

연속냉간압연의 두께제어 모델 개발에 관한 연구

손준식*, 김일수**, 권욱현***, 최승갑****, 박철재****, 이덕만****

A Study on Development of Setup Model for Thickness Control in Tandem Cold Rolling Mill

Joon-Sik Son*, Ill-Soo Kim*, Wook-Hyun Kwon***, Seung-Gap Choi****,
Cheol-Jae Park****, Duk-Man Lee****

Abstract

The quality requirements for thickness accuracy in cold rolling continue to become more stringent, particularly in response to exacting design specification from automotive customers. One of the major impacts from the tighter tolerance level is more unusable product on the head end and tail end of tandem mill coils when the mill is in transition to or from steady state rolling condition. A strip thickness control system for a tandem cold steel rolling mills is composed with blocked non-interacting controller and controllers for strip thickness and tension control of each rolling stands. An intelligent mathematical model included an elastic deformation of strip has been developed and applied to the field in order to predict the rolling force. The simulated results showed that the effect of elastic recovery should be included the model, even if the effect of elastic compression was not important.

Key Words : Rolling Force(압연하중), Elastic Compression(탄성압축), Elastic Recovery(탄성회복), Tandem Cold Rolling Mill(연속냉간압연), Thickness Control(두께 제어)

기 호 설 명

W : 판폭(mm)

H : 입구측 스트립 두께

h : 출구측 스트립 두께

R : 작업롤 반경

R' : 편평롤 반경

P : 압연하중

P_p : 소성영역에서 단위폭당 압연하중

P_{e1} : 탄성압축영역에서 단위폭당 압연하중

P_{e2} : 탄성회복영역에서 단위폭당 압연하중

k_m : 평균변형저항

* 목포대학교 대학원 기계공학과(jsson@apollo.mokpo.ac.kr)

** 목포대학교 기계공학과

*** 서울대학교 전기공학부

**** 포항제철 기술연구소

- t_f : 전방장력
- t_b : 후방장력
- μ : 마찰계수
- D_p : 마찰효과
- K_p : 장력효과
- r : 감소를
- CH : Hithchock 상수
- ν : Poisson 비

1. 서 론

냉간압연의 품질문제는 현재까지 심각한 문제이고, 이러한 문제에 대해 고객의 요구는 더욱더 엄격하다. 일반적으로 냉간압연 공정에서 품질제어는 하드웨어와 소프트웨어의 결합으로 하드웨어는 작업롤 휨, 작업롤 시프팅 자동제이지 제어, 선택한 작업롤 냉각, 새로운 형태의 밀, 많은 종류의 센서 등에 의존한다. 또한, 소프트웨어는 주로 압연소재 형태, 프로파일, 강도, 연성과 같은 압연소재의 품질을 예측하는데 이용되는 수학적 모델로 구성된다. 이러한 방법 및 장비는 품질향상에 중요한 역할을 수행하고 있으며, 앞으로도 지속적으로 개선하여야 한다. 따라서, 열간 압연제품을 소재로 하여 상온에서 수요자가 요구하는 치수를 최종적으로 마무리하는 연속냉간압연에서도 압연 공정 제품의 두께 허용범위는 점점 더 엄격해지고 있으며, 이를 위해 냉간압연공정 시스템에 자동제이지 제어기 (Automatic Gauge control)의 설치는 필수가 되었으며, 선진 여러나라의 우수한 제철소에서는 이에 대한 많은 연구를 계속 수행하고 있다⁽¹⁻⁵⁾.

연속냉간압연 시스템은 각 스탠드간의 롤속도 차에 의해 발생하는 장력변동으로 스탠드들이 서로 상호작용 및 전 스탠드에 걸친 수많은 인자들이 모두 상호작용, 압연하중, 장력, 두께, 롤속도 등에 의해 스탠드 상호간에 복잡하게 간섭된 다입력·다출력(MIMO) 시스템이다. 연속냉간압연에 있어서 압연길이방향 두께정도 향상을 위해서는 소재 및 압연기 사양 등의 정보를 받아 초기 각 압연조건을 계산하여 제시해 주는 초기설정 모델(setup model)과 그 설정된 값을 기준으로 두께편차 제어를 행하는 자동두께 제어장치의 성능 향상이 요구된다. 특히 초기설정값 결정시 중요한 인자는 초기 압연속도와 롤갭(roll gap)이며, 이 롤갭의 설정정도는 자동두께장치가 목표두께에 수렴하는 시간을 결정하므로 길이방향 두께편차에 큰 영향을 미치게 되는데 이 롤갭의 설정정도를 향상시키기 위해서

는 압연하중의 예측정도가 향상되어야 한다. 기존의 연속냉간압연의 두께제어를 위한 압연하중 예측모델은 롤의 탄성변형만을 고려한 Bland & Ford⁽⁶⁾의 식과 Hill⁽⁷⁾의 식에 마찰효과와 장력효과만을 고려한 압연하중 예측모델을 사용하고 있다. 하지만 롤의 입출구측에서 발생하는 압연소재의 탄성변형을 고려하지 않았기 때문에 조절압연 같은 경압하중이 작용하는 연속냉간압연에 있어서는 오차를 발생하여 두께제어에 많은 어려움을 있었다.

본 연구에서는 스트립의 탄성변형을 고려한 새로운 압연하중 예측식을 유도하고, 유도된 예측식을 시뮬레이터에 적용하여 스트립의 탄성변형을 고려하지 않은 압연하중 예측식과 스트립의 탄성변형을 고려한 압연하중 예측식의 압연하중 예측정도를 비교·분석하고, 각 스탠드별로 일정한 마찰계수를 적용한 경우와 스탠드별 특성에 맞는 마찰계수를 적용한 경우에 따른 압연하중에 미치는 마찰계수의 영향을 고려하여 최적 압연하중 예측모델 개발을 수행하였다.

2. 압연소재의 탄성을 고려한 모델 유도

2.1 압연소재의 탄성회복에 의한 압하력

Fig. 1은 폭이 a 이고 높이가 $2b=h_2$ 인 직사각형으로 가정한 탄성회복구간의 단면을 나타내며, 단면의 위쪽에 대한 경계조건은 $x=0$ 에서 $x=a$ 까지에서 $xx=t_f$ 이고 $xy=0$ 이고, $y=b$ 에서 변위는 전방장력에 의한 스트립의 수직변형과 롤형상에 의한 스트립의 변형을 더함으로써 아래 식

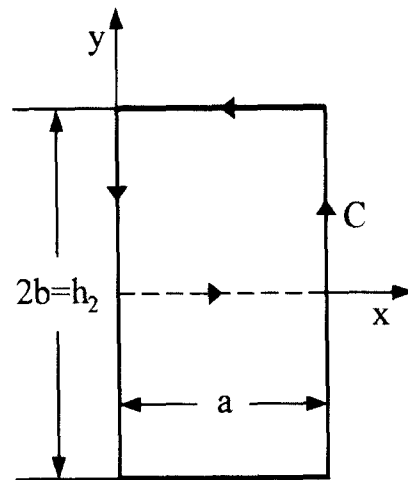


Fig. 1 Elastic recovery zone

과 같이 구한다.

$$v = -\frac{\nu(1+\nu)}{E}bt_f - \frac{1}{2R'}(a^2 - x^2), \quad \widehat{xy} = 0 \quad (1)$$

또한, $y=0$ 에서 $v=0$ 이고 $\widehat{xy}=0$ 이고, 압축력은

$$P_{e2} = -\left(\int_0^a \widehat{yy} \, dx\right)_{y=b} \quad (2)$$

이다.

여기서, 변위는 $y=0$ 에서 v 는 0이므로 $y=b$ 만 고려하여 Green's lemma에서 의해서 다음과 같이 된다.

$$\left(\int_0^a v \, dx\right)_{y=b} = -\int_C v \, dx = \int_0^a \int_0^b \frac{\partial v}{\partial y} \, dx \, dy \quad (3)$$

평판 변형에서 일반화된 Hook's law에 의하여 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left(\int_0^a v \, dx\right)_{y=b} &= \int_0^a \int_0^b \left(\frac{1-\nu^2}{E} \widehat{yy} - \frac{\nu(1+\nu)}{E} \widehat{xx} \right) dx \, dy \\ &= \frac{1-\nu^2}{E} \int_0^a \int_0^b \widehat{yy} \, dx \, dy - \frac{\nu(1+\nu)}{E} \int_0^a \int_0^b \widehat{xx} \, dx \, dy \end{aligned} \quad (4)$$

또한, 부분적분을 하면

$$\begin{aligned} \left(\int_0^a v \, dx\right)_{y=b} &= \frac{1-\nu^2}{E} b \left(\int_0^a \widehat{yy} \, dx\right)_{y=b} - \frac{1-\nu^2}{E} \int_0^a \int_0^b y \frac{\partial \widehat{yy}}{\partial y} \, dx \, dy \\ &\quad - \frac{\nu(1+\nu)}{E} abt_f + \frac{\nu(1+\nu)}{E} \int_0^a \int_0^b x \frac{\partial \widehat{xx}}{\partial x} \, dx \, dy \end{aligned} \quad (5)$$

모든 경계조건에서 $\widehat{xy}=0$ 이므로

$$\int_C y \widehat{xy} \, dy = 0, \quad \int_C x \widehat{xy} \, dx = 0 \quad (6)$$

그러므로 Green's lemma에 의하여 아래 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \int_0^a \int_0^b y \frac{\partial \widehat{xy}}{\partial x} \, dx \, dy &= 0 \\ \int_0^a \int_0^b x \frac{\partial \widehat{xy}}{\partial x} \, dx \, dy &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

식 (5)에 대입하면

$$\left(\int_0^a v \, dx\right)_{y=b} = \frac{1-\nu^2}{E} b \left(\int_0^a \widehat{yy} \, dx\right)_{y=b} - \frac{\nu(1+\nu)}{E} abt_f \quad (8)$$

P_{e2} 에 대하여 표현을 이용하여 식 (2)을 다시 나타내면

$$P_{e2} = \frac{Ea^3}{3(1-\nu^2)R'b} = \frac{2Ea^3}{3(1-\nu^2)R'h_2} \quad (9)$$

$x=0$ 에서 압연소재가 소성상태(변형이 없음)라는 사실로부터 a 를 다음과 같이 계산한다.

$$t_f - Y = k_m \quad (10)$$

여기서, Y 는 $x=0$ 단면과 교차하는 \widehat{yy} 의 평균값이다. 균일압축이라는 가정과 평형 방정식을 이용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Y &= \frac{1}{b} \left(\int_0^a \widehat{yy} \, dy\right)_{x=0} \\ &= \frac{1}{b} \left\{ \int_0^a \left(\frac{E}{1-\nu^2} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\nu}{1-\nu} \widehat{xx} \right) dy \right\}_{x=0} \end{aligned} \quad (11)$$

$x=0$ 에서 $\widehat{xx} = \sigma_2$ 이므로

$$Y = \frac{E}{b(1-\nu^2)} \left(\int_0^b \frac{\partial v}{\partial y} \, dy\right)_{x=0} + \frac{\nu}{b(1-\nu)} t_f b \quad (12)$$

$x=0$ 에서

$$dv = \frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy = \frac{\partial v}{\partial y} dy \quad \text{이므로}$$

$$Y = \frac{E}{b(1-\nu^2)} (v)_{x=0, y=b} + \frac{\nu t_f}{1-\nu} \quad (13)$$

그리고 $(v)_{x=0, y=b} = -\frac{\nu(1+\nu)}{E} bt_f - \frac{t_f}{2R'}$ 이므로

$$Y = -\frac{a^2 E}{2b(1-\nu^2)R'} \quad (14)$$

위 식을 식 (10)에 대입하면

$$k_m - t_f = -\frac{a^2 E}{2b(1-\nu^2)R'}$$

$$\therefore a^2 = \frac{2b(1-\nu^2)R'(k - t_f)}{E} \quad (15)$$

$$= \frac{hR'}{E}(1-\nu^2)(k - t_f)$$

위 식을 식 (9)에 대입하면

$$P_{e2} = \frac{2}{3}(k - t_f) \sqrt{\frac{hR'}{E}(1-\nu^2)(k_m - t_f)} \quad (16)$$

2.2 압연소재의 탄성압축에 의한 압하력

Fig. 2는 롤갭에 탄성소재가 들어가는 위치($x = c$)에서 소성구역이 시작되는 위치($x = a$)를 경계로 하는 탄성압축 구역의 단면을 나타낸다.

경계조건으로 $x = c$ 에서 $x = a$ 까지에서 $\hat{x}x = t_b$ 이고, $\hat{y}y = 0$ 이다.

$y = b$ 에서 변위는 후방장력에 의한 스트립의 수직변형과 롤형상에 의한 스트립의 변형을 더함으로써 아래 식과 같이 구한다.

$$v = -\frac{\nu(1+\nu)}{E}bt_b - \frac{1}{2R'}(a^2 - x^2) \quad (17)$$

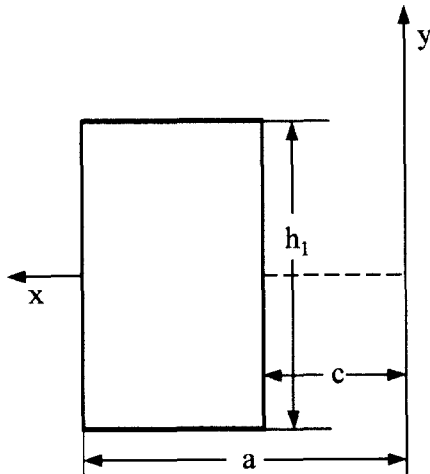


Fig. 2 Elastic compression zone

$y = 0$ 에서 $v = 0$ 이고 $\hat{y}y = 0$ 이다.

식 (5)에 일치하게 전개하면

$$\left(\int_c^a u dx\right)_{y=b} = \frac{1-\nu^2}{E}b \left(\int_c^a \hat{y}y dx\right)_{y=b} - \frac{(1+\nu)}{E}(a-c)t_b \quad (18)$$

식 (17)으로부터

$$\left(\int_c^a u dx\right)_{y=b} = \int_c^a \left\{ -\frac{\nu(1+\nu)}{E}bt_b - \frac{1}{2R'}(a^2 - x^2) \right\} dx \quad (19)$$

$$= -\frac{\nu(1+\nu)}{E}b(a-c)t_b - \frac{1}{2R'} \left\{ a^2(a-c) - \frac{1}{3}(a^3 - c^3) \right\}$$

위 두 식을 이용하여 P_{e1} 에 관하여 전개하면

$$P_{e1} = -\left(\int_c^a \hat{y}y dx\right)_{y=b}$$

$$= \frac{F}{2(1-\nu^2)R'b} \left\{ a^2(a-c) - \frac{1}{3}(a^3 - c^3) \right\} \quad (20)$$

$$= \frac{E}{(1-\nu^2)R'H} \left\{ a^2(a-c) - \frac{1}{3}(a^3 - c^3) \right\}$$

앞에서 나타낸 것과 같이 $x = c$ 에서 압연소재가 소성상태(변형이 없음)라는 가정으로부터 a 를 다음과 같이 구한다.

$$t_b - Y = k_m \quad (21)$$

Y 에 관하여 이전에서와 같이 전개하면

$$Y = \frac{E}{b(1-\nu^2)}(v)_{x=c, y=b} + \frac{\nu t_b}{1-\nu} \quad (22)$$

식 (17)을 변형하면

$$(v)_{x=c, y=b} = -\frac{\nu(1+\nu)}{E}bt_b - \frac{1}{2R'}(a^2 - c^2) \quad (23)$$

그러므로

$$t_b - k_m = Y = -\frac{E(a^2 - c^2)}{2bR'(1-\nu^2)} \quad (24)$$

최소두께 h_m 의 위치에서 입구측까지의 접촉호의 거리는

$$a = \sqrt{R'(H - h_m)} \quad (25)$$

$$\therefore a^2 = R'(H - h) + R'(h - h_m)$$

$h - h_m$ 은 무시할 수 있으므로

$$a^2 = R'(H - h) \quad (26)$$

식 (25)으로부터 P_{e1} 에 대하여 전개하면

$$P_{e1} = \frac{E}{(1-\nu^2)R'h_1} \left\{ (a-c) \frac{1}{3} (2a^2 - ac - c^2) \right\}$$

$$= \frac{E}{(1-\nu^2)R'h_1} \left\{ (a-c)^2 \frac{1}{3} (2a+c) \right\} \quad (27)$$

$$\approx \frac{E}{(1-\nu^2)R'h_1} a(a-c)^2$$

$a^2 - c^2 \approx 2a(a-c)$ 이라고 하면, 식 (24)으로부터

$$a-c = \frac{H \cdot R'(1-\nu^2)}{2aE} (k_m - t_b) \quad (28)$$

식 (25)으로부터

$$a \approx \sqrt{R'(H-h)} \quad (29)$$

위의 식들을 P_{e1} 에 대입하여 전개하면 다음과 같이 된다.

$$P_{e1} \approx \frac{E}{(1-\nu^2)R'H} \cdot \frac{H^2 R'^2 (1-\nu^2)^2}{4E^2} (k-t_b)^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{R'(H-h)}} \quad (30)$$

$$= \frac{(1-\nu^2)H}{4} \cdot \frac{\sqrt{R'} (k-t_b)^2}{\sqrt{H-h} E}$$

2.3 편평률의 반지름

Hertz 이론⁷⁾을 이용하여 편평률을 다음과 같이 표현한다.

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R} - \frac{4(1-\nu^2)P}{E\pi d^2} \quad (31)$$

위 조건에 따라

$$2d = \sqrt{R'(H-h_m)} + \sqrt{R'(h-h_m)}$$

$$= \sqrt{R'(\delta + \delta_2 + \delta_i)} + \sqrt{R'\delta_2} \quad (32)$$

$$= \sqrt{R'} \left\{ \sqrt{\delta + \delta_2 + \delta_i} + \sqrt{\delta_2} \right\}$$

여기서,

$$H - h_m = (H - h) - (H - h_i) + (h - h_e) + (h_e - h_m)$$

$$= \delta + \delta_2 + \delta_i$$

$$\delta = H - h$$

$$\delta_2 = h_e - h_m = \frac{h(1-\nu^2)}{E} (k_m - t_f)$$

$$\delta_i = \frac{\nu(1+\nu)}{E} (ht_f - Ht_b)$$

식 (31)에 d^2 을 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R} - \frac{16(1-\nu^2)P}{E\pi R' \left\{ \sqrt{\delta + \delta_2 + \delta_i} + \sqrt{\delta_2} \right\}^2} \quad (33)$$

그러므로

$$R' = R \left\{ 1 + \frac{16(1-\nu^2)P}{\pi E \left\{ \sqrt{\delta + \delta_2 + \delta_i} + \sqrt{\delta_2} \right\}^2} \right\} \quad (34)$$

3. 유도된 압하력 예측식 적용

냉간압연시 작업롤과 압연소재사이의 접촉면의 입구측과 출구측에서 발생하는 탄성압축과 탄성회복에 의한 압연하중을 유도하였고, 유도된 식을 실제 냉간압연 압연하중 예측식에 적용하였다. 현재 이용하고 있는 압연하중 예측식은 Bland & Ford식을 근사화 한 Hill식을 이용하고 있다. 하지만, 이 식은 압연시 작업롤과 압연소재의 접촉부 중 입출구측부분에서 발생하는 압연소재의 탄성변형이 고려되지 않고 있다. 식 (35)은 Bland & Ford식을 근사화 한 Hill식이다.

$$P = W \cdot k \cdot \sqrt{R'(H-h)} \quad (35)$$

식 (35)에 장력효과와 마찰효과를 고려한 아래와 같은 식을 기존의 냉간압연 두께제어기에서 사용하고 있다.

$$P = W \cdot k \cdot K_p \cdot D_p \sqrt{R'(H-h)} \quad (36)$$

여기서

$$K_p = 1 - \frac{t_b}{t_f} \left(1.05 + 0.1 \frac{1-t_f/k_m}{1-t_b/k_m} - 0.15 \frac{1-t_b/k_m}{1-t_f/k_m} \right)$$

$$D_p = 1.08 + 1.79r\sqrt{1-r} \cdot \mu \sqrt{\frac{R'}{h}} - 1.02r$$

$$R' = R \left(1 + 2 \frac{CH \cdot P}{W(H-h)} \right)$$

$$CH = \frac{16(1-\nu^2)}{\pi E}$$

이는 롤갭의 입출구측 부분에서 발생하는 압연소재의 탄성부분이 고려되지 않아 특히 경압하시 압하력 예측에 오차를 발생시키고 있다.

식 (37)은 작업물과 스트립의 접촉면의 입구측과 출구측의 탄성압축과 탄성회복을 고려하여 압연하중을 계산하는 식이다.

$$P = (P_p + P_{e1} + P_{e2}) \cdot W \quad (37)$$

$$P_{e1} = (1-\nu^2) \cdot \frac{H}{4} \sqrt{R'(H-h)} \cdot \frac{(k_m - t_b)^2}{E}$$

$$P_{e2} = \frac{2}{3} \sqrt{(1-\nu^2)R' \cdot h} \cdot (k_m - t_f)^3 / E$$

$$P_p = k_m(1-t_b k_m) \cdot \sqrt{R'(H-h)} \cdot \sqrt{(1-r)r} \cdot \left\{ \int_0^{x_1} \beta(1+x^2) \cdot \exp(2\alpha \tan^{-1} x) dx + (1-r) \cdot \exp(2\alpha \tan^{-1} x_1) \cdot \int_{x_1}^x (1+x^2) \cdot \exp(-2\alpha \tan^{-1} x) dx \right\}$$

여기서,

$$\alpha = \mu \cdot \sqrt{\frac{R'}{h}}$$

$$\beta = \frac{1-t_f/k_m}{1-t_b/k_m}$$

$$r = (H-h)/H$$

$$x_1 = \sqrt{\frac{r}{1-r}}$$

$$x_n = \tan \left\{ \frac{1}{2} \tan^{-1} \sqrt{\frac{r}{1-r}} - \frac{1}{4} a \ln \left(\frac{\beta}{1-r} \right) \right\}$$

$$R' = R \left[1 + \frac{16(1-\nu^2)}{\pi E} \cdot \frac{P}{W(\sqrt{\delta} + \delta_2 + \delta_t + \sqrt{\delta_2})^2} \right]$$

$$\delta = H-h$$

$$\delta_2 = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot h(k_m - t_f)$$

$$\delta_t = \frac{\nu(1+\nu)}{E} \cdot (ht_f - Ht_b)$$

스트립의 탄성변형을 고려한 압연하중 예측식을 MATLAB과 C-code를 이용하여 모델을 코딩하여 시뮬레이터에 적용하여 냉간압연의 두께제어를 실행해 보고, 기존의 모델을 이용한 두께제어와 비교 분석하였다.

4. 실험결과 및 분석

스트립의 탄성변형을 고려한 압연하중 예측모델과 기존의 압연하중 예측모델을 시뮬레이터에 적용하여 비교하였으며, 현재 시뮬레이터에 사용중인 초기 설정값의 문제점에 대하여 비교 분석하였다.

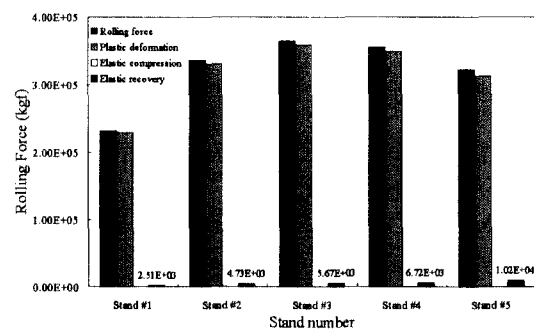


Fig. 3 Rolling forces predicted from the developed model

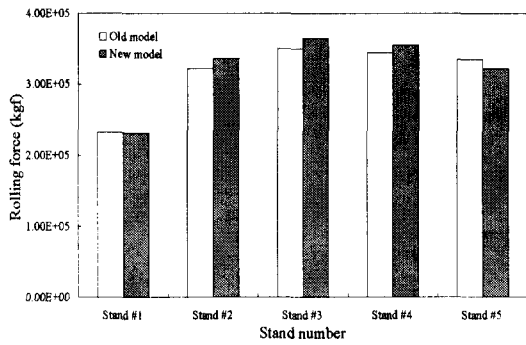


Fig. 4 The comparison between rolling forces calculated from the old and new models

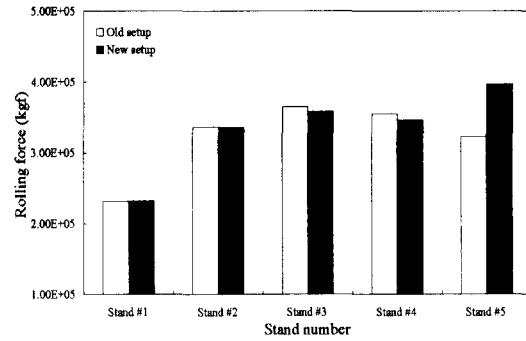
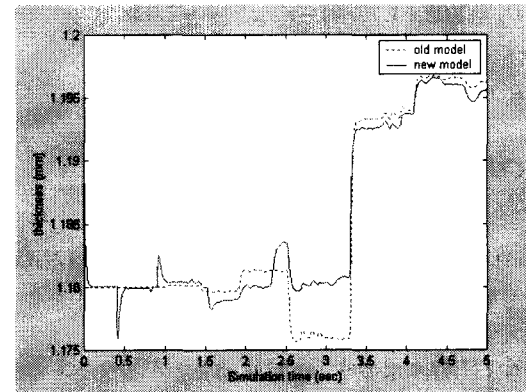


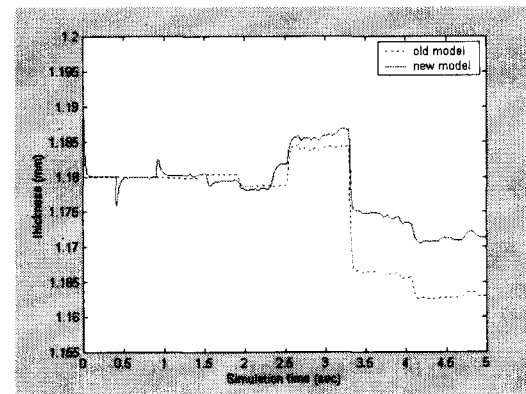
Fig. 5 The comparison between rolling forces calculated from old friction coefficient and new friction coefficient

Fig. 3은 스트립의 탄성을 고려한 압연하중 예측식을 적용하여 계산된 각 스탠드별 소성변형(P_p), 탄성압축(P_{e1}), 탄성회복(P_{e2})에 의한 압연하중을 나타낸다. 위 그림에서 볼 수 있듯 탄성압축에 의한 압연하중의 영향은 아주 작게 나타나 그 영향은 무시할 수 있었지만, 탄성회복에 의한 압연하중의 영향은 압하량이 큰 후단 스탠드로 갈수록 크게 나타났으며, 압연하중에서 탄성회복에 의한 압연하중이 차지하는 비율이 무시할 수 없음을 알 수 있다.

Fig. 4는 기존의 모델과 새로운 모델을 이용하여 계산한 압연하중을 비교한 것으로 그림에서 나타난 것처럼 압연소재의 탄성변형을 고려한 새로운 모델이 기존의 모델보다 조금 더 큰 압연하중이 작용하는 것을 알 수 있다. 두 모델의 압연하중의 차이가 탄성변형에 의한 압연하중의 차이라고 할 수 있다. 하지만, 가장 박판이 되는 5번 스탠드에서 탄성변형의 효과가 가장 크게 나타나 압연하중이 크게 증가하여야 하는데, 오히려 압연하중이 감소하였다. 이는 마찰계수가 압연하중에 큰 영향을 미치는 인자인데 이를 고려하지 않고 각 스탠드에 일정한 마찰계수를 적용하였기 때문이다. 보통 5번 스탠드에는 마찰계수가 2~4번 스탠드 보다 약 4배정도가 높게 적용되는데, 각 스탠드별 작업환경을 무시하고 마찰계수를 일정한 값을 설정하였기 때문에 오차가 발생하였다. Fig. 5는 각 스탠드별로 일정한 마찰계수를 적용한 기존의 모델과 각 스탠드별 작업환경에 맞게 마찰계수를 적용한 경우를 비교한 그림이다. 마찰계수는 마찰계수 예측식으로부터 구하지만, 현재 사용하고 있는 마찰계수 예측식은 압연속도만을 고려하여 사용하므로 정확도를 높이기 위하여 실제 현장에서 보정하여 사용되고 있는 마찰계수 값을 적용하였다. 각 스탠



(a) Increased in 0.1mm in stand 5



(b) Decreased in 0.1mm in stand 5

Fig. 6 The comparison between thicknesses calculated from the old and new models

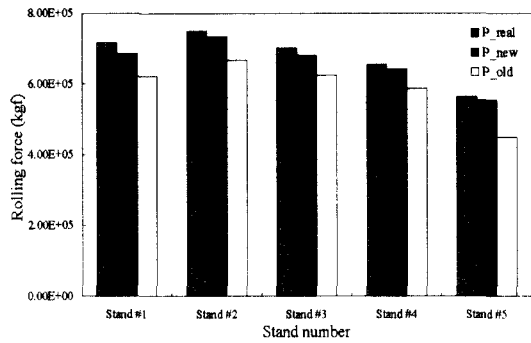


Fig. 7 The comparison with the measured and calculated rolling force

드별 작업환경에 맞는 마찰계수를 적용한 경우 마지막 스탠드에서 기존의 마찰계수를 적용한 경우에 비하여 매우 큰 압연하중이 작용하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 스트립의 탄성변형을 고려하지 않은 모델과 스트립의 탄성변형을 고려한 모델을 두께제어 시뮬레이터에 적용하여 1번 스탠드의 롤갭을 변화시켰을 경우 5번 스탠드에서 압연소재의 두께변화를 나타낸 것이다. 그림을 보면 두 모델의 차이가 확연하게 나타나는 것을 알 수 있다.

개발된 모델의 적중율을 알아보기 위하여 실제 연속냉간압연에서의 사용하는 압연하중과 스트립의 탄성변형을 고려한 모델, 스트립의 탄성변형을 고려하지 않은 모델을 비교하였다. Fig. 7은 비교한 결과로써 스트립의 탄성변형을 고려한 모델이 스트립의 탄성변형을 고려하지 않은 모델보다 실제 압연하중에 보다 근접하게 예측함을 알 수 있다. 그러므로 모델 개발시 탄성회복의 영향을 반드시 고려해야 할 것으로 사료된다.

5. 결론

본 논문은 연속냉간압연의 두께제어의 성능향상을 위하여 압연소재의 롤갭 입출구측에서 발생하는 탄성변형을 고려한 새로운 모델을 개발하여 압연하중을 예측하고, 각 스탠드별 작업환경에 맞는 마찰계수를 적용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 압연하중 예측모델 개발시, 압연소재의 롤갭에서의 탄성변형 중 탄성압축은 압연하중을 예측하는데 무시할 수 있을 정도로 작았으나, 탄성회복의 영향은 압연하중에 상당한 영향을 나타내는 것을 알 수 있었다.

- (2) 압연소재의 탄성회복이 압연하중에 미치는 영향은 후반 스탠드로 갈수록 압연소재가 박판이 되므로 더 커지는 것을 알 수 있었다.
- (3) 각 스탠드별 작업환경에 맞는 마찰계수를 적용하여 보다 정확한 스탠드별 압연하중을 예측하였다.

참고 문헌

- (1) V. N. vydrin, V. G. Dukmasov, D. A. Platonov and P. I. Curkalov, "Hydraulic automatic gauge control system for 800 strip mill", *Steel in the USSR*, March, pp. 118-119, 1989.
- (2) K. Kondo, K. Yoshida and K. Morita, "Development of a new AGC system for a tandem cold mill", *Iron and Steel Engineer*, pp. 43-48, 1981.
- (3) K. Kondo, Y. Misaki, M. Okamoto, Y. Matsumori and T. Miyagi, "A new automatic gauge control system for a reversing cold mill", *Technical report, Transactions ISIJ*, Vol. 28, pp. 507-513, 1988.
- (4) F. Yamada, K. Sekiguchi, M. Tsugeno, Y. Andoh, C. Forse, M. Cuernier and T. Coleman, "Hat Strip Mill Mathematical Model and Set-Up Calculation", *IEEE Tran. on Industry Application*, Vol. 27, No. 1, pp. 131-139, 1991.
- (5) M. Yamashita, I. Tarita, H. Abe, T. Mikuriya and F. Tanagishima, "Technologies of Flying Gauge Change in Fully Continuous Cold Rolling Mill for Thin Gauge Steel Strips", *IRSID Rolling Conference*, Vol. 2, No. 1, pp. E.36.1-E.36.11, 1987.
- (6) D. R. Bland and H. Ford, "The calculation of roll force and torque in cold strip rolling with tensions", *Proc. of the Institution of Mechanical Engineer*, Vol. 159, pp. 144-163, 1948.
- (7) R. Hill, "Relations between roll force, torque and the applied tensions in strip rolling", *Proc. of the Institution of Mechanical Engineer*, Vol. 163, pp. 135-140, 1950.
- (8) J. Prescott, "Applied Elasticity", pp. 633-638, 1924.
- (9) 정유철, 이진복, "주파수역에서 피드백시스템의 성능향상을 위한 제어기 Auto-tuning 기법", *한국공작기계학회논문집*, Vol. 10, No. 3, pp. 26-31, 2001.
- (10) D.S. Bae, "A real time method of vehicle system dynamics", *한국공작기계학회논문집*, Vol. 10, No. 2, pp. 18-28, 2001.