



国際協力事業団
タイ王国科学技術環境省
エネルギー開発促進局

タイ王国
省エネルギー計画
アフターケア調査

報告書

(II)

1995年3月

財団法人 省エネルギーセンター

タイ王国省エネルギー計画アフターケア調査報告書 (II)

95年3月

国際協



122
67
MPI
BRARY

鉦調工
JR
95-078

国際協力事業団

タイ王国科学技術環境省
エネルギー開発促進局

タイ王国
省エネルギー計画
アフターケア調査

報告書

(II)

JICA LIBRARY



111893916J

27429

1995年 3月

財団法人 省エネルギーセンター

国際協力事業団

27429

タイ王国省エネルギー計画アフターケア調査

報告書・第Ⅱ編

— 目 次 —

List of Tables, List of Figures

1. 資料の性格
2. 診断の手順
3. 製鉄業の省エネルギー
4. 紙パルプ工業の省エネルギー
5. 添付資料（ワークショップテキスト）
 - 1 想定工場
 - 2 想定建築物
 - 3 エネルギー管理
 - 4 産業分野のエネルギー管理方法
 - 5 工場の省エネルギー診断方法
 - 6 既設建築物の省エネルギー推進方法
 - 7 ボイラ運転の省エネルギー
 - 8 スチーム取扱の省エネルギー
 - 9 工業炉運転の省エネルギー
 - 10 電気取扱の省エネルギー
 - 11 想定工場解答集
 - 12 想定建築物解答集

List of Tables

- Table 2.1 Standard Air Ratio of Boiler
- Table 2.2 Standard Air Ratio of Industrial Furnace
- Table 2.3 Standard Outside Temperature of Furnace Wall
- Table 2.4 Standard Exhaust Gas Temperature for Boiler (unit: °C)
- Table 2.5 Standard Exhaust Heat Recovery Rate of Industrial Furnace
- Table 3.1 Relation between Furnace Capacity, Required Dimensions and Electric Equipment of Furnace
- Table 3.2 Comparison of Pusher Furnace & Walking-Beam Furnace
- Table 3.3 Comparison of Combustion Method
- Table 3.4 Layout of Heating Furnace
- Table 3.5 Average Electric Power Consumption Rate for Mild Steel
- Table 3.6 Heat Balance of Arc Furnace
- Table 3.7 Heat Balance Table
- Table 3.8 Items on Energy Conservation for Arc Furnace
- Table 3.9 Example of Energy Saving Effect in Scrap Preheating by Arc Furnace Exhaust Gas
- Table 3.10 Standard Air Ratios for Industrial Furnaces
- Table 3.11 Target Air Ratios for Industrial Furnaces
- Table 3.13 Points of Check and Maintenance Services for Burning Equipment
- Table 3.14 Required Viscosity of Oil at Burner Inlet
- Table 3.15 Example of Draft Resistance (Water Column mm) in Flue
- Table 3.16 Improvement Effects of Wall Composition of Reheating Furnace
- Table 3.17 Standard Temperatures of Furnace Outer Walls
- Table 3.18 Target Temperatures of Furnace Outer Walls
- Table 3.19 Main Characteristics of Insulating Fire Materials
- Table 3.20 Survey Report on the Outline of Equipment
- Table 3.21 Survey Report on Actual Long-Term Operations
- Table 3.22 Table for Measurement Items and Results of Measurement
- Table 3.23 Heat Balance Table
- Table 3.24 Standard Waste Heat Recovery Ratios for Industrial Furnaces
- Table 3.25 Target Waste Heat Recovery Ratios for Industrial Furnaces
- Table 3.26 Temperature of Heat Transfer Area
- Table 3.27 Working Temperature of Heating Pipe by Material
- Table 4.1 Example of Stepwise Promotion Plans
- Table 4.2 Chemical Components of White Liquor
- Table 4.3 H-Factor Relative Velocity

- Table 4.4 Comparison of Energy Unit Consumption in Batch Digester and Continuous Digester**
- Table 4.5 Control Items**
- Table 4.6 Evaporation Ratio**
- Table 4.7 Unit Energy Consumption of Evaporator**
- Table 4.8 The List of Japanese Standard Qualities of Waste Paper by Paper Recycling Promotion Center of Japan**
- Table 4.9 Energy Consumption Pattern of Pulp and Paper Processes in an Integrated Fine Paper Mill**
- Table 4.10 Kind and Hardness of Rolls**
- Table 4.11 Flash Tank Capacity Index**
- Table 4.12 Flash Tank Height Index**
- Table 4.13 Transition of the Unit Water Consumption of the Paper Mill in Japan**
- Table 4.14 Transition of the Unit Water Consumption and Head Box Temperature**
- Table 4.15 Causes for Paper Breaking and Remedies**

List of Figures

- Figure 2.1 Flowchart of Factory Survey
- Figure 3.1 Production Process by Arc Furnace Steel-Making Method
- Figure 3.2 Body Structure of Arc Furnace
- Figure 3.3 Electrical Machinery and Apparatuses of Arc Furnace
- Figure 3.4 Power Consumption Per Unit Charge in Japan
- Figure 3.5 Pusher-Type Single Zone Reheating Furnace
- Figure 3.6 Pusher-Type 3-Zone Reheating Furnace
- Figure 3.7 Pusher-Type 5-Zone Reheating Furnace
- Figure 3.8 Walking Beam-Type Reheating Furnace
- Figure 3.9 Electric Power Consumption Rate of Japanese Arc Furnace
- Figure 3.10 Example of Installation of Combustion Supporting Burner
- Figure 3.11 Oil Consumption Rate and Electric Power Consumption Rate Showing the Effect of Combustion Supporting (Per Ton of Mild Steel)
- Figure 3.12 Relationship between Unit Oxygen Consumption Rate and Unit Electric Power Consumption Rate in Oxygen Enriching Operation
- Figure 3.13 Scrap Preheater Using Arc Furnace Exhaust Gas for Heating Scrap in Charging Bucket
- Figure 3.14 Characteristics Diagram of Energy Conservation for Reheating Furnace
- Figure 3.15 Reduction Point for Fuel Consumption Rate
- Figure 3.16 Relation between Air Ratio and Thermal Efficiency
- Figure 3.17 Energy Saving Effect under Air Ratio Control
- Figure 3.18 Classification of Burners
- Figure 3.19 Structure of Internal Mixing Type Gas Burner
- Figure 3.20 Compact External Mixing Type Gas Burner
- Figure 3.21 Structure of External Mixing Type Gas Burner
- Figure 3.22 Structure of Semi-mixing Type Gas Burner
- Figure 3.23 Installation Chart for High-Pressure Atomizing Type Oil Burner
- Figure 3.24 Structure of High-Pressure Atomizing Type Oil Burner (Internal Mixing Type)
- Figure 3.25 Structure of High-Pressure Atomizing Type Oil Burner (External Mixing Type)
- Figure 3.26 Structure of Low-Pressure Air Type Oil Burner (Non-Proportioning Type)
- Figure 3.27 Structure of Low-Pressure Air Type Oil Burner (Proportioning Type)
- Figure 3.28 Structure of Non-Return Oil Type Oil-Pressure Burner
- Figure 3.29 Structure of Return Oil Type Oil-Pressure Burner
- Figure 3.30 Structure of Rotary Type Oil Burner
- Figure 3.31 Structure of Oil and Gas Mixture Burner
- Figure 3.32 Average Gas Temperature and Draft Force Inside Smoke Stack
- Figure 3.33 Furnace Pressure Measurement Port and Pressure Setting

Figure 3.34 Heat Transfer to Surface by Convection
 Figure 3.35 Emissivity of Metal
 Figure 3.36 Typical Wall Temperature of Reheating Furnace
 Figure 3.37 Improvement Plan for Wall Composition of Reheating Furnace
 Figure 3.38 Inferior Reconstruction Plan for Wall Composition of Reheating Furnace
 Figure 3.39 Working Temperature Range of Typical Insulating Materials
 Figure 3.40 Factor for Determining the Equivalent of Heat Release from Openings to the Quantity of Radiant Heat from Perfect Black Body
 Figure 3.41 Double Insulation Method for Skid
 Figure 3.42 Comparison of Water Cooling Loss (Calculated Values)
 Figure 3.43 Example of Preheater of Air for Burning (Recuperator)
 Figure 3.44 Fuel Conservation Rate
 Figure 3.45 Fuel Conservation Rate When Fuel Oil is Used When Natural Gas is Used
 Figure 3.46 Temperature Difference in Case of Parallel Flow
 Figure 3.47 Temperature Difference in Case of Counter Flow
 Figure 3.48 Relationship between Temperature and Oxidation Loss
 Figure 4.1 Production Process
 Figure 4.2 Batch Type Cooking Instruments
 Figure 4.3 Continuous Type Cooking Instruments
 Figure 4.4 Heater
 Figure 4.5 Relative Reaction Velocity, Cooking Time or Temperature
 Figure 4.6 Relation of H-Factor, Pulp Yield and Lignin Content
 Figure 4.7 Continuous Washer
 Figure 4.8 Diffusion Washer
 Figure 4.9 Falling Film Type Evaporator
 Figure 4.10 Comparison of Forced Circulation Evaporator and Falling Film Evaporator
 Figure 4.11 Recovery Boiler
 Figure 4.12 Waste Paper Pulping Flow Sheet
 Figure 4.13 Comparison of Unit Electric Power Consumption
 Figure 4.14 Water Movement in Press Nip
 Figure 4.15 Chart for Characteristic Factors
 Figure 4.16 Nip Pressure and Nip Width
 Figure 4.17 Nip Width and Rubber Hardness
 Figure 4.18 Crown and Nip Width
 Figure 4.19 Drying Curve of Paper
 Figure 4.20 The Relationship between Air Conditions and Drying Speed
 Figure 4.21 Leading Dryer
 Figure 4.22 Typical Third Group Drainage System (Blow Through System)

Figure 4.23 Design of Open Hood

Figure 4.24 Unit Steam Consumption Rate for Open Hood and Closed Hood

Figure 4.25 An Example of "Closed Hood Ventilation System"

Figure 4.26 Waste Heat Recovery Flow for Closed Hood Ventilation System and Control System

Figure 4.27 Cause and Effect Diagram of Paper Breaking

1. 資料の性格

1. 資料の性格

この報告書に含めた資料はガイドラインを作成するにあたって、参考となるであろう技術的事項を、下記の点に留意してまとめたものである。

(1)エネルギー開発促進局またはタイ省エネルギーセンターの技術者が①診断指導用マニュアルとして、あるいは②セミナーのテキストとして、あるいは③工場の合理化の進捗度の判断資料として、用いることができるものであること。

(2)記述事項の水準は、大学卒業後4～5年程度の技術者で、当該業種の工場に従事していない者でも十分理解できる程度であること。

(3)記述事項の範囲は、タイの工業の現状に即したものとするため、今回の調査対象工場のプロセスに関する事項に限定し、基本的な事項、参考数値、省エネルギーのための手法や事例を記載すること。

エネルギー開発促進局及びタイ省エネルギーセンターがこの報告書を参考にしてガイドラインを作成し、今後独自の工場診断等を通じて収集した情報を逐次追加して、充実を図ることを期待する。

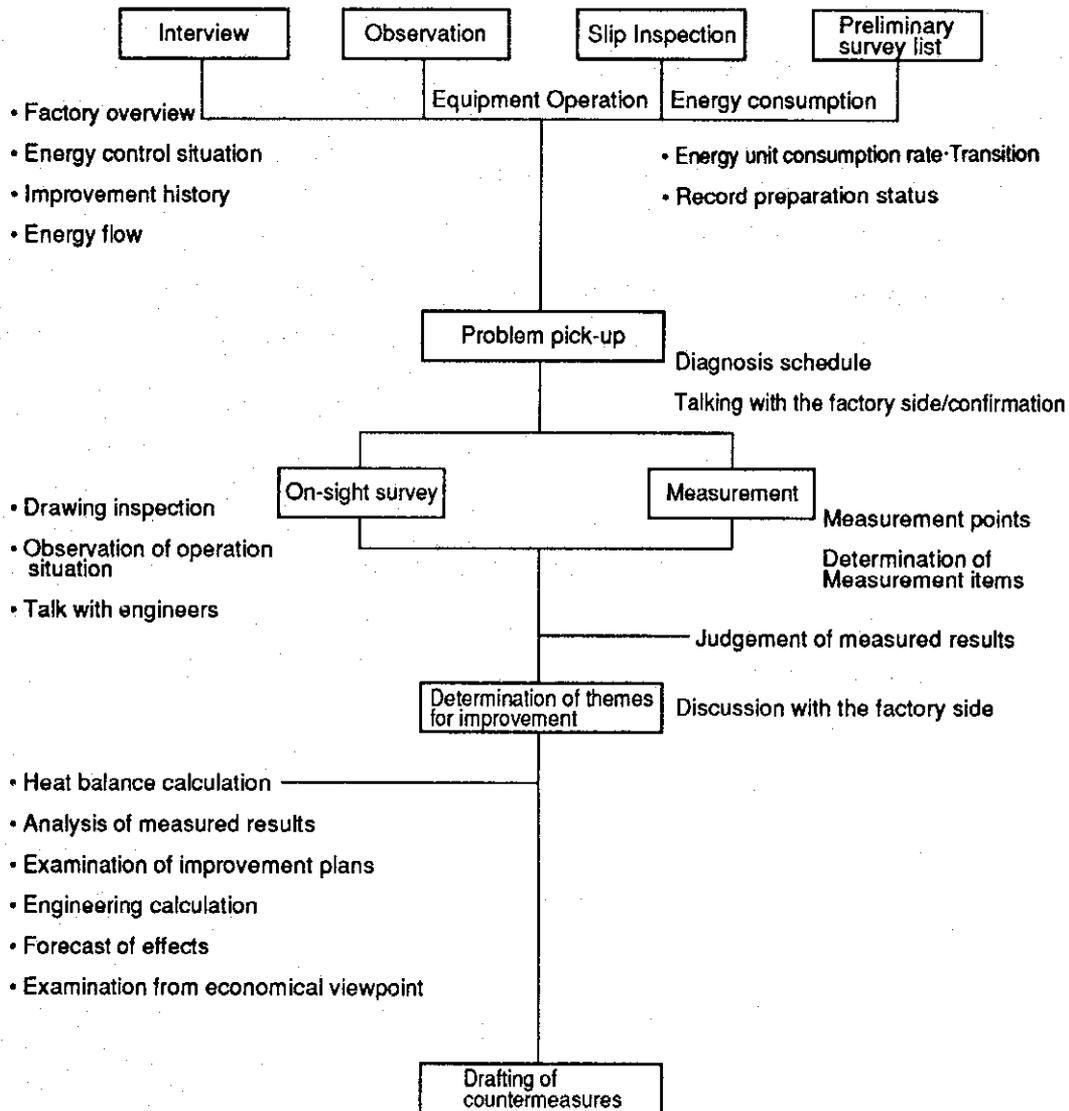
2. 診断の手順

2. 診断の手順

(1) 工場診断の手順

工場調査の一般的な手順を Figure 2.1 に示す。

Figure 2.1 Flowchart of Factory Survey



① 工場の概要把握

管理者の省エネルギーに対する理解と熱意、これまでの取り組み、工場側が問題と考えている点を把握する。

1. 工場概要（工場名、業種、資本金、従業員数、組織、沿革、業界におけるシェアと位置づけ等）
2. 過去5年間の主要製品の生産量推移
3. 過去5年間のエネルギー消費量推移
4. 主要製品の製造工程図
5. ボイラ等主要エネルギー消費設備の種類、能力、稼働状況
6. エネルギー流れ
7. 電気系統単線結線図、受電設備の状況
8. 工場配置図
9. 工場側が問題と考え調査を希望している点
10. 過去の省エネルギー対策実施項目
11. 今後の省エネルギー対策実施計画
12. 業界や当工場の景況ならびに省エネルギー対策の推進の阻害要因

② 診断計画の作成

- a. 工場側の説明を聞きながら工場の全般的な視察を行うとともに、予備調査表やエネルギー消費・生産記録の点検によって次の点の概要を把握する。

設備・操業上の問題点

診断の重点を置くべき箇所

工場の技術水準

設備の老朽度・保守の程度

稼働率の変動状況

エネルギー原単位水準及びその推移

- b. 診断計画を定める。

診断の重点を置く設備または工程

測定点、測定項目、測定時間

作業分担等

- c. 診断計画を工場側に説明して了解を求め、併せて以下の協力を依頼する。

生産計画との調整

試料採取または計測器挿入用測定孔の準備

電源準備

③ 診断計画に基づき測定・調査を実施する。

計測器の選定と配置

計測器への設定条件入力

適正なデータが得られているかどうかの監視

設備図面または実測による設備の詳細構造、寸法の調査

運転状態の観察による問題点把握

技術者からのヒヤリング

改善方策の経済効果を評価するのに必要な資料

(エネルギー価格、資金、コスト等)の調査

④ 測定結果の出揃った段階で、今後の解析作業を経て報告書において改善策を提案する項目を整理し、工場側に説明して項目を確定する。

⑤ 改善案の検討

チェックリスト記入のデータ、測定記録紙、データ記録フロッピー、図面等を基に、熱収支計算、伝熱計算、流体輸送動力計算等熱管理、電気管理解析を行い、改修または設備付加による省エネルギー改善方策を検討し、最も当該工場の実状に適した案を作成する。

これとともに、改善に要する概算コストと期待効果を算出し、これを基に共通の指標、手法を用いて各改善方策の経済評価を行い、その実行可能性、優先度を明らかにする。

また改善方策実施に伴い生ずる影響について検討し、実施上留意すべき点を示す。

(2) 診断の着眼点

日本においては工場の事業主が技術的、経済的に可能な範囲でエネルギーの使用の合理化を図るに当たって、判断の基準とすべき事項を通商産業省が公表している。

このなかでは省エネルギー技術を次の7つに分類し、主要な項目については遵守基準と目標水準を示している。

- I 燃料の燃焼の合理化
- II 加熱及び冷却並びに伝熱の合理化
- III 放射、伝導等による熱の損失の防止
- IV 廃熱の回収利用
- V 熱の動力等への変換の合理化
- VI 抵抗等による電気の損失の防止

VI 電気の動力、熱等への変換の合理化

従って、これは省エネルギー診断に際してもよりどころとなり得るものである。以下に、参考として日本の判断基準における遵守基準を以下に紹介する。

また、各項目別の合理化改善措置の例を列記する。

I 燃料の燃焼の合理化

Table 2.1 Standard Air Ratio of Boiler

Classification of evaporation	Solid fuel		Liquid fuel	Gas fuel	By-product gas
	Fixed bed	Fluidized bed			
Large-sized boiler for electric utilities	—	—	1.05 - 1.2	1.05 - 1.1	1.2
Other boilers					
30 t/h or more	1.3 - 1.45	1.2 - 1.45	1.1 - 1.25	1.1 - 1.2	1.2 - 1.3
10 to 30 t/h	1.3 - 1.45	1.2 - 1.45	1.2 - 1.3	1.2 - 1.3	—
5 to 10 t/h	—	—	1.3	1.3	—
< 10 t/h	—	—	1.3	1.3	—

Table 2.2 Standard Air Ratio of Industrial Furnace
(Except for solid fuel furnace or the furnace of below 500 Mcal/h)

Classification	Continuous type	Intermittent type
Metal casting melting furnace	1.30	1.40
Continuous billet heating furnace	1.25	
Other metal heating furnace	1.25	1.35
Metal heat treating furnace	1.25	1.3
Petroleum heating furnace	1.25	
Thermal cracking furnace and reforming furnace	1.25	
Cement baking furnace	1.30	
Lime baking furnace	1.30	1.35
Drying furnace (only the burner section)	1.30	1.50

I-1 バーナ選定

形式、容量、Turn Down Ratio

整備、Tip 摩耗

I-2 霧化改善

燃料温度、粘度

Atomize 空気、スチーム量

油 圧

分散剤、Emulsion

I-3 空気進入防止

炉圧制御

開口部減少、親子扉、シール強化

開放時間減少

I-4 空燃比制御改善

O₂ 制御、CO 制御

Cascade 制御

Cross Limit 制御

I-5 負荷安定

負荷配分改善、台数制御

Steam Accumulator

I-6 燃焼温度上昇

酸素富化燃焼

ガスアトマイズ

I-7 低温完全燃焼

流動床燃焼

触媒燃焼

II 加熱・冷却・伝熱の合理化

II-1 工業炉加熱

II-1-1 加熱温度適正化

作業標準設定

II-1-2 Heat Pattern 改善

温度分布、昇温速度

炉内ガス流れ

II-1-3 負荷適正化

炉床負荷

複数設備への負荷配分

負荷平準化

II-1-4 材料装入法改良

II-1-5 炉形状改善

II-1-6 炉体・搬送具の熱容量減少

軽量化

II-1-7 火炎輝度向上

II-1-8 直接加熱

直火式への改造

液中燃焼

直接通電

遠赤外線加熱

マイクロ波加熱

誘導加熱

誘電加熱

II-2	スチーム加熱	
II-2-1	スチーム圧の適正化	
II-2-2	空気抜き	
II-2-3	Direct Steam 吹き込み法改善	
II-3	伝熱	
II-3-1	伝熱抵抗の減少	伝熱面への Scale、Sludge、霜付着防 ボイラ水質管理、薬注、ブロー適正化 凝縮膜、霜の排除 掃除、Soot Blow、Filter 掃除
II-3-2	伝熱係数向上	気流高速化、噴流加熱、高速バーナ 流動伝熱 噴霧冷却
II-3-3	熱交換 System	最適化 基数増加
II-3-4	熱交換器	高熱伝導率材料採用 伝熱管形状 伝熱管配列 伝熱面拡大、Fin Plate Buffer Plate、乱流促進体
II-4	運転	
II-4-1	Start、Stop 時間適正化	惰力運転
II-4-2	負荷の減少	冷暖房温度、換気回数適正化 前工程での保有熱活用 工程待ち時間短縮 空炉時間短縮、Lot 集約 蒸留塔還流比適正化、装入抜出段選定
II-5	プロセス	
II-5-1	制御法改善	余裕代減少
II-5-2	自動化	

II-5-3	熱の多段階利用	多重効用缶、蒸気再圧縮 蒸留塔段数増加 Plant Integration 工場間エネルギー融通
II-5-4	分離方式の変更	機械分離 膜分離 吸着 抽出、超臨界抽出
II-5-5	Layout 変更	輸送距離短縮 交錯輸送回避 搬送距離短縮による空転時間短縮
II-5-6	反応条件緩和	触媒改良 薬品改良 Bio Reactor
II-5-7	製品規格変更	過剰品質防止 次工程での熱処理不要材
II-5-8	原料変更	Recycle
II-5-9	大型化	大電力化による時間短縮
II-5-10	連続化	
II-5-11	高速化	
II-5-12	工程省略	Hot Charge
II-5-13	高効率機器採用	

Ⅲ 放射・伝導等による熱の損失の防止

Table 2.3 Standard Outside Temperature of Furnace Wall
(except for the rotary furnace and the furnace with the capacity of
500 Mcal/h or less at the outer air temperature of 20°C)

Temperature inside the furnace	Temperature outside the furnace wall (unit: °C)		
	Ceiling	Side wall	Bottom in contact with the outer air
1,300 ≤	140	120	180
1,100 ~ 1,300	125	110	145
900 ~ 1,100	110	95	120
< 900	90	80	100

Ⅲ-1 漏洩防止

点検、早期修理

スチームトラップ選定、整備

回転部分、継手部分シール強化

Ⅲ-2 放熱部分の減少

配管経路の改善

不要配管の撤去

不使用配管の元弁閉止、盲入れ

Ⅲ-3 保温・断熱

フランジ・弁部等保温強化

低熱伝導率断熱材使用

外被の放射率低下

カバー・蓋取り付け

保温部の Maintenance

バッチ炉断熱材の軽量化 (かさ比重<1.3)

Ⅲ-4 炉内ガス流出、放射損失防止

開口部縮小、閉鎖、扉取り付け

扉開放時間短縮

Ⅲ-5 ボイラブロー量適正化

IV 廃熱の回収利用

Table 2.4 Standard Exhaust Gas Temperature for Boiler (unit: °C)
(Load factor: 100% at the outer temperature of 20°C)

Classification of evaporation	Solid fuel		Liquid fuel	Gas fuel	By-product gas
	Fixed bed	Fluidized bed			
Large-sized boiler for electric utilities	—	—	145	110	200
Other boilers					
30 t/h or more	200	200	200	170	200
10 to 30 t/h	250	200	200	170	—
5 to 10 t/h	—	—	220	200	—
< 10 t/h	—	—	250	220	—

Table 2.5 Standard Waste Heat Recovery Rate for Industrial Boiler

Gas temperature at furnace outlet (°C)	Waste heat recovery rate (%)		
	> 20Gcal/h	5-20Gcal/h	1-5Gcal/h
< 600	25	25	—
600 - 800	35	30	25
800 - 900	40	30	25
> 900	45	35	30

N-1 廃エネルギー

排ガス、排気
 排水、排液
 コンデンセート
 高温固体（赤熱コークス）
 機械的エネルギー（水落差）
 排圧力（Blast Furnace、Flued Coker）
 副生ガス（Steel Convertor）
 冷熱（Liquefied Natural Gas）
 自然エネルギー（太陽光、熱、外気温）

N-2 利用先

材料・原料加熱
燃焼用空気、給気加熱

ボイラ給水予熱

燃料予熱（油）

スチーム発生

動力発生、発電

空調

地域熱供給

冷凍

魚養殖

温室加熱

融雪

N-3 手段

熱交換器、流動層

Heat Pipe

Heat Pump

熱媒体利用

廃熱ボイラ

減圧式回収ボイラ

タービン（有機溶媒、スチーム）

全熱交換器

V 熱の動力等への変換の合理化

V-1 Energy 効率向上

スチーム条件向上

Combined System

Cogeneration

スチーム減圧時の動力回収

V-2 発電所運転合理化

Turbine、Nozzle 形状改善

復水器真空管理（掃除、水温、漏洩）

発電所運用

変圧運転

補機台数制御、回転数制御

背圧、抽気条件最適化

Peak Shift(深夜、休日電力利用、蓄熱)

V-3 直接発電

燃料電池

V-4 機関効率向上

V-5 スチームエジェクタ合理化

段数、スチーム圧適正化

真空ポンプへの転換

VI 抵抗等による電気の損失の防止

M-1 送電

M-1-1 高圧化

M-1-2 低温化

M-1-3 直流化

M-2 配線

M-2-1 配線長最小化

受変電設備、負荷の配置改善

配線経路改善

M-2-2 配線方式改善

M-2-3 配線径の選定

M-2-4 三相不平衡改善

M-3 変圧器

M-3-1 適正容量

M-3-2 負荷配分、稼働台数調整

M-3-3 結線法

M-3-4 不使用時切り放し

M-4 電気使用機器

接触抵抗減少

M-5 力率改善

進相コンデンサ設置、負荷連動 ON-OFF

機器の負荷率適正化

同期発電機活用

M-6 運転

M-6-1 最大電力抑制

負荷平準化

Demand Control

VI-6-2 回路電圧適正化

VI-7 低損失機器採用

超電導

Ⅶ 電気の動力、熱等への変換の合理化

Ⅶ-1 電動機

高効率型採用

適正容量

Ⅶ-2 動力伝達

伝導装置改善

潤滑管理

ベルト（材質、弛度調整）

Ⅶ-3 運 転

空転防止、間欠運転

適正電圧維持

Electric Precipitator 荷電間欠化

Ⅶ-4 流体輸送

Ⅶ-4-1 負荷軽減

流量低下（漏洩防止）

配管抵抗減少（配管経路合理化、掃除）

吸引温度低下

輸送方式変更

高効率機器、インペラ、可変翼

インペラカット

Ⅶ-4-2 機器容量適正化

Ⅶ-4-3 制 御

回転数制御（VVVF、クラッチ、極数変換

台数制御

Ⅶ-5 エネルギー回収

回生制動

Ⅶ-6 電気加熱

Ⅶ-6-1 負荷低減

Hot Charge

炉装入法、入力法改善

接触抵抗減

Ⅶ-6-2 高効率機器

周波数変換機効率化

直接加熱（直接通電、誘導加熱、誘電加熱、

マイクロ波加熱、プラズマ加熱）

VI-6-3 燃焼加熱方式との比較

VI-7 空 調

負荷減少

建物形状、構造、方角、周囲環境
外気侵入防止（自動扉、カーテン）

換気量、回数適正化

断 熱

発熱体分離、照明熱隔離

局所冷暖房

Zoning（場所別空調条件変更）

遠赤外線暖房

VI-7-1 送 気

Filter 掃除

ダクト抵抗減少

ファン回転数制御

加湿ノズル大型化

VI-7-2 制御改善

戻り水温度調節

VI-7-3 運転管理

冷水塔水質管理

熱交換器掃除

VI-8 照 明

VI-8-1 適正照度

VI-8-2 室内内装

壁の色

VI-8-3 器具配置改善

VI-8-4 昼光利用

VI-8-5 不要灯消灯励行

VI-8-6 照明制御

VI-8-7 器具清掃

VI-8-8 ランプの適時交換

VI-8-9 高効率機器採用

ランプ、安定器

VI-9 電気化学

VI-9-1 接触抵抗減少

VI-9-2 電圧引き下げ

過電圧引き下げ、電極改善

VI-9-3 操業条件調節

浴温、濃度、電極間距離

3. 製鉄業の省エネルギー

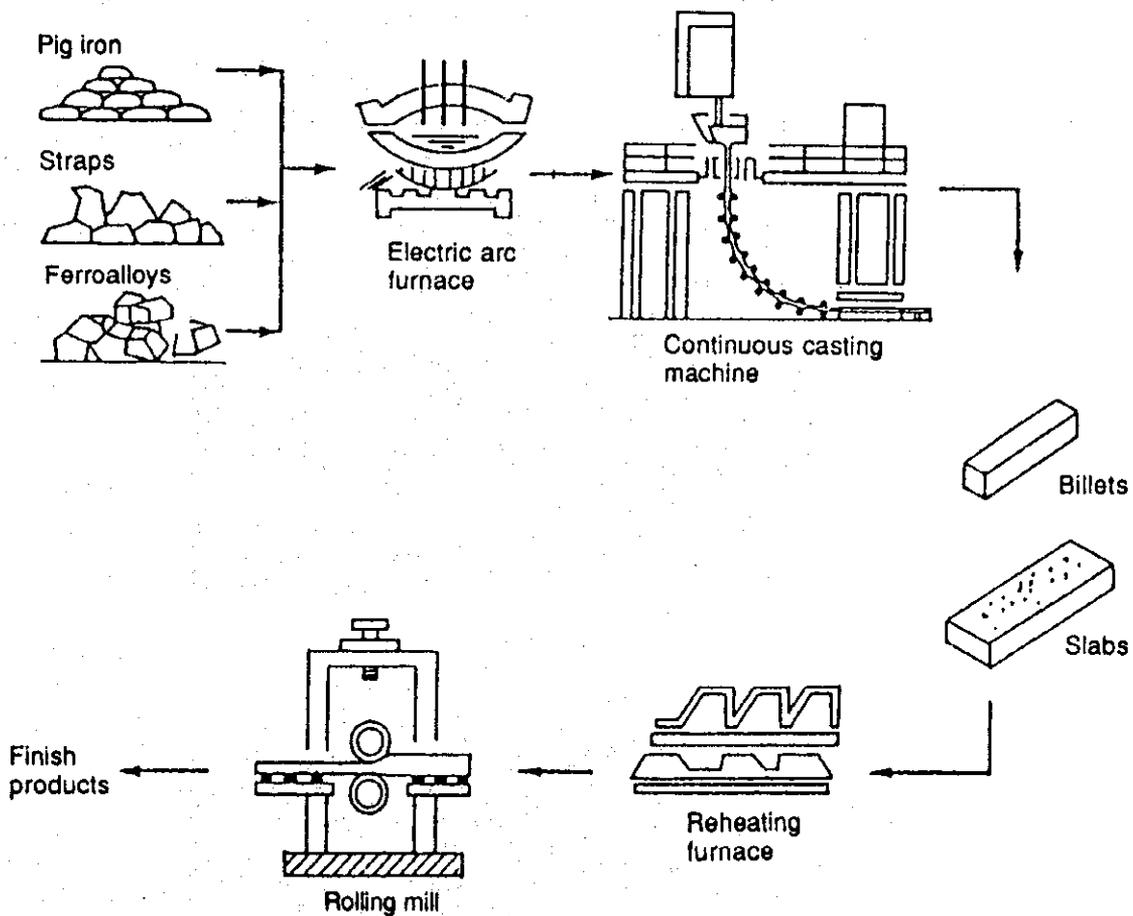
3. 製鉄業の省エネルギー

3.1 エネルギー使用の特徴

3.1.1 製造工程と主要設備

アーク炉製鋼の製造工程を Figure 3.1 に示す。アーク炉製鋼はスクラップを原料として使用する廃棄資源を有効活用する製鋼法である。また、粗鋼1 ton当たりの製造に要するエネルギーも、高炉—転炉製鋼法に比較すると少なく、省エネルギー的な製鋼法である。

Figure 3.1 Production process by arc furnace steel-making method



(1) アーク炉

製鋼用アーク炉は三相交流を用いて炉内に装入された鉄屑と電極との間に発生するアーク熱と鉄屑に発生する抵抗熱とにより炉内鉄屑を溶解する。その特徴は次の通りである。

- a. 高温が得られるとともに、温度の制御が容易である。
- b. 酸化及び還元精錬いずれも容易に行われる。
- c. 使用する鉄原料の質に対する制約が少ない。
- d. 特殊鋼、普通鋼いずれも製造できる。
- e. 熱効率が良い。

アーク炉は構造的に炉体と電気設備とに大別される。炉体の構造を Figure 3.2 に、電気設備を Figure 3.3 に示す。炉体は炉殻、傾動装置、電極装置、炉蓋開閉装置及び変圧器二次側母線と可とう電線から構成されている。電気設備は遮断器、炉用変圧器及び自動電極制御装置の主要電気機器で構成されている。

Figure 3.2 Body Structure of Arc Furnace for Steel Making

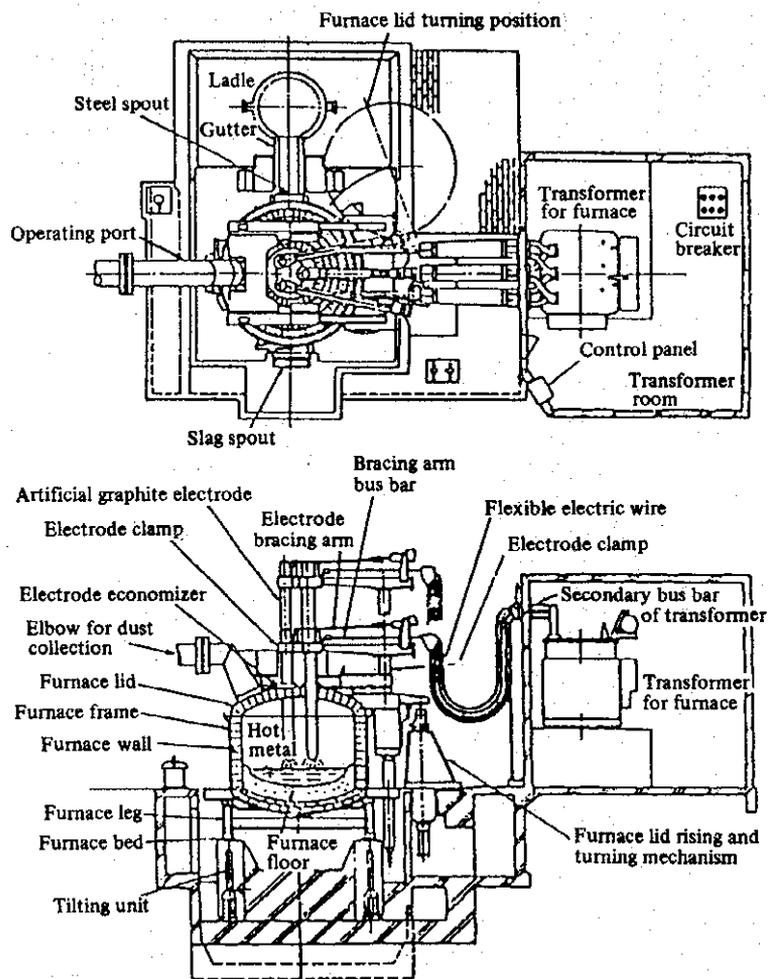
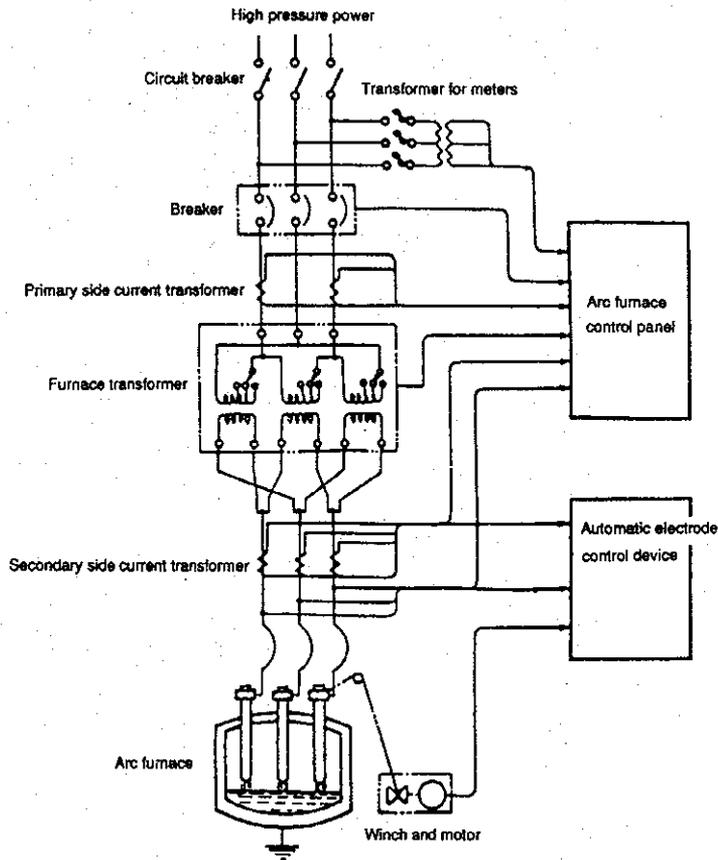


Figure 3.3 Electrical machinery and apparatus of Arc Furnace



付帯設備としては発生ガス及び建家内空気のダストをバッグフィルターまたは静電方式で除く集じん設備，あるいは発生ガスの顕熱でスクラップの予熱をするスクラップ予熱装置がある。

炉の大きさは，通常は容量（溶解容量），炉殻内径及び変圧器容量で表される。Table 3.1に炉容と変圧器容量の関係を示す。

また，日本の製鋼用アーク炉の電力原単位の実績の回帰曲線を Figure 3.4 に示す。

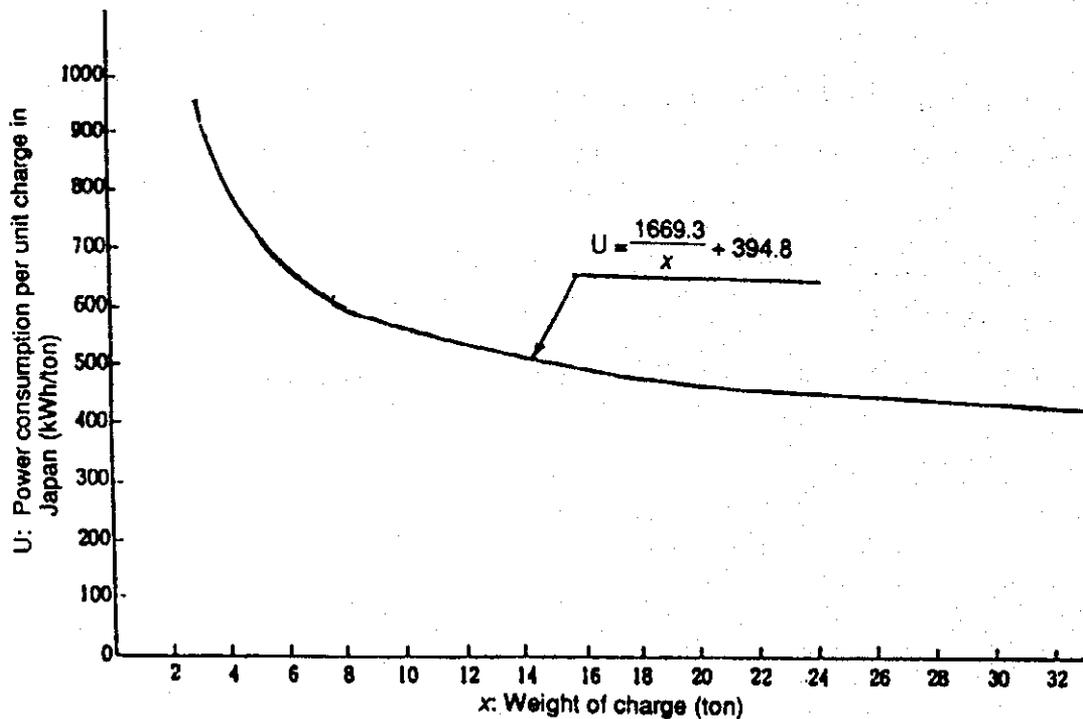
Table 3.1 Relations among furnace capacity, required size and electrical equipment

Nominal capacity of furnace [10 ³ kg]	Outside diameter of furnace core [m]	Metal bath depth [mm]	Diameter of electrode [mm]	Capacity of transformer [MV·A]			Secondary voltage (RP furnace) [V]
				RP	HP	UHP	
2	2.178	300	175	1.5	—	—	180/80
5	2.743	400	200~250	3	5	—	200/100
10	3.353	400	300~350	5	7.5	—	220/100
20	3.962	450	350~400	7.5	12	15	240/100
30	4.572	650	400~450	12	18	22	270/120
50	5.182	750	450~500	18	25	30	330/130
60	5.486	850	500	20	27	35	400/130
70	5.791	850	500	22	30	40	400/130
80	6.096	900	500	25	35	45	430/140
100	6.400	950	500~550	27	40	50	460/160
120	6.706	1000	550~600	30	45	60	500/200
150	7.010	1000	600	30	50	70	500/200
170	7.315	1050	600	35	60	80	500/200
200	7.620	1100	600	40	70	100	560/200
400	9.754	1200	700	—	—	150	—

Notes RP: regular power, HP: high power, UHP: ultra-high power

Source: Cast Product Handbook, 4th Ed., ed. Japan Cast Product Association

Figure 3.4 Typical power consumption per unit charge in Japan (kWh/ton)



Source: 1977 Japan Cast and Forged Steel Association Report of Analysis Results on Unit Steel Production in Different Electric Arc Furnaces

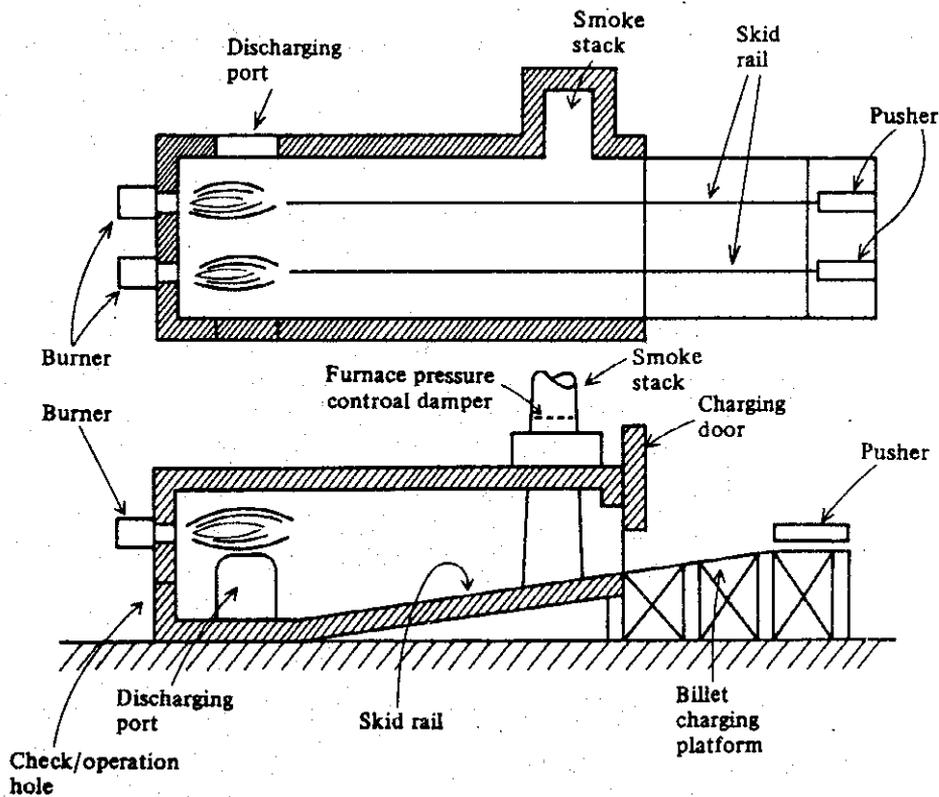
(2) 加熱炉

加熱炉は分塊工場で粗圧延された鋼材，または，連続铸造された鋼材を最終製品に圧延するため，その目的温度まで再加熱する炉である。加熱炉を大別するとバッチ式と連続式がある。バッチ式は主に特殊な形状のものを再加熱する炉で，大量生産用には連続式が主流である。

連続加熱炉にはプッシャ式，ウォーキングビーム式，ウォーキングハウス式等がある。ウォーキングハウス炉は薄い材料，丸鋼片，鋼管などの特殊なものの加熱や熱処理用に使用されている。従来はプッシャー炉が多く使用されていたが，設備の大型化，自動化などにとともに，プッシャー炉の1帯式から多帯式へ，さらにウォーキングビーム炉へと変換してきた。

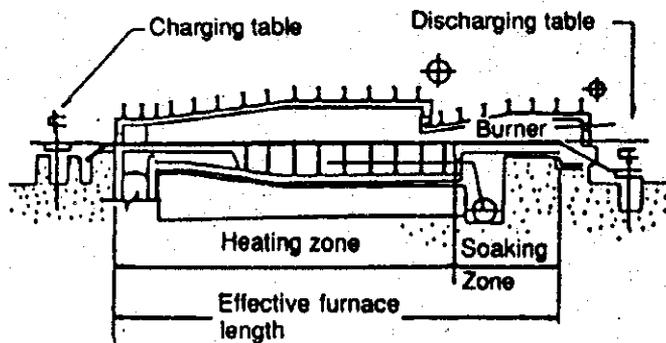
最も古く，初歩的な形式の炉としては Figure 3.5 のプッシャー形1帯式加熱炉がある。これは加熱能力は50 t/h程度までで，鋼片は上面だけから加熱されるので，上下面の温度差が大きく，また，炉温が1ゾーンコントロールのため操業にフレキシビリティがない。

Figure 3.5 Pusher-Type Single Zone Reheating Furnace



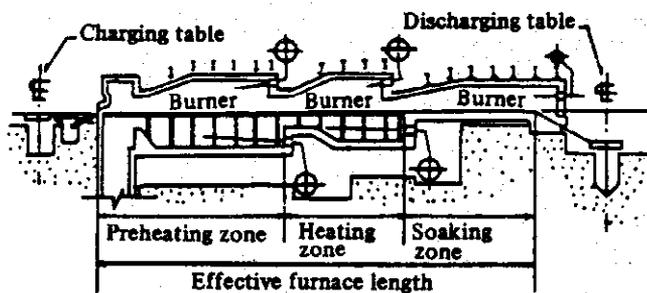
加熱容量60~120 t/hの炉としては、Figure 3.6のような、プッシャー形3帯式加熱炉がある。この炉は加熱帯と灼熱帯が明確に区分され、加熱帯では鋼片を上下両面から所定の温度まで加熱し、灼熱帯ではスキッドマークを減少し、鋼片の温度を均一にすることを目的とした炉である。3ゾーンのそれぞれの炉温を制御することができ、操業にフレキシビリティを有している。

Figure 3.6 Pusher-type 3-zone reheating furnace



さらに、加熱容量の大きな炉として200~250 t/hのプッシャー形5帯式加熱炉がある。これは3帯式加熱炉を発展させたものであり、予熱帯、加熱帯、灼熱帯が明確に区分されている。(Figure 3.7 参照)

Figure 3.7 Pusher-Type 5-Zone Reheating Furnace



最近ではプッシャー炉の欠点を解消し、大容量の加熱能力を有するウォーキングビーム炉が広く採用されている。(Figure 3.8 参照)

プッシャー炉とウォーキングビーム炉と両者の比較を Table 3.2 に示す。

Figure 3.8 Walking beam-type reheating furnace

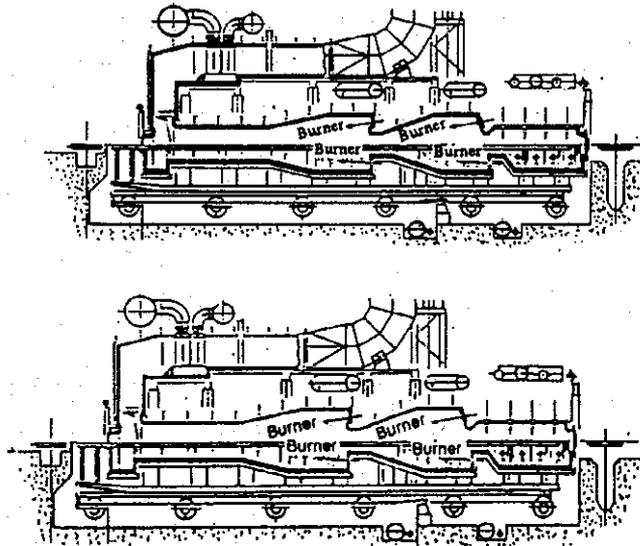


Table 3.2 Comparison of pusher furnace & walking-beam furnace

	Pusher furnace (PF)	Walking-beam furnace (WBF)
Application	1. Mass production	1. Mass production 2. Slabs of deformed sections to which PF is not applicable, and for quality products
Slab carrying method	The slab is pushed in with a pusher from the charge side and is caused to move as sliding forward on the water-cooled skid.	The slab on the water-cooled fixed beam is carried by the water-cooled moving beam, which makes back-forth motions.
Advantage	1. Equipment cost is less than that of WBF. 2. Cooling water loss heat is less than that of WBF.	1. There is no restriction in the furnace length. 2. Skid mark is minor, and no scratches are produced. 3. The furnace can be easily emptied because the slabs in the furnace can be freely carried by the own power. 4. Slabs can be carried in suitable intervals.
Disadvantage	1. Skid mark and scratches are easily produced. 2. Buckling of slabs tends to occur in the furnace and there are restrictions in the furnace length. 3. Charge of slabs of extremely different thickness levels cannot be made. 4. It is hard to empty the furnace. 5. The frequency of maintenance of the soaking hearth is large.	1. The equipment cost is higher than that of PF. 2. As the number of skids is large, the cooling water loss is larger than that of PF.

加熱炉に対するバーナの配置は、(1)軸流燃焼、(2)サイド燃焼、(3)ルーフ燃焼、の3方式に分けられるが、各方式ともそれぞれ特性があり、実際の炉に対してはその特性を生かし加熱能力などを考慮して採用されている。また、これらの燃焼方式を組合せて適用している炉もある。その特性比較を Table 3.3 に示す。

また、炉型は鋼片の搬送方式によっても異なる。Table 3.4 に加熱炉への装入、抽出方法別レイアウトを示す。

Table 3.3 Comparison of combustion method (1/2)

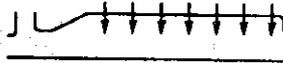
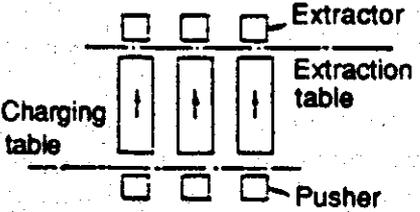
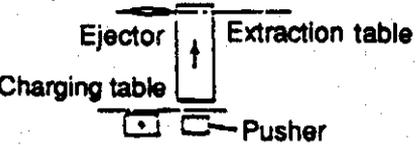
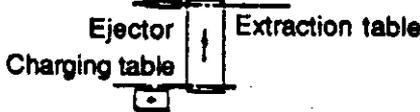
Item	Axial flow combustion	Side combustion	Roof combustion
Burner position			
Fuel	Fuel oil, C-gas, M-gas, natural gas	Fuel oil, C-gas, M-gas, natural gas	Fuel oil, C-gas, M-gas, natural gas
Burner type	External mixing type	External mixing type or variable flame burner	Roof burner
Flame form	Long flame	Short flame (variable flame)	Completion of combustion in ports
Combustion rate controllability	Broad control range	Narrow control range Thinning control is needed in correspondence to the combustion rate.	Relatively broad control range
Heating load	May be large with large capacity burner	May be large with large capacity burner	Not very large with small capacity burner
Restrictions by furnace internal dimensions	There are restrictions in the length per zone in the longitudinal direction.	There are restrictions in the widthwise direction.	None in particular. But lower combustion is not permitted.
Flow of combustion gas in the furnace	Flows without unnaturalness in the longitudinal direction.	Drift tends to occur because there is an angle between the burner direction and the longitudinal direction.	There is no unnaturalness in the flow because combustion is almost entirely completed in burner tiles.

Table 3.3 Comparison of combustion method (2/2)

Item	Axial flow combustion	Side combustion	Roof combustion
Mounting of burners	Nose section is required, and the furnace structure is complicated.	The furnace structure is simple.	The furnace structure is simple. But the piping is complicated because the number of burners is large.
Heat pattern	Equalization of the temperature in the width-wise direction is easy. The temperature drops in the longitudinal direction. The temperature at the nose section drops.	Equalization of the temperature in the width-wise direction is inferior. Equalization of the temperature drops in the longitudinal direction is easy.	Equalization of the temperature is easy in both of the widthwise direction and the longitudinal direction.
Workability	Relatively good. But no good at the periphery of the lower burners because of high temperature environment.	The working environment is good.	The workability is inferior because the number of burners is large and because of high temperature environment.

Table 3.4 Layout of heating furnace

Charging/ extraction method	Furnace layout	Characteristics
Back charging, front extraction		<ol style="list-style-type: none"> 1. It is easy to charge and extract large billets. 2. The layout is easy when two or more furnaces are installed. Thus, this method is suitable for large-capacity facilities such as hot strip mills and slab mills. 3. The area of openings for charging and extracting is large. As a result, heat loss by thermal radiation or air intrusion is large. 4. Extraction is done by pushing or extractors.
Back charging, side extraction		<ol style="list-style-type: none"> 1. Billets can be kept hot during the rolling, thanks to the closeness of the rolling mill and the reheating furnace. 2. Heat loss by thermal radiation from the extraction outlet is small. 3. Extraction is done by ejectors or rollers. However, when rollers are used, heat loss is large through cooling water for the rollers.
Side charging, side extraction		<ol style="list-style-type: none"> 1. Heat loss is small at both the charging inlet and the extraction outlet. This method is most suitable to a reheating furnace for long billets.

3.1.2 エネルギー使用状況

(1) アーク炉

日本のアーク炉の電力原単位の推移を Figure 3.9 に、炉容別の電力原単位を Table 3.5 に示す。電力原単位の飛躍的な低減は、大型炉、超高電力 (UHP) 操業とスクラップ予熱、助燃バーナの採用、さらに最適電流制御装置の開発などによる。

Figure 3.9 Electric Power Consumption Rate of Japanese Arc Furnace

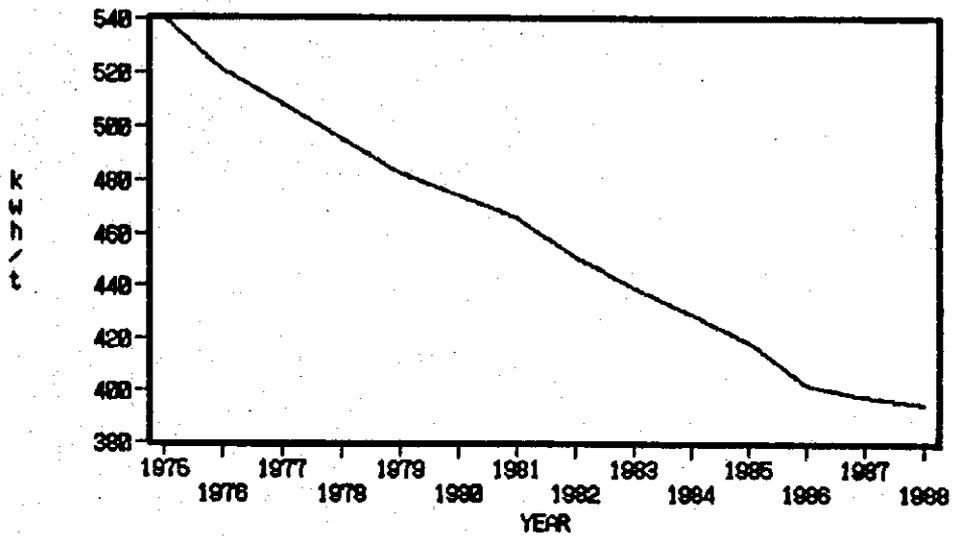


Table 3.5 Average Electric Power Consumption Rate for Mild Steel

Furnace capacity	10 t	15 t	30 t	60 t	80 t
Electric power consumption rate kWh/ton of good-quality ingot	550	520	480	440	410

アーク炉の熱収支の例を Table 3.6 に示す。その熱効率は50%程度であり、損失熱では Exhaust gas の16.5%、炉体冷却水の8.2%が大きい。

Table 3.6 Heat Balance of Arc Furnace

Item		Kind of steel				Furnace capacity				Total	
		Mild steel (N = 7)		Special steel (N = 11)		30-50 t furnace (N = 7)		50 or more furnace (N = 11)			
		10 ³ kcal/ steel dis- charge t	%								
Heat input	Heat quantity of electric power	373.0	59.1	438.3	61.5	437.6	62.2	398.2	59.8	412.9	60.6
	Calorific value of fuel	24.9	3.9	16.7	2.3	6.7	1.0	29.4	4.4	20.7	3.0
	Oxidation heat of electrode	25.7	4.1	34.3	4.8	35.9	5.1	28.9	4.3	32.1	4.7
	Oxidation heat of charged raw materials	192.4	30.5	208.4	29.2	204.5	29.0	199.5	30.0	201.5	29.6
	Heat of slag formation	11.2	1.8	12.6	1.8	15.0	2.1	10.2	1.5	12.1	1.8
	Others	3.6	0.6	2.7	0.4	4.4	0.6	—	—	1.7	0.3
	Total heat input	630.8	100	713.0	100	704.1	100	666.2	100	681.0	100
Heat output	Potential heat of molten steel	339.6	53.8	347.5	48.7	342.9	48.7	344.7	51.8	344.0	50.5
	Potential heat of slag	46.5	7.4	55.0	7.7	63.4	9.0	44.2	6.6	51.7	7.6
	Heat loss on transformer and secondary conductor	28.1	4.4	37.9	5.3	46.4	6.6	26.7	4.0	34.3	5.1
	Sensible heat of exhaust gas	111.0	17.6	115.9	16.3	115.1	16.3	112.2	16.8	112.4	16.5
	Heat carried out by cooling water	30.3	4.9	72.3	10.1	49.7	7.1	59.9	9.0	56.1	8.2
	Others (heat release from furnace body, radiant heat at time of additional charging, etc.)	75.3	11.9	84.4	11.8	86.6	12.3	78.5	11.8	82.3	12.1
	Total heat output	630.8	100	713.0	100	704.1	100	666.2	100	681.0	100

(2) 加熱炉

連続加熱炉の燃料原単位は1960年代では、プッシュ炉で $370 \times 10^3 \sim 450 \times 10^3$ kcal/t、ウォーキングビーム炉で $450 \times 10^3 \sim 590 \times 10^3$ kcal/tであったが、最近ではプッシュ炉に変わってウォーキング炉が、大型炉の主流を占めるようになり、1989年では $202 \times 10^3 \sim 566 \times 10^3$ kcal/t、平均で 267×10^3 kcal/tになっている。この燃料原単位の低減には、後述するような対策の積み重ねによる熱効率の改善の効果が大きい。

特に前工程の高温をそのまま利用するホットチャージの普及と比率の増加も大きく寄与している。

加熱炉の熱収支の一例を Table 3.7 に示す。

Table 3.7 Heat balance table of Reheating Furnace

Heat input			Heat output		
Item	10 ³ kcal/t	%	Item	10 ³ kcal/t	%
(1) Combustion heat of fuel	442.9	94.7	(8) Quantity of heat contained by extracted steel	200.4	42.8
(2) Sensible heat of fuel	0.8	0.2	(9) Sensible heat of scale	5.0	1.1
(3) Sensible heat of air	5.0	1.1	(10) Sensible heat of exhaust gas	94.1	20.1
(4) Heat brought in by atomizer	0	0	(11) Heat loss by incomplete burning	0	0
(5) Quantity of heat contained by charged steel	0	0	(12) Quantity of heat brought out by cooling water	57.2	12.2
(6) Heat of scale formation	19.0	4.0	(13) Other heat loss	111.0	23.8
(7) Heat recovered by preheater	(0)	(0)	(14) Heat recovered by preheater	(0)	(0)
Total (1) + (2) + (3) + (4) + (5) + (6)	467.7	100.0	Total (8) + (9) + (10) + (11) + (12) + (13) +	467.7	100.0

Remark 1. For recording the quantity of heat, use 10³ kcal/t as a unit and round our figures after the decimal point into a single digit.

2. Round out figures after the decimal point into a single digit in the percentage.

3.2 エネルギー使用の合理化

3.2.1 アーク炉

アーク炉製鋼における省エネルギーの基本は炉熱効率、生産性、製品歩留まりの向上によって無効出力を減少するとともに、排熱の有効利用を図ることである。

Table 3.8 にアーク炉の省エネルギー項目を示す。

Table 3.8 Items on Energy Conservation for Arc Furnace

Decrease of heat input	Substitution of heat input	Auxiliary combustion of oil Oxygen injection Preheating scrap by fuel
	Utilization of waste heat	Preheating scrap by exhaust gas Utilization of hot return scrap
	Lowering molten steel temperature	Increasing of ladle brick temperature Prevention of heat release by ladle lid
Reduction of heat loss	Improvement of facilities	Increasing of furnace capacity Adoption of high power system Improvement of automatic electrode controller Reduction of resistance of secondary conductor and electrode Reduction of openings on furnace body Insulation
	Improvement of operation	Removing impurities of charging scrap Quick charging of scrap and other raw material Optimum input of power Speeding up of analysis for molten steel Shortening time for maintenance Prevention of electrode breakage Elimination of waiting time for crane etc. Effective operation of dust collector
Improvement of product yield		Selection of good quality raw material Reduction of miscasting Decrease of residual molten metal
Utilization of waste heat		For scrap preheating Utilization of hot water for living, air conditioning, boiler feed water etc.

(1) 石油の助熱

大容量のアーク炉では炉内のスクラップの溶解を促進するため、アークから最も遠いコールドスポット部の炉壁に孔を開けてバーナを設置し、石油系燃料を燃焼させる。

Figure 3.10 にバーナの設置状況を、Figure 3.11 に燃料消費量と電力消費量の関係を示す。
 発電での熱損失を考えると、熱源を電力から燃料に転換することは省エネルギーになる。

Figure 3.10 Example of Installation of Combustion Supporting Burner

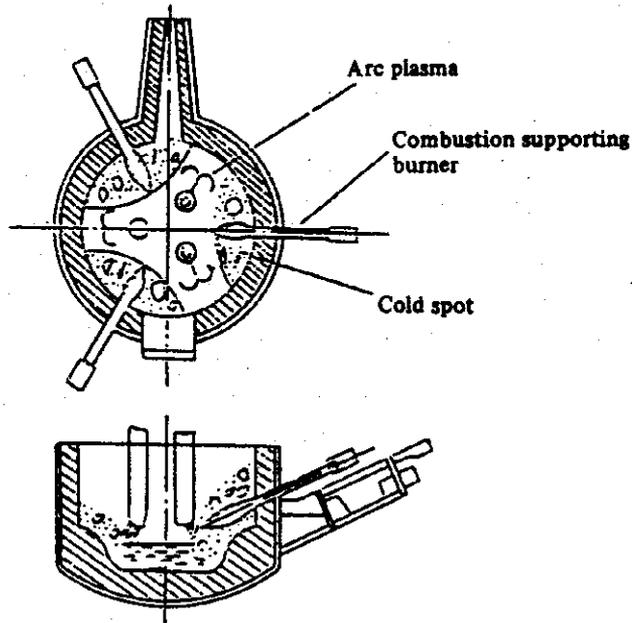
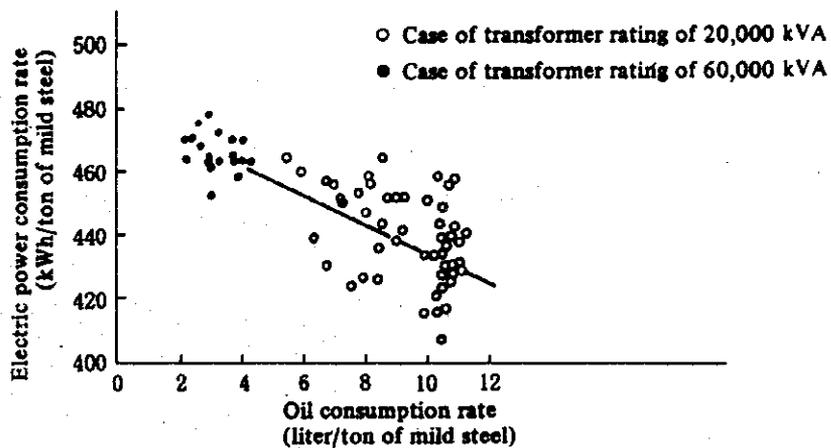


Figure 3.11 Oil Consumption Rate and Electric Power Consumption Rate Showing the Effect of Combustion Supporting (per ton of mild steel)



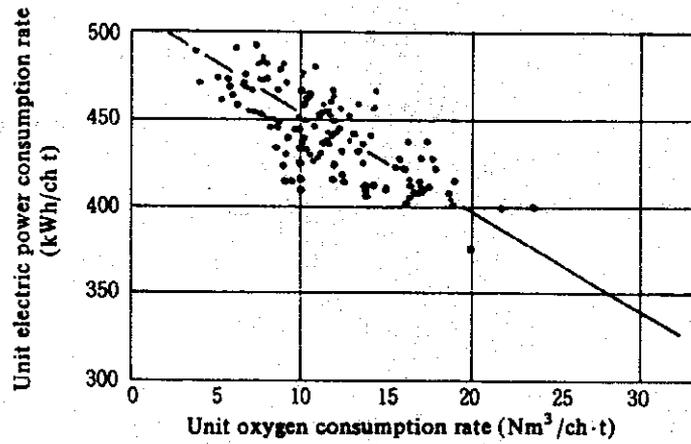
(2) 酸素吹き込み

溶解初期に酸素を吹き込み、スクラップを切断して溶解を促進し、溶け落ち後は溶鋼に吹き付け、炭素や珪素などの酸化熱を利用して溶解時間の短縮を図る。アーク炉では、固定的

な熱損失が多いので、溶解時間の短縮を図ることが省エネルギーになる。

Figure 3.12 に酸素原単位と電力原単位の関係を示す。

Figure 3.12 Relationship between Unit Oxygen Consumption Rate and Unit Electric Power Consumption Rate in Oxygen Enriching Operation

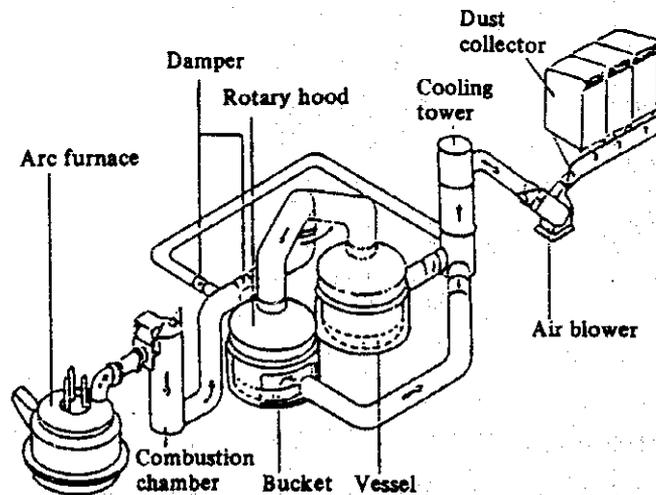


(3) スクラップ予熱

アーク炉に装入する前のスクラップを予熱することで、燃料を燃焼して予熱する方法と、アーク炉排ガスを利用する方法とがある。

Figure 3.13 は、スクラップ装入バケットをアーク炉排ガスで加熱するスクラップ予熱装置の 1 例である。

Figure 3.13 Scrap Preheater Using Arc Furnace Exhaust Gas for Heating Scrap in Chatging Bucket



装入用バケットに充填されたスクラップは、集じん装置の排ガス燃焼室と冷却塔の間に設けられたベッセル内に置かれる。集じん機用送風機で引かれたアーク炉の排ガスは、ベッセル内のスクラップを加熱した後、集じん機を通して大気に放出される。

Table 3.9に、アーク炉排ガスによるスクラップ予熱の省エネルギー効果の例を示す。

また、工場内で発生する鋼屑は熱い間にアーク炉に戻せば省エネルギーになる。

Table 3.9 Example of Energy Saving Effect in Scrap Preheating by Arc Furnace Exhaust Gas

Applicable furnace	Reduction of unit electric power consumption rate (kWh/t)	Reduction of electrode wear amount (kg/t)	Shortening of steel making time (min.)
30 t	30.6	0.17	10
30 t	36	0.7	8
50 t	40 ~ 50	0.2 ~ 0.4	5 ~ 8
60 t	40 ~ 45	0.2 ~ 0.3	5 ~ 7

(4) 炉体開口部の放熱抑制

アーク炉は炉体側壁に出滓口、出鋼口などの開口部がある。これらの開口部は、使用時以外は閉止しておくべきであるが、シールが悪かったり、閉め忘れていたりすると炉内に冷風が侵入して熱損失の原因となる。開口部が閉鎖のみにより4%の電力原単位が低減された例がある。

(5) 炉修時の放熱抑制

アーク炉では出鋼の都度炉内を点検し、炉床部など溶解時に損傷した箇所の補修を行うが、この間に炉体蓄熱の放散が起こるので、できるだけ速やかに補修を終わるようにしなければならない。大型炉では炉材吹き付け補修機を備えて補修時間の短縮を図っている。

(6) 電力投入の最適化

電力消費量は1チャージの時間が短いほど少なくなる。従って、スクラップで周りが覆われている段階ではアーク電力が最大となるような電圧、電流値とする。スクラップの溶解が進み炉壁が露出するようになると、炉壁の溶損を防ぐため低電圧、大電流のショートアーク操業とするのが普通であったが、最近では銅製ジャケット水冷炉壁の採用によりロングアーク操業が可能になってきた。

それぞれの炉の形状、スクラップ装入法に応じて電力、炉壁の消耗、電極の消費量が総合的に最適になるような電力Input programを見いだすようにしなければならない。

3.2.2 加熱炉

加熱炉の省エネルギーの基本的な考え方は、燃料の燃焼の合理化、加熱・冷却並びに伝熱の合理化、放射・伝導等による熱の損失の防止及び廃熱の回収利用である。

加熱炉に対する省エネルギーのための特性要因図を Figure 3.14 にまた、このうちの主要項目を図示したものを Figure 3.15 に示す。

Figure 3.14 Characteristics diagram of energy conservation for reheating furnace

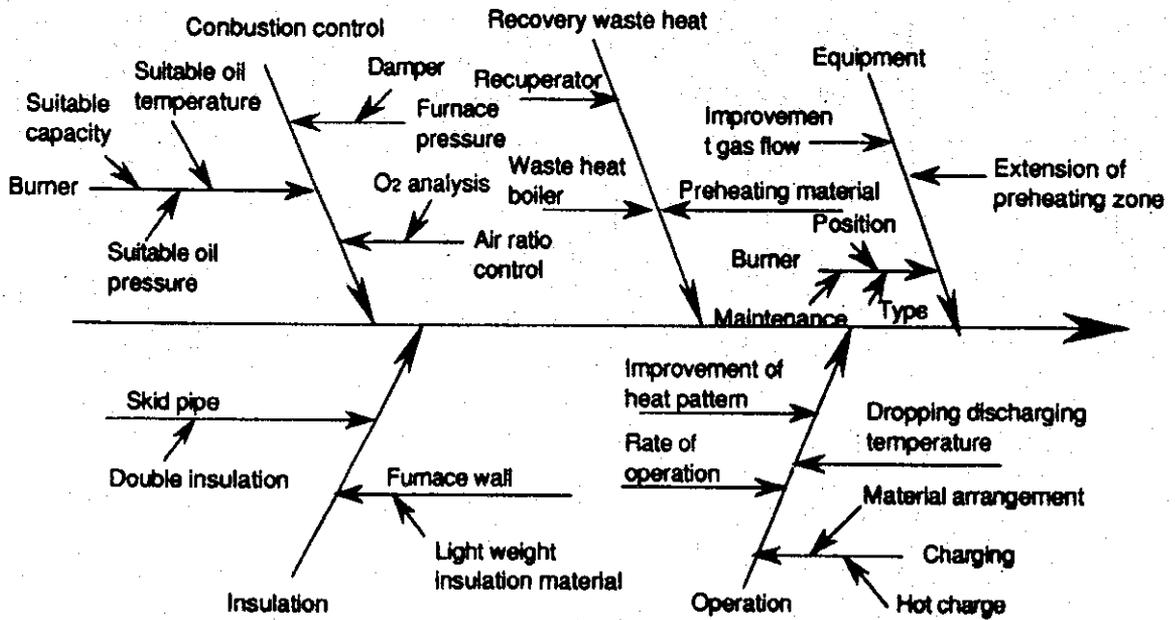
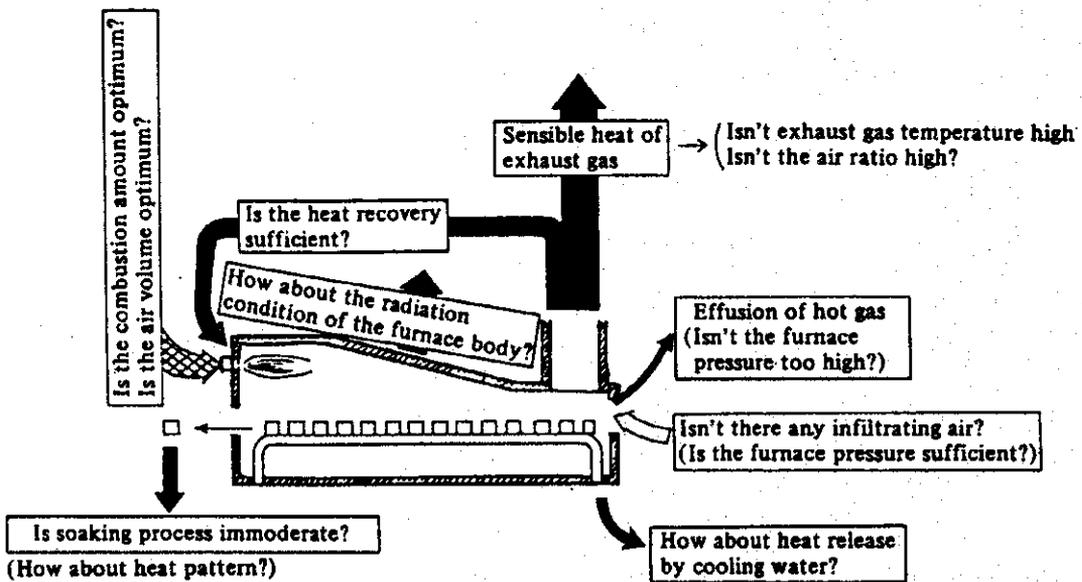


Figure 3.15 Reduction Point for Fuel Consumption Rate



(1) 燃料の燃焼の合理化

a. 空気比

燃料の燃焼を行う場合未燃分を残さずに燃焼しつくすと同時に、燃焼に要する空気の量を計算上必要とされる理論的な空気量に可能な限り近づけるよう低減させることによって、熱効率を可能な限り向上させることが必要であり、その重要な課題として空気比の低減がある。

Figure 3.16のように、燃料が不完全燃焼をしている場合は、燃料の未燃分が残ることによる熱損失があり、一方、完全燃焼に必要な量以上に燃焼用空気を送入すると、過剰な空気に熱を与えることによる損失が生ずる。

従って、理論空気量よりも少しだけ過剰な空気を送入する状態を維持しつつ、完全燃焼させることが合理的な燃焼である。

この空気の過剰の程度は、燃焼計算上必要とされる理論空気量に対する実際の燃焼空気量の比、すなわち空気比で表される。

Figure 3.16 Relation between air Ratio and Thermal Efficiency

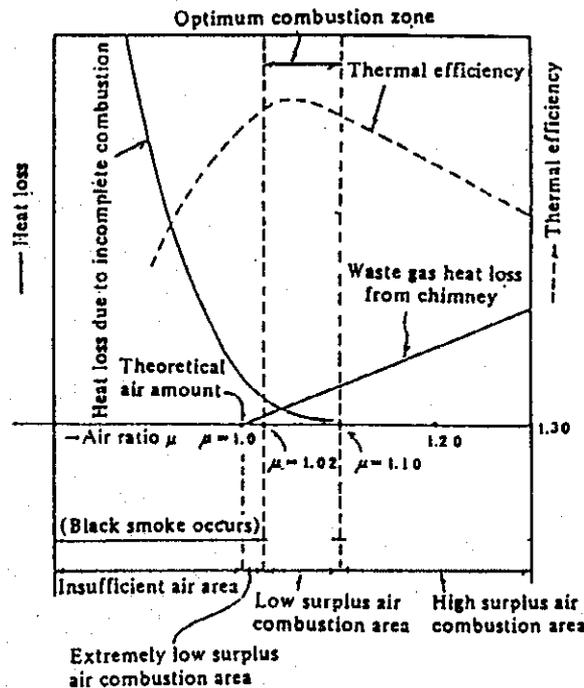
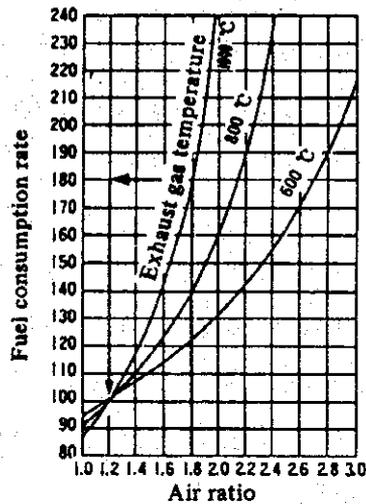


Figure 3.17は、空気比による燃料原単位の変化を示すが、排ガス温度が1,000℃の場合、空気比を1.8から1.2に下げると、燃焼原単位は180から100に下がり、もとの原単位と比較して、約45%の省エネルギーとなる。

このように空気比は、熱エネルギー使用の合理化の重要な指標であるので、燃料の燃焼

Figure 3.17 Energy Saving Effect under Air Ratio Control



を行う設備及び使用する燃料の種類に応じて、空気比についての標準を定め、管理して行く必要がある。

また、参考として日本の工業炉の標準空気比を Table 3.10 に、目標空気比を Table 3.11 に示す。ここで標準空気比とは、燃焼設備の空気比についての管理標準を設定する場合の基準値である。目標空気比とは、燃焼設備の空気比を低減させるための努力目標値である。

Table 3.10 Standard air ratios industrial furnaces

Division	Standard air ratio		
	Furnace type, etc.		
	Continuous type	Intermittent type	Remarks
Melting furnaces for metal casting	1.3	1.4	
Continuous steel billet, bloom and slab heating furnaces	1.25	—	
Metal heating furnaces other than continuous steel billet, bloom and slab heating furnaces	1.25	1.35	
Metal heat treatment furnaces	1.25	1.3	
Petroleum heating furnaces	1.25	—	
Thermal cracking and reforming furnaces	1.25	—	
Cement kilns	1.30	—	
Lime kilns	1.30	1.35	
Drying furnaces	1.3	1.5	Burner combustion parts only

(Remarks)

1. The values of the standard air ratios shown in the above table are those of the air ratios measured at the exhaust gas outlet of industrial furnaces when such furnaces conduct combustion, after inspection and repairing, at a load near the rated load.
2. The values of the standard air ratios shown in the above table shall not apply to the air ratio of the following industrial furnaces:
 - (1) Furnaces using solid fuels (excluding those exclusively using pulverized coal);
 - (2) Furnaces having a rated capacity (combustion capacity of burner fuels) less than 50 liters / h (in terms of heavy oil equivalent);
 - (3) Furnaces requiring a specific atmosphere for oxidation or reduction;
 - (4) Furnaces requiring frequent opening and shutting of the lid or frequent igniting and extinguishing of the burner;
 - (5) Furnaces requiring dilute air for keeping the heat pattern or uniforming temperatures in the furnace;
 - (6) Furnaces for burning a by-product gas having a heating value of 900 kcal / Nm³ (3,765.6 / kJ / Nm³) or less;
 - (7) Furnaces at the time of the periodical inspection or not operated regularly or used for research, development or prototype manufacturing purposes;
 - (8) Furnaces made of the materials affected by high temperatures and requiring air for cooled dilution;
 - (9) Furnaces burning flammable waste

Table 3.11 Target air ratios for industrial furnaces

Division	Target air ratio		
	Furnace type, etc.		
	Continuous type	Intermittent type	Remarks
Melting furnaces for metal casting	1.25	1.3	
Continuous steel billet, bloom and slab heating furnaces	1.2	—	
Metal heating furnaces other than continuous steel billet, bloom and slab heating furnaces	1.2	1.3	
Metal heat treatment furnaces	1.2	1.3	
Petroleum heating furnaces	1.25	—	
Thermal cracking and reforming furnaces	1.25	—	
Cement kilns	1.25	—	
Lime kilns	1.25	1.35	
Drying furnaces	1.3	1.5	Burner combustion parts only

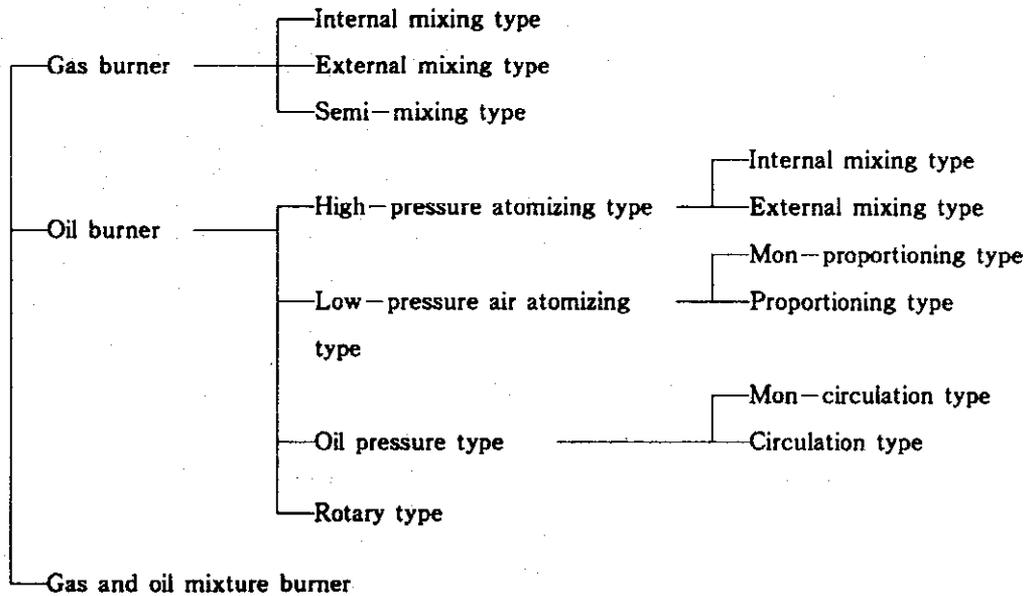
(Remarks)

1. The values of the target air ratios shown in the above table are those of the air ratios measured at the exhaust gas outlet of industrial furnaces when such furnaces conduct combustion, after inspection and repairing, at a load near the rated load.
2. The values of the target air ratios shown in the above table shall not apply to the air ratio of the following industrial furnaces, provided, however, that if possible, examinations shall be made to ensure that the air ratio of the following furnaces is managed based on the same table:
 - (1) Furnaces having a rated capacity (combustion capacity of burner fuels) less than 50 liters / h (in terms of heavy oil equivalent);
 - (2) Furnaces requiring a specific atmosphere for oxidation or reduction;
 - (3) Furnaces requiring frequent opening and shutting of the lid or frequent igniting and extinguishing of the burner;
 - (4) Furnaces requiring dilute air for keeping the heat pattern or uniforming temperatures in the furnace;
 - (5) Furnaces for burning a by-product gas having a heating value of 900 kcal / Nm³ (3,765.6 / kJ / Nm³) or less;
 - (6) Furnaces at the time of the periodical inspection or not operated regularly or used for research, development or prototype manufacturing purposes;
 - (7) Furnaces made of the materials affected by high temperatures and requiring air for cooled dilution.

b. バーナ

燃焼炉では燃焼熱エネルギーが最大の入熱であり、熱の生成、利用の過程における効率が炉全体の効率に大きく影響する。従って、バーナの選定に当たっては炉の形式、燃料の種類、使用条件、炉の目的など、あらゆる角度から検討し、最も合理的なものを選定しなければならない。バーナ形式は燃料によって Figure 3.18 のように分類される。

Figure 3.18 Classification of Burners



1) 内部混合式ガスバーナ

内部混合式ガスバーナは、ガスの燃焼に必要な空気に全量が予混合された混合気を噴出燃焼させるもので、燃焼用二次空気を必要とせず、無輝炎による急速燃焼が可能なバーナである。ガスと空気の混合比率を設定すれば、所望の炉内雰囲気を作り出すことができる。

急速な燃焼が行われるから、燃焼室を小形とすることができ、高温が得られるのと、混合比率を正確に調整することができる。

内部混合式ガスバーナで、注意をしなければならない点は逆火である。

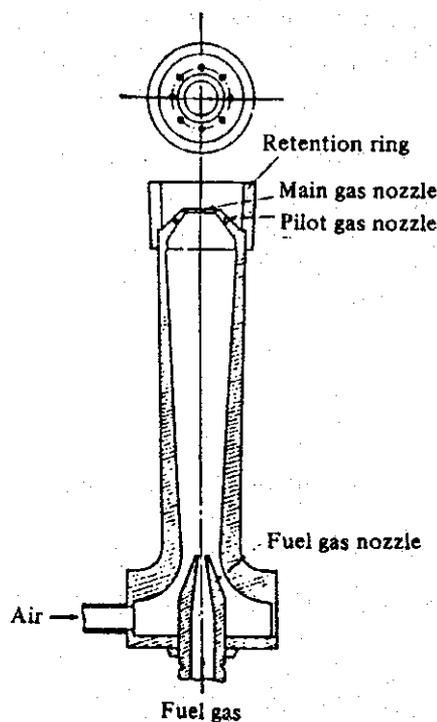
ガスと空気の混合気は、その混合割合がある範囲内にある場合にだけ、燃焼や爆発が起こりうる。これを可燃範囲とって、ガスの種類によってこの範囲は異なる。可燃範囲は、ガスの圧力と温度によって僅かに変化するが、空気との混合割合によって炎の伝ば速度が変化する。

バーナの逆火は、先端での混合気の噴出速度が炎の伝ば速度より小さくなった場合に起こり、逆火した炎は、バーナ内部から配管中をさかのぼり、混合部まで後退することになる。

このため、混合気の噴出速度は燃焼量を最低に減じた際にも炎の伝ば速度より十分大きい速度であることが必要である。従って、高い圧力を持つ混合気の場合には燃焼調節範囲を広くとることができる。

混合気の噴出速度が極めて大きい場合には、炎の吹き飛び現象を伴う恐れがあるので多数の小穴から噴出させ、個々の噴出孔付近に生ずる渦によって減速を図ったり、耐火物表面に衝突させて減速し、燃焼を安定させる方法が普通とられている。Figure 3.19に内部混合式ガスバーナの構造を示す。

Figure 3.19 Structure of Internal Mixing Type Gas Burner



2) 外部混合式ガスバーナ

外部混合式ガスバーナは、ガスと燃焼用空気とをバーナ外部で拡散混合させて燃焼させるもので、ノズル混合式とも呼ばれる。この形式では、バーナの内部で可燃性混合気を作られないから、逆火の危険なしに広範な燃焼量の調節ができ、高温に予熱した空気を燃焼用として使用したり、ガスを予熱して使用することができるので、工業炉用のガ

スバーナとして、大容量のものから小容量のものまで広く用いられている。

噴出部の構造やガス・空気の噴出速度を適当に選定することによって、いろいろの輝度、長さ及び温度特性を備えた炎が得られることも本形式のバーナの大きな特徴の一つである。典型的な外部混合式バーナを Figure 3.20, Figure 3.21 に示す。

Figure 3.20 Compact External Mixing Type Gas Burner

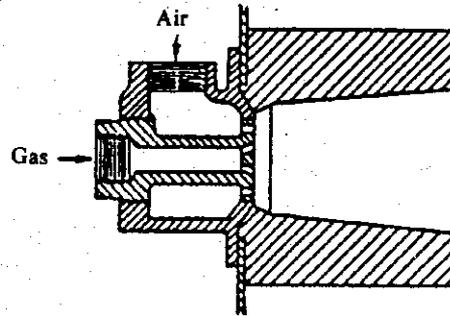


Figure 3.21 Structure of External Mixing Type Gas Burner

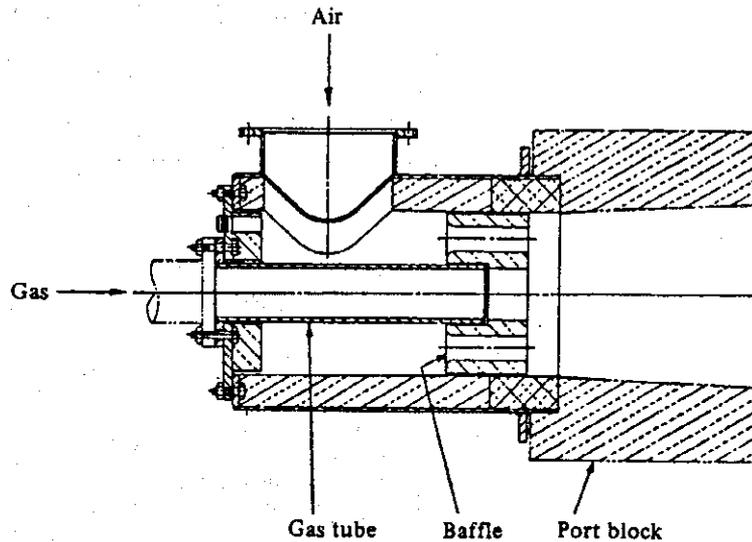


Figure 3.20は比較的小容量のバーナとして用いられるもので、ガスは中心にあるノズルから供給され、空気はその周囲から入ってバーナタイル内に均一な噴流を作り、効果的な拡散混合が行われる。空気とガスが低速で噴出するには、比較的溫度の低いソフトな長い炎が得られるので、局所的な過熱を防止しなければならないラジアントチューブ用バーナなどには適している。

Figure 3.21は灼熱炉、再熱炉などに使用されているバーナで、出口部に耐火物製バッ

フルを備えたものや、耐火物のベンチュリを用いて出口を適当に絞ったものなどがあり、普通高温の予熱空気が使用されるので、ケーシング内面には、適当な厚さの断熱ライニングがされている。

3) 半混合式ガスバーナ

半混合式ガスバーナは、燃焼用空気の一部とガスを予め混合してバーナに供給し噴出部で必要量の二次空気を補足して燃焼を行わせる形式のバーナで、大気圧バーナとも呼ばれる。空気の子混合には普通ベンチュリ管が使用され、空気はガスの持つ動圧エネルギーによって大気中から吸引混合される。

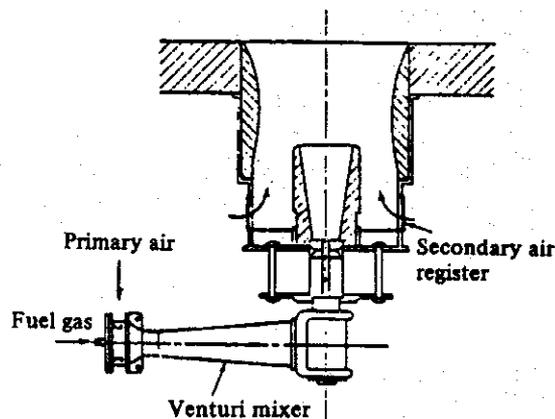
予混合される空気量は、全燃焼空気量の30~70%程度で、この一次空気量の調節によって炎の長さや輝度を変えることができる。

簡単な設備の小形バーナ用としては、50~250mmH₂Oの程度の低いガス圧力で使用されるが、燃焼量の大きい工業用バーナでは、ガスの種類、予混合される空気量の割合、更には要求される燃焼量の調節範囲などから、適当な混合空気圧力を得るため、より高いガス圧力が必要とされる。

燃焼用空気の一部混合であっても、予混合であるので、ほとんどの場合、可燃燃範囲内の混合気となることから、逆火に対する考慮が払われなければならない。

Figure 3.22 半混合式ガスバーナの構造を示す。

Figure 3.22 Structure of Semi-Mixing Type Gas Burner



4) 高圧気流式油バーナ

油バーナの形式の中で、高圧気流式は通常2 kg/cm²程度の圧縮空気又はスチームを噴霧媒体として用い、油をせん断霧化するものである。

高圧気流式油バーナはFigure 3.23のように、バーナ本体の他に燃焼用空気を供給・制

御するためのエアレジスタが必要である。高圧気流式油バーナは、油と霧化媒体との混合位置によって、内部混合形と外部混合形との2種類に大別される。

Figure 3.24に示したバーナは内部混合形の一例で、油と霧化媒体が噴出孔の手前で混合するものである。

Figure 3.25に示したバーナは外部混合形の一例で、油と霧化媒体が噴出孔の外部で混合するものである。

Figure 3.23 Installation Chart for High-Pressure Atomizing Type Oil Burner

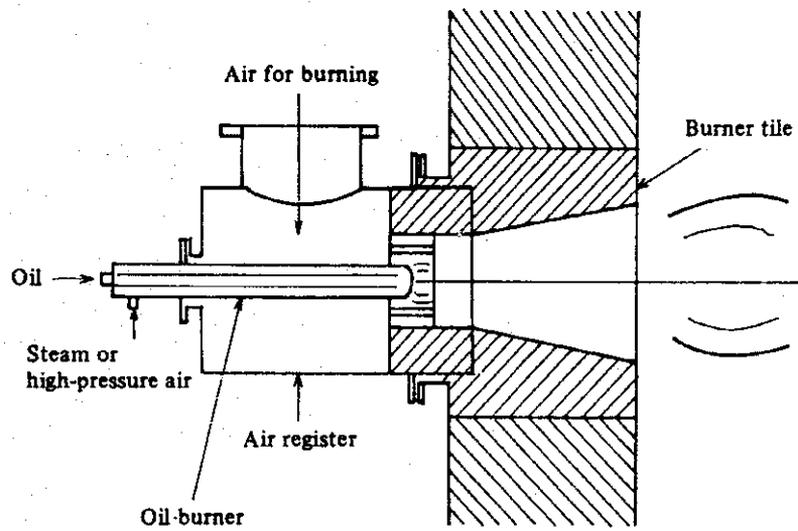


Figure 3.24 Structure of High-Pressure Atomizing Type Oil Burner (Internal Mixing Type)

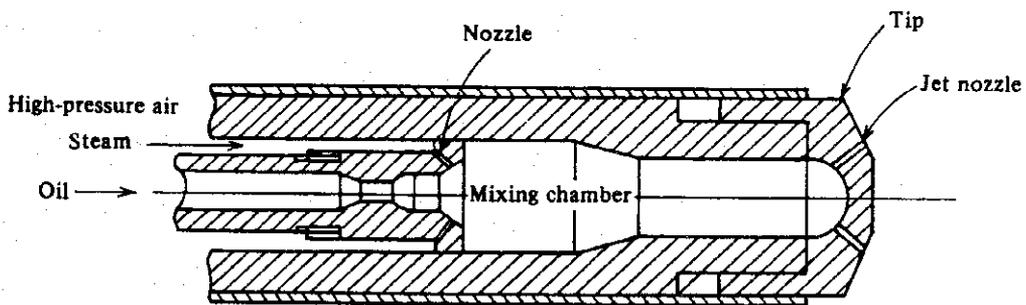
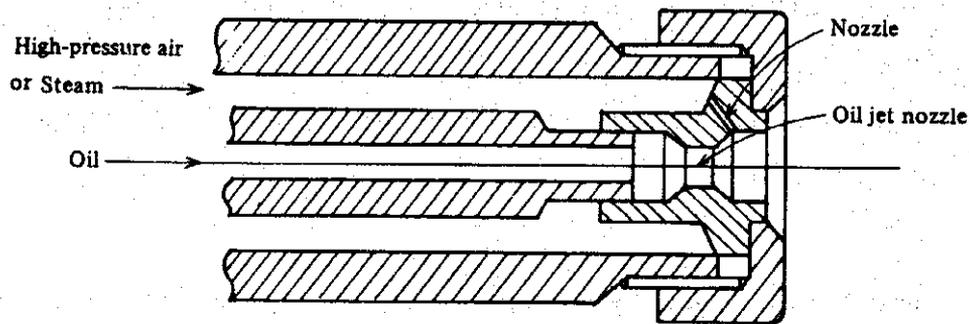


Figure 3.25 Structure of High-Pressure Atomizing Type Oil Burner (External Mixing Type)



5) 低圧空気式油バーナ

低圧空気式油バーナは、油の霧化媒体として600～1000mmH₂Oの低圧空気を用いる。霧化原理は高圧気流と同様で、空気の噴出エネルギーを利用して油を微粒化する方式のバーナである。この形式のバーナは、油の霧化に必要な空気量のみをバーナ本体に供給する非連動形と、燃焼に必要な全空気量をバーナ本体に供給する連動形に大別される。

非連動形低圧空気式油バーナは、燃焼に必要な理論空気量の約20～30%の空気を霧化用としてバーナに供給するものが多い。従って、完全燃焼をするためには、残り70～80%の空気量を自然通風、又は押し込み通風のいずれかによって別途に供給する必要がある。

連動形低圧空気式油バーナは、一般にプロポーショニングバーナと呼ばれるもので、噴霧用空気を含む燃焼用空気の全量をバーナに供給し、油量調節と空気量調節を連動させている。

燃焼に必要な全空気量がバーナから供給されるので、炉圧の影響を受けることが少なく、また、空気比を比較的正確に保持することができる。

Figure 3.26に非連動形低空気式油バーナ、Figure 3.27に連動形低空気圧式油バーナの構造例を示す。

Figure 3.26 Structure of Low-Pressure Air Type Oil Burner (Non-Proportioning Type)

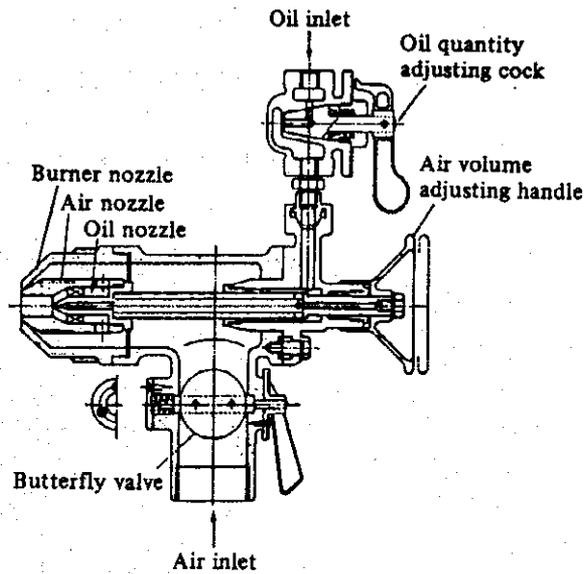
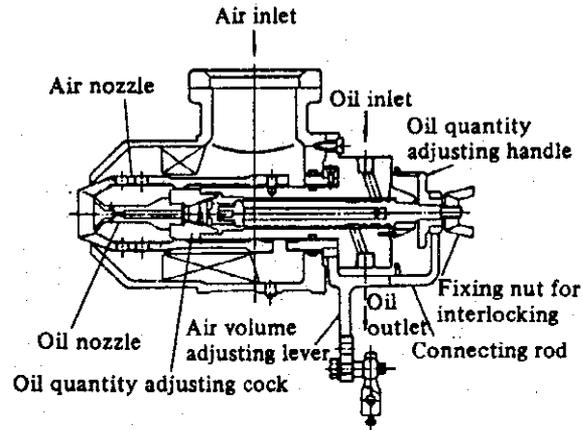


Figure 3.27 Structure of Low-Pressure Air Type Oil Burner (Proportioning Type)



6) 油圧式油バーナ

油圧式油バーナは、油圧エネルギーのみで油を霧化する方法のバーナである。

油は比較的高圧で供給し、霧化用の空気やスチームは不要である。

霧化のための油圧は、通常 $5 \sim 20 \text{kg/cm}^2$ とされているが、近時、バーナの大形化に伴って最高圧力 100kg/cm^2 あるいはそれ以上のものもある。

油圧式バーナには、バーナ本体に送り込んだ油を戻すことのできない形式と戻すことのできる形式がある。前者は設備が単純で、運転操作も容易であるが、調節範囲が狭い

ため、一定流量で燃焼させるのに適しており、その制御方式は on-off 制御が用いられている。

後者は、この欠点を補うもので、広い調節範囲をもっている。

Figure 3.28 に非戻り油形バーナ、Figure 3.29 に戻り油形バーナの構造を示す。

Figure 3.28 Structure of Non-Return Oil Type Oil-Pressur Burner

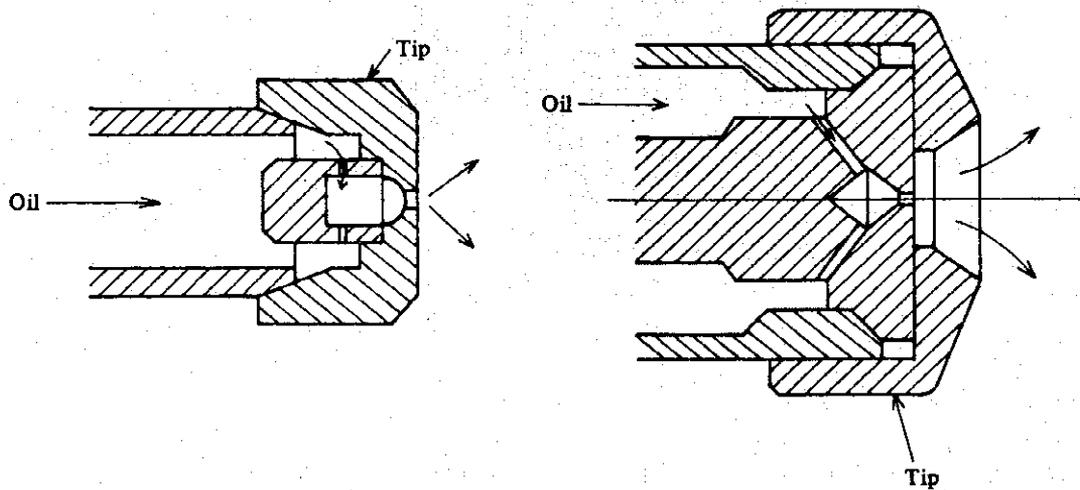
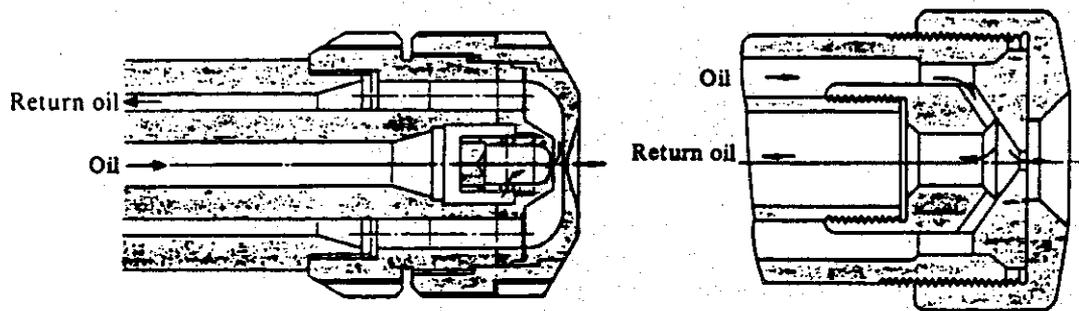


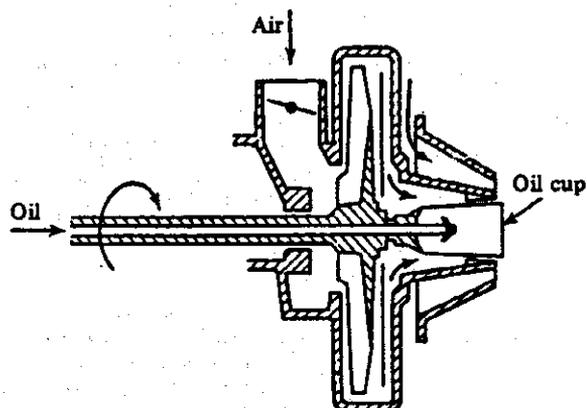
Figure 3.29 Structure of Return Oil Type Oil-Pressur Burner



7) 回転式油バーナ

回転式油バーナは、回転板による油の微粒化を利用して霧化するもので、Figure 3.30 にその構造を示す。

Figure 3.30 Structure of Rotary Type Oil Burner



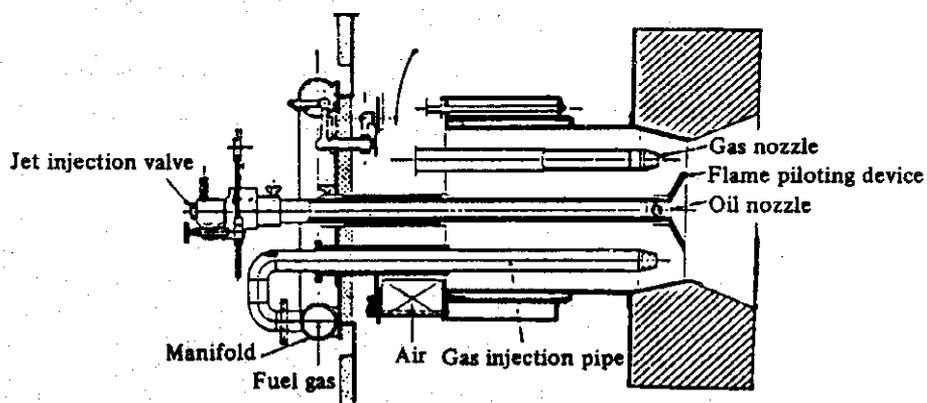
このバーナの霧化機構は、回転するカップ（霧化筒）の内面テーパに沿って流出した油が、その先端で遠心力によって振り出され、霧化筒の先端で、その切線方向に薄い膜状になった状態となり、それを霧化筒の外側から吹き出す一次空気によって霧化するもので、低圧空気噴霧バーナの発展したものと見える。

8) 油・ガス混合バーナ

単一のバーナで、油及びガスをそれぞれ専焼もしくは両者を同時に混焼可能としたバーナであって、通常、油バーナガンはバーナの中心に配置され、いろいろ形式の外部混合ガスバーナと組み合わせて使用される。

Figure 3.31 は多くの灼熱炉や再熱炉で使用されている混焼バーナの形式である。

Figure 3.31 Structure of Oil and Gas Mixture Burner



燃焼設備についてのチェックポイントと処理方法を Table 3.13 に参考までに示す。

Table 3.13 Points of Check and Maintenance Services for Burning Equipment

Check spot	Points of check	Procedures (Maintenance)
Fuel piping (oil and gas)	<ul style="list-style-type: none"> • Check leaking spots and tightened parts. • Check if there are any foreign matter or accumulated materials in piping. 	<ul style="list-style-type: none"> • Retighten defective spots. • Blow the air into piping.
Attached equipment with piping	<ul style="list-style-type: none"> • Disassemble and check the oil pump 	<ul style="list-style-type: none"> • Check worn-out parts, specially bearing, and if defective, replace them. • If the whole pump is defective replace it with a spare pump. • Check V-belt and coupling, and replace them, if necessary.
	<ul style="list-style-type: none"> • Disassemble and check oil strainer 	<ul style="list-style-type: none"> • Check the interior of strainer. • Clean the clogged strainer. • If broken, replace the strainer or repair by partial welding and padding.
	<ul style="list-style-type: none"> • Disassemble and check oil heater 	<ul style="list-style-type: none"> • Check and clean the heater. • If defective, replace it.
	<ul style="list-style-type: none"> • Check valves such as pressure adjusting, stop and relief. 	<ul style="list-style-type: none"> • If any function is found, disassemble and check, and replace the whole set of valves. • For the relief valve and safety valve, check and adjust their working pressure.
Interior of furnace	<ul style="list-style-type: none"> • Check burner tiles. 	<ul style="list-style-type: none"> • Check if there is any carbon attaching to the burner tile scrape it off while it is hot as for as circumstances allow. • Check if there are any cracks.
	<ul style="list-style-type: none"> • Check refractories. 	<ul style="list-style-type: none"> • Check if there are cracks or a large break. • Check the joints of refractories. • Check the alignment of refractories.
	<ul style="list-style-type: none"> • Check the castable or furnace body. 	<ul style="list-style-type: none"> • In addition to the castable, check the furnace body. • Check the peep hole and the explosion door.
Instruments	<ul style="list-style-type: none"> • Check the flow meter. • Check the thermometer. • Check the manometer. • Check, the fuel safety device. 	<ul style="list-style-type: none"> • Check the accuracy of indication. (check the zero point) • Check a leakage and breakage of the connections. • Test the flame suppression action. It is necessary to disassemble and clean the flame detector (e.g. ultra-violet detector).

c. 爆発防止

燃焼装置の取扱に当たってまず注意すべきは爆発の防止である。爆発により人身事故、設備破壊、長期の操業停止を招けば省エネルギーを始めとする操業改善努力の効果をすべて失わせてしまうことになる。燃焼ガスの爆発事故は作業開始時、停止時に起こり易いので以下の注意は必要である。

- 着火前に送風機で十分炉内残留ガスをパージすること

- ・着火に失敗した場合は躊躇なく作業を中止し、改めて炉内パージを行うこと
- ・火炎検出装置が正常に作動しているか常に注意する
- ・消火後の炉内ガスパージも十分に行うこと
- ・燃料がガスの場合は、作業終了後ガス供給管を水封により遮断しておくこと

d. 油燃焼の管理

油の完全燃焼を図るためには完全に油を霧化する必要がある。霧化が悪いと火炎が不安定になったり、不完全燃焼を起こして黒煙を発生したり、炉壁に炭素を付着させたりする。

霧化不良の原因には燃料中のフラッジ等夾雑物による噴霧の断続、油圧の変動、霧化用空気またはスチームの量、圧力の不適、油の予熱不足などがある。

霧化が正常に行われるためには、バーナ入り口での油粘度が Table 3.14 に示す範囲にある必要がある。

Table 3.14 Required Viscosity of Oil at Burner Inlet

Type of burner	Required viscosity of oil at burner inlet	
	RW. No. 1	Kinematic viscosity
High-pressure atomizing type	230 sec. max.	59 cst max.
Low-pressure air type	230 sec. max.	59 cst max.
Oil pressure type	150 sec. max.	32 cst max.
Rotary type	150 sec. max.	32 cst max.

e. 炉内圧と煙突の通風力

通風とは、燃焼用の空気を供給し、燃焼ガスを排出することをいい、その強さは圧力差 {単位は水柱 (mm)} で示される。通風力は、燃焼炉の通風能力と操炉の良否を判定するうえで非常に重要である。

通風は煙突及び送風機により行われ、次の2方法に大別される。

- 1) 自然通風 (煙突)
- 2) 強制通風 (送風機)
 - (A) 押し込み通風

燃焼用空気を送風機で炉内に吹き込み、燃焼ガスを煙突の通風力で排出する。炉内圧力が大気圧より高くなる場合があり、炉体に隙間があるとガスが噴出する。

(B) 誘引通風

煙道の送風機やエジェクタで燃焼ガスを排出する。炉内圧力が大気圧より低くなる場合があり、炉体に隙間があると外気が侵入する。

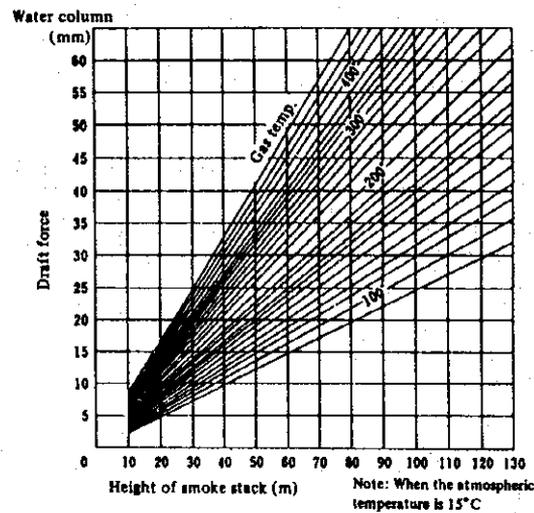
(C) 平衡通風

押し込み通風と誘引通風を組み合わせた方式で、炉内圧力の調節が自由にできる。通風力が過大のときは、① 過剰空気が多く、排ガスによる熱損失が増大し、② 炉内温度が低下し、温度分布が不均一となる。

通風力が不足のときは、① 不完全燃焼によるススが発生し、② ガス燃焼の場合は Aftre burn の危険がある。

Figure 3.32 に煙突内の平均ガス温度と通風力の関係を示す。

Figure 3.32 Average Gas Temperature and Draft Force Inside Smoke Stack



燃焼に必要な通風力は、バーナの形式と燃焼量によって決まる。通風力はバーナを空気が通過するときのレジスタ抵抗、及び煙道を燃焼ガスが通過するときの煙道抵抗の合計より大きくなければならない。

煙道断面が一定で真直ぐのとき煙道通風抵抗は、長さ 1 m 当たりの圧力降下で示すと 0.2~0.3mm 水柱であるが、途中で曲がりや断面変化があったり、また煙突までの間に加熱器、エコノマイザ、空気予熱器等があるとき、それぞれ通風抵抗を生ずるので、必要通風力は大きくなる。

煙道中の通風抵抗の 1 例を Table 3.15 に示す。

Table 3.15 Example of Draft Resistance (Water Column mm) in Flue

Heat transfer area	Flue tube boiler	4 ~ 7
	Smoke tube boiler	7 ~ 10
	Horizontal multitubular boiler	3 ~ 6
	Water tube boiler	2 ~ 5
Superheater		2 ~ 3
Economizer		3 ~ 5
Air preheater		3 ~ 5
Dust collector		2 ~ 3
Damper		1 ~ 3
Horizontal flue per 1 m		0.2 ~ 0.3
Flue 90° bend		3

煙道中に空気予熱器などを新設した場合には，通風抵抗が増加するだけでなく，排ガス温度が低下するので，通風力も低下する。

燃料ガス中に硫黄分がある場合は，燃焼によって硫黄酸化物が生成される。この硫黄酸化物は，空気予熱器，エコノマイザ，鋼板製煙突を腐食させるので，排ガス温度は露点以下にしてはならない。通常は200℃以上の排ガス温度にするのがよい。

通風力が不足する主な原因は，次のとおりである。

- a. 煙突高さ及び煙突断面積の不足
- b. スス及びばいじんによる煙道の詰まり
- c. バーナの2次空気入口部の閉塞
- d. 炉体，煙道のレンガ壁等からの空気の侵入
- e. ダンパの開度不足
- f. 送風機の容量又は圧力不足

煙突の通風力は，煙突内のガス密度と大気密度との差により生ずるものであり，その強さは煙突内のガス温度及び煙突の高さによって決まる。

煙突の通風力を求める簡単な計算式を次に示す。

$$h = 335 \times H \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)$$

h : 煙突の生ずる理論通風力 (mm水柱)

H : 煙突の高さ (m)

T₁ : 大気温度 (℃) + 273

T₂ : 煙突内ガス平均温度 (℃) + 273

煙突内の一般的なガス流速は、 $4 \sim 5 \text{ m/s}$ であり、煙突の径が小さいとガス流速が速くなり抵抗が増えるので、十分な流通面積を持った煙突径とする必要がある。

炉内圧設定値は、炉床上の圧力で $0.2 \sim 0.4 \text{ mmH}_2\text{O}$ にするのがよい。

ダンパー等炉内圧調節機による圧力設定は Figure 3.33 に示すように炉内ガスの浮力と炉内圧測定口の位置との影響を考慮して次のように設定する。

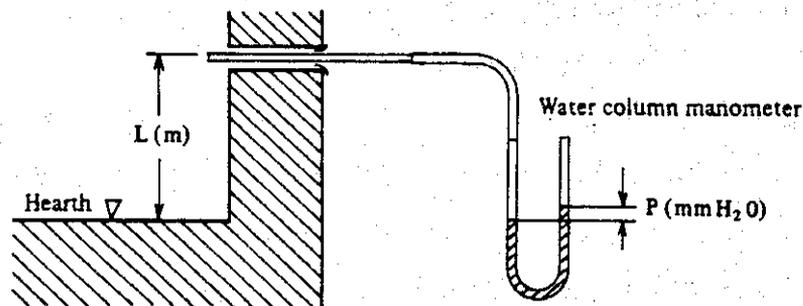
$$P = (0.2 \sim 0.4) + L \text{ (mmH}_2\text{O)}$$

ここで

P：炉内圧設定値 (mmH₂O)

L = 炉床からの測定口の高さ (m)

Figure 3.33 Furnace Pressure Measurement Port and Pressure Setting



(2) 加熱及び冷却並びに伝熱の合理化

加熱炉において熱は材料に次のように伝えられる。

a. 伝導による伝熱

低温の材料が高温の炉床上に置かれたとき、伝導により熱が伝わる。

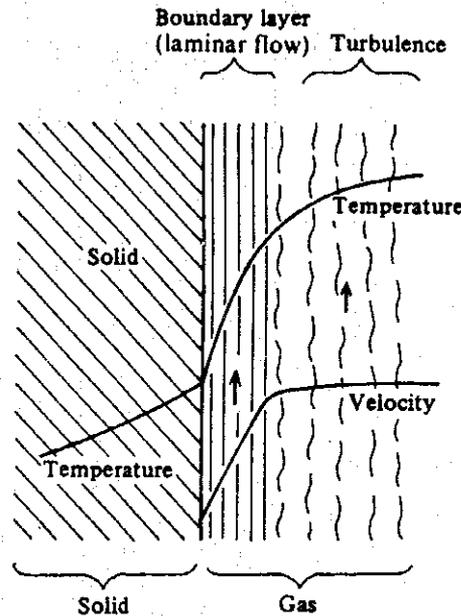
2個の固体が接触すると、接触面は瞬間的に両接触面の中間のある温度になる。

実際に伝導によって材料に熱が伝えられる量は比較的少ない。

b. 対流による伝熱

Figure 3.34 に示すように、固体の表面に平行にガス状流体が流れている場合には、固体の表面には分子間の吸引力によって流体の層がついていて、熱はこの静止層（境界層）を通り伝導によって伝えられる。600℃以下の炉温では対流による伝熱が最も重要なものとなる。

Figure 3.34 Heat Transfer to Surface by Convection



実験によれば、平面に沿うガスの流れに対する単位面積、単位時間当たりの伝熱量はガスの質量と速度及び温度差の関数である。伝熱量を高める目的でガス速度を上げ、熱伝達係数を $30 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ 又はこれ以上にしている例がある。

低温の加熱炉では、炉内ガスの速度をあげるのが伝達係数をあげる唯一の方法である。

実際の炉内では、ガスの温度の速度も場所によって異なり、ガスの流れが天井に沿って流れ、加熱材料に接触しないこともある。また加熱材料が小さくて、まとめてトレーの上に載せて加熱する炉も多いが、この場合には、各材料は平らな面をもっているわけでない。この面にガス流が衝突するときの伝熱は、前述のものとは違ったものとなる。

c. 固体間の放射による伝熱

固体からは熱を放射していて、高温になればその放射量が増大する。

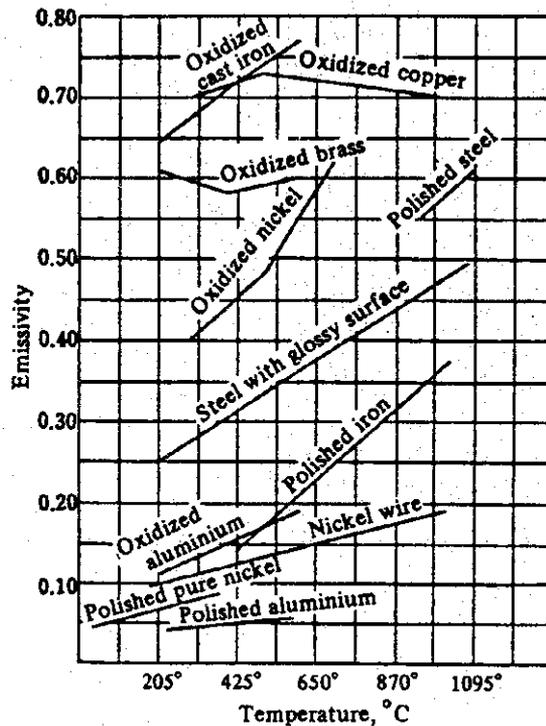
高温の固体から低温の固体へ放射によって伝えられる熱量は、高温の固体から低温の固体に放射される熱量と、低温の固体から高温の固体に放射される熱量の差である。

固体からの放射熱量は、その固体面の絶対温度の4乗に比例すると共に、固体の放射率にも比例する。

この放射率は吸収率と等しく、完全放射率を黒体放射率ともいう。

Figure 3.35 に、各種金属表面の温度による放射率を示す。

Figure 3.35. Emissivity of Metal



d. 透明なガスから固体への放射による伝熱

燃焼ガスから固体への放射のうち、透明なガスからの放射といわゆる輝炎からの放射とは区別しなければならない。

透明なガスの中の CO_2 , H_2O , SO_2 だけがかなりの熱放射を行う。他のガスすなわち O_2 , N_2 , H_2 等は無視できる程度の熱放射しかない。

そしてガスの中でも CO_2 , H_2O からの熱放射が一般的に重要であり、その強さはそれぞれのガス分圧及びガス層の厚みとの相乗積、及びその温度によって支配される。

e. 輝炎からの放射による伝熱

液体燃料を燃焼させた場合、気体燃料を空気不足で燃焼させた場合、あるいは微粉炭などを燃焼させた場合に見られる黄橙色を呈した炎のことを輝炎という。

輝炎の放射は、 CO_2 , H_2O 等のガス放射と、炎中に含まれる高温の炭素微粒子群による固体放射とが、合成されたものと考えられる。

この輝炎による放射は、一般に不輝炎のガス放射よりもはるかに高い。

f. ホットチャージによる前工程の予熱利用

連鑄工場と圧延工場加熱炉装入機が近接してホットチャージに非常に有利なレイアウト

になっている場合にはホットチャージを採用して燃料原単位の低減を図る方法がある。

ホットチャージはカットされた高温の連铸ビレットが直接加熱炉に装入されることが望ましいが、連铸機と圧延ラインとの生産能力の差により全量処理することは非常に難しい。従って、通常はパuffers機能として高温連铸ビレットを一時的に貯蔵する保温ボックスが設けられている。保温ボックスは、断熱材でライニングした鋼板構造の箱で、ビレットの出入のための移動可能なカバーを有している。

保温ボックスの収容量及びボックス数等は連铸機能力、ビレット貯蔵計画量等により決定される。

ホットチャージによる省エネルギー量は、装入温度100℃当たり $20 \times 10 \text{ kcal/t}$ (C重油換算で 2.2 t) である。

g. 材料装入方法の改善による炉内伝熱の効率化

材料の装入方法を改善することによって炉内伝熱を良くすることができる。

装入材料を山積み状で装入した場合は、炉内の放射伝熱と対流伝熱が山積みとなった材料の上部にのみ作用し、熱伝導による伝熱も各材料の接触度合いが少ないので、下積みの材料が加熱されにくい。

以上のように燃焼炉における炉内の伝熱は、基本的には燃焼ガスの熱放射の能力によるが、この能力を大きくするためには、被熱物の大きさに比べて、炉内容量をかなり大きくして、いわゆる「有効ガス厚み」を厚くする必要がある。しかし、炉内容量を大きくすると、炉壁蓄熱や放熱による熱損失や設備建設費用も高くなることから、熱放射能力そのものを高めて、燃焼ガスから被加熱物への伝熱効率を向上する工夫が必要となる。

固体熱放射能力が、気体熱放射能力よりはるかに高いことに注目して、通気性固体を加熱炉内に装着することによって、気体熱放射を固体熱放射に変換し、結果的に熱放射能力を高めて、省エネルギーを実施している例もある。

(3) 放射・伝熱等による熱の損失の防止

a. 炉体表面からの熱損失の防止

炉体表面からの放射熱損失、炉体の蓄熱損失を改善する対策としては、炉壁、天井等の熱伝導率を低下させると共に、熱容量を低減する必要がある。

炉壁はその強度や耐火性などについて一定の性能が求められ、それに応じて炉壁の材料の種類、組み合わせ方、厚さ等の構成の仕方が異なる。

天井は側壁に比べ、炉の強度等の理由から相対的に厚みが少なくなっているのが一般的である。また、側壁には覗き窓、扉、バーナ取り付け部等がありその構造上から、特に厚みが厚い場合や薄い場合がある。

最近設備される炉は、比熱が小さい軽量のセラミックファイバで炉壁が構成されており、断熱効果が優れていると共に、蓄熱量が小さく、炉壁からの熱損失が改善されている。

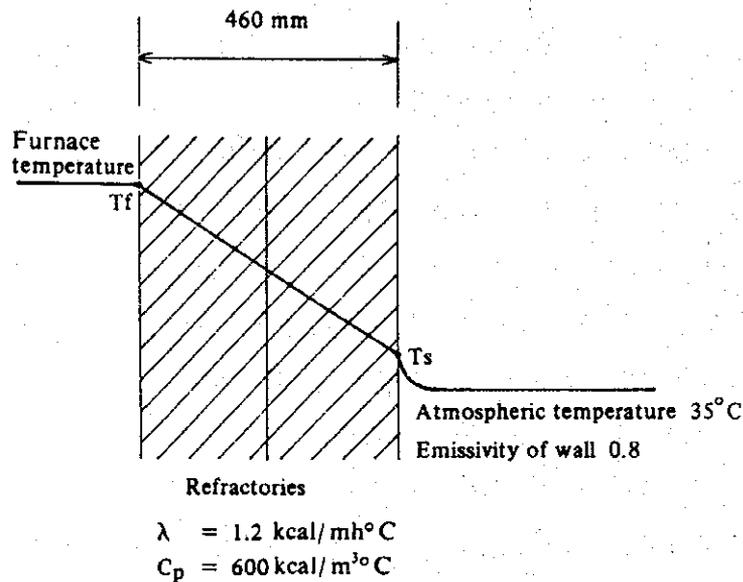
レンガで炉壁が構成されている既設炉の場合は、後述するようにセラミックファイバ内張りにより対処せざるを得ないが、これは炉容積を減少してもよい場合に限られる。炉体表面からの放射熱損失の改善は断熱方法を強化することにより達成できる。

この断熱方法には炉内壁にセラミックファイバ等を取り付ける方法と、炉外壁にセラミックファイバやロックウールやグラスウール等を取り付ける方法がある。

Figure 3.36 は加熱炉の標準的な炉壁温度で、この場合は、炉壁材は耐火レンガのみで厚さ460mmである。

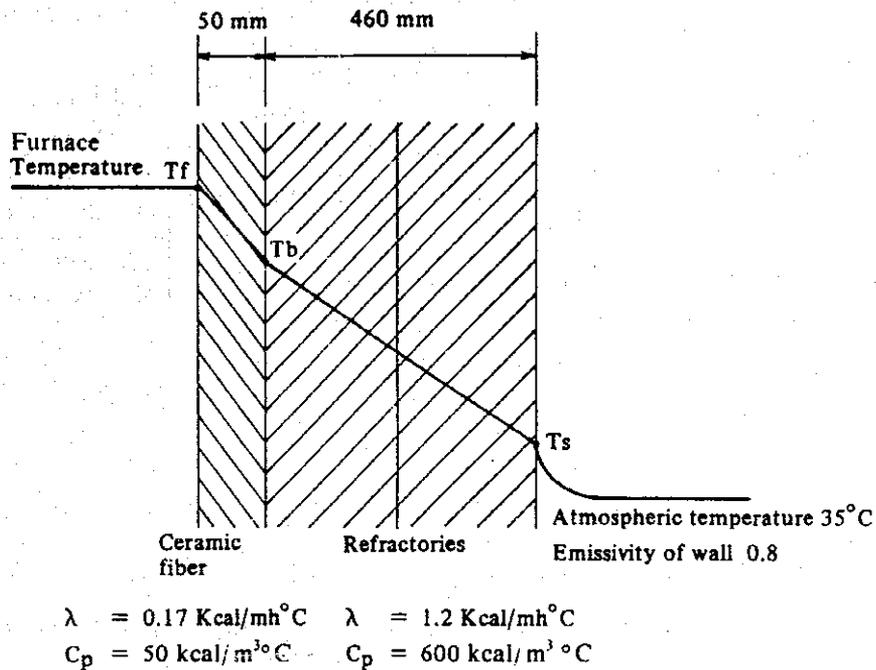
Figure 3.37 は、Figure 3.36に示す炉の内側壁に厚さ50mmのセラミックファイバを新しく張り付けることにより断熱を強化した例である。

Figure 3.36 Typical Wall Temperature of Reheating Furnace



Furnace temperature	T_f	1300	1200	1000	800	$^\circ\text{C}$
Surface temperature	T_s	199	190	170	149	$^\circ\text{C}$
Quantity of radiant heat	Q	2,873	2,636	2,165	1,699	$\text{kcal/m}^2\text{h}$
Quantity of accumulated heat	H	206,837	191,765	161,463	130,914	kcal/m^2

Figure 3.37 Improvement Plan for Wall Composition of Reheating Furnace



Furnace temperature	Tf	1300	1200	1000	800	°C
Boundary temperature	Tb	800	741	621	307	°C
Surface temperature	Ts	149	142	128	112	°C
Quantity of radiant heat	Q	1,700	1,562	1,288	1,015	kcal/m ² h
Quantity of accumulated heat	H	133,562	124,215	105,384	86,341	kcal/m ²

改善による省エネルギー効果を見ると、Table 3.16 に示すように外壁面の表面温度が低下すると共に、放散熱量、蓄熱量いずれも30~40%低下している。耐火性、断熱性がともに優れているセラミックファイバにより、耐火レンガの温度が低下するので、耐火レンガの寿命も延長する方向であり、すべての面からみて、好ましい方法である。ただ、この炉内壁にセラミックファイバを張ることにより炉内容積が小さくなることと、炉床全面に施工するのが難しいことの2点が問題点であるが、これは大きな障害とはならない。

Table 3.16 Improvement Effects of Wall Composition of Reheating Furnace

	When furnace temp. is at 1,300°C		Improvement effects
	Before improvement	After improvement	
Surface temperature	199°C	149°C	25% drop of surfacial temperature
Quantity of radiant heat	2,873 kcal/m ² h	1,700 kcal/m ² h	41% decrease in quantity of radiant heat
Quantity accumulated heat	206,837 kcal/m ²	133,562 kcal/m ²	35% decrease in quantity of radiant heat

次に、炉壁の外側にロックウールを取り付けた場合の改造案を検討してみる。

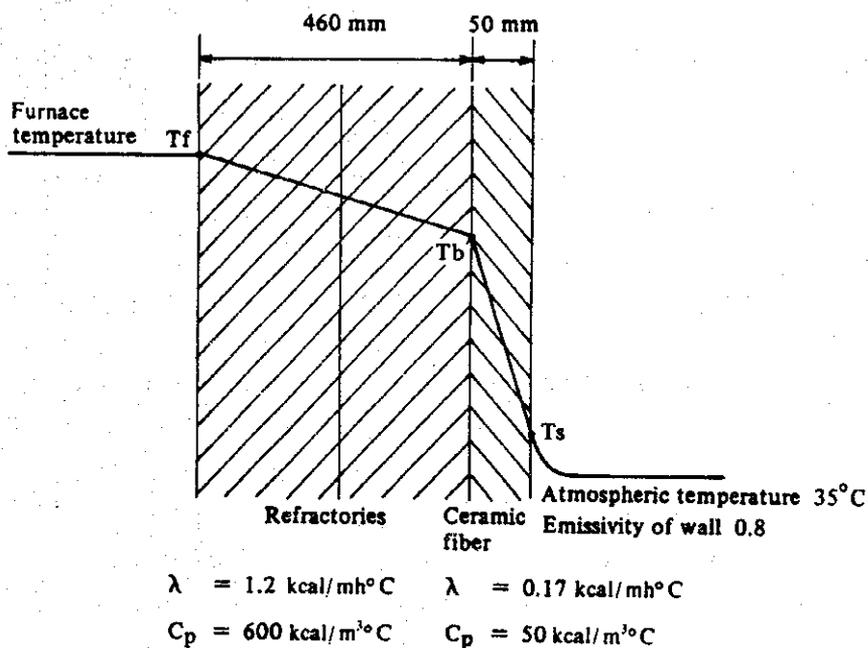
炉壁外面が鋼板等で覆われていると、ロックウール等を取り付けることにより、この鋼板温度が上昇して、熱膨張による歪等が発生して炉殻が破損する恐れがある。

Figure 3.38は炉壁外面が耐火材のままの場合、50mm厚さのセラミックファイバを取り付けたときの炉壁温度等を示したもので、耐火レンガの平均温度が著しく上昇し、蓄熱量が増大するという欠点が生じている。

この場合は、ロックウールを使用せずにセラミックファイバを取り付けているのは、境界温度が高くロックウールの安全な使用温度を超えているからである。

耐火レンガの温度が上昇すると強度が弱くなり、炉壁が破損するなど寿命が短くなる。

Figure 3.38 Inferior Reconstruction Plan for Wall Composition of Reheating Furnace



Furnace temperature	Tf	1300	1200	1000	800	°C
Boundary temperature	Tb	649	601	506	411	°C
Surface temperature	Ts	149	142	128	112	°C
Quantity of radiant heat	Q	1,700	1,562	1,288	1,015	kcal/m ² h
Quantity of accumulated heat	H	269,893	249,506	208,676	167,761	kcal/m ²

参考として日本の工業炉の基準炉壁外面温度を Table 3.17 に、目標炉壁外面温度を Table 3.18 に示す。

ここでの、炉壁外面温度の基準値と目標値は、前述の空気比の項で説明したことと同様である。

また、主な耐火断熱材の主要特性を Table 3.19 に、代表的保温材の使用温度範囲を Figure 3.39 に示す。

Table 3.17 Standard temperatures of furnace outer walls

Temperature in furnace (°C)	Standard temperature of furnace outer wall (°C)		
	Ceiling	Side wall	Hearth contacting with outer air
1,300°C or more	140	120	180
1,100°C or more but less than 1,300°C	125	110	145
900°C or more but less than 1,100°C	110	95	120
Less than 900°C	90	80	100

(Remarks)

1. The values of the standard temperatures of furnace outer walls shown in the above table are those of the average temperatures of furnace outer walls (excluding unusual parts) during normal operation at an outer air temperature of 20°C or less.
2. The values of the standard temperatures of furnace outer walls shown in the above table shall not apply to the outer walls of the following industrial furnaces:
 - (1) Furnaces having a rated capacity (combustion capacity of burner fuels) less than 50 liters / h (in terms of heavy oil equivalent);
 - (2) Furnaces for forced cooling furnace walls;
 - (3) Rotary kilns;
 - (4) Furnaces used for research, development or prototype manufacturing purposes.

Table 3.18 Target temperatures of furnace outer walls

Temperature in furnace (°C)	Target temperature of furnace outer wall (°C)		
	Ceiling	Side wall	Hearth contacting with outer air
1,300°C or more	120	110	160
1,100°C or more but less than 1,300°C	110	100	135
900°C or more but less than 1,100°C	100	90	110
Less than 900°C	80	70	90

(Remarks)

1. The values of the target temperatures of furnace outer walls shown in the above table are those of the average temperatures of furnace outer walls (excluding unusual parts) during normal operation at an outer air temperature of 20°C or less.
2. The values of the target temperatures of furnace outer walls shown in the above table shall not apply to the outer walls of the following industrial furnaces,

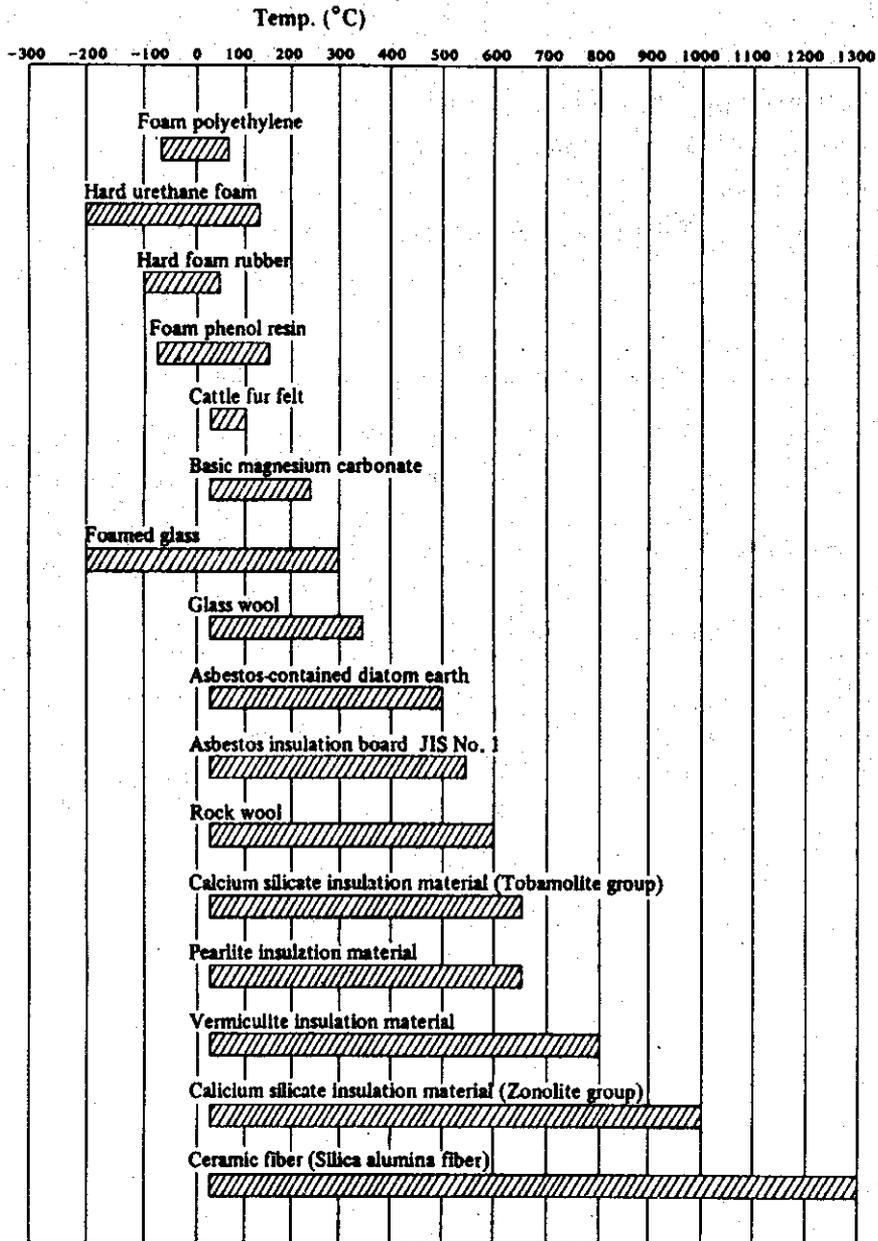
provided, however, that if possible, examinations shall be made to ensure that the insulation of the walls of the following furnaces is increased based on the same table:

- (1) Furnaces having a rated capacity (combustion capacity of burner fuels) less than 50 / h (in terms of heavy oil equivalent);
- (2) Furnaces for forced cooling furnace walls;
- (3) Rotary kilns;
- (4) Furnaces used for research, development or prototype manufacturing purposes.

Table 3.19 Main Characteristics of Insulating Fire Materials

	Bulk specific gravity t/m ³	Specific heat kcal/m ³ °C	Thermal conductivity kcal/mh °C	Safe working temp. °C
Refractory brick S K32	2.0~2.5	520~650	0.9~1.4	1,300
Plastic refractory S K32	1.9~2.3	380~500	0.6~1.4	1,300
Insulating fire brick B 5	0.7~0.8	160~200	0.2~0.4	1,100
Insulating fire brick B1	0.6~0.7	140~160	0.1~0.2	700
Insulating fire castable (1,300°C)	1.0~1.3	240~300	0.2~0.4	1,100
Ceramic fiber (lower than 1,300°C)	0.06~0.3	20~ 80	0.05~0.3	1,100

Figure 3.39 Working Temperature Range of Typical Insulating Materials Temperature



b. 開口部からの熱損失の防止

開口部からの熱損失には2種類ある。そのうち一つは、開口部からの直接放射による熱損失であり、もう一つは、開口部から燃焼ガスが漏れるために起こる熱損失である。

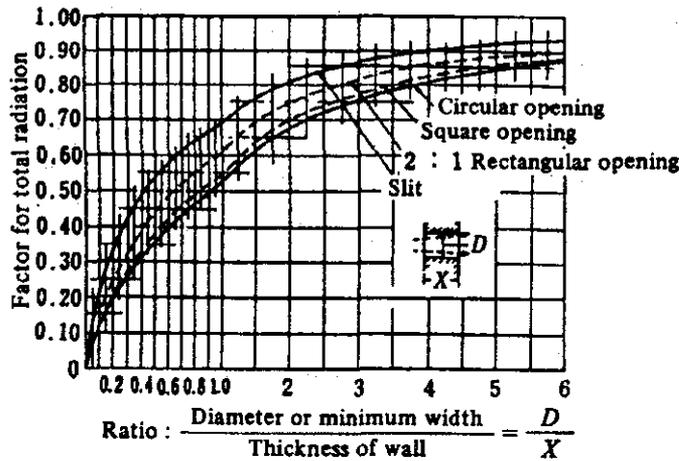
1) 開口部からの放射による熱損失

炉体の一部に開口部がある場合、炉内の熱は放射熱として炉外へ逃げていく。

このことによる熱損失量は、炉壁の厚みと開口部の形状によって異なる。開口部の壁厚部分が炉内から放射を受けて温度が下がり、この熱の一部が外部へ2次的に放射する熱損失量と炉内から直接外部へ放射する熱損失量の合計が、開口部からの熱損失量となる。

完全に外部にさらされている平板の放射熱量と、炉の開口部からの放射熱量の比は、J. D. Kellerによれば、Figure 3.40 に示すとおりである。

Figure 3.40 Factor for Determining Equivalent of heat Release from Openings to the Quantity of Radiant Heat from Perfect Black Body



これを、例題によって説明すると次のようになる。

炉体に高さ (D) 1 m, 幅 1 m の扉のない矩形の鋼材抽出口があり、炉壁の厚さ (X) は 0.46 m とする。

開口部の形状は正方形開口であり、 $D/X = 1/0.46 = 2.17$ となる。従って、全放射に対する係数は 0.71 を得る。

炉内温度を 1,340℃ とすれば、開口部からの放射熱損失量は、次のとおりである。

$$4.88 \times \left(\frac{1,340 + 273}{100} \right)^4 \times 0.71 \times 1 \times 1 = 234,500 \text{ kcal/h}$$

以上の例題は扉のない、開口部が常に開いている、定常的な場合に適用できるものである。

扉のある開口にはこの条件は適用できない。それは、扉が閉じられている間は開口部の壁は炉の内側に近い部分から、扉に接する部分まで、一様に炉内温度に等しい温度になっているので、扉を開いた瞬間の放射熱量は、完全に外部にさらされている平板からの放射熱量と等しい。扉を開放した後は開口部の壁は急激に冷えて定常状態の温度分布に近づき、Figure 3.34 のような割合まで熱放射量が減少する。

2) 開口部から燃焼ガスが漏れるために起こる熱損失

加熱炉では、操業中炉内圧力は外気圧より若干高いから、炉内の燃焼ガスが開口部から吹き出すことにより熱損失が起こっても多少やむをえない。炉外の空気が侵入して炉を冷却し、また材料を酸化することのほうが害が大きいため、一般に加熱炉は炉内の圧力を高くして操業するのである。扉によって開口部との隙間から吹き出す燃焼ガスは少なく、この熱損失は炉内で発生した総熱量の1%程度である。

c. 冷却水からの熱損失の防止

連続加熱炉では、水冷スキッドパイプの冷却損失熱が燃料消費量の10~15%を占めている。この対策として、スキッドの二重断熱方法が開発され、新設炉を始めとして既設炉に対しても広く採用されている。

二重断熱方法は Figure 3.41 に示すように内面層に断熱性にすぐれたセラミックファイバを使用し、その外面をキャストブルで被覆する方法である。

Figure 3.41 に一重断熱と二重断熱の水冷損失量の比較（計算値）を示す。

Figure 3.41 Double insulation method for skid

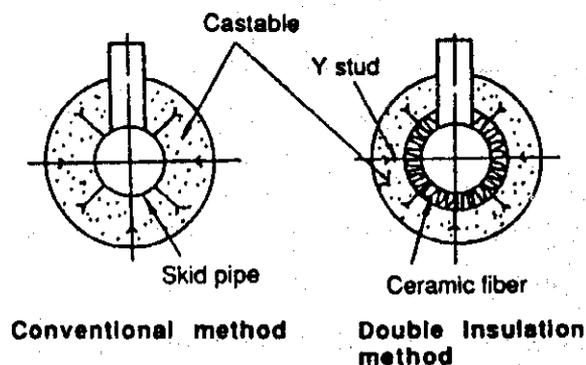
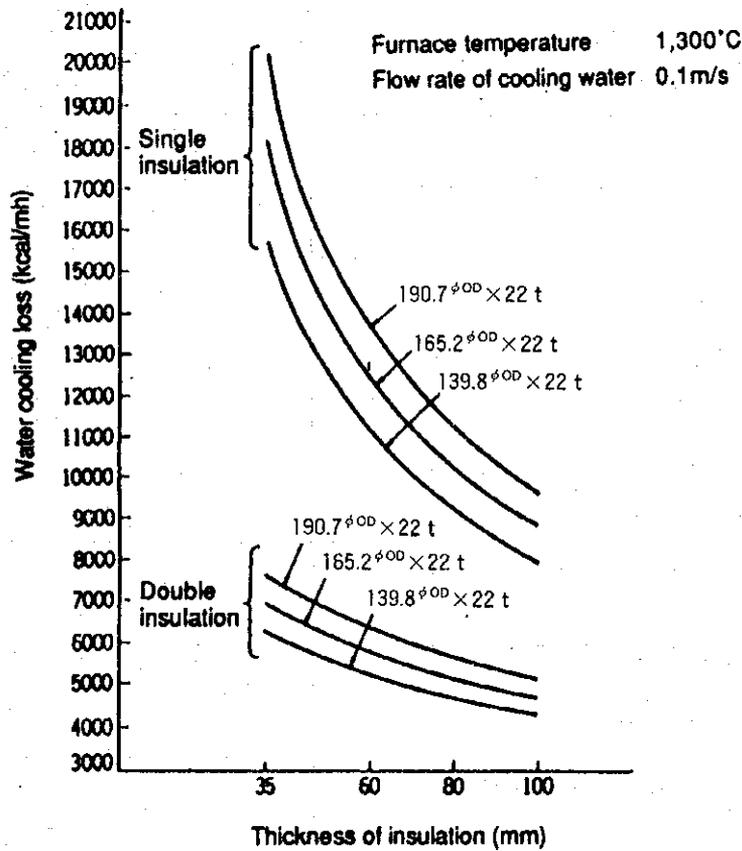


Figure 3.42 において165.2mm外径のパイプの場合に、60mm厚さの一重断熱の水冷損失と比較すると15mmのセラミックファイバと45mmキャストブルの二重断熱の水冷損失は47%に減少していることがわかる。一重断熱のスキッドパイプ使用の炉に比べて大幅な燃料使用量の低減となっている。

また、二重断熱をすることにより冷却水使用量の大幅な減少と断熱層外面温度が一重断熱より高温となるためスキッドマークが小さくなる利点もある。

Figure 3.42 Comparison of water cooling loss (calculated values)



d. 熱勘定

加熱炉の熱損失及び効率を十分に把握する目的で JIS G0702「連続鋼材加熱炉の熱勘定方式」がある。Table 3.20 に設備概要調査表, Table 3.21 に長期操業実績調査表, Table 3.22 に測定項目及び結果整理表, Table 3.23 に熱勘定表を参考として示す。

Table 3.20 Survey Report on the Outline of Equipment

1	Name of Co. Factory		
2	Address		
3	Name of furnace manufacturer		
4	No. of furnace		
5	Rolling mill	Type	
6		Nominal capacity	t/yr
7		Name of main finished product	
8	Reheating furnace	Type	
9		Nominal capacity	t/h
10		Effective furnace length x furnace width	mm x mm
11		Size and quality of furnace refractories and insulation material	
12		Kind of fuel used	
13		Type, capacity and No. of burning units	
14		Type and capacity of draft equipment	
15		Type and heating surface area of preheater	m ²
16	Quality, size and unit weight of main heated steel	mm, kg	

(Remark) As to Items 10, 11 and 15, attach simple charts representing the vertical and horizontal cross-sections of the furnace (including the size of main parts of the furnace and preheating unit, kind of refractories and main measurement spots).

Table 3.21 Survey Report on Actual Long-Term Operations

1	Date of operation					
2	Breakdown of operating time		Heating	Heat boosting	Heat retaining	Shutdown
		h/month				
	%					
3	Heated tonnage	t/month				
4	Tonnage per heating time	t/hour				
5	Average weight of typical heated steel (Max. and Min. range)	kg				
6	Fuel consumption	t/month, kg/month or Nm ³ /month				
7	Low calorific value of fuel	kcal/kg or kcal/Nm ³				
8	Energy consumption rate per ton of heated steel	10 ³ kcal/t				
9	Status of operational shift					

(Remark) The definition of the breakdown of operating time is as follows:

Heating time: Time during which steel is extracted, i.e. the rolling mill runs.

Heat boosting time: Time required for increasing the furnace temperature upto an "extractable" temperature.

Table 3.22 Table for Measurement Items and Results of Measurement

1	Date and time of measurement (Hours)				
2	Person in charge of measurement				
3	Weather	Atmospheric pressure	Atmospheric temp.	Room temp.	Relative humidity
		mmHg	°C	°C	%
4	Fuel	Soaking zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
5		Upper heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
6		Lower heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
7		Pressure	kgf/cm ² or mmAq		
8		Temperature	°C		
9		Components	%		
10		Low calorific value	kcal/kg or kcal/m ³ N		
11	Atomizer	Kind			
12		Soaking zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
13		Upper heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
14		Lower heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
15		Pressure	kgf/cm ² or mmAq		
16		Temperature	°C		
17	Secondary air	Soaking zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
18		Upper heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
19		Lower heating zone consumption	kg/t or m ³ N/t		
20		Pressure	mmAq		
21		Pre-preheating temp.	°C		
22	Post-preheating temp.	°C			
23	Cooling water	Consumption	t/t		
24		Inlet temp.	°C		
25		Outlet temp.	°C		
26		Pressure	kgf/cm ²		
27	Combustion gas	Furnace tail temp.	°C		
28		Inlet Temp. of preheater	°C		
29		Outlet temp. of preheater	°C		
30		Components	%	CO ₂ , O ₂ , CO, (CH ₄ , H ₂)	
31	Cinder	Combustible amount	%		
32		Cinder amount	kg/kg		
33	Heated steel	Size (Thickness x Width x Length)	mm x mm x mm		
34		Unit weight	kg		
35		Total charged tonnage	t		
36		Charging temp.	°C		
37		Discharging temp.	°C		
38		Burning loss	kg/t		
39		Average in-furnace holding time	h		
40	Furnace pressure	mmAq			
41	Surface temp. of each part of furnace body	°C			

(Remark) As to the measurement method for Item 41, describe in the furnace sketch.

Table 3.23 Heat Balance Table

Heat input			Heat output		
Item	10 ³ kcal/t	%	Item	10 ³ kcal/t	%
(1) Combustion heat of fuel			(8) Quantity of heat contained by extracted steel		
(2) Sensible heat of fuel			(9) Sensible heat of scale		
(3) Sensible heat of air			(10) Sensible heat of exhaust gas		
(4) Heat brought in by atomizer			(11) Heat loss by incomplete burning		
(5) Quantity of heat contained by charged steel			(12) Quantity of heat brought out by cinder		
(6) Heat of scale formation			(13) Quantity of heat brought out by cooling water		
(7) Heat recovered by preheater	()	()			
			(14) Other heat loss		
			(15) Heat recovered by preheater	()	()
Total (1) + (2) + (3) + (4) + (5) + (6)			Total (8)+(9)+(10)+(11)+(12)+(13)+(14)		

- (Remark) 1. For recording the quantity of heat, use 10³ kcal/t as a unit and round out figures after the decimal point into a single digit.
2. Round out figures after the decimal point into a single digit in the percentage.

(4) 排熱回収

排ガスからの熱回収の方法としては、①熱交換器による燃焼用空気又は燃料ガスの予熱、②排熱ボイラによるスチーム発生、③排ガスによる材料、④他の熱源としてのカスケード利用等がある。

なお参考として日本での工業炉に関する基準廃熱回収率を Table 3.24 に、目標廃熱回収率を Table 3.25 に示す。

ここでの廃熱回収率基準値と目標値は、前述の空気比の項で説明したことと同様である。

Table 3.24 Standard waste heat recovery ratios for industrial furnaces

Exhaust gas temperature (°C)	Capacity	Standard waste heat recovery ratio (%)
Less than 500	A・B	25
500 or more but less than 600	A・B	25
600 or more but less than 700	A	35
	B	30
	C	25
700 or more but less than 800	A	35
	B	30
	C	25
800 or more but less than 900	A	40
	B	30
	C	25
900 or more but less than 1,000	A	45
	B	35
	C	30
1,000 or more	A	45
	B	35
	C	30

Notes: 1. "Exhaust gas temperature" means the temperature of the exhaust gas discharged from the furnace chamber at the furnace outlet and at the inlet of the recuperator.

2. Industrial furnaces shall be divided into the following three types according to their rated capacity:

A: Furnaces having a rated capacity of 20,000,000kcal / h (83,680,000kJ) or more;

B: Furnaces having a rated capacity of 5,000,000kcal / h (20,920,000kJ) or more but less than 20,000,000kcal / h (83,680,000kJ);

C: Furnaces having a rated capacity of 1,000,000kcal / h (4,184,000kJ) or more but less than 5,000,000kcal / h (20,920,000kJ).

(Remarks)

1. The values of standard waste heat recovery ratios shown in the above table are the ratios of the calorific value of recovered heat to that of sensible heat from the exhaust gas discharged from the furnace chamber when combustion is conducted at a load close to the rated load.
2. The values of standard waste heat recovery ratios shown in the above table shall apply to the industrial furnaces installed on January 1, 1980 and after.
3. The values of the standard waste heat recovery ratios shown in the above table shall not apply to the waste heat recovery ratios of the following industrial furnaces:
 - (1) Furnaces having a rated capacity less than 1,000,000kcal / h (4,184,000kJ);
 - (2) Furnaces requiring a specific atmosphere for oxidation or reduction;
 - (3) Furnaces for burning a by-product gas having a heating value of 900kcal / Nm³ (3,765.6kJ / Nm³) or less;
 - (4) Furnaces at the time of the periodical inspection or not operated regularly or used for research, development or prototype manufacturing purposes;

Table 3.25 Target waste heat recovery ratios for industrial furnaces

Exhaust gas temperature (°C)	Capacity	Target waste heat recovery ratio (%)	(For reference)	
			Exhaust gas temperature (°C)	Preheated air temperature (°C)
Less than 500	A • B	30	300	165
500 or more but less than 600	A • B	30	365	200
600 or more but less than 700	A	35	400	270
	B	30	435	230
	C	25	470	195
700 or more but less than 800	A	35	460	310
	B	30	505	265
	C	25	545	220
800 or more but less than 900	A	40	480	395
	B	35	525	345
	C	30	575	295
900 or more but less than 1,000	A	50	430	550
	B	40	535	440
	C	35	590	385
1,000 or more	A	50	—	—
	B	40	—	—
	C	35	—	—

Notes: 1. "Exhaust gas temperature" means the temperature of the exhaust gas discharged from the furnace chamber at the furnace outlet and at the inlet of the recuperator.

2. Industrial furnaces shall be divided into the following three types according to their rated capacity:

A: Furnaces having a rated capacity of 20,000,000kcal / h (83,680,000kJ) or more;

B: Furnaces having a rated capacity of 5,000,000kcal / h (20,920,000kJ) or more but less than 20,000,000kcal / h (83,680,000kJ);

C: Furnaces having a rated capacity of 1,000,000kcal / h (4,184,000kJ) or more but less than 5,000,000kcal / h (20,920,000kJ)

(Remarks)

1. The values of target waste heat recovery ratios shown in the above table are the ratios of the calorific value of recovered heat to that of sensible heat from the exhaust gas discharged from the furnace chamber when combustion is conducted at a load close to the rated load.

2. The values of the target waste heat recovery ratios shown in the above table shall

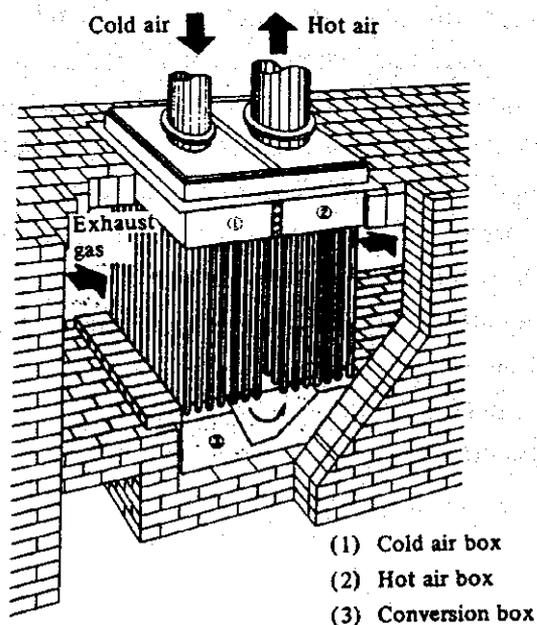
not apply to the waste heat recovery ratios of the following industrial furnaces, provided, however, that if possible, examinations shall be made to ensure that the waste heat recovery ratios of such furnaces are increased based on the same table:

- (1) Furnaces having a rated capacity less than 1,000,000kcal / h (4,184,000kJ);
 - (2) Furnaces requiring a specific atmosphere for oxidation or reduction;
 - (3) Furnaces for burning a by-product gas having a heating value of 900kcal / Nm³ (3,765.6kJ / Nm³) or less;
 - (4) Furnaces at the time of the periodical inspection or not operated regularly or used for research, development or prototype manufacturing purposes.
3. The values of exhaust gas temperatures and preheated air temperatures given for reference are those values of the exhaust gas temperatures in a case where waste heat is recovered at the target waste gas recovery ratio and those values of the preheated air temperatures in a case where air preheating is conducted using such recovered waste heat which are calculated under the following conditions:
- (1) Temperature fall owing to heat loss by radiation, etc. that occurs in the process from the furnace outlet to the heat exchanger for air tempering: 60 °C ;
 - (2) Heat radiation from such heat exchanger: 5%;
 - (3) Fuel: liquid fuel (in terms of heavy oil equivalent);
 - (4) Outer air temperature: 20 °C ;
 - (5) Air ratio: 1.2.

a. 熱交換器 (Recuperator) を用いた燃焼排ガスによる燃焼用空気の子熱

熱交換器は伝熱面が金属でできている金属熱交換器と耐火物でできているセラミック熱交換器とがあるが、今日では金属熱交換器が主流である。その例を Figure 3.43 に示す。燃焼用の空気を予熱して使用すると燃料が節約できる。

Figure 3.43 Example of Preheater of Air for Burning (Recuperator)



このときの燃料節約率は次式で表される。

$$S = \frac{P}{F + P - Q} \times 100 (\%)$$

ここで, S : 燃料節約率 (%)

F : 燃料発熱量 (kcal/kg fuel)

P : 予熱空気が持ち込む熱量 (kcal/kg fuel)

Q : 排ガスの持ち去る熱量 (kcal/kg fuel)

この式を用いて重油, 天然ガスに対する排ガス温度, 予熱空気温度別の節約率を計算した結果を Figure 3.44, Figure 3.45 に示す。

Figure 3.44 Fuel conservation rate when fuel oil is used

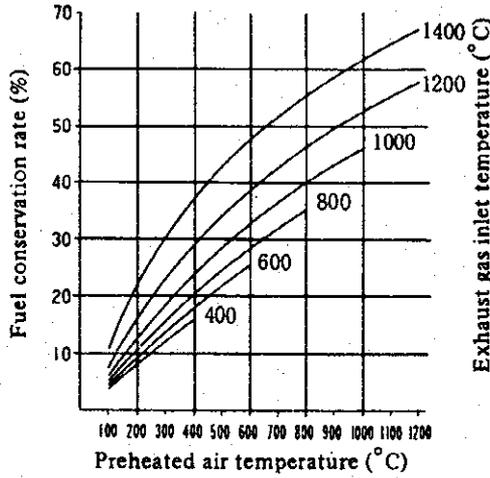
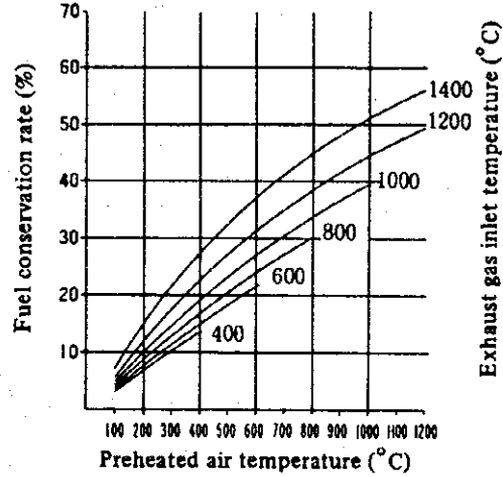


Figure 3.45 Fuel conservation rate when natural gas is used



排ガス温度が高いと同じ予熱温度でも燃料節約率が大きい。

レキュペレーターには、対流型と放射型がある。

対流型レキュペレータは対流伝熱を主流とした熱交換方式であり、排ガス温度が高くなると熱膨張等に対する配慮が難しくなるので、1,000℃以下で使用するのに適している。

放射型レキュペレータは放射伝熱を主体とした熱交換方式である。熱伝達は絶対温度により左右され、排ガス速度にほとんど影響されない。通常放射型レキュペレータの伝熱面は簡単な円筒形であり、800℃以上で使用するのに適している。

レキュペレータは、排ガスと空気の流れ方によって、並流と向流に区別される。この違いにより対数平均温度差に違いが生じ、レキュペレータの伝熱面積の差となる。

レキュペレータの伝熱面積は次の式で表される。

$$F = \frac{Q}{\Delta t_m \times k}$$

ここで、F : 伝熱面積 (㎡)

Q : 熱交換量 (kcal/h)

Δt_m : 対数平均温度差 (℃)

k : 熱貫流率 (kcal/㎡h℃)

この対数平均温度差は次式のとおりである。

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

並流の場合の Δt_{\max} , Δt_{\min} は Figure 3.46 から次のようになる。

$$\Delta t_{\max} = t_1 - t'_1$$

$$\Delta t_{\min} = t_2 - t'_2$$

また向流の場合 Δt_{\max} , Δt_{\min} は Figure 3.47 から次のようになる。

a. $(t_1 - t'_2) > (t_2 - t'_1)$ の場合

$$\Delta t_{\max} = t_1 - t'_2$$

$$\Delta t_{\min} = t_2 - t'_1$$

b. $(t_1 - t'_2) < (t_2 - t'_1)$ の場合

$$\Delta t_{\max} = t_2 - t'_1$$

$$\Delta t_{\min} = t_1 - t'_2$$

例題を用いて、並流と向流の対数平均温度差を示すと次のとおりとなる。

まず入口、出口の温度を次のとおり仮定する。

$$t_1 = 800^\circ\text{C} \quad t_2 = 500^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = 20^\circ\text{C} \quad t'_2 = 350^\circ\text{C}$$

Figure 3.46 Temperature Difference
in Case of Parallel Flow

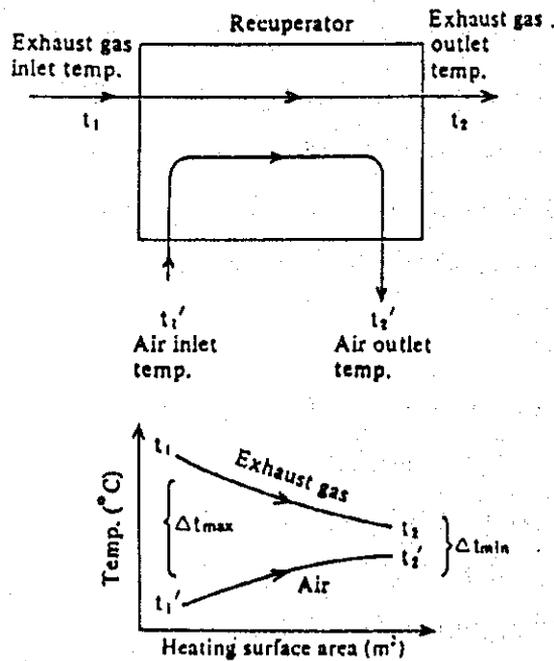
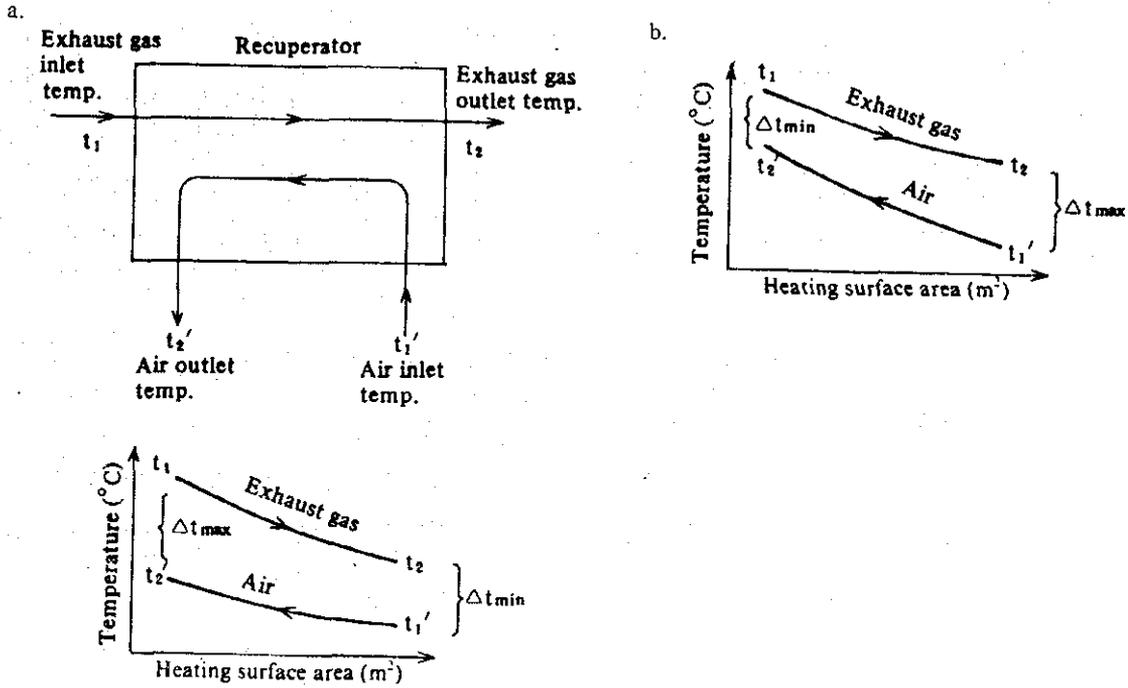


Figure 3.47 Temperature Difference in Case of Counter Flow



・並流の場合

$$\Delta t_{\max} = 800 - 20 = 780^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\min} = 500 - 350 = 150^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m (\text{並}) = \frac{780 - 150}{\ln \frac{780}{150}} = 382^{\circ}\text{C}$$

・向流 (b) の場合

$$\Delta t_{\max} = 500 - 20 = 480^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\min} = 800 - 350 = 450^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m (\text{向}) = \frac{480 - 450}{\ln \frac{480}{450}} = 465^{\circ}\text{C}$$

よって向流の場合の方が並流の場合より22% Δt_m が大きくなる。kが並流、向流ともに同一の値とすれば伝熱面積は向流の方が約18%小さくなる。

伝熱面温度は、排ガス温度と空気温度の中間温度としても大きな間違いではないことから、前述の例の場合には Table 3.26 のように算出される。

Table 3.26 Temperature of Heat Transfer Area

	Parallel flow		Counter flow	
	Exhaust gas temperature	800°C	500°C	800°C
Air temperature	20°C	350°C	350°C	20°C
Temperature of heat transfer area	410°C	425°C	575°C	260°C

この例では、並流の場合には伝熱面温度は410～425℃と平均化しているが、向流の場合には260～575℃と大きな差がある。

レキュペレータの寿命に大きく影響する要素は、耐酸化性、耐腐食性、機械的強度、熱膨張の吸収方法等である。前述の例題において、耐酸化性から材質を選定すれば次のとおりとなる。

・並流の場合

高温部……炭素鋼

低温部……炭素鋼

・向流の場合

高温部……ステンレス鋼

低温部……炭素鋼

また、熱膨張の点からは、材質温度が平均化している並流の方が安定している。並流、向流のどちらの型式を選定するかは設置条件、価格等の検討を必要とする。

伝熱面材質の選定は、温度条件、排ガス成分、圧力条件等による。

1) 酸化による減肉

金属は高温でO₂と反応して、表面に酸化物を生ずることにより減肉する。

一般に酸化の度合は、この表面の酸化皮膜の性質により皮膜が剝離しやすかったり、多孔性でO₂の侵入が容易である場合には進みやすい。

またMoやWなどの酸化物のように揮発性であったり、融点の低いものなども酸化速度が大きい。

Crは固着性のよい酸化物を形成し、Cr含有量が多いほど、耐酸化性は優れている。

Al, Siも耐酸化性を良くするが、機械的性質は劣化させる。

Niは酸化物に密性を持たせて、これが保護膜となって内部への酸化の進行を防止する。酸化はCO₂ガスによっても起こり得るが、これは2CO→2CO+O₂の反応によって

生ずる O₂ によるものである。

また、酸化性雰囲気中に水分が存在すると一般に酸化が促進される。これは形成される酸化物保護被膜が水分の存在によって多孔性を帯びることによる。

加熱冷却の熱サイクル、酸化性・還元性の雰囲気サイクル等が高温において加えられる場合には、一層苛酷な環境となる。

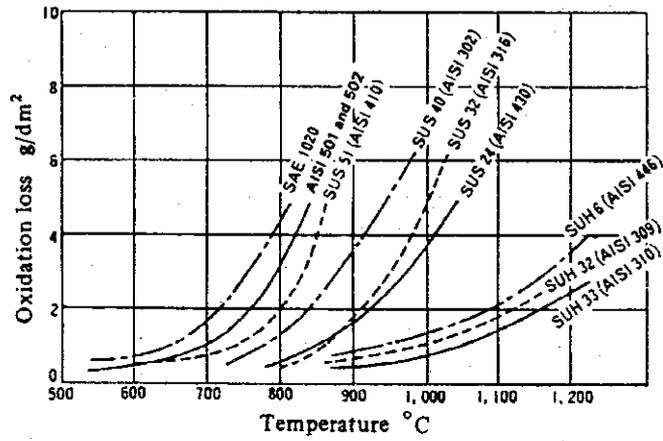
Table 3.27 に材質別の使用温度を、Figure 3.48 に温度と酸化減量の関係を示す。

Table 3.27 Working Temperature of Heating Pipe by Material

Material (Customary indication)	Max. working temp. (°C)	Ordinary working temp. (°C)
Carbon steel	565	400
½ Mo steel	565	450
1 Cr-½ Mo steel	565	450
1¼ Cr-½ Mo steel	590	550~575
2¼ Cr-1 Mo steel	635	600
5 Cr-½ Mo steel	620~650	600
9 Cr-1 Mo steel	650~700	600~650
13 Cr steel	650	600
25 Cr steel	1,000~1,100	1,000
18 Cr-8 Ni steel	870	800
18 Cr-12 Ni-Mo steel	870	800
18 Cr-12 Ni-Ti steel	870	800
18 Cr-12 Ni-Nb steel	870	800
25 Cr-12 Ni steel	1,000~1,100	1,000
25 Cr-20 Ni steel	1,100	1,000

(Note) The max. working temperature varies slightly according to literature.
The ordinary working temperature was determined considering oxidation limits, tolerable stress, graphitization, etc. and referring to US Steel's technical data.

Figure 3.48 Relationship between Temperature and Oxidation Loss



Test conditions : 12 intermittent cycles of heating and cooling
By courtesy of : Welding Research Council Bulletin Series No.31
"Stainless Steel for Pressure Vessels"