

酸素燃焼システムの伝熱

Heat Transfer in Oxygen Combustion System

刑部真弘 (東京商船大学)

Masahiro OSAKABE (Tokyo University of Mercantile Marine)

1. はじめに

一般的な燃料中の主成分は、炭素と水素である。燃料 1kg を燃やすのに必要な空気量は、炭素が多い場合には約 15kg であり水素が多くなるとそれ以上 (水素のみだと約 35kg) 必要とされる。最もこれらは燃焼に必要な最低限の理論空気量であるから実際にはもっと多くを供給しなければならない。これらの大量空気中の約 80%は窒素である。この窒素は燃焼ガス中で有害な窒素酸化物を生成したり、熱を含んで排ガス熱損失の原因となったりする。人類は有史以来、空気を用いた燃焼により、ほとんどの熱および動力を得てきた。現在、ゼオライト等の窒素吸着物質やセラミックス製の酸素透過膜の研究開発が急速に行われており、比較的安価な酸素が得られる環境が整いつつある。燃焼に空気ではなく酸素を用いると、例えば工場等から排出される低カロリーガスを燃やすことができたり、排ガスを大きく減らせると共に CO₂回収が容易になる等のメリットがある。また、窒素酸化物やダイオキシン等の有害生成物を抑制することも可能となる。本稿では、この酸素燃焼システムの伝熱問題について紹介する。

2. 酸素製造のエクセルギー

酸素を空气中より分離する過程をエクセルギー的な観点から検討してみる。温度 T_0 における外気の組成がモル分率 x_{i0} ($i=1\sim k$) で与えられるとき、任意の混合理想気体の組成モル分率が x_i ($i=1\sim k$) とすると、その混合気体 1モルのエクセルギー E は、次の式で定義される。

$$E = RT_0 \sum_{i=1}^k x_i \ln \frac{x_i}{x_{i0}} \quad (1)$$

ここで、 R : 気体定数 ($=8.31441 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$)。

外気温度 $T_0=298.15$ で、その組成が窒素(N₂): 79%, 酸素(O₂): 21%とした場合の、富裕空気 1m³

当たりのエクセルギーを計算すると図 1 のようになる。外気の酸素濃度である 21%から、酸素濃度を高めていくと富裕空気のエクセルギーは上昇する。このエクセルギーは、気体分離によって生じたものである。100%酸素とすると、エクセルギーは約 170kJ となる。この 100%酸素のエクセルギーは、同体積の空気を約 400°Cまで予熱した場合のエクセルギーに等しい。すなわち、酸素を分離するために必要な純物理的なエネルギーは大きなものではない。今後の技術革新により、工学的な酸素製造エネルギーもこのレベルに向かって減少していくものと期待される。

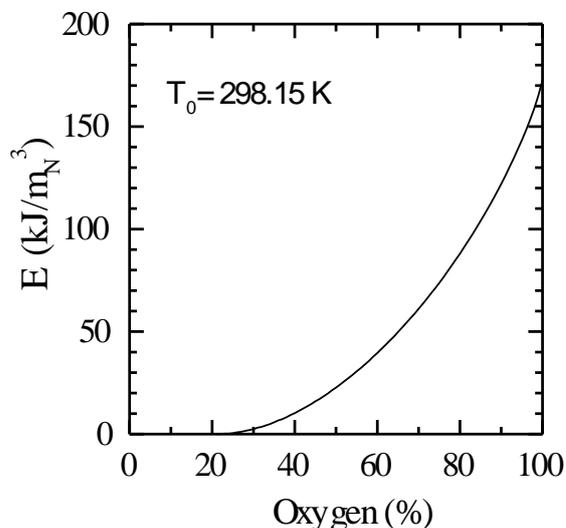


図 1 富裕空気のエクセルギー

従来から酸素製造に用いられてきたのは、リンデの空気液化装置等に代表されるような冷却装置によって空気を冷却・液化し、その沸点の違いを利用して分離する深冷法である。当然、この深冷法によって製造した場合には、液体酸素及び窒素が生成される。大気圧の条件で、この液体酸素の

沸点は 90.19K, 液体窒素の沸点は 77.36K であり, 図 2 に示したような冷熱エクセルギーを保有している. この冷熱によるエクセルギーは, 気体分離によって生じたエクセルギーよりも 1 オーダー大きい. 実際の深冷法による酸素製造設備においては, 原料空気との間で熱交換を行い液化酸素・窒素をガス化することが多く行われている. ただし, ガス化して採取した場合においても, 必要製造電力は冷熱エクセルギーとほぼ等しい.

この深冷法に対し, 現在急速な技術革新が行われているのが吸着分離法や膜分離法である. 吸着分離法は, 空気中の窒素をゼオライト等の吸着剤に吸着させ酸素を分離する方法である. 加圧状態で窒素を吸着させ, 常圧に下げて窒素を脱着させる PSA (pressure swing adsorption) と, 常圧下で窒素を吸着し真空排気により脱着を行う VSA (vacuum swing adsorption) がある. また, 膜分離法は有機高分子膜やセラミック膜により, 酸素のみを通過・選別する方法である. これらの新しい方法は, 冷却プロセスを含まないため, 高性能な吸着剤や透過膜等の開発次第では, 大きなエネルギー消費低減が期待される. 特に, セラミック膜について, 米国 DOE は酸素製造のエネルギー消費およびコストが, 現在の深冷法等の酸素製造方法に比べて 1/3 になる可能性があると発表している.

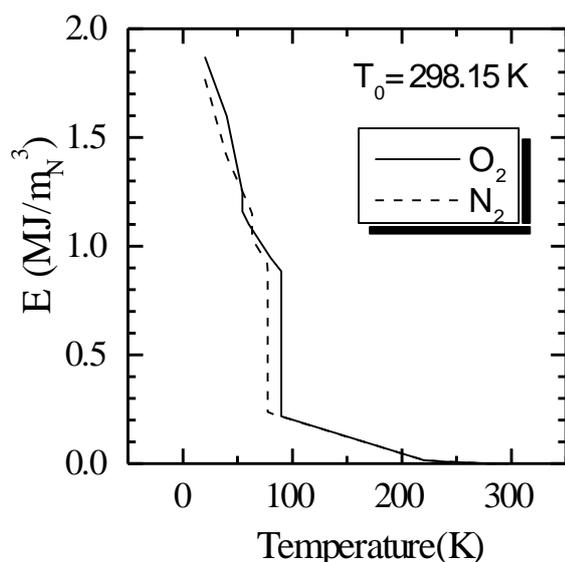


図 2 冷熱エクセルギー

3. 酸素燃焼排ガスの潜熱回収

炭酸ガス排出抑制問題に関連して, ボイラ等の熱プラント効率の向上は, 重要な課題となっている. ボイラにおける最も大きな損失は, 排ガスによって大気中に放出される排ガス熱損失である. 通常, 排ガスには燃料中の水素分により生成された水蒸気が含まれる. 酸素燃焼の場合には, 排ガス中に窒素が含まれていない分だけ, 排ガス中の水蒸気濃度は高い. 水蒸気を含んだ排ガスを露点以下まで冷却し, 顕熱とともに潜熱も回収すれば, ボイラ効率の大幅な改善が得られる. 酸素燃焼の場合には, 酸素製造のために使われたエネルギーを少しでも補填・回収するために, 排ガス潜熱回収は重要と考える.

図 3 に示したのは, A 重油を用いたボイラでの排ガス温度とボイラ効率 (低位発熱量基準) の関係である. 計算は, 酸素比 1.05 の酸素燃焼とした場合と, 空気比 1.2 の空気燃焼とした場合について行った. 排ガスの露点においてボイラ効率の急激な上昇が見られる. これは, これ以下の温度において, 潜熱の回収が行われるためである. 酸素燃焼の場合には, 窒素が無い分だけ熱効率が高く, しかも水蒸気濃度が高いので露点温度も高い. このため, 排ガス温度をそんなに低くしなくても高い熱効率を得られることがわかる.

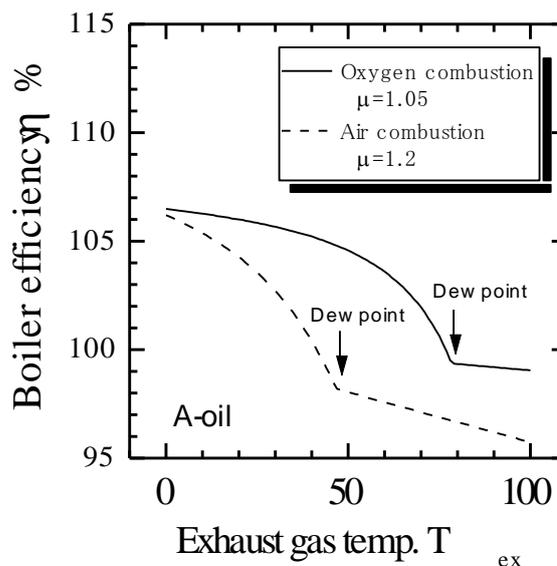


図 3 ボイラ効率

するシャーウッド数は,

$$Sh_f = c Re_f^m Sc_f^{0.37} (Sc_f / Sc_w)^{0.25} \quad (3)$$

酸素燃焼排ガスの場合には, 従来の空気燃焼排ガスよりも水蒸気濃度が高い. 空気燃焼の場合には, 水蒸気質量濃度で約 10%程度であったものが, 約 30%程度まで上昇する. 水蒸気は, 伝熱面表面で凝縮し, あたかも表面で吸収されたような効果を伝熱にもたらすと考えられる. このことを考慮して導いたのが, 次の修正 Sh 数である[4].

$$Sh_f = \frac{1}{1-w_i} \left(\frac{1-w_i}{1-w_f} \right)^m c Re_f^{0.6} Sc_f^m (Sc_f / Sc_w)^{0.25} \quad (4)$$

ここで W は水蒸気質量濃度であり, 添え字 i は気液界面, f は主流での値を示す.

燃焼ガスは, $N_2, CO_2, O_2, CO, H_2O, SO_2$ の 6 種類の混合ガスとして扱い, 例えば熱伝導率は Lindsay&Bromley の式[5], 粘性係数は Wilke の式[6]を用いて求めた. また, 一般的に, 物質と熱の拡散係数には強い相関があると考えられる. 良く知られた空気中の水蒸気の拡散係数 D_{air} を, 熱拡散率で修正したものを, 排ガス中の水蒸気の拡散係数 D とした[1-2].

図 6 に示したのは, 排ガス中に $m_s=53 \text{ kg/h}$ の蒸気注入をした実験での総合熱流束と蒸気注入を行わなかった実験の比較である. 排ガス中の蒸気質量濃度は, 蒸気注入なしの場合には 0.103 であったが, 蒸気注入により酸素燃焼並みの 0.279 まで上昇した. なお, これによって露点は, 55.5°C から 75.6°C まで上昇した. 図中の破線は, 単純アナロジー関係式による予測であり, 蒸気濃度が比較的小さい場合には良い予測を与えることがわかるが, 蒸気濃度が高い場合には低めの予測を与える. これに対して, 凝縮量が多い場合の修正 Sh 式を用いた実線は比較的良好な予測を与えることがわかる. 一点鎖線で示した Rose の半経験式[7]は多少低めの値を与える.

実際の熱交換器を設計するにあたって, 伝熱管にフィン付き管を採用することは, 特に顕熱回収領域においては, そのコンパクト化に大いに貢献すると考えられる. ところが凝縮等の相変化現象がある場合には, その高い熱伝達率によるフィン効率の低下から, フィンを設置する意義は薄れて

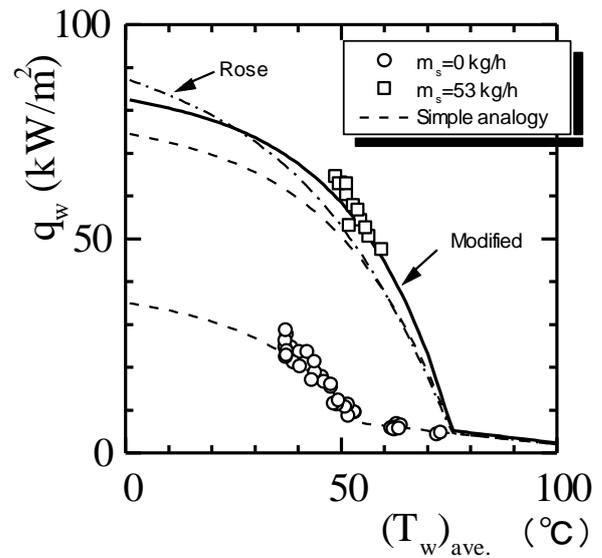


図 6 修正アナロジー式

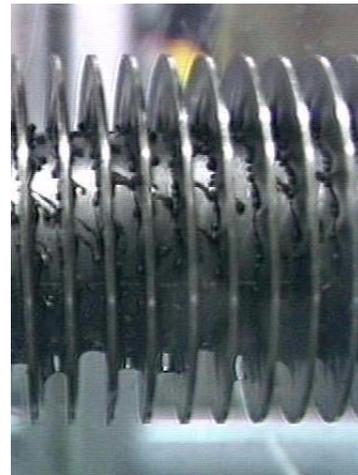


図 7 フィン付き管

は, フィン付き管は用いられていない. 理想的には, 熱伝達率の増加に対応してフィン高さを減少させることが必要である.

図 7 に示したのは, 排ガスの顕熱回収で一般に使用される螺旋状フィン付管である. 前出の矩形ダクト中に, フィン管一本を水平に設置した伝熱流動実験[8]を行った. 排ガスはフィン管に対してクロス流れとした. 図 8 に示したのは, この実験装置により得られたフィン効率と, 経験式及び熱伝導数値計算から求めたフィン効率の比較である. 熱伝導数値計算は 24 分割メッシュのコントロールボリューム法を用いた. フィン基底部分平均温度は, 例え, 蒸気タービンシステムの復水器に

$(T_w)_{ave}$ が露点になると、フィン効率が急激に低下することがわかる。これは、凝縮熱伝達の開始とともにフィン内を大量の熱が流れ、基底部に比べてフィン部温度が高くなりフィン効率が低下するためと考えられる。また、凝縮域での実験結果は、1次元熱伝導による式に近いことがわかる。このように凝縮域では、フィン効率が急激に減少するため、潜熱回収のためにはフィン高さを低くするか、裸管を用いることが望ましい。

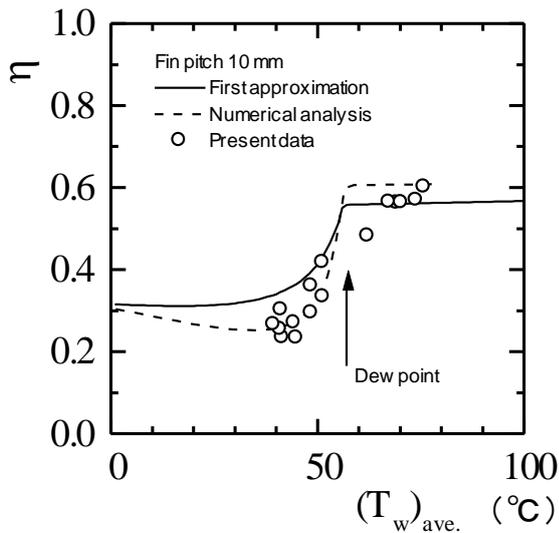


図 8 実排ガス中のフィン効率

3.2 中規模潜熱回収実験

以上の単段実験により得られた知見を利用した予測計算手法を作成するため、定格総合熱回収量 140kW (潜熱 120kW) の実験を行った。図 9 は、実験装置概念図である。実験装置は、内径 21.4mm、外径 25.4mm の裸伝熱管を 3 列 22 段含む対向流熱交換器 3 台で構成される。A 重油酸素燃焼ボイラの排ガスが、下降流として第一熱交換器で熱交換をする。第二熱交換器では上昇流となり、第三熱交換器で再び下降流となって排出される。

熱交換器内伝熱流動を予測するために、一次元熱および物質バランス計算[9-10]を行った。図 10 は第 N 段目の伝熱管列を通過する排ガスである。温度 $T_f(N)$ は対流熱伝達により $T_f(N+1)$ となり、水蒸気体積濃度は伝熱管への物質移動により $H_2O(N)$ から $H_2O(N+1)$ になる。物質移動に関しては、修正 Sh 数によって計算した。段計算を進めていくと、ガス温度が、水蒸気の飽和温度以下になるようなことが想定される。この場合、実際に

はガス中の水蒸気が結露することにより潜熱を放出して、ガス温度と飽和温度が等しくなると考えられる。エネルギーバランスにより結露による水蒸気体積濃度の減少とガス温度の上昇を決定した。

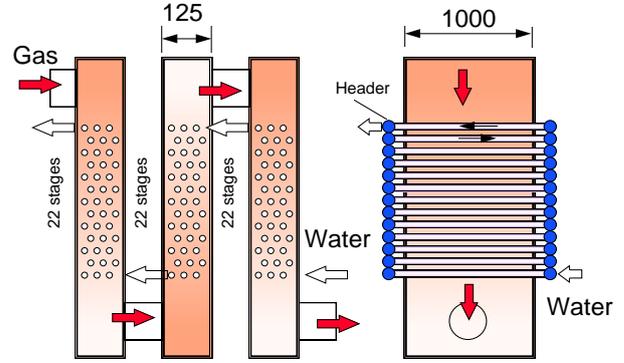


図 9 中規模潜熱回収実験装置

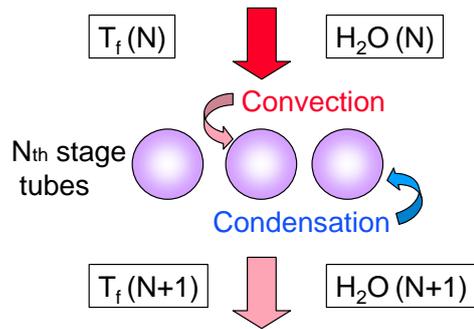


図 10 段ごとの熱・質量バランス計算

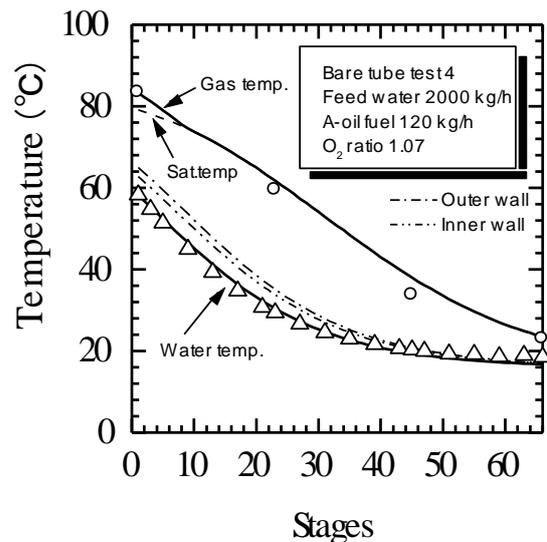


図 11 実験結果と予測計算結果の比較

図 11 の実験結果と予測計算結果の比較図において、実線はガス及び水温度、1点鎖線は伝熱管外壁温度、2点鎖線は伝熱管内表面温度である。破線は排ガス中の水蒸気分圧に対応した飽和（露点）曲線を表す。伝熱管外壁温度が飽和温度以下の領域が凝縮を起しているため、熱交換器全領域が凝縮域である。また、熱交換器入り口近傍で、ガス温度と露点一致して減少する白煙状態が示されている。この場合、ガス中の水蒸気は潜熱を放出しながら微小な水滴（白煙）となり、見かけ上温度低下し難い状態となる。実験データは○がガス温度であり、△が水温度であるが、実験結果と予測結果は良い一致をする。

3.3 大規模潜熱回収実験

A 重油酸素燃焼ボイラの排ガスを用いた定格総合熱回収量 900kW (潜熱 730kW) の実験を行った。図 12 は、潜熱回収熱交換器の概念図である。内径 20.2mm, 外径 25.4mm の伝熱管に、高さ 8mm, ピッチ 8.47mm の螺旋状プレートフィンを溶接したフィン伝熱管を、13 列 36 段含む対向流熱交換器 2 台で構成される。伝熱管及びフィン材質は SUS316L とした。

図 13 は実験結果と予測計算結果の比較である。この場合にも実験結果は予測結果と良い一致をし、フィン付管についても予測プログラムの妥当性が示された。

4. 今後の展望

酸素製造技術の進展により製造に要するエネルギーおよびコストが減少し、今後、種々の分野で酸素燃焼技術が用いられる可能性がある。この場合、本研究の予測計算プログラム等により設計された熱交換器により適切な潜熱回収が行われることが期待される。また、潜熱回収熱交換器として最適な形態の検討が今後の課題である。

参考文献

[1] 刑部真弘, 石田和彦, 矢木清之, 伊東次衛, 大政国光, 機論 B, 64-626, (1998), 3378-3383.
 [2] 刑部真弘, 矢木清之, 伊東次衛, 大政国光, 機論 B, 65-632, (1999), 1409-1416.
 [3] Zukauskas, A., *Advances in Heat Transfer*, 8, Academic press, New York, (1972), 93-160

[4] Osakabe, M. et al., Proc. of 5th ASME/JSME Joint Thermal Eng. Conf., AJTE99-6397, (1999).
 [5] Lindsay, A.L. and Bromley L.A., *Indust. Engng. Chem.*, 42, (1950), 1508-1510
 [6] Wilke, C.R., *J. Chem. Phys.*, 18, (1950), 517-519
 [7] Rose, J.W., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23, (1980), 539-546
 [8] 刑部真弘, 伊東次衛, 大政国光, 舶機誌, 35(4), (2000), 260-267.
 [9] Osakabe, M., Proc. of ASME IMECE'99, HTD-vol.364-2, (1999), 43-50.,
 [10] Osakabe, M., Proc. of 35th IECEC, AIAA-2000-2945, (2000), 804-812.

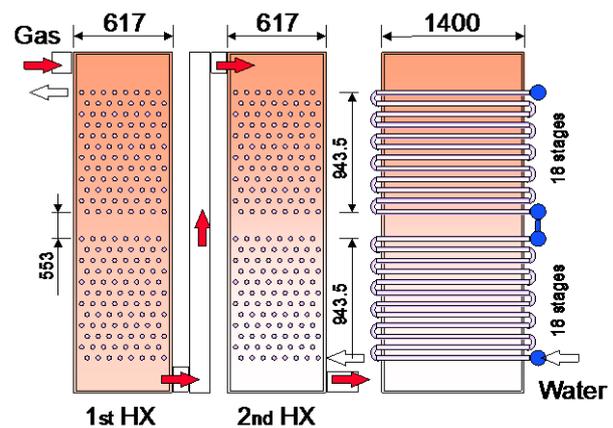


図 12 大規模潜熱回収実験装置

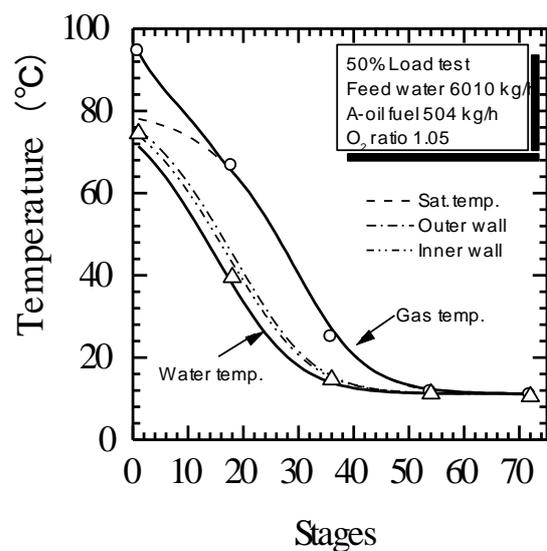


図 13 実験結果と予測計算結果の比較