

大型重油だきボイラの経済的空気過剰係数と

A/H⁽¹⁾ エレメントの取替周期について†

菊地金也* 岡崎三郎**
西谷隆義*** 木村正行****
本多波雄*****

1. 緒 言

重油の完全燃焼のためには十分な量の空気が必要である。しかしあまりに過剰であると煙突より排出するガス量が増加し、排ガス損失が増大する。反対に空気量を制限して行くとしたいに未燃分が増加し、最後には燃焼が困難になる。また一般に、重油だきボイラにおいては過剰空気量が多いと、燃焼によって生じた SO₂ がさらに酸化されて SO₃ となり、排ガスの露点を上昇させて、低温部腐食問題、スノーフェーム問題などを引き起す。特に、低温部腐食問題としての A/H エレメントの腐食はボイラ効率を低下させ、エレメントの取替を余儀なくさせるので、空気過剰係数や取替費用との関連においてエレメントの取替周期を考慮しなければならない。

本論文は大型重油だきボイラの排ガス損失、未燃分損失、A/H エレメントの腐食による熱損失および A/H エレメントの取替費用を、空気過剰係数 m と A/H エレメント取替周期 T の関数として表わして価値評価し、経済的な m , T を見い出そうとするものである。本文ではまず、現象の把握と若干の仮定のもとに定式化を行って、目的関数を求め、ついで新潟火力発電所の具体的資料に基づいた計算結果と考察を示した。

2. 現象の把握と定式化

1. 排ガス損失¹⁾

排ガス損失 l_1 は単位時間当り次の式で表わされる。

$$l_1 = \{(m-1) \cdot A_0 + G'_0\} \cdot F \cdot C_{p,m} \cdot (t_j - t_i) \text{ Kcal/H} \quad (1)$$

ここに、 m : 空気過剰係数、 A_0 : 理論空気量 Nm^3/kg 、 G'_0 : A/H における空気の漏れ込みを考慮した理論湿り排ガス量 Nm^3/kg 、 F : 単位時間当りの燃料消費量 kg/H 、 $C_{p,m}$: 湿り排ガスの比

† 昭和43年11月13日日本オペレーションズ・リサーチ学会発表 (於仙台)

* 東北学院大学工学部

** 東北電力火力部

*** 富士通株式会社

**** 東北大学通研

(1) A/H: Air preheater (空気予熱器)

熱 $K \text{ cal}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$, t_g : 排ガス温度 $^\circ\text{C}$, t_a : 大気温度 $^\circ\text{C}$

2. 未燃分損失

未燃分損失としては、ばい塵中の炭素分^{2),3)}排ガス中の CO が考えられる。ところで、ボイラの燃焼特性にもよるが、現状では、一般に、 $m=1.025$ 程度までは、CO の発生が認められないのが普通である。従って、未燃分損失としては、ばい塵中の炭素分だけを考慮すれば十分であると思われる。

いま、重油 1 kg 当りの未燃分損失を l_2 とすれば、次のように表わすことができる。

$$l_2 = h_c \cdot G \cdot F \cdot f_1(m) f_2(m) \text{ K cal/H} \quad (2)$$

ここに、 h_c : 炭素の発熱量 K cal/kg , G : 排ガスの量 Nm^3/kg , $f_1(m)$: ばい塵量 kg/Nm^3 , $f_2(m)$: ばい塵中のカーボン含有率

3. A/H の腐食による熱損失

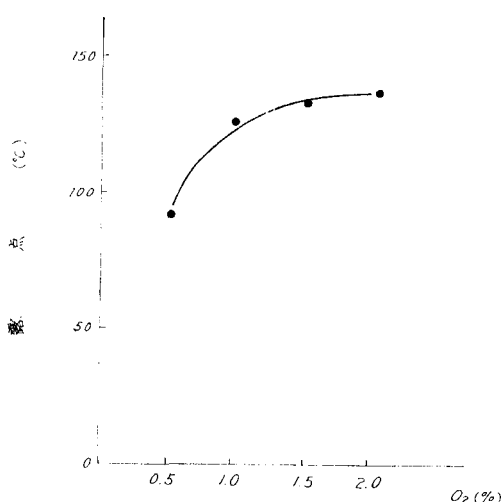
1) 空気過剰係数と SO_3 の生成および露点との関係

一般に、重油だきボイラにおいては、過剰空気を少なくすると、 SO_3 の濃度が減少し、それに伴って、露点の低下することが知られている。

O_2 の低下による SO_3 濃度の減少は、 SO_2 から SO_3 への転化率の減少によるものであり、そのメカニズムについては、今なお不明な点が多い。転化された SO_3 は排ガス中の水蒸気によって硫酸となり、冷えた金属表面と接触すると、その表面に硫酸の露を結ぶ。その濃度はその表面温度と排ガス中の水蒸気分圧によって定まる⁴⁾。

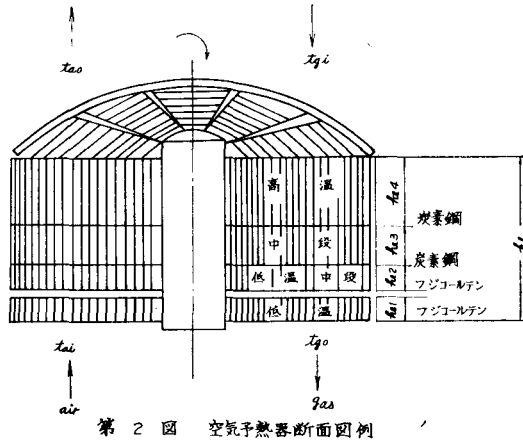
第1図は大型重油だきボイラにおける O_2 と露点との試験結果の一例である⁵⁾。この例からもわかるように、曲線を二次曲線の一部とみなすことができる。

いま、露点 $f_3(m)$ を空気過剰係数 m の2次式として、次のように表わす。



第 1 図

O_2 と露点との関係 (125 MW 運転時)

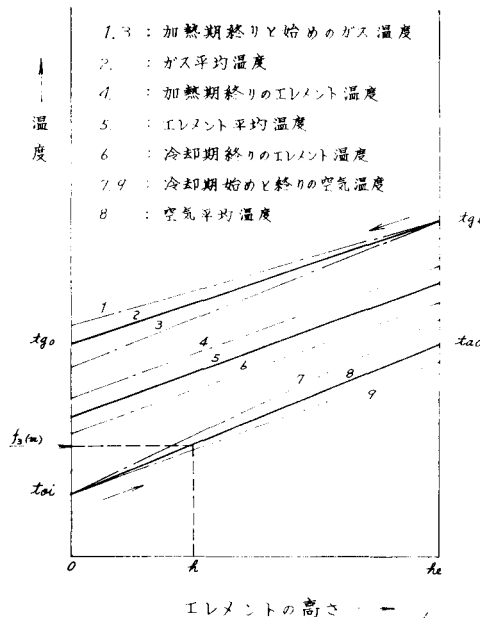


$$f_3(m) = a_3 \left(1 - \frac{1}{m}\right)^2 + b_3 \left(1 - \frac{1}{m}\right) + C_3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

ここに、 a_3, b_3, c_3 は定数である。

2) ユングストローム型 A/H の内部温度

A/H には鋼管型とユングストローム型とがあるが、大型ボイラでは後者が広く使用されている。これは蓄熱型の回転エレメントが、ガス側で加熱され、空気側で冷却される。第 2 図は A/H の断面図の一例で、空気は下側から入り、上側に出、ガスは上側から入り、下側に出る。従って、回転エレメントは下側から上側に向って、ある温度分布をしており、さらに、空気側とガス側を回転することによって、ある温度中で周期的な変化をしている。理論上この内部温度は時間と位置に関する偏微分方程式⁶⁾で表わされるが、簡単のために、直線であるとし、さらに、



オ 3 図 空気予熱器の温度分布

平均温度をもって代表させる。従って、エレメントは第3図の平均温度直線5を中心に、最大、直線2と8の間を交互に変動している。

エレメントの最低温度は、空気温度と等しくなるときであるので、第3図から A/H 内部における露点高さ h は、排ガスの露点と空気温度の直線が交わる点として与えられる。この h 点以下のエレメントが、一時的または恒常的に、露点以下の温度になる。そこで、露点の位置を表わすエレメント下部からの高さ h と露点 $f_3(m)$ の関係を定式化すると、次のようになる。

$$h = h_e \cdot \frac{f_3(m) - t_{ai}}{t_{ao} - t_{ai}} \text{ mm}$$

ここに h_e : エレメント全高さ mm , t_{ai} : 入口空気温度 $^{\circ}\text{C}$, t_{ao} : 出口空気温度 $^{\circ}\text{C}$

3) 空気過剰係数と A/H の腐食量との関係

空気過剰係数の変化に従って、露点が増減し、 A/H 内における露点高さが移動する。いま、露点以下ではエレメントが、腐食度 S_c で、一様に腐食されるものと仮定すると、エレメントの単位高さ当り、単位時間当りの腐食量 m_c は次の式で表わされる。

$$m_c = S_c \cdot A_c \cdot \frac{1}{h_e} \cdot 10^{-4} \text{ kg/mm, H} \quad (5)$$

ここに、 S_c : 腐食度 $\text{mg/dm}^2\text{H}$, A_c : A/H の伝熱面積 m^2 , また、単位時間当りの腐食深さ d_c は次の式で表わされる。

$$d_c = S_c \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot 10^{-4} \text{ mm/H} \quad (6)$$

ここに、 γ : エレメントの比重 g/cm^3

4) A/H の腐食による熱損失

まず、露点高さ h が、 $0 \leq h \leq h_{e1}$ の範囲にある場合について考え、腐食が進行しても、 h は変化しないと仮定する。この仮定については3-1で述べる。

低温部のエレメント厚さ t_{e1} は腐食により減少し、 $(t_{e1} - t_{em})/2d_c$ 時間で t_{em} になるが、これまでの間は熱交換に支障をきたさない。ここに、 t_{em} は熱交換に必要な最小肉厚である。さらに腐食が進行し、時間 T になったときに、腐食によって阻害される単位時間当りの交換熱量（損失熱量） l_3 は、次の式で表わされる。

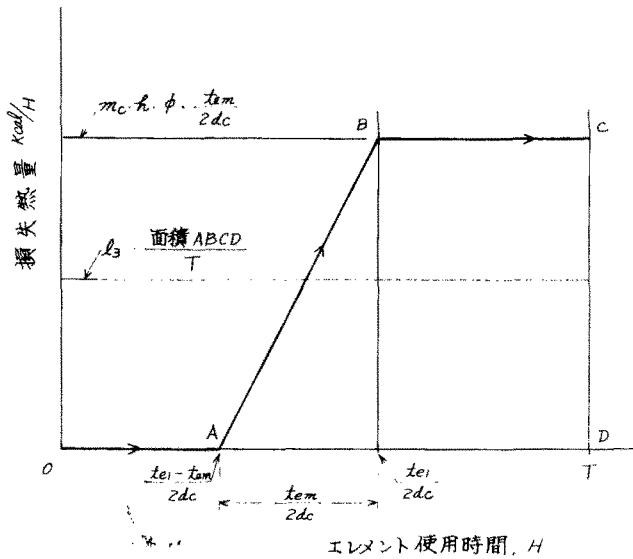
$$\frac{t_{e1} - t_{em}}{2d_c} \leq T \leq \frac{t_{e1}}{2d_c} \text{ のとき}$$

$$l_3 = \frac{1}{T} \cdot \phi \cdot \frac{1}{2} m_c \cdot h \cdot \left(T - \frac{t_{e1} - t_{em}}{2d_c} \right) \text{ K cal/H} \quad (7)$$

$$T \geq \frac{t_{e1}}{2d_c} \text{ のとき}$$

$$l_3 = \frac{1}{T} \cdot \phi \cdot m_c \cdot h \cdot \frac{t_{em}}{2d_c} \cdot \left(T - \frac{2t_{e1} - t_{em}}{4d_c} \right) \text{ K cal/H} \quad (7)'$$

ここに、 ϕ : エレメント最小限重量についての単位重量当り、単位時間当りの交換熱量 K cal/kgH



オ4 図 エレメント使用時間と損失熱量

第4図はエレメント使用時間と腐食による損失熱量との関係を定性的に図示したものである。

次に、 h が h_{e1} より大きい場合であるが、全く同様にして、定式化することができる。

4. A/H エレメント取替費用

A/H エレメントの取替費用はエレメントの材質、型式、大きさによって変るが、エレメント代がほとんどで、取替えに要する人件費などは極めて少ない。

3. 損失の経済評価と目的関数

1. 損失の経済評価

排ガス損失と未燃分損失は、負荷がきまれば、空気過剰係数の関数として与えられ、単位時間当りの損失が熱量として求められる。この損失熱量の価値評価としては、現在のボイラ効率 η_B へのはね返りを考え、 $1/\eta_B$ 倍して取り扱う。

A/H の腐食による損失は空気過剰係数のほかに、時間の関数になっているので、長期間についての影響を考えて、評価しなければならない。いま、腐食が進行して、エレメントの必要最小肉厚に達したとすると、このときより h 点以下における熱交換が不十分となり、 h 点における空気温度が当初の温度を下まわるために、露点位置がしたいに上昇する結果となり、空気温度の低下分は、上部のエレメントによってカバーされることになる。従って、A/H 出入口における排ガス温度および空気温度には変化が見られないが、露点位置は上昇し、エレメントの腐食は上方へと発展して行くことになる。しかしながら、最も経済的な運転方法として、もし h 点以下の腐食によって、熱交換が不十分となった熱量を A/H 前段の蒸気式 A/H で常に不足分を補充

し、 h 点における当初の空気温度を維持したとすれば（実際の運転では蒸気式 A/H 出口の空気温度を制御したことになる）露点高さ h は固定されるであろう。従って、損失熱量は排ガス温度が上昇した分だけとなり、これは蒸気式 A/H で補給した熱量に等しい。このような考えからすると、エレメントの取替えは h 点以下の腐食による熱損失と取替費用との兼ね合いで行うのが合理的である。そこで、 T 時間同一条件で運転を続けたとし、損失費と取替費用を時間 T について平均し、単位時間についての評価とする。

2. 目的関数

空気過剰係数 m とエレメントの取替時間 T の関数として、排ガス損失、未燃分損失、エレメントの腐食による熱損失および取替費用を表わしてきた。そこで、これらをすべて単位時間当りの費用に換算して総和を求め、これを $K(m \cdot T)$ とすれば、経済的な m, T は各負荷ごとに、 $M_{in} K(m \cdot T)$ を与える m, T である。ただし、 $m \geq 1.02$

ここに、

$$K = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22} \quad (8)$$

であって、これが目的関数である。

$$K_{11} : \text{排ガス損失費} = \frac{1}{\eta_B} \cdot \frac{C}{H} \cdot l_1$$

$$K_{12} : \text{未燃分損失費} = \frac{1}{\eta_B} \cdot \frac{C}{H} \cdot l_2$$

$$K_{21} : A/H \text{ の腐食による熱損失費} = \frac{1}{\eta_B} \cdot \frac{C}{H} \cdot l_3$$

$$K_{22} : \text{エレメント取替費} = \frac{k}{T}$$

η_B : ボイラ効率, C : 燃料単価, H : 発熱量, k : エレメント取替費用

4. 計算例

1. 計算諸元

第1表～第3表に計算諸元を示す。

2. 計算結果と考察

1) A/H が腐食しないと考えた場合

この場合は、目的関数 $K = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}$ において、 K_{21}, K_{22} を考える必要がないので、 $K = K_{11} + K_{12}$ の最小値を与える m が、最も経済的である。第4表に計算結果を示す。各負荷とも $m = 1.05$ 付近に K の最小値がある。すなわち、 $m = 1.05$ 付近にボイラの最高効率点があるといえる。事実、新潟火力1号ボイラと同型式ボイラにおいて、 $m = 1.05$ 付近以下より、効率の低下が認められたとの報告がある。メーカー指定の m が $75 MW$ で 1.08 、 $80 MW$ 以上で 1.07 であるので、少なくとも、 1.05 付近までは下げる必要がある。

第1表 負荷に関係しない計算諸元

意味	記号	数値	備考
燃料単価	C	5.96円/l	C重油
燃料の発熱量	H	9,750kcal/l	C重油
理論空気量	A_0	10.685Nm ³ /kg	$A_0=8.89XC+26.7(A-\frac{O}{8})+3.33s$
燃料の組成			C重油
水分	w	0.0004kg/kg	
灰分	a	0.0002 "	
炭素	c	0.8500 "	
水素	h	0.1140 "	
硫黄	s	0.0254 "	
窒素	n	0	
酸素	o	0	
大気温度	t_a	12°C	
理論湿り排ガス量	G_0	11.324Nm ³ /kg	$G_0=(1-0.21)A_0+1.867C$ $+11.2A+0.7s+1.244w+0.8n$
湿り排ガスの比熱	C_{pm}	0.325kcal/Nm ³ °C	
炭素の発熱量	h_c	8,100kcal/kg	
灰塵中の炭素分パーセント	$f_2(m)$	$-2.646(1-\frac{1}{m})^2$ $-105(1-\frac{1}{m})+100\%$	
エレメントメタルの単位時間当り、単位高さ当りの腐食量	m_c	1.446×10^{-3} kg/Hmm	腐食度 $S_c=10$ mg/dm ² Hの場合
熱交換を阻害しないエレメントメタルの最小肉厚	t_{em}	0.4mm	
エレメントメタルの単位時間当りの腐食深さ	d_c	$\frac{1}{7.85} \times 10^{-3}$ mm/H	
エレメントメタルの比重	γ	7.850kg/m ³	腐食度 $S_c=10$ mg/dm ² Hの場合
低温部エレメントメタルの交換費用	h_1	1×10 ⁷ 円	
低温中接部エレメントメタルの交換費用	h_2	1×10 ⁷ 円	

次に、排ガス温度を運転操作によって、変化させる場合について考えてみる。 A/H が腐食しないと考えたのであるから、排ガス温度 t_g を下げれば、それだけ経済的である。そのとき、 K_{min} を与える m は1.05より大きい方に移動する。反対に、 t_g を上げれば、1.05より小さい方に移る。第5表は t_g を1°C低下させたときの排ガス損失費の減少を示したものである。

2) A/H が腐食する場合

この場合は m のほかに T , K_{21} , K_{22} および S_c が重要な要素となる。ここで、われわれが決定できるのは m と T である。まず、 T を変数とし、 m を固定して考えてみる。

a. m を固定し、 T を変数とした場合

目的関数 $K=K_{11}+K_{12}+K_{21}+K_{22}$ において、 K_{11} と K_{12} は T を変数として含んでいないので、 $K=K_{21}+K_{22}$ の最小値を与える T が最適取替周期である。第6表は m が与えられたときの最適取替周期 T_m の一覧表である。ここで問題になるのは腐食度 S_c の値である。新潟火力1号ボイラにおける低温腐食試験によると、 $S_c=5\sim 12$ kg/dm², H 程度であるが、この値は周期的な温

第2表 負荷に關係する計算諸元

意味	負荷	125 MW	100 MW	75 MW
	記号			
ボイラ効率	η_B	0.8779	0.8770	0.8746
A/Hでの漏れ込みを考慮した理論通り排ガス量	G_0'	12.4161 Nm ³ /kg	12.5079 Nm ³ /kg	12.6228 Nm ³ /kg
燃料消費量	F	28,000 kg/H	22,700 kg/H	17,320 kg/H
A/H入口排ガス温度	t_{gi}	339°C	317°C	299°C
A/H出口排ガス温度	t_{go}	133°C	129°C	125°C
A/H入口空気温度	t_{ai}	82°C	86°C	90°C
A/H出口空気温度	t_{ao}	314°C	294°C	281°C
ばい塵量	$f_i(m)$	$97,020(1-\frac{1}{m})^2$ $-14,280(1-\frac{1}{m})$ $+645mg/Nm^3$	$0.88f_i(m)mg/Nm^3$	$0.78f_i(m)mg/Nm^3$
A/Hにおける熱交換量	E_g	23,569,000 kcal/H	17,532,000 kcal/H	13,053,000 kcal/H
露点側のエレメント・メタル下部からの高さ	h	9.874(td-82) mm	11.028(td-86) mm	12.151(td-90) mm
露点	$f_3(m)$	$-15.876(1-\frac{1}{m})^2$ $+2,520(1-\frac{1}{m})$ $+41°C$	$-15.876(1-\frac{1}{m})^2$ $+2,268(1-\frac{1}{m})$ $+47°C$	$-15.876(1-\frac{1}{m})^2$ $+2,142(1-\frac{1}{m})$ $+50°C$

第3表 新潟火力発電所1号ボイラ仕様概要

形	式	三菱神戸C.E単胴ふく射再熱形			
燃焼方式		圧力燃焼式、タンゼンシャルバーナーファイヤリング			
蒸発量		435T/H (MCR)			
蒸気圧力		138.7kg/cm ² G(缶胴) 132.5kg/cm ² G(S/H出口)(重油専焼時)			
蒸気温度		541°C(S/H出口) 541°C(R/H出口)(重油専焼時)			
使用燃料		重油および天然ガス[現在は重油専焼]			
重油バーナ		C.E蒸気噴霧式タンゼンシャルバーナ 1,840ℓ/h×16, 1,510ℓ/h×4			
空 気 予 熱 器	伝熱面積	$A_e=16,990m^2/台×2台$			
	エレメント・メタルの種類	低温部	低温中段部	中段部	高温部
	エレメント・メタルの高さ	$h_{e1}=300mm$	$h_{e2}=450mm$	$h_{e3}=600mm$	$h_{e4}=1,000mm$
	エレメント・メタルの厚さ	$t_{e1}=1.2mm$	$t_{e2}=0.8mm$	$t_{e3}=0.6mm$	$t_{e4}=0.6mm$
	エレメント・メタルの材質	フジコルテン鋼	フジコルテン鋼	炭素鋼	炭素鋼

第4表 A/Hが腐食しないと考えた
場合の総損失費K

負荷MW	m	$O_2\%$	$K=K_{11}+K_{12}P/H$
75	1.020	0.41	6,072
	1.030	0.61	6,030
	1.040	0.81	6,005
	1.042	0.85	6,002
	1.044	0.89	6,001
	1.046	0.92	5,999
	1.048	0.96	5,999
	1.050	1.00	5,999
	1.052	1.04	6,000
	1.054	1.08	6,001
	1.056	1.11	6,003
	1.058	1.15	6,006
	1.060	1.19	6,009
	1.070	1.37	6,033
1.080	1.55	6,070	
100	1.020	0.41	8,210
	1.030	0.61	8,143
	1.040	0.81	8,102
	1.042	0.85	8,098
	1.044	0.89	8,094
	1.046	0.92	8,092
	1.048	0.96	8,089
	1.050	1.00	8,089
	1.052	1.04	8,089
	1.054	1.08	8,089
	1.056	1.11	8,092
	1.058	1.15	8,095
	1.060	1.19	8,098
	1.070	1.37	8,129
1.080	1.55	8,180	
125	1.020	0.41	10,461
	1.030	0.61	10,358
	1.040	0.81	10,294
	1.042	0.85	10,285
	1.044	0.89	10,279
	1.046	0.92	10,273
	1.048	0.96	10,270
	1.050	1.00	10,266
	1.052	1.04	10,264
	1.054	1.08	10,265
	1.056	1.11	10,266
	1.058	1.15	10,269
	1.060	1.19	10,272
	1.070	1.37	10,308
1.080	1.55	10,370	

第5表 t_g を 1°C 低下させた場合の
 K_{IT} の減少費 ΔK_{IT}

m	$-\Delta K_{IT}$ 円/H		
	75MW	100MW	125MW
1.020	47	63	80
1.030	47	64	81
1.040	48	64	81
1.050	48	65	82
1.060	49	65	83
1.070	49	66	83
1.080	49	66	84

第6表 空気過剰係数が与えられている時の最適取替周期 T_m

m	f_{mm}	T_m 時間 (125MW 運転時)				
		$Sc=10\text{mg}/\text{dm}^2\text{H}$	$Sc=8\text{mg}/\text{dm}^2\text{H}$	$Sc=6\text{mg}/\text{dm}^2\text{H}$	$Sc=4\text{mg}/\text{dm}^2\text{H}$	$Sc=2\text{mg}/\text{dm}^2\text{H}$
1.020	23	∞	∞	∞	∞	∞
1.030	187	↑	∞	∞	11,020	19,130
1.038	246		5,870	7,250	9,960	17,940
1.040	320		↓	∞	∞	11,010
1.050	425	∞				10,420
1.060	501	∞		9,980	16,480	
1.070	552	7,750		9,650	15,500	
1.080	578	∞		7,650	9,480	14,970

度変化のない条件での値であって、実際の A/H の腐食度より、かなり大きいと思われる。新潟火力の A/H の平均的腐食度は $2\sim 4\text{ mg}/\text{dm}^2$ 、 H 程度と推定される。

b. T を固定し、 m を変数とした場合

A/H の取替周期が与えられたときに、どんな m で運転するのが経済的かという問題に相当する。第7表に K の計算結果を示す。また、第8表に最適空気過剰係数 m_r を示す。新潟火力1号ボイラは約2年に1回エレメントを交換しているので、 m は1.038以下で運転するのが経済的である。

c. m , T を同時に変数とした場合

目的関数 K の最小値を求め、これより、最適な m_0 , T_0 を見出す。第9表に m_0 , T_0 を示

表7 表 A/H の取替周期を固定した場合の総損失費 K

T年	m	O ₂ %	K = K ₁₁ + K ₁₂ + K ₂₁ + K ₂₂ 円/H (125 MW 運転時)				
			S _c = 10 ³ %/km ² ·H	S _c = 8 ³ %/km ² ·H	S _c = 6 ³ %/km ² ·H	S _c = 4 ³ %/km ² ·H	S _c = 2 ³ %/km ² ·H
0.5	1.020	0.41	12,762	12,746	12,744	12,744	12,744
	1.030	0.61	12,781	12,657	12,641	12,641	12,641
	1.038	0.77	12,818	min 12,602	min 12,587	min 12,587	min 12,587
	1.040	0.81	15,159	14,931	14,878	14,860	14,859
	1.050	1.00	15,469	15,143	14,950	14,837	14,832
	1.060	1.19	15,723	15,325	15,029	14,847	14,838
	1.070	1.37	15,922	15,477	15,113	14,885	14,874
	1.080	1.55	16,069	15,599	15,200	14,948	14,936
1.0	1.020	0.41	11,640	11,672	11,642	11,604	11,602
	1.030	0.61	12,219	12,073	11,830	11,515	11,499
	1.038	0.77	12,586	12,354	11,968	min 11,470	min 11,445
	1.040	0.81	13,836	13,592	13,185	12,648	12,577
	1.050	1.00	14,342	14,049	13,560	12,860	12,554
	1.060	1.19	14,740	14,411	13,862	13,041	12,564
	1.070	1.37	15,035	14,645	14,093	13,194	12,602
	1.080	1.55	15,230	14,865	14,256	13,315	12,665
1.5	1.020	0.41	11,334	11,322	11,302	11,262	11,222
	1.030	0.61	12,034	11,937	11,774	11,450	11,119
	1.038	0.77	12,515	12,360	12,103	11,588	min 11,065
	1.040	0.81	13,399	13,238	12,967	12,424	11,834
	1.050	1.00	13,972	13,776	13,450	12,799	11,906
	1.060	1.19	14,418	14,198	13,832	13,101	11,985
	1.070	1.37	14,751	14,509	14,117	13,332	12,069
	1.080	1.55	14,961	14,713	14,307	13,495	12,156
2.0	1.020	0.41	11,154	11,146	11,136	11,101	11,036
	1.030	0.61	11,941	11,868	11,746	11,502	10,944
	1.038	0.77	12,478	12,362	12,170	11,783	min 10,899
	1.040	0.81	13,183	13,061	12,857	12,450	11,506
	1.050	1.00	13,787	13,640	13,396	12,907	11,718
	1.060	1.19	14,257	14,092	13,818	13,269	11,900
	1.070	1.37	14,599	14,423	14,129	13,540	12,052
	1.080	1.55	14,819	14,636	14,332	13,723	12,174
2.5	1.020	0.41	11,048	11,040	11,029	11,005	10,935
	1.030	0.61	11,865	11,827	11,729	11,534	10,960
	1.038	0.77	12,457	12,364	12,210	11,901	10,991
	1.040	0.81	13,052	12,955	12,792	12,466	11,506
	1.050	1.00	13,676	13,558	13,363	12,972	11,816
	1.060	1.19	14,160	14,028	13,809	13,370	12,070
	1.070	1.37	14,512	14,371	14,137	13,665	12,269
	1.080	1.55	14,737	14,591	14,347	13,860	12,416
3.0	1.020	0.41	10,976	10,970	10,961	10,941	10,881
	1.030	0.61	11,848	11,800	11,718	11,556	11,069
	1.038	0.77	12,442	12,365	12,236	11,979	11,207
	1.040	0.81	12,965	12,884	12,748	12,477	11,663
	1.050	1.00	13,601	13,504	13,341	13,015	12,038
	1.060	1.19	14,096	13,986	13,803	13,437	12,340
	1.070	1.37	14,454	14,337	14,140	13,748	12,571
	1.080	1.55	14,682	14,560	14,357	13,952	12,734

第8表 A/Hの取替周期が与えられている時の最適空気過剰係数 m_T

T年	m_T				
	$S_c=10\text{mg/dm}^2\text{H}$	$S_c=8\text{mg/dm}^2\text{H}$	$S_c=6\text{mg/dm}^2\text{H}$	$S_c=4\text{mg/dm}^2\text{H}$	$S_o=2\text{mg/dm}^2\text{H}$
0.5	1,020	1,038	1,038	1,038	1,038
1.0	↑	1,020	1,020	1,038	↑
1.5	↑	↑	↑	1,020	↓
2.0	↓	↓	↓	↑	1,038
2.5	↓	↓	↓	↓	1,020
3.0	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020

第9表 m_0 と T_0

S_c $\text{mg/dm}^2\text{H}$	m_0	T_0 年
2	1,020	∞
4	↑	↑
6	↓	↓
8	↓	↓
10	1,020	∞

す。 $m_0=1.02$ では、 S_c がどんな値でも A/H の取替えは不要である。結局、経済的には、 m は可能な限り小さくすべきである。

次に、排ガス温度を変化させる場合について考えてみる。排ガス温度を変化させることは、A/H 入口空気温度を変えることであり、A/H 内部の温度分布が変化する。その結果、A/H エレメントの露点位置が変り、腐食による熱損失費が変化する。いま、 $\Delta t_7 = -1^\circ\text{C}$ にとって、 K_{21} の増分 ΔK_{21} を計算してみると、第10表のようになる。 $T=3$ 年、 $m=1.05$ として、第5表と第10表を比較してみると、 $S_c=4\text{mg/dm}^2$ 、 H 以上であれば、排ガス温度を下げることは損である。 m の小さい値において、 K_{21} が小さいことから、まず、 m を低下させて、排ガスの露点を下げ、しかる後に、排ガス温度を下げることによって、利益を得ることは可能である。

5. 結 言

大型重油だきボイラにおいては、A/H の腐食による熱損失費やエレメント取替費のために、性能試験において、最高効率を与える空気過剰係数が長期的観点からは、必ずしも経済的でないことがわかる。

第10表 $\Delta t_g = -1^\circ\text{C}$ の時の ΔK_{21}

T年	m	+ ΔK_{21} 円/H (125MW運転時)				
		$Sc=10\% \frac{1}{4} \frac{1}{H}$	$Sc=8\% \frac{1}{4} \frac{1}{H}$	$Sc=6\% \frac{1}{4} \frac{1}{H}$	$Sc=4\% \frac{1}{4} \frac{1}{H}$	$Sc=2\% \frac{1}{4} \frac{1}{H}$
1.0	1.020	46	37	21	1	0
	1.030	52	41	24	1	0
	1.038	69	62	49	25	1
	1.040	74	66	53	31	↑
	1.050	78	72	57	33	↓
	1.060	82	75	61	41	1
	1.070	48	44	36	19	0
	1.080	—	—	—	—	—
2.0	1.020	64	59	51	37	1
	1.030	72	67	58	50	1
	1.038	85	81	75	62	25
	1.040	88	85	78	66	31
	1.050	94	91	84	72	33
	1.060	100	95	88	76	35
	1.070	59	56	53	44	19
	1.080	—	—	—	—	—
3.0	1.020	70	67	62	52	21
	1.030	80	76	70	58	24
	1.038	90	88	83	75	49
	1.040	93	91	87	78	53
	1.050	100	97	93	84	57
	1.060	105	102	98	83	61
	1.070	62	61	58	53	36
	1.080	—	—	—	—	—

計算例の対象とした新潟火力1号ボイラは空気過剰係数 m をメーカー指定の1.08付近から下げて、現在、1.05付近で運転中であるが、これは、計算結果からすると、腐食を考えない場合の最適値であって、現実の腐食を考えれば、さらに m を下げることが望ましい。

最後に、本研究を行うに当たって、資料を提供して下さった東北電力(株)火力部に対して厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 中央熱管理協議会編：熱管理技術講義
- 2) 三菱重工：油だきボイラの障害対策，昭和41年3月
- 3) 三菱重工：重油専焼ボイラの排ガス性状試験結果（新名古屋4.5B試験結果），昭和39年5月
- 4) 大塚唯男，他3人：電研，技術研究報告，化学，61001，昭和36年4月
- 5) 高岡茂喜，岩下惣吉：重油専焼ボイラにおける低過剰空気と燃焼上の問題点，火力発電，第111号，Vol 16, No. 12
- 6) 本間端雄，柿島伸次：ユングストローム型空気予熱器の内部温度計算法，電研，技術研究報告，Vol 12, No. 12