한국소음진동공학회 '93추계학술대회논문집 pp. 145 ~ 150.

열간 사상압연기에서의 진동 원인

노 용래*, ㅇ손 붕호**, 이 영호**

(The Causes of Vibration at Finishing Stand in Hot Strip Mill)

(Yong-Rae Roh, Boong-Ho Son, Young-Ho Lee)

1. 서 론

금속공업 분야에 널리 사용되는 대형의 회전기계인 압연기에서 발생하는 진동 현상을 압연기 chatter라고 말하며, 그 대표적인 형태로는 비틀림 진동, 제 3 octave mode 진동 그리고 제 5 octave mode 진동의 3 가지를 들 수 있다. 일반적으로 압연속도와 압하율이 증가하게 되면 진동 현상이 발생하기 쉽다는 것은 명백한 사실이며, 이 외에 roll이나 shaft의 imbalance, 기계적 이완, misalignment, roll의 편심, gear 및 bearing의 손상, 윤활상태 불량 등의 기계적인 원인에 의해서도 발생할 수 있다. 특히 현재와 같이 압연공정이 갈수록 고속·고압화되는 추세에서는 소재의 주기적 두께 변화, roll mark 발생 등 심각한 문제를 일으키는 압연기 chatter 현상의 발생소지가 커지므로 이와 관련된 연구의 중요성은 더욱 높아지고 있는 실정이다. 그러나 압연기의 chatter 현상과 관련된 연구는 그다지 많지 않은 실정으로 비틀림 진동에 관한 연구는 1967년 Moller와 Hoggart[1]에 의해 발표된 2단 압연기에 대한 것과 1981년 Gallenstein[2]의 4단 실험 압연기에 대한 것이 고작이며, 1982년 Tulsty등[3]은 냉간 압연에서의 제 3 octave mode chatter에 관해, 1978년 Roberts[4]는 4단 압연기의 제 5 octave mode chatter에 관해 발표한 것이 이와 관련된 주요 연구들이다. 한편 압연기의 구동계에서 발생하는 설비 파손은 피로 파괴가 그 주요 원인으로 이는 급작스런 torque 변동에 기인하는 바가 크다. 따라서 진동 발생의 요인이 될 수도 있는 동적 torque data를 주기적으로 수집하고 분석하여 운전과 정비에 대한 적절한 관리기준을 설정할 필요가 있다.

이러한 점들을 고려하여 본 연구에서는 진동 문제가 심각하게 발생하고 있는 한 압연기를 대상으로 조업중의 진동과 동적 torque의 변화를 동시에 측정하여 이들 data를 여러가지 해석기법을 통해 분석함으로써, 진동 발생 원인과 mechanism을 규명하고 진동에 미치는 torque 변화의 영향을 알아보고자 한다. 또한 이를 근거로 진동발생과 설비 손상의 방지 방안을 제시하고자 한다.

* 산업과학기술연구소 무기재료연구분야, 정회원
** 산업과학기술연구소 시스템연구부

2. 이론적 배경

통상 4단의 열간 사상압연기는 상하 work roll (이하 WR)과 back-up roll (이하 BUR), spindle, pinion stand (이하 PS), main reducer (이하 MR) 그리고 이들 각 부위를 동력전달원이 되는 motor와 연결시키기 위한 gear, bearing 요소 등으로 구성된다 (그림 1). 이처럼 여러 가지의 회전부위를 갖고 있는 압연기에서 나타날 수 있는 진동의 원인과 특성은 이하와 같다.

2.1 공진

모든 구조물은 필연적으로 외력에 민감하게 반응하는 고유 진동주파수를 가지고 있다. 따라서 공진현상 그 자체가 문제일 수는 없으나, 다만 외력에 의해 발생하는 주파수가 구조물의 공진주파수와 일치하게 되면, 그렇지 않을 때에 비해 진동반응이 훨씬 크게 나타나므로 문제가 될 수 있다.

2.2 Rolling Element Bearing

Rolling element bearing에 의한 진동은 회전운동을 수반하는 기계류에서 가장 일반적으로 나타나는 진동성분 중의 하나이며, 발생 초기에는 감지가 어려울 정도로 작은 진폭에서 출발하여 시간이 지남에 따라 급격히 증가함을 그 특징으로 한다. Rolling element bearing에 이상이 있을 때 나타나는 진동의 주파수는 결함의 상태 및 갯수, bearing의 형상, 회전속도 등의 함수로 정해진다.

2.3 Gear

Gear에 의해 주로 발생되는 진동성분은 첫째, gear의 회전속도 N과 같은 주파수, 둘째, gear의 회전속도 N과 잇수를 곱한 gearmesh 주파수, 셋째, gear system의 공진주파수 등의 세가지를 들 수 있다. 이 세가지 주 성분중 첫째와 둘째는 gear의 회전속도와 관련이 있는 것이므로 회전속도가 변하면 이들 값들도 따라서 변하게 된다. 반면에 셋째 성분은 회전속도와는 무관하므로 항상 일정한 주파수에서 계속 관찰되는 특징이 있다. 이러한 신호들은 gear가 건전한 상태에서도 나타나는 것이며, gear 이빨에 손상이 있는 경우는

rolling element bearing과 마찬가지로 주성분들과 변조가 일어나 sidepeak가 발생하는 특성이 있다.

2.4 Imbalance & Misalignment

회전하는 모든 물체는 어느 정도의 imbalance를 가지며, 이로 인한 진동은 rotor 축의 회전속도와 일치하는 주파수의 진동성분이 발생되는 것이 특징이다. Imbalance의 원인으로는 보통 제작, 조립시의 작업오차, 이물질의 유입, 처짐 등을 들 수 있다. Misalign된 상태에서 rotor가 회전하게 되면 rotor의 회전속도의 2배에 해당하는 진동성분을 가진 주파수가 발생하게 된다.

2.5 Fluid-film bearing의 불안정

유막에 의해 지지되는 fluid-film bearing에서의 진동은 rolling element bearing의 경우와는 달리 어느 임계조건을 넘으면 불안정 상태로 접어든다는 점이 가장 큰 특징이다. 즉 bearing의 직경과 길이, bearing과 journal간의 clearance, 유막의 점성, bearing에 가해지는 하중 등에 따라 불안정현상이 시작되는 임계속도가 결정되며, 이 임계속도를 넘어서면 진동의 진폭은 걷잡을 수 없이 커지게 된다.

본 연구에서는 완전히 평탄한 내외면을 가진 fluid film bearing의 불안정 현상을 그림 2에 보인 단순화된 model을 사용하여 이론적으로 규명하였다.

2.6 동적 torque와 비틀림 진동

압연기 구동계는 roll, coupling, yoke부, gear, motor 등과 같은 구성체와 이들을 연결하는 축으로 구성되어 있다. 구동계와 관련하여 압연기에 발생할 수 있는 문제점으로는 비틀림 chatter가 발생하는 것과 구동계 요소부위에 작용하는 동적 torque가 과도한 경우 설비의 수명 단축과 제품품질에 영향을 미친다는 것이다.

비틀림 chatter는 상기 각 요소들의 과도한 backlash, 구동 motor 속도제어 시스템의 불안정, 또는 부적합한 윤활 등의 요인에 의해 발생되며, 설비 파손과 밀접한 관계가 있는 동적 torque의 변화는 압연 소재, 설비 및 운전조건 등에 의해 결정된다.

3. 측정 방법

측정대상인 열간 사상압연기를 구성하는 각 부위의 연결상태를 진동 발생소지가 많은 gear와 bearing 요소를 중심으로 간략하게 도식화하면 그림 3과 같다. 측정 조건은 통상의 압연조건하에서 가능한 한 다양한 소재조건과 압연조건이 포함될 수 있도록 측정을 행하였다. 측정 시스템은 크게 압연기 각 요소부위의 진동 가속도를 측정하는 부분과 구동계의 동적 torque를 측정하는 부분으로 구분된다. 이 때 spectrum analyzer의 최대 측정 주파수는 400 Hz로 설정하였고, 진동 측정용으로는 ICP 형의 가속도 센서를 사용하였으며, 동적 torque는 straingage를 이용한 telemeter 방식으로 측정된다. 진동 및 torque 측정을 위해 설치된 각 센서들의 부착위치는 그림 1에 화살표로 나타냈다. 총 14개의 측정 data는 spectrum analyzer와 tape recorder에 나누어 기록되게 하였으며, 분석시 분리 측정된 신호의 시간을 동조시키기 위해 MR의 motor측 신호는 2 개의 계측기에서 동시에 측정되도록 하였다. 또한 측정 도중 올바른 data 측정이 이루어지는지의 여부를 pen recorder와 monitor를 통해 확인하였다.

4. 측정 결과 및 고찰

4.1 진동발생 형태 및 분석

상부 WR을 기준으로 진동 발생 정도가 심한 1G 이상의 측정 결과들에 대해 압연시간에 따른 진동발생 형태를 살펴보면 소재 치입시부터 진동이 있든 없든 일정시간이 지난 후엔 불안정한 상태가 되어 급격히 진폭이 커졌다가 system의 비선형성에 의해 진폭이 그대로 유지되거나 다시 안정화 되어 진폭이 줄어드는 경우로 대별된다. 이 때 발생 진동의 특성은 전형적인 third octave mode (125~250 Hz) chatter와 유사한 양상을 보인다.

본 연구에서는 이처럼 third octave mode chatter와 유사한 양상을 보이는 진동발생 mechanism의 원인을 찾기 위해 측정결과들에 대해 다음과 같은 분석을 행하였다.

1) 시간영역에서의 진폭변화 관찰
2) WR 및 BUR에서의 공진주파수 관찰
3) Fourier transform을 통한 진동주파수 및 각 성분의 power level분석
4) Order tracking을 통한 진동주파수의 시간에 따른 변화추이 관찰
5) Coherence 분석을 통한 측정점 각 부위간의 진동 전달기구 분석
6) Cepstrum 분석을 통한 주진동성분과 변조신호의 분리
7) Oil film bearing을 사용하는 BUR의 안정성 평가

4.2 진동 원인과 발생 Mechanism

우선 측정대상인 압연기의 각 부분들에서 사용되고 있는 gear와 bearing 들에 의해 발생할 수 있는 기본 주파수들을 정리하면 표 1과 같다. 이와 함께 WR과 BUR의 공진주파수를 관찰해 보면, 압연을 하지 않는 무부하 상태에서 WR은 약 150 Hz와 320 Hz 에서, BUR은 약 60 Hz와 210 Hz 이었다.

그림 4는 소재가 치입되기 전의 data를 주파수 분석한 것으로 뚜렷한 peak의 존재가 보이고 있다. 이들 peak치는 WR이나 BUR의 공진주파수와는 관계가 없는 값으로 roll의 회전속도로 나누면 약 35N의 hamonics에 해당하는 값이며, 이 숫자는 조업후 WR에 남는 roll mark의 갯수와 일치하는 값이었다. 따라서 roll mark를 야기시키는 진동성분은 조업 유

무와는 상관없이 압연기를 구성하는 설비 중 회전하는 요소 부위의 결함으로 이미 내재해 있는 상태로 판단되며, 이는 WR의 drive side와 결합되는 spindle에 존재하는 43개의 잇수를 가진 gear에 의한 gearmesh 주파수 43N과 WR chock부 roller bearing의 element에 결함이 있을 때의 주파수 8N이 결합할 때 생겨날 수 있음을 알 수 있다. 여기서 우선적으로 변조될 수 있는 신호 35N과 51N 중 특히 35N만이 우세하게 나타나는 이유는 이 bearing과 연결되는 pinion stand에 사용되고 있는 roller bearing 의 element 갯수가 29와 36으로 51N보다 35N에 더 높은 가중치를 주기 때문이다. 그림 5는 8N의 변조현상이 있는 상부 WR과 BUR의 power spectrum을 cepstrum 변환시킨 결과이다. 이 그림에서 peak ①은 35N의 주진동 성분이고 peak ②는 8N의 변조성분을 나타내는 것으로 이러한 sidepeak의 발생현상은 결함있는 bearing의 전형적인 진동특성이다.

이렇게 진동의 주성분으로 발생한 35N 주파수는 소재치입 후 압연속도의 증가와 함께 계속되는 압연작업으로 인해 에너지를 공급받아서 그 harmonics 성분들이 보다 크게 성장하며, 이들 중에서 WR의 공진영역인 150Hz 부근에 나타나는 35N의 harmonics성분이 특히 커진다는 걸 그림 6을 통해 알 수 있다. 이처럼 WR에 의해 증폭된 진동에너지는 WR에 바로 인접한 상부 BUR에 직접 전달이 될 것이다. BUR에 공급된 에너지는 WR에 이어 BUR에서의 진동도 증폭시키는데, 문제는 BUR의 chock부에 불안정해 질 수 있는 소지를 항상 가지고 있는 oil film bearing이 사용되고있다는 점이다.[6] 그림 7은 BUR의 불안정 현상을 확인할 수 있는 진동 측정결과이다. 진동 발생 초기에는 WR과 유사하게 35N의 harmonics 성분이 성장하다가 시간의 경과에 따라 진동에너지의 크기가 점점 커지는 어느 시점 이후에는 BUR의 공진점에 해당하는 210Hz 부근에서 점차로 진동에너지가 증폭되는 현상이 뚜렷이 보인다.

BUR chock부 oil film bearing의 불안정 현상을 확인하고자 이론식을 사용하여 계산한 값을 측정결과들과 비교하여 보았다.[7] 그림 8에서 실선으로 표시된 곡선은 이론식에 의해 구해진 안정구간에서 불안정구간으로 접어드는 경계점의 조업조건, 즉 압하력과 BUR의 회전속도의 관계를 나타낸 것이다. 이와 함께 그림에는 실제 측정결과 중에서 가속도 값이 0.1G 이하의 진폭을 계속 유지하는 경우를 안정상태, 1G 이상으로 커지는 경우를 불안정상태, 그리고 0.1G 이하의 상태에 있다가 0.3G가 되는 순간을 진동이 증가하기 시작하는 임계상태라 구분하여 각각의 data를 표시하여 보았다. 이론적으로 계산한 곡선을 경계로 하여 실제 측정치의 진동상태가 거의 일치하는 대응관계를 보이고 있다. 이는 진동이 시간에 따라 급격히 증폭되는 현상은 BUR에 사용되는 oil film bearing의 불안정에 의한 것임을 뒷받침하고 있다.

BUR의 불안정화에 의해 크게 증폭된 진동에너지는 바로 인접한 WR에 다시 재전달되어 150Hz 부근에서 큰 진폭을 보이던 WR에서도 BUR과 마찬가지로 210 Hz 부근의 peak 성분이 함께 커지며, 원래의 35N 성분에서도 상당한 크기의 진동에너지 증폭이 동시에 발생하고 있다. 이렇게 증폭된 35N의 harmonics 진동성분들에 의해서 결국 WR에 35개의 mark를 발생시킨다.

이상의 과정을 진동의 발생, 성장순서에 따라 정리해 보면 그림 9와 같으며, 이러한 발생 진동의 제거를 위해서는 첫째, WR의 roller bearing의 결함을 보수, 둘째 BUR의 oil film bearing의 안정화가 이루어져야 한다.

4.3. 진동의 방지 방안

앞절에서 제시한 해결책 중, roller bearing 결함의 보수는 기계적인 수리에 의한 bearing element의 교체로써 쉽게 이룰 수 있다. 다음으로 제시된 BUR의 안정화를 위해서는 어떠한 조치를 취해야할 것인가를 알아보기 위해 앞서 설명한 이론식을 이용하여 변경이 비교적 용이할 것이라 생각되는 2 가지 변수에 대해 BUR의 불안정성에 미치는 영향을 조사하였는데 조절가능한 변수로는 bearing의 oil 점도와 clearance를 선택하였다. 먼저 불안정성에 미치는 bearing clearance의 영향에 대해 계산한 결과, Clearance를 현사용치보다 50 % 감소시킨 경우는 예상과는 달리 오히려 불안정 영역이 약간 증가하였고 50 % 증가시킨 경우는 현재의 경향과 거의 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 clearance의 변화가 BUR의 안정화에 크게 영향을 미치는 것으로는 보이지 않는다. 다음으로 동일한 방법에 의해 사용 oil의 점성 변화가 불안정성에 미치는 영향을 알아보았다. 그림 10에서 알 수 있듯이 oil의 점성은 경계선의 이동에 상당히 큰 영향을 미쳐서 현재보다 1/10 정도의 점성을 가지는 oil을 사용하였을 경우 거의 모든 불안정 상태에 있는 측정점들이 안정영역으로 바뀌고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 현재 BUR에 사용되는 oil film bearing의 불안정 현상을 개선시키기 위해 취할 수 있는 가장 효율적인 방법은 bearing에 사용되는 oil의 점성을 낮추는 것이라고 판단된다.

4.4 동적 torque 분석

통상 한 작업구간내에서의 torque 변화는 압연소재가 치입되는 순간 급격히 증가하였다가 안정화 되어 거의 일정한 값을 가지지만, 일단 진동이 발생할 경우에는 안정화 구간에서의 torque 변화도 압연기의 진동과 유사한 패턴을 보인다. 그림 11은 동적 torque값이 진동발생 빈도 및 크기에 미치는 영향을 torque 측정이 행해진 총 661 coil의 data를 대상으로 표시한 것으로 TAF 값이 크다고 해서 진동발생 빈도와 크기가 증가하는 경향은 보이지 않는다. 이는 동적 torque 변화가 압연기의 진동 발생을유발하는 직접적인 요인이 아님을 보여주는 근거가 된다. 한편 torque 변동과 진동 발생의 상관성을 보다 명확히 하기 위해서 진동이 크게 발생한 coil의 소재 치입 전후 data를 power spectrum으로 분석하여 보았다. 비틀림 주파수 성분은 속도의 증가에 관계없이 18

Hz로 spindle의 비틀림 공진주파수와 일치하였으며, 소재 치입 직후 점차 커지는 진동 성분과는 달리 크게 증폭되었다가 급격히 감소한 후에 다시 증가하는 전형적인 형태를 가진다. 따라서 torque 변동이 진동을 유발시키는 요인으로 작용하는 것이 아니라 도리어 진동으로 인해 torque의 변동이 생긴다는 것이다. 즉 stable torque의 변동은 진동발생에 의한 2차 징후인 것이다. 이 때 문제는 비록 stable torque의 변동량이 impact torque값에 비해 상당히 작기는 하지만 변동 횟수가 많아서 반복 피로 및 마모를 가속화하는 원인이 되어 설비의 조기손상을 초래하게 된다는 것이다. 이로 인해서 impact torque도 stable torque에 비해 상당히 과도한 경우가 발생하여 설비수명을 단축하는 요인이 되므로 impact torque를 가능한 작게 발생하도록 하는 조업 및 설비관리가 요구된다 하겠다.

5. 결론

진동이 심한 열간 사상압연기를 대상으로 실제 조업 조건하에서 압연기 진동과 동적 torque의 변화를 측정하고, 그 결과를 분석하여 얻은 진동의 발생 및 증폭 원인과 이에 대한 원인제거책을 정리하면 다음과 같다.

1) 발생진동의 주성분 주파수는 roll의 회전수 N(rpm/60)에 비례하는 35N 성분이었다. 이는 WR chock부 roller bearing 결함에 의한 8N 성분과 spindle의 roll측 gearmesh 주파수 43N의 1차 동적결합에 기인한다. 따라서 35N 이라는 주진동 성분을 제거하기 위해서는 WR chock부에 사용되는 roller bearing의 결함을 점검해야 한다.

2) 1)의 요인에 의해 발생한 35N의 진동 성분은 WR 및 BUR의 공진에 의해 150~210 Hz 부근의 주파수 대역에서 크게 증폭된다. 여기에는 이론적 modeling 결과와 측정치의 비교에 의해 확인된 BUR chock부에 존재하는 oil film bearing의 불안정성이 큰 영향을 미치므로, 이를 억제하기 위해서는 bearing에 사용되는 oil의 점도를 낮게 조정하여 BUR의 안정화를 이루는 조치가 필요하다.

3) 압연시 동적 torque의 변화가 진동발생에 직접 영향을 미치지는 않으나, 과도한 impact torque는 설비의 피로손상을 야기시킬 수 있으므로 TAF를 줄이기 위한 설비관리가 요구된다.

6. 참고 문헌

(1) R. H. Moller & J. S. Hoggart, J. Austrailian Institute of Metals, Vol.12, No.2, May 1967

(2) J. H. Gallenstein, 1981, AISE Year Book, pp. 60-65

(3) J. Tlusty, et al, Annuals of the CIRP, 1982, Vol.31, No.1

(4) W. L. Roberts, AISE Year Book, 1978, pp. 396-402

(5) F. L. Niordson, 1974, Dynamics of Rotors, Springer-Verlag, New York

(6) J. S. Rao, 1983, Rotor Dynamics, John Wiley & Sons, New York

(7) 노용래, 손봉호, 이영호, 1993, 한국소음진동공학회지 (to be published)

표 1 압연기의 gear와 bearing 요소에서 발생할 수 있는 진동 주파수

구 분	사 용 부 위		element수	기본 발생 가능 주파수	비 고
Gear	Spindle	Roll 측	43	43N x k	N : 회전속도 (rev/sec)
		Pinion Stand측	47	47N x k	
	Pinion Stand		22	22N x k	k = 1, 2,···
	Main Reducer	Roll측	90	90N, 3N } x k	
		Motor측	30	30N	
Bearing	Work Roll Chock		46 x 4	21.6N, 24.4N, 8.1N	
	Pinion Stand	상부 Roll측	29 x 2	26.0N, 31.0N, 4.7N (외륜) (내륜) (element)	
		하부 Roll측			
		하부 Motor측			
		상부 Motor측	36 x 2	33.0N, 39.0N, 5.9N	
	Main Reducer	Spindle측	37 x 2	33.7N, 40.3N, 5.0N	
		Motor측	29 x 2	26.0N, 31.0N, 4.7N	

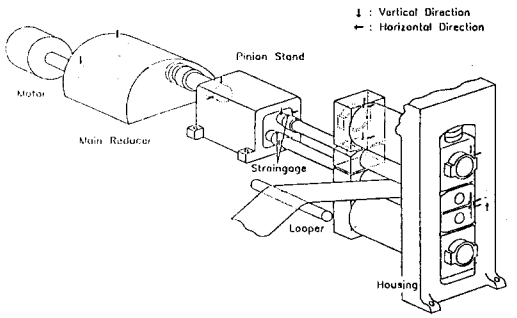

그림 1 4단의 열간 사상압연기 (화살표는 가속도 센서의 측정위치와 방향을 나타냄)

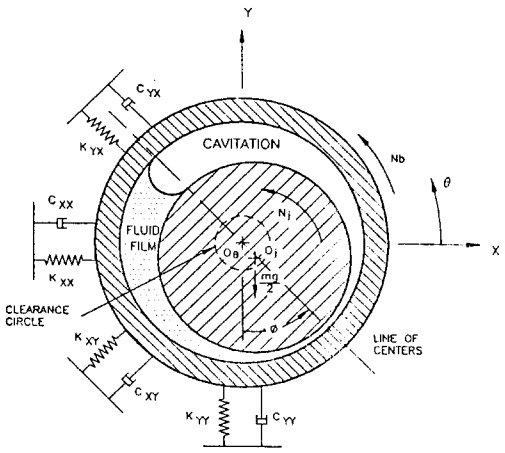

그림 2 Fluid-film bearing의 단면도

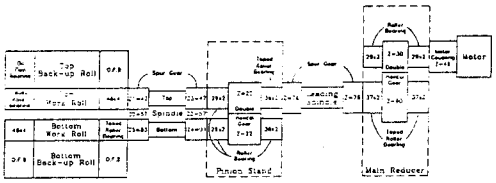

그림 3 압연기에 사용된 gaer와 bearing 요소의 구성도

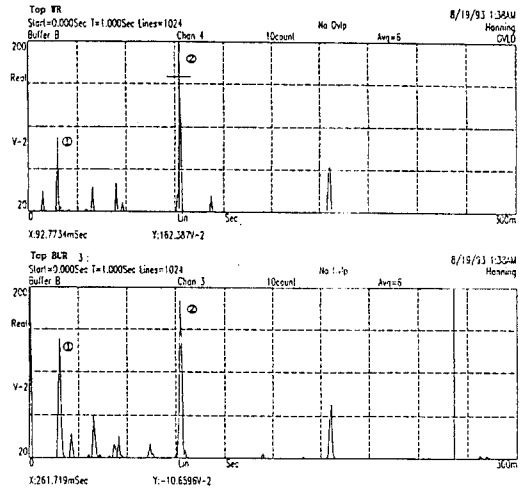

그림 5 Cepstrum 분석에 의한 35N의 주진동성분(①)과 8N의 변조성분(②)

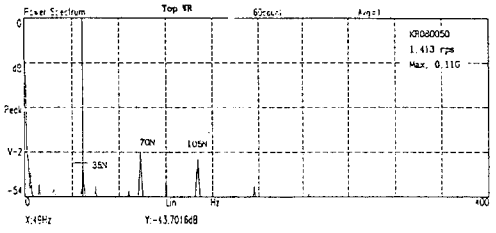

그림 4 소재가 치입되기 전 진동신호의 power spectrum

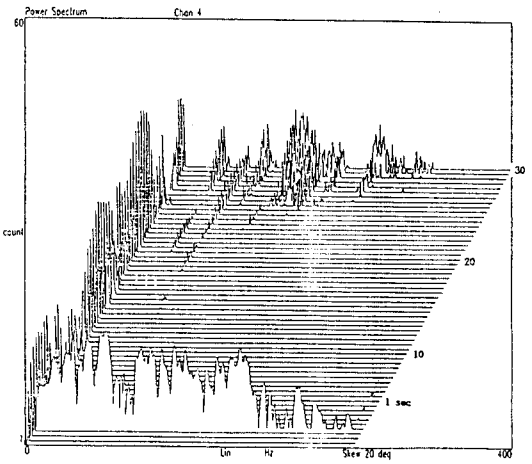

그림 6 WR 공진점 부근의 진동성분 증폭을 알 수 있는 상부 WR에서의 waterfall (1 count = 0.5 sec)

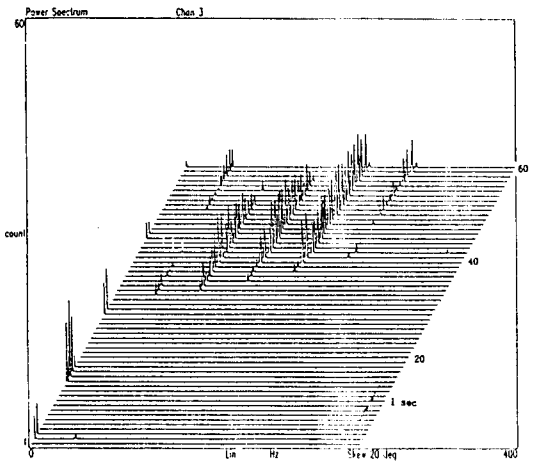

그림 7 Oil film bearing의 불안정에 의한 BUR에서의 진동 증폭을 나타내는 Waterfall (1 count = 1 sec)

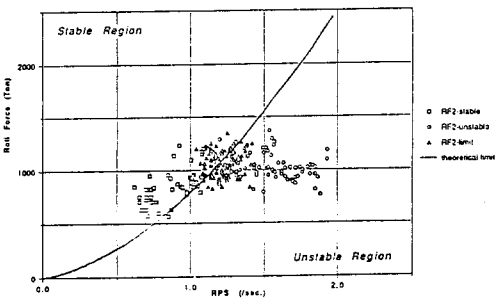

그림 8 이론식에 의한 안정한계치와 안정 및 불안정 영역의 측정결과 비교

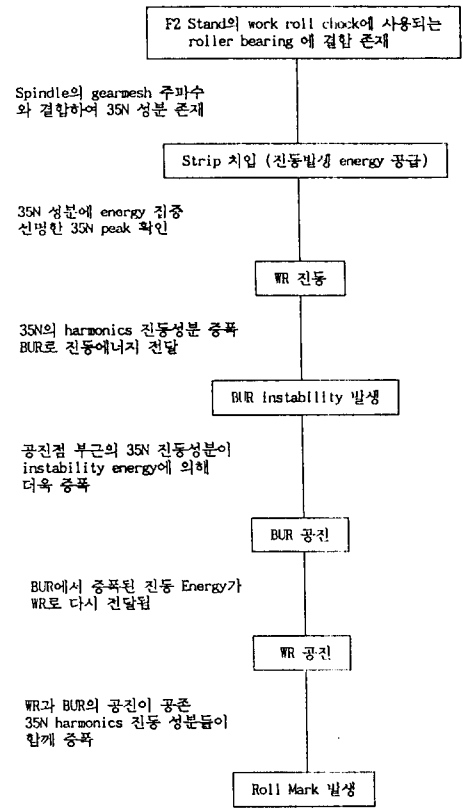

그림 9 진동 발생과 증폭 mechanism을 설명하는 flow chart

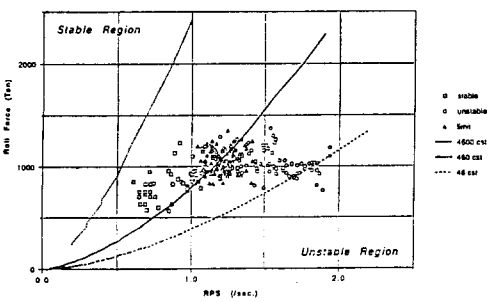

그림 10 사용 oil의 점성이 안정한계에 미치는 영향

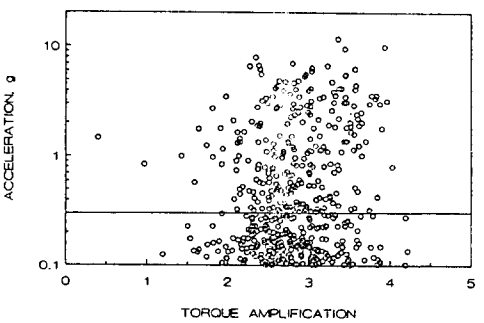

그림 11 진동 가속도와 impact torque의 상관관계