

# コイル焼鈍炉における伝熱\*

田中 楠弥太\*\*

## HEAT TRANSMISSION IN AN COIL ANNEALING FURNACE

*Kusuyata Tanaka*

Difference between maximum and minimum temperature in steel coils, when heated for 25 h. in an annealing furnace as shown in Fig. 1, is said to be 30-60°C. Theoretical calculation was carried out to know whether this temperature difference is inevitable or not, and reached the conclusion that this range can be reduced to about 5°C, or heating time necessary to get temperature difference within 30°C may be reduced to 15 h.

Discrepancy between theory and practice was caused by the following facts:

- 1). Quantities of heating gas flowing into diffusors (B in Fig.1) were not equal.
- 2). Temperature of heating gas flowing into diffusors was high at upper diffusors, and low at lower ones.
- 3). Outer parts of coils were heated by convection of gas and by radiation from heating zone (F in Fig.1) whereas the tops and bottoms were heated only by convection. And as temperature of heating zone was higher than that of coil, temperature of the outer parts were apt to be high.

As a heating source of furnace, radiant tubes were often used. Radiant tubes had some defects, i.e., initial cost was expensive, life was short, and thermal efficiency was low. The reason why these were used in spite of such defects, was perhaps due to the fact that distribution of temperature in heating zone was favourable. But, in a good design, uniformity of temperature in coils can be obtained in dependent of temperature distribution in heating zone.

It was easy to design a furnace which gave the theoretical temperature distribution.

### I. 緒 言

冷間加工した薄鉄板を円筒状に巻いたいわゆるコイルを焼鈍するコイル焼鈍炉における熱的にみた問題は、コイル内の温度の均一性である。二、三の実例によると Fig. 1 の型式の炉の最高最低の温度の差は 25 h 位加熱して後に 30~60°C といわれている。この程度の温度差が本質的にやむを得ぬものであるか否かを計算し、併せてその原因を調べた。

炉の構造は大同小異で、代表的なものを Fig. 1 に示す。ディフューザー B を間に入れて被熱物たるコイル A を 3 個積み、下方の送風機 C で矢のように炉内のガスを循環し、内筒 E と外筒 D の間で発生した熱でこれを加熱してコイルを加熱する。熱発生方式は図のようなラジエント・チューブのほか電熱および直接燃焼がある。

この炉は後記の欠点があるので理想的なものを想定して計算を進める。

### II. 冷状態における循環ガス量

外径 1.5m, 内径 0.5m, 高さ 0.8m 重量約 10t のコイルを三つ重ねた炉についてその循環ガス量を計算し

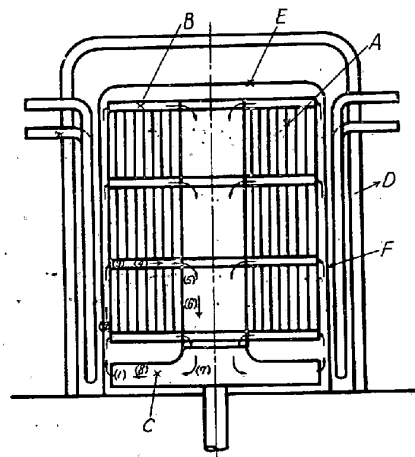


Fig. 1. Coil-annealing furnace.

よう。通路は大体矢のように考えられる。送風機の動力は冷状態で 15HP とする。これをもととして常温における循環ガス量を計算する。通風抵抗として考えられるものは、(1) 送風機を出てからコイルと内筒との間の通路に曲るところ、(2) コイルの外部の通路、(3) 外部の通

\* 昭和 33 年 4 月本会講演大会にて発表

\*\* 資源技術試験所

路からディフューザーに曲るところ、(4) ディフューザー内、(5) ディフューザーからコイル内部の通路に曲るところ、(6) 内部通路、(7) 内部通路から送風機に入るときの曲り、(8) 送風機内の8つである。以上の中(7)は送風機に含めて計算するのが普通であるが、その値が相当大きくなるので、一応送風機とは別に考える。

抵抗の計算には各通路の寸法をあたえなければならないが、一番問題になるのはディフューザーの寸法である。ディフューザーの形は巴型で、その中の通路の巾が同じとする。ディフューザーの厚さは現実の炉では20~50mm位であるが、こゝでは25mmとして計算する、流体抵抗による圧力損失は

$$P = \xi \gamma v^2 / 2g \dots\dots\dots (1)$$

で表わされる。こゝで  $v$  は流速 m/s,  $g$  は重力の加速度 m/s<sup>2</sup>,  $P$  は圧力損失 kg/m<sup>2</sup> すなわち mmAq,  $\gamma$  は比重 kg/m<sup>3</sup> である。  $\xi$  は種々のよび方があが、こゝでは抵抗係数という。管のときは  $\xi$  はさらに分解され

$$\xi = \phi l / d \dots\dots\dots (2)$$

となる。  $l$  は管長m,  $d$  は管径またはそれに相当するものm,  $\phi$  はこゝでは摩擦係数とよぶ。

コイルの内部の円管形の通路の抵抗  $P_6$  は炉上部では流量が少く下部では多いが全体にわたって下部の流量が流れると考えれば安全側である。それゆえ  $P_6$  は (1), (2) から

$$P_6 \leq \xi_6 \gamma v_7^2 / 2g = \phi_6 \gamma l v_7^2 / 2gd$$

添字は前記の場所を示す。それゆえ  $v_7$  は最下部の流速を表す。最下部におけるレイノルド数は後で計算するように  $1.5 \times 10^5$  位であるから  $\phi$  は 0.015,

$$\therefore \xi_6 = 0.015 \times 3 / 0.5 = 0.09$$

実際は流速が上になると非常に小さくなるから、おそらく  $\xi_6 = 0.02 \sim 0.03$  であろう。

まがり7においては送風機の入口断面積とコイルの内断面積が同一であるとし、またその曲率を  $\rho$ , 管径を  $d$  とすると  $0.5 < \rho/d < 2.5$  の範囲で<sup>3)</sup>

$$\xi = 0.131 + 0.163(d/\rho)^{3.5}$$

$\rho$  は構造上大して大きくできないが  $\rho = 35\text{cm}$  とすると  $\xi_7 = 0.131 + 0.163(50/35)^{3.5} = 0.5$

これは丸いまゝまがつた場合で、この炉のように円周方向にまがるときは多少事情が違うが一応これを用いる。すると  $\xi_6 \ll \xi_7$  となり  $\xi_6$  は省略しうることがわかる。

コイル外部との抵抗  $P_2$  も同様  $P_7$  に対して省略しうる。ブローアを出てからの直面まがりの抵抗  $P_1$  は  $P_7$  と同じとする。すなわち

$$\xi_1 = \xi_7$$

ディフューザーへの出入口の抵抗はよくわからないが大体二者の和は

$$\xi_3 + \xi_5 = 2$$

として大差なからう。勿論上部と下部とによつてことなるから大体の値である。

問題はディフューザーとコイルとの間の通路4である。今一応通路の巾を5cm, しきり板の厚さを1cm, 内側で直交するから通路の数は、

$$\pi \times 0.5 \div (0.05 + 0.01) = 26$$

ディフューザーはおそらく工作の関係上錆ばなしと思われるので、 $\phi' = 0.03$  位 (この値は多少ちがつても、結果にはあまり影響しない) ではないかと思われる。一方コイルの下端は相当凹凸が激しい。 $\phi$  はよくわからないが、Nunner の実験を参考にすると大体  $\phi'' = 0.3$  位であろう<sup>1)</sup>。ゆえに  $\phi_4$  は大体平均をとつて

$$\phi_4 = \frac{\phi' (2h+b) + \phi'' b}{2(h+b)}$$

$$\frac{0.03 \times (2.5 \times 2 + 5) + 0.3 \times 2.5}{2 \times (5 + 2.5)} = 0.12$$

また円とみなしたときの相当直径は

$$d_5 = 4bh / 2(b+h) = 4 \times \frac{5 \times 2.5}{2 \times (5 + 2.5)} = 3.3\text{cm}$$

こゝで  $b, h$  は通路の巾および高さである。長さは曲つているが、計算すると  $l_5 = 100\text{cm}$ , ゆえに (2) から

$$\therefore \xi_4 = 0.12 \times \frac{100}{3.3} = 3.6$$

以上を合計すると全抵抗は常温の比重を  $1.2 \text{ kg/m}^3$  とすると

$$P = \{P_4 + (P_3 + P_5)\} + (P_7 + P_1) + P_2 + P_6$$

$$= \{(3.6 + 2.0) \frac{v_4^2}{2g} + (0.5 + 0.5) \frac{v_7^2}{2g} + 0 + 0\} \times 1.2$$

$$= (5.6v_4^2 + 1.0v_7^2) \times \frac{1.2}{20} \dots\dots\dots (3)$$

$v_4$  と  $v_7$  との流速がほぼ等しいから、流量  $W$  は

$$W = 26 \times 6 \times (0.05 \times 0.025) v_4 = \frac{\pi}{4} \times 0.5^2 v_7 \dots (4)$$

送風機の動力を 15IP, 効率を 60% (前記のように  $P_7$  は除く) とすると

$$15 = \frac{WP}{0.6 \times 75} \dots\dots\dots (5)$$

(3), (4), (5) をとくと,  $v_4 = v_7 = 20.5$  以下  $v_4 = v_7 = 20 \text{ m/s}$  として計算する。圧力損失は

$$P = 170 \text{ kg/m}^2 = 170\text{mmAq}$$

抵抗についても種々改造すべき点もあり、送風機の大

きさにも問題があるが、あまり細かくなるので省略する。熱状態では送入機の圧力、各種抵抗がともに絶対温度に逆比例して減少するから、送風量はほぼ不変、動力はほぼ絶対温度に逆比例する。それゆえ熱間でも同一の流速を用いた。

### III. 伝 熱

1) 概説: コイル伝熱は従来の炉では上下面および内面からは対流で、外面は外温とともに内筒からの固体輻射を受ける。固体輻射を受けることは一応伝熱速度は速くなるがそれは表面だけで、一番中心の最も温度の昇り難いところにはほとんど影響しないからむしろ有害である。そこで全面的に対流によつて熱をうけるものとして計算した。この場合伝熱方程式をとくことは相当に困難であるが、計算できないことはない。しかしこのようにして計算するよりも、上下面が熱的に絶縁された場合と逆に内外面が絶縁されたときと別々にといた方が計算が簡単だけでなくどの方向の伝熱が支配的かがわかつて具合がよい。

2) 伝熱諸係数: 鋼の熱伝導率を $\lambda=42\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$ とする。半径方向の熱伝導率は鋼板のしめ具合によつて、したがつて鋼板の厚さによつて異なる。板と板の間の空隙は比重の測定によつては測定できない程度のものであるが、これが見掛熱伝導率に大きく影響し、ある本によると $\lambda$ の $1/8\sim 1/20$ とあるが大體 $1/10$ とすると $\lambda_r=4.0\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$ となる。

最も問題なのは熱伝達率 $\alpha$ である。まずコイルの内面では最も $\alpha$ の小さい最上部における値は次のようになる。流速 $u$ は最下段の $1/6$ すなわち $20 \times 1/6 = 3.3\text{m/s}$ 運動粘度 $\nu$ は $650^\circ\text{C}$ の空気として $10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ 、ガスの熱伝導率 $\lambda_g$ は $0.016\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$ ( $\text{H}_2$ があるので少し大きくとつた)プラントル数 $Pr$ は $0.75$ 、コイル内径 $d$ は $0.5\text{m}$ 、ゆえに有名な伝熱式により

$$\alpha_r = 0.023 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{d u}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$= 0.023 \frac{0.016}{0.5} \left( \frac{0.5 \times 3.3}{10^{-4}} \right)^{0.8} \times 0.75^{0.4} = 5.9 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

上下面における熱伝達率 $\alpha_w$ は板の端に凹凸があるため滑らかな面とは相当ことなる。それがどの程度粗いかは場合によつてことなるが、前のように摩擦係数を $\phi''=0.3$ とすると滑らかな面のそれは $\phi_0=0.015$ 位<sup>3)</sup>で、 $\phi''/\phi_0=20$ 。またレイノールド数

$$Re = \frac{d u}{\nu} = \frac{0.033 \times 20}{10^{-4}} = 6,600$$

Nunner によるとこのときのヌツセルト数 $Nu \equiv \frac{d \alpha}{\lambda}$ は70<sup>3)</sup>、空気の熱伝導率 $\lambda$ は $0.06\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$ 、

$$\therefore \alpha' = \frac{\lambda}{d} Nu = \frac{0.06}{0.033} \times 70 = 135 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

ガスの通路が $5\text{cm}$ で通路の巾が $1\text{cm}$ だが、この部分も多少フィンの役目をするからその影響を半分とすると

$$\alpha = \alpha' \times \frac{5.5}{6} = 135 \times \frac{5.5}{6} = 120 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

半径方向すなわちガスがコイルの上下面を流れるときにコイルに熱を加えてその温度が降下する。しかしこれは初期を除いて小さい。

3) 半径方向の伝熱: コイルの上下面は絶縁されコイルの温度が $0^\circ\text{C}$ である。内外面に突然温度 $t_g=650^\circ\text{C}$ のガスが流れたとしたとき、コイル内の最低の温度はコイルの厚さの中心よりやや内側になるが、その温度を $t_r$ とする。 $t_g-t_r$ すなわちガス温度とコイルの最低の温度との温度差の計算値は Table 1 第1行に示し、その計算式は附録1)に示す。

#### 4) 高さ方向の伝熱

コイルの内外面が絶縁され、上下面に突然 $t_g=650^\circ\text{C}$ の無限量のガスが流れたときはコイルの中央が一番低温である。この温度を $t_c$ とする。コイルのガスにふれる面が最高で、その温度を $t_s$ とする。 $t_g-t_c$ は Table 1 第4行に示し、その計算式は附録に示す。

ガスがディフューザーの内側に流れるに随つてコイル

Table 1. Temperature difference between gas and coils.

Time $\tau$ h	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30
$t_g-t_r$ $^\circ\text{C}$	440	338	254	191	141	109	81.3	61.2	46.0	22.6	11.1
$t_g-t_{s_1}$	169	103	62.8	28.1	23.1	14.2	8.6	5.3	3.2	0.92	0.28
$t_g-t_{s_2}=1.85(t_g-t_{s_1})$	313	191	117	70	43	26.3	16		6		
$t_g-t_c$	272	166	101	61.5	37.3	22.8	13.9	8.5	5.1	1.3	0.45

$t$ : temperature. Suffixes.  $g$ : gas at outer diameter of coils.  $g_2$ : gas at inner diameter of coils.  $r$ : due to radial conduction,  $s_1$ : edge of coils at outer diameter,  $s_2$ : edge of coils at inner diameter,  $c$ : centre of coils at outer diameter.

を加熱するためガス温度が低下し、したがって  $t_g$  をコイル入口のガス温度にとつたときの  $t_g - t_c$  および  $t_g - t_s$  の温度差は前記より大きくなる。この値は4次の偏微分方程式を解かなければならないが、できそうもないので次のような二つの仮定を設けると大体のことがわかる。i) ガスからコイルに伝わる熱量はコイル入口における量と同じと考える。(これによると実際よりガス出口温度  $t_{g2}$  は低くめにでる。) ii) ある時間におけるガスとコイル表面の温度差は全長にわたって同じであると仮定すると、附録 3) でみるようにガス出口側のコイル内側の温度はガス入口すなわちコイル外側のそれよりも2.5h 位おくれる。実際は上記の仮定はあまりらしいから、1.5~2h 位おくれるであろう。

#### IV. 仮定の検討

以上の計算で種々の仮定があり、その信頼性が問題である。紙面の都合上詳細は省略するが、これらの仮定による誤差の中一番大きいのはガスからコイルへの熱伝達率  $\alpha$  である。本文では  $\alpha = 120 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  としたが  $\infty$ , 100, 85, 50 のときのを Table-2 に示す。

これをみると  $\alpha = 120$  と 85 はあまりかわらないが、50になると非常に違う。これを計算した過程からみて  $\alpha$  は表面を滑らかと仮定したときに 145 であるから実際は 90以上であることは間違いなからう。それゆえそれほど以上の計算はちがわない。

しかも実際には Table 2 でみるように最初の数時間はコイル表面温度が低いから、ガス温度が  $650^\circ\text{C}$  よりも高く、したがっておそらく前節のことは大体正しいとみてよからう。

最後に多少問題が違うが、加熱方法には現在多くはラジアント、チューブが用いられているが、これはあまりよくない。第一、温度  $1000^\circ\text{C} \sim 1100^\circ\text{C}$  に耐える材料は

価格が高いし、また消耗も大きい。第二には排ガス温度が高く、したがって熱効率が低い。直接加熱をあまり採用しないのは燃焼室内の温度分布を均一にするためと燃料の変化による各場所の温度の変化をきろうためではないかと推察する。しかしこれは構造をうまくすればさけられる。それゆえ直接燃焼方法を採用すべきである。

この他燃焼、冷却期間、外部保温材の厚さなどにも問題があるが、設計の問題であるし、紙面の制限もあるので省略する。

#### V. 結 論

上記の計算は最初からガス温度を  $650^\circ\text{C}$  に保つとしたが、実際には初めの 1~2h はガス温度をこれより上昇するから、加熱時間はさらに相当短縮される。

以上のように計算と実際とは相当温度がちがう。その原因は次のように考えられる。現在の炉では

1) 各ディフューザーに入るガスの温度が同一でない。すなわち上部のディフューザーに入るガスは円筒との接触時間が長く充分加熱されるに反し、下部のはあまり加熱されない。

2) 各ディフューザーに入るガスの量が不同で、したがってディフューザー内の熱伝達率がことなり、そのため Table 2 に示すようにコイルの中心の温度は大きな差を生ずる。

3) コイルの外表面が輻射で熱をうけ、部分的に高温になる。

理想通りの炉は以上の諸欠点を克服すればできる。これは大して難かしいことではない。また現在ある炉を少し改造すれば具合がよくなるであろう。また適当な設計によるとラジアント・チューブは必要ない。

この計算を手伝つていただいた小泉忠義、竹内郁夫、小野塚一夫、平本立躬の諸君に感謝の意を表する。

Table 2. Temperature of coils by vertical heat conduction.

Time	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30
$\alpha = \infty$	$t_g - t_c$	36.4	25	1.0	0.3	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	$t_g - t_s$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\alpha = 120$	$t_g - t_c$	272	101	61	37.3	22.8	12.0	8.5	5.1	1.5	0.45
	$t_g - t_s$	169	103	63	38	23.1	14.2	8.6	5.3	3.2	0.9
$\alpha = 100$	$t_g - t_c$	298	191	123	50	32	20.5	13.2	8.4	2.7	0.87
	$t_g - t_s$	198	125	82	52	33	21	14.7	8.7	5.6	1.8
$\alpha = 85$	$t_g - t_c$	325	220	147	99	67.5	45.7	30.7	20.5	13.9	5.1
	$t_g - t_s$	228	154	103	70	47.7	32	22	14.4	9.7	3.6
$\alpha = 50$	$t_g - t_c$	401	312	240	186	142	112	86	67	54	47
	$t_g - t_s$	319	247	191	148	113	89	69	53	43	38

$t_g$ : gas temp  $^\circ\text{C}$ ,  $t_s$ : temp. at edge of coils  $^\circ\text{C}$ ,  $t_c$ : temp. at centre of coils  $^\circ\text{C}$ ,  
 $\alpha$ : coef. of heat transmission between coils and gas  $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ .

附 録：伝熱計算

結果のみを記す。

1) 半径方向の伝熱

内半径  $r_1$  (0.25m), 外半径  $r_2$  (0.75m), 熱伝導率  $\lambda$  (4.0 Kcal/mh°C), 温度伝播率  $\alpha$  (0.0050m<sup>2</sup>/h) の無限中空円筒が最初温度 0°C で時間  $\tau=0$ h のとき突然温度  $t_g$  (650°C) の気体にふれ, 気体と円筒との間の熱伝達率を  $\alpha$  (10 Kcal/mh°C) とすると, 時間  $\tau$  (20h) のとき, 中心から距離  $r$  m のところの温度  $t^\circ$  C は

$$\frac{t_g - t_i}{t_g} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2}{\beta_i} \left[ \frac{R_1(\beta_i r_2)}{r_2 \{R_0(\beta_i r_2)^2 + R_1(\beta_i r_2)^2\}} - \frac{R_1(\beta_i r_1)}{r_1 \{R_0(\beta_i r_1)^2 + R_1(\beta_i r_1)^2\}} \right] e^{-\alpha \beta_i^2 \tau} R_0(\beta_i r) \quad (6)$$

ここで  $R_k(\beta_i r_j) = J_k(\beta_i r_j) - C_i Y_k(\beta_i r_j)$  ( $j=1, 2, k=0, 1$ ) ..... (7)

ただし ( $J_0, Y_0, J_1, Y_1$  は 0 次, 1 次の第 1 種, 第 2 種ベッセル函数である.)  $\beta_i$  は

$$\frac{\alpha J_0(\beta_i r_1) + \lambda \beta_i J_1(\beta_i r_1)}{\alpha J_0(\beta_i r_2) - \lambda \beta_i J_1(\beta_i r_2)} = \frac{\alpha Y_0(\beta_i r_1) + \lambda \beta_i Y_1(\beta_i r_1)}{\alpha Y_0(\beta_i r_2) - \lambda \beta_i Y_1(\beta_i r_2)} \quad (8)$$

の正根の小さい方から  $i$  番目のもの,  $C_i$  は

$$C_i = \frac{\alpha J_0(\beta_i r_1) + \lambda \beta_i J_1(\beta_i r_1)}{\alpha Y_0(\beta_i r_1) + \lambda \beta_i Y_1(\beta_i r_1)} \quad (9)$$

(6) は比較的収束が早やく第 1 項だけで充分である。

コイル中の最低温度の場所  $r_m$  は第 1 項だけとみると

$$R_1(\beta_1 r_m) = 0 \quad (10)$$

の根である。

問題に ( ) 内で示した数値で数字計算すると, (8)

は

$$\frac{10J_0(0.25\beta_1) + 4\beta_1 J_1(0.25\beta_1)}{10J_0(0.75\beta_1) - 4\beta_1 J_1(0.75\beta_1)} = \frac{10Y_0(0.25\beta_1) + 4\beta_1 Y_1(0.25\beta_1)}{10Y_0(0.75\beta_1) - 4\beta_1 Y_1(0.75\beta_1)}$$

これをとくと  $\beta_1 = 5.34$ . (9) に代入すると

$$C_1 = \frac{10J_0(5.34 \times 0.25) + 4 \times 5.34 J_1(5.34 \times 0.25)}{10Y_0(5.34 \times 0.25) + 4 \times 5.34 Y_1(5.34 \times 0.25)} = 3.71$$

(10) に入れ  $J_0(5.34 r_m) - 3.71 Y_0(5.34 r_m) = 0$

とくと, 最低温度の場所は  $r_m = 0.461$ . (7) に入れると

$$R_0(\beta_1 r_1) = J_0(5.34 \times 0.25) - 3.71 Y_0(5.34 \times 0.25) = 1.64$$

同様にして

$$R_0(\beta_1 r_2) = -0.33, R_1(\beta_1 r_1) = 2.47,$$

$$R_1(\beta_1 r_2) = -1.54, R_0(\beta_1 r_m) = R_0(5.34 \times 0.461) = 1.82$$

(6) に代入すると

$$t_g - t = 650 \times \frac{2}{5.34} \times \left\{ \frac{-1.54}{0.75(0.33^2 + 1.54^2)} - \frac{2.47}{0.25(1.64^2 + 2.47^2)} \right\} \times \exp(-0.005 \times 5.34^2 \times 20) \times 1.82 = 46^\circ\text{C}$$

2) 高さ方向の伝熱

長さ  $2l$  (0.8m), 熱伝導率  $\lambda$  (42 Kcal/mh°C), 温度伝導率  $\alpha$  (10.05m<sup>2</sup>/h) の平面壁が最初温度 0°C で, 時間  $\tau = 0$  のとき, 突然  $t_g$  (650°C) の気体にふれ, 気体と壁の熱伝達率  $\alpha$  (120 Kcal/m<sup>2</sup>h°C) とすると時間  $\tau$  (20 h) のときの壁の端の温度  $t_s$  および中心の温度  $t_c$  は次のようである<sup>2)</sup>.

$$\frac{t_g - t_s}{t_g} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \frac{\alpha}{\lambda} e^{-\alpha \beta_i^2 \tau}}{\left( \frac{\alpha^2}{\lambda^2} + \beta_i^2 \right) l + \frac{\alpha}{\lambda}} \quad (11)$$

$$\frac{t_g - t_c}{t_g} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \frac{\alpha}{\lambda} e^{-\alpha \beta_i^2 \tau}}{\left\{ \left( \frac{\alpha^2}{\lambda^2} + \beta_i^2 \right) l + \frac{\alpha}{\lambda} \right\} \cos \beta_i l} \quad (12)$$

ここで  $\beta_i$  は

$$\beta \tan \beta l = \frac{\alpha}{\lambda} \quad (13)$$

の  $\beta$  の正根の小さい方から  $i$  番目のものである。この級数も収束が早いから第 1 項で間に合う。

問題中の ( ) の中の数字では (13)

$$\beta \tan 0.4 \beta = 120 \div 42$$

とくと  $\beta_1 = 2.23, \beta_2 = 8.7 \dots$ , 第 1 項だけをとる,

$$t_g - t_c =$$

$$650 \times 2 \times \frac{120}{42} \exp(-0.05 \times 2.23^2 \times 20) \left[ \left\{ \left( \frac{120}{42} \right)^2 + 2.23^2 \right\} \times 0.4 + \frac{120}{42} \right] \cos(2.23 \times 0.4) = 5.1^\circ$$

3) コイル内側の中心の温度

3. 4) の仮定 i) によりコイルの内側下端のガス温度  $t_{g2}$  は熱収支から

$$t_g - t_{g2} = \frac{\alpha}{CW} (t_g - t_{s1}) \quad (14)$$

ここで  $t_g$  は入口のガス温度,  $t_{g2}$  は出口のそれ,  $t_{s1}$  はコイル下端外側温度,  $C$  はガス熱容量 Kcal/Nm<sup>3</sup>°C,  $W$  はガス量 Nm<sup>3</sup>,  $\alpha$  はガスとコイル間の熱伝達率である。仮定 ii) を用いると, コイル下端内側温度  $t_{s2}$  は

$$t_g - t_{s2} = (1 + \alpha/CW) (t_g - t_{s1}) = \left( 1 + \frac{120}{0.32 \times \frac{5}{6} \times 0.025 \times 20 \times \frac{273}{273 + 650}} \right) (t_g - t_{s1})$$

$$=1.85(t_g-t_{s1})$$

この値が Table 1 にある。  $t_g-t_{s2}$  と同じ  $t_g-t_{s1}$  はほゞ 2.5h 前である。コイル内の伝熱は表面温度  $t_s$  の時間的变化によるから、コイル内側の中央の温度はコイル外側の中央の温度より 2.5h おくれる。仮定は安全側だから 1.5h 位のおくれであろう。(昭 33—5 月寄稿)

文 献

- 1) Nunner: VDI-Forschungsheft p. 455, 1956
- 2) Carslaw-Jaeger: Conduction of Heat in Solids
- 3) 機械工学便覧: 第 8 編

## Timken 16-25-6 の鍛造性と鑄造組織の関係\*

(無変態合金鑄塊の鍛造性について—I)

美馬源次郎\*\*・山根 寿巳\*\*\*

### THE RELATION OF FORGEABILITY AND CAST STRUCTURES OF Timken 16-25-6

(On the forgeability of the transformation-free alloy ingot—I)

Genjiro Mima and Toshimi Yamane

There are many experiments on the forging of metals, but these are studied to know strain and stress at a impact working, or from the view point of strength of material. There are seldom from the view point of metallic material technology. For the present situation, the authors studied the forgeability of a less forgeable ingot from the view point of metallic material engineering.

The samples used in this experiment are 15×15mm, and of columnar structure, granular one and both mixed. Forging temperatures are 800°C, 900°C, 1100°C and 1300°C. In the case of columnar structure sample and both mixed one, they compressed impactly the columnar axis parralel to the forging directon (longitudinal) and these stand at right angle each other (transversal), and various phenomena were examined.

Stress-strain curves are obtained by magnetic method. The results are as follows:

- (1) Working resistance decreases in the case of the compressive working of granular structure, transversal one and longitudinal one, one by one.
- (2) The difference of working resistance of (1) decreases with rising temperature.
- (3) When the working velocity increased, a tendency to increase this difference were observed.
- (4) The relation between working degree  $\log(h_0/h)$  and working energy is linear in the range of this experiment. Here,  $h_0$ : initial height of sample.  $h$ : height of sample after compression.
- (5) The crack forming possibility decreases with longitudinal columnar, granular one and tranversal one, according to the aforesaid order.
- (6) The forging temperature is a sensible factor of the crack forming possibility.

#### I. 緒 言

各種金属の鍛造実験に関しては数多くの研究があり、とくに衝撃加工の研究は古くは Nadai<sup>1)</sup>, Ludwick, Mailänder, Ginns<sup>2)</sup>, Clark<sup>3)</sup>, 市原<sup>4)</sup> 新しくは Kochendörfer<sup>5)</sup>, Weber<sup>6)</sup>, Kraft<sup>7)</sup> 岡崎・小島<sup>8)</sup>, 中川<sup>9)</sup> などの研究があるが、これらの研究は脆性に関するものを

除けば、すべて衝撃加工時の歪一応力を研究すること自体、あるいは材料力学的見地からおこなわれており材料学的立場から進めた系統的研究は全くない。したがって

\* 昭和 32 年 10 月本会講演大会にて発表

\*\* 阪大教授工学博士

\*\*\* 阪大大学院学生工学修士