

機械工学設計製図計算レポート

笛田 宗広

2004 年 1 月 30 日

目次

1	設計仕様（条件）	2
2	原動所サイクルの熱計算	2
3	燃焼用空気量および燃焼ガス量の計算	4
3.1	燃焼用空気量（燃料 1kg あたり）	4
3.2	燃焼ガス量（燃料 1kg あたり）	5
3.3	燃焼ガスの全発生量	6
4	火炉（燃焼室）の大きさの見積り	7
5	火炉の伝熱計算	7
6	伝熱面の構成および煙道ガス温度分布の決定	9
6.1	火炉の形状の最終決定	9
6.2	伝熱面の構成	9
6.3	煙道における燃焼ガス温度分布	10
7	補助伝熱面の設計	12
7.1	過熱器（2 次過熱器）	12
7.2	再熱器	15
7.3	節炭器	18
8	考察	20
9	感想	20

1 設計仕様（条件）

蒸発量 $G_{sm} = 450[\text{ton/h}]$

蒸気圧力 過熱器出口 $p_{sm} = 144[\text{atg}] = (144 + 1.03323)[\text{kgf/cm}^2] = (144 + 1.03323) \times 98066.5[\text{Pa}]$
 $= 14.22[\text{MPa}]$

再熱器出口 $p_{Re} = 32[\text{atg}] = (32 + 1.03323)[\text{kgf/cm}^2] = (32 + 1.03323) \times 98066.5[\text{Pa}]$
 $= 3.239[\text{MPa}]$

蒸気温度 過熱器出口 $t_{sm} = 540[]$, 再熱器出口 $t_{Re} = 540[]$

給水温度 $t_f = 240[]$

ボイラ効率 $\eta_B = 92[\%]$

燃料（微粉炭）の種類（組成と低発熱量）

燃料組成 $c = 0.580, h = 0.040, o = 0.094, n = 0.012, s = 0.005,$
 $w(H_2O) = 0.126, a(\text{ash}) = 0.143^{*1}$

低位発熱量 $H_l = 5880[\text{kcal/kg}]$

- 高压タービンでの抽気量 主蒸気量の 0.2 倍
- 燃焼用空気の空気比 $m = 1.25$
- 外気 … 圧力 : $P_{a0} = 1[\text{atm}]$ 温度 : $t_{a0} = 20[]$ 相対湿度 : $\varphi = 80[\%]$
- 予熱空気（空気予熱器出口の空気）温度 : $t_a = 250[]$

2 原動所サイクルの熱計算

おのこの点での圧力は $P_f = P_{Bi} = P_{Be} = P_{sm} = 14.22[\text{MPa}]$, $P_{Re} = P_{Ri} = 3.239[\text{MPa}]$ である。

設計条件より $t_{sm} = 540[]$, $t_{Re} = 540[]$, $t_f = 240[]$ であるから、

参考文献 [2] の蒸気表換算プログラムより、各温度での比エンタルピを読み取らせると、

$$h_f = 1039[\text{kJ/kg}] = 248.2[\text{kcal/kg}] \quad , \quad h_{sm} = 3430[\text{kJ/kg}] = 819.2[\text{kcal/kg}]$$

$$h_{Re} = 3543[\text{kJ/kg}] = 846.3[\text{kcal/kg}]$$

P_{Bi} における飽和温度を t_s とおくと蒸気表から $t_s = 337.9[]$ より、

$$t_{Bi} = t_s - 20 = 337.9 - 20 = 312.9[]$$

t_{Bi} と P_{Bi} において蒸気表より

$$h_{Bi} = 1413[\text{kJ/kg}] = 337.4[\text{kcal/kg}]$$

である。

また、 P_{Be} において、 $h'_{Be} = 1580[\text{kJ/kg}]$, $h''_{Be} = 2637[\text{kJ/kg}]$ であるから、

$$h_{Be} = (1 - x_{Be})h'_{Be} - x_{Be}h''_{Be} = (1 - 0.97) \times 1580 - 0.97 \times 2637 = 2605[\text{kJ/kg}] = 622.2[\text{kcal/kg}]$$

*1 c : 炭素 , h : 水素 , o : 酸素 , n : 窒素 , s : 硫黄

$s_{Ri,th} = s_{sm} = 6.319[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ より、 $t_{Ri,th}$ を読み取ると、 $t_{Ri,th} = 305.4[^\circ\text{C}]$
 よって蒸気表より $h_{Ri,th} = 3002[\text{kJ}/\text{kg}]$ である。 $\eta_{HPT} = 0.95$ より

$$\eta_{HPT} = \frac{h_{sm} - h_{Ri}}{h_{sm} - h_{Ri,th}} = 0.95$$

$$h_{Ri} = h_{Ri} - 0.95 \times (h_{sm} - h_{Ri,th}) = 3023[\text{kJ}/\text{kg}] = \underline{722.1[\text{kcal}/\text{kg}]}$$

である。これから次の計算を行う。

$$\begin{aligned} \text{節炭器：} Q_{EC} &= G_{EC}(h_{Bi} - h_f) = 450 \times 10^3 \times (337.4 - 248.2) = \underline{40.13 \times 10^6[\text{kcal}/\text{h}]} \\ &= 0.4667 \times 10^5[\text{kJ}/\text{s}] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{蒸発管：} Q_{EV} &= G_{EV}(h_{Be} - h_{Bi}) = 450 \times 10^3 \times (622.2 - 337.4) = \underline{128.2 \times 10^6[\text{kcal}/\text{h}]} \\ &= 14.91 \times 10^5[\text{kJ}/\text{s}] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{過熱器：} Q_{SH} &= G_{SH}(h_{sm} - h_{Be}) = 450 \times 10^3 \times (819.2 - 622.2) = \underline{88.68 \times 10^6[\text{kcal}/\text{h}]} \\ &= 10.31 \times 10^5[\text{kJ}/\text{s}] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{再熱器：} Q_{RH} &= G_{RH}(h_{Re} - h_{Ri}) = 360 \times 10^3 \times (846.3 - 722.1) = \underline{44.73 \times 10^6[\text{kcal}/\text{h}]} \\ &= 0.5202 \times 10^5[\text{kJ}/\text{s}] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{ボイラ全体の受熱量：} Q_B &= Q_{EC} + Q_{EV} + Q_{SH} + Q_{RH} = (40.13 + 128.2 + 88.68 + 44.73) \times 10^6 \\ &= \underline{301.7 \times 10^6[\text{kcal}/\text{h}]} \\ &= 35.09 \times 10^5[\text{kJ}/\text{s}] \end{aligned} \quad (5)$$

上の計算では

$$G_{EC} = G_{EV} = G_{SH} = G_{sm} = 450[\text{ton}/\text{h}] = 450 \times 10^3[\text{kg}/\text{h}] \quad (6)$$

$$G_{RH} = 0.8G_{sm} = 0.8 \times 450 \times 10^3 = 360 \times 10^3[\text{kg}/\text{h}] \quad (7)$$

として計算した。。

$$\eta_B = \frac{Q_B}{G_B H_l} \times 100[\%] \quad (8)$$

より式を変形して、

$$\begin{aligned} G_B &= \frac{Q_B}{\eta_B H_l} \times 100 = \frac{301.7 \times 10^6}{0.92 \times 5880} \times 100 = \underline{0.5577 \times 10^5[\text{kg}/\text{h}]} \\ &= 0.5577 \times 10^5 \times \frac{1}{3600} = 15.49[\text{kg}/\text{s}] \end{aligned}$$

3 燃焼用空気量および燃焼ガス量の計算

3.1 燃焼用空気量 (燃料 1kg あたり)

- (1) 理論乾き空気量 A_0 [Nm^3/kg] 参考文献 [5] の 2.4 節の燃焼計算より、乾燥された (無水燃料) は炭素 (C) と水素 (H) を主成分とし、それ以外に若干の硫黄 (S)、酸素 (O)、窒素 (N)、灰分 (ガス化しない不燃成分) などを含んでいる。燃料が燃焼する場合、いったん燃料がこれらの構成元素に分解されて、別々に酸化され、生成ガスを作ると考えても、燃焼に必要な酸素量や空気量、燃焼生成ガスの発生量を論じる分には何の問題も生じない。

これらを基に作成された燃料構成元素の完全燃焼表 (必要な酸素と空気の量、ならびに生成する CO_2 , H_2O , SO_2 の量) を表 1 に表す。

元素	原子量	完全燃焼反応	必要酸素量		必要空気量		生成物量	
			kg/kg	$\text{m}_\text{N}^3/\text{kg}$	kg/kg	$\text{m}_\text{N}^3/\text{kg}$	kg/kg	$\text{m}_\text{N}^3/\text{kg}$
C	12.01	$\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	2.66	1.87	11.48	8.89	3.66	1.87
H	1.01	$\text{H} + \frac{1}{4}\text{O}_2 = \frac{1}{2}\text{H}_2\text{O}$	7.94	5.56	34.21	26.48	8.94	11.12
S	32.06	$\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$	1.00	0.70	4.30	3.33	2.00	0.70
O	16.00	$\text{O} - \frac{1}{2}\text{O}_2 = 0$	-1.00	-0.70	-4.31	-3.34	0	0
N	14.01	$\text{N} = \frac{1}{2}\text{N}_2$	0	0	0	0	1.00n	0.80

表 1: 燃料構成元素の完全燃焼表

いま、燃料 1kg に含まれる炭素、水素、燃焼性硫黄、酸素、窒素、灰分の質量分率を c, h, o, m, a [kg/kg] とすると、燃料が完全燃焼するのに必要な酸素の量 (理論酸素量) O_0 は表 1 を使って、次のように計算される。

$$O_0 = 1.87c + 5.56h + 0.70(s - o) \quad [\text{m}_\text{N}^3/\text{kg fuel}] \quad (9')$$

成分名	酸素	酸素	炭酸ガス	アルゴン	水素
分子式	O_2	N_2	CO_2	Ar	H_2
体積分率 %	20.99	78.03	0.030	0.933	0.01

表 2: 標準乾き空気の組成

表 2 によると、標準乾き空気量の体積分率は $0.210[\text{m}^3/\text{m}^3]$ であるから、燃料が完全燃焼するのに必要な空気の量 (理論空気量) A_0 は、

$$A_o = \frac{O_0}{0.210} = 8.89c + 26.5h + 3.33(s - o) \quad [\text{m}_\text{N}^3/\text{kg fuel}] \quad (9'')$$

式 (9') の係数はそれぞれが 1kg で当りに消費する酸素量なので、

$$A_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{22.4}{12}c + \frac{22.4}{4}h + \frac{22.4}{32}o + \frac{22.4}{32}s \right) \quad (9''')$$

よって

$$\begin{aligned}
 A_0 &= \frac{1}{0.21} \left\{ \frac{22.4}{12} c + \frac{22.4}{4} \left(h - \frac{o}{8} \right) + \frac{22.4}{32} s \right\} \\
 &= \frac{1}{0.21} \left\{ \frac{22.4}{12} \times 0.580 + \frac{22.4}{4} \left(0.040 - \frac{0.094}{8} \right) + \frac{22.4}{32} \times 0.005 \right\} \\
 &= \underline{5.926 [\text{Nm}^3/\text{kg}]}
 \end{aligned} \tag{9}$$

(2) 空気比を考慮した乾き空気量 A_d [Nm^3/kg]

$$A_d = mA_0 = 0.2 \times 5.926 = \underline{7.407 [\text{Nm}^3/\text{kg}]} \tag{10}$$

(3) 空気中の水蒸気を考慮した空気量 A [Nm^3/kg]

$$A = (1 + z)A_d \tag{11}$$

ここで式 (11) における z は

大気圧 $P_{a0} = 0.101325$ [MPa]、外気温度における飽和圧力 $P_s = 0.0023366$ [MPa] より

$$z = \frac{\varphi P_s}{P_{a0} - \varphi P_s} = \frac{0.8 \times 0.0023366}{0.101325 - 0.8 \times 0.0023366} = 0.01880 \tag{12}$$

よって

$$A = (1 + 0.01880) \times 7.407 = \underline{7.546 [\text{Nm}^3/\text{kg}]} \tag{13}$$

3.2 燃焼ガス量 (燃料 1kg あたり)

(1) 理論乾き燃焼ガス量 V_{d0} [Nm^3/kg] … 理論燃焼ガスから発生水蒸気を除いた量ここでは不完全燃焼によって一酸化炭素が発生することもある。そのために燃料中の炭素のうち一酸化炭素に変わった割合 ξ を次のように定義する。

$$\xi = \frac{(\text{CO})}{(\text{CO}) + (\text{CO}_2)}$$

ただし、(CO) と (CO₂) は乾き燃焼ガス中の CO と CO₂ の体積分率 [m^3/m^3] で、百分率値ではなく、少数で与える。

液体または固体燃料を空気比 $\alpha (> 1)$ で燃焼させた場合の各燃焼ガス成分の発生量を計算するための表を表 3 に示す。

成分名	分子式	燃料 1kg 当り発生量 [m_N^3]
二酸化炭素	CO_2	$(22.41/12.01)c(1 - \xi) = 1.87c(1 - \xi)$
一酸化炭素	CO	$(22.41/12.01)c\xi = 1.87c\xi$
水蒸気	H_2O	$(22.41/2.02)h + (22.41/18.02)\omega = 11.12h + 1.24\omega$
窒素	N_2	$0.790\alpha A_0 + (22.41/28.02)n = 0.790\alpha A_0 + 0.80n$
酸素	O_2	$0.21(\alpha - 1)A_0 + 0.5(22.41/12.01)c\xi = 0.21(\alpha - 1)A_0 + 0.93c\xi$
二酸化硫黄	SO_2	$(22.41/32.06)s = 0.70s$

表 3: 燃焼ガス成分の発生量

乾き燃焼ガスの体積 V_d は水蒸気の欄を除いて加算した成分ガスの体積の和であるから、

$$V_d = (\alpha - 0.210)A_0 + (1.87 + 0.93\xi)c + 0.80n + 0.70s[\text{m}_\text{N}^3/\text{kg}]$$

理論乾き燃焼ガス体積 V_{d0} は式に式 (9) を代入した上で、 $\alpha = 1$ 、 $\xi = 0$ とおいて

$$V_{d0} = (1 - 0.210)\{8.89c + 26.5h + 3.33(s - o)\} + (1.87 + 0)c + 0.80n + 0.70s \quad (13)$$

$$= (0.79 \times 8.89 + 1.87)c + (0.790 \times 26.5)h - (0.790 \times 3.33 + 0.70)s + 0.80n \quad (14)$$

$$= 8.89c + 21.1h - 21.1\frac{o}{8} + 3.33s + 0.80n \quad (15)$$

よって、

$$V_{d0} = 8.89c + 21.1\left(h - \frac{o}{8}\right) + 3.33s + 0.80n \quad (16)$$

$$= 8.89 \times 0.580 + 21.1\left(0.040 - \frac{0.094}{8}\right) + 3.33 \times 0.005 + 0.80 \times 0.012$$

$$= \underline{5.779[\text{Nm}^3/\text{kg}]}$$

(2) 空気比を考慮した乾き燃焼ガス量 $V_d[\text{Nm}^3/\text{kg}]$

$$V_d = V_{d0} + (m - 1)A_0 = 5.779 + (1.25 - 1) \times 5.926 = \underline{7.260[\text{Nm}^3/\text{kg}]} \quad (17)$$

(3) 燃焼ガス中の水蒸気量 $V_w[\text{Nm}^3/\text{kg}]$

$$V_w = 11.2h + 1.24w + zmA_0 \quad (18)$$

$$= 11.2 \times 0.040 + 1.24 \times 0.126 + 0.01880 \times 1.25 \times 5.926 = \underline{0.7435[\text{Nm}^3/\text{kg}]}$$

(4) 湿り燃焼ガス量 $V[\text{Nm}^3/\text{kg}]$

$$V = V_d + V_w = 7.260 + 0.7435 = \underline{8.003[\text{Nm}^3/\text{kg}]} \quad (19)$$

3.3 燃焼ガスの全発生量

有効に燃焼した量は

$$G = (1 - \gamma)G_B = (1 - 0.02) \times 0.5577 = \underline{0.5466 \times 10^5 [\text{kg}/\text{h}]} \quad (20)$$

$$= 15.18 [\text{kg}/\text{s}] \quad (21)$$

ここで γ は燃料の未燃損失割合でつぎの値を用いた。

$$\gamma = 0.02 \quad (22)$$

よって燃焼ガスの全発熱量は、

$$GV = 0.5466 \times 10^5 \times 8.004 = \underline{4.374 \times 10^5 [\text{Nm}^3/\text{h}]} = 121.5 [\text{Nm}^3/\text{s}]$$

また、

$$GA = 0.5466 \times 10^5 \times 7.546 = \underline{4.124 \times 10^5 [\text{Nm}^3/\text{h}]} = 114.6 [\text{Nm}^3/\text{s}]$$

4 火炉（燃烧室）の大きさの見積り

適当に火炉の縦、横、高さを決め、火炉断面積 A_B 、火炉容積 V_B を用いて表された、火炉熱発生率 q_V 、火炉断面熱発生率 q_A を計算する。このときその値は次の表の範囲内に収まるように調整し、大きさを見積もる。

蒸発量 ton/h	250 ~ 600
q_V kcal/m ³ h	$1.0 \sim 1.3 \times 10^5$
q_A kcal/m ² h	$2.7 \sim 4.0 \times 10^6$

ここで空気平均定圧比熱 c_{pa} は t_a [] におけるもので次式で計算される。

$$c_{pa} = 1.67 \times 10^{-5} t_a + 0.310 = 1.67 \times 10^{-5} \times 250 + 0.310 = 0.3142 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)] \quad (22)$$

縦 9m、横 12m、高さ 30m に見積もると、 $A = 9 \times 12 = 108 \text{m}^2$ 、 $V_B = 108 \times 30 = 3240 \text{m}^3$ だから、 q_V 、 q_A はそれぞれ、

$$q_V = \frac{G_B(H_l + A c_{pa} t_a)}{V_B} = \frac{0.5577 + 7.546 \times 0.3142 \times 20}{3240} = \frac{1.114 \times 10^5 [\text{kcal}/(\text{m}^3 \text{h})]}{3240} \quad (23)$$

$$= 1.296 \times 10^{-3} [\text{kJ}/\text{m}^3 \text{s}]$$

$$q_A = \frac{G_B(H_l + A c_{pa} t_a)}{A_B} = \frac{0.5577 + 7.546 \times 0.3142 \times 20}{108} = \frac{3.343 \times 10^6 [\text{kcal}/(\text{m}^2 \text{h})]}{108} \quad (24)$$

$$= 3.887 \times 10^{-3} [\text{kJ}/(\text{m}^2 \text{s})]$$

これらの値は表に示す範囲に収まっているので、適用できると考え、以下の計算にはこれらの値を用いることとする。

5 火炉の伝熱計算

火炉内での熱収支については式 (23) に示す。

$$Q_r = G \{ H_l (1 - \xi) + A c_{pa} t_a - V c_{pg} t_g \} \quad (23)$$

ここで火炉からの熱損失の割合は $\xi = 0.002$ 、とすると未知数は c_{pg} と t_g である。

また、火炉での伝熱量については式 (24) に示す。

$$Q_r = \zeta^4 \tau A_F \phi_{FC} \times 4.88 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right\} \quad (24)$$

ここで $\zeta, \tau, A_F, \phi_{FC}$ は以下により求められるので、未知数は T_g のみである。この章の最後に式 (23) と式 (24) から Q_r と t_g を求める。

1. 総括吸収率 ϕ_{FC}

$$\phi_{FC} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{A_F}{A_W} \left(\frac{1}{\varepsilon_W} - 1 \right)} \quad (25)$$

ここでの値は以下に求める。

(a) 火炎充満度 A_F/A_W

火炎充満度はテキスト 19 ページの図 24 より燃焼室熱発生率から求められ、読み取ると、

$$\frac{A_F}{A_W} = 0.1800$$

(b) 燃焼ガス火炎の放射率 ε_F

火炎の吸収係数 $k = 0.8[\text{m}^{-1}]$ 、火炎の有効厚さ $\iota = 0.6V_B^{1/3}(A_F/A_W)^{1/2} = 3.767[\text{m}]$ とすると、

$$\varepsilon_F = 1 - e^{-k\iota} = 1 - e^{-0.8 \times 3.767} = 0.9509 \quad (26)$$

(c) 火炉周壁の平均放射率 ε_W

$$\varepsilon_W = \varphi F_S \varepsilon_C \quad (27)$$

ここで水管表面の放射率 $\varepsilon_C = 1.0$ 、管表面に付着するスラグ類の伝熱抵抗を考慮する係数 $F_S = 0.8$ とする。

有効放射伝熱面積 A_C は周壁のうち伝熱面が相当する面積で

$$A_C = F_A F_C A_1 = 1.0 \times 1.0 \times A_W = 2.0 \times (9 \times 12 + 12 \times 30 + 30 \times 9) = 1476[\text{m}^2] \quad (29)$$

で表される。よって冷却面率 φ は

$$\varphi = A_C/A_W = 1476/1476 = 1.0 \quad (28)$$

よって、式 (27) より

$$\varepsilon_W = 1.0 \times 0.8 \times 1.0 = 0.8$$

2. 燃焼ガス火炎の表面積 A_F

$$A_F = A_W \times (A_F/A_W) = 1476 \times 0.1800 = 265.7[\text{m}^2] \quad (30)$$

3. 修正係数 ζ^4 および τ

ζ^4 、 τ を求めるにあたって、理論燃焼ガス温度 t_{th} をテキスト 21 ページの図 28 より求めると、 $t_{th} = 2000[^\circ\text{C}]$ 。図 26 より $\zeta^4 = 1.10$ となる。

これで t_g が分かれば、 c_{pg} や τ もそれぞれテキスト 19 ページの図 23、21 ページの図 27 より分かるので、式 (23)、式 (24) より Q_r が求まる。よって、 t_g を適当におき、2 式が等しくなるように近づけていけばよい。

● 1 回目

$t_g = 1200[^\circ\text{C}]$ にすると、図 23 より $c_{pg} = 0.377$ 、図 27 より $\tau = 2.60$ である。式 (23) より、

$$\begin{aligned} Q_r &= 0.5466 \times 10^5 \times \{5880 \times (1 - 0.002) + 7.546 \times 0.3142 \times 250 - 8.003 \times 0.377 \times 1200\} \\ &= \underline{1.552 \times 10^8 [\text{kcal/h}]} = 1.805 \times 10^5 [\text{kJ/s}] \end{aligned}$$

式 (24) より、

$$\begin{aligned} Q_r &= 1.10 \times 2.60 \times 265.7 \times 0.9119 \times 4.88 \times \left\{ \left(\frac{1200 + 273.15}{100} \right)^4 - \left(\frac{337.9 + 273.15}{100} \right)^4 \right\} \\ &= \underline{1.545 \times 10^8 [\text{kcal/h}]} = 1.797 \times 10^5 [\text{kJ/s}] \end{aligned}$$

この 2 式を比較すると、前者のほうが少し大きくなっている。

- 2 回目

そこで火炉出口の燃焼ガス温度を少しずつ上げて、あわせてみる。2 回目は $t_g = 1201$ として計算すると、図 23 より $c_{pg} = 0.377$ 、図 27 より $\tau = 2.60$ である。式 (23) より、

$$\begin{aligned} Q_r &= 0.5466 \times 10^5 \times \{5880 \times (1 - 0.002) + 7.546 \times 0.3142 \times 250 - 8.003 \times 0.377 \times 1201\} \\ &= \underline{155.1 \times 10^6 [\text{kcal/h}]} = 1.803 \times 10^5 [\text{kJ/s}] \end{aligned}$$

式 (24) より、

$$\begin{aligned} Q_r &= 1.10 \times 2.60 \times 265.7 \times 0.9119 \times 4.88 \times \left\{ \left(\frac{1201 + 273.15}{100} \right)^4 - \left(\frac{337.9 + 273.15}{100} \right)^4 \right\} \\ &= \underline{155.0 \times 10^6 [\text{kcal/h}]} = 1.802 \times 10^5 [\text{kJ/s}] \end{aligned}$$

よって 2 つの値がほぼ等しくなったので、この値を用いることとする。

6 伝熱面の構成および煙道ガス温度分布の決定

6.1 火炉の形状の最終決定

周壁の面積 A_W には火炉出口（煙道入口）のガス流路に相当する部分の面積 A^* も含まれている。 $A^* = 12 \times 8 = 96 [\text{m}^2]$ とすると、燃焼ガスからこの部分への放射伝熱量 $Q_r^* = Q_r \times A^* / A_W = 155.1 \times 10^6 \times 96 / 1476 = 10.09 \times 10^9 [\text{kcal/h}]$ となる。

例えば、過熱器が煙道入口に置かれれば、過熱器前面の管群は Q_r^* の熱量を受ける。よって燃焼ガスとの接触により、受け取る熱量 $Q_{c,SH}$ と過熱器の受熱量 Q_{SH} の間には、 $Q_{SH} = Q_{c,SH} + Q_r^*$ の関係があるので、

$$Q_{c,SH} = Q_{SH} - Q_r^* = (88.68 - 10.09) \times 10^6 = 78.59 [\text{kcal/h}]$$

6.2 伝熱面の構成

$$Q_{SH} = Q_{SH1} + Q_{SH2} \quad (31)$$

$$Q_r - Q_r^* = Q_{EV} + Q_{SH1} \quad (32)$$

で与えられているので、式 (32) より

$$Q_{SH1} = Q_r - Q_r^* - Q_{EV} = (155.1 - 10.09 - 128.2) \times 10^6 = 16.83 \times 10^6 [\text{kcal/h}]$$

式 (31) より

$$Q_{SH2} = Q_{SH} - Q_{SH1} = (88.68 - 16.83) \times 10^6 = 71.86 \times 10^6 [\text{kcal/h}]$$

となる。

6.3 煙道における燃焼ガス温度分布

火炉を温度 t_g で出た燃焼ガスは煙道内に配置された各補助伝熱面を横切りながら、蒸気に熱を与え、その温度を低下させる。各機器に対する熱収支は、

$$\text{過熱器：} Q_{c,SH} = GV (c_{pg}t_g|_{SHi} - c_{pg}t_g|_{SHo}) \quad (33)$$

$$\text{再熱器：} Q_{c,RH} = GV (c_{pg}t_g|_{RH i} - c_{pg}t_g|_{RH o}) \quad (34)$$

$$\text{節炭器：} Q_{c,EC} = GV (c_{pg}t_g|_{ECi} - c_{pg}t_g|_{EC o}) \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \text{空気予熱器：} Q_{c,APH} &= GV (c_{pg}t_g|_{APH i} - c_{pg}t_g|_{APH o}) \\ &= GA (c_{pa}|_{t=t_a} t_a - c_{pa}|_{t=t_{a0}} t_{a0}) \end{aligned} \quad (36)$$

で与えられ、このときの添え字の i, o はそれぞれ、入口と出口を表している。

まず、各位置での燃焼ガス温度を求めていく。

(1) SH2 出口 t_{g1}

$$Q_{c,SH2} = Q_{EV} + Q_{SH} - Q_r = (128.2 + 88.68 - 155.1) \times 10^6 = 61.77 \times 10^6 [\text{kcal/h}] \quad (37)$$

式 (33) において、 $Q_{c,SH2} = (c_{pg}t_g|_{SH2i} - c_{pg}t_g|_{SH2o})$ と考えると、

$$\begin{aligned} 61.77 \times 10^6 &= 4.374 \times 10^5 (0.3770 \times 1201 - c_{pg}t_g|_{SH2o}) \\ c_{pg}t_g|_{SH2o} &= 0.3770 \times 1201 - \frac{61.77 \times 10^6}{4.374 \times 10^5} \\ &= 311.6 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)] \end{aligned}$$

よってこれを満たすのは、 t_g (図 29 では t_{g1}) = 859.5[]、 $c_{pg} = 0.3625 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)]$ のときである。

(2) RH 出口 t_{g2}

このようにして計算していくと、式 (34) において、 $Q_{c,RH} = Q_{RH}$ 、 $c_{pg}t_g|_{RH i} = c_{pg}t_g|_{SH2o}$ であるから、

$$\begin{aligned} 44.73 \times 10^6 &= 4.374 \times 10^5 (311.6 - c_{pg}t_g|_{RH o}) \\ c_{pg}t_g|_{RH o} &= 311.6 - \frac{44.73 \times 10^6}{4.374 \times 10^5} \\ &= 209.3 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)] \end{aligned}$$

これを満たすのは、 $t_g|_{RH o}$ (図 29 では t_{g2}) = 593.8[]、 $c_{pg}|_{RH o} = 0.3525 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)]$ のときである。

(3) EC 出口 t_{g3}

式 (35) において、 $Q_{c,EC} = Q_{EC}$ 、 $c_{pg}t_g|_{EC i} = c_{pg}t_g|_{RH o}$ であるから、

$$\begin{aligned} 40.13 \times 10^6 &= 4.374 \times 10^5 (209.3 - c_{pg}t_g|_{RH o}) \\ c_{pg}t_g|_{RH o} &= 209.3 - \frac{40.13 \times 10^6}{4.374 \times 10^5} \\ &= 117.6 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)] \end{aligned}$$

これを満たすのは、 $t_g|_{RH o}$ (図 29 では t_{g3}) = 344.8[]、 $c_{pg}|_{RH o} = 0.3410 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)]$ のときである。

(4) APH 出口 t_{ge}

ここで $t_a = 250[]$ 、 $t_{a0} = 20[]$ で、式 (22) より $c_{pa}|_{t=t_a} = 0.3142[\text{kcal}/(\text{Nm}^3)]$ 、 $c_{pa}|_{t=t_{a0}} = 0.3103[\text{kcal}/\text{Nm}^3]$ であるから、式 (36) の下段より

$$Q_{c,APH} = 4.124 \times 10^4 \times (0.3142 \times 250 - 0.3103 \times 20) = 29.84 \times 10^6 [\text{kcal/h}] \quad (\text{a})$$

式 (36) の上段において、式 (a) より、 $Q_{c,APH} = 29.84 \times 10^6 [\text{kcal/h}]$ 、 $c_{pg}t_g|_{APHi} = c_{pg}t_g|_{EC0}$ であるから、

$$\begin{aligned} 29.84 \times 10^6 &= 4.374 \times 10^5 (117.6 - c_{pg}t_g|_{APH0}) \\ c_{pg}t_g|_{RH0} &= 117.6 - \frac{29.84 \times 10^6}{4.374 \times 10^5} \\ &= 49.37 [\text{kcal}/(\text{Nm}^3)] \end{aligned}$$

これを満たすのは、 $t_g|_{APH0}$ (図 29 では t_{ge}) $= 149.6[]$ 、 $c_{pg}|_{APH0} = 0.3300[\text{kcal}/(\text{Nm}^3)]$ のときである。

また、各点の蒸気に関する温度を求める。

$$() t_{APH,i} = t_{a0} = 20[]$$

$$() t_{APH,o} = t_a = 250[]$$

$$() t_{EC,i} = t_f = 240[]$$

$$() t_{EC,o} = t_s - 25 = 312.9[]$$

$$() \left\{ \begin{array}{l} p_{RH,i} = p_{Ri} = 3.239 [\text{MPa}] \\ h_{RH,i} = h_{Ri} = 722.1 [\text{kcal/kg}] \end{array} \right. \text{より、蒸気表から } t_{RH,i} = 313.7[]$$

$$() t_{RH,o} = t_{Re} = 540$$

$$() Q_{SH1} = G_{SH} \{h(t_{SH1,o}) - h_{Be}\} \text{より、}$$

$$h(t_{SH1,o}) = \frac{Q_{SH1}}{G_{SH}} + h_{Be} = \frac{16.83 \times 10^6}{450 \times 10^3} + 622.2 = 659.6 [\text{kcal/kg}]$$

また、 $p_{SH1,o} = 14.22[\text{MPa}]$ より蒸気表から $t_{SH1,o} = 352.7$

$$() t_{SH,o} = t_{sm} = 540[]$$

$$() t_{EV,i} = t_s = 337.9[]$$

7 補助伝熱面の設計

7.1 過熱器（2次過熱器）

$$\begin{aligned}
 Q_{c,SH} &= GV(c_{pg}t_g|_{SHi} - c_{pg}t_g|_{SHo}) & A_m : \text{管外径 } d_0 \text{ に基づく伝熱面積 [m}^2\text{]} \\
 &= Q_{SH} - Q_r^* & \Delta t_m : \text{対数平均温度差 [}^\circ\text{C]} \\
 &= Q_{SH} + Q_{EV} - Q_r & k_m : \text{熱通過係数（外径基準）[kcal/(m}^2\text{h }^\circ\text{C)}] \\
 &= k_m A_m \Delta t_m &
 \end{aligned} \tag{38}$$

7.1.1 熱通過係数 k_m の見積り

(A) 使用管の選択

- (a) 過熱器管として、SUS304HTB を用いる。
 (b) 過熱器管の外径はテキスト 25 ページの表 5 から選んで、 $d_0 = 50.8[\text{mm}]$ とする。また管肉厚 δ は次式で求める。

$$\delta \geq \frac{P d_0}{200 \sigma_a + P} + 0.005 d_0 + \beta \tag{39}$$

ここで、最高使用圧力 $P = p_{sm} = 14.22[\text{MPa}] = 144.02232[\text{kg/cm}^2]$ 、許容引張応力は表 3 において、過熱蒸気の最高温度 $+20[^\circ\text{C}]$ における値として、 $\sigma_a = 7.920\text{kg/mm}^2$ 。管寄せ取付部をは溶接によるものとして補正値は $\beta = 0$ とする。

$$\delta \geq \frac{144.0332 \times 50.8}{200 \times 7.920 + 144.0332} + 0.005 \times 50.8 + 0 = 4.488[\text{mm}] \tag{25}$$

表 5 から管肉厚を選ぶと、 $\delta = 4.5[\text{mm}]$

(B) 管配列

管配列は熱伝達特性と圧力損失に直接関係し、過熱蒸気流速と煙道ガス流速を決定する。これらのあたいは以下の推奨値がある。

$$\text{蒸気流速} : w_s = 12 \sim 25 [\text{m/s}]$$

$$\text{最小断面ガス流速} : w_g = 8 \sim 25 [\text{m/s}]$$

ここで以下では $w_s = 20 [\text{m/s}]$ と仮定して計算してみる。

- (a) 管配列は碁盤目配列にする。
 (b) 過熱蒸気通路断面積 $A_s[\text{m}^2]$ は、

$$A_s = \frac{G_{sm}}{3600 \rho_s w_s} \tag{40}$$

で与えられる。このとき、 ρ_s は過熱蒸気の密度である。この密度は過熱蒸気圧力が $14.22[\text{MPa}]$ 、過熱蒸気温度の平均温度における比体積の逆数である。ここで過熱蒸気の平均温度は燃焼ガス温度が t_g

の時の蒸気温度と SH2 の入り口の蒸気温度の平均をとるから、 $\frac{513.7+352.7}{2} = 433.2[]$ である。このときの比体積は蒸気表より、 $v = 0.018806[\text{m}^3/\text{kg}]$ 。よって、 $\rho_s = \frac{1}{v} = \frac{1}{0.018806} = 53.17[\text{kg}/\text{m}^3]$ 。

$$\therefore A_s = \frac{450 \times 10^3}{3600 \times 53.17 \times 20} = 0.1175[\text{m}^2]$$

従って、管寄せから並列に引き出す管配列数 N [本] は、 $d_i = (50.8 - 2 \times 4.5) \times 10^{-3} = 41.80 \times 10^{-3}[\text{m}]$ を用いると、

$$N = \frac{4A_s}{\pi d_i^2} = \frac{4 \times 0.1175}{\pi \times (41.80 \times 10^{-3})^2} = 85.65 \quad (41)$$

よって、 $N = 86$ 本。

一方、燃焼ガス側の最小断面積は、ガス流路の面積の高さを $B = 8[\text{m}]$ 、底辺の長さを $W = 12[\text{m}]$ としていたので、

$$A_g = B(W - Nd_0) = 8 \times (12 - 86 \times 50.8 \times 10^{-3}) = 61.19[\text{m}^2] \quad (42)$$

また、燃焼ガス側の最小断面を通過する燃焼ガス流速 $w_g[\text{m}/\text{s}]$ は次式から求められる。

$$w_g = \frac{GV}{3600A_g} \cdot \frac{\bar{t}_g + 273}{273} \quad (43)$$

ここで \bar{t}_g はガスの平均温度で、 $\bar{t}_g = (t_{g,SHi} + t_{g,SHo})/2 = (1201 + 859.5)/2 = 1030[]$ である。

$$\therefore w_g = \frac{4.374 \times 10^5}{3600 \times 61.19} \cdot \frac{1030 + 273}{273} = 9.480[\text{m}/\text{s}]$$

よって、式 (43) で求められた w_g が規定の範囲内に収まったので蒸気流速 w_s は仮定どおりでよい。

(c) 並列方向管ピッチ $s_n[\text{m}]$

煙道壁とそれに隣接する管との隙間を $S = 0.2[\text{m}]$ をすると、

$$s_n = \frac{W - 2S}{N - 1} = \frac{12 - 2 \times 0.2}{86 - 1} = 136.5 \times 10^{-3}[\text{m}] \quad (44)$$

(d) ガスの流れ方向のピッチ $s_p[\text{m}]$

s_p は任意であり、 $s_p = 149 \times 10^{-3}[\text{m}]$ とする。このとき管の曲げ半径 r_n が、

$$r_n = \frac{s_p}{2} \geq d_0 \quad (45)$$

でなければならないが、これは条件を満たしている。

(C) 熱通過係数 k_m

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_r} + \frac{d_0}{\alpha_2 d_i} + \frac{d_0}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right) \quad (46)$$

α_1 : ガス側の対流熱伝達係数 $[\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}]$
 α_2 : ガス側の放射熱伝達係数 $[\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}]$
 α_2 : 蒸気側の対流熱伝達係数 $[\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}]$
 λ : 管材の熱伝導率 $[\text{kcal}/\text{mh}]$

(a) ガス側の対流熱伝達係数 α_1

$P_g = 1[\text{atm}] = 0.1013[\text{MPa}]$ 、 $\bar{t}_g = 1030[]$ において、参考文献 [3] の 458 ページから物性値を補完し

て熱伝導率 $\lambda = 0.06659[\text{kcal/mh}]$ 、動粘性係数 $\nu = 1.905 \times 10^{-4}[\text{m}^2/\text{s}]$ 、プラントル数 $Pr = 1.169$ が求まる。ここでレイノルズ数は

$$Re = \frac{w_g d_0}{\nu} = \frac{9.480 \times 50.8 \times 10^{-3}}{1.905 \times 10^{-4}} = 1.578 \times 10^6$$

参考文献 [3] の 174 ページより、 $Nu = C_2 Re^m$ で与えられており、ここでの C_2 、 m は表 7.11 を補完することにより求まる。よって、 $C_2 = 0.3078$ 、 $m = 0.6087$ となる。

$$\therefore Nu = 0.3078 \times (1.578 \times 10^6)^{0.6087} = 36.28$$

$$\therefore \alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d_0} = \frac{36.28 \times 0.06659}{50.8 \times 10^{-3}} = 47.55[\text{kcal/m}^2\text{h}]$$

(b) ガス側の放射熱伝達係数 α_r

テキスト 28 ページの図 32 を用いて、 $t_g = \bar{t}_g = 1030[^\circ\text{C}]$ 、 $t_w = \bar{t}_s = 433.2[^\circ\text{C}]$ における α_{r0} 、 F_w を求めると、 $\alpha_{r0} = 11.75$ 、 $F_w = 1.165$ となった。よって、

$$\alpha_r = \alpha_{r0} F_w = 11.75 \times 1.165 = 13.69[\text{kcal/m}^2\text{h}] \quad (47)$$

(c) 蒸気側の対流熱伝達係数 α_2

蒸気圧力 $P_s H = 144[\text{atg}]$ 、蒸気平均温度 $\bar{t}_s = 433.2[^\circ\text{C}]$ における物性値を参考文献 [4] の 316 ページから補完して求めると、 $\lambda = 0.0679[\text{kcal/mh}]$ 、 $\nu = 5.297 \times 10^{-7}$ 、 $Pr = 1.169$ となる。よって

$$Re = \frac{w_s d_i}{\nu} = \frac{20 \times (41.8 \times 10^{-3})}{5.297 \times 10^{-7}} = 1.578 \times 10^6$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 2225.2$$

$$\therefore \alpha_2 = Nu \times \frac{d_i}{\lambda} = 2225.2 \times \frac{40.8 \times 10^{-3}}{0.0679}[\text{kcal/m}^2\text{h}]$$

以上から k_m を計算すると、

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{47.55 + 13.69} + \frac{50.8 \times 10^{-3}}{3612 \times (41.8 \times 10^{-3})} = 0.01666$$

$$\therefore k_m = 60.01[\text{kcal/m}^2\text{h}]$$

7.1.2 対数平均温度差 Δt_m

$\Delta t_1 = t_{h2} - t_{c1}$ 、 $\Delta t_2 = t_{h1} - t_{c2}$ としたときに、

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}$$

ここで、過熱器では $t_{h1} = 1201$ 、 $t_{h2} = 859.5$ 、 $t_{c1} = 352.7$ 、 $t_{c2} = 513.7$ であるから、

$$\Delta t_1 = 859.5 - 352.7 = 506.8 \quad \Delta t_2 = 1201 - 513.7 = 687.3$$

$$\therefore \Delta t_m = \frac{506.8 - 687.3}{\ln\left(\frac{506.8}{687.3}\right)} = 592.5$$

7.1.3 伝熱面積 A_m および過熱器の長さ H

式 (38) より、

$$A_m = \frac{Q_{c,SH2}}{k_m \Delta t_m} = \frac{61.77 \times 10^6}{60.01 \times 592.5} = 1737[\text{m}^2]$$

よって一本の管の長さ l_s [m] は

$$l_s = \frac{A_m}{\pi d_0 N} = \frac{1737}{\pi \times (50.8 \times 10^{-3}) \times 86} = 126.6 \quad (48)$$

ここで、1 列あたりの管の長さを $l_0 = 7.5$ [m] を選ぶと、ガスの流れ方向に対する管列数 M [列] は

$$M = l_s / l_0 = 126.6 / 7.5 = 16.88[\text{列}] \quad (49)$$

よって、 $M = 17$ 列。したがって、過熱器の長さを H [m] とすると、

$$H = s_p(M - 1) = 0.1496 \times (17 - 1) = 2.394[\text{m}] \quad (50)$$

M を整数化した上で、再度 l_0 を計算すると、

$$l_0 = l_s / M = 126.6 / 17 = 7.447[\text{m}]$$

7.2 再熱器

$$Q_{c,RH} = GV(c_{pg}t_g|_{RH_i} - c_{pg}t_g|_{RH_o}) = k_m A_m \Delta t_m \quad (51)$$

再熱器も過熱器と同様の手順で設計するが内径は $d_i = 20 \sim 70\text{mm}$ とする。

7.2.1 熱通過係数 k_m の見積もり

(A) 使用管の選択

- (a) 再熱器管としてもテキスト 24 ページ表 2 の SUS304HTB を用いる。
- (b) 再熱器管の外径は内径が範囲内になるように推測して表 5 より選んで $d_0 = 57.1\text{mm}$ とする。ここで、再熱器での圧力は $P = (32 + 0.03323) = 32.03[\text{kg/cm}^2]$ 、最高使用温度は $(540 + 20)[\text{ }]$ であるから表 3 より、補完して $\sigma_a = 7.920[\text{kg/mm}^2]$ である。式 (39) より、

$$\delta \geq \frac{32.03 \times 57.1}{200 \times 7.920 + 32.03} + 0.005 \times 57.1 + 0 = 1.471 [\text{mm}]$$

よって表 4 より最小値を選んで $\delta = 2.6\text{mm}$ である。ゆえに内径は $d_i = 57.1 - 2 \times 2.6 = 51.90\text{mm}$ であり、範囲内に収まった。

(B) 配管列

蒸気流速、最小断面ガス流速は過熱器と同じ範囲であり、 $w_s = 18[\text{m/s}]$ と仮定する。

(a) 配管列は千鳥配列とする。

(b) 再熱器の蒸気圧力は $p_{RH} = 3.239$ [MPa]、蒸気温度の平均値は $\bar{t}_s = \frac{540+313.7}{2} = 426.9$ [] である。この値の蒸気での比体積は $v = 0.09592$ [m³/kg] であるから、密度は $\rho_s = 1/v = 10.42$ [kg/m³]。よって過熱蒸気通路断面積は式 (40) より、

$$A_s = \frac{G_{RH}}{3600\rho_s w_s} = \frac{0.8 \times 450 \times 10^3}{3600 \times 10.42 \times 18} = 0.5329 \text{ [m}^2\text{]}$$

管列数は式 (41) より、

$$N = \frac{4 \times 0.5329}{\pi \times (51.9 \times 10^{-3})^2} = 251.9$$

よって $N = 252$ 本。

一方、燃焼ガス側の最小断面積 A_g [m²] は、式 (42) より、

$$A_g = 8 \times \{12 - 252 \times (57.1 \times 10^{-3})\} = -19.11$$

これはありえない数値である。そこで管を 2 列にし、 $N' = 127$ 本ずつとして、計算してみる。

$$A_g = B(W - N'd_0) = 8 \times \{12 - 126 \times (57.1 \times 10^{-3})\} = 38.44 \text{ [m}^2\text{]}$$

また、ガス平均温度は $\bar{t}_g = \frac{t_{g,RHi} + t_{g,RHo}}{2} = \frac{859.5 + 593.8}{2} = 726.7$ だから、燃焼ガス流速は式 (43) より、

$$w_g = \frac{4.374 \times 10^5}{3600 \times 38.44} \cdot \frac{726.7 + 273}{273} = 11.57 \text{ [m/s]}$$

これは範囲内に収まった。

(c) 並列方向管ピッチ s_n [m]

式 (44) より、

$$s_n = \frac{W - 2S}{N' - 1} = \frac{12 - 2 \times 0.2}{126 - 1} = 0.09280 \text{ [m]}$$

(d) ガスの流れ方向にピッチ s_p [m]

任意で式 (45) を満たしていればよく、 $s_p = 0.1496$ [m] とおく。

(C) 熱通過係数 k_m

(a) ガス側の対流熱伝達係数

物性値は $\lambda = 0.05475$ [kcal/mh]、 $\nu = 1.244 \times 10^{-4}$ 、 $Pr = 0.7553$ となる。

$$Re = \frac{w_g d_0}{\nu} = \frac{11.57 \times 57.1 \times 10^{-3}}{1.244 \times 10^{-4}} = 5312$$

$c = 0.3988$ 、 $m = 0.5715$ より、

$$Nu = c_2 Re^m = 0.3988 \times 5312^{0.5715} = 53.58$$

$$\therefore \alpha_1 = Nu \frac{\lambda}{d_0} = 53.58 \times \frac{0.05475}{57.1 \times 10^{-3}} = 51.38 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

(b) ガス側の放射熱伝達係数 α_r

$t_g = \bar{t}_g = 726.7$ []、 $t_w = \bar{t}_s = 426.9$ [] における α_{r0} 、 F_w を求めると、 $\alpha_{r0} = 4.238$ 、 $F_w = 1.15$ となった。よって、

$$\alpha_r = \alpha_{r0} F_w = 4.238 \times 1.15 = 4.874 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

(c) 蒸気側の対流熱伝達係数 α_2

蒸気圧力 $P_{RH} = 32[\text{atg}]$ 、蒸気平均温度 $\bar{t}_s = 426.9[^\circ\text{C}]$ における物性値を参考文献 [4] の 316 ページから補完して求めると、 $\lambda = 0.05257[\text{kcal/mh}^\circ\text{C}]$ 、 $\nu = 28.17 \times 10^{-7}$ 、 $Pr = 0.9499$ となる。よって

$$Re = \frac{w_s d_i}{\nu} = \frac{18 \times (51.9 \times 10^{-3})}{28.17 \times 10^{-7}} = 3.316 \times 10^5$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 587.9$$

$$\therefore \alpha_2 = Nu \times \frac{d_i}{\lambda} = 587.9 \times \frac{51.9 \times 10^{-3}}{0.05257} = 595.5[\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}]$$

以上から k_m を計算すると、

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{51.38 + 4.874} + \frac{57.1 \times 10^{-3}}{595.5 \times (51.9 \times 10^{-3})} = 0.01962$$

$$\therefore k_m = 50.96[\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}]$$

7.2.2 対流平均温度差 Δt_m

再熱器では $t_{h1} = 859.5$ 、 $t_{h2} = 593.8$ 、 $t_{c1} = 313.7$ 、 $t_{c2} = 540$ であるから、

$$\Delta t_1 = 593.8 - 313.7 = 280.1 \quad \Delta t_2 = 859.5 - 540 = 319.5$$

$$\therefore \Delta t_m = \frac{280.1 - 319.5}{\ln\left(\frac{280.1}{319.5}\right)} = 299.4$$

7.2.3 伝熱面積 A_m および過熱器の長さ H

式 (38) より、

$$A_m = \frac{Q_{c,RH}}{k_m \Delta t_m} = \frac{44.73 \times 10^6}{50.96 \times 299.4} = 2932[\text{m}^2]$$

よって一本の管の長さ $l_s[\text{m}]$ は

$$l_s = \frac{A_m}{\pi d_0 N'} = \frac{2932}{\pi \times (57.1 \times 10^{-3}) \times 126} = 129.7$$

ここで、1 列あたりの管の長さを $l_0 = 7.5[\text{m}]$ を選ぶと、ガスの流れ方向に対する管列数 $M[\text{列}]$ は

$$M = l_s / l_0 = 129.7 / 7.5 = 17.30[\text{列}]$$

よって、 $M = 18$ 列。したがって、過熱器の長さを $H[\text{m}]$ とすると、

$$H = s_p(2M - 1) = 0.1496 \times (2 \times 18 - 1) = 5.236[\text{m}]$$

l_0 を再度計算しなおすと、

$$l_0 = l_s / M = 129.7 / 18 = 7.206[\text{m}]$$

7.3 節炭器

$$Q_{c,EC} = GV(c_{pg}t_g|_{ECi} - c_{pg}t_g|_{ECo}) = k_m A_m \Delta t_m \quad (52)$$

節炭器も過熱器と同様の手順で設計するが外径は $d_0 = 50 \sim 100\text{mm}$ とする。

また、 $w_s = 0.4 \sim 2.0[\text{m/s}]$ 、 $w_g = 5 \sim 20[\text{m/s}]$ とする。

7.3.1 熱通過係数 k_m の見積もり

1. 使用管の選択

(a) 節炭器管としてもテキスト 24 ページ表 2 の SUS304HTB を用いる。

(b) 節炭器管の外径は範囲内から選んで、 $d_0 = 60.3\text{mm}$ とする。ここで、節炭器での圧力は $P = (144 + 0.03323) = 144.03323[\text{kg/cm}^2]$ 、最高使用温度は $(312.9 + 20)[\text{ }]$ であるから表 3 より、補完して $\sigma_a = 10.03[\text{kg/mm}^2]$ である。式 (39) より、

$$\delta \geq \frac{144.03323 \times 60.3}{200 \times 10.03 + 144.03323} + 0.005 \times 60.3 + 0 = 4.339 [\text{mm}]$$

よって表 4 より最小値を選んで $\delta = 4.5\text{mm}$ である。ゆえに内径は $d_i = 60.3 - 2 \times 4.5 = 51.30\text{mm}$ である。

2. 配管列

蒸気流速、最小断面ガス流速は前述の範囲であり、 $w_s = 0.6[\text{m/s}]$ と仮定する。

(a) 配管列は碁盤目配列とする。

(b) 再熱器の蒸気圧力は $p_R H = 14.22[\text{MPa}]$ 、蒸気温度の平均値は $\bar{t}_s = \frac{312.9+240}{2} = 276.5[\text{ }]$ である。この値の蒸気での比体積は $v = 0.001300[\text{m}^3/\text{kg}]$ であるから、密度は $\rho_s = 1/v = 769.0[\text{kg/m}^3]$ 。よって過熱蒸気通路断面積は式 (40) より、

$$A_s = \frac{G_{EC}}{3600 \rho_s w_s} = \frac{450 \times 10^3}{3600 \times 769.0 \times 0.6} = 0.2709 [\text{m}^2]$$

管列数は式 (41) より、

$$N = \frac{4 \times 0.2709}{\pi \times (51.30 \times 10^{-3})^2} = 131.1$$

よって $N = 132$ 本。

一方、燃焼ガス側の最小断面積 $A_g[\text{m}^2]$ は、式 (42) より、

$$A_g = 8 \times \{12 - 132 \times (60.3 \times 10^{-3})\} = 32.32$$

また、ガス平均温度は $\bar{t}_g = \frac{t_{g,ECi} + t_{g,ECo}}{2} = \frac{312.9+240}{2} = 276.5$ だから、燃焼ガス流速は式 (43) より、

$$w_g = \frac{4.374 \times 10^5}{3600 \times 32.32} \cdot \frac{276.5 + 273}{273} = 10.22 [\text{m/s}]$$

これは範囲内に収まった。

(c) 並列方向管ピッチ s_n [m]

式 (44) より、

$$s_n = \frac{W - 2S}{N - 1} = \frac{12 - 2 \times 0.2}{132 - 1} = 0.08855 \text{ [m]}$$

(d) ガスの流れ方向にピッチ s_p [m]

任意で式 (45) を満たしていればよく、 $s_p = 0.1496$ [m] とおく。

3. 熱通過係数 k_m

(a) ガス側の対流熱伝達係数

物性値は $\lambda = 0.04458$ [kcal/mh]、 $\nu = 0.7672 \times 10^{-4}$ 、 $Pr = 0.7302$ となる。

$$Re = \frac{w_g d_0}{\nu} = \frac{10.22 \times 60.3 \times 10^{-3}}{0.7672 \times 10^{-4}} = 8034$$

$c = 0.3306$ 、 $m = 0.5923$ より、

$$Nu = c_2 Re^m = 0.3306 \times 8034^{0.5923} = 67.94$$

$$\therefore \alpha_1 = Nu \frac{\lambda}{d_0} = 67.94 \times \frac{0.04458}{60.3 \times 10^{-3}} = 50.23 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

(b) ガス側の放射熱伝達係数 α_r

$t_g = \bar{t}_g = 469.3$ []、 $t_w = \bar{t}_s = 276.5$ [] における α_{r0} 、 F_w を求めると、 $\alpha_{r0} = 2.331$ 、 $F_w = 0.97$ となった。よって、

$$\alpha_r = \alpha_{r0} F_w = 2.331 \times 0.97 = 2.261 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

(c) 蒸気側の対流熱伝達係数 α_2

蒸気圧力 $P_R H = 32$ [atg]、蒸気平均温度 $\bar{t}_s = 426.9$ [] における物性値を参考文献 [4] の 316 ページから補完して求めると、 $\lambda = 0.05086$ [kcal/mh]、 $\nu = 1.305 \times 10^{-7}$ 、 $Pr = 0.8678$ となる。よって

$$Re = \frac{w_s d_i}{\nu} = \frac{0.6 \times (51.3 \times 10^{-3})}{1.305 \times 10^{-7}} = 2.358 \times 10^5$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 431.7$$

$$\therefore \alpha_2 = Nu \times \frac{d_i}{\lambda} = \times \frac{51.3 \times 10^{-3}}{0.5086} = 4280 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

以上から k_m を計算すると、

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{50.23 + 2.261} + \frac{60.3 \times 10^{-3}}{4280 \times (51.3 \times 10^{-3})} = 0.01933$$

$$\therefore k_m = 51.74 \text{ [kcal/m}^2\text{h]}$$

7.3.2 対流平均温度差 Δt_m

再熱器では $t_{h1} = 593.8$ 、 $t_{h2} = 344.8$ 、 $t_{c1} = 240$ 、 $t_{c2} = 312.9$ であるから、

$$\Delta t_1 = 344.8 - 240 = 104.8 \quad \Delta t_2 = 593.8 - 312.9 = 280.9$$

$$\therefore \Delta t_m = \frac{104.8 - 280.9}{\ln\left(\frac{104.8}{280.9}\right)} = 178.6$$

7.3.3 伝熱面積 A_m および過熱器の長さ H

式 (38) より、

$$A_m = \frac{Q_{c,EC}}{k_m \Delta t_m} = \frac{40.13 \times 10^6}{51.74 \times 178.6} = 4343[\text{m}^2]$$

よって一本の管の長さ l_s [m] は

$$l_s = \frac{A_m}{\pi d_0 N} = \frac{4343}{\pi \times (60.3 \times 10^{-3}) \times 132} = 173.7$$

ここで、1 列あたりの管の長さを $l_0 = 7.5$ [m] を選ぶと、ガスの流れ方向に対する管列数 M [列] は

$$M = l_s / l_0 = 173.7 / 7.5 = 23.16[\text{列}]$$

よって、 $M = 24$ 列。したがって、過熱器の長さを H [m] とすると、

$$H = s_p(M - 1) = 0.1496 \times (24 - 1) = 3.441[\text{m}]$$

l_0 を計算しなおすと、

$$l_0 = l_s / M = 173.7 / 24 = 7.238[\text{m}]$$

8 考察

今回の計算結果をみんなのと比べてみたら、過熱器、再熱器、節炭器の長さが共に大きくなってしまった。良くみると、 k_m の値が、少し小さいようだ。この違いがどこで生じたのかは分からなかった。

また、節炭器ではフィンを用いなくても、それなりの値が出たため、用いなかった。

9 感想

この製図計算はとても大変だった。先生のノート（板書）を頼りに計算をし、何とか数値は出たが、途中の単位系がこんがらがり、自身のない結果だ。だが、パソコンのタイピングの練習の成果を発揮できたので、きついなりに有意義なレポートでした。

参考文献

- [1] 日本機械学会 『熱力学』
- [2] 蒸気表プログラム
[http : //www2u.biglobe.ne.jp/ ma_shi/soft/steam.htm](http://www2u.biglobe.ne.jp/ma_shi/soft/steam.htm)
- [3] 西川・藤田著 『伝熱学』
- [4] 日本機械学会 『伝熱工学資料 (第 3 版)』
- [5] 水谷幸夫著 『燃焼工学 (第 3 版)』