612. 多目的高温ガス炉による原子力製鉄用熱交換器とそのシステムの検討

森 康夫*, 仲田 哲朗**, 佐野川 好母**,
井崎 隆**, 今竹 忠巳***, 飯島 穂積***

(1974年 2月28日 受理)

(1974年 8月16日 再受理)

Heat Exchangers and Its System for Nuclear Steelmaking by Use of High-Temperature Gas Reactor

By Yasuo MORI, Tetsuro NAKADA, Konomo SANOKAWA,
Takashi IZAKI, Tadami IMATAKE and Hozumi IJIMA

A study is presented on a process and system of heat exchangers, in which the nuclear heat from a high-temperature gas-cooled reactor is transferred to produce reducing gas for steel making, assuming a primary circuit outlet gas temperature of 1,000°C and pressure of 40 kg/cm². A consideration is given to the safety of the plant and to eliminating contamination of the process materials and products. Criteria are derived for making the system optimum, selecting the most appropriate method of analysis and determining the most suitable type of heat exchanger. Technical problems requiring solution through research and development of the plant are identified. The results are formulated in a proposal for an indirect heat exchanging system embodying an intermediate helium loop of 45 kg/cm² pressure, installed between the primary and process loops. The optimum temperature for the intermediate loop is 925°C and that for the process loop 850°C. Further, from the standpoint of reliability and capital cost, the heat exchangers should be divided into two parts for high and for low temperature uses. The best operating conditions are determined for the highest temperature part of the high temperature heat exchanger of parallel flow type.

KEYWORDS: heat exchangers, helium, HTGR type reactors, very high temperature, metallurgy, medium pressure, safety, optimization, performance

I. ま え が き

核エネルギー利用率の増大およびそのエネルギー源としての多様化などのエネルギー構造改善を目的として、多目的高温ガス炉よりの熱エネルギーを製鉄プロセスに利用するクローズドシステムにおいては、核エネルギーを用いて重質油などより還元ガスを製造するとともに、還元ガスを直接製鉄に利用できるように高温に加熱するなど各種の熱交換器が用いられる。近い

将来実用になる多目的高温ガス炉の He 冷却材の炉心出口条件は温度 1,000°C、圧力 40 kg/cm²・g であると

- * 東京工業大学工学部 (Faculty of Eng., Tokyo Inst. Technol.)
- ** 石川島播磨重工業(株)技術研究所 (Ishikawajima-Harima Heavy Ind. Co., Ltd.)
- ** 日本原子力研究所 (Japan At. Energy Res. Inst.)
- ** 川崎重工業(株) (Kawasaki Heavy Ind. Co., Ltd.)
- *** 三菱重工業(株)神戸研究所 (Mitsubishi Heavy Ind., Ltd.)
- *** 日本鋼管(株)技術部 (Nippon Kokan K.K.)

想定され、熱交換システムはこの He を 1 次系とし、原子力を応用するプラントとして高い安全性と、核分裂生成物が製品に入ることが絶対にないシステムであることが強く要求される。

これらの条件における熱交換システムに用いる熱交換器としては、海外においては液体金属を中間媒体とするもの、あるいはグラファイトを構造材とする隔壁式などの案が提案されているが、いずれも未知の問題を含み、かつ多くの開発すべき要素を持つため、ここでは金属隔壁式のものに限り検討することとした。

高温ガス炉を多目的に用いる場合は、熱交換器に用いる超耐熱合金のクリープ破断強度が還元ガスの加熱最高温度に強い影響をもつことは勿論である。本報では近い将来開発されることを予想し、He 雰囲気中で 1,000℃、100,000 hr におけるクリープ破断強度が 1 kg/mm² の合金が利用できるものとして検討を行なった。

上述のような位置づけにある熱交換システムについて基礎的な検討を行うのが本報の目的である。まず熱交換システムの備えるべき条件を考察して評価すべき

基準を選定し、このようにして設定した基準に従って最適のシステムを求める。そのシステムの特性と構成機器につき検討した。なお本報は 1973 年度よりスタートした通産省の「高温還元ガス利用による直接製鉄技術の研究開発」に関する大型プロジェクトの準備のため通産省重工業局製鉄課製鉄クロードシステム化調査委員会熱交換器分科会において検討し、得られた結果の一部である。

II. 熱交換システムの検討

1. 熱交換方式の評価

原子力製鉄における熱交換システムは原子炉系と利用系(還元ガス製造装置、還元炉)との接点にあたり、原子炉の安全性が関連するので、他の機器とは異なって原子力製鉄トータルシステム決定上重要な位置を占める。したがって原子炉の安全性を最重要視し、熱交換システムを直接熱交換方式と間接熱交換方式に分けて考えると、各熱交換システムの研究開発上の問題点には第 1 表のようなものが考えられる。

第 1 表 熱交換方式の比較

直接式、間接式いずれが適当であるかは一概に決められないので、ここでは関連樹木法*により、次のような 8 つの評価基準を定めて評価することにした。① 安全性(原子炉が重大事故、仮想事故の推定発生確率)、② 信頼性(熱交換器を対象とした事故の発生割合)、③ 技術的可能性、④ 経済性 I (熱交換器を対象)、⑤ 環境性(公害性)、⑥ 運転性(制御性とシステム運転の難易度)、⑦ 原子炉との共合性、⑧ 経済性 II (熱交換器以外の付帯装置を対象)。設計寿命を 10⁵hr、間

接熱交換方式の中間媒体には He を用いることを評価の前提条件とし、評価においては原子炉の環境性を最重要視し、次に原子炉との共合性、信頼性、安全性などの順に重視した結果、環境性、安全性とともに利用系よりの各種不純物の 1 次系への侵入の可能性、利用系の負荷変動などの問題を含む共合性などを考慮すると、間接熱交換方式をとるべきであるとの結果を得た。

* ある問題に関連する項目を各レベルごとに整理し、評価基準を決めて評点をつけて評価する方法。

2. 間接熱交換方式のシステムの検討

(1) 熱交換システムの評価

間接熱交換方式の中間ループ媒体としてはHe, 水蒸気を考えて, 次の4種類のループ構成について, 前節で行なった熱交換方式の評価のほかに, 水素除去性, 事故対策性などを加えて評価を行なった。この場合に

最重要視したのは原子炉との共合性で, 次に経済性, 利用系から隔壁を透過し中間ループに侵入する水素の除去性, 事故対策性などの順とした。

(1) ① He 中間ループ(蒸気タービン方式)

(第1図(a))

② He 中間ループ(ガスタービン方式)

(第1図(b))

(a) 蒸気タービン方式

(b) ガスタービン方式

第1図 He 中間ループ系統図

(2) ① 蒸気単相ループ(S-1方式)(第2図)

② コンデンスing-蒸気混合ループ(S-2方式)

(第3図)

評価の結果は He ループ①, ②, 蒸気ループ②, ①の順になった。蒸気ループを採用した場合, 熱交換器の事故で水蒸気が漏洩すると炉心, 燃料の主構成材料で

あるグラファイトと反応を起すことが懸念される。諸外国の高温ガス炉の例をみても1次冷却材中の O_2 , H_2O などを1ppm以下に抑えており、多目的高温ガス炉では、それより高温で使用することを考えると、少なくともそれと同程度に考えるべきだという見解と、上述の水蒸気-グラファイト反応等に対する原子炉の安全性最優先の考えに基づいて、中間ループにHeを用いるガスタービン方式が望ましいとの結論に達した。次にHe中間ループと蒸気中間ループについての比較、検討を行う。

第2図 蒸気単相ループ(S-1)

第3図 コンデンシング-蒸気混合ループ(S-2)

(2) He 中間ループ

中間ループの作動流体としてHeを使用した間接熱交換システムに関し、特に中間ループを対象としたガス作動温度の最適化検討、系統計画および熱物質収支の検討を行い、He中間ループ方式の代表案を検討する。

(1) 中間ループ最適作動温度の検討：第4図のように中間ループを有する熱輸送系において、中間ループの流体の作動をいかに選定するかという問題が熱交換器の大きさを決める重要な要素となる。

ここでは第4図の計算モデルに示すように、1次系との中間熱交換器(以下EX-1と呼ぶ)および利用系との熱交換器(以下EX-2と呼ぶ)に注目し、高温熱交換器の評価においては、材料が高価なため、従来の熱交

(a) 直接熱交換方式 (b) 間接熱交換方式

第4図 直接、間接熱交換方式モデル

換器の評価において考慮された圧力降下、ポンプ動力などは重要な因子ではないので、これらの熱交換器の最適化条件を決定するための評価条件として次のものをとった。① EX-1およびEX-2のそれぞれの伝熱面積を合計した伝熱面積が最小になること。② EX-1およびEX-2のそれぞれの伝熱面積に、それぞれの伝熱管の最高温度に対する相対価格*を乗じた値が最小になること。計算を下記のように2ケースについて行なった。

ケース(1)： 中間ループを用いる場合の経済性の検討に重点を置き、1次、中間および還元ガスループの熱容量比(以下、 C の比と呼ぶ。流量(G)と比熱(C_p)との積の比を表わす)および1次ループの入口温度、還元ガスループの出入口温度が設定された場合。

ケース(2)： 中間ループの最適条件を求めるため1次および還元ガスループの出入口温度だけが設定された場合。

なお解析に当っては C および熱伝達率などは流れに沿い一定とした。

a. ケース(1)

直接熱交換方式の交換熱量、伝熱面積、熱通過率、対数平均温度差、流量と比熱の積をそれぞれ Q , A , U , Δ_m , C_1 , C_3 (添字の1は1次側, 3は利用系側), 1次側の入口、出口の温度、利用系側の入口、出口の温度をそれぞれ T_{1h} , T_{1c} , T_{3c} , T_{3h} , 間接熱交換方式における熱交換器 EX-1, EX-2の交換熱量は共通で Q , 伝熱面積、対数平均温度をそれぞれ A_1 , A_2 , Δ_{1m} , Δ_{2m} (添字の1, 2はそれぞれ EX-1, EX-2 に対応), 1次側の入口、出口、中間ループの高温、低温側、利用系側の入口、出口の温度をそれぞれ T_{1h} , T_{1c} , T_{2h} , T_{2c} , T_{3c} , T_{3h} とすると、

直接熱交換方式では、

$$Q = AU\Delta_m = C_1(T_{1h} - T_{1c}) = C_3(T_{3h} - T_{3c}) \quad (1)$$

が成り立つから

* 後述の第7図参照。

$$A = \frac{Q}{U} \cdot \frac{1}{\frac{(T_{1h} - T_{3h}) - (T_{1c} - T_{3c})}{\ln\{(T_{1h} - T_{3h})/(T_{1c} - T_{3c})\}}}$$

$$= \frac{Q}{U} \cdot \frac{1}{\left(\frac{C_3}{C_1} - 1\right)(T_{3h} - T_{3c})} \cdot \ln \frac{T_{1h} - T_{3h}}{T_{1h} - T_{3h} \frac{C_3}{C_1} + \left(\frac{C_3}{C_1} - 1\right)T_{3c}} \quad (2)$$

となる。

間接熱交換方式では、

$$Q = A_1 U_1 \Delta m_1 = A_2 U_2 \Delta m_2 = C_1 (T_{1h} - T_{1c})$$

$$= C_2 (T_{2h} - T_{2c}) = C_3 (T_{3h} - T_{3c}) \quad (3)$$

が成り立つから、

$$A_1 = \frac{Q}{U_1} \cdot \frac{\ln\{(T_{1h} - T_{2h})/(T_{1c} - T_{2c})\}}{(T_{1h} - T_{2h}) - (T_{1c} - T_{2c})}$$

$$= \frac{Q}{U_1} \cdot \frac{\ln \frac{1}{1 + \left(\frac{C_3}{C_2} - \frac{C_3}{C_1}\right) \frac{T_{3h} - T_{3c}}{T_{1h} - T_{2h}}}}{-\left(\frac{C_3}{C_2} - \frac{C_3}{C_1}\right)(T_{3h} - T_{3c})} \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{Q}{U_2} \cdot \frac{\ln\{(T_{2h} - T_{3h})/(T_{2c} - T_{3c})\}}{(T_{2h} - T_{3h}) - (T_{2c} - T_{3c})}$$

$$= \frac{Q}{U_2} \cdot \frac{\ln \frac{T_{2h} - T_{3h}}{-\frac{C_3}{C_2} T_{3h} + T_{2h} + \left(\frac{C_3}{C_2} - 1\right)T_{3c}}}{(T_{2h} - T_{3h}) - \left\{-\frac{C_3}{C_2} T_{3h} + T_{2h} + \left(\frac{C_3}{C_2} - 1\right)T_{3c}\right\}} \quad (5)$$

となる。伝熱面積の比は

$$\frac{A_1 + A_2}{A} = \frac{Q/(U_1 \Delta m) + Q/(U_2 \Delta m_2)}{Q/(U \Delta m)} \quad (6)$$

となり、 $U_1 = U_2 = U$ の場合は

$$\frac{A_1 + A_2}{A} = \frac{1/\Delta m + 1/\Delta m_2}{1/\Delta m} \quad (7)$$

と書ける。これは単に伝熱面積だけに着目したものであるが、価格の評価を行うために、ここで伝熱管温度による材料費を考慮した相対価格を導入する。すなわち、直接熱交換方式の伝熱管最高温度に対する相対価格を B 、また間接熱交換方式の EX-1, EX-2 の相対価格を B_1, B_2 とすると、相対価格比は(7)式より

$$\frac{A_1 B_1 + A_2 B_2}{AB} = \frac{B_1/\Delta m_1 + B_2/\Delta m_2}{B/\Delta m} \quad (8)$$

と書ける。(7)と(8)式に基いて計算した結果が第5, 6図である。ここで使用した、温度と材料の相対価格には、第7図の点線の関係式が適用できるものとして解析した*。第5図は、 $T_{3c}, C_1 : C_2 : C_3$ のそれぞれの値に対する T_{2h} と $(A_1 + A_2)/A$ および $(A_1 B_1 + A_2 B_2)/AB$ の値を示したものであるが、 $C_1 : C_2 :$

第5図 直接および間接熱交換器の伝熱面積比 (相対価格比と中間ループ出口温度 (T_{2h}) との関係)

第6図 伝熱面積比、相対価格比が最小となる中間ループ出口温度

$C_3 = 1 : 1 : 1$ の場合は $T_{3c} = 300, 500^\circ\text{C}$ の値は完全に一致する。なお、 $C_1 : C_2 : C_3 = 1 : 1 : 1$ の場合の $\times$ 印だけは $(A_1 B_1 + A_2 B_2)/AB$ の値を表わしている。第6図よりわかるように伝熱面積の最適条件においても、間接熱交換方式は直接熱交換方式より約4倍の伝熱面積を必要とする。また中間ループの作動温度は伝

* 第7図は本熱交換器分科会のため東工大田中良平教授が作成されたものであり、昭和48年時の資料による。

熱管壁の材料の価格を考慮して最適化する必要があり、検討の結果は第5, 6図よりわかるように低温側にずれることが明らかとなった。

管価格は SUS 27 を 1 と比較
管寸法は 20~30φ×5 t を対象

第7図 耐熱合金の管成品相対価格と耐用温度

b. ケース(2)

ここでは、1次および還元ガスループの出入口温度を設定され、中間ループの最適温度を求めた。

第8図に、ケース(2)の計算のための熱交換方式の概略図を示す。

第8図 間接熱交換方式モデル

EX-1 と EX-2 の伝熱面積の和 $A_1 + A_2$ は

$$A_1 + A_2 = \frac{Q}{U} \left(\frac{1}{\Delta t_{1m}} + \frac{1}{\Delta t_{2m}} \right) \quad (9)$$

であるから、この値を最小にすることが最適条件であると考え、問題は

$$\begin{aligned} \frac{d(A_1 + A_2)}{d\Delta t_{1h}} &= \frac{Q}{U} \left(-\frac{1}{\Delta t_{1m}^2} \cdot \frac{d\Delta t_{1m}}{d\Delta t_{1h}} - \frac{1}{\Delta t_{2m}^2} \cdot \frac{d\Delta t_{2m}}{d\Delta t_{1h}} \right) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

を満たす条件を見つければよい。この式は $\Delta t_{1m}, \Delta t_{2m}$ と $\Delta t_{1h}, \Delta t_{2h}, \Delta t_{1c}, \Delta t_{2c}$ との関係を検討すると

$$\frac{1}{\Delta t_{1m}^2} \cdot \frac{d\Delta t_{1m}}{d\Delta t_{1h}} = \frac{1}{\Delta t_{2m}^2} \cdot \frac{d\Delta t_{2m}}{d\Delta t_{1h}}$$

となり、これから

$$\Delta t_{1h} = \Delta t_{2h}, \quad \Delta t_{1c} = \Delta t_{2c} \quad (11)$$

を得る。

すなわち、加熱側(1次系)ガス出入口温度および利用系側(還元ガスまたは被加熱ガス)出入口温度が与えられた場合、中間ループの流量に対して特別な制限がないときには、「中間ループの最適温度は、1次系側および利用系側温度の平均値となる」。最適条件に関する数値例を第9図に示す。

第9図 中間ループ流体最適温度

(2) システム計画および熱・物質収支の検討: システムの検討に当たっては、中間ループのガス循環機駆動用および発電用原動機として蒸気タービン方式とガスタービン方式を考慮した。検討の前提条件は、① 原子炉熱出力 (EX-1の入力) は 2,000 MWt と仮定する。② 1次ループの He 温度は中間熱交換器 (EX-1) の入口で 1,000°C、また出口で 370°C とする。③ 中間ループの高温配管部の温度は、前節の検討によって得られた最適温度 (925°C) に設定する。④ ガス循環機の機内昇温は 30°C とし、吐出温度は最大 400°C とする。⑤ 1次、中間および還元ガスループの C の比は $C_1 : C_2 : C_3$ は 1 : 1 : 1 に採る。⑥ 還元ガス発生、加熱用熱交

換器類(ガス発生炉, リフォーマ, 還元ガス加熱器)を一括して考える。蒸気条件は, 25 kg/cm^2 , 750°C とする。

さらに次の諸点に留意して検討した。① 中間熱交換器 (EX-1) は, 高価な耐熱部を高温部に限って使用する。② 還元ガス発生および加熱用熱交換器 (R_1 , R_2 , R_3) の排熱をタービン, プロセス, 蒸気発生用に有効に利用する。③ 安全性の観点(1 次ループの放射能が中間ループに流入することを絶対に防ぐ)から, 中間ループ圧力を 1 次ループより僅かに高い差圧とする (EX-1 出口で約 5 kg/cm^2 程度)。この差圧に関しては, 次を示すように, 材料強度上の観点からは充分余裕があるものと思われる。すなわち代表例として, 直径 50 mm , 肉厚 10 mm の管を考える。発生応力 $\sigma_w = 50 \times 0.05/2 \times 10 = 0.125 \text{ kg/mm}^2$, 許容応力 σ_a を 1 kg/mm^2 ($1,000^\circ\text{C}$, 10^5 hr) の $60\% = 0.6 \text{ kg/mm}^2$ ととると, $\sigma_a > \sigma_w$ となっており, 腐食, 局所熱高温点および He 中の不純物などの効果を考慮しても, 充分余裕があると考えられる。

これらの条件に基いて計算した結果は第 2 表の通りであり, この結果による系統図が第 1 図(a)に示されている。

第 2 表 蒸気タービン方式の場合

1 次 He 流量	$2.31 \times 10^6 \text{ kg/hr}$
中間熱交換器負荷	$1.8 \times 10^9 \text{ kcal/hr}$
中間ループ流量	$2.34 \times 10^6 \text{ kg/hr}$
中間ループガス循環機動力	107~100 MW
発生蒸気量(750°C , 25 kg/cm^2)	$1.12 \times 10^6 \text{ kg/hr}$
蒸気タービン出力	153~150 MW
EX-2 の全熱負荷	$1.02 \times 10^9 \text{ kcal/hr}$
蒸気加熱用熱負荷	$3.04 \times 10^9 \text{ kcal/hr}$
還元ガス用加熱量(R_1 , R_2 , R_3)	$7.11 \times 10^9 \text{ kcal/hr}$
発電量	約 50 MW
熱利用率	100%(ただし放熱損失は無視)

上述の蒸気タービン駆動に対してガスタービンの場合につき検討する。ガスタービンと圧縮機の入出力バランスから全流量 G のうちガスタービンに流す流量を $G(1-\alpha)$ とするときの分岐率 α を求めた。タービンの圧縮比に対し, ガスタービン出口, 入口温度, 圧縮機出口, 入口温度と α の関係を求め, これより最適圧力比 2, $\alpha = 0.80$ とした。この結果は第 1 図(b)に示しており, 熱交換器ガス流量: $1.87 \times 10^6 \text{ kg/hr}$, ガスタービン流量: $4.68 \times 10^6 \text{ kg/hr}$, 蒸気発生器蒸気量

$1.24 \times 10^6 \text{ kg/hr}$, EX-2 の熱負荷 $6.44 \times 10^9 \text{ kcal/hr}$ となった。

(3) He ガスタービン: ガス炉とガスタービンの組合せサイクルはガス炉で得られる冷却材温度とガスタービン作動流体の使用最高温度が等しいため, プラントの熱効率が高くなる点に特徴がある。

また, この組合せプラントでは, ガスタービンが He サーキュレータの役目を兼ねうることも長所といえよう。ここでは直接プラントに He ガスタービンを採用した場合について検討を行なった。He 中間ループにガスタービンを採用する方式は, 蒸気タービンを採用する方式に比べると次の点が異なる。すなわち, ① 中間熱交換器 EX-1 の He 入口温度を 300°C とする時には, 圧縮機入口の He 温度は 225°C となり, 蒸気タービン方式より低くする必要がある。したがって, この場合, 蒸気発生器あるいは EX-2 の伝熱面積が蒸気タービン方式より多少大きくなる。② 高温 He の一部をガスタービンに導いて膨張させるため, 再熱熱交換器 EX-2 に導く高温 He 流量が少なくなり, 850°C まで加熱しうる還元ガス量は, 蒸気タービン方式より減少する。③ ガスタービンを He サーキュレータとして共用しうる。④ 給水系統が蒸気タービン方式より簡単になるとともに蒸気発生器における管内外両流体の圧力差が小さくなるため強度的に好ましい。

(3) 蒸気中間ループ

高温ガス炉の 1 次系 He ガスの熱を中間熱交換器により中間ループに移し, 中間ループの熱をさらに直接製鉄に必要な熱として供給するとき, 中間ループの熱媒体に何を選ぶべきかについては広い視野からの検討が必要である。原子炉における水蒸気-黒鉛反応および II-2-(1) 項で行なった評価によると He が適当であるという結論に達したが, 安全性についての今後の技術の進歩次第では蒸気も使われる可能性もある。ここでは, II-2-(1) 項での評価を行うために検討した蒸気中間ループについて述べる。1 次ループの He 温度などは He 中間ループと全く同じである。ループとしては, 種々の方式が考えられるが, ここでは II-1 節でとりあげた蒸気中間ループの次の 2 つの方式について検討した。① 蒸気単相ループ(第 2 図, S-1 ループ), ② コンデンシング-蒸気混合サイクル(第 3 図, S-2 ループ), 後者のコンデンサを含むループは蒸気媒体の最も特徴的な凝縮の容易性を中間ループに応用し, その機器は既に完全に実用になっている構成要素からなっている。また, He ガスループで問題となる, He ガスのループ外への漏洩に対しては, 蒸気ループ

では液体であるため、漏洩防止装置も簡単でしかも漏洩してもその処理が He ガスに比して容易である点などの多くの利点があるが、一方、本方式は蒸気が凝縮するために、その際蒸気の持つ熱が中間ループ外に放出され、その温度レベルが低いため排熱利用は難しく、熱利用率が低下するとともに、温水公害の基となる等の欠点がある。

原子炉の熱出力を 2,000 MW と仮定して、熱・物質収支の計算を行なったが、その主な値は第 3 表の通りである。

第 3 表 熱出力 2,000 MW プラントの熱物質収支

1 次系 He ガス流量	2.31×10 ⁸ kg/hr
1 次系 He ガスより供給される熱量	1.81×10 ⁹ kcal/hr
中間蒸気ループ系への熱量	1.68×10 ⁹ kcal/hr
プロセス蒸気用熱量	1.25×10 ⁹ kcal/hr
還元ガス製造用熱量	3.82×10 ⁹ kcal/hr
蒸気発生量	3.6×10 ⁸ kg/hr
蒸気発生器での交換熱量	2.2×10 ⁹ kcal/hr
蒸気タービン出力	395 MW
凝縮系の放出熱量	6.81×10 ⁹ kcal/hr
熱利用率	62%

これらの結果と系統図は第 3 図に示してある。

Ⅲ. 高温熱交換器および還元ガス再熱熱交換器

多目的高温ガス炉の熱エネルギーを製鉄プロセスに利用するシステムにおいて重要な熱交換器は、1 次系ループと中間ループの間の高温熱交換器、および中間ループと利用系の間の還元ガス再熱熱交換器であることはいうまでもない。次に検討したその主な問題点を述べる。

1. 高温熱交換器

(1) 伝熱性能の改善

一般の熱交換器の設計に当っては、製造費と運転費について最適化が行われねばならない。しかし、ここで問題にしている高温熱交換器においては、非常に高価な耐熱材料を用いるため、運転費すなわち高温熱交換器内の圧力損失を重視する必要はなく、伝熱性能を向上させ、所期の目的を達するのに最小の伝熱面積を持つようにすることが要求される。さらに具体的には加熱ガスの温度が与えられるときには被加熱ガスの温度を上げる方法、例えば向流式では与えられた伝熱面積で高温端温度差を最小にしたり、伝熱壁の最高温度を

極力抑えることである。このための伝熱性能向上の方法としては、強制対流における熱伝達向上策と、広義の輻射フィンの原理を用いる方法とが考えられる。熱伝達向上策にはかなり研究が知られている¹⁰⁾ので、従来あまり知られていない輻射の利用について述べる。

ここで問題にしている高温熱交換器の流体は He および H₂ などの還元ガスであり、1,000℃ 以下の温度ではほとんど輻射率をもたない。しかし、伝熱面はいずれも高温であり、固体面間の伝熱量は対流伝熱量と同程度になることも考えられる。 α を対流熱伝達率 (kcal/m²·hr·℃) とし、壁温を T_w (°K) とすると、次の無次元数は輻射と対流の伝熱量の比を表わす。

$$N = \frac{0.097 \varepsilon \left(\frac{T_w}{100} \right)^3}{\alpha} \quad (12)$$

例えば $\alpha = 100$ kcal/m²·hr·℃, $\varepsilon = 0.3$ とすると N は t_w (°C) に対し第 4 表のような値となる。したがって高温伝熱面の近傍に輻射体あるいは面を設け、この面を輻射伝熱により高温にしてその熱量を流体に伝えるようにし、さらにこの輻射体が乱流促進体の役をも兼ねさせると総括熱伝達率をかなり高めることができる。

第 4 表 輻射の効果

t_w (°C)	N
1,000	0.61
900	0.47
800	0.36

(2) 熱交換方式

第 7 図によると伝熱管の価格は耐用温度とともに指数関数的に増加している。したがって、熱交換器の経済性を高めるためには耐熱材料の低温での使用をできるだけ避け、最高使用温度近くで使うことが望ましい。第 10 図には、高温熱交換器を高温部 (I) および低温部 (II) に分割する考え方を示し、同図 (a), (b) にはそれぞれ向流方式および並流方式の熱交換方式を示した。同図における、分割点の中間温度 (T_w) の最適化についての検討結果を第 11 図に示す。この図からわかるように、向流式の最適中間温度は約 850℃、並流式 (この場合には中間温度の選定の自由度がほとんどないが) の場合には約 940℃ となる。しかし壁温の最高温度は向流式の場合はほぼ一定であるが、並流式では管壁温度が中間ガス温度とともに低下する。したがって材料のクリープ強度の特性を考えると、価格を犠牲にしても安全性のために並流式を採用する必要が生ずる場合も考えられる。

第10図 熱交換方式

第11図 管壁温度($T_{w, \max}$)と相対価格

(3) 強度

熱交換器の伝熱管は、高温と同時に耐圧性が要求され、構造材として最も過酷な条件に曝される。この伝熱管に作用する応力としては、① 内外の差圧による応力(1次応力)、② 内外面の温度差による熱応力(2次応力)、③ 軸方向の温度差による熱応力(2次応力)、④ 自重による応力(1次応力)、⑤ 振動、地震力による応力、などがあるが、検討結果によれば③、④による応力はいずれも小さく、省略できる。したがって、

ここでは①と②だけについて考えることにする。この応力を検討するに当り、伝熱管については5種類の代表寸法(21.7, 25.4, 27.2, 34.0, 42.7mm O.D.)を選んだ。これらの伝熱管に関して、内圧による膜応力(σ_m)およびこれと内外面温度差に基づく熱応力(σ_t)との合計応力($\sigma_m + \sigma_t$)を下記の式と条件で計算した。

内圧による(外面)膜応力(σ_m)

$$\sigma_m = 2P_a / (R^2 - 1) \quad (13)$$

内外面温度差による(外面)熱応力(σ_t)

$$\sigma_t = \frac{\beta E \xi_2 q D \ln R}{4(1-\nu)\lambda} \quad (14)$$

ここに、 P_a : 内外圧力差 40 kg/cm²

β : 熱膨張係数 $1.65 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$

ν : ポアソン比 0.36

λ : 熱伝導率 23 kcal/m·hr·°C

E : 弾性係数 $1.4 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$

R : 外径と内径との比

q : 熱流束 $1 \times 10^4, 2.5 \times 10^4, 5 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr}$

なお、係数 ξ_2 については日本機械学会出版の伝熱工学資料⁽²⁾第1表の値を使用した。応力計算の結果は、管径の小さい順に第12図(a), (b)示した。これらの図は肉厚の薄い方は内圧による応力が、厚い方は熱応力によるものが支配的となるため、その中間に最適の肉厚のところが存在する。これらの図からわかることは、① 合成応力($\sigma_m + \sigma_t$)を最小にするような最適な肉厚(図中鎖線で示す)が存在する。② この最適な肉厚は、外径が大きいくほど、また熱流束が小さいほど大きい。③ 同一材料(許容応力が等しい)では、管径が小さいほど許容される最大熱流束は大きい。

(a) $D = 25.4 \text{ mm}$ (b) $D = 34 \text{ mm}$

第12図 肉厚と合成応力

第13図は、この最適点だけを集めてプロットしたものである。この図には、耐熱合金の開発目標である強度(1,000℃, 10^5 hr, $\sigma_{0.2} = 1.0$ kg/mm²)を参考にして、この許容力の3倍(3 S_m)の線が併記されている。もし、このような高温領域においても ASME Code, Sec. III および Case Interpretation の考え方が踏襲できるものとするれば、 $\sigma_m + \sigma_t \leq 3 S_m$ から、熱流束が約 20,000~40,000 kcal/m²・hr の範囲まで許容されることになるが、高温熱交換器のような場合には、作動点が降伏点より相当低いので上記のような考え方を適用するのは問題であろう。今回の場合は、 $\sigma_m + \sigma_t \leq S_m$ と考えるのが適当と思われる、この場合、許容熱負荷は約 10,000~20,000 kcal/m²・hr となる。

第13図 許容最大熱流束と管壁厚

2. 還元ガス再熱熱交換器

高温ガス炉を直接製鉄に用いるとき利用系の動作流体である還元ガス成分として現在のところ一例として次のようなものが考えられている。

(1) CO と H₂ の割合

CO : H₂ = 1 : 1 (体積比)

$$\frac{\text{CO} + \text{H}_2}{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{30}{1} \text{ を標準とする } \left(\frac{10}{1} \sim \frac{50}{1} \right)$$

(2) 残メタンの割合

$$\frac{\text{CO} + \text{H}_2}{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{10}{1}, \frac{30}{1}, \frac{50}{1}$$

CH₄ 最大% = 3, 2, 1

(3) ガス温度

還元炉入口温度 850~950℃

// 出口温度 400~500℃

(4) 圧力 10 kg/cm² 以下

間接熱交換方式を採用すると、還元ガス製造装置出口温度は高々850℃程度であり、残メタンからみて還元ガスの処理、再加熱が必要である。伝熱上問題は高温熱交換器と同じなので省略し、ここでは還元ガス再熱熱交換器固有の問題、すなわち炭素析出の問題を述べる。CO-H₂ から生成される CO₂, H₂O, CH₄, C については、 $2\text{CO} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{C}$, $\text{CO} + \text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H}_2\text{O} + \text{C}$, $\text{C} + 2\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{CH}_4$, $2\text{CO} + 2\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{CH}_4$, $\text{CO} + 3\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H}_2\text{O} + \text{CH}_4$ の5つの式を基にして、平衡計算を行い、炭素析出領域を求めたものが第14図である。これを見ると明らかなように、温度範囲 500~1,000℃で炭素が析出しない条件は 10 kg/cm² で、H₂/CO は約3以上となる。したがって、炭素析出の対策が必要となる。

第14図 炭素析出領域(曲線の下側)

また、還元ガスと中間ループ系との差圧は 40 kg/cm² 近くあることになるので、強度上非常に苛酷な条件となる。このため、次のような対策を考えた。

(1) 高温部、低温部に分けて壁温を下げる方法：第11図によると、向流並流複合型熱交換器は、向流型に比較しある設計条件で壁温が25℃程度低下することから、複合型熱交換方式を採用する(第15図参照)。壁温が858℃程度になると、1,000℃の許容応力と比較し、3~4倍程度の設計応力値が採用できる。このため第14図から判断すると中間ループ系と利用系の圧力差が45 kg/cm²程度あっても強度上問題ないことがわかる。また、特に865℃までの許容応力の高い材料を開発し、

第15図 高温、低温分割方式

再熱熱交換器材料として採用することも考えられる。

(2) 第16図に示すように、中間 He ループ系に膨脹比2程度の He ガスタービンを採用することにより再熱熱交換器での中間ループ系圧力を低下させることが可能になり、圧力差が小さくなって強度的に楽になる。

還元ガス再熱熱交換器の技術には未知の問題がかなりある上に、トータルシステムとも関連があるので今後さらに検討する必要がある。

第16図 ガスタービン利用方式

IV. あとがき

原子力製鉄における熱交換器システムは、原子炉と利用系(還元ガス製造装置、還元炉)との接点に当るため、トータルシステムの上からも重要なサブシステムである。その検討に当たっては、核エネルギーを用いることに対する安全性、環境性、原子炉に対する共合性などを特に考慮した。その結果、原子力製鉄用熱交換システムとしては、間接熱交換方式が適当であることがわかり、さらに次のような結論が得られた。

- (1) 間接熱交換方式をとるためには中間ループを設ける必要があり、したがって、その中間ループの

媒体としては、Heと水蒸気が考えられる。Heについては1種類、水蒸気については3種類の構成について、原子炉との共合性、経済性、水素除去性、事故対策性などを基準として、さらに特に原子炉の安全性最優先の考えを重く評価し、間接熱交換方式中間Heループが最適であることがわかった。

- (2) 中間 He ループの作動圧力は原子炉1次系の He 圧力より高めにとり、中間熱交換器に万一事故があった場合、1次系の放射性をもつ He ガスが中間ループ系に漏洩することを防止する安全性の問題と、使用耐熱金属材料の強度を参照にし、1次系と中間ループ系の圧力差を 5 kg/cm^2 ととった。また、利用系の負荷変動に対する原子炉の運転特性、原子炉の安全性などと考えると熱交換器はモジュール方式が好ましい。
- (3) 原子炉の He 温度 $1,000^\circ\text{C}$ の場合、中間熱交換方式を採用し、経済性を考慮した上での還元ガス温度は 850°C が最適と考えられる。これに対して中間ループでの最高温度を、伝熱面積に対して最適化した結果、 925°C となった。
- (4) 利用系の圧力が大気圧か、これとあまり差がない場合、強度上からは1次系と中間ループ系との高温熱交換器より、中間ループ系と利用系との再熱熱交換器の方が厳しい条件で使用される可能性があることが判明した。
- (5) 最高温度で使用する耐熱金属材料はかなり高価なものとなる可能性があり、この意味の経済性を考えると、熱交換器は高温部と低温部に分けて、低温部には低廉の材料を用い、また一部並流式を採用して壁温を極力低く抑えるなどの考慮が必要であることが明らかとなった。
- (6) 間接熱交換方式においては、耐熱材料の価格を考慮すると、高温部と低温部に分割すると最適の中間温度が存在し、最適状態ではその価格を半分近く低下させることができる。
- (7) 高温方式の熱交換器において、伝熱管の最高温度と信頼性を考えると並流式の方が優れていることがある。
- (8) 高温度の耐熱材料の伝熱管には内圧による応力と熱応力があり、合成応力が最小となる肉厚が存在し、許容応力を与えると最大熱流束が決まる。

— 参考文献 —

- (1) BURGLES, A.E., WEBB, R.L.: "Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer", (1970), ASME.
- (2) 日本機械学会編: 伝熱工学資料, p.140(1966).