

ホットストリップミルにおける 制御冷却とその設備

Device and System for Controlled Cooling on Hot Strip Mill

三宅 祐 史*

Yushi Miyake

西 出 輝 幸**

Teruyuki Nishide

守 谷 正 一***

Shoichi Moriya

池 永 孝 雄****

Takao Ikenaga

井 上 利 夫*****

Toshio Inoue

高 木 清*****

Kiyoshi Takagi

Synopsis:

In order to achieve a better strip quality and a higher mill productivity of the hot strip mill at Mizushima Works, study was made on the introduction of controlled cooling system and the improvement of water cooling device. As a result, the laminar flow cooling found to be very effective at the mill as well as in the laboratory. The heat flux is well expressed as a function of the Reynolds number. The laminar flow is made very stable by the new cooling device, with the distribution of flow rate out of the cooling header so improved as to be low at both ends, serving for a uniform temperature of strip. The new mathematical model gives a good estimation of cooling effect and has well contributed to the application of the new cooling system.

1. 緒 言

水島製鉄所のホットストリップミル¹⁾は、1970年に稼動して以来順調に操業を続けているが、1975年に至り生産能力増強と製品品質の向上を図ることになった。その一環として、ランアウトテーブルにおけるストリップ冷却設備およびその制御を見直すこととなり、次の目標を立てた。

(1) いっそうの品質向上を図るため、巻取温度の

みでなく冷却過程をも制御するいわゆる制御冷却を可能とする。

(2) (1)を達成するための冷却設備の改造およびオンライン計算機制御方式の確立を実現する。

(3) ミル仕様上の最大圧延速度においても十分な冷却能力を有する冷却設備とする。

(4) 冷却設備としては、メンテナンスフリー、上部冷却設備のラミナー化、ストリップ幅方向の均一冷却に重点をおく。

* 水島製鉄所薄板圧延部熱間圧延課課長

*** 水島製鉄所システム部制御技術室主査（掛長待遇）

***** 水島製鉄所薄板圧延部薄板技術室

〔昭和52年11月9日原稿受付〕

** 水島製鉄所企画部設計室主査（掛長待遇）

**** 水島製鉄所企画部設計室

***** 水島製鉄所薄板圧延部薄板整備課

本報では、まず(1)のための設備レイアウト、(3)のための所要冷却水量および(4)のための冷却設備、とくに上部ラミナー冷却装置を説明した後、(2)に関連して制御用モデル式と制御システムについて報告する。

2. 冷却設備の設計

2.1 設備の概要

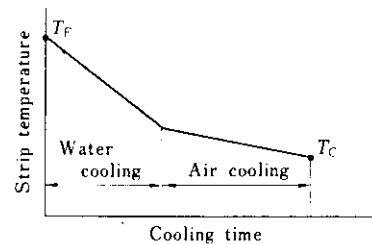
ホットストリップミルにおいては、ランアウトテーブル上においてストリップを仕上出側温度 T_F (°C) から所定の巻取温度 T_C (°C) まで冷却後、コイラーで巻取る。

当冷却設備の配置を Fig. 1 に、新旧の冷却設備の概要を Table 1 に、また冷却パターンを Fig. 2 に示す。従来の冷却パターンは Fig. 2(a) のように T_C の 1 点制御であったため、注水方式もミル側から必要な距離だけ注水するという簡単なもので、設備仕様も単純なものであった。

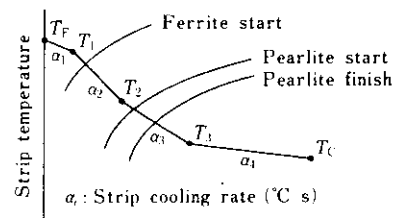
最近、 T_F から T_C までの冷却過程をも制御する Fig. 2 (b) のような制御冷却が重要視されるようになり、当設備でも採用することになった。そのため水冷ゾーン長をできるだけ長くし、制御ユ

ニットを全長にわたって細分化した。また従来は注水ヘッダーにおける冷却水の温度が $30^{\circ}\text{C} \sim 55^{\circ}\text{C}$ と大きく変動していたので、新たに冷却塔を設置して水温を $40^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ とし制御性を向上させた。

Fig. 3 にポンプ 5 台運転時の夏場での水および熱



(a) Former cooling pattern



(b) New cooling pattern

Fig. 2 Schematic comparison of the new with the former strip cooling patterns at runout table

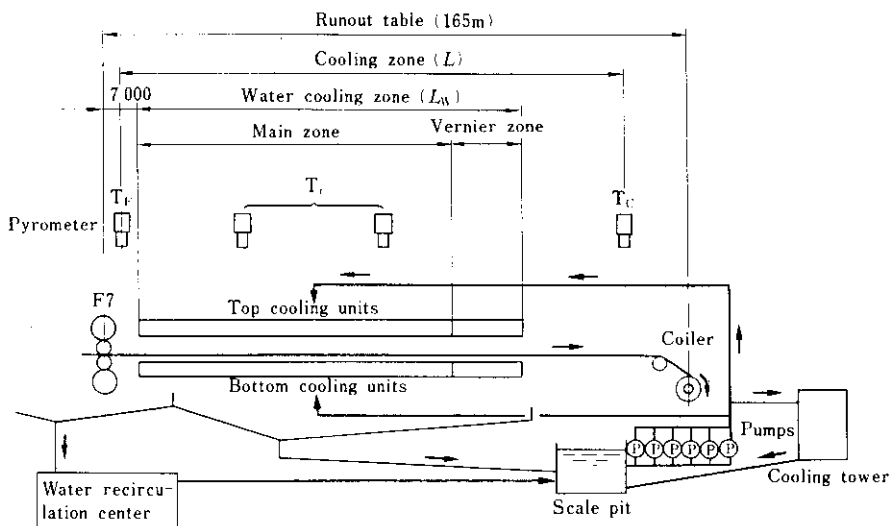


Fig. 1 General arrangement of strip cooling device at runout table

Table 1 Specifications of cooling device at the runout table of hot strip mill

Specifications			New	Former
Length of cooling zone, L			145m	145m
Length of water cooling zone, L_w			131m	90m
Spray form	Top		Laminar	Rodlike or turbulent
	Bottom		Spray	Spray
Pumping capacity			@ $47 \times 6 = 282\text{m}^3/\text{min}$	@ $47 \times 3 = 141\text{m}^3/\text{min}$
Cooling tower capacity			$35\text{m}^3/\text{min}$, $45^\circ\text{C} \rightarrow 32^\circ\text{C}$	None
Water flow rate for strip cooling			$247\text{m}^3/\text{min}$	$141\text{m}^3/\text{min}$
Water temperature at header, θ_w			$40^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$	$30^\circ\text{C} \sim 55^\circ\text{C}$
Cooling control units	Main zone	Top	51	10
		Bottom	34	10
	Vernier zone	Top	12	8
		Bottom	6	8
	Total		103	36
Cooling control zone			14	1
Cooling control way			Computer control	Manual control

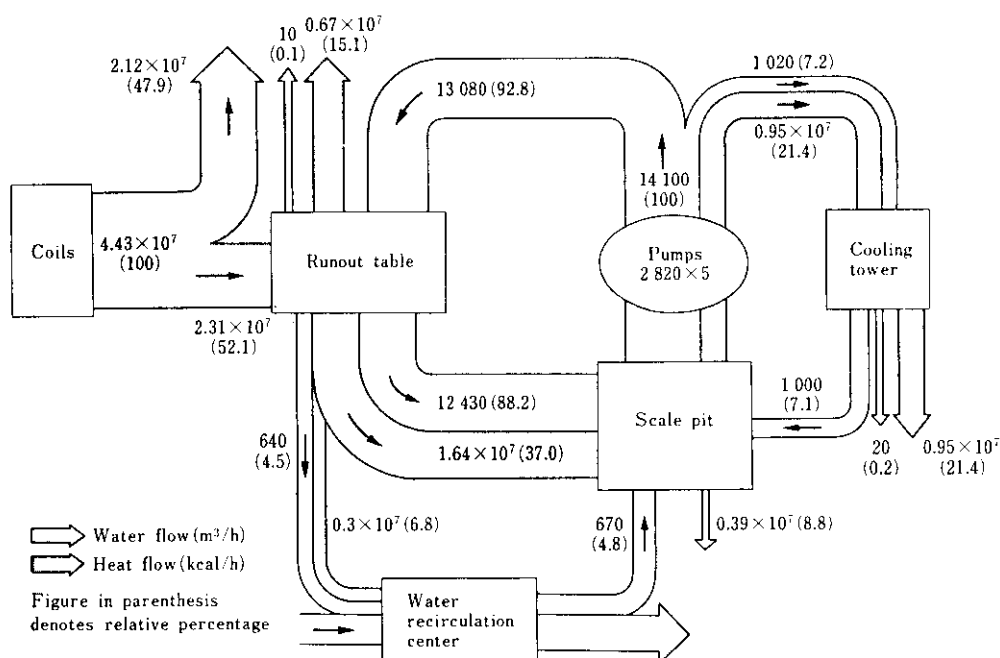


Fig. 3 Actual example of water- and heat-balance of new strip cooling system

バランスの実績例を示す。

次に、Fig. 4 にシステム構成の概要を示す。

上位にミルラインのトラッキングおよび粗・仕上
圧延機の制御を行うシステム (MELCOM 350/30)

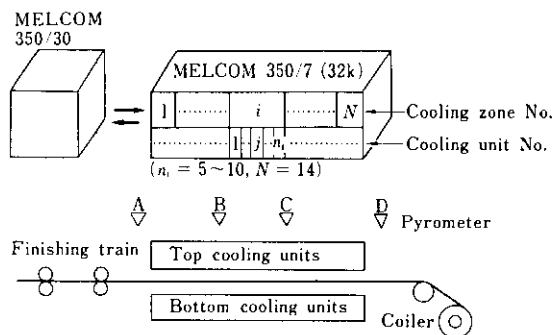


Fig. 4 Schematic diagram of cooling control system

がある。本システムによる冷却制御は Fig. 2 (b) の制御冷却を可能とするため、全冷却ゾーンを 14 の制御ゾーンに分割し、各ゾーンの複数個 (5 ~ 10) の制御ユニットをオン・オフして注水制御を行う。

Photo. 1 に上部ラミナー冷却の使用状況を示す。

2・2 冷却水量、冷却能力等の設定

2・2・1 所要冷却水量

必要冷却能力すなわち冷却水の必要量は、冷却されるストリップの圧延終了温度、巻取温度、冷却パターン、板厚、圧延速度および水温によって

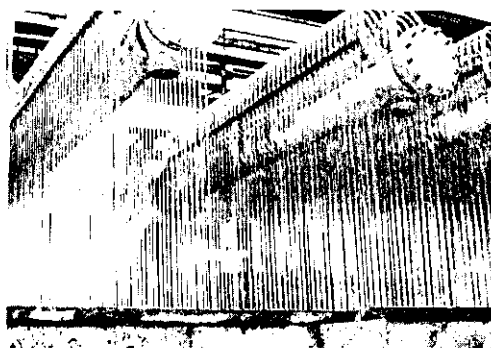


Photo. 1 View of top laminar cooling

決定される。Fig. 2 (a) のように冷却パターンを仕上ミル出側から順次注水する前半急冷型とした従来法の所要冷却水量と許容圧延速度を Table 2 に示す。Table 2 により、冷却水量は $250\text{m}^3/\text{min}$ あれば最大圧延速度が出せることがわかる。

また冷却塔への送水量は、通常圧延時における夏場でのヒートバランスを求め、冷却水の温度を注水ヘッダーで 40°C に保持するための冷却塔能力 ($35\text{m}^3/\text{min}$, $45^\circ\text{C} \rightarrow 32^\circ\text{C}$) より求めた。したがって送水ポンプは $47\text{m}^3/\text{min} \times 6 \text{ 台} = 282\text{m}^3/\text{min}$ とした。

2・2・2 水冷ゾーン長さ単位冷却能力

Table 2 Allowable rolling speed as a function of gage and water flow rate in the case of Fig. 2 (a)

Gage (mm)	Specified rolling speed v (m/min)		Required water quantity for specified $v_{\max}$ (m^3/min)	Maximum allowable rolling speed in view of water quantity (m/min)	
	$v_{\min}$	$v_{\max}$		$200\text{m}^3/\text{min}$	$250\text{m}^3/\text{min}$
1.6	600	1 250	150	> 1 250	> 1 250
2.3	586	1 250	231	1 100	> 1 250
3.2	475	970	250	805	970
4.5	362	710	244	600	> 710
6.0	276	521	235	460	> 521
8.0	206	374	220	350	> 374
10.0	166	290	208	280	> 290
12.0	144	235	200	235	> 235

$T_F: 900^\circ\text{C}$, $T_C: 500^\circ\text{C}$, $\theta_w: 40^\circ\text{C}$

Fig. 2 (b)のような制御冷却を行う場合、 T_1 、 T_2 、 T_3 および α_2 、 α_3 がストリップ品質に強い影響を有するので、これらの値は各種製品に応じて調節することが望ましい。そこで選択の自由度を増すため、既設ミルのランアウトテーブル長さ 165 m の範囲内で水冷ゾーンをできるだけ長くした。

今回の設計にあたっては、制御性の向上と設備費とのかねあいから、制御冷却を行うための主冷却ゾーンと、巻取温度をより精度よく制御するための微調整冷却ゾーンとに区分し、各々の目標制御精度 ($\pm 20^\circ\text{C}$ および $\pm 15^\circ\text{C}$) と最大単位冷却能力 (10°C および 5°C) を設定して制御ユニットの大きさを決定した。

Table 3 に実機の各冷却ゾーンにおける単位冷却能力を、板厚および Table 2 の最大、最小圧延速度別に示す。なお、従来のものは制御冷却を行わないため、主冷却ゾーンの単位冷却能力が約 30°C と非常に大きい。

2.3 注水ヘッダーの改造

ストリップへの注水を行う注水ヘッダーと注水制御弁は、冷却装置の性能を決定する重要な部分である。一般に、制御弁としては、ボール弁、バタフライ弁、ピストン弁、流体弁²⁾などが用いられているが、当設備では耐久性能、応答性および価格などを総合検討してピストン弁を採用した。ピストン弁は、応答時間 0.5 s、75 万回以上の耐

久テストにおいても水漏れ無しという性能を有している。

一方、注水ヘッダーの性能としては、冷却能力が大きく板幅方向の均一冷却が可能ながとくに重要である。

2.3.1 上部ノズル垂下流形態の改善

一般に、高温鋼材を水冷する場合、鋼材表面には水膜および蒸気膜が形成される。膜沸騰領域で冷却能力を向上させるためには、これらの水膜および蒸気膜を水流が貫通することが要求され、水の衝撃力を大きくすることが望まれる。その手段として上部ヘッダーではラミナー冷却が広く採用されている。そこで、当設備の改造にあたっては、安定したラミナーフローを得ることにより冷却能力の向上を実現するため、旧ヘッダーに種々の改良を加えた。

Fig. 5 に新旧のヘッダー・ノズルの仕様を示す。Fig. 5 に示すような管状ノズルを用いた実験で、ノズルあたりの流量を増加させていくと、ノズルからの垂下水流は透明な安定した水流（ラミナーフロー）から透明だが横振れする水流（ロッドライクフロー）、白濁した乱流状の水流（ターブレントフロー）へと変化していく。Fig. 6 は野口³⁾の実験をもとに新・旧両ノズルの水流形態を示したものである。図より、旧ノズルでは水流形態がターブレントあるいはロッドライクフロ

Table 3 Cooling quantity of each control unit ($^\circ\text{C}$)

Zone		Main				Vernier			
Location		Top		Bottom		Top		Bottom	
Rolling speed *		$v_{\max}$	$v_{\min}$	$v_{\max}$	$v_{\min}$	$v_{\max}$	$v_{\min}$	$v_{\max}$	$v_{\min}$
Gage (mm)	1.6	4.3	9.4	4.1	8.5	2.1	4.7	2.7	5.7
	2.3	3.0	6.7	2.8	6.1	1.5	3.5	1.9	4.0
	3.2	2.8	6.0	2.6	5.4	1.4	3.0	1.7	3.6
	4.5	2.8	5.7	2.6	5.0	1.4	2.9	1.7	3.3
	6.0	2.9	5.8	2.6	4.9	1.5	2.9	1.7	3.3
	8.0	3.1	6.0	2.7	5.0	1.6	3.0	1.8	3.3
	10.0	3.3	6.0	2.8	4.9	1.7	3.0	1.9	3.3
	12.0	3.4	5.8	2.9	4.7	1.7	2.9	1.9	3.1

* Refer to Table 2 for $v_{\max}$ and $v_{\min}$

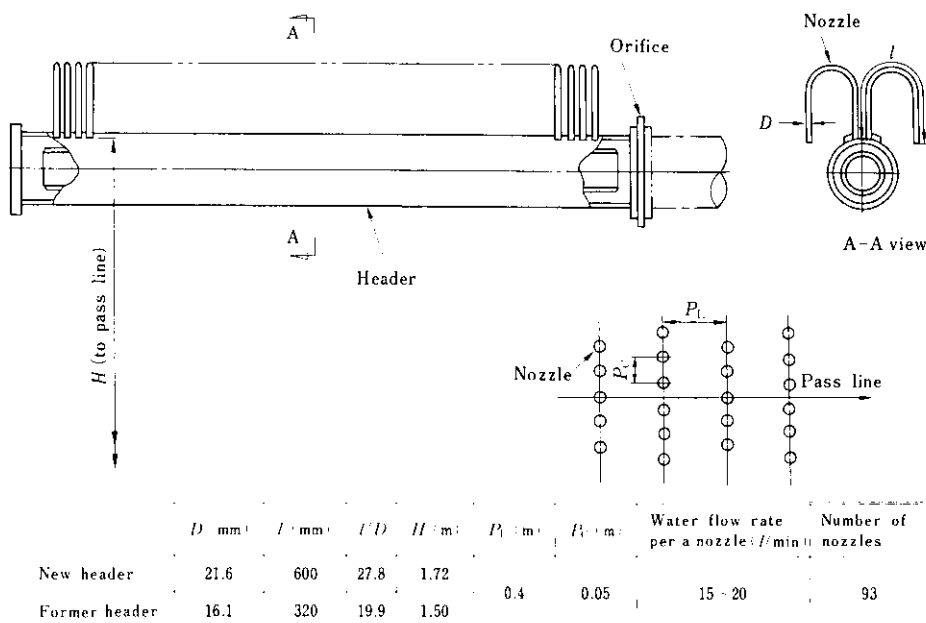


Fig. 5 Top laminar header and nozzle arrangement

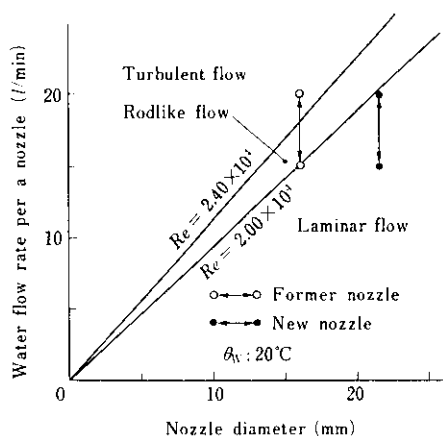


Fig. 6 Form of water flow

一であるのに対し、新ノズルではノズル径を大きくすることにより、同一水量でもラミナーフローが得られる。また、安定したラミナーフローを得るにはノズル長とノズル径の比 l/D を大きくすることが有効であり、旧ノズルの約 20 に対し新ノズルでは約 28 とした。

さらにノズルから垂下するラミナーフローは、一定の長さ以上になると乱れを生じる。このラミナーフローの長さを限界ラミナー長 l_c と称し、野口³⁾によれば、Reynolds 数 Re が $15\,000 \leq Re$

$\leq 20\,000$ の範囲で l_c (m) は次式により求められる。

$$l_c = 0.05D + 0.49 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 D : ノズル径 (mm)

ノズル設置高さ H (m) は、この限界ラミナー長より高い方が垂下水流の運動エネルギーが大きくなり、鋼材表面の水膜および蒸気膜を貫通するうえで有利であり、新ヘッダーでは流れがあまりひどくは乱れない範囲で大きめの値を選び、 $H = 1.57(l_c) + 0.15$ とした。

2・3・2 ヘッダー長手方向流量分布の改善

ストリップを長手方向のみならず板幅方向にも均一に冷却するためには、上下ヘッダーの長手方向（板幅方向）の流量分布（以後、単に流量分布と記す）を中央部で多く両端で少ない山形分布にする必要がある。そこで当装置の設計に先立って、実機大の各種ヘッダーを作り流量分布を測定した。その結果を Fig. 7 に示す。A~D タイプは上部ヘッダー、E, F タイプは下部ヘッダーである。流量分布が山形になる C タイプと F タイプに共通な点は、冷却水がヘッダー両端から中央に流れるように構成されており、水の動圧が中央で小さく、したがって静圧が高くなり、中央の流量が大きくなることである。

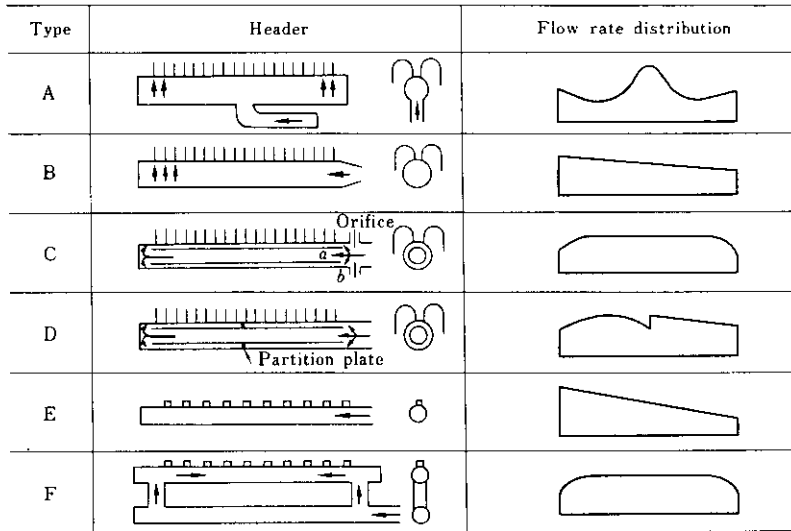


Fig. 7 Flow rate distribution of header

当装置では上部ヘッダーとして C タイプを採用し、2重管式ヘッダーの給水端に設置したオリフィス径を水流 a と b が等しくなるように決定した。Fig. 8 にオリフィス径を 172mm とした場合の流量分布を示す。

下部ヘッダーはテーブルローラー間に設置するため、上部ヘッダーのような2重管式とするための空間が無く、F タイプとした。ヘッダー主管の両端部への給水量を等しくするために、下側の給水ヘッダーとヘッダー主管を連結する2本の連結管は、給水側と反給水側とで異なる径を用いた。これにより上部ヘッダーと同等の山形分布が得られた。

2・4 新旧上部ヘッダー冷却能力の実機比較

ラミナーフローはスプレーに比較して冷却能力が優れているといわれ、各種の研究がなされているがいずれも実験室におけるものであり^{3,4)}、高速圧延でしかも水膜を伴うホットラン冷却のような実機に適用できるラミナー冷却能力の算定式は見当たらないようである。ここでは実機テストによって得られたデータをもとに、実機におけるラミナー冷却能力について検討した。

実機における実験として、Fig. 1 に示した上部冷却ゾーンに Fig. 5 に示した新旧のラミナーヘッダーを設置し、圧延寸法 2.67mm×1 377mm の低炭素

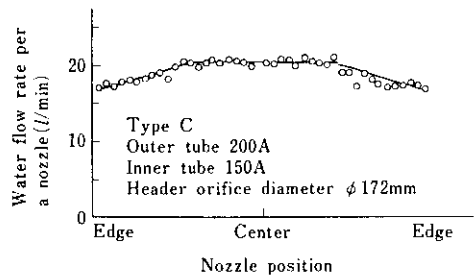


Fig. 8 Flow rate distribution of top cooling header

鋼帯について次の圧延条件、すなわち、 $T_F \approx 850^\circ\text{C}$ 、 $T_C \approx 600^\circ\text{C}$ 、圧延速度 600~700m/min、水温 45°C の条件で Fig. 2 (a) の冷却パターンによる上部のみの注水を行った。またノズル流量はポンプ運転台数および使用ヘッダー数を変化させ、通常使用範囲より大きく変えた。冷却能力算出のため、まずまったく注水しない状態でのストリップの仕上がり〜巻取り間全温度降下量 ΔT_s ($^\circ\text{C}$) を求めた。次に注水したときのストリップの全温度降下量 ΔT_t ($^\circ\text{C}$) を求め、水冷と空冷の効果差 $\Delta T_t - \Delta T_s$ に基づいて冷却水単位体積あたりの抜熱量 Q_m (kcal/m^3) や次式による熱流束 q_m ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) を求め、上部ヘッダー冷却能力の指標とした。

$$q_m = \frac{3.6c \cdot \rho \cdot h (\Delta T_t - \Delta T_s)}{t} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 c : ストリップの比熱($0.2\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$)
 ρ : " 比重(7850kg/m^3)
 h : " 厚さ(mm)
 t : 注水ゾーン通過時間(s)

実験結果として、まず流量密度 $\phi(\text{m}^3/\text{min}\cdot\text{m}^2)$ と q_m の関係を Fig. 9 に示す。 ϕ はノズルあたりの流量 $V(\text{m}^3/\text{min})$ と Fig. 5 の P_L 、 $P_C(\text{m})$ より $\phi = V/P_L \cdot P_C$ として求めた。

同一流量密度であればノズル径の大きい新ヘッダーの方が q_m 、すなわち冷却能力が大きいが、これは新ヘッダーの方が安定したラミナーフローであるためと思われる。また同図より、流量密度が増すと冷却能力も増加するが、増加率は低下する。この原因は、流量密度が増加するとストリップ上面に形成される水膜が厚くなるため、ならびに垂下水流自体も乱れが大きくなり、水膜および蒸気膜に対する貫通能力が減少するためと考えられる。この結果を田中ら⁴⁾が求めたようにノズル仕様で整理すると次式となり、この計算結果を Fig. 9 に実線で示す。

$$q_m = 9.72 \times 10^5 \phi^{0.355} \left\{ \frac{(2.50 - 1.15 \log \theta_w) D}{P_L \cdot P_C} \right\}^{0.645} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 θ_w : 冷却水温度 ($^\circ\text{C}$)

つぎに $Q_W(\text{kcal/m}^3)$ とノズル吐出口での Re との関係を Fig. 10 に示す。図より、 Re が小さく安定したラミナーフローになるほど冷却効率は向上し、旧ヘッダーに比べて新ヘッダーの有利性が明白である。また、今回の実験範囲内では次式が

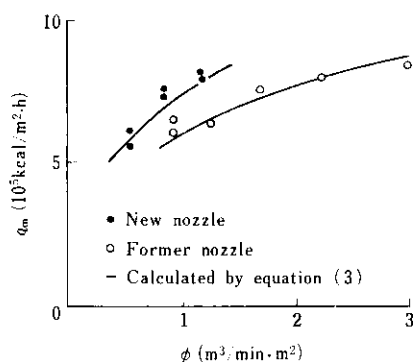


Fig. 9 Effect of water flow rate, ϕ , on laminar heat flux, q_m

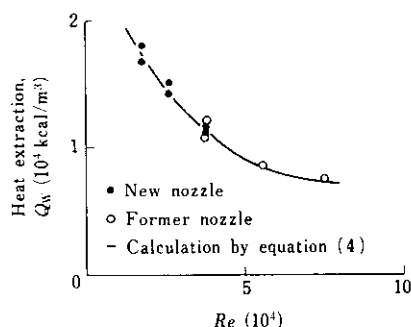


Fig. 10 Efficiency of laminar cooling

精度良く成り立つことがわかった。

$$Q_W = 10^7 \times Re^{-0.645} \quad \dots\dots\dots (4)$$

3. 冷却制御

3.1 制御用モデル式の作成

ホットランテーブル上でのストリップの温度降下量を予測し、冷却制御を行うための制御用モデル式について以下に述べる。

巻取温度のみを制御する場合には、あらかじめ注水パターンを決め、平均熱伝達係数あるいは平均熱流束を製品の鋼種および寸法別にテーブル化することが可能であり、実際に広く行われている。しかし、冷却速度を制御しようとする、冷却ゾーン内の各位置における温度降下を予測することが必要となる。そこで、ホットランテーブルを Fig. 4 のように複数の制御ゾーンに分割し、各制御ゾーンごとに温度降下量を計算できるモデル式を作成した。

ところで、従来の温度計算方法では、注水ゾーンの温度降下量を水冷量、無注水ゾーンのそれを空冷量として計算していた。この方法は Fig. 2 (a) のような単純な冷却パターンには十分有効であるが、Fig. 2 (b) のような制御冷却を行う場合には、冷却速度 α_i を制御するため注水・無注水ユニットが複雑にかつ時々刻々変化しながら混在し、しかも注水された水がストリップに乗って後方まで走行するので、水冷ゾーンと空冷ゾーンの区別がはっきりしない。そのため、実際的水冷条件下での温度降下量 $\Delta T(^\circ\text{C})$ と仮定的な無注水(空冷)温度

降下量 $\Delta T_A(^{\circ}\text{C})$ との差 $\Delta T_W(^{\circ}\text{C})$ を水冷効果の指標とし、 ΔT_A と ΔT_W のうち i ゾーンにおける降下量 ΔT_{Ai} 、 ΔT_{Wi} の計算式から ΔT_i を算出して冷却速度制御に利用することにした。

3・1・1 空冷モデル式

ホットランテーブル上を走行するストリップの空冷時の冷却に関与する要因には、放射、対流およびロールへの接触伝導がある。このうち制御温度範囲では対流の影響は小さく、無視できる。またロールへの接触伝熱の影響をみるために無注水の状態、すなわち空冷のみでストリップを冷却したときのロール表面温度とストリップの温度降下量 ($T_F - T_C$) の関係を実機における実験により求め、その結果を Fig. 11 に示す。図からわかるように、ロール表面温度の変化にもかかわらずストリップの温度降下量はほぼ一定で、ロールへの接触伝熱の影響が小さいことがわかる。結局、空冷要因としては放射のみを考えれば十分である。

ストリップの両面冷却を考えると、放射による熱流速 $q_r(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h})$ は次式で表される。

$$q_r = 2\sigma\epsilon \{ (T+273)^4 - (T_R+273)^4 \} \quad \dots\dots(5)$$

ここで、 T : ストリップ温度 ($^{\circ}\text{C}$)

T_R : 気温 ($^{\circ}\text{C}$)

σ : ステファンボルツマン定数

ϵ : 放射率

ここで $T_R \ll T$ のため T_R の項を省略し、空冷にも (2) 式と同様の関係を用いて i ゾーンにおける空冷温度降下量 $\Delta T_{Ai}(^{\circ}\text{C})$ を求めると、

$$\Delta T_{Ai} = T_{i0} - T_{if} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$T_{if} = \left\{ \frac{\sigma \cdot \epsilon \cdot t_i}{0.6c \cdot \rho \cdot h} + \frac{1}{(T_{i0} + 273)^3} \right\}^{-1/3} - 273 \quad \dots\dots(7)$$

ここで、 T_{i0} : ストリップの i ゾーン入側温度 ($^{\circ}\text{C}$)

T_{if} : ストリップの i ゾーン出側温度 ($^{\circ}\text{C}$)

t_i : ストリップの i ゾーン通過時間 (s)

h : ストリップの厚さ (mm)

となる。このうち (7) 式は c 、 ϵ 等の温度依存性のある変数を含み、オンライン用モデル式としては適当でない。そこで (7) 式を次の (8) 式で置換え、係数 A 、 B 、 C を実機での無注水压延の実

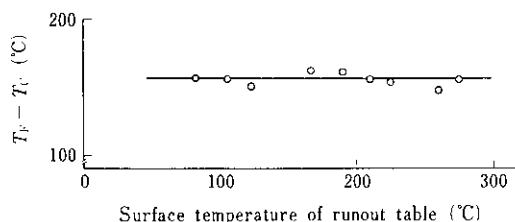


Fig. 11 Effect of runout table temperature on air cooling effect

績から回帰計算によって求めた。

$$T_{if} = \left\{ A \cdot \frac{t_i}{h} + \frac{1}{(T_{i0} + B)^3} \right\}^{-1/3} + C \quad \dots\dots(8)$$

(6)、(8) 式により空冷温度降下量が求められる。

3・1・2 水冷モデル式

前述の ΔT_{Wi} を計算する制御モデル式について説明する。実機における実験によれば、直前 3 ユニットの注水有無の条件を同じにすれば、各制御ユニットによる水冷能力、すなわち空冷時に対する熱流束の増加分は、通常の $T_F - T_C$ の温度範囲では実用上一定と考えて良い。換言すれば、直前ユニットを水冷している場合の熱流束はどのユニットでもほぼ一定と見なせる。そこで、水温および圧延速度がある基準値(たとえば 40°C 、 500m/min) の場合のこの熱流束を基本水冷能力 $q_0(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h})$ と定義すると、Fig. 4 の i ゾーンにおける j 制御ユニットの水冷能力 $q_j(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h})$ は次式で与えられる。

$$q_j = q_0 \cdot k_j \cdot f(v) \cdot f(\theta_w) \quad \dots\dots\dots(9)$$

ここで $f(v)$ および $f(\theta_w)$ は圧延速度および水温の基準値に対する補正項であり、実験により決定する。また k_j は、 j 制御ユニットの上流側注水有無による補正係数である。 j ユニットの水冷能力は、直前連続無注水ユニット数 x が大きくなるほど増加するが、 $x \geq 3$ では変化が小さくなる。 $x < 3$ での k_j は実機における実験により次式で求められる。ただし $x \geq 3$ のときは $x = 3$ とする。

$$k_j = (x+1)^{0.4} \quad \dots\dots\dots(10)$$

(2)、(9)、(10) 式により i ゾーンでの ΔT_{Wi} は (11) 式となる。

$$\Delta T_{Wi} = \frac{1}{3.6c \cdot \rho \cdot h} \sum_{j=1}^{n_i} q_j \cdot t_j \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここで、 t_j : ストリップの j ユニット通過時間 (s)

n_i : i ゾーンでの制御ユニット数

したがって、 i ゾーンでのストリップ全温度降下量 $\Delta T_i (^\circ\text{C})$ は次式に (6), (8)~(11) 式を代入して求められる。

$$\Delta T_i = \Delta T_{Ai} + \Delta T_{Wi} \quad \dots\dots\dots (12)$$

3.2 冷却制御

3.2.1 運転モード

仕上運転室の操作デスクにある切換スイッチにより、次の三つのモード選択が可能である。

- (1) 手動モード
- (2) 計算機モード
- (3) テストモード

手動モードは、すべて操作デスクにあるスイッチの手動操作により、冷却水の量およびタイミングを指定する。ただし、必要なデータのロギングおよび後に述べる基本水冷能力の学習は、計算機により実行する。

計算機モードは、制御用計算機が上位計算機からの命令を受け取り、3.1 で述べた制御用モデル式を用いて必要な注水計算を行う。本モードによってのみ次の制御が可能となる。

- (1) 冷却速度制御
- (2) ストリップ長手方向の巻取温度を変化させるテーパクーリング
- (3) ストリップの先端、尾端の冷却条件を段階的に変えるステップ冷却

テストモードは、制御弁のチェックや特定の条件下での冷却実験を容易に行えるよう、ストリップのトラッキングとは無関係に、指定した任意の制御ユニットの注水を行わせるものである。

3.2.2 制御システム

前述した Fig. 4 のシステムにおいて、材料が粗圧延機を出るタイミングでこの上位システムより材料情報および冷却命令を受け取り、以後巻取りが完了するまで本システムで冷却制御する。そのほか、巻取温度精度の評価用としてストリップ長手方向の目標巻取温度との偏差をサンプリング集計し、任意のタイミングで出力する。

制御にあたっては、まず上位システムより Fig. 2

(b) に示したような目標冷却曲線を受け取り、これにより各ゾーン入側および出側目標温度を算出し、Fig. 12 に示すロジックにより注水処理を行う。注水ユニット数の決定方法は、該当制御ゾーンの必要水冷温度降下量を計算したのち各ゾーン上流側より順次制御ユニット数を増加させていき、(11) 式の ΔT_{Wi} が必要水冷温度降下量と等しくなるか越えたときのユニット数を採用する。

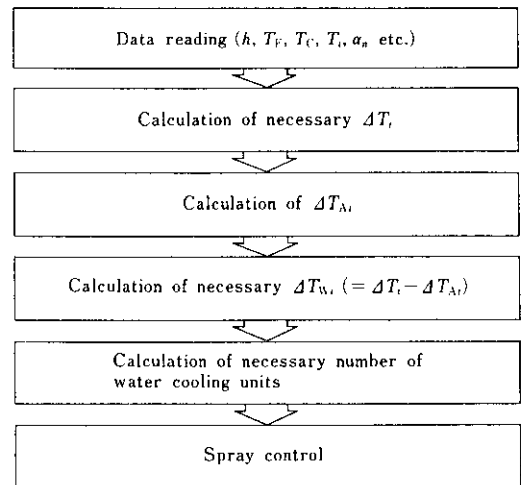


Fig. 12 Flow diagram of set-up calculation for cooling units

3.2.3 学習計算

冷却設備などの経時変化を補正するため、制御計算値と実績値とを対比して次コイル以降の制御に反映させる学習制御を行っている。

学習方法には、制御の結果生じた誤差を各種の誤差要因に分離して学習する方法と、誤差を代表的な一つの要因に集約して学習する方法とが考えられるが、本システムでは、前者の場合、誤差要因の分離が困難なことおよびシステムが複雑になることから、後者の方式とし、 q_0 を実績値にもとづき修正することにした。

本システムの学習方式を以下に示す。

- (1) 信頼性の高いプロセスデータとして、仕上出側温度 $T_F (^\circ\text{C})$ および巻取温度 $T_C (^\circ\text{C})$ を取込む。
- (2) ストリップの学習点 (1~4 点) をトラッキングし、実際に受けた注水パターンを取込む。

(3) (6), (8)~(11)式を用いて, 次式により学習係数 μ を算出する。

$$\mu = \frac{T_F - T_C - \sum_{i=1}^N \Delta T_{Ai}}{\sum_{i=1}^N \Delta T_{Wi}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

(4) (13)式で求めた学習係数を用いて, (9)式の基本水冷能力 q_0 を指数平滑して学習する。

またほかの要因については, 必要に応じてオフラインでデータ解析して値を修正する。

3.3 制御結果

制御用モデル式を実制御に適用した結果は, Fig. 13, 14 に示すようにきわめて良好である。Fig. 13 は空冷モデル式の精度であるが, 全空冷量のみならず冷却過程をも正確に表している。Fig. 14 は空冷を含む全冷却量の実測値と計算値の比較であり, ほとんどが $\pm 15^\circ\text{C}$ 以下の誤差であり実用上十分な精度が得られている。

その結果, 巻取温度制御も順調で, 特別の場合を除いてすべて計算機制御を用いている。Fig. 15 は計算機制御の例で, 上段は仕上出側温度, 下段は巻取温度であり, 仕上出側温度変動にもかかわらず制御結果の巻取温度は目標値 $\pm 10^\circ\text{C}$ になっている。Fig. 16 は計算機立上りからの精度推移を表しており, 順調に向上してきている。

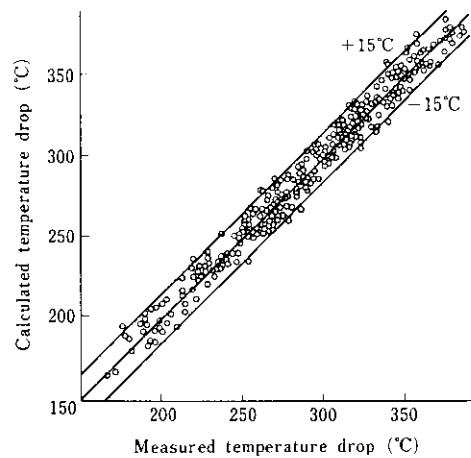


Fig. 14 Verification of mathematical model of total temperature drop, $T_F - T_C$

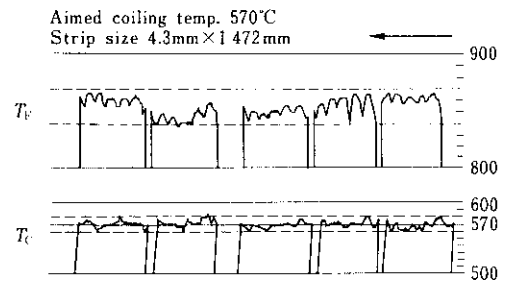


Fig. 15 Examples of small fluctuations in computer controlled coiling temperature

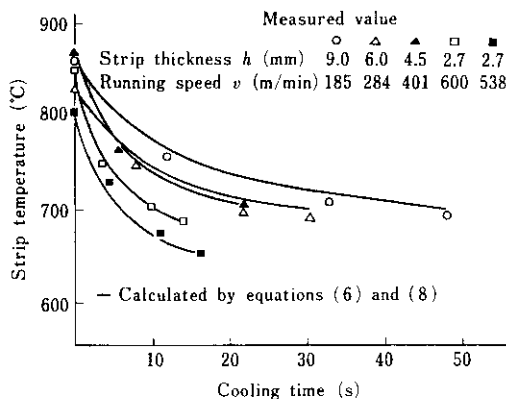


Fig. 13 Verification of mathematical model of air cooling

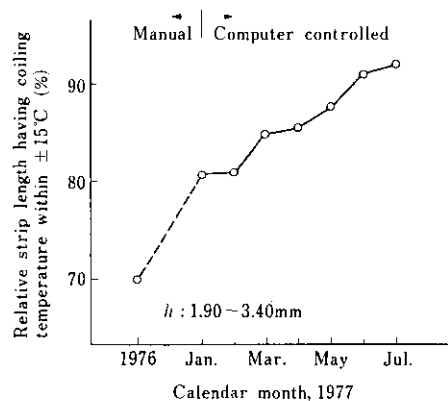


Fig. 16 Operating performance of coiling temperature control

4. 結 言

ホットストリップ製品の品質向上を主目的として、ランアウトテーブルにおけるストリップ冷却設備とその制御について総合的に検討し、改良を実施した。その結果、以下に列記する知見と成果を得た。

- (1) 実機においてもラミナーフローによる冷却能力は優れており、Reynolds 数の関数として精度よく表される。
- (2) 板幅方向の流量分布が理想的で、安定した水

流の得られる冷却設備を実現した。

(3) 制御冷却を実現するため任意の注水状況に適用できる制御モデル式を作成し、オンライン使用の結果、十分な精度が得られた。

(4) 制御冷却を実現するためのシステムを開発し、オンライン化に成功した。

現在、当設備およびシステムはホットストリップ製品の品質向上に役立っており、とくに最近注目を集めているパイプ用素材および高張力鋼の製造にはその威力を発揮している。これら材質関係については別の機会に報告する。

参 考 文 献

- 1) 清水ほか：川崎製鉄技報，5 (1973) 2, 104
- 2) 小野ほか：鉄と鋼，62 (1976) 2, 57
- 3) 野口：日本鉄鋼協会共同研究会第 55 回熱経済技術部会資料 熱55-3-10, (1974)
- 4) 田中ほか：三菱重工技報，3 (1966) 7, 24