

선반의 동특성 향상을 위한 구조 개선에 관한 연구 Design Alteration of A Lathe Structure for the Improved Dynamic Stability

노승훈*, 이종형*, 손재율**, 이재열***, 이원규****, 이문형*****
Seung-Hoon Ro*, Jong-Hyung Lee*, Jae-Yul Shon**,
Jae-Yeol Lee***, Won-Gyu Yi****, Moon-Hyung Lee*****

<Abstract>

The productivity and the precision machining are the major concerns of the machine tools, and the importance of those features will be even more emphasized with the needs of the modern industries. In this paper the dynamic properties of a lathe have been investigated through the frequency analysis test and the computer simulation to minimize the transmission of vibration generated during the machining process. The modifications have been applied to the original structure to suppress the vibration transmission and further for the structure to achieve less vibrations and higher precision machining. The result shows that the machine can have much less vibrations with simple design alterations for minor expenses, the result can also be readily applied to many similar machines for improved stability.

Keywords : *Machine tools, Minimum modifications, Vibration transmission, Improved stability, Productivity*

1. 서 론

일반적으로 공작 기계의 성능은 가공정도와 생산성에 의해 평가된다. 생산성은 작동속도에 비례하며 가공기계의 생산성 향상을 위하여 가공속도를 높이게 되면 진동의 증가와 더불어 기공정밀도, 공구의 마모 및 손상, 기계 수명에 악영향을 미치게 된다. 따라서 산업의 발달과 함께 요구되는 고속가공 실현을 위해서는 안정된 공작 기계 및 전용기의 설계·제조 필요성과 함께 기존 설비

에 대한 구조 안정성 보강 문제가 절실하게 요구된다.

본 연구는 산업현장에 가장 널리 보급되어 있는 공작기계 중 하나인 범용 선반의 동특성분석을 통해 가공 중에 발생하는 진동의 크기 및 진동양상을 분석하여 진동의 원인을 규명하고 이를 바탕으로 최소한의 설계 변경을 통하여 진동을 최소화함은 물론 산업현장에서 사용되고 있는 다양한 기존 가공장비를 최소한의 비용으로 안정화함으로써 가공 품질 제고를 통한 경쟁력 강화에 활

* 정회원, 금오공과대학교 기계공학부, 교수, 工博
** 교신저자, 정회원, (주)씨아이이에스대구, 대표, 工博
E-mail: jyshon@cies.co.kr
*** 영남이공대학 창업보육센터
**** 금오공과대학교 대학원
***** (주)뉴로스 기술연구소

* Prof., School of Mechanical Engineering
Kumoh National Institute of Technology, Ph. D.
** Corresponding Author, President, CIES Daegu co., ltd.
*** Yeungnam College of Science & Technology
Business Incubation Center
**** Graduate School of Kumoh Institute of Technology
***** Turbo Energy R&D Center Neuros co., ltd.

용할 수 있는 방법을 제시함을 목표로 하였다.

2. 구조물의 동특성 분석

주파수 분석 실험을 통하여 구조물의 동특성을 분석하고 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 진동형 및 구조물의 진동 원인을 정확히 규명하고 안정화를 위한 설계 변경안 도출의 기본 자료로 활용한다.¹⁻³⁾

2.1 실험장치 및 setup

실험에 사용된 장비 및 준비 상태는 Fig. 1 및 Table 1과 같다.

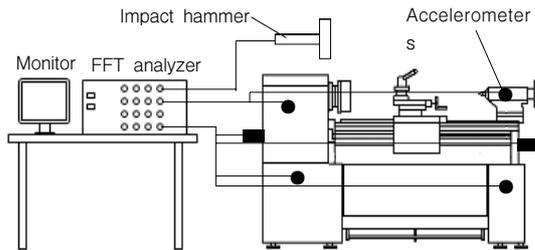


Fig. 1. The setup for the frequency response test.

Table 1. Spec. of the test equipments

Equipments	Spec	Model	Company
FFT analyzer		DSA 212	Difa Measuring System
Accelerometer		8634b5	Kistler
Impulse hammer		DYTR PULSE	Dytran
Lathe		TIPL-410	S&T 중공업

2.2 실험 방법 및 결과

구조물의 여러 부위에 대해 주파수 분석 실험을 하여 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 진동 형태 등을 파악한다. 진동 측정을 위한 센서 부착 위치는 Fig. 2에 도시하였다.

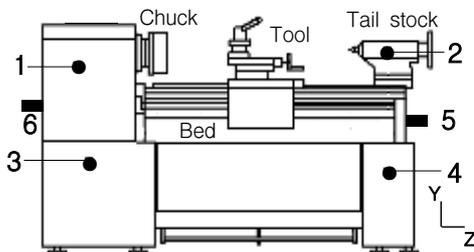


Fig. 2. The locations of the sensors.

이 전달 함수의 분석을 통하여 구조물의 큰 진동은 93Hz, 132Hz, 169Hz의 주파수를 갖는 진동임을 확인할 수 있다. [Fig. 4]

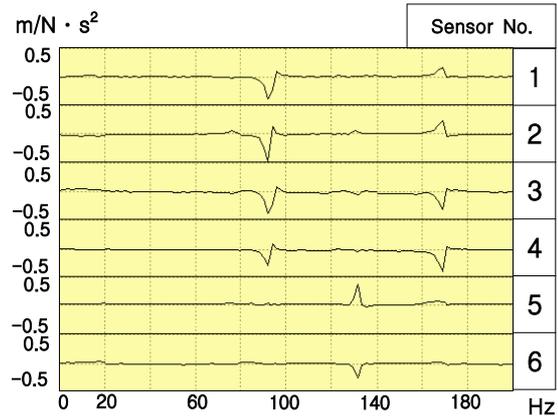


Fig. 3. Transfer function of the lathe.

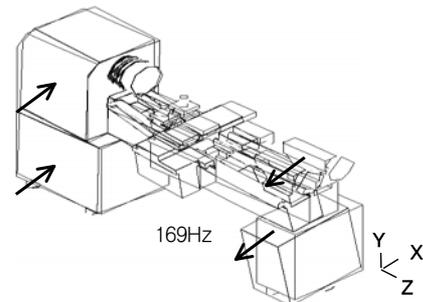
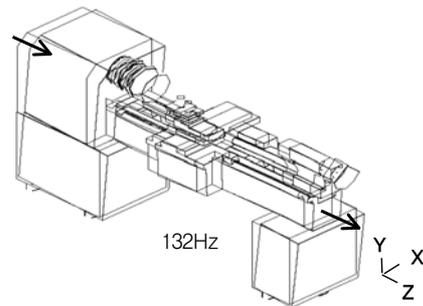
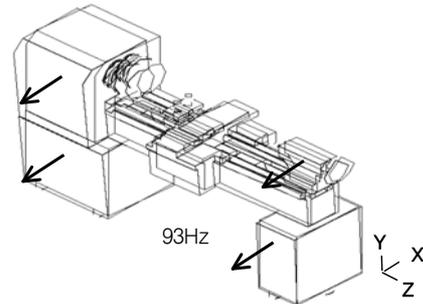


Fig. 4. Mode shapes of the lathe.

Fig. 3은 실험으로부터 얻어진 전달함수이며

실험을 통하여 분석된 고유진동수 및 진동형은

Table 2에 요약하였다.

Table 2. Natural frequencies and mode shapes of the original structure from experiment

	Nat. frequency (Hz)	Mode descriptions
1st	93	Bending along x direction
2nd	132	Bending along z direction
3rd	169	Twisting w. r. t. y axis

2-3. 이론적 진동 해석

일반적으로 기계 가공 중 발생된 진동은 구조물 전체에 전달되고 확산되며 진동의 전달은 다음과 같은 식으로 표시된다.^{4~6)}

$$T_r = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \quad r = \frac{w}{w_n}$$

주파수 비(r)의 변화에 따른 진동 전달률(T_r)을 그림으로 표현하면 아래의 그래프와 같다.

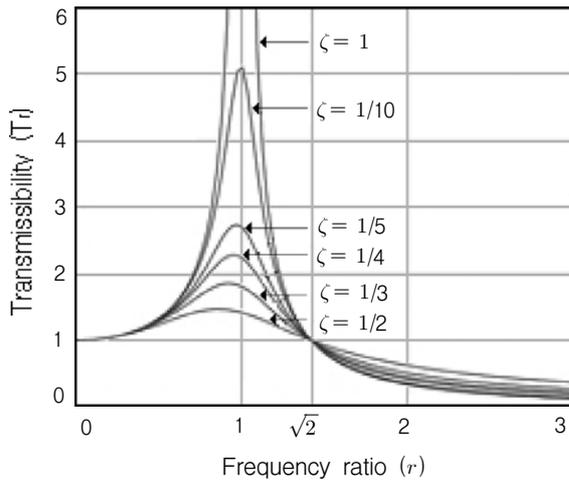


Fig. 5. Vibration transmission with frequency.

식으로부터 진동원의 주파수와 구조물의 고유진동수가 공진($w = w_n, r=1$)일 때 진동전달이 최대화된다는 것을 확인할 수 있다. 구조물의 진동을 줄이기 위해서는 발생된 진동의 전달을 최소화하는 것이 중요하며 이를 위해서는 전달 과정에서의 공진을 억제하는 것이 절대적이다.

2-4. Computer simulation

구조물을 컴퓨터상에서 모델링하여 구조물의 진동양상을 분석할 수 있다. 본 연구를 위하여 구현된 모델은 Fig. 6과 같으며 시뮬레이션을 통하여 얻

어진 고유진동수 및 진동형은 Fig. 7과 같다.

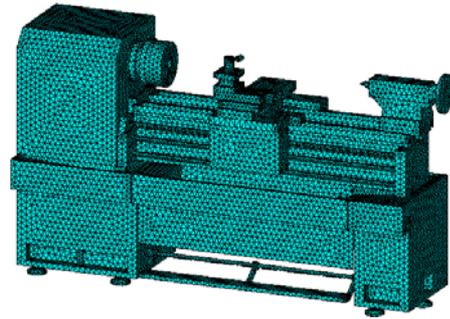


Fig. 6. A simulation model for the analysis of the original machine structure.

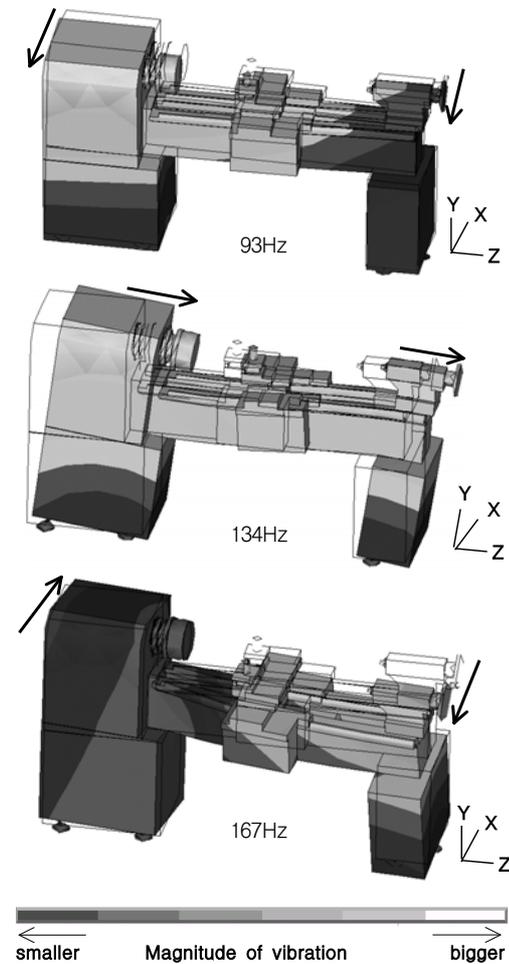


Fig. 7. Natural frequencies and vibration modes of the simulation model.

Fig. 7의 진동형을 보면 1차 고유진동수(93 Hz)의 경우 구조물의 앞·뒤(X방향)로 흔들리는 진동이며 2차 고유진동수(134 Hz)에서는 좌·우(Z방향)로 흔들리는 진동이고 3차 고유진동수(167 Hz)에서는 베드의 중간을 기준으로 비틀림 진동형을 가지는 것을 확인할 수 있다.

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 시뮬레이션 결과는 Table 3과 같으며 두 경우의 상대적 오차는 2% 이하로 실험 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델링은 잘 구현되었다고 할 수 있다.

Table 3. The result from the experiment and the computer simulation

		Experiment	Computer simulation
Natural frequencies (Hz)	1st	93	93
	2nd	132	134
	3rd	169	167

시뮬레이션을 통하여 얻어진 진동 특성을 분석하여 문제점을 파악한 후 설계 개선안을 도출하고 개선안을 모델에 적용하여 개선 효과를 확인하는 과정을 거쳐 안정된 최적 설계 개선안을 찾는다.

3. 분석 조건

가공정도 및 생산성에 가장 큰 영향을 미치는 진동은 공작물의 진동이다. 일반적으로 사용되는 공작물은 크기가 다양하여 모든 공작물의 진동을 억제할 수 있는 최적 설계안은 효과적 제한적일 수밖에 없다. 따라서 본 연구에서는 해당 공작기계에서 가장 사용빈도가 높은 공작물의 진동을 억제할 수 있는 안정화 설계안을 찾기 위하여 Table 4와 같은 공작물의 제원을 선택하였으며 진동의 크기가 가장 큰 1차 모드의 진동[Fig. 8]을 최소화하기 위한 안정화 설계안의 도출을 목표로 하였다.^{7~9)}

Table 4. The description of workpiece used for analysis

L(mm)	D(mm)	1st mode natural frequency(Hz)
300	3.5~3.9	114~134
320	3.8~4.5	
340	4.3~5.0	

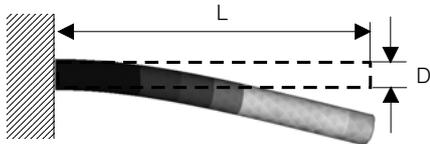


Fig. 8. The 1st mode shape of the workpiece.

Fig. 9는 가공시의 진동전달 경로이며 가공 안정화를 위해서는 이러한 진동의 전달을 최소화

하기 위한 설계 개선안이 필요하다.

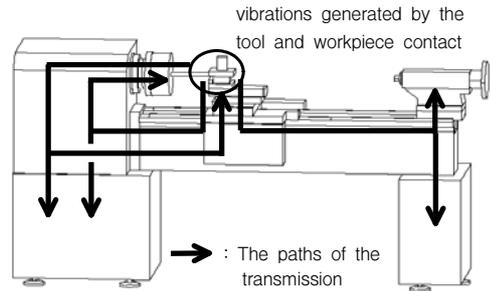


Fig. 9. The paths of the vibration transmission.

4. 설계 개선안의 도출

제시된 분석 조건에서 구조물 진동의 가장 중요한 원인은 기계 작동 중 공작물과 tool의 접촉에 의해 발생된 진동의 주파수(114~134 Hz)와 Fig. 7에 도시된 베드의 고유진동수(134 Hz)의 공진에 의해 발생한다. 따라서 가장 이상적인 진동 차단 방법은 진동이 구조물로 전달되는 첫 단계인 베드의 설계 개선을 통해 베드의 강성과 고유진동수를 높여 진동 전달 및 공진을 억제시키는 것이라 할 수 있으며 이것을 설계 개선의 핵심 내용으로 설정하였다. 아래 Fig. 10에 도시된 설계 개선안은 베드의 강성과 구조물의 고유진동수를 높이기 위하여 베드 하단을 20 mm 두께의 강판으로 보강한 것이다.

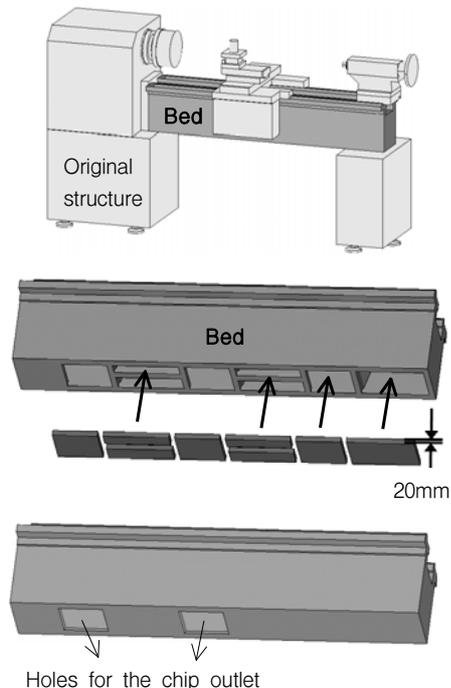


Fig. 10. Design alteration of the base side.

Fig. 10의 설계 개선을 통하여 강성강화와 고유진동수 증가를 통한 공진 회피 효과가 있음을 확인하였다. 공진이 제어되면 구조물의 진동 안정화에 도움을 줄 수 있다.

Fig. 11에 도시된 설계 개선안은 베드 측면 내부의 두께를 전체적으로 늘인 것이다.

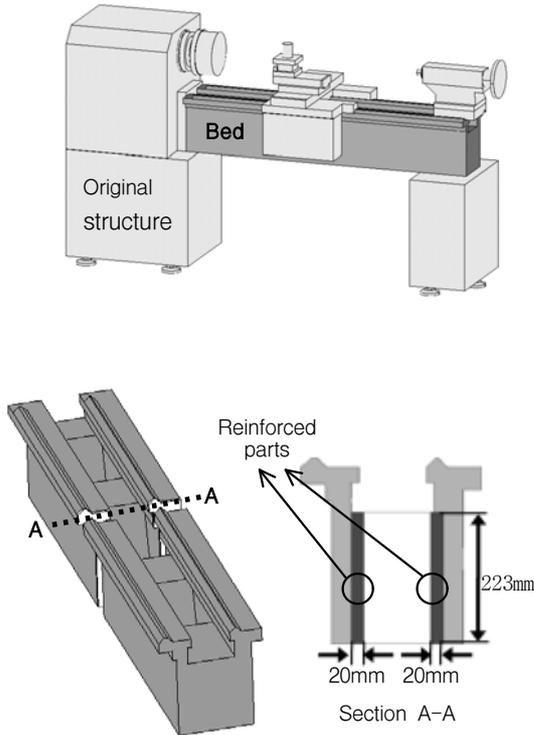


Fig. 11. Design alteration of the bed section.

Fig. 11의 설계 변경의 적용을 통하여 강성이 강화되며 고유진동수의 상승을 통한 공진 회피가 가능함을 확인하였다.

최종 개선안은 Fig. 10 및 Fig. 11의 설계 변경 효과 분석을 바탕으로 베드 설계를 최적화하였다. 이 개선안은 가공 중 발생하는 진동의 주파수인 134 Hz에서 베드의 고유진동수가 멀어지도록 함은 물론 구조물 전체의 비틀림이 발생하는 167 Hz[Fig. 7]에 지나치게 근접하지 않도록 설계한 최적 개선안이다. Fig. 10의 베드 하부 보강 및 Fig. 11의 내부 보강을 최적화하여 Fig. 12-1 및 Fig. 12-2와 같이 설계함으로써 Fig. 12와 같은 개선안을 완성하였다.

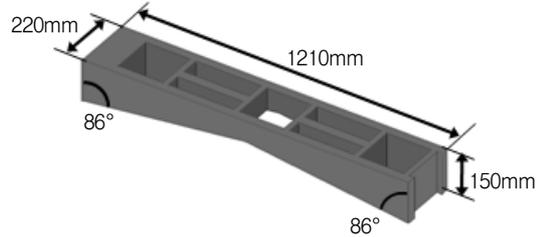
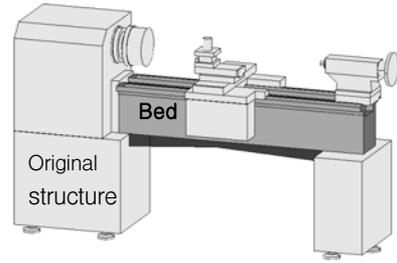


Fig. 12-1. Final modification of bed base

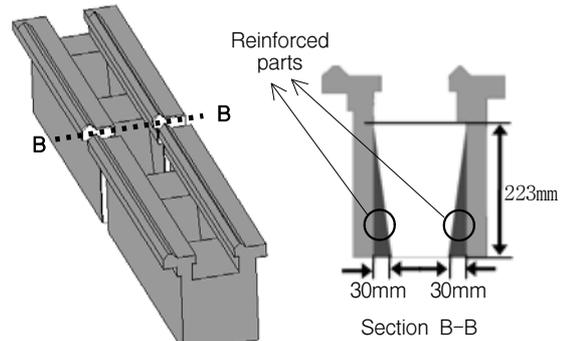


Fig. 12-2. Final modification of bed section

Fig. 12. The modified structure.

베드의 하부와 측면 내부를 동시에 보강함으로써 강성 증가와 함께 구조물의 2차 고유진동수가 151 Hz로 상승하여 가공에 의해 발생된 134 Hz의 진동 및 구조물의 뒤틀림이 생기는 167 Hz의 진동과 공진이 회피되도록 최적화됨으로써 진동이 최소화될 수 있는 설계 개선을 얻을 수 있게 된다. 이 설계 개선안을 적용하여 분석한 결과는 Table 5 및 Fig. 13과 같다.

Table 5. The comparison between the original structure and the improved structure

		Original structure	Improved structure	Comparison
Nat. frequency (Hz)	1차	93	93	.
	2차	134	151	12.7% 증가
	3차	167	168	0.6% 증가
Magnitudes of vibrations (nm)	Tool	107	52	51% 소멸

설계 변경안의 적용으로 구조물의 공진이 차단 되어 설계 개선 전 구조물 진동의 51 %를 소멸시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

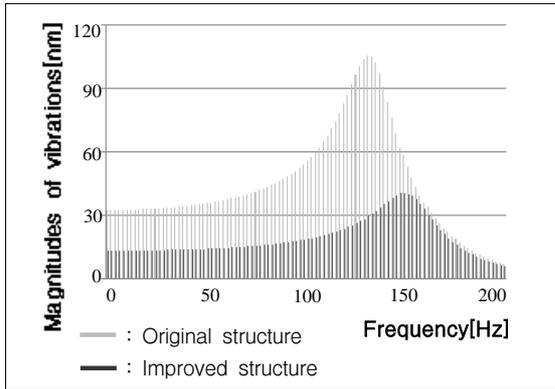


Fig. 13. Comparison of the vibrations magnitudes.

5. 결론

공작기계는 구조물의 형상, 공구, 공작물의 변화에 따라 다양한 고유진동수 성분을 가지므로 구조 안정화를 위해서는 동특성 분석을 통해 주파수 성분을 확인하고 공진을 제거할 수 있는 설계 과정이 반드시 요구된다. 고생산성의 필요에 따른 고속가공에 대응하기 위해서는 일반적으로 장비를 교체하거나 신규 장비의 제작이 필요하며 신규 장비 비용의 부담을 줄이기 위해서는 기존의 설비에 대한 구조 안정성 보강의 문제가 절대적으로 필요하다.

본 연구는 구형 선반 구조물의 동특성 해석을 통해 고유진동수와 진동 양상을 분석하고 가공 과정에서 발생하는 진동의 전달 첫 단계인 베드의 설계 변경을 통하여 공진 및 진동 억제가 가능한 최적 설계 변경 안을 도출함으로써 최소의 비용으로 기존의 공작기계 구조물의 안정성을 향상시킴을 목적으로 진행되었다. 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 본 연구의 대상인 선반의 경우 가공 시 공구와 공작물의 접촉에 의해 발생된 진동이 구조물 전체로 전달되며 발생된 진동의 주파수는 공작물의 고유진동수(114~134 Hz)에 해당하므로 구조물의 고유진동수(134 Hz)와 공진 영역에 있다. 따라서 구조물의 강성을 보강하고 고유진동수를 발생된 진동의 주파수와 공진 영역에서 멀어지도록 설계 변경하면 진동 전달을 효과적으로 차단하여 구조 안정성을 향상시킬 수 있다. [Fig. 4,

7~9 / Table 3, 4]

(2) 구조물의 동특성 분석을 바탕으로 chapter 4에 제시된 바와 같이 베드의 단순 설계 변경을 통해 구조물의 진동을 51% 억제할 수 있음을 확인하였다. [Fig. 10~13 / Table 5]

(3) 본 연구결과를 활용하면 최소한의 설비비용으로 다양한 공작기계 구조물의 진동을 효과적으로 제어하여 가공 품질의 향상에 기여함은 물론, 향후 생산성 증대의 필요에 의한 주축 속도의 증가로 불안정 요인이 더욱 심각해지게 될 다양한 공작 기계 구조물의 안정화 설계에도 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

기 호

- T_r 회전체에 의해 발생하는 원심력[N]
- r 구조물의 강성[N/m]
- w 진동원의 주파수[Hz]
- w_n 구조물의 고유진동수[Hz]
- ζ $\frac{c}{2\sqrt{km}}$ [무차원]
- c 구조물의 진동흡수능[N · s/m]

참 고 문 헌

- 1) K. G. McConnell, "Vibration Testing," John Wiley & sons, Inc., New York, (1995)
- 2) S. S. Rao, "Mechanical Vibrations," 2nd ed., pp. 503-511, (1994)
- 3) S. P. Timoshenko, and S. Woinowsky-Krieger, "Theory of Plates and Shells," McGraw-Hill. (1959)
- 4) A. D. Dimarogons, S. Haddad, "Vibration for Engineers", 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, pp. 16-47, (1996)
- 5) D. G. Fertis, "Mechanical and Structural

- Vibrations,” John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197-241, (1995)
- 6) C. Rajalingham, R. B. Bhat, and G. D. Xistris, *Journal of Sound and Vibration*, **193**, **2**, 497, (1996)
- 7) W. G. Halvosen, and D. L. Brown, *Journal of Sound and Vibration*, Nov., 8, (1977)
- 8) S. H. Ro, H. J. Cho, and E. H. Choi, *Transactions of the KSME, (A)*, **24**, **8**, 1978, (2000)
- 9) H. J. Cho, and S. H. Ro, *Transactions of the KSME, (A)*, **23**, **4**, 697, (1999)
-
- (2009년 3월 21일 접수, 2008년 5월 22일 채택)