

技術報告

UDC 621.783 : 662.6 : 66.012.2

加熱炉燃料原単位の低減限界とその一試算*

和田 善 郎**

On the Minimum Specific Heat Consumption of the Reheating Furnace in the Iron and Steel Industry and a Calculation of It

Yoshiro WADA

Synopsis:

The influence of various factors were considered on the specific heat consumption of reheating furnace in the iron and steel industry. The value of minimum specific heat consumption on the continuous slab reheating furnace which will be built in future was estimated at 266×10^3 kcal/t.

This value was obtained by mean of calculation and analysis based on the heat balance of a continuous slab reheating furnace which is operating with high heat efficiency in this country at present. Further, if the higher heat recovery recuperator is developed, this value will be reduced to about 245×10^3 kcal/t easily.

1. は じ め に

加熱炉の消費する燃料はわが国の一貫製鉄所において全エネルギー消費の 10% 前後、非一貫工場では 30~70% になり、加熱炉の燃料原単位がコスト管理の一項目になっている。またこれが工場管理ならびに技術水準をあらわす一指標とみなされるので、日常より関係者はその低減に真剣な努力をつづけている。

ここでは鉄鋼業として代表的な鋼板製造用スラブ連続加熱炉の燃料原単位を構成する因子について述べ、次にわが国における実在の低燃料原単位加熱炉の熱勘定数値を基礎にして、燃料原単位に本質的な影響をもつと考えられた三要因をえらびその影響を推定する方法によつて燃料原単位の低減限界値を導き出すことにした。他の用途または種類の加熱炉については、ここに記載した方法に準じておおよそ推定することができると思われる。

2. スラブ連続加熱炉

プッシャー式とウォーキング・ビーム式があり、昭和 40 年以降の新設炉は後者が多い。

昭和 20 年代後半よりわが国鉄鋼業の大型化ならびに連続化、自動化が進み、加熱炉にも五帯式加熱炉の出現ならびに不定形耐火物炉体の採用、大型レキュペレータ

一の採用、燃焼制御装置の装備、ホットスキッド式ならびにウォーキングビーム式連続加熱炉の実用化など顕著な技術革新の道を歩んだ。

しかし、その中では安価で十分な石油供給に依存して今日ほどのきびしい省エネルギー指向はみられず、設備主体の発展の陰にかくれ、燃料原単位にはさほど著しい改善がみられなかつた。昭和 48 年のオイルショックを契機に、エネルギー多消費産業としての自覚の下ですべて従業員をあげて、省エネルギーに取り組むことになった。その一環として設備の改良に平行して職場自主管理活動を中心に加熱炉の燃料原単位低減に努力がつけられ、目ざましい成果があげられた。その結果各所で数々の新記録が生まれ、従来には考えられなかつた低い燃料

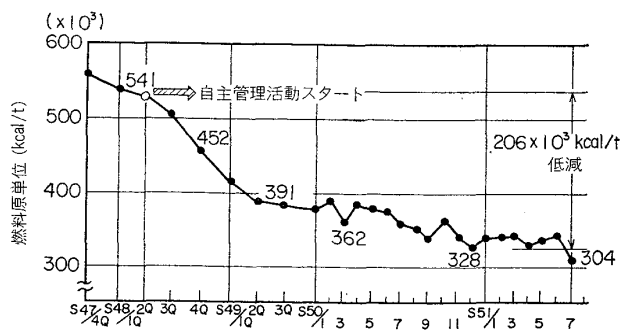


図 1 燃料原単位低減推移の一例

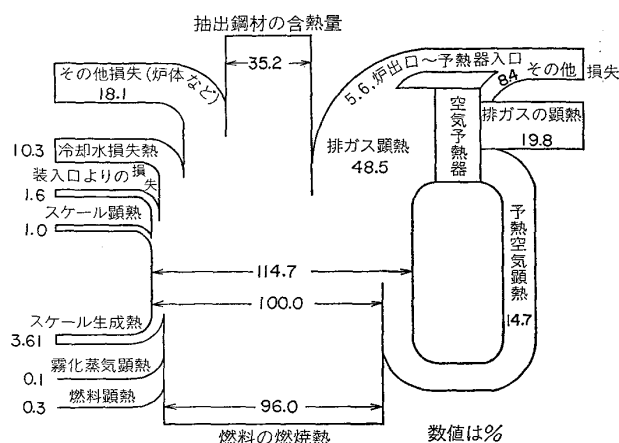
* 昭和 53 年 3 月 28 日受付 (Received Mar. 28, 1978)

** 住友金属工業(株) (Sumitomo Metal Industries Ltd., 5-15 Kitahama Higashi-ku Osaka 541)

3. 加熱炉燃料原単位の低減限界に関する 今日までの歩み

その後昭和 52 年に開催された上記の熱経済技術部会においては、加熱能力 100 t/h のスラブ連続加熱炉において炉長の倍増によつて加熱能力を 50% 増大するとともにホットスキッドの部分的採用、バーナー能力の変更、レキュペレーターの型式変更、酸素濃度制御の採用、操業加熱温度の引下げなどによつて、現在、燃料原単位 $385 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ を $260 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ に低減が可能であるとの報告がなされた。またビレット加熱の連続加熱炉においては、スラブより加熱温度が低く加熱炉の型式がちがうため、現在の燃料原単位 $260 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ が炉体とスキッドの断熱強化ならびに燃焼ガス酸素濃度の制御によつて $246 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ に低減が可能であるとの報告がなされた。

これらの項目を細分してみると表1になる。参考のために、燃料原単位への影響度を概算により推定して示した。影響度の $\pm\%/%$ 表示は、燃料原単位に影響する項目、例えば被加熱材料の長さ1%の変化に対する燃料原



大きい影響をもつ因子には、加熱温度や被加熱材料の均熱度のように加工技術や加工機械設備の能力、生産工程、保全技術、品質管理、さらに操炉および加工ラインにおける職場自主管理活動と相互協力体制など広範囲に影響を及ぼすものがあり、加熱炉の燃料原単位の低減には工場全体のチームワークが重要であるといえる。

現在、低い燃料原単位で操業しているウォーキング・ビームスラブ加熱炉の諸元を表2に、またその熱勘定データを表3に示した。表3よりもわかるように、燃料

表1 燃料原単位に影響する因子

区 分	項 目	内 容	燃料原単位 への影響度																														
操 業	加 熱 温 度	加 熱 温 度 の 影 響 <table><tr><td colspan="2"></td><td colspan="4">燃料原単位 (×10³kcal/t)</td></tr><tr><td>†</td><td>*</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td></tr><tr><td>1 150°C</td><td>190.8</td><td>634</td><td>477</td><td>381</td><td>318</td></tr><tr><td>1 250°C</td><td>206.5</td><td>688</td><td>516</td><td>413</td><td>344</td></tr><tr><td>1 350°C</td><td>222.2</td><td>741</td><td>556</td><td>444</td><td>370</td></tr></table> (注) † 加熱温度 (°C) * 熱容量 (kcal×10³/t) : 被加熱材料の顕熱 †† 加熱炉熱効率 (%)			燃料原単位 (×10³kcal/t)				†	*	30	40	50	60	1 150°C	190.8	634	477	381	318	1 250°C	206.5	688	516	413	344	1 350°C	222.2	741	556	444	370	Max. ±1%/%
			燃料原単位 (×10³kcal/t)																														
†	*	30	40	50	60																												
1 150°C	190.8	634	477	381	318																												
1 250°C	206.5	688	516	413	344																												
1 350°C	222.2	741	556	444	370																												
上	被加熱材料の寸法	(1) 被加熱材料の厚いほうが燃料原単位に不利 (2) 長さの小なるほうが燃料原単位に不利 (3) 幅が大なる時は側面加熱が相対的に少なくなり不利 但し抽出口よりの侵入空気量が多い時は扉開放の延べ時間が短くなり有利	Max. ±0.1%/%																														
	被加熱材料の均熱度	均熱度の向上は燃料原単位に不利	Max. ±1%/10°C																														
	加熱条件の変動	目標加熱温度または被加熱材料の厚さが炉内の被加熱材料の配列内で大きい変動の存在する時は隣接の薄い材料または目標加熱温度の低い材料が過熱または過均熱されるために燃料原単位が悪化	Max. ±0.2%/%																														
	加熱負荷 (t / h)	個々の加熱炉に最低燃料原単位の加熱負荷 (t/h) が存在する ^{2)4)~6)}	Max. ±0.7%/%																														
	休炉の回数と時間	休止回数と休止延べ時間の少ないほうが有利 昇温所要時間の少ないほうが有利	Max. ±kcal/t 10×10³/回																														
	加熱ヒート・パターン	炉尻温度の低いヒート・パターンのほうが排ガス損失が少なく有利	Max. ±10%																														
	燃 焼	未燃分を発生しない範囲内で燃焼ガス中 O ₂ % の低いほうが排ガス損失熱が少なく有利	Max. ±2%/%-O ₂																														
	炉 内 圧 力	炉内への侵入空気が最少になる炉内圧力において、排ガス、損失熱が最少になる	Max. ±3%/mm+H ₂ O																														
設 備	個別バーナーの燃焼量調整	被加熱材料炉幅方向の均一加熱の調整	Max. ±1.5%																														
	加 熱 能 力	加熱能力の大なるほうが単位 t/h 当りの炉体表面積を少なくできるとともに、燃焼ガス層の厚さが大で、ガス放射伝熱量が多くなり有利	Max. ±0.3%/%																														
	炉 形	(1) 炉 高 高温加熱帯の炉高の大なるほうが、燃焼ガスより被加熱材料への伝熱量が多く有利 (2) 加熱帯間のバップル 炉内壁熱放射面積の増大と燃焼ガスの攪拌効果の増加により、炉壁ならびに燃焼ガスより被加熱材料への伝熱量が増加するので、設置するほうが有利 (3) 天井および側壁形状 水平吊天井ならびに垂直側壁よりも、ドーム型円形天井の方が、炉体周辺への熱放散面積が少なく有利	左記 3 項目合わせて Max. ±5% 左記 3 項目合わせて Max. ±5%																														
	炉 長	最低燃料原単位の炉長が存在する	Max. ±1%/%																														
	炉 幅	炉長より大にならない範囲で、炉幅の大なる方が炉体表面積が小になるのので有利	Max. ±0.02%/%																														
上	スキッド形状	下部帯のフレームおよび炉壁、燃焼ガスからの熱放射に対して蔭になる面積の少ない形状が有利 ⁸⁾⁹⁾	Max. ±3%																														

設備上	スキッド配列	スキッド配列をシフトする場合は、下部帯からの熱放射の蔭の影響を分散し、スキッド直上の最低温部温度が上昇するので、被加熱材料の平均温度を下げられて有利 ¹⁰⁾	Max. $\pm 1.5\%$
	スキッド数	少数のほうが有利	Max. $\pm 0.1\%$ / %
	炉壁	断熱性の大きなほうが有利	Max. $\pm 0.03\%$ / %
	炉床	ウォーキング・ビーム式加熱炉においては、炉床開口部に遮熱カバーをつけることにより熱放散が減少	Max. $\pm 0.03\%$ / %
	風管	予熱空気の断熱性の良好なほうが有利	Max. $\pm 0.01\%$ / %
	扉および視見孔 サイドドア	シール強化または閉塞が有利	Max. 10%
	扉開口面積	小さいほうが有利	Max. $\pm 0.01\%$ / %
	扉開閉時間	短かいほうが有利	Max. $\pm 0.01\%$ / %
	スキッド・パイプ	セラミック・ファイバー断熱層の厚いほうが有利 ¹⁾²⁾⁷⁾	Max. $\pm 0.05\%$ / %
	スキッド・ボタン数	ボタンよりの熱放散減少のため、ボタン数の少ないほうが有利	Max. $\pm 0.05\%$ / %
	レキュペレーター	排熱回収効率の高いレキュペレーターが有利	Max. $\pm 0.3\%$ / %-空気温度
	バーナー	ターンダウンレシヨが大で低過剰空気燃焼の可能な高速噴出バーナーが燃焼効率ならびに伝熱効率が良好で有利	Max. $\pm 5\%$
	使用燃料	高放射率燃焼ガスの高カロリー燃料が有利	Max. $\pm 10\%$
	その他		

(注) 燃料原単位への影響度は因子単独のもので、おおよその数値である。

表2 スラブ連続加熱炉諸元

設 計		操 業	
項 目	内 容	項 目	内 容
型 式	ウォーキング・ビーム式	加 熱 能 率	128.5 t/h
最大加熱能力	200 t/h	使用燃料	重油 63% ミックスガス 37%
有効炉長	31.9m	炉尻ガス温度	794°C
有効炉幅	9 m	加熱炉出口煙道ガス温度	725°C
使用燃料	重油およびミックスガス (3200kcal/Nm ³)	レキュペレーター入口ガス温度	700°C
標準加熱材料	200t×1625w ×3500l-mm	レキュペレーター出口ガス温度	430°C
装入方式	2列	予熱空気温度	363°C
スキッド列数	8	炉尻ガス成分	CO ₂ 12.5% C ₂ 2.5%
レキュペレーター型式	フィン付き多管式	加熱炉出口煙道ガス成分	CO ₂ 11.5% O ₂ 4%
		スキッド冷却水水量	520t/h
		スキッド冷却水出口-入口温度差	6.7°C

原単位におよぼす影響の大きい項目はスラブ顕熱であるが、この値を大巾に減少させることは全く新しい加工技術が生まれない限り現在のエネルギー価格との関係においては経済的に困難であろう。次いで大きい因子は排ガス顕熱であり、これを最少量にするためには、加熱プロセスにおいて最少の排ガス量と最低の排ガス温度にすることが必要条件になる。このための条件として、燃焼操作上から未燃焼ガスまたは煤煙が発生しない範囲内で空気過剰係数が1近くしかも炉内への侵入空気が皆無であることが必要であるが、これらのことは管理上の問題であるので、ここでは十分に満足な状態が維持されているものとする。

5.1 限界燃料原単位の推定方法

ウォーキング・ビーム式加熱炉においては、設備の投資効果以外で最大の炉長を制約するものはない。

表2の連続加熱炉の炉長を基準にして、その0.75倍、0.87倍、1.25倍、1.50倍、2倍の炉長で、炉巾ならびに炉高の等しいスラブ連続加熱炉を考え、燃料原単位低減限界を推定するための対象とした。

表2の加熱炉に対して、燃料原単位が高くなると考えられる炉長比1以下の2状態を設けた理由は、加熱能力(設計値)の200 t/hで操業した時に比較して日常操業

表3 スラブ連続加熱炉熱勘定結果

入 熱			出 熱		
項 目	($\times 10^3 \text{kcal/t}$)	(%)	項 目	($\times 10^3 \text{kcal/t}$)	(%)
燃 料 燃 焼 熱	315.4	82.9	ス ラ ブ 顕 熱	197.0	51.8
燃 料 燃 焼 熱 損 失	0.6	0.2	排 ガ ス 顕 熱	122.1	32.1
ア ト マ イ ズ 蒸 気 顕 熱	5.7	1.5	ス ケ ー ル 顕 熱	3.5	0.9
予 熱 空 気 顕 熱	45.2	11.9	冷 却 水 損 失 熱	27.2	7.2
ス ケ ー ル 生 成 熱	13.4	3.5	炉 体 な ど 放 散 熱	30.5	8.0
計	380.3	100	計	380.3	100

の加熱能率 128.5 t/h で操業した時に低い燃料原単位がえられるのに対して、レキュペレーターの熱回収能力を飛躍的に増大した時に、128.5 t/h 以上の加熱能率において、最低の燃料原単位がえられることがあるかも知れないと考えたためである。

炉長を長くまたは短かくした時のスラブの在炉時間は同一の t/h を維持する条件において炉長比と同じ比率になる。これにつれてスラブの加熱速度は大きくまたは小さくなる。ここで現在一般にとられている伝熱計算の方法によつて各炉長に必要なスラブのヒートパターンを求めておき、各炉長における炉尻のスラブすなわち炉尻の装入口より装入した1枚目のスラブに必要な平均昇温速度が炉尻から煙道吸込口へ入つていく高温燃焼ガスの熱放射の強さに比例すると仮定した。この場合、高温燃焼ガスの温度による放射率の変化はガス温度 100°C の低下で約6%の増加になる。これに対して炉尻における燃焼ガス温度の低下とこれにともなう加熱炉全体の燃焼量の減少により燃焼ガス量の減少をおこし燃焼ガスよりスラブ表面への対流伝熱量が減少する。これを概算すると約3%になり上記ガス放射率の増加との差約3%の伝熱能力の増加は黒体放射強度によつてガス温度に換算すると、10°C 程度である。これを燃料原単位への影響として図3に示した燃料原単位を算出する式より計算すると $0.7 \times 10^3 \text{kcal/t}$ 程度になる。したがつて加熱炉の天井ならびに側壁、スキッド・パイプ表面の再放射熱や反射熱の影響と炉内の燃料ガスの流れ状態ならびに温度分布を考慮した伝熱計算方法の未開発の事情を配慮して、燃焼ガスの放射率のガス温度による変化ならびに燃焼量の減少による燃焼ガス量とガス温度の低下にともなう燃焼ガスよりスラブへの対流伝熱量の減少を無視することにした。かくすれば、炉尻の燃焼ガス温度におけるステファン・ボルツマンの熱放射の四乗法則による黒体の熱放射強度とスラブのそれとの差が炉尻にあるスラブの平均温度上昇速度に比例することになる。

炉尻の燃焼ガス温度を決定すれば、燃焼量に比例する

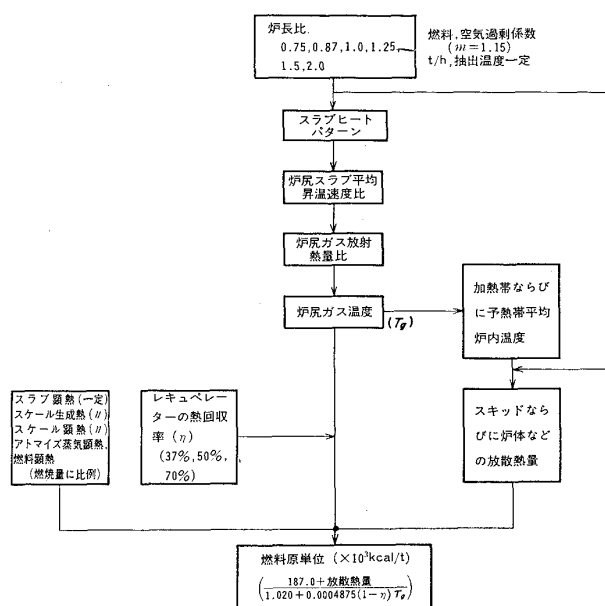


図3 スラブ連続加熱炉燃料原単位推定計算手順

燃焼排ガス量ならびに設定した状態量の計算前提であるレキュペレーターの熱回収率より未知の燃焼量すなわち燃料原単位の函数として排ガス顕熱量ならびに燃焼用の予熱空気の顕熱量を簡単に表現できる。ここで、スラブ単位重量当りのスケール生成熱ならびにスケール顕熱、スラブ顕熱を一定量とし、アトマイズ蒸気顕熱ならびに燃料顕熱を未知の燃焼量（燃料原単位）に比例する量とし、スキッド・パイプなどの冷却水損失熱量ならびに炉体などの放散による損失熱量を対象の加熱炉の炉長に対応する量として設定すれば、任意の条件の燃料原単位が求められる。この手順を図3に示した。

5.2 炉尻ガス温度の推定

上記の方法によつて実測により求めた炉長比1の時の燃焼ガス温度 794°C を基準にして、黒体放射強度を介してえた炉尻ガス温度を表4および図4に示した。

5.3 排ガス損失熱と予熱空気顕熱

排ガスの損失熱量は排ガス（加熱炉の炉尻燃焼ガス）温度および燃焼量（スラブ単位重量当たり燃焼量の熱量

表4 炉尻ガス温度推定値

炉長比	炉尻スラブ平均温度上昇速度比	黒体放射熱量 (kcal/m ² ・h)	炉尻ガス温度推定値 (°C)
0.75	1.85	118 100	972
0.87	1.28	81 800	862
1.0	1.0	63 800	794
1.25	0.704	44 900	704
1.5	0.546	34 900	645
2.0	0.375	23 900	562

表示で表3では燃料燃焼熱に当る), 燃料と空気過剰係数により決まる排ガスの比熱と単位燃焼量当たりの排ガス量より求められる. ここでは, 計算のすべての場合に燃料と空気過剰係数を一定として, 排ガスの損失熱量を $0.0004875 F \cdot T_g$ として表わした. F はスラブ単位重量当たりの燃焼量すなわち燃料原単位であり, T_g は炉尻における燃焼ガスの温度である. また予熱空気の顕熱量は $0.0004875 F \cdot \eta \cdot T_g$ とした. η はレキュペレーターの熱回収率である.

5.4 スキッドの冷却水ならびに炉体などの放散損失熱

加熱炉の抽出口ならびに装入口, 均熱帯の炉壁, 炉床, 天井, スキッド, パイプ, 扉, 覗き穴などより放散する熱量を一定とし, 基準の炉長比1の時に, これを全放散熱量の50%とした. 他の部分すなわち, 加熱帯ならびに予熱帯の上記の炉体構成各部の放散熱量は, 炉長比で表わして0.4の長さの均熱帯を除く炉長比で表わした残余の炉長と, 平均ガス温度の積に比例する量として求めた. この時, 均熱帯と加熱帯の境界の燃焼ガス温度を, 1300°Cと仮定して, 推定した炉尻の燃焼排ガス温度との算術平均値を加熱帯ならびに予熱帯の炉壁内面ならびにスキッド・パイプ表面の平均温度とした.

また加熱炉の抽出口ならびに装入口よりの放散損失熱を基準の炉長における表2ならびに表3の加熱炉の全放散熱量(表3で冷却水損失熱 27.2×10^3 kcal/t と炉体など放散熱 30.5×10^3 kcal/t の和)の20%の一定値とした. この数値の選定は表2の加熱炉において表3の熱バランスを総合して検討し, ほぼ妥当な数値として決めたものである. 抽出口ならびに装入口以外の加熱炉の炉体構成各部の放散損失熱量は下記の方法によつてそれぞれ1/2に減少するものとした.

(1) 炉体の天井ならびに炉壁, 炉床の断熱性を2倍の能力に増大する.

(2) スキッド・パイプの断熱能力を倍増する.

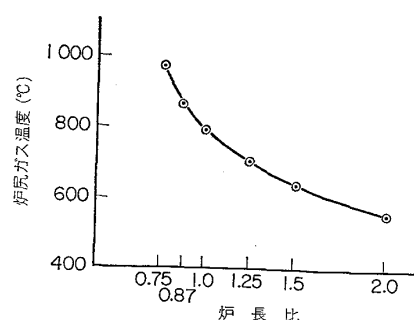


図4 炉尻ガス温度と炉長比

(3) スキッド・ボタンの熱通過面積を半減する.

(4) 覗き穴数を半減する.

(5) 炉床のスキッド・ポスト移動用の穴を廃止してダブル・ウォーキング・ビーム式加熱炉における炉床方式にかえ, 炉床の全開口面積・1/2に減少する.

今後の新設炉における上記の5項目の実施は炉壁へのセラミック・ファイバーの大巾な採用ならびに, スキッド・ボタンへの超耐熱材料の実用化により比較的近い将来に可能であると想定され, 現在の燃料価格の水準において少なくとも5年間以内で投下資金の回収が可能になると思われる.

5.5 燃料原単位低減限界の試算結果

計算における上記の各種仮定をすべて折り込み, 燃料の種類ならびに被加熱材料の寸法, 加熱能率(t/h)など諸条件を表3の熱勘定実施の際と同じとして, 計算の基準である現状以外に炉長を5状態, レキュペレーターの熱回収率(η)を2状態, スキッドならびに炉体などの放散損失熱を1状態に変化させた時の燃料原単位の試算結果を表5および図5に示した. この結果より次のことがわかった.

(1) 現在の炉長においてレキュペレーターの熱回収率を37%より50%に増加した時には, 燃料原単位が約6%低減し, さらに70%に増加した時には9.5%低減する.

(2) レキュペレーターの熱回収率を向上させると最低燃料原単位の炉長が短いほうへ移動する. したがって同じ炉長においては加熱炉の負荷を高めるほうが有利になる.

(3) 炉長ならびにレキュペレーターの熱回収率を現状にしてスキッド, 炉体などの熱放散を40%減少した時には, 燃料原単位が約9.5%向上する.

(4) 炉体などの放散熱の40%減少により, 最低燃料原単位の炉長が長いほうへ移動するとともに炉長の変化に対する燃料原単位の変化が少なくなる. したがって軽負荷になるにつれて炉体などの放散損失熱の減少によ

表 5 燃 料 原 単 位 推 定 結 果

炉長比	熱損失 熱回 収率	放 散 熱 損 失 現 状			放 散 熱 損 失 40% 減 少		
		37%	50%	70%	37%	50%	70%
0.75		325. ⁰	299. ²	266. ⁹	301. ⁷	277. ⁸	247. ⁷
0.87		316. ⁹	295. ⁴	267. ⁷	290. ⁷	271. ⁰	245. ⁵
1		315. ⁴	296. ⁴	270. ⁸	285. ⁷	268. ⁴	245. ²
1.25		317. ⁷	301. ²	278. ⁵	281. ⁰	266. ⁴	246. ³
1.5		322. ⁶	307. ³	286. ⁵	279. ⁶	266. ³	248. ²
2		336. ²	322. ⁵	303. ⁶	280. ⁶	269. ²	253. ⁴

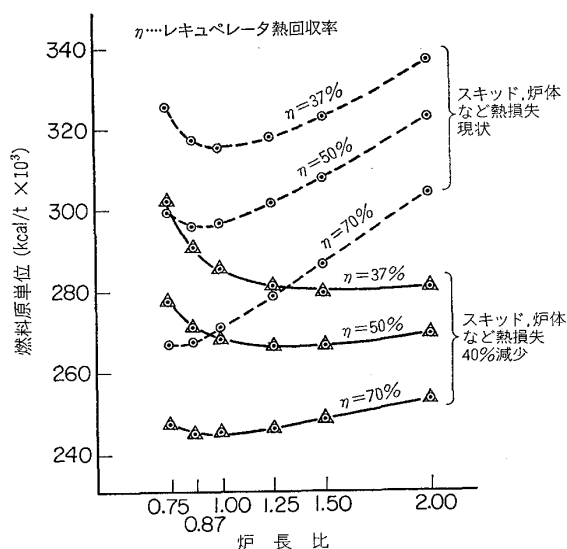
(注) 燃料原単位... $\times 10^3 \text{ kcal/t}$ 

図 5 燃料原単位と炉長比

る燃料原単位の低減効果が大きくなり、通常負荷変動をともし日常操業に対してレキュペレーターの熱回収率の向上措置よりも有利である。

(5) レキュペレーターは効率が高くなるにつれて設備費用が急激に増加するので、当面はスキッド、炉体などの放散熱の減少を重点におき、レキュペレーターの効率向上は 50% 程度にとどめるほうが有利で現実的な燃料原単位の低減措置になるものと思われる。このような点からは 2～5 年範囲内での投資回収の付加的な設備改善によつて、到達しうるスラブ連続加熱炉の燃料原単位低減限界値としては、現在のスキッド、炉体などの放散熱量 ($57.7 \times 10^3 \text{ kcal/t}$) の 40% 減少ならびにレキュペレーターの熱回収率 37% の 50% への向上、炉長の 1.5 倍への延長によつてえられた、 $266.3 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ がほぼ妥当な値ではないかと思われる。

さらに熱回収率が 70% 以上のレキュペレーターが加

熱炉において実用化されるようになれば、 $245 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ の燃料原単位に到達することが可能になる。

(6) 基準炉長の加熱炉の能力 200 t/h に対して操業は 128.5 t/h の軽負荷であるので炉長が、1.56 倍に延長された時と同等の負荷条件になるためにレキュペレーターの熱回収効率の向上またはスキッド、炉体などの放散損失熱減少の措置をとらない時には、これ以上の炉長延長または軽負荷操業は燃料原単位の低減にメリットがない。

6. スラブ連続加熱炉の燃料原単位低減における今後の課題

上述のように現在のスラブ連続加熱炉には、まだ相当の燃料原単位低減余地が残されている。これを実現するには、既存技術の結集に加えて次の技術開発または改善が必要である。

(1) スキッド構造ならびに構成材料

スキッドパイプのシャドー効果ならびにスキッドレールまたはボタンによるスラブ冷却効果の減少のため、スキッドパイプ冷却方法の改善ならびに超耐熱性スキッドレールあるいはスキッドボタン新材料の開発。

(2) 低熱損失炉体

耐久性のすぐれた高温断熱材料ならびにその施工方法の開発と使用技術の確立。

(3) 高効率レキュペレーター

小型で低価格の高効率レキュペレーターの開発。

(4) 圧延の速度ならびに制御能力

ロール新材質の開発ならびにミル剛性増大による圧延速度の増加、板巾、板厚制御能力の増大。

(5) 製品の材質

温度依存性低減可能な材質の開発。

7. ま と め

鉄鋼業の代表的加熱炉としてスラブ連続加熱炉を対象にして、既存技術の付加的な開発により到達可能な最低の燃料原単位について、わが国における最近の研究経過にふれ燃料原単位に影響する因子について言及した。この多くの因子の中から低減限界値に近づけるために本質的な要因とみられた 炉長 ならびに レキュペレーター の熱回収能力、炉体ならびにスキッドなどの熱放散の三因子をえらび、熱バランスによつて燃料原単位におよぼす影響を推定した。その結果 低減の 限界値として $266 \times 10^3 \text{kcal/t}$ がほぼ妥当な値であるとの結論をえた。なお今後の技術課題として、加熱炉炉体の熱損失ならびに炉内の伝熱、レキュペレーターの熱回収能力、圧延ならびに製品材質に関する研究開発の必要性を示した。

文 献

- 1) 住友金属工業(株), 鹿島製鉄所厚板工場自主管理チーム: 熱管理と公害, 29 (1977) 2, p. 17
- 2) 多田 健: 熱管理と公害, 26 (1974) 8, p. 60
- 3) 片田 中: 鉄と鋼, 62 (1976) 10, p. 146
- 4) K. V. GERMERSHEIM, F. GRUNEWALD, and G. W. HOFFMANN: Stahl u. Eisen, 96 (1976) 5, p. 196
- 5) P. FONTANA, G. CARRARA, and T. BRUNO: Iron Steel Eng., (1977), July, p. 45
- 6) 佐田哲男: 熱管理と公害, 26 (1974) 3, p. 56~57
- 7) 丸岡芳樹: 第 39 回西山記念講座, (鉄鋼協会編), p. 205~206
- 8) 涛崎 忍, 香月正人, 武田利式, 篠原虔章: 川崎製鉄技報, 3 (1971) 4, p. 147~151
- 9) R. L. HOWELLS, S. D. PROBERT, and J. WARD: JISI, (1972), Jan. p. 10~20
- 10) 後藤和之: 電気製鋼, 41 (1970), 4, p. 29~34
- 11) H. BOENECKE, H. J. POHLE: Gas Wärme International, 24 (1975) 7/, p. 316~322