

## 냉간 압연기에서 작업롤의 질량 불평형에 관한 연구

김영득\* · 김창완\*\* · 박현철\*†

\* 포항공과대학교 기계공학과, \*\* 건국대학교 기계설계학과

### Investigation of Unbalanced Mass of a Work Roll in a Cold Rolling Mill

Youngdeuk Kim\*, Chang-Wan Kim\*\* and Hyunchul Park\*†

\* Dept. of Mechanical Engineering, Pohang University of Science and Technology (POSTECH),

\*\* School of Mechanical Engineering, Konkuk Univ.

(Received October 18, 2011; Revised December 22, 2011; Accepted January 26, 2012)

**Key Words** : Cold Rolling Mill(냉간압연기), Mathematical Model(수학적 모델), Unbalanced Mass(질량 불평형), Chatter Vibration(채터 진동)

**초록**: 압연공정 중에 작업롤은 스트립과의 지속적인 마찰에 의해 마모가 발생하여, 질량 불평형이 발생하게 된다. 이러한 작업롤의 질량 불평형을 고려한 압연기의 수학적 모델을 제안하였고, 이 모델은 실험에 의해 검증되었다. 작업롤은 편심을 가진 강체 로터로 가정되어, 질량 불평형의 채터 진동에 대한 영향을 분석하였다. 스펀들의 준평형 해석을 통해 계산된 조인트 힘은 압연기의 작업롤에 외력으로 작용시켰다. 압연기의 운동방정식을 직접적분법으로 풀어 과도 응답을 얻고 주파수 분석을 수행하였다. 편심은 수직 방향의 진동보다 수평 방향의 진동에 더 큰 영향을 끼쳤는데, 작업롤 반경의 1%의 편심거리도 수평 방향 채터 주파수의 진폭을 크게 상승시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

**Abstract**: An abrasion due to continuous friction between a work roll and strip causes the mass of the work roll to be unbalanced in the rolling process. We developed a mathematical model for the rolling mill considering the unbalanced mass and verified the model experimentally. The work roll was approximated as a rigid rotor with eccentricity, and the effect of the unbalanced mass on chatter vibration was investigated. The joint forces computed by quasistatic analysis were applied to the work roll in the rolling mill. Transient responses were obtained, and frequency analysis was performed by solving equations of motion using a direct integration method. Horizontal vibrations were more strongly affected by eccentricity than vertical vibrations. In the horizontal direction, a small eccentricity of 1% of the work roll radius considerably increased the amplitude of the chatter frequency.

- 기호설명 -

$F_{f1}$	: 중간롤과 작업롤 사이의 마찰력 (N)	$k_{bi}, c_{bi}$	: 백업롤과 중간롤 사이의 접촉 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$F_{f2}$	: 백업롤과 중간롤 사이의 마찰력 (N)	$k_{g1}, c_{g1}$	: 기어 사이의 접촉 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$F_{r(y)}$	: 수평 방향의 압연하중 (N)	$k_i, c_i$	: 중간롤을 지지하는 롤러베어링의 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$F_{r(z)}$	: 수직 방향의 압연하중 (N)	$k_{rw}, c_{rw}$	: 중간롤과 작업롤 사이의 접촉 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$F_{s1}, F_{s2}$	: 스펀들 1 과 스펀들 2 사이에 작용하는 수직, 수평 방향의 조인트 힘 (N)	$k_s, c_s$	: 스펀들 2 를 지지하는 롤러베어링의 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$F_{ws1}, F_{ws2}$	: 작업롤과 스펀들 1 사이에 작용하는 수직, 수평 방향의 조인트 힘 (N)	$k_w, c_w$	: 작업롤을 지지하는 롤러베어링의 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)
$k_b, c_b$	: 백업롤을 지지하는 롤러베어링의 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)	$k_{ws}, c_{ws}$	: 작업롤과 스트립 사이의 접촉 스티프니스와 댐핑 (N/mm, N·s/mm)

† Corresponding Author, [hcpark@postech.ac.kr](mailto:hcpark@postech.ac.kr)

$W_b, W_i, W_w$ : 백업롤, 중간롤, 작업롤에 작용하는 중력 (N)  
 $W_{s1}, W_{s2}$  : 스펀들 1, 스펀들 2에 작용하는 중력 (N)

### 1. 서론

채터 진동이란 소재와 제조장치간의 급격한 기계적인 진동으로 인해 발생하는 현상이며, 예전에는 주로 밀링 및 연삭 등의 절삭 가공에서 주로 나타나는 현상이었다. 하지만 최근에 더 엄격한 품질의 압연제품의 수요와 요구로 인해 품질에 대한 규격이 엄격해지며, 압연 공정에 있어서도 채터 진동으로 인한 문제가 크게 대두되고 있는 실정이다. 이러한 채터 진동으로 채터 마크가 발생하게 되는데, 스트립에는 압연 방향에 수직 방향으로, 작업롤에는 길이 방향으로 반복적으로 명암이 교차되는 줄무늬의 형태를 보여준다. 채터 진동이 발생하면, 이러한 마크가 완성품의 외관에 선명하게 드러나 소비자의 불만을 야기한다. 채터의 발생 원인으로 압연 롤의 불균형과 편심, 기계 조립 부위의 이완, 미스얼라인먼트, 롤 슬립, 기어 구동부 및 베어링 손상 등의 기계적 요인을 생각할 수 있다. 채터 진동이 심하게 발생하는 경우 압연기 자체의 구조와 공진을 일으켜 높은 소음을 동반하고 작업 환경을 저해하는 요인이 된다. 그러나 채터의 발생 원인은 다양하고 발생 메커니즘도 매우 복잡하여 해결 방법을 찾기가 매우 어려운 것으로 보고되고 있다.<sup>(1,2)</sup>

기본적으로 실험적인 방법과 유한요소법 등을 이용하여 압연기의 진동에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다. 손봉호 등<sup>(3)</sup>은 진동의 원인을 분석하기 위해 압연기의 진동 주파수와 토크를 측정하였다. Mehrabi 등<sup>(4)</sup>은 압연 파라미터의 영향을 분석하기 위해 유한요소법을 이용해 냉간 압연기의 채터진동을 연구하였다. 여기서 압연기는 선형 스프링과 집중질량의 시스템으로 모델링되었다. 해석적, 수학적 모델을 이용하여 압연기의 진동에 대한 다양한 연구도 수행되어 왔다. Johnson 등<sup>(5)</sup>은 박판 압연기에서 채터 현상을 기술하는 단순화된 4 자유도의 해석적 모델을 제시하였고, Swiatoniowski 와 Bar<sup>(6)</sup>는 연속 압연기에서 자려진동의 수학적 모델을 구성하였다. 이 현상이 시작되는 기준이 공식화되고, 자려진동의 특성이 연구되었다. 또한 냉간 압연기에서 비선형 진동 모델과 개략적인 해도 제시되었다.<sup>(7)</sup>

압연공정 중에 작업롤은 스트립과의 지속적인 마찰에 의해 마모가 발생하여, 질량 불평형이 발생하게 된다. 이런 이유로 반복적으로 압연기에서 작업롤을 분리하여 그라인딩 작업을 하게 된다. 본 논문에서는 이러한 질량 불평형을 고려한 압연

기의 수학적 모델을 제안하였고, 이 모델은 실험에 의해 검증되었다. 작업롤은 편심을 가진 강체 로터로 가정되어, 질량 불평형의 채터 진동에 대한 영향을 분석하였다. 스펀들의 준평형 해석을 통해 조인트에 적용되는 조인트 힘을 계산하였다. 이렇게 계산된 조인트 힘은 압연기의 작업롤에 외력으로 작용하였다. 압연기의 운동방정식을 직접적분법으로 풀어 과도 응답을 얻고 주파수 분석을 수행하였다. 이로써 압연기의 질량 불평형이 채터 진동에 미치는 영향에 대해 분석하였다.

### 2. 실험

Fig. 1 은 압연기의 개략적인 구조를 나타내고 있다. 작업롤, 중간롤, 백업롤, 구동계로 이루어져 있고, 중간롤과 백업롤은 작업롤을 지지하며 작업롤이 압연하중을 적용받을 때 변형이 생기는 것을 방지한다. 스펀들은 유니버설 조인트로 연결되어 있고 기어의 토크를 작업롤에 전달하는 역할을 한다.<sup>(8)</sup>

압연기에서 발생하는 채터 진동은 스트립에 채

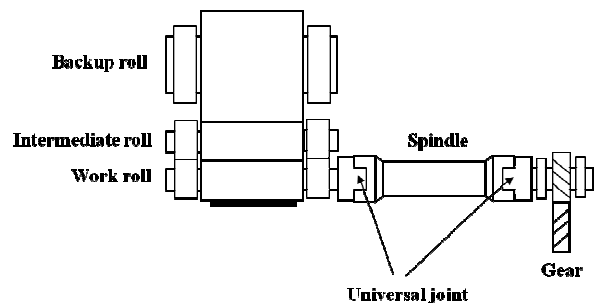


Fig. 1 Schematic illustration of the cold rolling mill

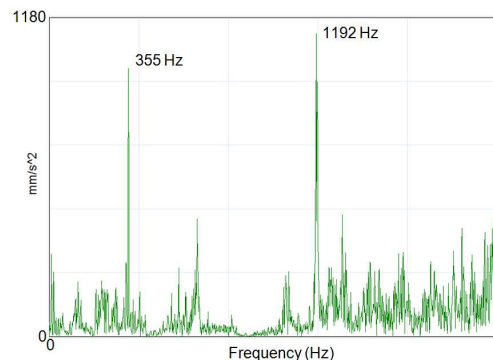


Fig. 2 FFT experiment of the work roll for acceleration in the vertical direction

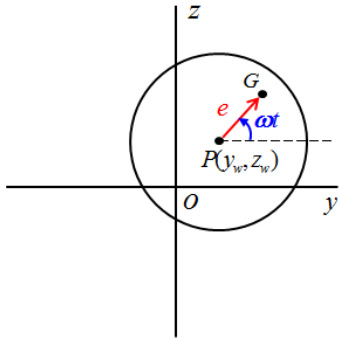


Fig. 3 Work roll approximated as a rigid rotor with eccentricity

터 마크를 발생시키며, 품질을 저하시킨다. 압연기의 채터 진동을 분석하기 위해 실험을 수행하였다.<sup>(9)</sup> 스트립에 가장 직접적인 영향을 미치는 작업물의 진동을 측정하였다. 가속도 센서를 작업물의 초크부에 부착하여 진동 가속도를 측정하였다. 타코미터를 이용해서 스피ndl의 회전속도를 측정했으며, 로드 셀을 이용해 작업물의 압연하중을 측정하였다.

Fig. 2 는 작업물의 수직 가속도의 fast Fourier transform (FFT) 실험결과를 보여준다. 355 Hz 는 기어 메쉬 주파수로써, 이론적으로 기어 잇수와 회전속도의 곱으로 계산될 수 있다. 기어에서 발생한 기어 메쉬 주파수가 스피ndl을 통해 작업물까지 전달된 것을 알 수 있다. 스트립에 주기적인 간격으로 채터 마크가 발생하면, 라인 속도와 채터 피치를 이용해 식 (1)과 같이 채터 주파수를 계산할 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$f_{chatter} = 1000 \times V_l / (60 \times P_c) \quad (1)$$

여기서,  $V_l$  (MPM)은 스트립의 라인 속도,  $P_c$  (mm)는 채터 피치를 나타낸다. 실험에서 관찰된 1192 Hz 는 채터 주파수로써, 이론적으로 계산된 채터 주파수 값과 일치한다.

### 3. 수학적 모델

모든 회전체는 질량의 불평형 때문에 원심력을 발생시키고, 선회가 발생하게 된다.<sup>(10)</sup> 이 효과를 고려하기 위해 Fig. 3 과 같이 작업물을 편심을 가진 강체 로터로 가정하였다. 작업물의 무게중심 G 는 작업물의 중심 P 에서 편심거리 e 만큼 떨어져 있다. 작업물이  $\omega$  의 회전속도로 회전한다고 가정하면, 무게중심의 좌표 G 는 식 (2), (3)과 같이 표현할 수 있다.

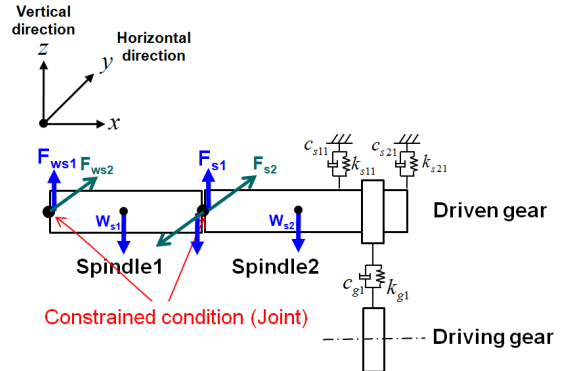


Fig. 4 Mathematical model of the driving system

$$y_{wG} = y_w + e \cos \omega t \quad (2)$$

$$z_{wG} = z_w + e \sin \omega t \quad (3)$$

Fig. 4 는 압연기 구동계의 수학적 모델을 보여주고 있다. 피동기어는 스피ndl 2 에 부착되어 있고, 스피ndl 사이의 조인트로 연결되어 있다. 기어 사이의 접촉 스티프니스는 기어 프로파일이나 기어 사이 간격의 오차에 의해 발생하며, 이는 주기 함수로 가정될 수 있다.<sup>(11,12)</sup> 따라서 접촉 스티프니스는 식 (4)와 같이 푸리에급수로 표현할 수 있다.

$$k_{g1}(t) = k_o + \sum_{s=1}^{\infty} [p_s \cos(s\omega_M t) + q_s \sin(s\omega_M t)] \quad (4)$$

여기서,  $k_o$  는 평균 컨택 스티프니스,  $\omega_M$  는 기어 메쉬 주파수이다. 기어 사이의 접촉력, 피동기어축을 지지하는 롤러베어링의 스티프니스, 스피ndl의 중력은 스피ndl의 조인트 힘을 발생시킨다. 이 조인트 힘은 준평형 해석을 통해 효율적으로 구할 수 있다.<sup>(9)</sup> 초기에 설정한 각 타임 스텝에서, 준평형 해석을 통해 계산된 조인트 힘은 압연기의 작업물에 외력으로 작용하게 된다.

Fig. 5 는 압연기의 수학적 모델을 보여주고 있다. 작업물, 중간롤, 백업롤로 구성되어 있고 롤을 지지하는 롤러베어링은 스프링, 댐퍼 요소로 표현되었다. 롤의 탄성 변형에 의한 롤 사이의 컨택 스티프니스와 롤 사이의 마찰력도 고려되었다. 현장에서 측정된 압연하중을 작업물에 외력으로 적용 시켰다. 또한 앞에서 준평형 해석을 통해 계산된 조인트 힘도 작업물에 외력으로 적용시켰다. 압연기의 운동방정식은 식(5)과 같이 매트릭스 형태로 구성된다.

$$\mathbf{M}^r \ddot{\mathbf{u}}^r + \mathbf{C}^r \dot{\mathbf{u}}^r + \mathbf{K}^r \mathbf{u}^r = \mathbf{F}^r \quad (5)$$

여기서,  $\mathbf{M}^r$  는 압연기의 질량 매트릭스,  $\mathbf{C}^r$  는 댐핑 매트릭스,  $\mathbf{K}^r$  은 스티프니스 매트릭스,  $\mathbf{F}^r$  는 압

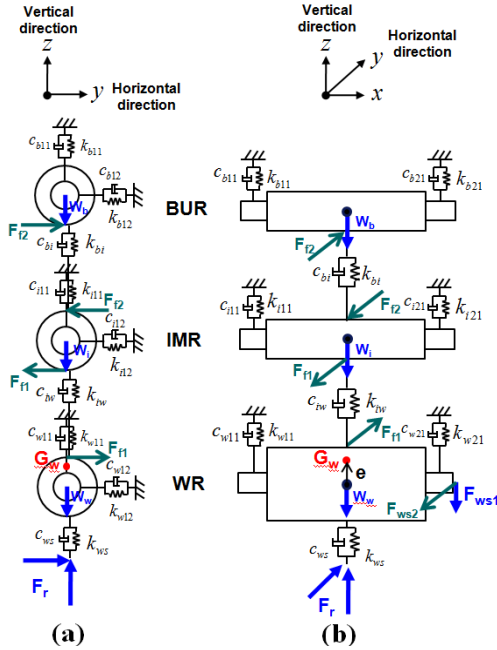


Fig. 5 Mathematical model of the cold rolling mill: (a) side view, and (b) front view

연기에 작용하는 외력 벡터,  $\mathbf{u}^r$  은 압연기의 변위 벡터이다. 압연기의 질량 매트릭스는 식 (6)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}^r = \text{diag}[M_b, M_b, M_i, M_i, M_w, M_w] \quad (6)$$

여기서  $M_b$ ,  $M_i$ ,  $M_w$  는 각각 백업롤, 중간롤, 작업롤의 질량을 나타낸다. 그리고 압연기의 댐핑 매트릭스는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{C}^r = \begin{bmatrix} C_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{2,2} & 0 & -c_{bi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{3,3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{bi} & 0 & C_{4,4} & 0 & -c_{iw} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{5,5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{iw} & 0 & C_{6,6} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\text{where } \left. \begin{aligned} C_{1,1} &= c_{b12} + c_{b22}, & C_{2,2} &= c_{b11} + c_{b21} + c_{bi}, \\ C_{3,3} &= c_{i12} + c_{i22}, & C_{4,4} &= c_{i11} + c_{i21} + c_{bi} + c_{iw}, \\ C_{5,5} &= c_{w12} + c_{w22}, & C_{6,6} &= c_{w11} + c_{w21} + c_{iw} + c_{ws} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

압연기의 스티프니스 매트릭스는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\mathbf{K}^r = \begin{bmatrix} K_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{2,2} & 0 & -k_{bi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{3,3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{bi} & 0 & K_{4,4} & 0 & -k_{iw} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{5,5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{iw} & 0 & K_{6,6} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\text{where } \left. \begin{aligned} K_{1,1} &= k_{b12} + k_{b22}, & K_{2,2} &= k_{b11} + k_{b21} + k_{bi}, \\ K_{3,3} &= k_{i12} + k_{i22}, & K_{4,4} &= k_{i11} + k_{i21} + k_{bi} + k_{iw}, \\ K_{5,5} &= k_{w12} + k_{w22}, & K_{6,6} &= k_{w11} + k_{w21} + k_{iw} + k_{ws} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

수평방향에서는 롤 사이의 마찰력, 수평방향의 조인트 힘과 압연하중이 고려되고, 수직방향에서는 롤에 작용하는 중력, 수직방향의 조인트 힘과 압연하중이 고려된다. 질량, 댐핑, 스티프니스 매트릭스는 시간에 독립적이지만, 외력 벡터는 시간에 독립적이지 않아서 각 타임 스텝마다 업데이트가 필요하다. 따라서 각 타임 스텝에서, 작업롤에 작용하는 조인트 힘이 업데이트되어 수치해석을 수행하게 된다.

### 4. 결과 및 토의

#### 4.1 수치 해석 방법

스핀들의 준평형 해석을 통해 조인트에 적용되는 조인트 힘이 계산된다. 이런 방법으로 계산된 조인트 힘은 운동방정식의 외력벡터를 구성하게 되고 각 타임 스텝마다 업데이트가 이루어진다. 직접적분법<sup>(13,14)</sup>을 통해 압연기의 운동방정식을 풀어 과도 응답을 얻는다. 직접적분법은 이전 타임 스텝의 결과로부터 다음 타임 스텝의 결과를 계산한다. 먼저 롤과 스핀들에 적용되는 중력 등의 외력을 계산하고 압연기의 운동방정식을 매트릭스 형태로 구성한다. 운동방정식에 압연기의 초기 변위와 초기 속도를 입력하고, 초기 가속도를 계산한다. 타임 스텝과 요구되는 해석 시간 등의 시물레이션 파라미터를 설정한다. 타임 스텝 n+1에서의 변위 벡터와 속도 벡터는 식 (11), (12)와 같이 테일러 급수의 한 형태로 가정된다.

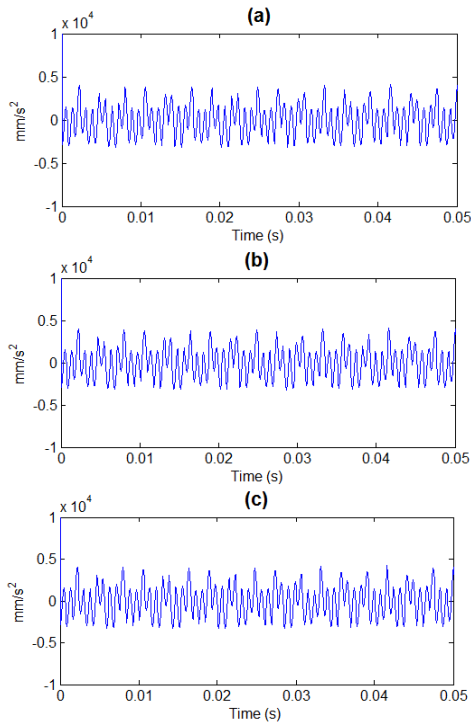
$$\dot{\mathbf{u}}_{n+1} = \dot{\mathbf{u}}_n + [(1-\gamma)\ddot{\mathbf{u}}_n + \gamma\ddot{\mathbf{u}}_{n+1}]h \quad (11)$$

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{u}_n + \dot{\mathbf{u}}_n h + [(1-2\beta)\ddot{\mathbf{u}}_n + 2\beta\ddot{\mathbf{u}}_{n+1}] \frac{h^2}{2} \quad (12)$$

여기서,  $\beta$ 와  $\gamma$ 는 적분 정확도와 안정성을 결정하는 인자들이고  $h$  는 타임스텝의 크기이다. 이렇게 가정된 변위 벡터와 속도 벡터를 운동방정식에 대입하면, 가속도 벡터에 관한 식으로 정리할 수 있다. 이 식을 풀어 압연기의 가속도 벡터를 구할 수 있게 된다. 이렇게 각 타임 스텝에서의 해를 계산하여 과도 응답을 얻을 수 있다.

#### 4.2 수치 해석 결과

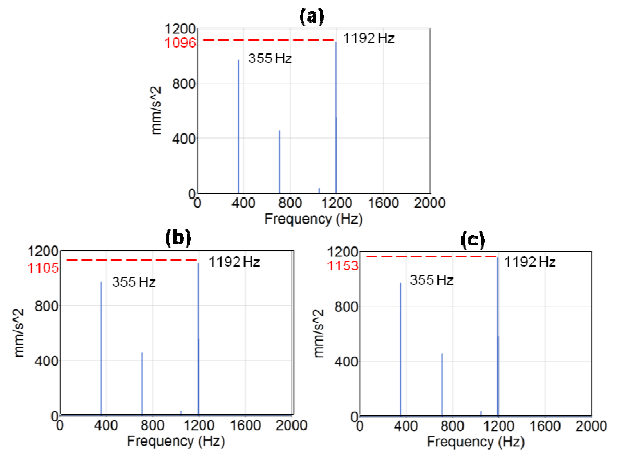
압연기의 수학적 모델의 수치 해석을 통해서 롤의 과도 응답을 얻을 수 있었다. Fig. 6 은 작업



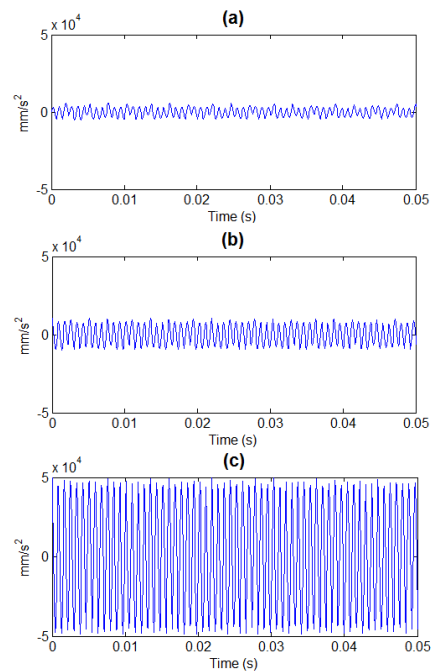
**Fig. 6** Vertical accelerations of the work roll with (a)  $e=0$ , (b)  $e=1\%$  of work roll radius, and (c)  $e=5\%$  of work roll radius

롤의 편심거리가 0, 작업롤 반경의 1%, 5% 일 때 작업롤의 수직 가속도를 나타낸다. 큰 차이점 없이 비슷한 경향과 진폭을 보여주었는데, 진동의 진폭은 다소 변화하는 양상을 보이고 진동의 주기는 거의 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 좀더 자세히 확인해보면, 편심거리가 커짐에 따라 진폭의 크기는 미세하게 증가하였다. 이를 정확히 확인하기 위해, 수직 가속도의 FFT 를 통해 주요 진동주파수의 특성을 분석하였다.

Fig. 7 은 작업롤의 편심거리가 0, 작업롤 반경의 1%, 5% 일 때 작업롤의 수직 가속도의 FFT 를 나타낸다. 앞의 실험결과와 같이 주요 진동주파수인 기어 메쉬 주파수와 채터 주파수가 발생하였다. 작업롤에 편심이 없는 경우의 수직 방향 가속도의 FFT 에서, 수치 해석 결과와 앞의 실험결과가 잘 일치하기 때문에, 제안된 압연기의 수학적 모델은 타당하다고 할 수 있다. 수학적 모델에 편심거리가 주어져도 주요 진동 주파수는 변하지 않고, 채터 주파수의 진폭만 다소 변화가 발생하였다. 1, 2 차 기어 메쉬 주파수인 355 Hz 와 710 Hz 의 진폭은 편심거리에 따라 변하지 않고 일정하지만, 채터 주파수인 1192 Hz 의 진폭은 편심거리가 증가함에 따라 미세하게 증가한 것을 볼 수 있다. 이는 기어 메쉬 주파수가 감속기의 기어에서 발생해



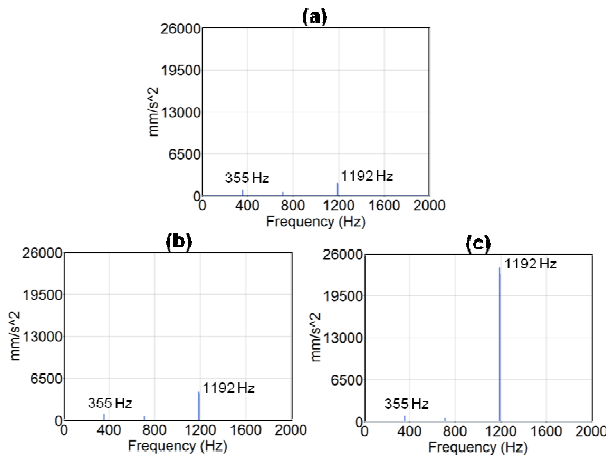
**Fig. 7** FFT of the acceleration of the work roll in the vertical direction: (a)  $e=0$ , (b)  $e=1\%$  of work roll radius, and (c)  $e=5\%$  of work roll radius



**Fig. 8** Horizontal accelerations of the work roll with (a)  $e=0$ , (b)  $e=1\%$  of work roll radius, and (c)  $e=5\%$  of work roll radius

서 스핀들을 통해 작업롤까지 전달되었기 때문에, 작업롤 편심의 영향을 받지 않는다고 판단된다. 편심거리에 따른 채터 주파수 진폭의 증가량도 매우 미미해서, 편심거리가 작업롤 반경의 5% 일 때, 진폭은 5.2% 정도의 증가량을 보인다.

Fig. 8 은 작업롤의 편심거리가 0, 작업롤 반경의 1%, 5% 일 때 작업롤의 수평 가속도를 나타낸다. 수직 가속도와는 다르게, 편심거리가 증가함에 따라 진폭이 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 편심거리가 0 일 때 진동의 진폭은 다소 변화하는 양



**Fig. 9** FFT of the acceleration of the work roll in the horizontal direction: (a)  $e=0$ , (b)  $e=1\%$  of work roll radius, and (c)  $e=5\%$  of work roll radius

상을 보이지만, 편심거리가 증가함에 따라 진폭의 크기는 거의 일정하게 유지된다. 하지만 편심거리가 변해도, 수평 가속도 진동의 주요 주기는 거의 일정했다. 따라서 편심거리가 증가하면, 지배적인 하나의 진동 주파수가 발생한다는 것을 예측할 수 있다.

주요 진동 주파수의 변화를 좀 더 정확히 확인하기 위해, 수평 가속도의 FFT를 분석하였다. Fig. 9는 작업롤의 편심거리가 0, 작업롤 반경의 1%, 5% 일때 작업롤의 수평 가속도의 FFT를 나타낸다. 수직 가속도의 해석 결과와 같이 주요 진동주파수인 기어 메쉬 주파수와 채터 주파수가 발생하였다.

편심이 없는 경우에, 수평 가속도의 채터 주파수 진폭이 수직 가속도보다 매우 크게 나타났다. 따라서 수평 방향의 진동이 채터 진동에 상대적으로 더 큰 영향을 가진다. 이는 수직 가속도와는 다르게, 편심거리가 증가함에 따라 수평 가속도의 채터 주파수 진폭이 매우 크게 증가하는 것으로도 알 수 있다. 작업롤의 편심거리가 1% 미만일 때는 채터 주파수 진폭의 증가가 작았지만 1% 이상일 때는 채터 주파수 진폭이 큰 폭으로 증가해서, 1%의 편심에서도 2 배 가까이 증가하였다. 작업롤의 편심거리가 5%에서는 채터 주파수의 진폭이 11 배 넘게 증가했다. 따라서 정상적인 공정을 위해서는 편심거리를 작업롤 반경의 1% 미만으로 유지해야 한다는 것을 알 수 있다. 하지만 기어에서 발생한 1, 2 차 기어 메쉬 주파수인 355 Hz와 710 Hz의 진폭은 수직 가속도와 같이 편심거리에 따라 변하지 않고 일정했다.

이로써 본 연구대상과 유사한 구조를 갖는 압연기의 채터 진동을 연구하기 위해서는, 상대적으로 큰 영향을 갖는 수평 방향의 진동을 관찰할 필요가 있다는 것을 알 수 있다. 매우 작은 크기의 편심거리도 수평 방향 채터 주파수의 진폭을 크게 상승시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

## 5. 결론

본 연구에서는 작업롤의 질량 불평형을 고려한 냉간 압연기의 수학적 모델을 제안하였다. 작업롤은 편심을 가진 강체 로터로 가정되어, 질량 불평형의 채터 진동에 대한 영향을 분석하였다. 수학적 모델에서 롤을 지지하는 롤러베어링의 스티프니스, 롤의 탄성 변형에 의한 롤 사이의 컨택 스티프니스, 롤 사이의 마찰력이 고려되었다.

스핀들의 준평형 해석을 통해 계산된 조인트 힘은 압연기의 작업롤에 외력으로 작용시켰다. 압연기의 운동방정식을 직접적분법으로 풀어 과도 응답을 얻고 주파수 분석을 수행하였다. 수직 가속도 FFT의 수치 해석 결과와 실험결과가 잘 일치했기 때문에, 제안된 압연기의 수학적 모델은 타당하다고 할 수 있다.

편심은 수직 방향의 진동보다 수평 방향의 진동에 더 큰 영향을 끼쳤는데, 작업롤 반경 1%의 편심거리도 수평 방향 채터 주파수의 진폭을 2 배 가까이 증가시켰다. 하지만 기어 메쉬 주파수는 작업롤 편심의 영향을 받지 않았다. 이러한 채터 진동이 심화되는 것을 방지하기 위해, 작업롤의 그라인딩 작업 시에 무게중심의 편심이 발생하지 않도록 세심한 주의가 요구된다.

## 후 기

이 논문은 POSCO 기술연구소의 연구 프로젝트 (2009Y215)의 지원으로 수행된 연구임. 또한 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임. (2009-0067895, 2009-0077217)

## 참고문헌

- (1) Lee, C., 1999, *The study on chatter mechanism and friction induced self-excited vibration in the rolling system*, Master's thesis, Department of Iron & Steel Technology, Graduate School of Iron & Steel Technology: Pohang University of Science and Technology, pp.6~16.

- (2) Jun, H., Lee, J. and Lee, S., 1995, "Chatter Vibration in Hot Strip Finishing Mills," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 35, No. 5, pp. 414~426.
- (3) Son, B., Roh, Y. and Lee, Y., 1994, "The Cause of Vibration at Finishing Stands in a Hot Strip Mill," *Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 4(1), pp. 43~50.
- (4) Mehrabi, R., Silani, M., Ziaei-Rad, S., Salimi, M. and Kamranian, A., 2008, "Investigation of Influences of Operational Parameters on Chatter Vibration of Cold Rolling Machines Using Finite Element Method," *Metal Forming*, Vol. 1, pp. 467~474.
- (5) Johnson, R.E. and Qi, Q., 1994, "Chatter Dynamics in Sheet Rolling," *Int. d. Mech. Sci.*, Vol. 36(7), pp. 617~630.
- (6) Swiatonowski, A. and Bar, A., 2003, "Parametrical Excitement Vibration in Tandem Mills-Mathematical Model and Its Analysis," *J. Mater. Process. Technol.* Vol. 134(2), pp. 214~224.
- (7) Bar, A. and Swiatonowski, A., 2004, "Interdependence Between the Rolling Speed and Non-Linear Vibrations of the Mill System," *J. Mater. Process. Technol.* Vol. 155~156, pp. 2116~2121.
- (8) Ginzburg, V. B. and Ballas, R., 2000, *Flat Rolling Fundamentals*, MARCEL DEKKER, pp. 381~387.
- (9) Kim, Y., Park, H., Lee, S. and Kim, C., 2011, "Development of a Mathematical Model for the Prediction of Vibration in a Cold Rolling Mill Including the Driving System," *ISIJ International*, accepted.
- (10) Kim, J. S., 2003, *A Study on the Active Balancing System for High-Speed Rotating Machinery*, Doctor's Thesis, Department of Mechanical Engineering, The Graduate School of Ajou University, Suwon, pp. 13~17.
- (11) Theodossiades, S. and Natsiavas, S., 2000, "Non-Linear Dynamics of Gear-Pair Systems with Periodic Stiffness and Backlash," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 229, pp. 287~310.
- (12) Theodossiades, S. and Natsiavas, S., 2001, "Periodic and Chaotic Dynamics of Motor-Driven Gear-Pair Systems with Backlash," *Chaos, Solitons & Fractals* Vol. 12, pp. 2427~2440.
- (13) Craig Jr., R.R. and Kurdila, A.J., 2006, *Fundamentals of Structural Dynamics.*, JOHN WILEY & SONS, INC., pp. 500~514.
- (14) Bathe, K., 1996, *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, pp.768~782.