

熱間仕上げ圧延におけるスタンド間の温度解析

—圧延加工の温度解析 第4報—

Thermal Analysis of Hot Strip at Interstand Stage

—Thermal Analysis in Hot Rolling / 4 —

木内 学*・柳本 潤*・若松 英士*

Manabu KIUCHI, Jun YANAGIMOTO and Eiji WAKAMATSU

1. 緒 言

温度変動の特徴から圧延工程にある被圧延材を二つの領域に大別すると、一つはロールギャップにある領域、もう一つはスタンド間にある領域に分けられる。前者は主にロールとの接触によって生じる拔熱、摩擦による発熱ならびに塑性変形によって生じる加工発熱による温度変化であるのに対して、後者はロールとの接触終了後の復熱とスタンド間の冷却によって生じる温度変化である。次スタンド入口における被圧延材内部の温度分布を予測するのにこの両者の解析は欠かすことができない。前報までにおいて1)～3)は前者に主に焦点を当てていたのに対して、本報においては後者に焦点を当てて解析を行った。

2. 解析条件

解析対象を厚さ30 mmの素板を7スタンドで3 mmに圧下する熱間仕上げ圧延とした。各スタンドの圧延条件をTable 1に示す。7スタンドすべてを解析することは非効率的であるために、F1, F4, F7スタンドを取り上げて解析を行うこととした。冷却水には前スタンドから次スタンドまでまんべんなく均一に噴射されているものとし、その熱伝達係数は300, 1163, 2326 W/m²Kと変化させた。各スタンド出口から次スタンド入口までの距離を5000 mmとした。F7スタンドについては最終スタンドであるが、他のスタンドの解析条件と揃えるために、出口から5000 mmの所まで同様に解析を行った。また、上流側スタンド入側の圧延方向横断面内の温度は1000°Cで同様とした。被圧延材とロールの物性値ならびに圧延条件はTable 2に示す。

Table 1 Pass schedule.

Rolling condition Stand Number	Initial thickness of strip /mm	Reduction in thickness /%	Rolling speed /m min ⁻¹
F1	30	38.3	102
F2	18.5	28.1	146
F3	13.3	30.0	208
F4	9.3	29.0	293
F5	6.6	27.2	407
F6	4.8	22.9	531
F7	3.7	18.9	651

Table 2 Analysis condition.

<u>strip</u>	
Initial width /mm	1200
Specific heat /J kg ⁻¹ K ⁻¹	644
Thermal conductivity /W m ⁻¹ K ⁻¹	27.2
Density /kg m ⁻³	7860
Heat transfer coefficient /W m ⁻² K ⁻¹ against coolant	300,1163,2326
<u>roll</u>	
Diameter /mm	800
Specific heat /J kg ⁻¹ K ⁻¹	452
Thermal conductivity /W m ⁻¹ K ⁻¹	45.2
Density /kg m ⁻³	7860
Heat transfer coefficient /W m ⁻² K ⁻¹ against coolant	10000
against atmosphere	50
<u>contact area</u>	
Friction coefficient	0.3
Heat transfer coefficient /W m ⁻² K ⁻¹	30000

*東京大学生産技術研究所 第2部

3. 解 析 方 法

まず、上流側スタンドについて、予変形域、ロールギャップ、一定長さの出側領域を含めた被圧延材ならびにロールについて温度解析 (Thermal simulation of roll gap) を行う^{1~3)}。(Fig. 1 参照) 続いて、この解析で得られた被圧延材の最も下流側の断面ならびにそのひとつ上流側の断面の温度をスタンド間の解析 (Thermal simulation of interstand) の最も上流側の断面ならびにひとつ下流側の断面における境界条件として与える。以上の条件下で、前報まで^{1~3)}と同様に、オイラー座標系による非定常3次元上流有限要素法によって解析を行った。

4. 解 析 結 果

Table 3 に出口から 5000 mm 位置における幅中央板厚中央、幅中央上表面、エッジ板厚中央、エッジ上表面の温度を、F1, F4, F7 の各スタンドについて、それぞれ冷却水の熱伝達係数を 300, 1163, 2326 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ と変えて解析を行った結果を示す。Fig. 3 ~ Fig. 5 は冷却水の熱伝達係数を 300 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ とした場合の被圧延材各位置における圧延方向温度分布を示す。Fig. 3 が F1 スタンド、Fig. 4 が F4 スタンド、Fig. 5 が F7 スタンドを示す。Table 3 の結果をまとめおしたものを Fig. 6 ~ Fig. 10 に示す。Fig. 6 は冷却水の熱伝達係数を変えた場合の幅中央板厚中央 (width center, thickness center) における温度の変化を

Table 3 Temperature of sheet at 5000 mm from exit.

stand	Heat transfer coefficient $[\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}]$	Position			
		width center thickness center	width center upper surface	edge thickness center	edge upper surface
F1	300	1004.4	956.65	957.86	916.44
	1163	994.55	844.51	836.91	723.55
	2326	982.95	724.41	708.84	541.31
F4	300	996.00	979.37	968.40	952.88
	1163	967.59	904.72	871.66	821.02
	2326	932.04	817.56	764.54	678.97
F7	300	991.64	983.66	972.32	964.90
	1163	952.56	923.46	887.29	861.56
	2326	904.02	850.23	787.82	743.39

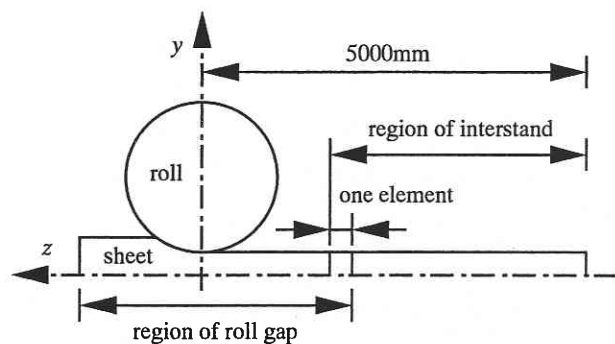


Fig. 1 Geometry of sheet subjected to simulation.

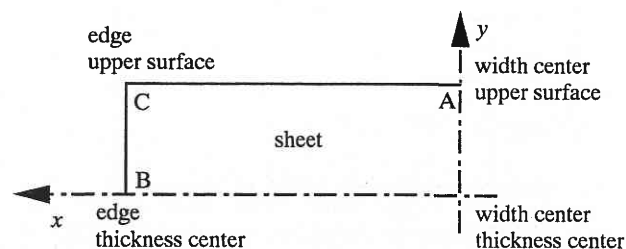
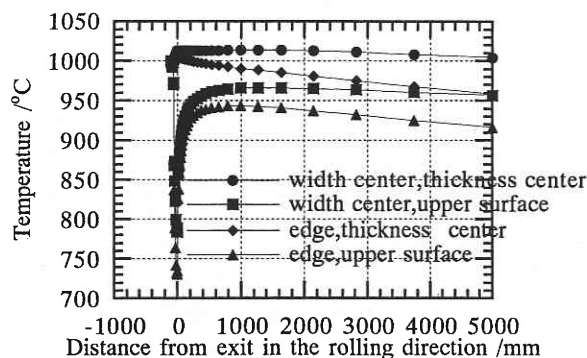
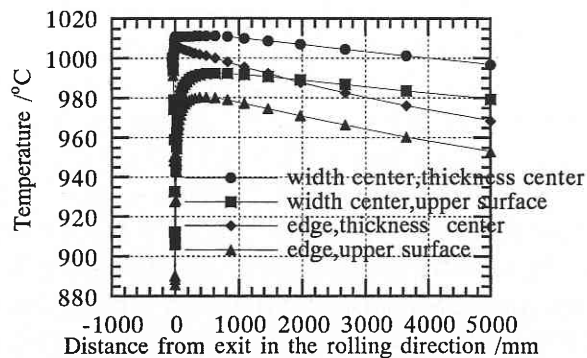


Fig. 2 Concerned sheet's point's.

Fig. 3 Temperatures in the rolling direction of F1 stand, where $h = 300 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.Fig. 4 Temperatures in the rolling direction of F4 stand, where $h = 300 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.

研 究 速 報

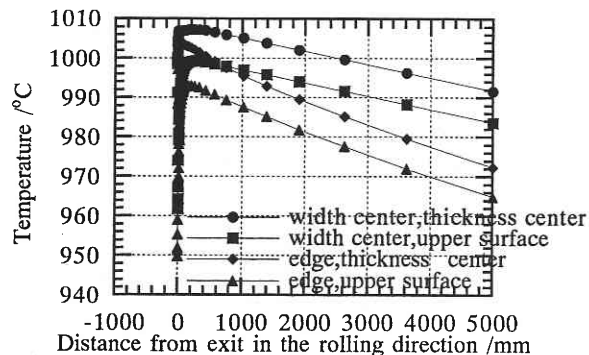


Fig. 5 Temperatures in the rolling direction of F7 stand, where $h = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$.

示す。これより上流側スタンド間ほど温度が高く、下流側ほど低くなっていることが分かる。この点における温度履歴は、幅中央であるため幅方向の熱拡散が無視でき、厚さ方向には移流項がないので厚さ方向のみの1次元非定常熱伝導問題で考えることができる。1次元熱伝導方程式を無次元化表記すると、

$$\frac{\partial \theta}{\partial F_o} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (1)$$

となる。ただし、

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty}, \quad F_o = \frac{\alpha t}{d^2}, \quad Y = \frac{y}{d}$$

ここに、 T_0 は初期温度、 T_∞ は雰囲気温度、 F_o はフーリエ数、 α は温度拡散率、 d は代表長さ、 t は時間を示す。式(1)は比例関係を用いて寸法・時間の異なる問題を同一の式で表すことのできるメリットをもつ。フーリエ数に着目すると代表長さが n 倍になった場合、時間が n^2 倍の時に式(1)が等しいことが分かる(今着目している点が $y=0$ であるため y 座標を n 倍してとれば右辺は等しい)。同一ライン上の圧延の場合、出側厚さを d 、出側速度を v とすると体積一定の条件より $vd \approx \text{constant}$ の関係が成り立たなければならない。今出口板厚 $d' = nd$ になった場合、 $v' = v/n$ となり、スタンド間距離を l とし、スタンド間の移動に要する時間を t' とすると $t' = l/v' = n(l/v)$ となる。したがって、この問題の場合代表長さが n 倍になると、時間 t が n 倍になる関係にあることが分かる。従って、板の薄いものほど板厚中央において冷却され易いことになる。Fig. 7はFig. 2に示す点Aすなわち幅中央上表面(width center, upper surface)における温度(T_A)と点Bすなわちエッジ板厚中央(edge, thickness center)における温度(T_B)との差($T_A - T_B$)をそれぞれの冷却水の熱伝達係数について比較したものである。この結果より、上流

側スタンド間ほどその差は小さく、下流側ほど大きいことがわかる。幅中央はエッジから600 mm離れているためにいずれのスタンドにおいても幅中央上表面の温度はエッジからの冷却の影響を受けないが、エッジ板厚中央は表面からの距離がF1スタンドで9.25 mm、F4スタンドで3.3 mm、F7スタンドで1.5 mmとなっているために、下流側ほど上表面からの冷却の影響を受けやすくなり温度差が大きくなる。Fig. 8ではエッジ上表面の温度分布を

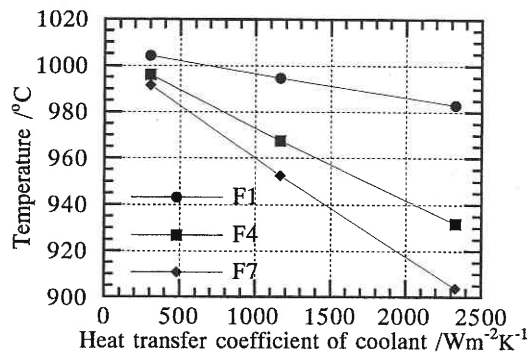


Fig. 6 Temperature of "width center/ thickness center" at 5000 mm from exit.

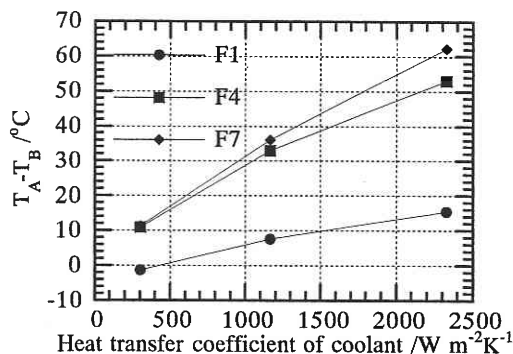


Fig. 7 Difference between temperature of point A (T_A) and that of point B (T_B)

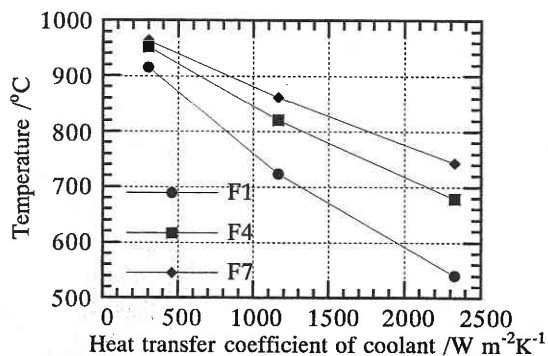


Fig. 8 Temperature of "edge/ upper surface" at 5000 mm from exit.

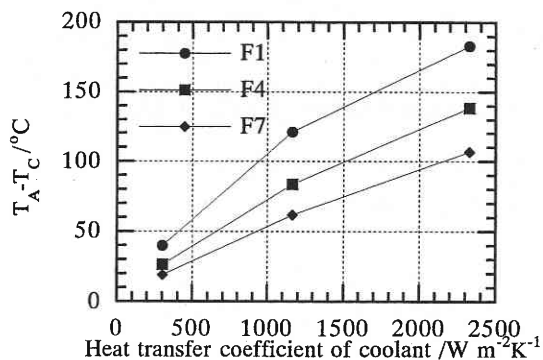


Fig. 9 Difference between temperature of point A (T_A) and that of point C (T_C).

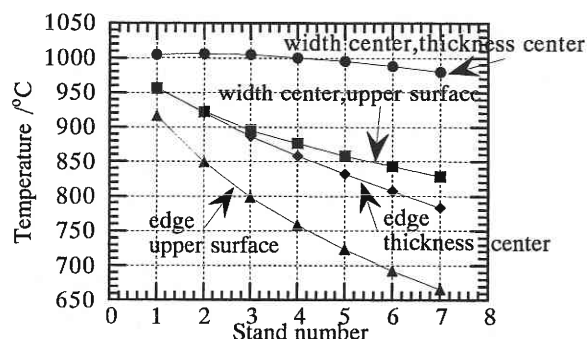


Fig. 10 Predicted temperature of sheet at 5000 mm from exit of each stand, where $h = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$.

示している。上流側のスタンドほど温度が低くなっている。これは上流側ほど圧延速度が遅く、冷却される時間が長くなるためである。Fig. 9はFig. 2に示す点Aすなわち幅中央上表面 (width center, upper surface) における温度 (T_A) と点Cすなわちエッジ上表面 (edge, upper surface) における温度 (T_C) との差 ($T_A - T_C$) をそれぞれの冷却水の熱伝達係数について比較したものである。点Cにおけるスタンド間の冷却時間が長いほど、また冷却水の熱伝達係数が大きいほど $T_A - T_C$ が大きくなることを示している。Fig. 10にはTable 3の結果より被圧延材を一度にF1からF7まで連続して解析した場合に予測される各スタンドの出口より5000 mm位置における温度を示す。算出方法は式 (2) より与えられる。

$$t_n = (T_0 + 273) \prod_{i=1}^n \frac{T_i + 273}{T_0 + 273} - 273 \quad \dots\dots\dots (2)$$

t_n は n スタンド目の予測温度、 T_0 は初期温度 1000°C 、 T_i は i スタンドのTable 3に示す冷却水の熱伝達係数 $300 \text{ W/m}^2\text{K}$ の結果を表す。結果のないF2, F3, F5, F6についてはF1, F4, F7の結果より線形に内挿した。Table 4に出口から5000 mm位置における幅中央板厚中

Table 4 Temperature change from exit to 5000 mm along the rolling direction.

stand	Heat transfer coefficient $\text{W/m}^2\text{K}$	Position			
		width center thickness center	width center upper surface	edge thickness center	edge upper surface
F1	300	-8.9	167.7	-46.9	181.2
	1163	-18.8	58.7	-146.9	6.3
	2326	-30.4	-57.3	-247.9	-152.4
F4	300	-14.2	68.4	-38.5	66.8
	1163	-43.4	-4.7	-126.1	-56.5
	2326	-78.9	-89.9	-223.8	-187.2
F7	300	-15.3	19.3	-32.6	13.6
	1163	-54.4	-40.1	-114.0	-85.6
	2326	-102.9	-112.3	-208.6	-198.3

央、幅中央上表面、エッジ板厚中央、エッジ上表面の出口からの温度変化量を、F1, F4, F7の各スタンドについて、それぞれ冷却水の熱伝達係数を300, 1163, $2326 \text{ W/m}^2\text{K}$ と変えて解析を行った結果を示す。正値が増加、負値が減少を示す。幅中央上表面 (width center, upper surface) における温度上昇量とエッジ板厚中央 (edge, upper surface) における温度上昇量が負となっているのは接触終了後復熱するが、スタンド間の冷却により、出口温度よりも低くなることを示している。

5. 結 言

上流有限要素法により3次元的な温度予測がスタンド間においても可能であることを確認した。

上流側スタンドほど、表面の温度は冷却されやすく、被圧延材内部については冷却されにくいことが分かった。逆に、下流側スタンドほど、被圧延材内部と表面の温度差が小さいことを示している。

スタンド間の解析に限定すればDEC Alpha 600 5/266で20～30分程度の計算時間である。

(1997年6月24日受理)

参 考 文 献

- 1) 木内ほか：生産研究第47巻第12号，(1995)，605.
- 2) 木内ほか：生産研究第48巻第6号，(1996)，311.
- 3) 木内ほか：生産研究第48巻第12号，(1996)，581.