

열간 마무리 압연기의 체터진동

전형일 · 이종암 · 이성진

Chatter Vibration in Hot Strip Finishing Mills

Hyeng-Il Jun, Jong-Am Lee and Sung-Jin Lee



- 전형일(포항제철 광양기계기술실)
- 1958년생
- 진동, 소음 분석법을 활용한 회전 기계의 설비 진단에 관심이 있다.



- 이종암(포항제철 광양기계기술실)
- 1949년생
- 기계공학을 전공하였으며, 열간 압연 설비의 정비기술 개발에 관심이 있다.



- 이성진(포항제철기술연구소)
- 1960년생
- 기계공학을 전공하였으며, 열연 및 연주공정 등의 PROCESS 진단에 관심이 있다.

1. 머리말

열간 압연 공장의 마무리 압연기(finishing mill)에서 체터 진동(chatter vibration)이 발생하면 압연 제품의 품질에 커다란 영향을 미칠 뿐만 아니라 압연기 수명 단축 또는 설비 고장의 주요한 원인이 되기도 한다.

(1) 최근 압연 프로세스가 고속화, 고정밀화가 이루어짐에 따라 압연기의 체터 진동은 압연 제품의 품질 및 압연 공정 생산성의 저하, 설비 손상을 더욱 심화시키고 있다. 일반적으로 압연 속도와 압하력이 증가하게 되면 체터 진동이 발생하기 쉬운 것으로 알려져 있으나 압연 롤(roll)의 불균형, 기계 조립 부위의 이완, 미스얼라인먼트(Misalign-

ment), 롤 슬립(roll slip), 롤 편심, 기어 구동부 및 베어링 손상 등 기계적 요인에 의해서도 발생할 수 있다. 체터 진동이 심하게 발생하는 경우 압연 판에 주기적인 두께 변화를 유발하거나 롤에 일정 간격의 마크를 발생시키고 또한 압연중에 압연기 자체의 구조와 공진을 일으켜 높은 소음을 동반하고 작업 환경을 저해하는 요인이 되기도 한다.

또한 이러한 체터 진동 현상을 피하기 위해 압연 속도를 줄이거나 롤교환 주기를 단축하게 되면 이는 생산성 저해의 주된 요인이 되기도 한다. 그러나 체터 진동 발생 원인은 앞에서 언급한 것 외에도 원인이 다양하고 발생 메카니즘도 매우 복잡하여 해결 방법 또한 어려운 것으로 보고되고 있다.^(2~4)

열간 마무리압연기의 체터 진동 현상에 관

한 문제와 관련하여 광양제철소에는 '87년도부터 가동을 시작한 1열연 공장을 비롯하여 2열연, 3열연 공장의 마무리 압연기에서 가동 초기부터 극박재 또는 특수강 압연시 채터 진동이 종종 발생되어 있다.

마무리 압연기 스탠드수는 1열연과 2열연이 6개(F1~F6), 3열연이 7개(F1~F7)로 구성되어 있으며, 특히 채터 진동이 심하게 발생한 곳은 2열연 마무리 압연기의 전단 스탠드인 F2와 F3 스탠드이다. 2열연공장의 마무리 압연 설비가 형상 제어 압연기를 채택한 최선에 설비라는 점을 고려하면 채터 진동 발생은 고속 압연이나 압연력 증대가 원인이 될 수 있다고 할 수 있다. 반면 1열연 마무리 압연기에서도 동일정도의 채터 진동 현상이 생길 뿐만 아니라 롤 및 구동계 파손 등 복합적으로 발생되고 있는 점을 감안하면 반드시 압연 조건의 변화 요인이라고 보기에는 곤란한 점이 많다.

이 글에서는 열간 마무리 압연기의 채터진동의 발생 가능 요인을 고찰해 보고 '92년도부터 실제로 조사 분석한 자료를 토대로 열간 마무리 압연기의 채터 진동 발생 특성에 대해서 설명하고자 한다.

2. 압연기의 채터진동현상과 발생 요인

2.1 압연기의 채터현상

채터 진동은 주로 압연기에서 발생하는 진동현상을 말한다.⁽⁵⁾ 발생 주파수는 통상 수 10 Hz에서 수 100 Hz 정도가 되며, 주로 박물(薄物) 연속 압연시 많이 발생된다. 일반적으로 압연 속도와 압하량에 비례하여 발생되며, 압연시 압연유의 유화 특성과 윤활성이 직접, 간접적으로 관여되고 있다. 채터진동이 생길 때 그림 1과 같이 압연기 스탠드 사이에서 압연판이 통판되고 있는 상태를 관찰하던 검은 띠무늬가 주기적으로 나타난다.

(6,7)

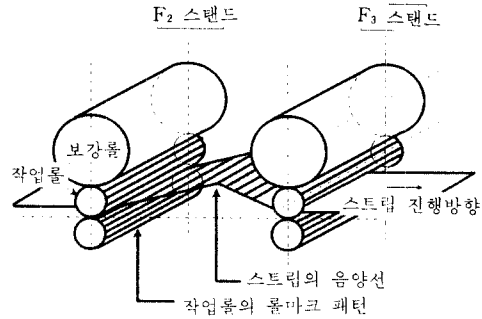


그림 1 열간 마무리압연기의 스트립과 작업롤의 채터 마크

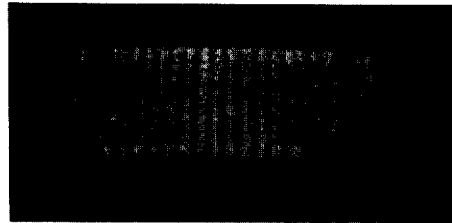


그림 2 열간 마무리압연기 스트립 채터 마크 발생 현상('92년 3월, 2열연 F2-F3 스탠드)



그림 3 작업롤의 롤 마크 발생 현상('92년 3월, 2열연 F2 스탠드 작업롤)

압연이 완료된 제품을 관찰하면 약간의 곡면 띠를 갖거나 스트립(strip)의 표면 광택 변화로 나타난다. 그림 2는 실제 압연중 F2와 F3 스탠드 사이에서 스트립에 생긴 채터 마크를 촬영한 것이다. 스트립에 채터 마크가 발생할 때 작업롤(work roll) 원주면에 일

정 간격의 거침대를 형성시켜 롤 사용 수명을 다축시키는 원인이 되기도 한다.

그림 3은 작업롤에 생긴 롤 마크를 촬영한 것으로 줄무늬의 피치 간격은 약 76 mm 정도로 원주 면에 35개의 띠를 형성하고 있었다.

2.2 압연기에서의 진동 발생가능 요인

세계적으로 널리 사용되고 있는 마무리 압연기는 4단 압연기(4-high mill)이며, 스탠드 본체, 상하 보강롤(back up roll)과 작업롤(work roll), 작업롤을 구동시키기 위한 모터, 감속기, 피니언 스탠드(pinion stand) 및 스피들로 구성되어 있다. 작업롤 초크(chock)부는 구름(rolling element)베어링, 보강롤 초크부에는 유막베어링(fluid film bearing)이 설치되어 있으며, 작업롤에 동력을 전달하는 축은 기어 커플링 형태의 스피들이다. 그림 4는 열간 마무리 압연기 구동계의 개략도를 나타낸 것이다. 이와 같이 많은 회전 요소를 갖고 있는 압연기 진동 요인 또한 다양하고 복합적인 것이 많다.

또한 회전 요소와 관련된 진동 외에도 압연 메카니즘상에서 발생하는 진동요인이 있다. 예를 들어 마찰 특성에 의한 진동이라든가 압연롤의 표면 연삭 불량에 의한 진동 등의 여러가지가 있을 수 있다. 또한 이런 개개의 요소들이 압연기 구성 요소의 고유 진동과 결합되면 복잡한 요인으로 변모되어 문제를 파악하기가 아주 어려운 상황에 이르게 된다. 따라서 이러한 압연기 채터 진동에 대

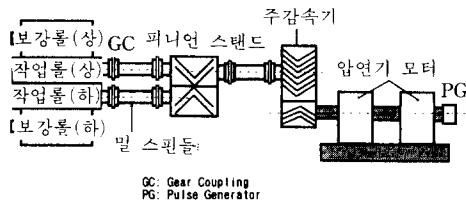


그림 4 열간 마무리압연기의 구동계 개략도

한 발생 요인과 채터 마크 발생현상의 규명은 조업 안정화 측면에서 볼 때 매우 중요하다.

2.2.1 회전체 진동

압연기를 구성하고 있는 회전체가 손상이나 부분적으로 변형이 되면 불필요한 진동을 일으키게 된다. 우선 모든 회전체를 지지하고 있는 베어링부위에서는 베어링의 고유 사양과 회전 속도에 관계된 결합 손상 진동을 유발한다.⁽⁸⁾ 여기서 발생 가능한 베어링 결합주파수는 4가지로서 베어링 외륜주파수, 내륜주파수, 볼(ball) 주파수, 케이지(cage) 주파수가 있다. 그림 5는 베어링 결합 주파수의 계산 방법을 나타낸 것이다. 베어링 구성 요소에 결합이 생기면 구성 요소의 고유 진동의 주기로 충격성의 진동을 발생하게 된

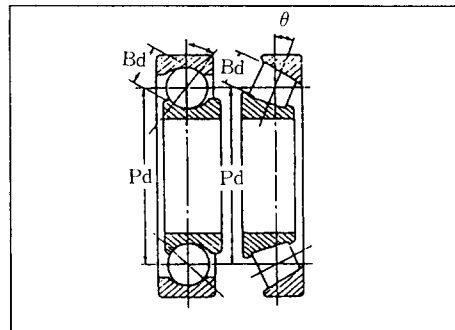


그림 5 베어링 결합 주파수 계산 방법
- Rolling Element 베어링 결합 주파수 계산식 -

내륜 $BPF1 = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$

외륜 $BPFO = \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$
 $= N_b \times FTF$

볼 $BSF = \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$

케이지 $FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$
 $= 0.33 \sim 0.45 \times RPM$

단 N_b : Ball 이나 Roller 수
 B_d : Ball 이나 Roller 직경
 P_d : 베어링 피치 원직경
 θ : 접촉각(°)

다. 압연기 체터링현상과 관련하여 특히 관심의 대상이 되는 베어링은 작업롤 초크부 베어링으로서 만일 결함이 있다면 진동 분석 데이터에서 위에서 언급한 베어링 결함 진동 주파수가 나타날 것이다.

다음은 모터의 동력을 받아 압연 토크를 증대시키기 위한 감속기와 상하 작업롤에 동력을 분배하여, 전달시키기 위한 피니언 스탠드의 기어 물림 진동이다. 기어 물림 진동은 기어의 편심, 백래쉬(backlash)의 부적절, 치면 마모 등의 결함이 발생하면 기어축 회전속도(rpm)와 기어잇수(Z)를 곱한 기어 물림 주파수(gear meshing frequency)를 유발한다. 결함이 더욱 심해지면 기어 물림 주파수의 하모닉(garmonic) 성분이 스펙트럼(spectrum) 분석에 나타나며, 또한 기어 물림 주파수 주변에 기어축의 회전속도만큼 측대 주파수(side-band)를 갖게 된다. 그림 6은 기어 물림 진동의 발생 원리를 나타낸 것이다.

작업롤과 직접 연결된 스피들들은 여러가지 진동을 생성시켜 롤에 직접 영향을 미칠 수 있다. 스피들의 기어 커플링이 미스얼라이먼트되어 있으면 회전속도의 1배 진동($1 \times \text{rpm}$), 2배 진동($2 \times \text{rpm}$)이 생긴다. 또한

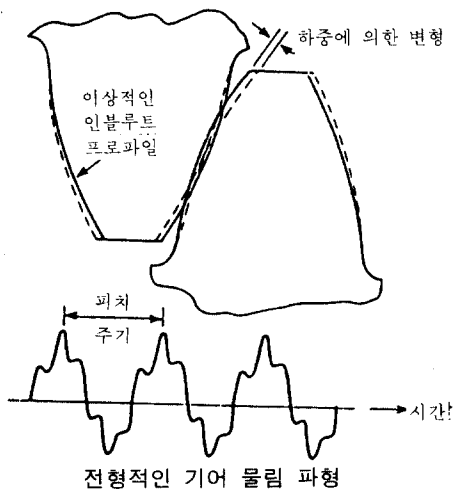


그림 6 기어 물림 진동 발생 원리

기어 커플링의 치면 마모가 심한 경우 기어 잇수와 회전 속도를 곱한 치물림 진동도 생기게 된다. 이런 경우 압연판에 주기적인 결함을 유발하여 품질에 큰영향을 끼치는 경우도 있다. 상하 보강롤 초크부의 유막 베어링은 유막 형성에 의해 롤을 지지하고 있는 점이 구름(rolling element)베어링과 다른 진동 발생 구조를 갖고 있다. 그림 7은 hydro dynamic 베어링 압력 프로파일(profile)이다.

유막(fluid film)베어링의 진동 원인이 되는 것은 베어링 마모와 공차 과다, 윤활 불안정성 즉 oil whip, oil whirl이 있다. 베어링 마모 또는 공차가 큰 경우는 통상 롤회전 속도의 진동($1 \times \text{rpm}$)과 그의 하모닉 성분을 유발하게 된다. Oil whip나 oil whirl은 베어링 내의 유막의 불안정성에 의해서 발생하는 진동 형태로서 이런 현상은 베어링이 외력을 받은 상태에서 회전하게 될 때 외력이 유막 압력과 합성되어 불안정한 진동현상을 유발하게 되며, 진동주파수는 오일의 입자속도에 의해서 결정된다. 통상 미끄럼을 고려하면

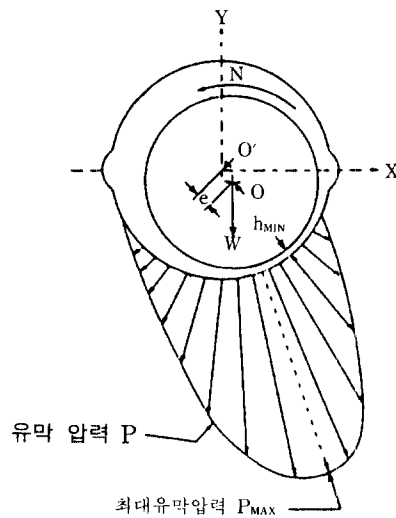


그림 7 Hydro dynamic 베어링 압력 프로파일
O': 베어링 중심, W: 베어링 하중, O: 축 중심, e: 편심, N: 회전

0.40~0.48×rpm의 진동주파수를 갖는다. 대책으로서는 롤 불균형과 같은 외력을 제거하거나 오일 점성계수의 저하, 베어링의 형식 변경, 베어링 공차를 크게 하는 등의 방법이 있다.

2.2.2 비틀림 진동

압연 구동계를 기계적으로 보면 강체(rigid body)와 같이 보이지만 역학적으로 보면 관성체(inertia)와 탄성체(spring)로 결합된 진동계라고 생각할 수 있다. 따라서 기계적 공진현상이 어느 대역의 주파수에서 발생하게 되는데 이런 진동현상중에 특히 축의 비틀림 방향에 대한 진동을 비틀림 진동(torsional vibration)이라 하며, 각종 공진 주파수를 갖는다.^(9~12) 이 중에서 가장 작은 값을 제1차 공진 주파수라 하며, 보통 압연기에서는 10 Hz~20 Hz 정도가 된다. 한편으로 전기 제어계의 응답 주파수가 사이리스터 등의 반도체기기의 발달에 따라 향상되어, 그 때문에 TAF(torque amplification factor) 즉 토크 증폭률이 증대되어 토크 증

폭의 기계적 문제가 제기되고 있다.

압연 구동계에서는 주로 비틀림 진동이 원인이 되어 발생하는 TAF는 압연 소재가 작업롤에 치입될 때 가장 크게 발생하는 최대 토크에 대비한 평균 토크와의 비를 말한다. TAF가 크면 동적 토크(dynamic torque)가 커지고 동적 토크가 과도한 경우는 설비의 수명 단축과 제품 품질에 지대한 영향을 미치게 된다. 보통 TAF치는 압연 토크가 작을 때는 2.0을 넘어 3.0 정도 까지이며, 압연 토크가 모터 상용 최대 토크보다 큰 경우는 2.0 이하의 값이 많은 것으로 보고되고 있다.⁽¹³⁾

그림 8은 광양 2열연 마무리압연기 F2 스탠드 구동계를 모델링하여 비틀림 고유 진동수를 계산한 예이다.

2.2.3 압연 메카니즘 진동

압연 메카니즘에서 발생 가능한 진동은 판 압연시 소성 변형에 대한 마찰 저항력이 크게 작용하여 생기는 마찰 진동이 있다.⁽¹⁴⁾ 마찰 진동은 압연유의 도포상태가 불량할 때, 롤 불균형 요인이 있으며, 롤이 크게 흔들려 돌고 이러한 흔들림을 억제하기 위해서 롤과 압연판이 불규칙적으로 접촉하게 될 때 발생한다. 이때 발생하는 진동형태를 자력 진동(self excited vibration)이라 하며, 발생주파수는 계의 고유 진동수이다. 압연속도가 증대되거나 압하량이 많아지면 계의 고유 진동수의 진폭이 더욱 커지게 된다.

2.2.4 롤 연마기에 기인한 채터 진동

압연기 채터 진동의 원인이 되는 것중의 하나는 롤 연마에서 진동이 발행되고 있는 상태하에서 연마된 롤에 기인할 수 있다. 연마시 롤에 발생된 기복은 압연시 압연판에 마크를 유발한다. 채터 마크를 갖은 롤은 특히 롤의 기복 파장이 압연 조건하에서 채터 파장과 근접하게 되면 압연기 스탠드는 떨림 진동을 발생하게 된다. 이러한 연마기에 의

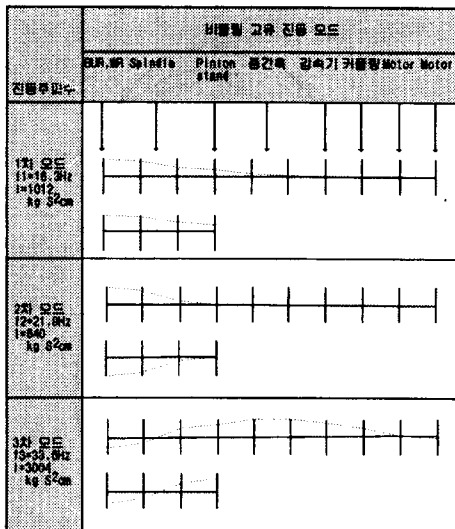


그림 8 2열연 F2 스탠드 비틀림 고유진동수 계산 예

한 체터마크는 연마기의 구조적 결함에 의해 발생하는 것으로 이미 판명되었다.⁽⁶⁾ 체터주파수 계산은 다음식에 의해 계산할 수 있다.

$$F_c = \frac{\pi \times D \times rpm}{S_b} \quad (1)$$

여기서, F_c 는 롤 체터링 주파수, D 는 롤 직경, rpm 는 롤회전 속도, S_b : 체터마크 간격을 나타낸다.

또한 롤연마와 관련하여 광양 마무리 압연기는 압연중에 작업롤을 연마할 수 있는 온라인 롤드레싱(on-line roll dressing, 이하 약칭 ORD)장치를 갖추고 있다. 어떤 원인에 의해 롤 진동을 유발하고 있을 경우에 ORD를 실시하면 롤 표면에 표면 조도차가 생겨 롤과 압연판에 유발되는 체터 마크의 원인이 되는 것으로 판명되었다.

3. 체터 진동 측정 방법

'90년 2월연 공장 가동 후 마무리 압연기 전단 특히 F2 스탠드 중심으로 발생하기 시작한 체터 진동 원인을 조사하기 위해 그림 9와 같이 측정장치를 구성하였다. 진동현상 파악을 위해 진동 가속도 센서를 상하 작업롤과 보강롤의 초크부에 압연 및 수직방향으로 설치하였다.

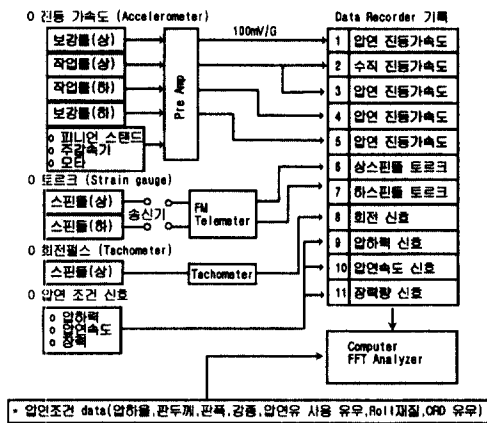


그림 9 압연기 체터 진동 측정 장치 구성예

회전중의 스펀들에 대한 토크 변동 측정은 상하 스펀들에 스트레인게이지를 부착하고 이를 무선 계측(tele-meter)방식으로 측정하였다. 롤 회전수를 측정하기 위해 반사 테이프를 스펀들에 부착하고, 회전계(thacometer)에 의해 롤의 회전을 검출하였다. 압연 조건과 진동과의 상관성을 분석하기 위해 전기실에서 압하력, 압연 속도 등이 신호를 인출하여 분석에 활용하였으며, 기타 판폭, 판두께, 압하량 등의 조업 상황 데이터를 참조하였다.

4. 측정 데이터 분석

4.1 진동 측정치 분석

압연기 작업롤 초크부의 진동 크기 정도를 조사하기 위해 F2 스탠드를 대상으로 총 1,875코일의 압연시 진동가속도 데이터를 샘플로 채취하였다. 이 중 진동가속도 피크(peak)치가 1G(1G=9.8 m/s) 이상으로 발생된 것은 1,327코일로 전체 71%를 차지하였다. 이 기간중에 측정된 코일중 3G 이상 큰 진동을 유발한 것도 약 7.2% 정도였다.

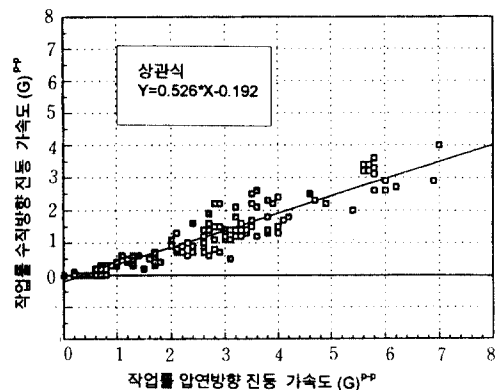


그림 10 F2 스탠드 작업롤의 압연 및 수직방향 진동 가속도치 분포

F : 압하력, D : 작업롤 직경, θ : 치입각, L_a : 투영 접촉길이, $h_1 \cdot h_2$: 입출록 두께, W : 판폭

진동 측정 방향에 따른 진동치는 압연방향이 수직 방향보다 약 2배 정도 크게 발생되고 있는 것을 알 수 있었다. 그림 10은 작업롤 초크부의 압연 및 수직방향의 진동 가속도치 분포를 나타낸 것이다. 압연기 구성요소 전 부위 진동 발생크기 정도를 파악하기 위해 평균치와 최대치로 구분하여 나타낸 것이 그림 11이다. 역시 상하작업롤이 진동치가 가장 크게 발생되므로 진동발생 진원지로

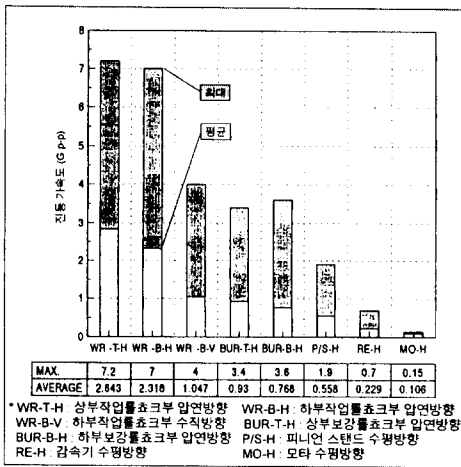


그림 11 압연구동계 전체 진동가속도치 분포

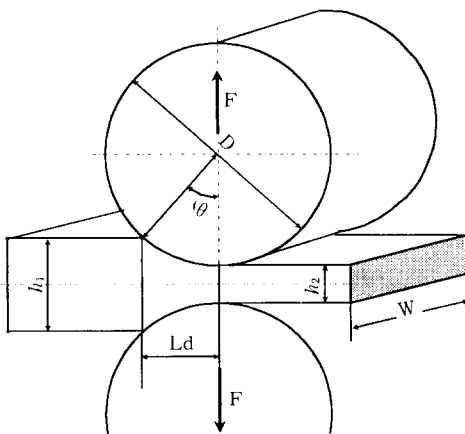


그림 12 압연 조건 파라미터
 F : 압하력, D : 작업롤 직경, θ : 치입각, L_d : 투영 접촉길이, h_1, h_2 : 입출측 두께, W : 판폭

판단할 수 있다.

4.2 압연 조건과 진동 발생 상황

압연 조건과 진동 발생 상황을 분석하기 위해 파라미터를 선압, 소성 계수, 치입각, 평균 압연 압력으로 정리하였다. (그림 12 참조)

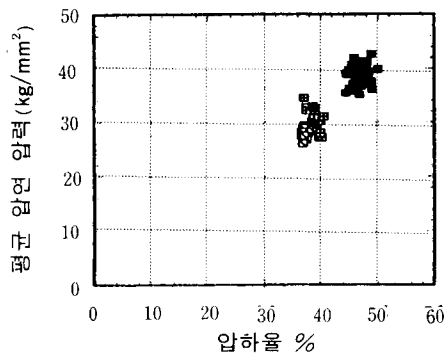
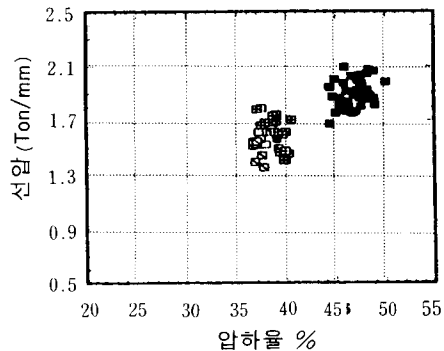
(1) 선압(p)

$$p = \frac{F}{W} \quad (2)$$

여기서, F 는 마무리 압연기 스탠드의 입하력이며, W 는 판폭을 나타낸 것이다.

(2) 단위 길이당 소성계수(K)

$$K = \frac{p}{(h_1 - h_2)} \quad (3)$$



□ 진동없음 ■ 1G-3G
 ● 1G이하 ■ 3G이상

그림 13 압연조건에 따른 진동가속도치 분포예 (강종: HSA50 콘테이너용 소재)

$(h_1 - h_2)$ 은 입, 출측 두께 차를 나타낸다.

(3) 치입각(θ)

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h_1 - h_2}{D'} \right) \quad (4)$$

단 $D' = \left(1 + \frac{C_o}{h_1 - h_2} \beta \right) \cdot D$

$$C_o = \frac{16(1 - \nu_o^2)}{\pi E_o}$$

D 는 롤 직경, E_o 는 탄성 계수, ν_o 는 푸아송(Poisson)비를 말한다.

(4) 평균 압연압력(\bar{p})

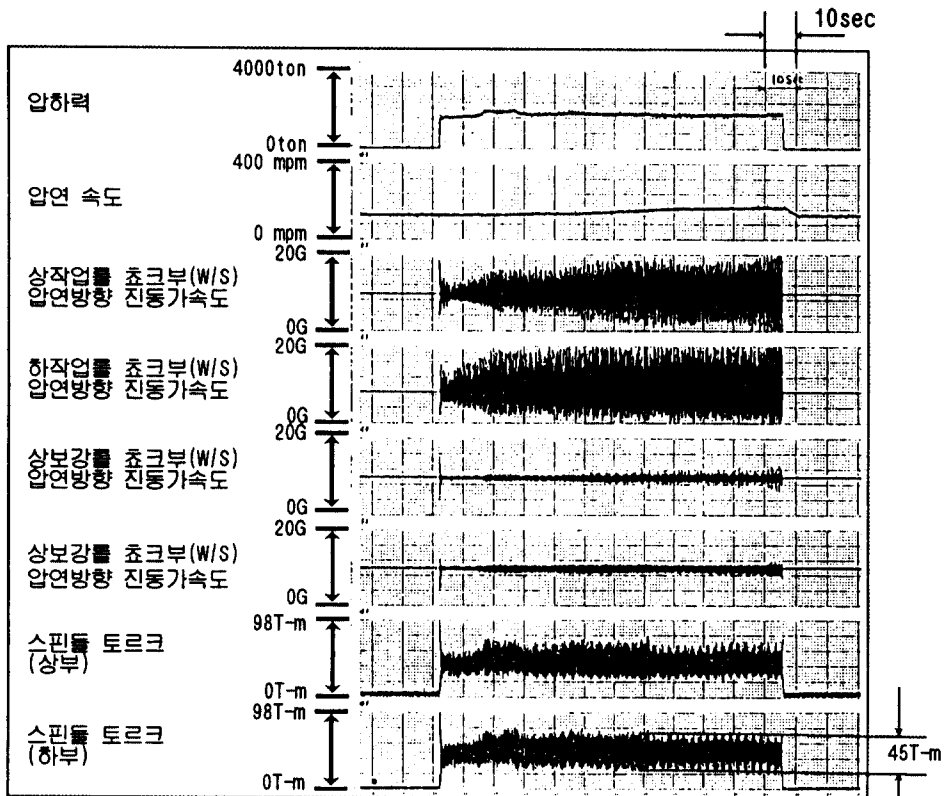
$$\bar{p} = \frac{p}{L_a} \quad (5)$$

단 $L_a = \sqrt{\frac{D'}{2} (h_1 - h_2)}$

L_a 는 투영 접촉 길이를 나타낸 것이다.

이러한 압연 조건에 따른 진동 상황을 진동이 가장 심한 강종 HSA50의 컨테이너용 소재를 예를 들어 선압과 평균 압연 압력으로 분류하고, 진동 가속도치 레벨을 진동이 전혀 없을 때, 1G 이하, 1~3G, 3G 이상으로 구분하여 그림 13에 나타내었다. 그림 13에서 알 수 있는 바와 같이 압하율이 45% 이상, 1.7 Ton/mm 이상, 평균압연압력이 35 kgf/mm² 이상이 되면 3G 이상 큰진동을 유발하고 있음을 알 수 있다.

그림 14는 강종 HSA50의 압연시 압연 조건에 따른 진동 및 토크 발생파형의 시간 변화를 기록한 데이터를 나타낸 것이다. 압연 속도가 증가 됨에 따라 작업롤 초크부의 진



* W/S : Work side of mill

그림 14 진동, 토크 시간 파형 데이터 예(소재 : HSA50, Size : 2.0t * 1140w mm)

동 가속도는 점차 증대되어 감을 알 수 있고, 또한 토크도 크게 변동되고 있으나 부(負) 토크는 걸리지 않는 것으로 판단되었다.

4.3 진동가속도 · 토크변동의 캠벨선도분석

진동 발생 특성을 파악하기 위해 회전신호와 진동가속도, 토크 신호를 이용하여 캠벨선도(campbell diagram) 분석을 실시하였다. 캠벨선도는 진동가속도, 토크 발생 특성을 작업롤 회전수 변화와 관련하여 분석함으로써 어느 회전대역에서 진동계의 고유 진동수와 공진을 일으키는지를 일목요연하게 파악할 수 있다.

그림 15의 작업롤 초크부의 진동가속도 캠벨선도에서는 35n(n: 작업롤 회전수, rpm), 스피들 토크 캠벨선도에서는 13n~14n가 성분 주파수임을 알 수 있으며, 진동계의 2차 비틀림 고유 진동수 (21.9 Hz)와 공진하고 있는 것으로 분석되었다.

4.4 작업롤 초크부 진동의 궤적 분석

작업롤의 진동 움직임 궤적을 알아보기 위해 작업롤 초크부의 수평, 수직방향의 진동가속도를 고속 주파수 분석장치에 입력하여 궤적(orbit) 분석을 실시하였다. 그림 16는 각종 GST41H 압연시 궤적 분석 결과를 나타낸 것이며, 강종 HSA50의 경우도 거의 같은 형태인 것으로 분석되었다. 궤적 방향이 작업롤 회전 반대 방향으로 움직이고 있는 것을 알 수 있으며, 이는 재료의 소성 변형에 대한 반력지연이라기보다는 비틀림 회전에 대한 마찰저항의 가능성이 큰 것으로 분석되었다.

4.5 진동가속도 · 토크변동의 스펙트럼분석

여러 압연 조건에 따른 진동가속도, 토크

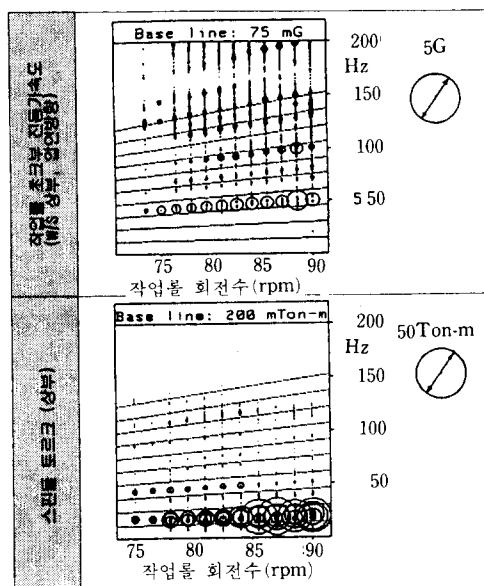


그림 15 진동가속도, 토크 캠벨선도 분석 예 (소재 : HSA50, Size : 2.0t * 1200w mm)

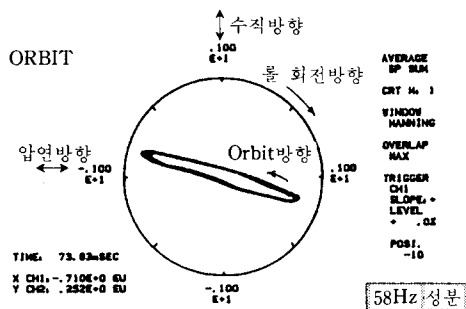


그림 16 작업롤 초크부 진동가속도 Orbit분석 예 (소재 : GST41H, Size : 1.9t * 1169w mm)

스펙트럼 분석 결과를 종합해 보면 발생 주파수의 주성분은 진동가속도의 경우 통상 34n~44n 주파수와 그의 고차 성분이 발생되었다. 토크 스펙트럼은 10n~16n과 35n의 성분이 나타나는 것으로 분석되었다. 35n는 앞에서 언급한 롤 채터 마크 35개와 관계가 있을 것으로 추정된다. 그림 17은 작업롤 지동

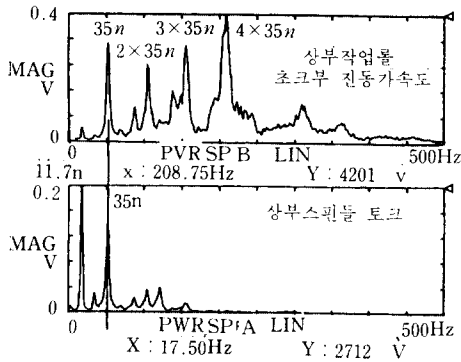


그림 17 작업롤 초크부 진동가속도 및 스핀들 토크 스펙트럼 분석 예

	소재: HSA50 Coil No.: LJ028970	소재: GST41H Coil No.: LH150930
토크크 (상부)	(t-m)/위상각(°) 1.010	(t-m)/위상각(°) 1.010
토크크 (하부)	1.13/148.3 (G)/위상각(°)	0.301/-69.3 (G)/위상각(°)
원심가속도	0.0435/30.4 (G)/위상각(°)	0.0113/-14.5 (G)/위상각(°)
원심가속도	0.185/-35.6 (G)/위상각(°)	0.210/-30.1 (G)/위상각(°)
원심가속도	0.211/150.3 (G)/위상각(°)	0.0844/161.5 (G)/위상각(°)
원심가속도	0.0321/-63.5 (G)/위상각(°)	0.0308/-69.6 (G)/위상각(°)

그림 18 35n 진동 주파수 모드선도 예

가속도 및 토크 스펙트럼 분석예를 나타낸 것이다.

4.6 데이터 분석 결과 정리

지금까지 분석한 결과를 종합적으로 정리해보면 진동 발생 진원지는 작업롤 초크부임을 알 수 있고 일반적으로 특수강, 극박재 (1.6t 이하) 압연시 진동 발생정도가 크다. 그림 18의 35n진동 모드선도에서 상하 작업롤 진동가속도는 역위상(逆位相)이 됨을 알 수 있지만 스핀들 토크는 반드시 역위상은 아니다.

진동이 심하다고 할 수 있는 3G 정도의 진동 가속도를 변위량으로 대략 계산해 보면 F2 스탠드에서 약 0.6mm 정도 두께 편차를 유발시킬 수 있음을 추정할 수 있다. 진동이 심할 때 압연조건은 평균 압연 압력이 35 kgf/mm² 정도이고, 선압은 1.7 Ton/mm 이상, 입하율은 45% 이상이었다.

진동 가진(加振) 주파수인 34n~44n와 고차 성분은 롤 회전수가 75 rpm과 90 rpm 사이에서 스탠드 고유 진동수들과 공진하고 있는 것으로 분석되었으며, 특히 35n 근방의 주파수가 많이 발생되었다. 이 결과를 압연기 회전체 진동주파수와 작업롤 회전수와의 관계를 나타낸 그림 19와 비교해보면 35n과

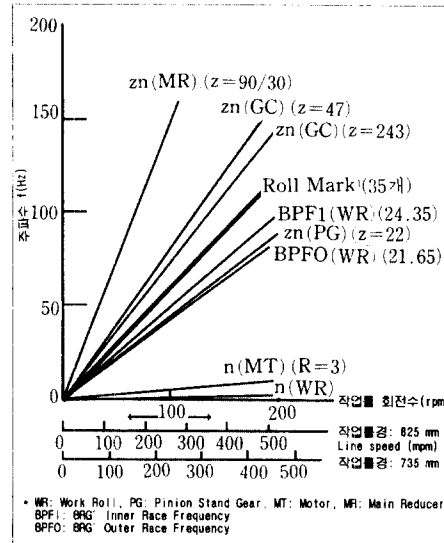


그림 19 진동주파수와 작업롤 회전수와의 관계 (F2 스탠드)

는 거의 관계가 없음을 알 수 있었다.

따라서 이러한 압연기 구성요소 결합이 진동 가진원이 되기를 어렵다고 판단되었으며, 마찰 진동에 의한 압연 메카니즘상의 진동을 의심해 볼 수 있었다. 특히 강종 HSA50의 압연시 진동의 특징은 비틀림 진동 특성을 갖으며, 이때 토크 변동 주파수 (13n~14n)는 구동계의 2차 비틀림 고유 진동수 (21.9 Hz)와 75 rpm과 90 rpm 사이에서 공진하고 있음이 관찰되었다.

4.7 스피ndl 기어 커플링 치위상 변경 시험 결과

진동 가진원을 찾기 위해 1차적으로 상하 스피ndl 기어 커플링 치위상 변경 시험을 실시하였다. 방법은 하측 스피ndl을 기준으로 하여 상측 스피ndl을 조립할 때 피니언 스탠드측의 기어 커플링의 치를 1피치만큼 엇갈리게 하였다. 그림 20은 치 위상 변경 방법의 예를 나타낸 것으로 하측 스피ndl을 변경하는 방법의 예이다.

이와 같은 치 위상 변경을 시험하게 된 배경은 미국 Wheeling Pittsburgh 제철소의 마무리 압연기(F2 스탠드)의 진동 분석 사례에서 스피ndl 기어 치 위상이 동일 위상인 경우는 스피ndl의 진동과 스탠드의 가진원이 합쳐져서 큰 진동을 일으키므로 이를 피하기 위해서는 동일 위상에서 벗어나야 한다는 결과에 따른 것이다.⁽²⁾ 그림 21은 기어 치 위상 변경시험 전후의 진동치를 채취하여 압하력과 압하율에 따라 나타낸 것이며, 진동 발생 크기 정도는 시험 전후가 거의 차이가 없는 것으로 분석되었다. 따라서 스피ndl 기어 커플링은 진동 가진의 주요인이 아니라고 판단하였다.

4.8 피니언 스탠드 기어치면 및 작업롤 베어링 관찰

채터 진동이 피니언 스탠드의 기어 결합이나 작업롤 베어링결합이 원인이 되었는지를 확인하기 위해 기어 박스와 작업롤 초크부를 분해 점검해보았다. 기어 상태는 압연 토크 역방향으로 기어치면을 때린 흔적은 있었으나 압연 토크의 작용 방향과는 상관이 없는 것으로 판단하여 문제는 없는 것으로 생각되었다. 또한 피니언 스탠드 기어 치면 사이에 연납봉(2 mm φ)을 삽입하고 회전시켜 백래쉬를 측정된 결과 측정치 1.91 mm는 기준치(0.172~2.242 mm) 이내로 정상 상태였다.

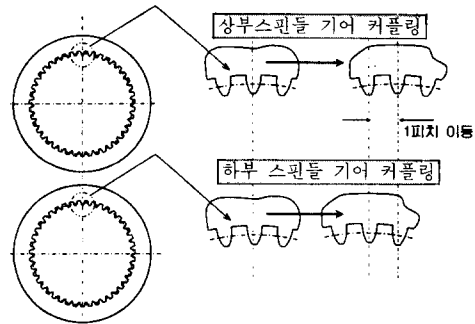
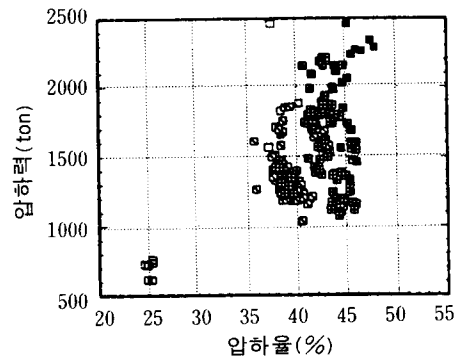
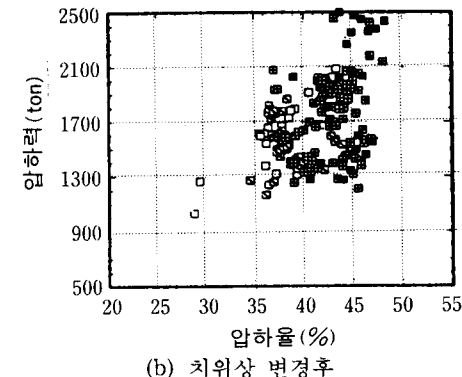


그림 20 기어커플링 치위상 변경 방법 예



(a) 치위상 변경전



(b) 치위상 변경후

□ 진동없음 ■ 1G-3G
 ◻ 1G이하 ■ 3G이상

그림 21 스피ndl 기어커플링치 위상변경시험 전후 진동치 분포

작업롤 초크부의 베어링을 점검한 결과 베어링 상태는 내륜, 외륜 궤도면에 광택 음영으로 얇게 띠가 35개 발생되어 있었음을 확

인하였다. 이는 롤에 발생된 체터 마크와 관련이 있다고 생각되었으며, 롤 1회전당 35번 정도의 진동에 의한 것으로 분석하였다.

4.9 ORD 패턴 변경 시험 결과

마무리압연기에 진동이 크게 발생함에 따라 기존에 압연 작업중에 작업롤을 연마하는 ORD를 실시하던 것을 비압연(Idling)시에 실시토록 ORD 사용 패턴을 변경하였다. 그 결과 롤 또는 판압연중에 생기는 체터 마크는 없어졌다. 결국 체터 마크가 생겼던 원인은 압연중에 진동하는 롤에 ORD를 실시함으로써 롤 표면에 조도차를 생성시켜 이것이 체터마크 발생의 원인이 되었던 것으로 판명되었다. 이로 인해 체터 마크 발생은 해소되었다고 하지만 현재까지도 고부하강(高負荷鋼) 압연시 큰 충격성의 진동은 종종 발생되고 있다.

4.10 기타 체터 진동 저감 방안 고찰

기타 체터 진동을 감소시키는 방안에는 ① 압연시 유압연을 강화하는 방안, ② 작업롤의 재질을 진동이 적게 발생하는 롤을 사용하는 방안, ③ 압연시 입하력을 적정하게 배분하는 방안, ④ 구동계의 기어 커플링대신에 비틀림강성이 높은 Cardan Cross-pin 스피들의 적용⁽¹⁵⁾ 등이 고려되고 있다. 유압연은 압연유의 윤활효과에 의한 마찰 저항을 감소시킬 목적으로 사용하는 것으로 현재 광양 열연공장은 유압연을 실시하고 있으므로 이에 관해서는 문제가 없을 것으로 생각한다. 롤 재질 문제에 있어서는 롤의 표면 경도가 높은 고크롬 주철롤보다는 니켈그레인롤(nickel grain roll)이 진동이 적게 발생되고 있는 것으로 보고되고 있어 향후에 롤의 재질에 따른 진동 발생 현상을 명확히 검토해야 할 것으로 판단되었다. 또한 적정 압하력으로 배분하여 부하를 경감, 조업하는 문

제는 조업기술과 연계되므로 지속적으로 검토되어 적용해야 할 문제로 생각된다.

5. 맺음말

앞서 살펴본 바와 같이 압연기 체터 진동은 압연기 구성 메카니즘상의 요인으로 다양하고 복잡하여 원인을 추적하기가 대단히 어렵다. 이러한 압연기 체터 진동은 압연기 구성기기들을 조기 마모시켜 설비의 수명을 저하시키고, 설비전체의 불안정성을 가중시켜 제품 품질 문제를 야기하기 때문에 꼭 해결해야 할 과제이다. 최근 더욱 고속화, 연속 압연화되고 있는 압연 공정의 진동 발생 문제는 본론에서 언급한 것 외에도 전기 제어에 의한 문제,^(16, 17) 판의 두께 정도의 향상을 위해 사용하는 AGC(automatic gage control) 시스템의 유압 변동에 의한 문제 등을 포함하여 압연 메카니즘을 보다 다각도로 연구 검토하여 해결해 가야 할 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Remn-Min Guo, 1992, "Stress Analysis and Life Expectancy of Rolling Mill Housings," *Iron & Steel Engineer*, Augst pp.45~55.
- (2) Normanm, L. K. and Mark, S. I., 1990, "Vibration Analysis of Stand F2 of Wheeling-Pittsburgh's 80-in. Hot Strip Mill," *Iron and Steel Engineer*, May pp.17~22.
- (3) Norman, L. K., 1992, "Spindle Involvement in Rolling Mill Vibration," *Iron and Steel Engineer*, August pp.79~84.
- (4) Remn-Min Guo, 1993, "Analysis of Chatter Vibration Phenomena of Rolling Mills Using Finite Element Methods," *Iron & Steel Engineer*, January pp.29~39.

- (5) John, J. G., 1991, "Vibration Analysis Identifies the Causes of Mill Chatter," *Iron and Steel Engineer*, February pp.27~29.
- (6) Paton, D. L. and Critchley, S., 1985, "Tandem Mill Vibration: Its Cause and Control," *Iron & Steel Making*, March pp.37~43.
- (7) William, L. R., 1978, "Four-h Mill-Stand Chatter of The Fifth-octave Mode," *Iron & Steel Engineer*, October pp.41~47.
- (8) Steven, J. R., 1992, "Vibration Analysis of Rotating Equipment in a Mill Environment," *Iron & Steel Engineer*, pp.33~38.
- (9) Kenji, J. K. and Nobuo, K., 1974, "Problems of Torsional Vibration in Mill Drive System," 三菱電氣技報, No. 48, No. 2, pp.209~212.
- (10) 小山 建次 等, 1974, "壓延機驅動系におけるねじり振動に関する諸問題," 三菱電氣技報, Vol. 48, No. 2, pp.209~212.
- (11) 土井 克彦 等, 1987, "壓延プロセスの軸振動の解析とその抑制制御," 川崎製鐵報, Vol. 19, No. 1, pp.12~17.
- (12) Gerald, L. N. and James, F. C., "Identification of Chatter Sources in Cold Rolling," *Mills, Iron & Steel Engineer*, January pp.40~45.
- (13) Alvert, J. M. and Fred, H. W., 1981, "Torque Amplification Factor(TAF) Analysis and Tests on Two Bar Mill Stands," *Iron and Steel Engineer*, January pp.46~51.
- (14) Oscar Pawaelski, Wolfgang Rasp and Klus Friedewald, 1986, "Application of The Theory of Rolling to Rolling in The Case of Mill Vibrations," *Steel Research*, Vol. 57, No. 8, pp.373~376.
- (15) Leslie, E. S., 1987, "Cardan Cross-pin Spindles Applied to Large Horizontal Roughers," *Iron & Steel Engineer*, November pp.44~47.
- (16) 關根 等 1993, 軸振動ねじりを考慮した熱延仕上スタンド間張力の安定化, 鐵と鋼, Vol. 79, T81
- (17) Jerry, R. N. and Victor, T. N., 1991, "Automated Monitoring and Control of Vibration Chatter in Rolling Processes," *Iron & Steel Engineer*, pp.33~42. 