

보강롤 구동 4 단 냉간압연기에서 작업롤의 수평하중 거동분석과 안정위치 결정을 위한 해석적 및 수치적 고찰[§]

변상민*[†] · 이재현* · 박흥식*

* 동아대학교 기계공학과

Analytical and Numerical Investigation of Horizontal Force and Stable Position of Work Roll in Backup-Roll-Drive 4-High Cold-Rolling Mill

Sang Min Byon*[†], Jae Hyeon Lee*, Heung Sik Park*

* Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.

(Received December 10, 2010 ; Revised June 27, 2011 ; Accepted July 1, 2011)

Key Words: Horizontal Force of Work Roll(작업롤의 수평하중), Backup-Roll-Drive(보강롤 구동), Cold Rolling (냉간압연), Analytic Model(해석모델), Finite Element Model(유한요소모델)

초록: 보강롤 구동 4 단 냉간압연기에서 작업롤과 보강롤 사이의 접촉력으로 인해 발생된 작업롤의 수평력을 고찰하였다. 본 수평력은 작업롤을 수평방향으로 휘게하고 롤갭 형상을 그 만큼 변화시킨다. 본 논문에서는 압연을 정상상태라고 가정하여 작업롤의 수평력을 예측할 수 있는 수식모델을 제시하였다. 해석에 사용된 소재는 고-실리콘(약 3%) 강판이었다. 수평력의 비-정상거동을 고찰하기 위해서 삼차원 유한요소모델을 채용하였다. 두 가지 모델을 이용하여 작업롤의 수평력은 보강롤의 중심으로부터 작업롤의 중심이 벗어난 길이에 따라 변한다는 결과를 얻었다. 그리고 작업롤의 수평력을 최소화 시킬 수 있는 작업롤의 최적 중심이탈 길이를 도출하였다.

Abstract: The horizontal force acting on a work roll was examined. This force results from the contact force between the work roll and backup roll in a backup-roll-drive 4-high cold-rolling mill. This horizontal force bends the work roll horizontally and therefore exerts reciprocal action on the roll-gap contour. An analytical model for predicting the horizontal force acting on a work roll, which generates a mean value in the steady state, was presented. The material used for the analysis was high-silicon steel (about 3% Si). A three-dimensional finite element (FE) model was also employed to investigate the non-steady-state behavior of the horizontal force. Results showed that the horizontal force varied with the off-center distance between the work roll and backup roll. In addition, the optimal off-center distance was determined to minimize the horizontal force.

- 기호설명 -

E : 작업롤의 탄성계수 (GPa)
 F_B : 롤 벤더력 (kN)
 F_R : 압연하중 (kN)
 F_S : 압연기 분리력 (kN)
 H_{BUR} : 보강롤의 수평력(kN)
 H_{WR} : 작업롤의 수평력(kN)

h_i : 판의 입측 두께 (mm)
 h_o : 판의 출측 두께 (mm)
 K : 변형저항 (MPa)
 k_d : K 의 변형율속도 지수
 k_s : 정적 변형저항 (MPa)
 L : 판과 작업롤 사이의 접촉길이 (mm)
 M_{BUR} : 보강롤의 구동 토크 (kN·mm)
 N : 접촉면에서의 수직력 (kN)
 R : 작업롤의 초기 반경 (mm)
 R' : 작업롤의 변형 후 반경 (mm)
 R : 패스 압하율
 r_{BUR} : 보강롤의 반경(mm)

§ 이 논문은 대한기계학회 2010년도 추계학술대회(2010.

11. 3.-5., ICC 제주) 발표논문임

† Corresponding Author, smbyon@dau.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

- r_{WR} : 작업롤의 반경 (mm)
- s : 작업롤의 중심 수평이동 거리(mm)
- T : 접촉면에서의 접선력(kN)
- t_b : 판의 후방 인장 응력(MPa)
- t_f : 판의 전방 인장 응력 (MPa)
- w : 판 폭(mm)
- Z_B : 판의 후방 인장력 (kN)
- Z_F : 판의 전방 인장력 (kN)
- μ : 마찰계수
- v : 작업롤의 탄성 푸아송 비
- θ : 접촉각(radian)

1. 서론

냉간압연기는 상온 상태의 판재를 두께가 더 얇은 형태의 판재로 롤을 이용하여 가공하는 장치이다. 상온 상태의 판재를 변형시키기 위해서는 매우 큰 성형력이 소요된다. 이로 인해 판재를 압연하고 있는 상·하 작업롤이 위 아래로 벌어지게 된다. 이것을 방지하기 위해서 작업롤 위에 더 큰 직경의 롤로 보강하게 되는데 이것을 보강롤이라고 한다. 상·하 작업롤과 상·하 보강롤로 이루어진 압연기를 4 단 압연기라고 한다. 일반적으로는 작업롤을 구동하여 직접 그 구동력으로 압연을 수행하지만 얇은 판을 압연하기 위해서 직경이 작은 작업롤을 사용해야 할 경우에는 보강롤을 구동한다. 왜냐하면, 직경이 작은 롤의 경우에는 굽힘 및 비트립 강성이 현저히 떨어지기 때문에 구동력을 전달하기에 부적합하기 때문이다. 이와 같은 보강롤 구동방식으로 생산되는 제품은 실리콘 냉연재, 스테인레스 냉연재, 비철금속 냉연재 등 고 부가가치 제품들이 많은 부분을 차지하기 때문에 최근에 점차적으로 중요성이 커지고 있는 상태이다.

전통적인 작업롤 구동방식의 압연해석은 수학적 모델링에 기초한 해석적 연구,⁽¹⁾ 유한요소법에 의해 수치해석 연구,⁽²⁾ 측정에 의한 실험적 연구⁽³⁾ 등 다양한 연구가 있었다. 그러나, 보강롤 구동방식에 의한 압연해석은 작업롤 뿐만 아니라 보강롤도 같이 고려^(4,5)하여 해석해야 하기 때문에 그 복잡성으로 인해 아직까지 보고된 바가 드물다. 본 연구에서는 POSCO 실리콘 냉연강판 공장에서 사용되고 있는 보강롤 구동방식 압연기⁽⁶⁾를 대상으로 하여 해석적(혹은, 역학적) 모델을 개발하고 또한 유한요소모델을 구성하여 수치적으로 분석하고자 한다.

보강롤 구동 압연기는 박판 압연 및 크기에 비

해 큰 압하력을 낼 수 있는 장점이 있지만, 보강롤 구동에 의해 발생된 토크가 마찰에 의해 작업롤에 전달되는 특성 때문에 작업롤에 수평력을 유발한다. 수평력은 롤갭의 형상을 변화시키므로 압연중인 판형상의 편차를 유발하고 작업롤 지지부에 과도한 굽힘 모멘트를 일으킨다. 본 연구에서는 해석적인 방법 및 수치적인 방법으로 작업롤에 걸리는 수평력을 계산하고 이것을 최소화할 수 있는 작업롤의 중심이탈 길이를 찾고자 한다.

본 논문에서는 먼저, 보강롤 구동 압연기의 구조를 고찰하여 작업롤과 보강롤로 이루어진 자유물체도를 구성할 것이다. 판 압연이 어느 정도 진행되어 모든 공정조건이 정상상태가 되었을 때를 가정하여 자유물체도에 작용하는 외력을 일정하게 모델링한다. 이 하중계 하에서 평균적인 작업롤의 해석적 수평력 계산식을 유도할 것이다. 그리고, 판의 소성변형과 작업롤의 탄성변형을 연계해석하기 위한 유한요소모델을 도입하여 판이 취입되는 중에 발생하는 비정상적인 작업롤의 수평력을 계산할 것이다. 작업롤의 중심이탈 길이에 따른 작업롤의 수평력 변화를 해석적 및 수치적으로 분석하여 안정한 작업롤의 조건을 고찰할 것이다.

2. 보강롤 구동 압연기의 수식모델

2.1 보강롤 구동 냉간압연기의 구조

Fig. 1 은 POSCO 실리콘 냉연강판 공장에서 사용되고 있는 보강롤 구동방식 압연기의 개략적 구조를 나타내고 있다. 초기 판은 페이-오프릴(Pay-off reel)에서 풀려 작업롤에서 압연되고 인장 릴(Tension reel) 2 에 감겨진다. 이와 같은 방식으로 1 패스가 끝나고 나면, 이번에는 반대방향으로 압연되어 인장 릴 1 에 감겨지게 되면서 2 번째 패스가 완성된다. 이와 같은 방식으로 판은 계속 압연되어 원하는 목표 두께에 도달하게 된다.

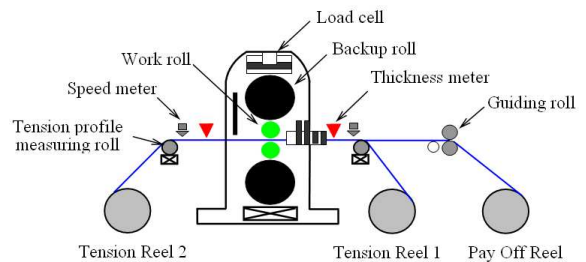


Fig. 1 Schematic of a back-roll-drive 4-high cold rolling mill

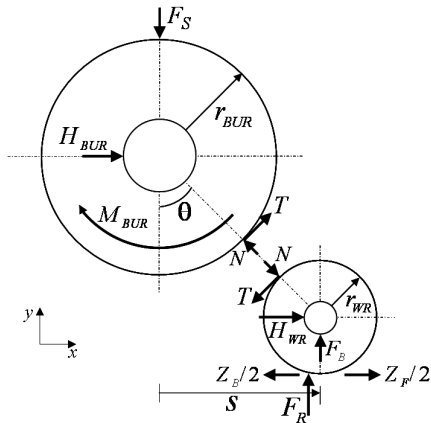


Fig. 2 Moment and forces acting on work roll and backup roll

2.2 수식모델

Fig. 2 는 작업롤과 보강롤로 이루어진 압연기의 힘 전달체계를 고찰하여 자유물체도를 나타낸 것이다. 판 두께 중심을 기준으로 상·하가 대칭이므로 위쪽 부분만 나타내고 역학적인 고려를 하였다. 자유물체도에 작용하는 외력은 정상상태라고 가정하여 일정하게 작용하는 것으로 나타내었다. 자유물체도에 포함되어 있는 기호에 대한 설명은 본 논문의 맨 앞쪽에 기술되어 있다.

보강롤에서의 모멘트 평형과 y 방향 힘평형을 고려하면 아래와 같은 보강롤과 작업롤의 접촉부에서의 수직력과 접선력을 유도할 수 있다. 이 때, 작업롤의 중심 이동거리(s)는 작업롤의 직경에 비해 2%미만으로 아주 적은 양이므로 $\cos\theta \approx 1$ 혹은 $\sin\theta = s/(r_{BUR} + r_{WR}) \approx \theta$ 의 가정이 사용되었다.

$$T = \frac{M_{BUR}}{r_{BUR}} \tag{1}$$

$$N = F_S - \left(\frac{M_{BUR}}{r_{BUR}} \right) \theta \tag{2}$$

작업롤에서의 x 방향 힘평형을 적용하면 작업롤에 작용하는 수평력(H_{WR})을 아래와 같이 유도할 수 있다.

$$H_{WR} = T - N\theta + \frac{Z_B - Z_F}{2} \tag{3}$$

식 (1)과 (2)를 식 (3)에 대입하면,

$$H_{WR} = \frac{M_{BUR}}{r_{BUR}} - \frac{F_S \cdot s}{(r_{BUR} + r_{WR})} + \frac{(Z_B - Z_F)}{2} \tag{4}$$

식 (4)는 보강롤의 구동에 의해 발생하는 작업롤에 작용하는 수평력(H_{WR})과 작업롤의 중심 이동

거리(s)와의 관계를 나타내는 식이다. 구동모멘트 (M_{BUR})와 판에 작용하는 장력(Z_B, Z_F)는 작업자에 의해 설정되는 값이다.

식 (4)에서 압연기 분리력(F_S)는 판의 두께를 감소시키는 압연하중(F_R)과 작업롤에 작용하는 벤더력(F_B)의 합으로 계산된다. 벤더력은 판의 폭방향 형상을 제어하기 위한 설정값이므로 압연하중만 수식으로 계산하면 된다. 압연하중 계산식은 다음과 같은 수정된 Hill 식⁽⁷⁾을 채용하였다. 각 항의 세부 수식은 참고문헌 6에 요약되어 있다.

$$F_R = w \cdot L(R', h_i, h_o) \cdot K(k_s, k_d) \cdot f_1(K, t_f, t_b) \cdot f_2(\mu, r, R', h_i) \tag{5}$$

여기서, f_1 과 f_2 는 장력보정함수와 마찰보정함수를 각각 나타내고 있다. 냉간압연에서는 큰 압연하중으로 인해 상당한 작업롤의 편평화가 발생하여 작업롤과 판의 접촉길이가 변화된다. 이것은 보정하기 위해 등가 롤반경 (R')을 사용한다. 본 연구에서는 편평 롤 반경을 계산하기 위해 Hickcock 식⁽⁸⁾을 채용하였다.

$$R' = R \left(1 + \frac{16(1-\nu^2)F_R}{\pi w E (h_i - h_o)} \right) \tag{6}$$

식 (6)은 식의 내부에 계산해야 할 압연하중(F_R)이 입력치로 들어있는 내재적(Implicit) 수식이므로 식 (5)와 반복적 방법으로 수립시켜야 한다.

3. 보강롤 구동 압연기의 유한요소모델

Fig. 3 은 보강롤 구동 냉간압연을 수치해석하기 위해 구성한 삼차원 유한요소모델을 나타내고 있다. 냉간압연에서는 판의 두께가 얇고 작용하는 압연하중이 크기 때문에 작업롤의 탄성변형을 반드시 포함시켜야 올바른 결과를 예측할 수 있다. 보강롤의 직경은 작업롤의 직경에 비해 5 배 이상 크기 때문에 해석시간의 경제성을 위해 강체로 모델링 하였다.

압연해석을 수행하기 위해서 탄-소성 변형하는 소재의 비선형 거동 유한요소해석에 큰 강점을 가지고 있는 ABAQUS[®]를 채용하였다. 보강롤, 작업롤 및 판에 적용한 경계조건은 Fig. 3 에 기술하였다. 실제 압연문제에 근접한 유한요소모델을 구성하기 위해서 가장 중요한 요건중의 하나는 경계조건이므로 실제 물리적 현상을 철저히 고찰하여 선정하였다.

보강롤의 양측 끝단은 하우징에 베어링을 통해

서 지지되어 있으므로 상·하방향 변위(u_y) 및 좌·우 방향 변위(u_x)를 구속하였다. 보강롤 구동방식이므로 보강롤의 z 축 중심의 각속도(ω_z)로 구동모터 각속도($\bar{\omega}_M$)를 지정하였다. 작업롤은 탄성변형으로 인해 굽혀지므로 롤의 양측 끝단의 z 축의 변위 구속은 자유롭게 풀어 놓았다. 판의 경우에 작업롤과 접촉하는 부분 및 전·후 끝단 이외에는 자유표면(Free surface; $\sigma_i = \sigma_n = 0$)으로 처리하였다. 판의 전·후 끝단에는 전·후 인장 킬이 소재에 작용하는 인장응력(t_b, t_f)을 경계조건으로 주었다.

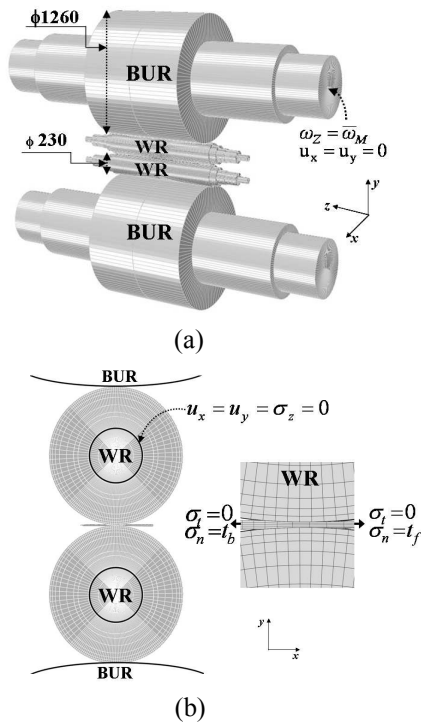


Fig. 3 Finite element meshes and boundary conditions (a) three-dimensional geometry and (b) Side view of strip, work roll and backup roll

해석대상이 판, 작업롤, 보강롤로 이루어져 있는 다물체 변형문제이기 때문에 유한요소해석은 일련의 절차로 이루어진다. 먼저, 판의 소성변형 해석부터 수행한다. 변형후의 작업롤의 기하학은 알 수 없기 때문에 입력으로 주어진 작업롤의 초기 기하학을 실제 기하학으로 가정하여 변형해석을 수행한다. 판과 작업롤 사이에 계산된 접촉압력을 이용하여 작업롤의 탄성변형 해석을 수행한다. 판과 작업롤 사이의 반복해석을 통해서 수렴된 변형 기하학과 변형량을 계산한다.

소성변형이 발생하는 판과 작업롤 사이의 마찰계수는 압연실험 결과⁽⁹⁾에 기초하여 값을 선정한 다. 그러나, 강체와 탄성체가 접촉해 있는 보강롤

Table 1 Process conditions and material properties used in analytical and numerical analysis

Process conditions	Values
Entry thickness (mm)	2.3
Exit thickness (mm)	1.5
Strip width (mm)	995
Forward strip tension (kN)	119.5
Backward strip tension (kN)	90.2
Rolling speed (mpm)	682
Young's modulus of strip (GPa)	210
Young's modulus of work roll (GPa)	220
Friction coefficient between strip and work roll	0.03
Friction coefficient between work roll and backup roll	0.05
Flow stress of strip (MPa): $1119(0.001 + \bar{\epsilon})^{0.107}$	

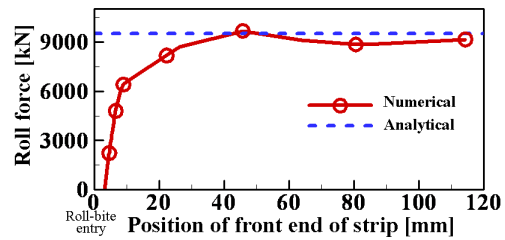


Fig. 4 Roll forces predicted by analytical and numerical model

과 작업롤 사이의 마찰계수는 실험적으로 알려져 있지 않기 때문에 수치적인 방법으로 파악한다. 실제 압연공정에서 보강롤과 작업롤 사이에 미끄러짐이 없이 회전이 이루어지므로 시뮬레이션 상에서 미끄러지지 않는 마찰계수를 산정할 수 있다.

4. 결과 및 논의

4.1 해석적 및 수치적 방법에 의한 하중의 비교
본 연구에서는 POSCO 실리콘 강판 공장에서 사용되고 있는 공정조건 중의 한 경우를 해석 대상으로 선택하였다. Table 1에 압연에 관련된 공정조건과 물성치를 나타내었다. 판과 작업롤 사이의 마찰계수는 압연실험 문헌⁽⁹⁾에서 압연속도에 해당하는 마찰계수인 0.03 을 채용하였고, 보강롤과 작업롤 사이의 마찰계수는 보강롤과 작업롤 사이에 미끄러짐이 없이 회전할 수 있는 마찰계수로 0.05 를 선정하였다. 이 값은 Hilbert⁽⁴⁾ 등이 제시한 작업롤과 보강롤 사이의 임계 마찰계수 값 0.04 에 비해 약간 큰 값이다. 본 연구의 판 소재는 HGO(High quality Grain Oriented silicon steel)로 고강도 및 고 취성의 고급 실리콘 판재이다.

하중예측 측면에서 수식모델의 정확도를 평가하기 위해 Fig. 4 에서 작업롤의 중심 이동거리(s)가 영인 경우에 대해 압연하중(F_R)을 유한요소해석한 결과와 수식모델을 통해서 계산한 결과를 비교 분석하였다. 유한요소해석은 판이 롤에 투입되기 시작하여 롤바이트(Bite)에 압연되어 빠져 나가는 과정을 순차적으로 해석하였고, 수식모델은 압연이 정상상태에 도달하였다고 가정한 상태에서 해석한 결과이다. 판이 롤 바이트에 물리기 시작하여 점차적으로 접촉길이가 길어짐에 따라 압연하중이 증가하여 롤 바이트에 판이 모두 물리는 정상 상태에 도달하는 것을 알 수 있다. 정상상태 기준으로 수식모델로 해석한 결과와 유한요소모델로 해석한 결과의 차이는 4.4%정도 나타난다. 이것으로 해석모델의 하중예측정도가 엄밀 수치모델에 비해 크게 차이가 없는 것으로 나타나고 있다.

Fig. 5 는 작업롤의 중심 이동거리(s)가 영인 경우와 20mm 인 경우에 대해 작업롤에 걸리는 수평하중을 유한요소해석한 결과와 수식모델을 통해서 계산한 결과를 비교 분석하였다. 두 해석방법 모두 작업롤의 중심 이동거리가 영에서 20mm 로 변함에 따라 수평력의 경감이 확연히 나타나고 있음을 알 수 있다. 수식모델의 경우에는 275kN 에서 -10kN 으로 유한요소모델의 경우에는 정상상태 평균치로 250kN 에서 60kN 으로 경감이 이루어 졌다. 작업롤의 중심 이동에 의해 판 압연 형상 불량을 일으키는 작업롤의 수평력을 줄일 수 있는 것을 알 수 있다.

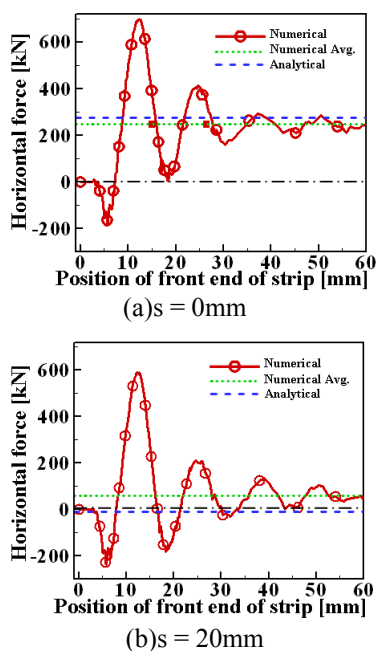


Fig. 5 Horizontal forces of work roll predicted by analytical and numerical model

유한요소해석을 통한 수평력 계산 결과는 판이 롤 바이트에 물리기 시작하면서부터 압연이 진행되는 비정상구간의 해석을 모두 하기 때문에 주기 함수 형태를 나타내고 있다. 이것은 작업롤이 수평력에 의해 수평방향으로 탄성 변형하기 때문이다. 즉, 작업롤의 휨에 의해 작업롤과 보강롤의 접촉면이 중심에서 밖으로 이동하게 되면 수평력이 줄어들고 이로 인해 휨량이 적어져 다시 접촉면이 안쪽으로 들어오게 되면 다시 수평력이 커지게 된다. 이런 과정이 반복 되면서 수평력은 진폭과 주기를 가지는 함수로 나타난다. 작업롤의 휨량이 임계치 이상되면 Fig. 2 의 자유물체도에서 접촉력 (T, N)의 수평분력의 상대크기가 역전되어 수평력의 방향이 반대가 되어 음의 값을 가진다. 수식모델 결과는 롤의 수평방향 휨을 고려하고 있지 않기 때문에 이런 현상이 나타나지 않는다.

4.2 해석적/수치적 방법에 의한 작업롤 휨의 비교

유한요소해석 결과는 판과 작업롤의 힘과 변형을 모두 고려한 엄밀해이지만 수식모델의 의한 결과는 고정된 형상에 대해 힘의 평형만 고려한 근사해이다. 유한요소모델에서는 작업롤의 휨 형상이 해석하면 나오는 결과이지만, 수식모델에서는 작업롤의 수평력이 외력으로 작용하는 단순지지보의 굽힘으로 모델링하여 휨 형상을 부차적으로 계산해야 한다.

Fig. 6 은 작업롤의 중심 이동거리(s)가 영인 경우와 20mm 인 경우에 대해 작업롤 폭방향 중심선의 휨 형상을 유한요소해석한 결과와 수식모델을

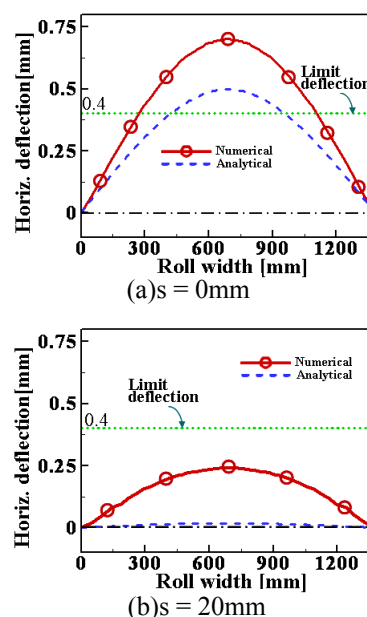


Fig. 6 Horizontal deflection of work roll predicted by analytical and numerical model

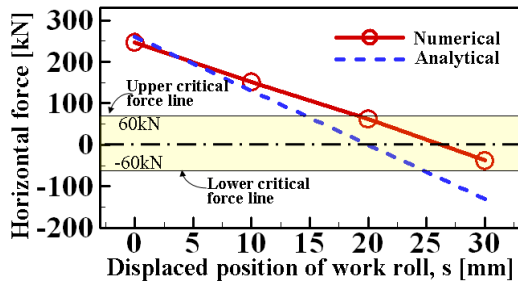


Fig. 7 Variation of horizontal force of work roll with horizontally displaced position of work roll (s)

통해서 예측한 결과를 비교 분석하였다. 두 해석 방법 모두 작업롤의 중심 이동거리가 영에서 20mm 로 변환에 따라 휨 형상이 확연히 경감했음을 알 수 있다. 유한요소모델에 의해 예측된 휨 형상 경감보다 수식모델에 의해 예측된 휨 형상 경감이 훨씬 더 확연함을 알 수 있다. 이것은 수식모델의 경우가 작업롤 수평력이 훨씬 더 적게 예측되었기 때문이다. 작업롤의 한계 휨량(Limit deflection)은 압연후 소재표면의 평탄도(Flatness)를 유지시켜 주기 위한 수평 휨의 한계치로써 압연기 메이커에서 0.4mm 로 제한하고 있다. 작업롤 중심부 이동거리가 영인 경우에는 한계 휨량을 벗어나는 것을 알 수 있다. 그러나, 이동거리가 어느 이상만 되면 이 기준은 충족하는 것으로 나타난다.

4.3 최적 작업롤의 수평 이동거리

작업롤 중심부 이동거리(s)에 따른 작업롤의 수평력의 거동을 Fig. 7에서 분석하였다. 수식모델의 경우에는 간단한 수식이므로 연속데이터로 본 관계를 나타내었고 유한요소모델의 경우에는 s 가 0, 10, 20, 30mm 인 경우에 대해 해석을 하여 결과를 나타내었다. 두 해석방법 모두 수평력이 s 에 대해 선형적인 관계를 나타내고 있다. 그러나, 기울기가 약간 차이가 나는 것을 알 수 있다. 작업롤의 수평력을 영이 되게하는 s 값은 유한요소모델의 경우에는 26mm 이고 수식모델의 경우에는 20mm 인 것을 알 수 있다. 수식모델이 유한요소모델에 비해서 매우 단순한 모델임에도 불구하고 적절한 수준의 정확도를 제공하는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구는 보강롤 구동 4 단 냉간 압연기에서 발생하는 작업롤의 수평력 및 수평휨을 계산할 수 있는 해석적 수식모델과 유한요소모델을 개발하였다. 이를 통해 작업롤의 수평력을 최소화 할 수

있는 작업롤 중심부 수평 이동 위치를 제시하고자 하였다. 일련의 해석적, 수치적 결과를 통해서 아래와 같은 주요 결론을 도출하였다.

(1) 작업롤에 작용하는 수평력을 예측하기 위해 보강롤과 작업롤의 힘평형만을 고려하여 개발한 수식모델의 예측 결과는 유한요소해석 결과와 비교하여 경향이 일치하였다.

(2) 작업롤의 중심부 이동에 의해 작업롤에 작용하는 수평력은 현저히 감소하고 또한 수평력을 영으로 만드는 작업롤 중심부 이동량이 존재한다.

(3) 작업롤에 작용하는 수평력을 영으로 만드는 작업롤 이동량의 유한요소해석과 수식모델 예측치의 편차는 23% 이다. 수식모델이 힘평형만 고려한 모델임에도 불구하고 적절한 수준의 정확도를 제공하는 것을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 동아대학교 교내연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Bland, D. A. and Ford, H., 1948, "The Calculation of Roll Force and Torque in Cold Strip Rolling With Tension," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 159, pp. 144~153.
- (2) Li, G. and Kobayashi, S., 1982, "Rigid Plastic Finite Element Analysis of Plane Strain Rolling," *Trans. ASME, J. Engng. Ind.*, Vol. 104, pp. 55~63.
- (3) Lu, C. and Tieu, A. K., 2007, "Measurement of the Forward Slip in Cold Strip Rolling Using a High Speed Digital Camera," *J. Mech. Sci. Tech.*, Vol. 21, pp. 1528~1533.
- (4) Hilbert, H. G., Roemmen, H. J. and Boucke, K. E., 1976, "MKW Cold Mill - Rolling Silicon Steel Strip," *Iron and Steel Engineer*, Sept., pp. 25~31.
- (5) Chung, J. S., Byon, S. M., Kim, H. J. and Hwang, S. M., 2000, "Process Optimal Design in Metal Forming By Double Objective Genetic Algorithm," *Trans. NAMRI/SME*, Vol. 28, pp. 51~56.
- (6) Espenhahn, M. and Giermann, G., 1988, "Modernization of a Cold Rolling Mill for High-Alloy Si Strips," *Metall. Plant Technol.*, Vol. 11, pp. 70~76.
- (7) Byon, S. M., Kim, S. I. and Lee, Y., 2008, "A Numerical Approach to Determine Flow Stress-Strain Curve of Strip and Friction Coefficient in Actual Cold Rolling Mill," *J. Mater. Proc. Technol.*, Vol.201, pp. 106~111.
- (8) Hitchcock, J., 1935, *Roll Neck Bearing*, ASME Research Publication, Appendix 1.
- (9) Ginzburg, V.B., 1989, *Steel-Rolling Technology - Theory and Practice*, Marcel Dekker Inc., New York and Basel.