

Wheel 의 원반 진동을 고려한 외경연삭 주축의 동특성 Dynamic Characteristics of Spindle for the External Cylindrical Grinding Machine Considered the Shell Mode Vibration of Wheel

하재훈* (광주과학기술원,원), 이선규 (광주과학기술원)

ABSTRACT

In the case of the external cylindrical grinding machine, the grinding mechanism can cause a wheel to vibrate due to a wheel cutter. This phenomena will bring about the unsymmetric wear up to high frequency without any relation of rotational speed. So far, when the grinding spindle is analyzed, it is assumed that a wheel is considered as lumped mass at the end of a beam. Nowadays, there is a tendency to use the wheel with a large diameter or CBN wheel to achieve the high speed and accuracy grinding performance. Therefore, this kind of assumption is no longer valid. At the analysis of the grinding spindle, the parameter which depends on the dynamic characteristics is a combination force between each part. For example, there is the tightness torque of a bolt and taper element in the grinding spindle. In addition, the material property of the wheel can contribute the dynamic characteristics.

This paper shows the mode participation of the shell mode of the wheel in the grinding spindle and the dynamic characteristics according to the parameters which are the configuration of the flange and tightness torque of a bolt and taper. Modal parameter of the wheel, flange and the spindle can be extracted through frequency response function obtained by modal test. After that, by changing the tightness torque and kinds of wheel, we could accomplish the test in the whole combined grinding spindle. To perform modal analysis of vibration characteristics in the grinding spindle, we could develop the model of finite element method.

Key Words : External cylindrical grinding machine, Tightness torque, Modal test, Modal Parameter, Finite element method, Modal analysis, Frequency response function

1 서론

연삭가공은 부품가공의 마무리 공정으로서 기계의 미세한 진동도 공작물의 표면성상을 좌우할 정도로 큰 영향을 미치는 것으로 잘 알려져 있다. 특히 외경연삭의 경우가 가공 메카니즘의 특성상 휠 원주상에 규칙적인 편마모의 발생으로 인하여 회전속도를 훨씬 증가하는 고주파수의 진동이 발생하는 경우가 많다. 이러한 피해를 막기 위하여 작업자는 한 공정 중에도 수차례 휠 표면의 수정작업을 반복하고 있으며, 이는 작업시간이 길어지는 원인이 되고 있다. 따라서 연삭주축의 설계단계에서 이러한 진동에 대한 동특성 대책이 추구되어야 한다.

연삭주축의 해석에 있어서는 스피들의 비임 모델에 휠 부위의 집중질량이 부가된다고 가정된 연구가 주로 행해져 왔다. 그러나, 외경연삭주축의 경우 최근의 초고속연삭 기술을 목표로 큰 직경의 휠과 CBN 휠을 사용하는 경향이 커져 가고 있다. 주축의 동특성에 미치는 영향인자로는 각 단품의 결합력과 재질등이 있다. 특히 연삭 주축에 있어서는 볼트와 테이퍼 결합 부분이 동특성에 많은 영향을 준다.

기존의 연구로는 연삭 휠 헤드의 접촉 방식에 따른 연구가 있다.⁽¹⁾ 이는 접촉 방식에 따른 정특성과 동특성에 대한 해석과 실험을 병행하고 있다. 테이퍼의 결합에 따른 고유진동수와 감쇠비의 변화를 다룬 연구도 있다.⁽²⁾ 결합체에 대한 동특성 변화는 위와 같이 결합 방식과 결합력에 의해 변화하게 된다.

비임에 대한 해석적 방법은 많은 것이 개발되어 있다. 전달 강성계수법⁽³⁾이 많이 사용되고 있으나 이때 휠과 같

은 부가 질량은 하나의 집중 질량으로 표시 된다. 연삭 주축 구조와 비슷한 크랭크 축의 경우⁽⁴⁾는 플라이 휠과 클러치 부분을 강체(Rigid body)로 모델링한다. 하지만 연삭 휠과 같이 원반진동을 무시할 수 없는 경우에는 휠 자체의 진동모드를 고려해야 한다.

모드 실험(Modal Test)을 통해 수집된 주파수 응답 함수를 이용하여 모달 파라미터(Modal Parameter)를 추출할 수 있다. 이는 구조체의 동특성을 측정하는데 널리 사용되는 실험 방법이다. 수집된 주파수 응답 함수를 이용하여 수학적 모델을 만드는 방법도 있다. 실험 데이터로부터 간단하고 실질적인 모델을 만들어 동특성 예측에 활용한다.⁽⁵⁾ 동특성을 구하는 해석적인 방법으로는 유한요소법이 있다. 쉘(Shell)과 비임(Beam) 모델을 이용하여 유한요소법을 수행하여 실험적인 결과와 비교한다. 유한요소법을 사용할 때 테이퍼나 볼트 결합부분⁽⁶⁾의 모델링이 중요하다.

본 논문에서는 휠의 원반 진동이 연삭주축의 진동모드에 미치는 영향을 명확히 하고, 휠을 고정하는 플랜지의 형상설계, 볼트결합력 및 스피들의 테이퍼 결합력이 주축의 진동 특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 수종의 휠 재료에 대하여 휠, 플랜지, 스피들 단품으로써 진동특성을 실험 및 수치해석적으로 구한다. 각 단품을 결합해 가면서 볼트 결합력 및 스피들 테이퍼 결합력을 변수로 한 동특성 변화에 대해 고찰한 후, 종래에 무시되어 왔던 원반진동과 각 인자들의 영향에 대해 논한다. 각각의 경우에 있어서 모드 실험을 통하여 결합부의 적절한 유한요소해석 모델을 구한다.

모드 실험(7),(8),(9)의 목적은 수집된 주파수 응답 함수(Frequency Response Function, FRF)를 이용하여 모달 파라미터를 추출하는 것이다. 식 (1)은 모달 파라미터를 추정하기 위해 주파수 응답 함수를 정의한 것이다.

$$h_{ij}(\omega) = \sum_{k=1}^N \left[\frac{r_{ijk}}{j\omega - \lambda_k} + \frac{r_{ijk}^*}{j\omega - \lambda_k^*} \right] \quad (1)$$

여기서 각 변수의 의미는 다음과 같다.

$h_{ij}(\omega)$: 입력 j 에 대한 응답 i 의 주파수 응답함수

N : 구조체의 진동 모드수

λ_k : 모드 k 에서의 폴(pole)

r_{ijk} : 모드 k 에서의 레지듀(residue)

식 (2)와 (3)에서 풀값은 고유진동수와 감쇠비를 나타내며 레지듀값은 모드형상(Mode Shape)을 나타낸다.

$$\lambda_k = \delta_k + j\omega_{dk} \quad (2)$$

δ_k : 감쇠비, ω_{dk} : 고유진동수

$$r_{ijk} = a_k v_{ik} v_{jk}$$

v_{ik} : 응답 i 의 모드형상 계수

v_{jk} : 응답 j 의 모드형상 계수

a_k : 모드형상 비례상수

주파수 응답함수를 이용하여 모달 파라미터를 추출하는 방법으로 본 논문에서는 최소 자승법(Least square method)을 사용한다. 이는 가장 일반적으로 많이 사용되는 방법이며 감쇠비가 5%미만일 경우에 추정된 모달 파라미터의 신뢰성이 높다고 알려져 있다. 이러한 추정법을 사용하기 위해서 식 (1)의 모델을 시간 영역의 함수로 전환하면 식 (4)가 된다.

$$h_{ij}(t) = \sum_{k=1}^N (r_{ijk} e^{\lambda_k t} + r_{ijk}^* e^{\lambda_k^* t}) \quad (4)$$

$$(d/dt)^{2N} h_{ij} + a_1 (d/dt)^{2N-1} h_{ij} + \dots + a_{2N} h_{ij} = 0 \quad (5)$$

$$\lambda^{2N} + a_1 \lambda^{2N-1} + \dots + a_{2N} = 0 \quad (6)$$

$$\lambda = \lambda_k, \lambda_k^*, k = 1 \dots N$$

식 (5)는 식 (4)를 2N 차수의 미분 방정식으로 표현한 것이고, 식 (5)에 시간응답 함수를 대입하면 식 (6)과 같은 2N 차 방정식을 얻을수 있는데 이 방정식의 근이 풀이된다.

$$h_{ij,p} = \sum_{k=1}^N \left[\frac{r_{ijk}}{j\omega_p - \lambda_k} + \frac{r_{ijk}^*}{j\omega_p - \lambda_k^*} \right] + ur_{ij} - \frac{lr_{ij}}{\omega_p^2} \quad (7)$$

모드형상은 식 (7)을 통해 구한다. 여기서 ur_{ij} 는 ω_{max} 보다 큰 구간의 레지듀얼(Residual)을 나타내고 lr_{ij} 은 ω_{min} 보다 작은 구간의 레지듀얼을 뜻한다.

$$H_{WFS} = H_W + H_S + H_F + H_C \quad (8)$$

H : 주파수 응답함수 $h(j\omega)$

H_{WFS} : 결합체, H_W : 휠, H_S : 스피들, H_F : 플랜지, H_C : 결합부

식 (1)을 이용하면 결합체의 주파수 응답 함수는 식 (8)과 같이 휠, 스피들, 플랜지와 결합부분의 함수로 나타낸다. 여기서 각 단품의 주파수 응답함수 합이 결합체의 주파수 응답함수가 되는데 이때 결합부의 특성은 H_C 에 의

해 결정된다.

3 실험 방법

모드 실험은 해머등을 이용하여 구조체에 가진을 하고 가속도계를 통해 진동신호를 측정하여 주파수 응답함수를 구하는 것이다. 프론트 엔드와 워크스테이션은 GPIB로 인터페이스하고 모드 해석용 프로그램으로 CADA-X를 사용한다. Fig. 1은 구조물 설치와 모드 실험 개략도이다.

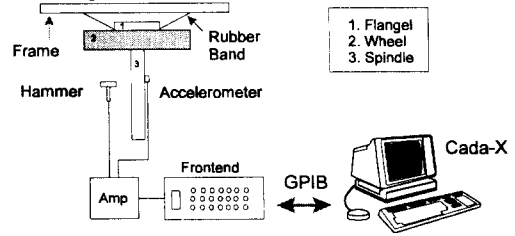


Fig. 1 Experimental setup

실험은 각 단품에 대한 모드실험과 결합체에 대한 모드 실험으로 이루어져 있다. Fig. 2는 휠과 플랜지, 스피들의 결합구조를 나타내고 있다.

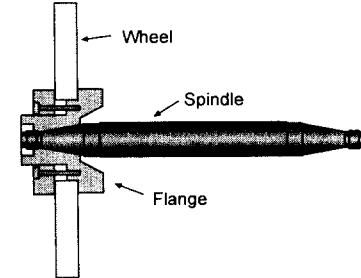


Fig. 2 The combination of wheel, flange and spindle

결합체의 모드 실험에서는 휠과 플랜지 사이의 볼트 결합력과 플랜지와 스피들 사이의 테이퍼 결합력을 실험 변수로 사용한다. Table 1.은 결합조건을 나타낸다.

	볼트 1개당 결합력(N·m)				
WF	10	20	30	40	50
	테이퍼 결합력(N·m)				
WFS	10	20	30	40	

WF: 휠, 플랜지 결합체 (이하 WF)

WFS: 휠, 플랜지, 스피들 결합체 (이하 WFS)

Fig. 3은 WFS의 모드실험을 위해 구조체를 간략화 한 것이다. 센서는 스피들의 3,8번, 플랜지의 4번, 휠의 12,24번에 설치하고 해머를 이용하여 각 지점을 타격한다.

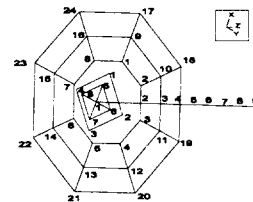


Fig. 3 Wire frame model

4 실험 결과

실험 결과를 정리하는데 있어서 주파수 응답 함수의 폴을 계산해서 고유진동수와 감쇠비를 구한후 합성된 응답 함수를 통해 모드형상을 계산한다. 실험은 휠의 재질, 플랜지의 결합력 및 스프링 테이퍼의 결합력에 따른 동특성 변화를 구하는 것이다.

4-1 휠의 재질에 따른 동특성의 변화

휠 단품으로써 동특성을 측정한다. 이때 각각의 휠의 기본 사양은 다음과 같다.

Table 2. The wheel specification

크기 405 × 127 × 40				
지립	입도	결합도	조직	결합제
WA	36	L	m	V53
WA	60	L	m	V53
WA	120	L	m	V53
크기 400 × 127 × 15				
CBN	320/400	100		DR

각 휠의 지립과 입도의 종류에 따른 동특성의 변화를 측정하면 입도보다는 지립에 의해서 동특성이 많이 변함을 알 수 있다. Fig. 4는 지립이 WA인 경우는 휠의 입도가 증가함에 따라 고유진동수가 증가함을 보이고 있다. CBN의 경우에 있어서는 휠의 크기와 재질이 다르기 때문에 주파수가 많이 저하되었다. Fig. 5는 휠의 종류에 따른 감쇠비의 변화를 나타내고 있는데 입도에 따라 감소하는 경향을 나타낸다.

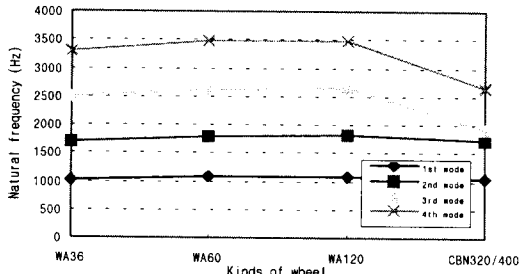


Fig. 4 Natural frequency changes according to the kinds of wheel

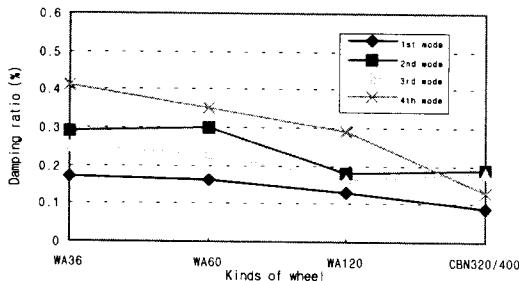


Fig. 5 Damping ratio changes according to the kinds of wheel

4-2 휠 재질에 따른 탄성계수 측정

휠의 탄성계수는 동특성을 결정하는 중요한 인자인 동시에 좋은 유한 요소 모델을 만드는 데 있어서 꼭 필요한

물성치이다. 탄성계수는 초음파 센서를 이용하여 다음 식을 통해 구한다.

$$E = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{(1-\nu)} \rho \left(\frac{L}{\tau}\right)^2 \quad (7)$$

L은 재질의 두께, τ 는 초음파가 재질을 통과하는데 걸리는 시간을 나타낸다.⁽¹⁰⁾ Table 4.에서 지립이 WA인 경우는 초음파 실험을 통해 탄성계수를 구했다. CBN인 경우는 휠의 대부분이 AI로 되어 있으므로 AI의 물성치를 사용했다

Table 4. Material properties of wheel

	탄성계수(Gpa)	프와송비	질량(kg)	밀도(kg/m ³)
WA60	52	0.2	10.15	2184
WA120	49	0.2	9.97	2146
CBN	70	0.33	6.85	2700

WA60: 지립이 WA, 입도가 60인 휠, 이하 WA60

WA120: 지립이 WA, 입도가 120인 휠, 이하 WA120

4-3 플랜지의 볼트 결합력에 따른 동특성 변화

Fig. 6은 플랜지의 결합력에 따른 동특성에 변화를 나타내고 있다. 플랜지의 결합력이 커질수록 강성이 커져서 고유진동수가 증가함을 알 수 있다. 플랜지를 결합할 때 4차 모드가 가장 많이 변한다.

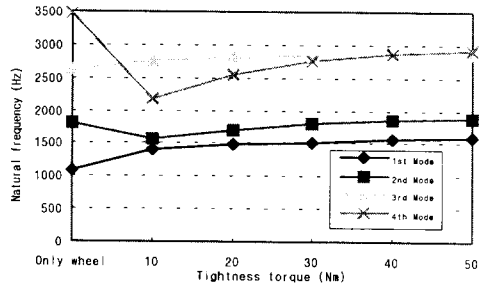


Fig. 6 Natural frequency changes according to the tightness torque

플랜지를 결합할 경우 모드 형상의 주파수 변이가 나타난다. 플랜지가 결합되기 전의 휠의 모드와 결합력이 30N·m일 경우에 휠 플랜지 결합체의 모드를 비교하면 Fig. 7~10과 같다.

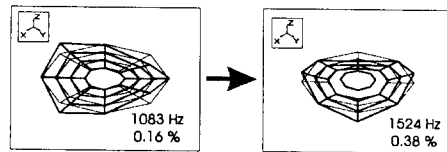


Fig. 7 The 1st mode shape shift of WF

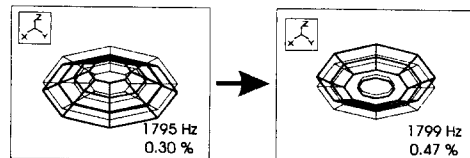


Fig. 8 The 2nd mode shape shift of WF

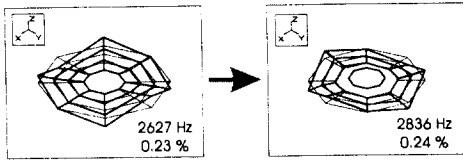


Fig. 9 The 3rd mode shape shift of WF

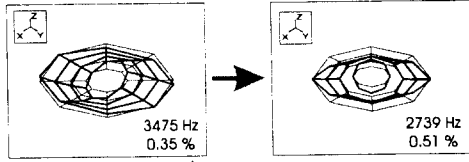


Fig. 10 The 4th mode shape shift of WF

Fig. 7-10은 휠과 플랜지의 결합에 따른 WF의 모드 변화를 나타낸다. 각 단품들이 결합하면서 어떤 모드로 변화하는지를 보여준다. 플랜지의 역할은 휠의 모드와 큰 차이를 보이지 않는다. 이는 플랜지를 강체로 간주해도 된다는 의미이다. Fig. 7과 9에서 플랜지는 휠을 고정해서 휠 자체의 모드를 제약한다. Fig. 8과 10에서는 플랜지의 강체 운동이 나타난다.

4-4 스펀들의 테이퍼 결합력에 따른 동특성 변화

WFS는 스펀들과 플랜지가 테이퍼 결합 요소로 이루어져 있다. CBN 휠에 대해 스펀들의 결합력을 바꾸면서 측정한다. Fig. 11, 12는 테이퍼 결합력에 따른 동특성의 변화를 나타낸다. 주파수의 변이는 1차, 3차, 5차가 다른 모드에 비해 크고 감쇠비는 결합력이 커질수록 작아진다. 1차 모드는 비임의 1차 모드와 휠의 강체모드에 의해 지배되고 나머지 2차에서 5차까지는 휠의 모드가 그대로 반영된다.

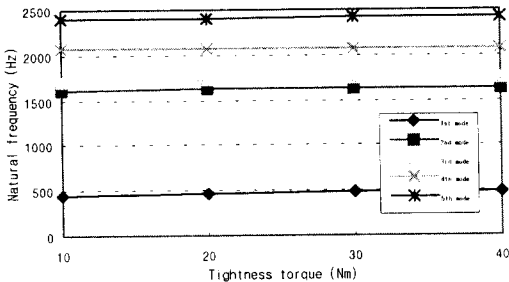


Fig. 11 Natural frequency changes according to tightness torque by spindle taper

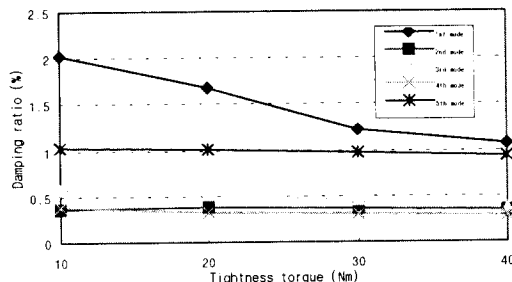


Fig. 12 Fig. 11 Damping ratio changes according to tightness torque by spindle taper

Fig. 13은 휠의 강성 모드와 스펀들의 1차 모드가 결합하여 생긴 모드를 나타낸다. 이는 결합되기 이전에는 나타나지 않은 새로운 모드이다.

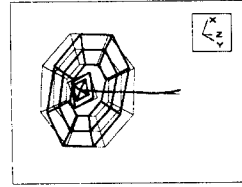


Fig. 13 The 1st mode of WFS
(Taper tightness torque 30N-m, natural frequency 478Hz)

결합체의 모드는 각 단품들의 조합으로 표현 가능하다. Fig. 14은 WA60 휠을 사용하여 스펀들에 결합하였을 때 모드 조합의 한 예를 도시한다. 비임의 1차 모드와 휠의 2차 모드가 결합되어 WFS의 5차 모드를 형성한다. 결합체의 모드 형상 통해 각 단품의 기여도를 알 수 있다.

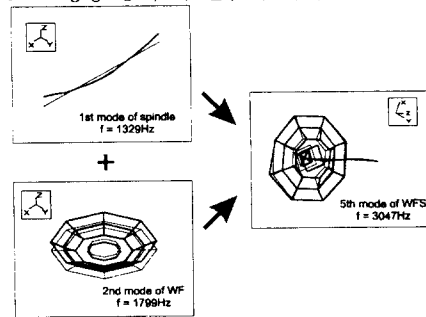


Fig. 14 The example of mode synthesis of each parts in WFS

5 유한요소법

유한요소법을 이용하여 휠, 플랜지, 스펀들 각 부품의 모드해석을 수행할 수 있으며 이를 통해 설계 단계에서 구조체의 동특성을 예측할 수 있다. 해석 단계에서 플랜지는 질량 효과만 있다고 가정하고 휠과 스펀들의 해석만 수행한다. 휠은 쉘(shell) 요소를, 스펀들은 비임(beam) 요소를 사용한다. 휠의 탄성계수는 조음과 실험 결과를 사용하였고 스펀들의 물성치는 일반 철을 기준으로 실험 결과와 유사하도록 보정을 하였다. 유한요소법은 ANSYS를 이용하여 계산한다.

Table 5. The result of Finite Element Method

고유진동수(Hz)	1차	2차	3차	4차
휠(WA60)	1085	1766	2643	3463
스핀들	1303	3273		

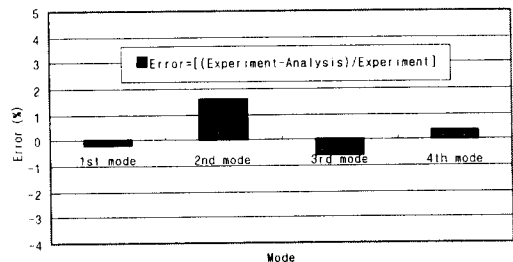


Fig. 15 Comparison between experiment and FE analysis of wheel

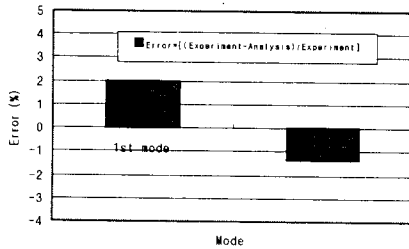


Fig. 16 Comparison between experiment and FE analysis of spindle

Fig. 15 와 16 은 유한요소법 결과와 실험 결과를 비교한 것이다. 위의 결과와 같이 유한요소법에 의한 오차는 4% 미만임을 알 수 있다.

WF 와 WFS 의 유한요소법 계산에는 볼트 결합력과 테이퍼 결합력을 스프링 요소로 모델링한다. 각 부품의 접촉 압력을 모델링하여 실험에서 얻어진 접촉 강성에 의한 모달 파라미터의 변화를 해석할 수 있는 유한 요소 모델을 만든다.

6 결론

본 연구에서는 고정도를 요구하는 공작기계의 진동 특성을 향상 시키기 위하여 시작품 제작이나 설계 단계에서 동특성을 측정하고 해석적인 모델을 만들었다. 설계 초기 단계에서 진동특성에 가장 많은 영향을 주는 인자인 휠의 종류 및 입도의 크기, 플랜지의 볼트 결합력, 스펀들의 테이퍼 결합력에 따라 연삭 주축의 동특성을 측정하고 이로부터 해석적인 모델을 만들었다.

먼저 휠과 스펀들의 각 부품이 결합할 경우 휠의 강제 모드와 스펀들의 1 차모드가 결합하여 400Hz 대의 고유진동수가 새로 생긴다. 이는 각 부품의 진동 측정때는 나타나지 않았던 모드이다. 또한 각 모드별로 특징적인 부품이 우세한 경향을 나타낸다. 각 부품들의 모드 기여도를 구한 결과 휠의 모드가 비임의 모드에 비해 더 많은 기여도를 갖는 것을 알 수 있다.

또한 연삭 주축의 부품 결합시 테이퍼의 결합력 보다는 플랜지의 볼트 결합력이 결합체에 동적 성능을 바꾸는 인자가 됨을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Kouichi Koizumi, 1993, "Perpendicular Guideway Mechanism of Machine Tool (1st Report) - Improvement of Coupling Characteristic by Composite Bearing Guideway", JSPE, Vol. 57, No. 5, pp107~112
- (2) Etsuo Marui, Hiroki Endo, Masatoshi Hashimoto, Shinobu Kato and Atsuo Tsuji, 1996, "Research on Joining Characteristics of Tapered Coupling Joint", JSME, Vol. 62, No. 603, pp180~186
- (3) Takahiro Kondou, Takashi Ayabe and Atsuo Sueoka, 1996, "Transfer Stiffness Coefficient Method Combined with the Concept of Substructure Synthesis Method (Linear Free and Forced Vibration Analysis of a Straight-line Beam Structure)", JSME, Vol. 62, No. 596, pp31~38
- (4) Jouji Kimura, Hideo Okamura and Kiyoshi Sogabe, 1996,

"Analysis of the Influence of Crankshaft System Vibrations on the Crankshaft Bending Stresses in a V-10 Diesel Engine (2nd Report, Crankshaft stresses Induced by Gyroscopic Vibrations of the Crankshaft System)", JSME, Vol. 62, No. 604, pp53~59

- (5) Shinji Wakui, 1997, "Relationship between Parameter Estimation Method Based on Bode Diagram and Co-quad Diagram", JSPE, Vol. 63, No. 4, pp570~574
- (6) Takeshi Toi, Kazumasa Aoyama and Nobuyuki Okubo, 1995, "Prediction of Transmitted Force between Components under Operating Condition for Reduction of Vibration and Noise", JSPE, Vol. 61, No. 2, pp213~217
- (7) D.J.Ewins, 1984, *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press, pp153~196
- (8) Albert S. Kobayashi, 1993, *Handbook on Experimental Mechanics*, 2nd Edition, VCH Publishers, Inc., pp635~750
- (9) R.B. Randall, B. Tech., B.A., 1987, *Frequency Analysis*, 3rd Edition, B&K, pp227~270
- (10) 李應淑, 1988, "日本産および韓国産砥石の性能比較", 砥粒加工學會誌, Vol. 32, No. 242, pp30~35