

(論文)

柱状冷却による厚鋼板加速冷却の温度制御精度の向上

Improving Control Accuracy of Steel Plate Temperature by Accelerated Cooling with Cylindrical Multi Jet



小原崇広*1
Takahiro OHARA



山下圭一*1
Keiichi YAMASHITA



田代喜一郎*2
Kiichiro TASHIRO



上西健介*3
Kensuke UENISHI



逢坂武次*4
Taketsugu OSAKA



満田正彦*5 (博士(工学))
Dr. Masahiko MITSUDA

The amount of cooling water, which affects the heat transfer characteristics, and the height of residual water on the steel plate surface, the height that changes in accordance with the steel plate size, were modeled for the accelerated cooling of steel plates with cylindrical cooling. In addition, the heat transfer characteristics associated with the height of residual water were investigated in laboratory experiments to model the heat transfer coefficient, which is an index of heat transfer characteristics. Furthermore, the heat transfer coefficient model was optimized by the actual temperatures measured at multi-points on a steel plate in the actual machine, which enabled the accurate prediction of the plate temperature. A water volume control function newly developed on the basis of the temperature prediction results was introduced into the actual machine and, as a result, improved the accuracy of the plate temperature control.

ま え が き = 厚鋼板の代表的な製造工程であるTMCP (Thermo-Mechanical Control Process)¹⁾における冷却プロセスでは、ねらいの材料組織および特性を造り込むために加速冷却装置によって鋼板を所望の冷却速度CR (Cooling Ratio) および冷却停止温度で均一に冷却することが求められる。冷却制御では、冷媒である水の流動および沸騰形態が熱伝達特性に与える影響を考慮して、鋼板の長手および幅方向、上下面の冷却水量などを適切に設定する必要がある。他社においても鋼板の温度制御の高精度化を目的に、冷却装置と冷却制御技術が開発されている^{2), 3)}。冷却制御では、冷却プロセスにおける鋼板温度の予測計算値に基づいて冷却水量などを設定する。このため、予測計算の精度が温度制御の精度を左右するといえる。

そこで当社は、冷却水と鋼板との熱伝達特性に影響を及ぼす鋼板上面の冷却水の挙動に着目した。予測計算の高精度化を目的に、鋼板上面に滞留した冷却水（以下、滞留水という）の高さ分布の予測モデルおよび滞留水高さを考慮した熱伝達モデルを構築した。また、構築したモデルを実機に対して最適化し、実機の冷却制御に適用することによる鋼板の温度制御精度の向上を図った。

本稿では、熱伝達モデル構築における鋼板上面の滞留水高さ分布の予測モデルの構築と、滞留水高さが熱伝達特性に及ぼす影響について述べる。また、構築した熱伝達モデルの精度評価の結果について紹介する。

1. 冷却プロセスにおける鋼板温度予測

冷却プロセスにおける鋼板温度予測では、冷却装置入側の鋼板温度（冷却開始温度：Start Cooling Temperature、

以下SCTという）を始点とし、冷却装置出側の鋼板温度（冷却停止温度：Finishing Cooling Temperature、以下FCTという）を予測する。冷却制御においては鋼板温度の予測計算値に基づき、所望のFCTおよびCRを満足するように冷却水量などを決定する。このとき、予測計算に用いる熱伝達モデルの精度の確保が必要になる。冷却水量、冷却水の鋼板上面での流動、沸騰形態の変化、冷却水温や鋼板表面性状により被冷却面（鋼板）と冷却水との間の熱伝達特性は大きく変化する⁴⁾。とくに、冷却水の鋼板上面での流動は、冷却条件（鋼板サイズ、水量など）に応じて大きく変化すると推定される。そこで、実機冷却装置を小型模擬した冷却水流動観察試験により、鋼板上面に滞留した冷却水の高さ分布の予測モデルを開発した。あわせて冷却試験により、熱伝達特性に対する滞留水高さの影響について検討し、滞留水高さを考慮した熱伝達モデルを開発した。また、冷却プロセスにおける多点温度実測値に基づくモデルパラメータの調整を行い、開発した熱伝達モデルを最適化した。

1.1 鋼板上面の滞留水高さ予測モデル

当社厚板工場において鋼板上面の冷却に使用される冷却装置は、稠密（ちゅうみつ）配置した柱状噴流ノズル群から冷却水を高圧噴射するノズル噴射部とノズルが配置されていない非ノズル噴射部が繰り返される構成となっている。水冷時の熱伝達率は鋼板上面に滞留した冷却水の流動状態に影響されるため、冷却水流動観察試験によって冷却水の流動状態を調べた。

試験の概要図を図1、試験時の鋼板上面の冷却水の流動状態を図2に示す。試験装置は、柱状噴流ノズル群を具備した冷却ヘッドおよびヘッドの下側に配置した模擬

*1 鉄鋼事業部門 技術開発センター プロセス技術開発室 *2 鉄鋼事業部門 技術開発センター 鋼板開発部 *3 鉄鋼事業部門 加古川製鉄所 厚板部
*4 技術開発本部 生産システム研究所 *5 (株)コベルコ科研 機械・プロセスソリューション事業部 プロセス技術部

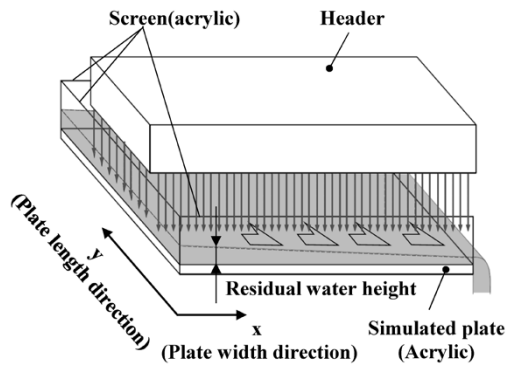


図1 冷却水流動観察試験の概略図

Fig. 1 Schematic diagram of test for observing flow of cooling water



Photo from conveyance direction



Photo from direction orthogonal to conveyance direction

図2 実験時の柱状噴流および滞留水の流動状態

Fig. 2 Cylindrical multi jets and residual water flow in experiment

鋼板で構成されており、対称性を考慮して半幅モデルとした。対称境界面に壁板を配置しており、滞留水は鋼板の端部より排出される。滞留水の流動を観察するため、模擬鋼板および壁板には透明アクリル板を使用した。冷却水流動観察試験は、ノズル先端と模擬鋼板までの距離300 mm、ノズル径3 mm、ノズル500 jets/m²、ヘッダサイズ1,000×2,000 mmとした。滞留水の流動は単位面積あたりの冷却水量（水量密度）および板幅に応じて変化するため、水量密度は3水準、模擬鋼板の幅は1,500 mm、2,000 mmの2水準、長さは1,000 mmとした。滞留水高さの板幅方向の分布を測定した結果を図3に示す。滞留水高さは水量密度および板幅の増加に伴って増加している。また、滞留水高さは板幅中心部から板幅端部にかけて減少している。これらのことから、板幅条件や水量密度、板面内の位置によって熱伝達特性が変化すると推定される。

そこで、水量密度および板幅の変化に対する滞留水高さ分布の測定結果をもとに、鋼板の任意の位置における滞留水高さの予測モデルを構築した（図4）。板幅方向をx軸方向、板長手方向をy軸方向とし、ノズル部の長さをa、板幅をb、非ノズル部の長さをcとした。対称性を考慮し、それぞれ1/4領域を解析領域とした。

解析モデルの支配方程式を式（1）～（4）で示す。

連続の式は式（1）、（2）、

ノズル噴射部：

$$\partial(hu)/\partial x + \partial(hv)/\partial y = \gamma \quad \text{.....(1)}$$

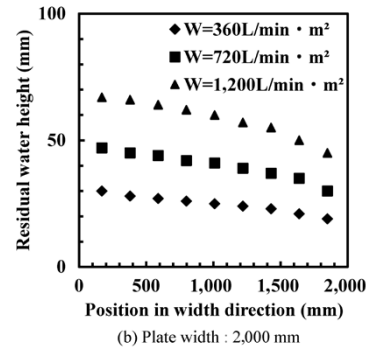
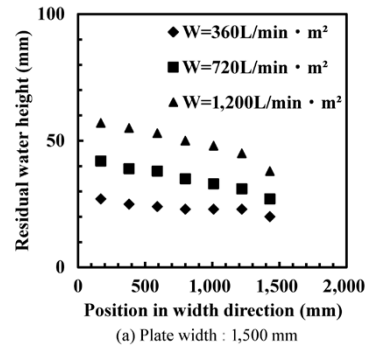


図3 滞留水高さ分布

Fig. 3 Distribution of residual water height

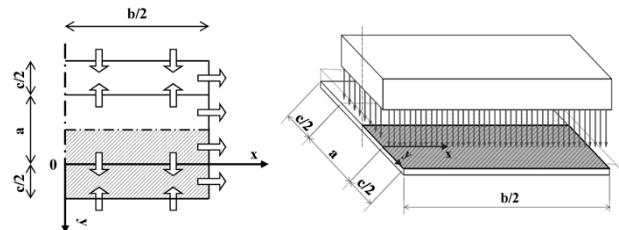


図4 滞留水高さ予測モデル

Fig. 4 Analysis model for residual water height prediction

非ノズル噴射部：

$$\partial(hu)/\partial x - \partial(hv)/\partial y = 0 \quad \text{.....(2)}$$

エネルギー方程式は式（3）、

$$q^2 = (hu)^2 + (hv)^2 \quad \text{.....(3)}$$

ベルヌーイの式は式（4）で表される。

$$H = h + (u^2 + v^2)/2g = h + q^2/2gh^2 \quad \text{.....(4)}$$

ここに、h：滞留水高さ（m）、u：x方向の流速（m/s）、v：y方向の流速（m/s）、γ：水量密度（m/s）、q：水量（m²/s）、H：全揚程（m）、g：重力加速度（m/s²）、である。

ベルヌーイの式は、ノズル噴流が滞留水の上流からの流れに摩擦を与えないように混合される場合のみ成り立つため、流動挙動を十分に表現できない。そこで、ノズル噴射部の流動挙動（図5）を考慮し、摩擦力による運動量の再配分と損失を表現するため式（4）を次式のように拡張した。

$$H = h + q^2/2gh^2 + Kq/gh \quad \text{.....(5)}$$

ここに、K：摩擦係数（m/s）である。

qはx=b/2、y=0の位置で最大となるため、この位置において滞留水高さhが最少となる。ここで、限界流の

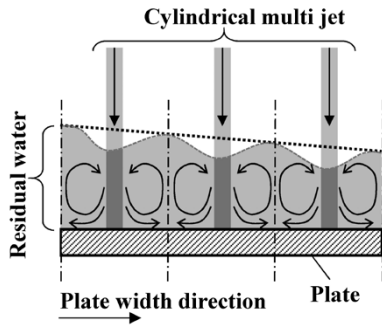


図5 ノズル噴射部の流動挙動

Fig. 5 Flow behavior of nozzle injection region

考え方をを用いると、 $x=b/2, y=0$ の位置で $dq/dh=0$ が成り立ち、式 (5) は式 (6) のようになる。

$$h^3 - Hh^2 + q^2/2g + Kqh/g = 0 \quad (6)$$

これより、

$$(K/gh + q/g)(dq/dh) + 3h^2 - 2Hh + Kq/g = 0 \quad (7)$$

したがって、限界流を添え字 cr で表すと、

$$3h_{cr}^2 - 2Hh_{cr} + Kq_{cr}/g = 0 \quad (8)$$

$$h_{cr}^3 - Hh_{cr}^2 + Kq_{cr}h_{cr}/g + q_{cr}^2/2g = 0 \quad (9)$$

ここに、 h_{cr} ：限界滞留水高さ、 q_{cr} ：限界流量である。

ここで、次元解析から無次元定数 C を用いると摩擦係数 K は式 (10) のように表される。

$$K = Cq_{cr}/2h_{cr} \quad (10)$$

ここに、限界滞留水高さ h_{cr} 、限界流量 q_{cr} 、全揚程 H は式 (11) ~ (13) で表される。

$$q_{cr} = \gamma(a/2) (b^2 + c^2)^{1/2} / (a + c) \quad (11)$$

$$h_{cr} = \{(2 + C)q_{cr}^2/2g\}^{1/3} \quad (12)$$

$$H = (3 + 2C)h_{cr}/(2 + C) \quad (13)$$

水量 q は、式 (14), (15) で与えられる。

$$q = \{2\gamma/(a+c)\} \{c^2(a/2+x)^2 + (ay)^2\}^{1/2} : x < 0 \quad (14)$$

$$q = \{2\gamma/(a+c)\} \{a^2(c/2-x)^2 + (ay)^2\}^{1/2} : x \geq 0 \quad (15)$$

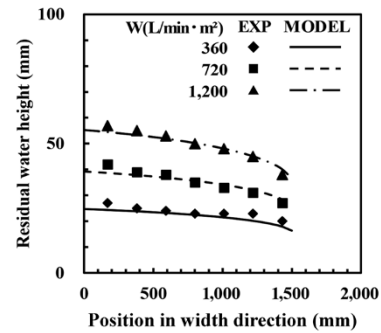
滞留水高さ h を求めるには、式 (6) の 3 次方程式の根を求める必要がある。そこで、式 (16) を考慮して、式 (17), (18) を満足する近似式を式 (19) とした。

$$dh/dq = -(Kh + q) / \{Kq + g(3h^2 - 2Hh)\} \quad (16)$$

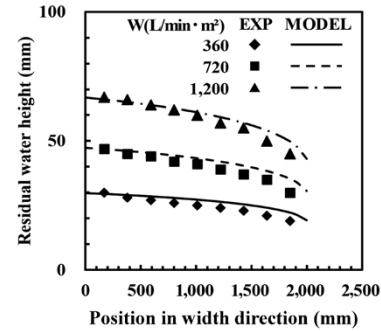
$$h = H, dh/dq = -K/(gH) : q = 0 \quad (17)$$

$$h = h_{cr}, dh/dq = -\infty : q = q_{cr} \quad (18)$$

$$h = h_{cr} + 2 \{H - h_{cr} - Kq_{cr}/(gh)\} \{1 - q/q_{cr}\}^{1/2} - \{H - h_{cr} - 2Kq_{cr}/(gh)\} \{1 - q/q_{cr}\} \quad (19)$$



(a) Plate width : 1,500 mm



(b) Plate width : 2,000 mm

図6 滞留水高さの予測結果と実験結果

Fig. 6 Predicted and measured distribution of residual water height

とくに、水モデル実験時の幅方向の滞留水高さ分布の実測値は、 $y=c/2$ の位置であり、 q は式 (20) で表される。

$$q = 2\gamma ax / (a + c) \quad (20)$$

したがって、式 (19) は式 (21) のように表される。

$$h = h_{cr} + 2 \{H - h_{cr} - Kq_{cr}/(gH)\} (1 - \alpha x)^{1/2} - \{H - h_{cr} - 2Kq_{cr}/(gH)\} (1 - \alpha x) \quad (21)$$

$$\alpha = \{2\gamma a / (a + c)\} / q_{cr} = 4 / (b^2 + c^2)^{1/2} \quad (22)$$

式 (21) の計算値と実測値から、C を決定した。滞留水高さの実測結果とモデル予測結果を図 6 に示す。図に示すように、水量密度と板幅の変化に対する滞留水高さの変化をベルヌーイの式を拡張したモデル式を用いて予測できることが分かった。

1.2 熱伝達特性に対する滞留水高さの影響

滞留水高さを考慮した熱伝達モデルの構築において、熱伝達特性に対する滞留水高さの影響について検討するため、当社厚板工場の冷却プロセスを小型化して模擬した冷却試験を行った (図 7)。実験装置は、加熱炉、搬送テーブル、デスケーラ、冷却装置 (図 8) により構成される。デスケーラは、熱伝達特性の影響因子である酸化スケールを除去するための高圧水噴射装置である。冷却装置は柱状噴流ノズル群を有する冷却ヘッドであり、ノズル先端と模擬鋼板までの距離は 300 mm、ノズル径は 3 mm、ノズル数は 500 jets/m²、ヘッドのサイズは 500 × 500 mm とした。滞留水高さは、試験材の上面に設けた堰 (せき) の高さを変化させることにより模擬した。各水量密度に対応する堰の高さの設定値を表 1 に示す。試験材の温度は、内部の板厚方向に複数点設置した熱電対により測定した。

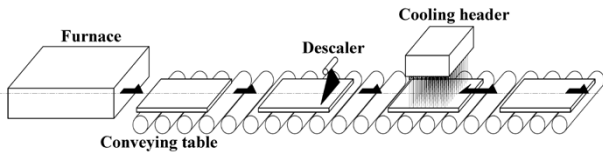


図7 冷却実験小型設備の主要構成

Fig. 7 Main components of small-sized apparatus for cooling experiment

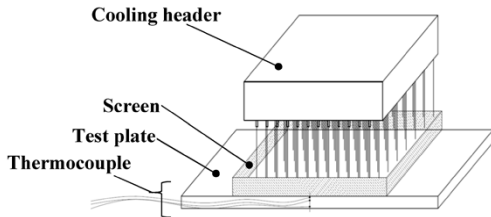


図8 冷却装置の概要

Fig. 8 Schematic of cooling header

表1 水量密度と堰の設定高さとの関係

Table 1 Relationship between water flow density and set value of height of screen

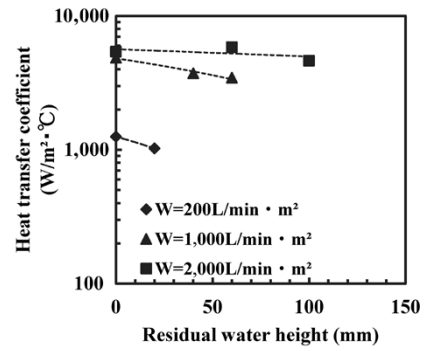
Water flow density (L/min·m ²)	Height of screen (mm)
200	0(Not set), 20
1,000	0(Not set), 40, 60
2,000	0 (Not set), 60, 100

冷却試験では、加熱炉で900℃以上に加熱した試験材を搬送テーブル上に抽出し、デスケラに搬送してスケールを除去した後、冷却装置に搬送した。冷却は実機の冷却状態を模擬するため、オシレート冷却とした。

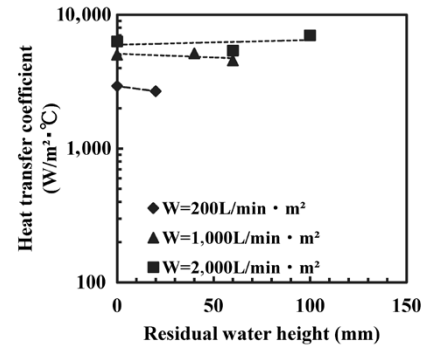
熱伝達特性の評価指標である熱伝達率は、各温度測定点における熱伝導方程式の逆問題を解くことによって算出した。算出した熱伝達率と滞留水高さとの関係を図9に示す。熱伝達率は水量密度、滞留水高さに応じて変化するを確認した。また、低水量密度(200 L/min·m²)の場合、熱伝達率は滞留水高さの増加に伴って減少しており、この傾向は高温域(600℃以上)と低温域(400℃以下)のいずれにおいても見られた。これは、滞留水高さの増加に伴ってノズル噴流の衝突圧が減少したためと推測される。

いっぽう、高水量密度(1,000 L/min·m², 2,000 L/min·m²)の場合は、滞留水高さの増加に伴う熱伝達率の減少は小さかった。とくに、水量密度が2,000 L/min·m²の場合、高温域においては滞留水高さの増加によらず熱伝達率はほぼ一定値を示した。低温域においてはわずかながら熱伝達率が増加する結果となった。これは、滞留水高さの増加によってノズル噴流直下部の衝突圧が減少はしているものの、滞留水の攪拌(かくはん)効果が向上したためと推測される。この傾向は、単一の柱状噴流ノズルによる実験によっても観測されており⁵⁾、同様の結果が柱状噴流ノズル群においても得られた。

この冷却試験結果と1.1節で示した滞留水高さモデルを組み合わせて熱伝達モデルを構築した。基礎モデルにスプレーの式⁴⁾を採用し、熱伝達特性への滞留水高さの影響を考慮して式(23)のように拡張した。



(a) Surface temperature in high temperature range:750~600℃



(b) Surface temperature in low temperature range:400~250℃

図9 滞留水高さと熱伝達率の関係

Fig. 9 Effect of residual water height on HTC (heat transfer coefficient)

$$\log HTC = c_1 + c_2 \log W + c_3 T_s - d \log h \dots\dots\dots (23)$$

ここに、 HTC : 熱伝達率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), W : 水量密度 ($L/min \cdot m^2$), T_s : 鋼板表面温度 ($^\circ C$), h : 滞留水高さ (m), c_1, c_2, c_3 : 定数である。

なお、熱伝達特性に影響を及ぼす滞留水高さは水量密度に応じて変化するため、係数 d は水量密度による関数とした。

また、冷却水の沸騰状態による冷却能力の変化を考慮するため、鋼板温度により高温域および低温域の二つの温度域に区分した。これら二つの温度域それぞれにおいて熱伝達率を定式化し、両温度域の間は、それぞれの式を補間することによって表現した。

また、上述のノズル噴射部の熱伝達モデルに加え、冷却ヘッド間の非ノズル噴射部の熱伝達モデルを構築した。すなわち、鋼板上部の滞留水高さ分布に応じた鋼板中央部から端部への排水流れの流速を滞留水高さの差に基づいて算出することによって、非ノズル噴射部の熱伝達率を予測できるモデルとした。

これらより、水量密度、および板幅によって変化する鋼板の任意位置における滞留水高さを半理論式によって予測することができる。そこで、水量密度、および鋼板サイズによって変化する鋼板の任意位置における熱伝達率を予測できる熱伝達モデルを構築した。

2. 伝達モデル最適化と精度評価

1.2節で述べた鋼板上部のノズル噴射部の熱伝達モデルをベースに、実機冷却装置の冷却状況の異なる領域(上側・下側冷却、ノズル噴射部と非ノズル噴射部)に応じた熱伝達モデルを構築した。さらに、各領域の熱伝

達モデルを組み合わせることによって冷却時の温度予測モデルを構築した。熱伝達モデル内の水量密度、鋼板表面温度などの影響因子にかかるモデルパラメータは小型実験装置を用いた冷却試験より決定している。小型実験装置と実機の偏差補償のため、実機冷却プロセスにおける多点温度実測値に基づきモデルパラメータを最適化した。

温度予測モデルによる計算値と実測値を図10に示す。SCTおよびFCTの実測値と、冷却装置出側直近の復熱過程の鋼板上下表面温度の実測値^{注)}とを加えた多点実測値に基づき、温度計算値と実測値の偏差が最小となるようモデルパラメータを最適化した。冷却過程を冷却状況の異なる領域ごとの熱伝達モデルにより表現しているため、モデルパラメータを領域ごとに設定する必要がある。このため、局所解に陥らないよう多変数に対する最適化手法の一つであるPSO (Particle Swarm Optimization) 法⁷⁾を用いてモデルパラメータを最適化した。

最適化した温度予測モデルによる冷却停止温度の計算値と実測値を図11に示す。予測精度 1σ は 12.7°C となった。冷却による鋼板温度の低下に伴って沸騰状態は膜沸騰から核沸騰へ遷移する(遷移沸騰域)。従来、遷移沸騰域では冷却能力が急激に増加するため、温度予測が困難であった。そこで、冷却水の流動状態を考慮した熱伝達モデルを基に鋼板温度実測値により最適化した。これにより、遷移沸騰域での冷却を含む冷却停止温度範囲においても高精度な冷却停止温度の予測が可能となった。開発した熱伝達モデルを実機の冷却制御に適用した例を図12に示す。熱伝達モデルを用いた温度予測計算値に基づき、所望のFCTおよびCRを満足するよう冷却水量を設定した。図12は板厚20mm、目標FCTを 550°C 、目標CRを $10^{\circ}\text{C}/\text{s}$ とした場合のFCTおよびCRの実績である。鋼板先端部を除く長手定常部のFCTが目標値 \pm

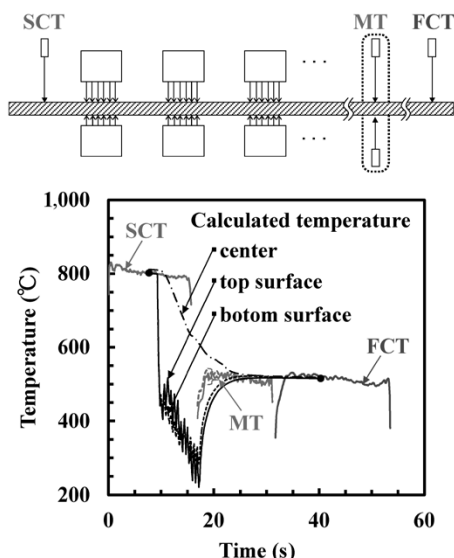


図10 温度計算値と実測値
Fig.10 Calculated and measured temperature

脚注) 通常の鋼板上表面測定用の温度計と実機に導入実用化している鋼板下面測定用の温度計⁶⁾により測定している。

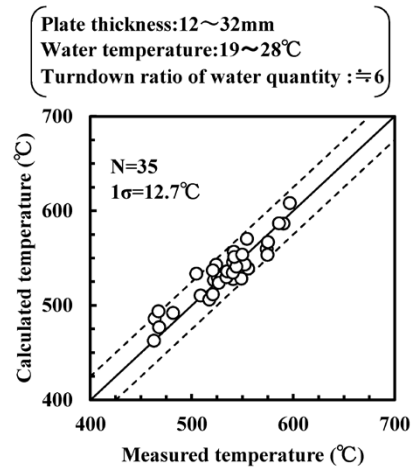


図11 冷却停止温度の予測値と実測値
Fig.11 Calculated and measured FCT

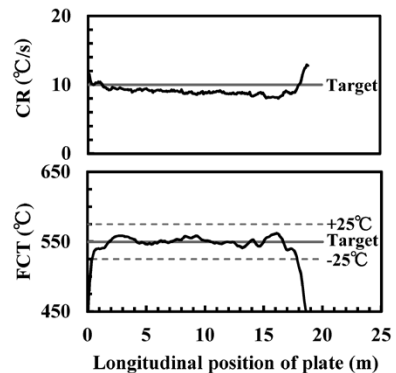


図12 熱伝達モデルを用いたオンライン冷却制御結果
(板厚: 20mm, FCT= 550°C , CR= $10^{\circ}\text{C}/\text{s}$)
Fig.12 Results of online cooling control using developed heat transfer model
(Plate thickness: 20mm, FCT= 550°C , CR= $10^{\circ}\text{C}/\text{s}$)

25°C 以内、CRが目標値 $\pm 1^{\circ}\text{C}/\text{s}$ 以内に収まっており高精度に制御できている。このことから、開発した熱伝達モデルを適用することによって高精度な温度制御が可能であることが確認できた。

むすび = 加古川製鉄所厚板工場の加速冷却装置における鋼板温度制御の精度向上を目的とした検討を実施した。鋼板上面の滞留した冷却水の高さ分布の予測モデルおよび滞留水高さなどの流動状態を考慮した熱伝達モデルを構築した。構築した熱伝達モデルを実機における冷却制御へ適用した結果、高精度な温度制御が可能であることが確認できた。

今後は広範囲な温度制御条件、鋼板サイズ条件において制御精度を向上させ、新たな高付加価値鋼板の商品化、歩留り改善、品質安定化に貢献していく。

参考文献

- 1) 小指軍夫. 制御圧延・制御冷却. 地人書館. 1997.
- 2) 芹澤良洋ほか. 新日鐵技報. 2014, Vol.400, No.4, p.18-25.
- 3) 藤林晃夫ほか. JFE技報. 2004, No.5, p.8-12.
- 4) 日本機械学会. 沸騰熱伝達と冷却. 日本工業出版. 1989.
- 5) Y. Haraguchi et al. CAMP-ISIJ. 2012, Vol.25, p.1042.
- 6) T. Takahiro. CAMP-ISIJ. 2018, Vol.31, p.257.
- 7) 小熊祐司ほか. 計測自動制御学会論文集. 2009, Vol.10, p.512-521.