

〈論 文〉

열간 사상압연기에서의 진동 원인

The Cause of Vibration at Finishing Stands in a Hot Strip Mill

손봉호** · 노용래* · 이영호**

Son Boong-Ho Roh, Yong Rae, and Lee Young-Ho

〈1993년 9월 24일 접수 ; 1994년 2월 7일 심사완료〉

ABSTRACT

Chatter vibration of a rolling machine in steel plants has a significant effect on thickness quality of the products. The cause and mechanism of the mill chattering is addressed through measurement of vibration and dynamic torque. An FFT system and an FM telemetry system are employed to collect data at several locations of possible damages. The results reveal the followings as sources of the mill vibration. The first is defects in roller bearings of a work roll chock. The second is instability of an oil film bearing in a backup roll chock, which has been investigated with a theoretical model describing the phenomenon. Dynamic torque is not the direct cause of mill vibration but rather influenced by the vibration. Appropriate treatment methods are suggested to address each of the above sources.

1. 서 론

금속공업 분야에 널리 사용되는 대형의 회전기계인 압연기에서 발생하는 진동 현상을 압연기 채터(chatter)라고 말하며, 그 대표적인 형태로는 비틀림 진동, 제 3 옥타브 형태 진동 그리고 제 5 옥타브 형태 진동의 3가지를 들 수 있다¹. 일반적으로 압연속도와 압하율이 증가하게 되면 진동 현상이 발생하기 쉽다는 것은 명백한 사실이며, 이 외에 롤이나 축의 불평형, 기계적 이완, misalignment, 롤의 편심, 치차 및 베어링의 손상, 윤활상태 불량 등의 기계적인 원인에 의해서도 발생할 수 있다. 특히 현재와 같이 압연공정이 갈수록 고속·고압화되는 추

세에서는 소재의 주기적 두께 변화, 롤마크 발생 등 심각한 문제를 일으키는 압연기 채터 현상의 발생소지가 커지므로 이와 관련된 연구의 중요성은 더욱 높아지고 있는 실정이다. 회전기계의 진동에 관한 연구는 1860년대 Rankine으로부터 시작되어 1939년에 Rathbone², 1949년에 Yates³에 의해 진동 허용기준에 관한 선행적인 연구보고가 발표되면서 많은 발전을 거듭하여 설비진단 기술 중 가장 실용성이 높은 분야가 되었다. 그러나 압연기의 채터 현상과 관련된 연구는 그다지 많지 않은 실정므로 4단 실험 압연기에 대한 Gallinstein⁴의 발표가 있었으며, Thusty⁵ 등은 냉간 압연에서의 제 3 옥타브 형태 채터에 관해, Roberts⁶ 는 4단 압연기의 제 5 옥타브 형태 채터에 관해 발표한 것이 이와 관련된 주요 연구보고들이다.

본 연구의 대상이 되는 4단 압연기는 압연 분야에서 가장 널리 사용되는 유형으로 상하 작업롤과 보강롤, 스펀들, 피니언 스탠드, 감속기 및 이들 각

*정회원, 산업과학기술연구소 무기재료연구분야, 현 경북대학교

**산업과학기술연구소 시스템연구부

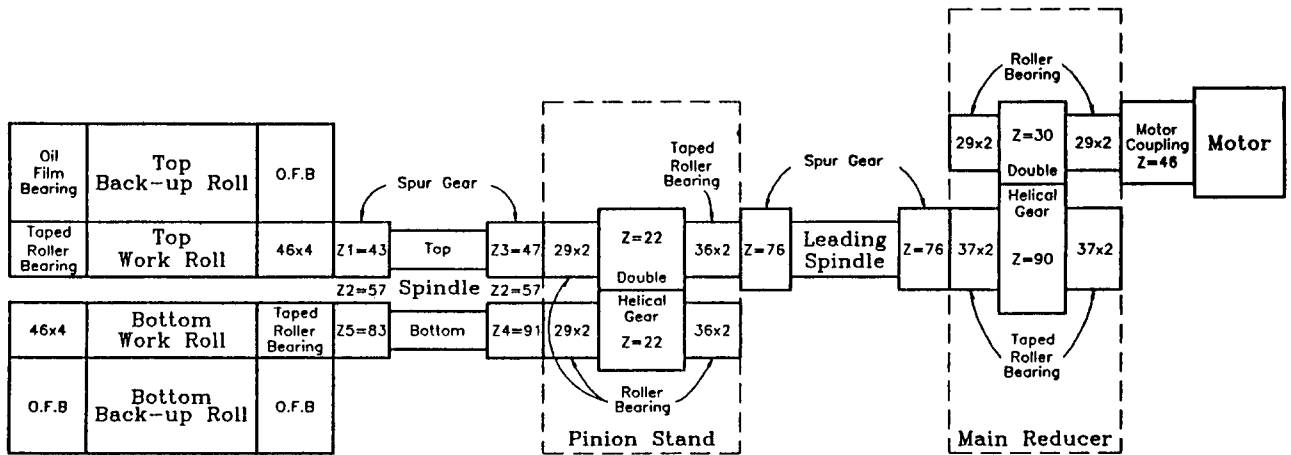


Fig. 1 Schematic diagram of gear and bearing elements in the rolling mill

부위를 동력전달원인 전동기와 연결시키기 위한 치차, 베어링 등으로 구성된다. 이를 진동원이 되는 대표적인 기계요소인 치차와 베어링을 중심으로 간략하게 도식화하면 Fig. 1과 같다. 이 압연기에서 발생하는 진동문제의 특성은 작업롤에 축방향으로 균일한 띠모양의 롤마크가 35개 생기며, 발생한 진동이 커다란 굉음을 동반하면서 증폭된다는 점이다. 압연기는 많은 기계요소들이 결합한 대형 구조물로서 진동은 통상 여러 요인이 결합되어 복잡한 형태로 나타나므로 뚜렷한 원인규명을 통해 이를 해결한 사례는 드문 편이다^(7,8,9). 그러나 이러한 문제의 해결은 설비손상 방지, 생산성 및 제품 품질의 향상에 있어서 매우 중요한 과제이다.

따라서 본 연구에서는 Fig. 1에 도시한 압연기 대상으로 실조업 중 진동과 동적토크의 변화를 동시에 측정, 분석함으로써 35개의 롤마크 생성 원인과 과도한 진동이 발생하는 메카니즘 등을 규명하고 진동에 미치는 토크 변화의 영향도 함께 알아보려고 한다. 또한 이를 근거로 진동발생과 설비 손상의 방지 방안을 제시하고자 한다.

2. 측 정

측정은 임의의 제약을 가하지 않은 통상의 압연조건하에서 가능한 한 다양한 소재조건과 압연조건이 포함될 수 있도록 하였다. 측정 시스템은 크게 압연기 각 요소부위의 진동 가속도를 측정하는 부분과 구동계의 동적 토크를 측정하는 부분으로 구분되며, Fig. 2는 이들의 개략적인 구성내용을 도식적으로 나타낸 것이다. 여기서 스펙트럼 분석기(HP 3566A)의

최대 측정 주파수는 400 Hz로 설정하였고, 진동 측정에는 ICP형의 가속도계 (PCB 308B)를, 동적토크 측정에는 스트레인게이지를 이용한 telemeter장치를 이용하였다. 측정대상인 열간압연기는 1000°C 이상의 강판을 연속적으로 압연하는 설비로 항상 고압의 냉각수가 분사되는 상태의 작업환경이므로 부착된 센서의 주위가 고온, 다습한 매우 열악한 측정조건

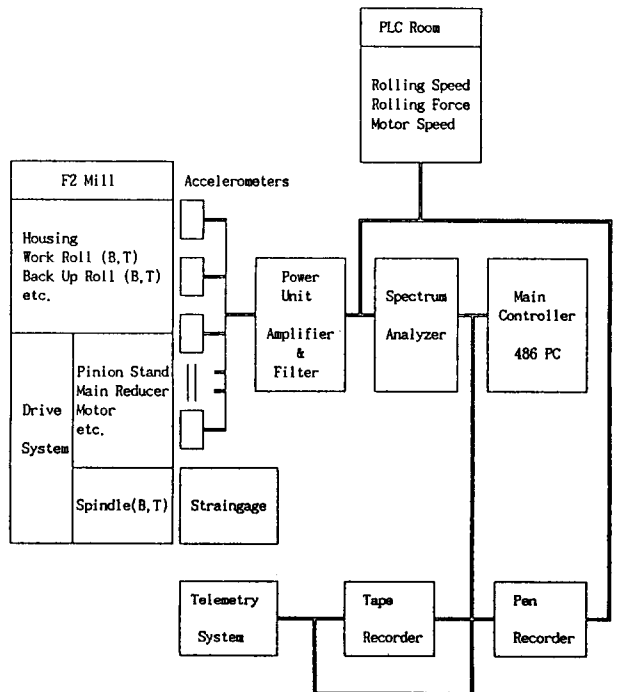


Fig. 2 System for measuring vibration and dynamic torque

이어서 사용센서의 선정과 데이터의 수집에 많은 제약이 있어 위의 고온용 센서외의 여타 센서의 적용은 어려웠다. 측정은 Fig. 1에서 보인 치차와 베어링 요소들이 내재한 모든 부위를 대상으로 실시하였으며, 측정장비의 제한으로 인해 3회에 걸쳐 진동센서의 측정점을 변경시켜 가면서 14 채널씩 측정하였다. 14개의 측정 데이터는 진동신호 9개, 토크신호 2개, 전동기와 롤의 회전속도 및 압하력의 압연조건 신호 3개로 구성된다. 이와 같은 방식으로 총 1,072매의 소재에 대해 측정을 수행하였다. 측정대상이 현장의 생산설비인 관계로 구조물의 동특성을 파악하기 위한 별도의 modal 시험은 실시하지 못하였다.

측정결과 중 진폭이 전체 측정 소재의 상위 10% 내에 드는 과도진동의 전형적인 양태를 보인 것이 Fig. 3이다. Fig. 3(a)는 하나의 소재가 압연되는 동

안의 롤 회전속도를 나타내는 것으로, 롤에 소재가 치입한 후 약간의 조정기를 거친 다음부터는 추출될 때까지 회전속도가 거의 선형적으로 증가한다. Fig. 3(b)는 같은 측정시간에서의 압하력 변화로 초기에 약간의 변동이 있다가 거의 일정한 값을 유지한다. Fig. 3(c)는 작업롤 chock부의 수직방향 진폭을 나타내는데 소재치입 후 한동안은 진동이 없는 안정된 반응을 보이다가 롤의 회전속도 즉 압연속도가 일정한 값을 넘어서면 급격히 진폭이 커지는 형태를 보인다. 여기서 롤의 회전속도와 압하력은 측정대상 소재의 치수와 재질색 따라 변하는 것이므로 Fig. 3은 대표적인 진동발생 형태의 일례일 뿐이며, 진동의 발생시점과 진폭은 매 측정소재마다 달라진다.

3. 분석

3.1 35N 주파수의 발생기구

측정 데이터의 분석에 앞서 Fig. 1에 도시한 압연기 각 부분에서 사용되고 있는 치차와 베어링들에 의해 발생할 수 있는 기본 주파수들을 정리하면 Table 1과 같다. 이와 더불어 분석의 기초 자료가 될 수 있는 작업롤과 보강롤의 응답특성을 관찰하였는데 이들은 소재가 롤에 치입되기 전의 무부하 상태에서 전동기 부위의 측정점에 대비한 상부 롤들의 chock부 수직방향 진동을 측정한 결과는 Fig. 4와 같다. 작업롤은 약 150 Hz와 320 Hz 부근에서, 보강롤은 약 60 Hz와 210 Hz 부근에서 큰 응답특성을 가진다.

이상의 주파수 성분들을 바탕으로 소재가 치입하기 전의 무부하 상태에서 상부 롤들의 측정 데이터를 FFT 변환한 결과가 Fig. 5에 나타나 있다. 주요 peak들의 주파수 성분으로 봐서 일단 불평형과 misalignment에 의한 문제는 없거나 미미한 것으로 판단된다. 그림에서 알수 있듯이 소재가 치입되기 전인 상태인데도 뚜렷한 peak들이 나타나고 있으며, 이들은 일정한 간격으로 연속된 분포를 보인다. 이들 주파수를 무부하시의 롤의 회전속도($N:1.4$ cycles/sec)로 나누면 peak간의 간격은 약 8N에 해당하고 peak들은 35N, 43N, 51N 등의 값을 갖는다. 그림에서 특히 돌출한 peak(*표시)들은 35N의 harmonics에 해당하는 값이 되는데 여기서 35라는 숫자는 조업 후 작업롤에 남은 롤마크의 갯수와 일치하는 값이다. 따라서 롤마크를 야기시키는 진동성분은 조업 유무와는 상관없이 압연기를 구성하는 설비의 결함으로 인해 이미 내재해 있는 상태라고 볼

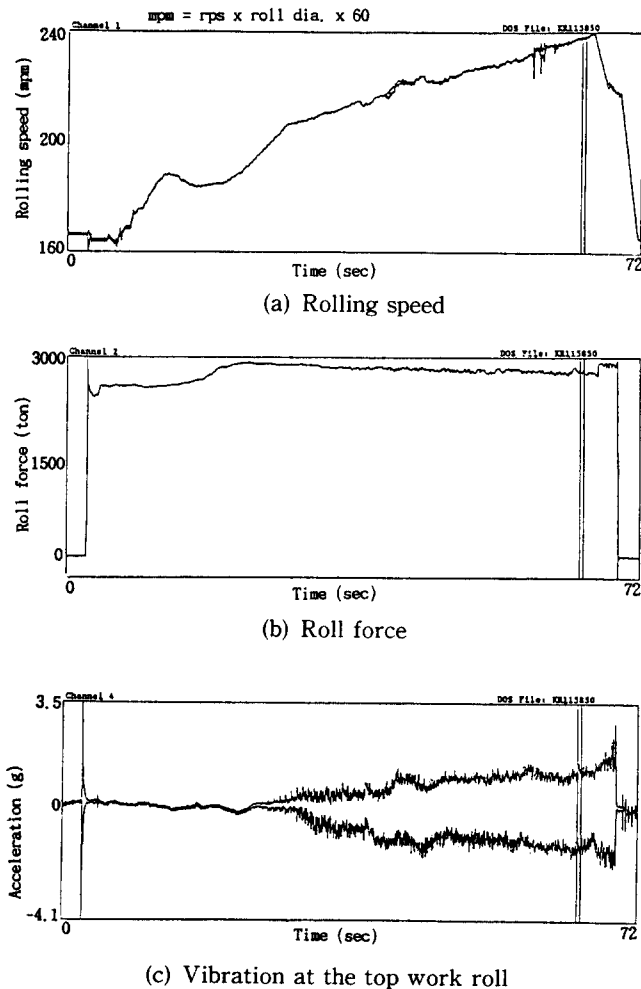


Fig. 3 Representative data measured during rolling

Table 1 Vibration frequency that can be occurred in gears and bearings of the rolling mill

Item	Applied location		Number of element	Possible frequency	Comment
Gear	Spindle	Roll side	43	$43N^a) \times k$	N : Rolling Speed (rev./sec) k = 1, 2, ...
		Pinion Stand side	47	$47N^a) \times k$	
	Pinion Stand		22	$22N^a) \times k$	
	Main	Roll side	90	$90N^a) \times k$	
	Reducer	Motor side	30	$30N^a) \times k$	
Bearing	Work Roll Chock		46×4	$21.6N^b), 24.4N^c), 8.1N^d)$	
	Pinion Stand	Top Roll side	58 (29×2)	$26.0N^b), 32.0N^c), 4.7N^d)$	
		Bottom Roll side			
		Bottom Motor side			
		Top Motor side	$72(36 \times 2)$	$33.0N^b), 39.0N^c), 5.9N^d)$	
	Main Reducer	Spindle side	$74(37 \times 2)$	$33.7N^b), 40.3N^c), 5.0N^d)$	
Motor side		$58(29 \times 2)$	$26.0N^b), 31.0N^c), 4.7N^d)$		

a) Gearmesh frequency

b) Roller pass frequency defected on outer race

c) Roller pass frequency defected on inner race

d) Roller spin frequency

수 있으며, 소재치입 후에는 단지 진동에너지가 컸을 뿐 소재치입으로 인해 없던 주파수 성분이 새로 생겨난 것은 아님을 알 수 있다. 또한 8N간격으로 연속적으로 주파수 성분이 분포함은 이 8N이라는 신호가 어떤 주진동 신호에 변조신호로 작용하여 sideband들을 발생시키는 것으로 볼 수 있다. 따라서 35N의 값을 압연기의 회전요소 부위들에서 발생될 수 있는 주파수들, 즉 Table 1에서 구한 값들로부터 알아보면 8N이라는 성분은 작업롤 chock부에서의 구름베어링에 결함이 있을 때 나타남을 알 수 있고 이 8N과 결합해 35N을 만들 수 있는 주진동 성분으로는 스피들의 롤축 치차mesh 주파수 43N이 있다. 즉 작업롤의 구동부와 연결되는 스피들에 존재하는 43개의 잇수를 가진 치차에 의한 치차mesh 주파수 43N과 작업롤 chock부 구름베어링의 전동체에 결함이 있을 때의 주파수 8N이 결합할 때 35N이라는 주파수 성분이 나타날 수 있으며, 이들 회전요소들은 Fig. 5가 측정된 부위인 롤과 직결된 부분이라 그 신뢰성을 더한다. 치차mesh 주파수는 건전한 치차에도 생기는 성분이므로 문제가 될 수 없으며, 8N이라는 성분은 베어링에 손상이 없다면 생기지 않을 성분이므로 결국 35개의 롤마크는 이 구름베어링의 결함에 기인한 것이라 판단된다. 한편 8N에 의해 우선적으로 변조될 수 있는 주파수 성분

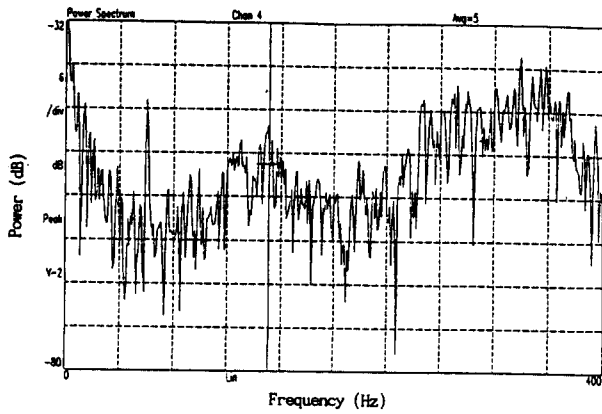
35N과 51N 중 특히 35N만이 우세하게 나타나는 이유는 이 작업롤의 chock부와 연결되는 피니언 스탠드에 사용되고 있는 구름베어링의 전동체 갯수가 58과 72이므로 이들에 의한 발생가능 주파수들 (Table 1)이 51N보다 35N에 더 높은 가중치를 주기 때문인 것으로 판단된다. Fig. 5에서 35N보다 70N에 해당하는 peak가 더 큰 값을 보임은 Fig. 4에서 보인 바와 같이 롤의 회전중 응답특성 자체가 70N부근에서 더 크기 때문이다.

다음으로 소재치입 직후 동일한 시간대에 측정된 상, 하부 작업롤 및 보강롤 chock부의 진동상태를 나타내는 Fig. 6을 보면, 35N의 진동성분은 문제가 되는 베어링에 가장 인접한 상부 작업롤에서 먼저 커짐을 알 수 있다. 단 Fig. 6은 Fig. 5에 보인 것과는 다른 소재에서 구한 결과로 이 때의 롤 회전속도는 1.0 cycle/sec이다. 이것은 35N 진동성분의 근원지는 상부 작업롤과 연결된 구름베어링임을 확인시켜 주는 것이다.

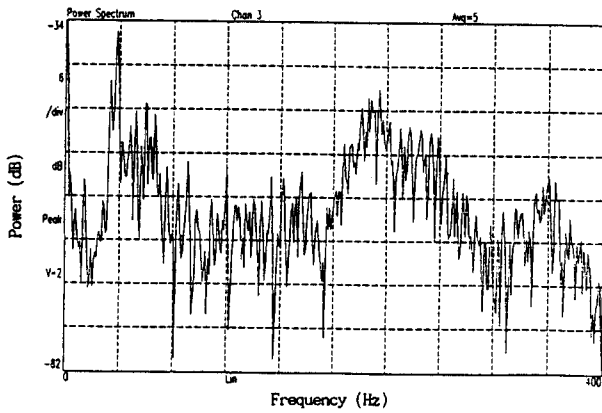
구름베어링 결함의 보수는 기계적인 정비에 의한 베어링 전동체의 교체로써 쉽게 해결 할 수 있을 것이다.

3.2 진동의 증폭원인

앞절에서 압연기 채터와 롤마크를 일으키는 35N

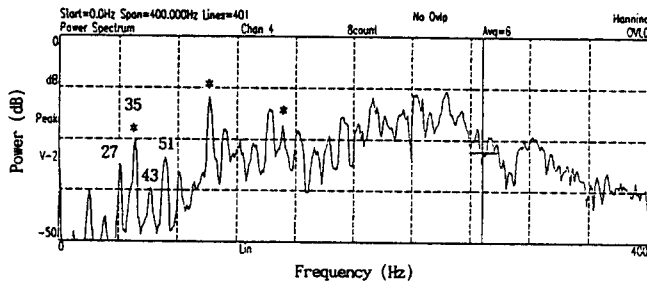


(a) Top work roll

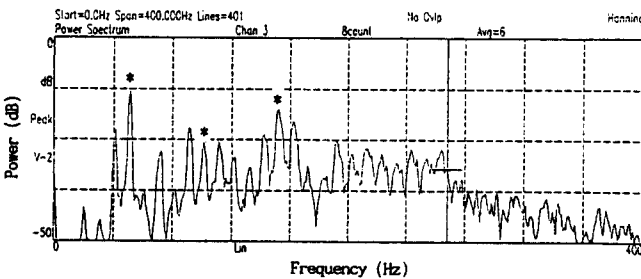


(b) Top backup roll

Fig. 4 Frequency responses of the rolls

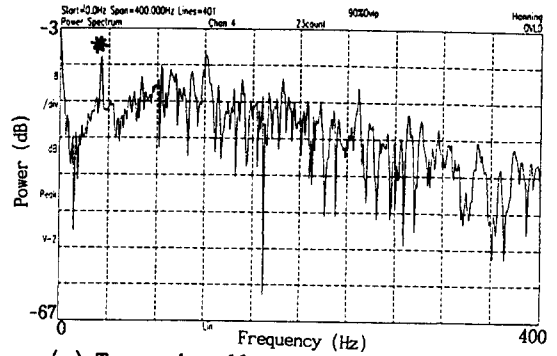


(a) Top work roll

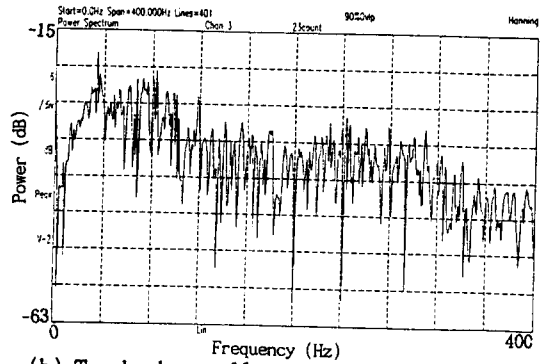


(b) Top backup roll

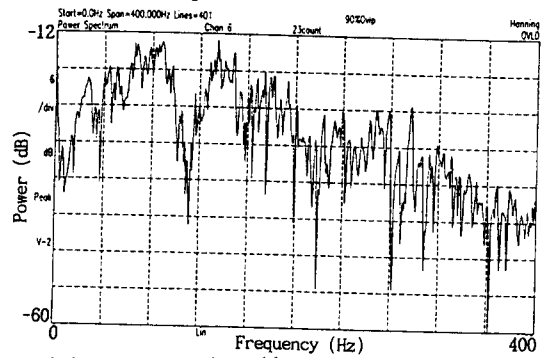
Fig. 5 Power spectrum of the vibration signal measured at top rolls



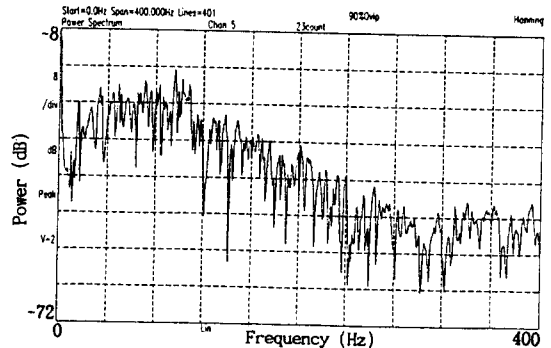
(a) Top work roll



(b) Top backup roll



(c) Bottom work roll



(d) Bottom backup roll

Fig. 6 Power spectrum of vibration signals measured right after metal-in in the spectrum only at the top work roll shows a prominent peak corresponding to 35N harmonic components, which verifies the on-set mechanism of the vibration

이라는 주파수 성분의 발생원인은 확인되었다. 그러나 이것만으로는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 어느 압연속도를 지난 후 롤의 진폭이 급격히 증가하는 현상은 설명이 되질 않는다. 롤마크란 매우 높은 강성을 가지는 롤에 커다란 힘이 가해져서 띠 모양의 골이 만들어지는 것으로 이러한 큰 힘을 공급하는 에너지원이 있어야 한다. Fig. 1에서 보면 압연기의 회전연결부는 치차, 구름베어링 및 유막베어링 등으로 구성되어 있는데 이 중 일정한 회전속도 이후 큰 에너지를 공급할 수 있는 진동원으로는 보강롤 chock부의 유막베어링이 가장 유력하다.

유막베어링은 그 특성상 일정 압하력에 대해 안정성이 확보되는 threshold속도를 가지며, 이 속도를 넘어서면 whirl이나 whip같은 불안정성을 보인다. 따라서 Fig. 3과 같은 급작스런 진동의 증폭현상은 롤의 회전속도가 threshold속도를 넘어서서 이 회전속도 부근의 주파수 영역(<math>< 2\text{Hz}</math>)에서 불안정 현상을 보이기 때문인 것으로 판단된다. 이렇게 증폭된 에너지는 나아가 문제의 35N 주파수 성분에도 공급되어 이것이 롤마크를 야기시키는 요인으로 작용하는 것이라 판단된다.

한편 보강롤 chock부의 유막베어링 불안정현상을 확인하고자 참고문헌(10)의 이론식을 사용하여 계산한 값을 측정결과들과 비교하여 보았다. 인용한 식은 유막베어링의 whirl과 whip 현상을 모델링한 식으로 측정치들이 계산결과들과 경향이 일치한다면 보다 정확한 불안정 현상을 설명할 수 있을 것이다. 계산에 사용된 보강롤 chock부 유막베어링의 사양은 직경 1.07 m, 길이 0.775 m, 틈새(clearance) 1.35 mm, 질량 22.5 ton이며, 유막을 형성하는 윤활유의 점성은 460 cSt이다. Fig. 7에서 실선으로 표시된 곡선은 이론식에 의한 구한 oil whip이 발생하는 경계점의 조업조건, 즉 압하력(보강롤에 걸리는 수직하중)과 보강롤의 회전속도의 관계를 나타내는 것으로, 이것은 주어진 회전속도에 대하여 어느 크기 이상의 압하력이 확보되면 보강롤은 안정성을 유지하지만 그렇지 못하면 oil whip 현상이 일어난다는 걸 의미한다. 이와 함께 그림에는 실제 측정결과 중에서 가속도값이 0.1G 이하의 진폭을 계속 유지하는 경우를 안정상태, 1G 이상으로 커지는 경우를 불안정상태, 그리고 0.1G 이하의 상태에 있다가 0.3G 이상으로 커지는 순간을 threshold상태로 구분하여 각각의 데이터를 표시하여 보았다. 앞서 설명한 바와 같이 안정상태에 속하는 값들은 대부분 이론적으로 구한 경계선의 상부에 위치하여 주어진 회전속도

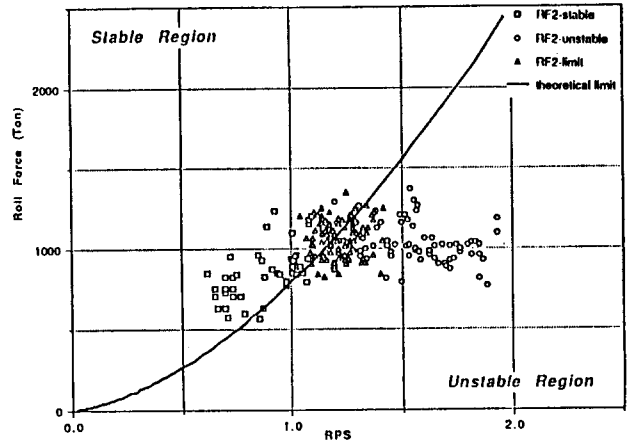


Fig. 7 Comparison of experimental stable and unstable regions with theoretical stability limit

에 대해 충분한 압하력이 확보되었다고 볼 수 있다. 그러나 불안정상태의 점들은 회전속도에 비해 압하력이 상대적으로 작아서 이론적 경계선 아래에 위치하고 있으며, 또한 threshold상태에 해당하는 데이터들은 대부분 경계선상 부근에 위치하고 있다. 즉 이론적으로 oil whip이 발생한다고 규정한 유막베어링의 진동양태와 실제 측정된 보강롤의 진동상태가 거의 일치하는 대응관계를 보이고 있다. 따라서 Fig. 3(c)에 보인 것처럼 진동이 시간에 따라 급격히 증폭되는 현상은 보강롤에 사용되는 유막베어링의 whipping에 의한 것이라 판단된다. 이렇게 하여 1~2 Hz범위로 구동되는 롤의 회전속도 영역에서 발생한 oil whip은 문제의 35N 주파수 성분에 큰 에너지를 공급하게 되고 이것이 롤마크를 생성시키는 요인으로 연결되는 것이다.

3.3 유막베어링의 안정화 대책

이상에서 확인된 보강롤의 불안정화를 방지하려면 어떠한 조치를 취해야 할 것인가를 알아보기 위해 앞에서 사용한 이론식을 이용하여 변경이 비교적 용이할 것이라 생각되는 베어링 윤활유 점도와 틈새의 2가지 변수에 대해 보강롤의 안정성에 미치는 영향을 조사하였다. 이 해석을 통하여 얻고자 하는 목적은 윤활유의 점도와 틈새를 변경하여 Fig. 7에 나타난 안정구간을 넓혀서 현재 불안정 상태에 있는 측정점들을 안정영역에 해당하는 이론적 경계선 위로 올릴 수 있는지를 알아보자는 것이다. 먼저 불안정성에 미치는 베어링 틈새의 영향을 조사하기 위해 틈새를 현재값을 기준으로 50% 줄이거나 50% 늘인 경우와 비교한 결과를 Fig. 8에 보인다. 틈새를 50%

감소시킨 경우는 오히려 불안정 영역이 약간 증가하였고 50% 증가시킨 경우는 현재의 경향과 거의 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 틈새의 변화가 보강롤의 안정화에 크게 영향을 미치는 것으로는 보이지 않는다. 다음으로 동일한 방법에 의해 사용 윤활유의 점성변화가 불안정성에 미치는 영향을 알아보았다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 윤활유의 점성은 경계선의 이동에 상당히 큰 영향을 미쳐서 현재보다 1/10 정도의 점성을 가지는 윤활유를 사용하였을 경우 거의 모든 불안정 상태에 있는 측정점들이 안정 영역으로 바뀌고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 현재 보강롤 chock부에 사용되는 유막베어링의 불안정 현상을 개선시키기 위해 취할 수 있는 가장 효율적인 방법은 사용 윤활유의 점성을 낮추는 것이라고 결론지워진다.

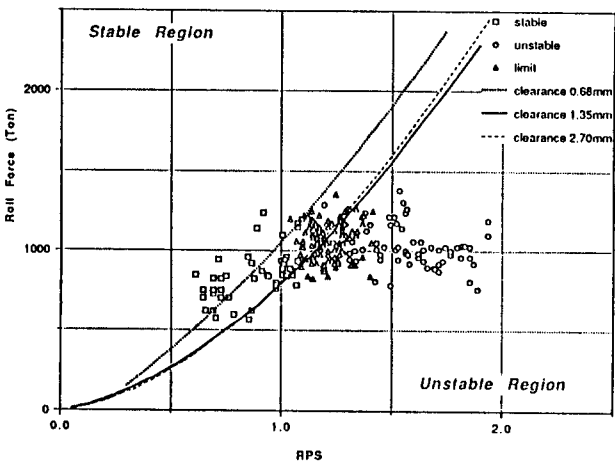


Fig. 8 Effect of clearance variation on the stability limit

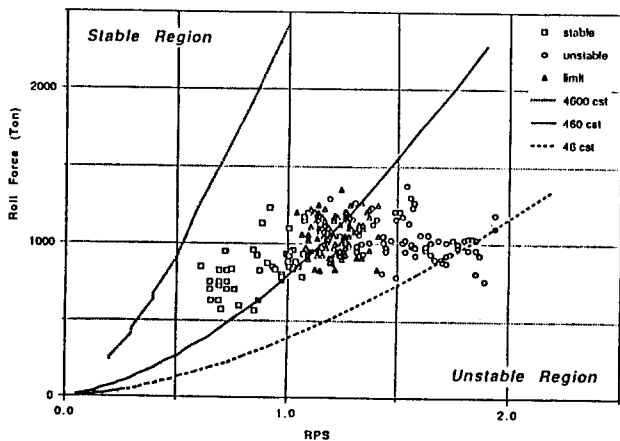


Fig. 9 Effect of viscosity variation on the stability limit

3.4 동적 토크 분석

통상 한 매의 소재가 압연되는 동안의 토크 변화는 압연소재가 치입되는 순간 급격히 증가(충격토크)하였다가 안정화되어 거의 일정치(안정토크)를 유지하게 된다. 이러한 변화패턴은 압연기의 진동이 작은 경우에는 소재 및 압연조건에 관계없이 유지되나 일단 진동이 발생할 경우에는 안정화 구간에서의 토크 변화도 압연기의 진동과 유사한 패턴을 보인다. Fig. 10은 동적 토크값이 진동발생 빈도 및 크기에 미치는 영향을 토크 측정이 행해진 총 661개의 데이터를 대상으로 표시한 것으로 TAF(충격토크와 안정토크의 비)값이 크다고 해서 진동발생 빈도와 크기가 증가하는 경향은 보이지 않는다. 이는 동적 토크 변화와 압연기의 진동 발생은 직접적인 관계가 없음을 보여주는 근거가 된다. 한편 토크 변동과 진동 발생의 상관성을 보다 명확히 하기 위해서 진동이 크게 발생한 경우의 소재 치입 전후 데이터를 power spectrum으로 분석하여 보았다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 비틀림 주파수 성분은 속도의 증가에 관계없이 18 Hz로 일정한데 이는 롤과 연결된 스피ndl의 비틀림 공진주파수와 일치하는 값이다. 이에 비해 토크 크기의 변화는 소재 치입 직후 점차 커지는 진동 성분과는 달리 크게 증폭되었다가 급격히 감소한 후에 다시 증가하는 전형적인 형태를 가지고 있다. 따라서 이상의 결과들로부터 알 수 있는 것은 토크변동이 진동을 유발시키는 요인으로 작용하는 것이 아니라 도리어 진동으로 인해 토크변동이 생긴다는 것이다. 즉 안정토크의 변동은 진동발생에 의한 2차 징후인 것이다. 이때 문제는 비록 안정토크 변동량이 충격토크값에 비해 상당히 작기는 하지만

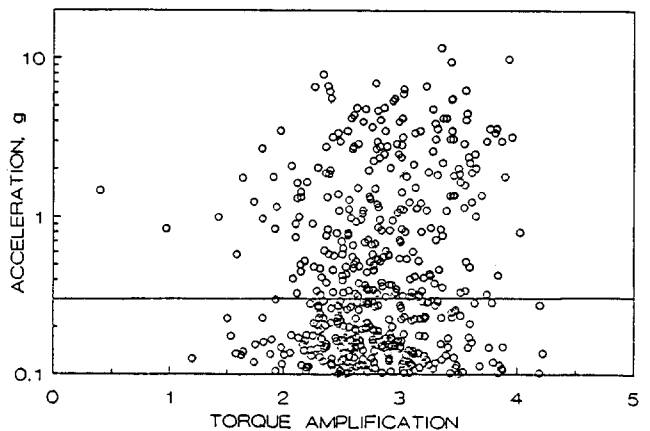


Fig. 10 Statistical relationship between vibration (acceleration) and impact torque

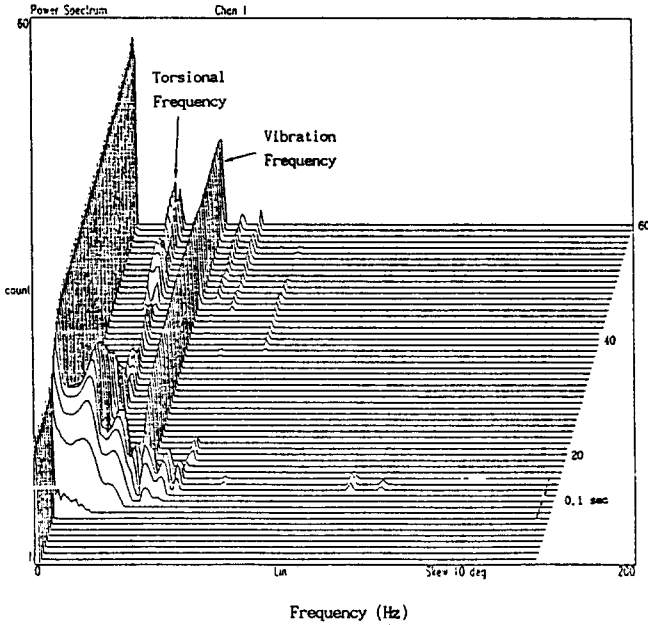


Fig. 11 Waterfall plot comparing the power level and frequency variation of the dynamic torque with those of vibration signals, which disapproves the cause-and-effect relationship between the types of signals

변동횟수가 많기 때문에 구동계의 치약부분인 베어링, 치차, 연결부위 등에 반복 피로 및 마모를 가속화하는 원인이 되어 설비의 조기손상을 초래하게 된다는 것이다. 또한 Fig. 10에 보인 바와 같이 TAF 값이 상당히 크기 때문에 과도한 경우 구동계 뿐만 아니라 압연기 전체에 영향을 미쳐 설비수명을 단축하는 요인이 되므로 충격토크를 가능한 작게 발생하도록 하는 조업 및 설비관리가 요구된다.

4. 결 론

제철공장의 압연기에서 생기는 과도한 진동과 35개 롤마크의 원인을 찾고 그 해결책을 알아보고자 본 연구에서는 실제 조업하에서 압연기 진동과 동적토크의 변화를 측정하고 이를 분석한 결과를 근거로 다음과 같은 사항들을 제시하였다.

(1) 발생진동의 주성분 주파수는 롤의 회전수 N (rpm/60)에 비례하는 $35N$ 성분이었다. 이는 작업롤 chock부 구름베어링의 결합에 의한 $8N$ 성분과 스펀들의 롤축 치차 mesh 주파수 $43N$ 의 1차 동적결합에 기인한다. 따라서 $35N$ 이라는 주진동 성분을 제거하기 위해서는 작업롤 chock부에 사용되는

구름베어링의 전동체결합을 점검해야 한다.

(2) 일정한 회전속도 이후에 발생하는 진폭의 증폭현상은 보강롤 chock부에 존재하는 유막베어링의 whipping에 의한 것으로서 이를 억제하기 위해서는 베어링에 사용되는 윤활유의 점도를 낮게 조정하여 보강롤의 안정화를 이루는 조치가 필요하다.

(3) 압연시 동적 토크의 변화가 진동발생에 직접 영향을 미치지 않는으나, 과도한 충격토크는 설비의 피로손상을 야기시킬 수 있으므로 TAF를 줄이기 위한 설비관리가 요구된다.

이상의 사항들은 압연기의 진동원인과 그 방지책을 찾는데 주안점을 두고 실시한 연구결과이며, 추후 실제로 구름베어링과 유막베어링에 상기의 제시 사항들을 적용한 후 재차 측정을 실시하여 이에 대한 타당성을 확인할 계획이다.

참고문헌

- (1) W. L. Roberts, 1991, Ch. 3 in *Rolls for the Metal Working Industries*, Society of Iron and Steel Engineer
- (2) T. C. Rathbone, 1939, *Vibration Tolerance*, *Power Plant Eng.*, 43, p. 721.
- (3) H. G. Yates, 1949, *Trans. North East Coast Inst. Eng. Shipbuilders*, 65, p. 225.
- (4) J. H. Gallenstein, 1981, *AISE Year Book*, p. 60.
- (5) J. Tlustý, et al, 1982, "Chatter in Cold Rolling", *Annals of the CIRP*, Vol. 31, No. 1.
- (6) W. L. Roberts, 1978, "Four-H Mill Stand Chatter of the Fifth-Octave Mode", *AISE Year Book*, p. 396.
- (7) G. L. Nessler and J. F. Cory, Jr., 1993, "Identification of chatter sources in cold rolling mills", *Iron and Steel Engineer*, p. 40.
- (8) N. L. Keller and M. S. Lesonick, 1990, "Vibration analysis of stand F2 of wheeling Pittsburgh's 80-in hot strip mill", *Iron and Steel Engineer*, p. 17.
- (9) J. R. Nieb and V. T. Nicolas, 1991, "Automated monitoring and control of vibration and chatter in rolling processes", *Iron and Steel Engineer*, p. 33
- (10) F. L. Nardson, 1974, *Dynamics of Rotors*, Springer-Verlag, New York