주축의 고속회전에 의한 문제에서 굽힘 강성 문제보다는 주축의 축방향 가라앉음 문제가 더 심각한 것으로 나타났으며, 일정 속도 이상의 고속에서는 고정도화에 한계가 있는 것으로 나타났다.
- (4) 현재의 굽힘 강성 및 접촉률에 대한 실험적 방법으로는 유효하다고 나타난 주축회전에 의한 원심력의 효과를 고려하지 못하므로 주축이 고속화 될수록 그 오차가 더욱 커져 정확한 결과를 얻기 힘들 것으로 판단된다.

본 연구에서는 실험계획법과 유한요소법을 이용한 시뮬레이션을 통해 주축인터페이스부의 정강성 변화를 분석하였다. 향후 원심력과 클램핑력의 효과를 고려하여 정강성을 측정할 수 있는 실험 장치의 개발과 시뮬레이션 방법에 대한 검증이 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Kahng, C. H., 1995, "Machine Tool Technology ; The Present and the Future," *KSPE*, Vol. 12, No. 6, pp. 5~12.
- (2) Kim, J. K., 1995, "A Characteristic of Dual-Contact HSK System," *KSMTE*, Vol. 4, No. 3, pp. 7~11.
- (3) Hwang, Y. K., Lee, C. M. and Chung, W. J., 2006, "A Study on the Contact Interval in the Main Spindle Interface of High Speed spindle according to Variation of Clamping Force and Rotational Speed (1)," *KSPE*, Vol. 23, No. 3, pp. 147~155.
- (4) Saeed, M., 2003, *Finite Element Analysis*, Prentice Hall, pp. 345~396.
- (5) Kim, B. S. and Kim, J. K., 2001, "A Study on the Stiffness in the Main Spindle Taper of Machine Tool," *KSMTE*, Vol. 10, No. 6, pp. 15~20.
- (6) Joseph, E. S. and Charles, R. M., 2001, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, pp. 1179~1186.
- (7) Seong, S. H., Lee, D. W., Lee, C. M., Baek, H. J., Oak, J. S. and Choi, U. J., 2004, "Dual-Contact Tooling System for 5-Head Router Machine," *Proc. of KSPE fall annual meeting.*, pp. 788~791.
- (8) Kalpakjian, S., 2002, *Manufacturing Processes for Engineering Materials*, Prentice Hall, pp. 178~181.