

論文

## Observer-Based Multivariable Control of the Aluminium Cold Tandem Mill\*

Ikuya Hoshino\*\*, Yukihiro Maekawa\*\*\*  
Takayuki Fujimoto\*\*\*\*, Hiroshi Kimura\*\*  
and Hidenori Kimura\*\*\*\*\*

---

# Observer-Based Multivariable Control of the Aluminium Cold Tandem Mill\*

Ikuya Hoshino\*\*, Yukihiro Maekawa\*\*\*  
Takayuki Fujimoto\*\*\*\*, Hiroshi Kimura\*\*  
and Hidenori Kimura\*\*\*\*\*

Innovation in thickness control of the aluminium cold tandem mill has emerged from an application of modern control theory. Any good control system must deal appropriately with two fundamentals of mill operation: 1) The mutual interaction between strip thickness and interstand tension, and 2) disturbances in the mill environment. In this paper, a synthesis method of multivariable control system for the aluminium cold tandem mill is presented based on the theory of output regulation established basically by Wonham and his colleagues (Wonham, 1974; Wonham and Pearson, 1974; Francis and Wonham, 1976). The synthesis procedure is composed of the three major steps. The first one is to improve the response characteristics by state feedback. The second one is to compute the feedforward control input to counterbalance the disturbance. The third one is to implement the feedforward control by feedback control based on the estimation of the disturbance by observer. The obtained system has been in full commercial operation since 1986, making splendid accomplishments.

## 1. Introduction

Improvements in thickness control of cold tandem mills have been motivated by the demand for increasing thickness accuracy, especially for strip of aluminium.

Conventional thickness control system are based on the single input—single output design principle. The rolling process, however, is a typical multivariable system with strong mutual interaction between strip thickness and interstand tension. Consequently, a new design strategy is necessary to overcome the problem of the mutual interaction for the improvement of thickness accuracy. Furthermore, when the material being rolled is relatively soft, thickness gauge is crucially subject to the disturbances such as variation of friction between the roll and strip, etc.. Therefore it is required to deal appropriately with the disturbances for synthesis of the thickness control system in aluminium rolling.

The approaches via decoupling method and optimal

regulator theory have been proposed to solve the problem of interaction (Bryant, 1973; Longmuir, 1974; Edwards, 1978; Yamada and Kimura, 1979)<sup>1~4)</sup>. The approach via decoupling method requires synthesis of main controllers for thickness and tension control, as well as synthesis of a precompensator for decoupling. However there is no systematic method to design the main controllers. The approach via optimal regulator theory results in a complex feedback structure with a great number of feedback loops, which leads to serious difficulty in actual implementation.

With regard to the theoretical treatment of the external signals such as disturbances, the approach by Wonham and his co-workers possesses a number of attractive features as a design methodology of regulators (Wonham, 1974; Wonham and Pearson, 1974; Francis and Wonham, 1976)<sup>5~7)</sup>. The salient features of the design method are as follows:

- (1) The obtained controller has physically reasonable structure.
- (2) Disturbances are properly estimated and bealt with.
- (3) Synthesis can be calculated by hand, keeping the design procedure manipulatable.

Since this theory has been established in the state-space framework, the problem of the interaction

---

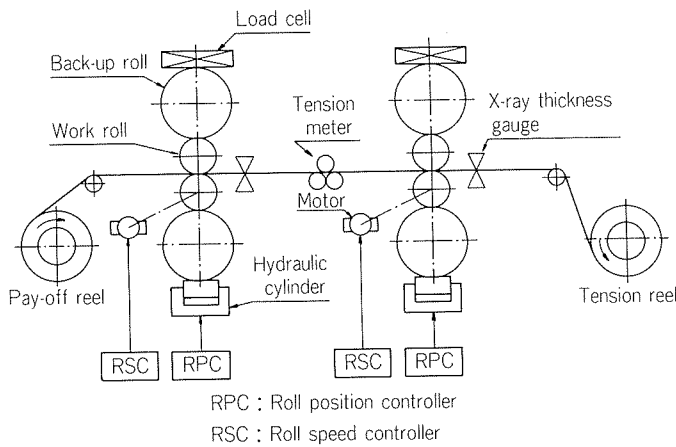
\* This paper was presented at the 10th World Congress on Automatic Control, Munich, F.R.G., July 27—31, 1987.  
\*\* Technical Research Laboratories, Process Technology Dept.  
\*\*\* Nagoya Works, Plate and Sheet Rolling Dept.  
\*\*\*\* Nagoya Works, Engineering and Maintenance Dept.  
\*\*\*\*\* Osaka University, Faculty of Engineering.

is solved naturally.

In this paper, authors describe an application result of the design theory of output regulators, which is essentially due to Wonham and his co-workers, to the thickness control of cold tandem mills. The obtained system has been in full commercial operation at Sumitomo Light Metal Industries since 1986.

## 2. Mathematical model of the plant

A simplified schematic diagram of the plant is shown in **Fig. 1**. Output strip thicknesses at each stand and interstand tension are detectable by the use of X-ray thickness gauges and tension meter, respectively. The roll force at each stand also can be measured with load cell. The primary aim of the control system is to maintain the mill exit thickness within the range of specification without interrupting the satisfactory operation. In particular, the interstand tension and thickness must be constrained to avoid tearing and looping. Manipulatable variables are roll gaps and roll peripheral velocity. These are regulated in the use of minor loop controllers, i.e., Roll Position Controller (P.P.C.) and Roll Speed Controller (R.S.C.).



**Fig. 1** Schematic diagram of the cold tandem mill.

### 2.1 Symbols

- $h^{(i)}$  Output strip thickness
- $\sigma_1$  Interstand tension stress
- $S_c^{(i)}$  Output value of R.P.C.
- $V_c^{(1)}$  Output value of R.S.C.
- $U_s^{(i)}$  Input reference of R.P.C.
- $U_v^{(1)}$  Input reference of R.S.C.
- $P^{(i)}$  Roll force
- $M_c^{(i)}$  Absolute mill modulus

Here, superscript ( $i$ ) denotes stand number.

### 2.2 Linearized equations

The basic equations of a cold tandem mill are non-linear based on the rolling theory. Linearization and normalization of these equations yields the state space equations for the two-tandem cold mill as follows: (For their derivation, see Hoshino, Sugie and Maekawa, 1984.)<sup>8)</sup>

$$\frac{d}{dt}x = Ax + Bu + D_1d \quad \dots\dots(1)$$

$$y_1 = C_1x + D_2d \quad \dots\dots(2)$$

$$y_2 = C_2x + D_3d \quad \dots\dots(3)$$

where

$$x = [\sigma_1, S_c^{(1)}, V_c^{(1)}, S_c^{(2)}]^T$$

$$u = [U_s^{(1)}, U_v^{(1)}, U_s^{(2)}]^T$$

$$y_1 = [h^{(1)}, \sigma_1, h^{(2)}]^T$$

$$y_2 = [P^{(1)}/M_c^{(1)}, P^{(2)}/M_c^{(2)}]^T$$

$$d = [d_1, d_2, d_3, d_4, d_5]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} -1/T_\sigma & M_1/T_\sigma & M_3/T_\sigma & M_2/T_\sigma \\ 0 & -1/T_{s1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1/T_{v1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1/T_{s2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1/T_{s1} & 0 & 0 \\ 0 & 1/T_{v1} & 0 \\ 0 & 0 & 1/T_{s2} \end{bmatrix}$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} M_3/T_\sigma & 0 & 0 & M_1/T_\sigma & M_2/T_\sigma \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} \varepsilon_3 & \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \varepsilon_4 & 0 & 0 & \varepsilon_2 \end{bmatrix}$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} \varepsilon_3 & \varepsilon_1 - 1 & 0 & 0 \\ \varepsilon_4 & 0 & 0 & \varepsilon_2 - 1 \end{bmatrix}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \varepsilon_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \varepsilon_2 \end{bmatrix}$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \varepsilon_1 - 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \varepsilon_2 - 1 \end{bmatrix}$$

Here,  $T_\sigma$ ,  $M_{1\sim3}$ ,  $\varepsilon_{1\sim4}$  are parameters which depend on rolling conditions.  $T_{s1}$ ,  $T_{v1}$  are time constants of the actuators. The block diagram of the plant is shown in **Fig. 2**. The list of typical disturbances is given in **Table 1**. These disturbances are characterized from the viewpoint that which manipulating variables should compensate, as shown in **Table 2**.

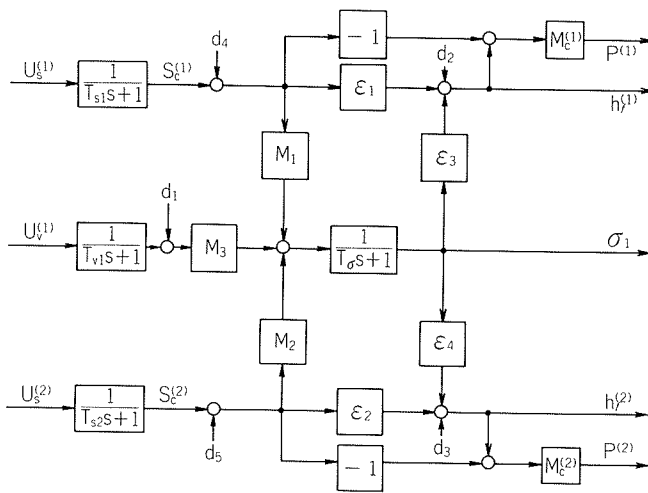


Fig. 2 Block diagram of the plant.

Table 1 List of typical disturbances.

Disturbance	Classification
Stand input thickness variation (Stand 1)	$d_1, d_2$
(Stand 2)	$d_1, d_3$
Mill input hardness variation	$d_1, d_2, d_3$
Friction variation (Stand 1)	$d_1, d_2$
(Stand 2)	$d_1, d_3$
Roll eccentricity (Stand 1)	$d_4$
(Stand 2)	$d_5$
Mill input tension variation	$d_1, d_2$
Mill output tension variation	$d_1, d_3$
Roll wear (Stand 1)	$d_4$
(Stand 2)	$d_5$
Roll thermal expansion (Stand 1)	$d_4$
(Stand 2)	$d_5$
Roll gap set-up error (Stand 1)	$d_4$
(Stand 2)	$d_5$

Table 2 Characterization of disturbances.

Disturbance	Manipulating variables with which the disturbance should be compensated
$d_1$	$U_v^{(1)}$ (Manipulation of stand 1 roll speed)
$d_2$	$U_v^{(1)}, U_s^{(1)}$ (Simultaneous manipulation of stand 1 roll speed and stand 1 roll gap)
$d_3$	$U_v^{(1)}, U_s^{(2)}$ (Simultaneous manipulation of stand 1 roll speed and stand 2 roll gap)
$d_4$	$U_s^{(1)}$ (Manipulation of stand 1 roll gap)
$d_5$	$U_s^{(2)}$ (Manipulation of stand 2 roll gap)

### 3. Synthesis of the thickness control system

#### 3.1 Synthesis procedure

The most crucial factor in the synthesis of the thickness control system is to deal appropriately with the disturbance. With regard to the theoretical treatment of the external signal, the approach by Wonham and his co-workers (Wonham, 1974; Wonham and Pearson, 1974; Francis and Wonham, 1976)<sup>5-7</sup> possesses a number of attractive features as a design methodology of regulators.

Though they never described explicitly, their procedure is composed of the three major steps. The first one is to improve the response characteristic by state feedback (internal compensation). The second one is to compute the feedforward control input to counterbalance the disturbance (feedforward control). The third one is to implement the feedforward control by feedback control based on the estimation of the disturbance by observer (feedback realization). For a systematic exposition of this design method, see Kimura (1985)<sup>9</sup>. In the following sections the thickness control system will be designed according to the above procedure.

#### 3.2 Control objectives

As mentioned earlier, the aim of the control system is to keep both the stand output thicknesses and the interstand tension at constant values respectively. Consequently the control objectives are given as

$$h_f^{(1)} = h_f^{(2)} = \sigma_1 = 0 \quad \dots\dots(4)$$

#### 3.3 Internal compensation and feedforward control

The poles of the plant (1) are  $(-1/T_\sigma, -1/T_{s1}, -1/T_{v1}, -1/T_{s2})$ . Since the absolute value of  $-1/T_\sigma$  is sufficiently large, there is no need to readjust this pole. In order to assign the other poles, consider the state feedback

$$U_s^{(1)} = \left(1 - \frac{T_{s1}}{T_{s1}'}\right) S_c^{(1)} + \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \tilde{U}_s^{(1)} \quad \dots\dots(5)$$

$$U_v^{(1)} = \left(1 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'}\right) V_c^{(1)} + \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \tilde{U}_v^{(1)} \quad \dots\dots(6)$$

$$U_s^{(2)} = \left(1 - \frac{T_{s2}}{T_{s2}'}\right) S_c^{(2)} + \frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \tilde{U}_s^{(2)} \quad \dots\dots(7)$$

where,  $\tilde{U}_s^{(1)}, \tilde{U}_v^{(1)}, \tilde{U}_s^{(2)}$ , are additional inputs. By the state feedback (5) (6) (7), the poles of the system are placed at  $(-1/T_\sigma, -1/T_{s1}', -1/T_{v1}', -1/T_{s2}')$ .

Substituting (4) into (1) (2) (5) (6) (7) and considering the steady state, the additional inputs to counterbalance the disturbances and accomplish the design objective (4) are given by

$$\tilde{U}_s^{(1)} = -\frac{1}{\varepsilon_1} d_2 - d_4 \quad \dots\dots(8)$$

$$\tilde{U}_V^{(1)} = \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} d_2 + \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} d_3 - d_1 \quad \dots\dots(9)$$

$$\tilde{U}_s^{(2)} = -\frac{1}{\varepsilon_2} d_3 - d_5 \quad \dots\dots(10)$$

The control law (8) to (10) represent the feed-forward link from the disturbances to the inputs. From (5) to (10),

$$U_s^{(1)} = \left(1 - \frac{T_{s1}}{T_{s1}'}\right) S_c^{(1)} + \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \left(-\frac{1}{\varepsilon_1} d_2 - d_4\right) \quad \dots\dots(11)$$

$$U_V^{(1)} = \left(1 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'}\right) V^{(1)} + \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \left(\frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} d_2 + \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} d_3 - d_1\right) \quad \dots\dots(12)$$

$$U_s^{(2)} = \left(1 - \frac{T_{s2}}{T_{s2}'}\right) S_c^{(1)} + \frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \left(-\frac{1}{\varepsilon_2} d_3 - d_5\right) \quad \dots\dots(13)$$

The first terms in the above equations represent the state feedback to guarantee the reasonably high speed of actuator response, where  $T_{s1}'$ ,  $T_{v1}'$ ,  $T_{s2}'$  are the tuned time constants of actuators. The second terms represent the feedforward control inputs. They exhibit a physically reasonable control structure, in view of **Table 2**.

### 3.4 Feedback realization by observer

The control law from (11) to (13) combine the state feedback and the feedforward control. Actually, the states and the disturbances are not directly available for control. Therefore, authors consider their estimation by observer.

From equations (2) (3),

$$d_2 = P^{(1)} / M_c^{(1)} - (\varepsilon_1 - 1) S_c^{(1)} - \varepsilon_3 \sigma_1 - (\varepsilon_1 - 1) d_4 \quad \dots\dots(14)$$

$$d_3 = P^{(2)} / M_c^{(2)} - (\varepsilon_2 - 1) S_c^{(2)} - \varepsilon_4 \sigma_1 - (\varepsilon_2 - 1) d_5 \quad \dots\dots(15)$$

The relations above imply that the estimates ( $\hat{d}_2$ ,  $\hat{d}_3$ ) of the disturbances ( $d_2$ ,  $d_3$ ) are obtained from the estimates of  $d_4$  and  $d_5$ .

(1) Realization of the input  $U_s^{(1)}$

In order to realize the input  $U_s^{(1)}$ , the state variable ( $S_c^{(1)}$ ) and the disturbance  $d_4$  must be estimated. Assuming that  $d_4$  is of step type satisfying.

$$\frac{d}{dt} d_4 = 0 \quad \dots\dots(16)$$

From the second row of (1) and (16), the identity observer estimating  $S_c^{(1)}$  and  $d_4$  is obtained as

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_{s1}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{T_{s1}} \end{bmatrix} U_s^{(1)} +$$

$$\begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \end{bmatrix} (h_f^{(1)} - \hat{h}_f^{(1)}) \quad \dots\dots(17)$$

where  $\hat{h}_f^{(1)}$  is the estimated output which is given from the first row of (2) and the first row of (3) as

$$\hat{h}_f^{(1)} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} + \frac{1}{M_c^{(1)}} P^{(1)} \quad \dots\dots(18)$$

$\hat{d}_4$  and  $\hat{S}_c^{(1)}$  are the estimates of  $d_4$  and  $S_c^{(1)}$ , ( $h_f^{(1)} - \hat{h}_f^{(1)}$ ) is the estimation error and ( $k_1$ ,  $k_2$ ) denote the so-called observer gain.

The replacement of  $d_4$  and  $S_c^{(1)}$  by  $\hat{d}_4$  and  $\hat{S}_c^{(1)}$ , respectively, results in

$$U_s^{(1)} = \left(1 - \frac{T_{s1}}{T_{s1}'}\right) \hat{S}_c^{(1)} + \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \left(-\frac{1}{\varepsilon_1} \hat{d}_2 - \hat{d}_4\right) \quad \dots\dots(19)$$

$$\hat{d}_2 = P^{(1)} / M_c^{(1)} - (\varepsilon_1 - 1) \hat{S}_c^{(1)} - \varepsilon_3 \sigma_1 - (\varepsilon_1 - 1) \hat{d}_4 \quad \dots\dots(20)$$

Substituting (18) into (17) and using (19) and (20), the final form of the input  $U_s^{(1)}$  is obtained as

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_1 & -k_1 \\ -k_2 - \frac{1}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1} & -k_2 - \frac{1}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \end{bmatrix} h_f^{(1)} - \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 + \frac{1}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1} \end{bmatrix} \frac{P^{(1)}}{M_c^{(1)}} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{T_{s1}'} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} \end{bmatrix} \sigma_1 \quad \dots\dots(21)$$

$$U_s^{(1)} = \left[-\frac{T_{s1}'}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1} \quad 1 - \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1}\right] \begin{bmatrix} \hat{d}_4 \\ \hat{S}_c^{(1)} \end{bmatrix} - \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \frac{1}{\varepsilon_1} \frac{P^{(1)}}{M_c^{(1)}} + \frac{T_{s1}}{T_{s1}'} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} \sigma_1 \quad \dots\dots(22)$$

(2) Realization of the input  $U_s^{(2)}$

Similar to the above reasoning, the realization of the input  $U_s^{(2)}$  is given by

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{d}_5 \\ \hat{S}_c^{(2)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_5 & -k_5 \\ -k_6 - \frac{1}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2} & -k_6 - \frac{1}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{d}_5 \\ \hat{S}_c^{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_5 \\ k_6 \end{bmatrix} h_f^{(2)} - \begin{bmatrix} k_5 \\ k_6 + \frac{1}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix} \frac{P^{(2)}}{M_c^{(2)}} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{T_{s2}'} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} \end{bmatrix} \sigma_1 \quad \dots\dots(23)$$

$$U_s^{(2)} = \left[-\frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2} \quad 1 - \frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2}\right] \begin{bmatrix} \hat{d}_5 \\ \hat{S}_c^{(2)} \end{bmatrix} - \frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{P^{(2)}}{M_c^{(2)}} + \frac{T_{s2}}{T_{s2}'} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} \sigma_1 \quad \dots\dots(24)$$

where  $\hat{d}_5$  and  $\hat{S}_c^{(2)}$  are the estimates of  $d_5$  and  $S_c^{(2)}$ ,

and  $(k_5, k_6)$  denote the observer gain.

(3) Realization of the input  $U_V^{(1)}$

Assuming that  $d_1$  is of step type just as (16):

$$\frac{d}{dt}d_1 = 0 \quad \dots\dots(25)$$

The observer estimating  $d_1$  and  $V^{(1)}$  is obtained, from the first row and the third row of (1), the second row of (2), and (25), as follows:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} \\ \hat{d}_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{v1}} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} \\ \hat{d}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{v1}} \\ 0 \end{bmatrix} U_V^{(1)} \\ &+ \begin{bmatrix} k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} (\hat{y}_r - y_r) \quad \dots\dots(26) \end{aligned}$$

where

$$\begin{aligned} \hat{y}_r &= M_3 \hat{V}_c^{(1)} + M_3 \hat{d}_1 + M_1 (\hat{S}_c^{(1)} + \hat{d}_4) \\ &+ M_2 (\hat{S}_c^{(2)} + \hat{d}_5) \quad \dots\dots(27) \end{aligned}$$

$$y_r = T_{\sigma} \frac{d}{dt} \sigma_1 + \sigma_1 \quad \dots\dots(28)$$

$\hat{d}_1$  and  $\hat{V}_c^{(1)}$  are the estimates of  $d_1$  and  $V_c^{(1)}$ , and  $(k_3, k_4)$  denote the observer gain. It is obvious from the first row of (1) that  $(\hat{y}_r - y_r)$  is the estimation error. Substituting equations (27) and (28) in equation (26) and changing variables yield

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1 \\ \hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{v1}} + k_3 M_3 & k_3 M_3 \\ k_4 M_3 & k_4 M_3 \end{bmatrix} \\ &\begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1 \\ \hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{v1}} \\ 0 \end{bmatrix} U_V^{(1)} \\ &+ \begin{bmatrix} k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} f_{(t)} - \begin{bmatrix} \nu_1 \\ \nu_2 \end{bmatrix} \sigma_1 \quad \dots\dots(29) \end{aligned}$$

where

$$f_{(t)} = M_1 \hat{S}_c^{(1)} + M_1 \hat{d}_4 + M_2 \hat{S}_c^{(2)} + M_2 \hat{d}_5 \quad \dots\dots(30)$$

$$\begin{aligned} \nu_1 &= k_3 + \left( -\frac{1}{T_{v1}} + k_3 M_3 \right) k_3 T_{\sigma} + k_3 M_3 k_4 T_{\sigma} \\ \nu_2 &= k_4 + k_4 M_3 k_3 T_{\sigma} + k_4 M_3 k_4 T_{\sigma} \end{aligned} \quad \dots\dots(31)$$

From the equations (12) (14) (15),

$$\begin{aligned} U_V^{(1)} &= \left( 1 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \right) \hat{V}_c^{(1)} + \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \left( \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} \hat{d}_2 \right. \\ &\quad \left. + \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} \hat{d}_3 - \hat{d}_1 \right) \quad \dots\dots(32) \end{aligned}$$

$$\hat{d}_2 = P^{(1)} / M_c^{(1)} - (\varepsilon_1 - 1) \hat{S}_c^{(1)} - \varepsilon_3 \sigma_1 - (\varepsilon_1 - 1) \hat{d}_4 \quad \dots\dots(33)$$

$$\hat{d}_3 = P^{(2)} / M_c^{(2)} - (\varepsilon_2 - 1) \hat{S}_c^{(1)} - \varepsilon_4 \sigma_1 - (\varepsilon_2 - 1) \hat{d}_5 \quad \dots\dots(34)$$

Substituting equations (32) to (34) in (29) leads to the

realization of the input  $U_V^{(1)}$  as follows:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1 \\ \hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} k_3 M_3 - \frac{1}{T_{v1}'} & k_3 M_3 - \frac{1}{T_{v1}'} \\ k_4 M_3 & k_3 M_3 \end{bmatrix} \\ &\begin{bmatrix} \hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1 \\ \hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} + k_3 M_1 \\ k_4 M_1 \end{bmatrix} \hat{d}_4 \\ &+ \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} + k_3 M_2 \\ k_4 M_2 \end{bmatrix} \hat{d}_5 + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} \\ 0 \end{bmatrix} \\ &\frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} \begin{bmatrix} P^{(1)} / M_c^{(1)} \\ P^{(2)} / M_c^{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} + k_3 M_1 \\ k_4 M_1 \end{bmatrix} \\ & - \frac{1}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} + k_3 M_2 \begin{bmatrix} \hat{S}_c^{(1)} \\ \hat{S}_c^{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{v1}'} k_4 T_{\sigma} - \frac{1}{T_{v1}'} \\ \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} + \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix} \\ & - \nu_1 - \left( \frac{1}{T_{v1}'} - \frac{1}{T_{v1}'} \right) k_3 T_{\sigma} \sigma_1 - \nu_2 \quad \dots\dots(35) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U_V^{(1)} &= \left( 1 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \right) (\hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1) - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} (\hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1) \\ &- \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} \hat{d}_4 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \hat{d}_5 + \left( -\left( 1 - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \right) \right. \\ &k_3 T_{\sigma} + \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} k_4 T_{\sigma} - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} \Big) \sigma_1 \\ &+ \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} P^{(1)} / M_c^{(1)} + \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} P^{(2)} / M_c^{(2)} \\ &- \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} \hat{S}_c^{(1)} - \frac{T_{v1}}{T_{v1}'} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \hat{S}_c^{(2)} \quad \dots\dots(36) \end{aligned}$$

The observer (29) is equivalent to that of the minimal order observer derived from the first and the third row of equation (1), the second row of equation (2) and equation (25).

### 3.5 Synthesis result

The equations (21) to (24), (35) and (36) give the final form of the controller. In vector notation it is written as

$$\frac{d}{dt} z = Fz + Gy_1 + Hy_2 \quad \dots\dots(37a)$$

$$u = Pz + Qy_1 + Ry_2 \quad \dots\dots(37b)$$

where

$$\begin{aligned} z &= (\hat{d}_4, \hat{S}_c^{(1)}, \hat{V}_c^{(1)} + k_3 T_{\sigma} \sigma_1, \\ &\quad \hat{d}_1 + k_4 T_{\sigma} \sigma_1, \hat{d}_5, \hat{S}_c^{(2)})^T \end{aligned}$$

$$y_1 = (h^{(1)}, \sigma_1, h^{(2)})^T,$$

$$y_2 = (P^{(1)} / M_c^{(1)}, P^{(2)} / M_c^{(2)})^T$$

$$u = (U_s^{(1)}, U_V^{(1)}, U_s^{(2)})^T \quad \dots\dots(38)$$

Each matrix in (37) is given as follows:

$$F = \begin{bmatrix} -k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 - \frac{1}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_1} & -k_2 - \frac{1}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} + k_3 M_1 & \frac{-1}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} + k_3 M_1 & \frac{-1}{T_{v1'}} + k_3 M_3 & \frac{-1}{T_{v1'}} + k_3 M_3 & \frac{-1}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} + k_3 M_2 \\ k_4 M_1 & k_4 M_1 & k_4 M_3 & k_4 M_3 & k_4 M_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 - \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{1}{T_{s2'}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} + k_3 M_2 & \frac{-1}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} + k_3 M_2 & 0 & 0 & 0 \\ k_4 M_2 & k_4 M_2 & 0 & 0 & 0 \\ -k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 \\ -k_6 - \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{1}{T_{s2'}} & -k_6 - \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{1}{T_{s2'}} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ k_2 & \frac{1}{T_{s1'}} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} & 0 \\ 0 & \alpha_1 & 0 \\ 0 & \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & k_5 \\ 0 & \frac{1}{T_{s2'}} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_1} & k_2 \end{bmatrix}$$

$$H = \begin{bmatrix} -k_1 & 0 \\ -k_2 - \frac{1}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_1} & 0 \\ \frac{1}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} & \frac{1}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} \\ 0 & 0 \\ 0 & -k_5 \\ 0 & -k_6 - \frac{1}{T_{s2'}} \frac{1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} -\frac{T_{s1'}}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_1} & 1 - \frac{T_{s1'}}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} & -\frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} & 1 - \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} & -\frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} & -\frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} & -\frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{T_{s2'}}{T_{s2'}} \frac{1}{\varepsilon_2} & 1 - \frac{T_{s2'}}{T_{s2'}} \frac{1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix}$$

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_{s1'}}{T_{s1'}} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} & 0 \\ 0 & \alpha_3 & 0 \\ 0 & \frac{T_{s2'}}{T_{s2'}} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} -\frac{T_{s1'}}{T_{s1'}} \frac{1}{\varepsilon_1} & 0 \\ \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_1} & \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{1}{\varepsilon_2} \\ 0 & -\frac{T_{s2'}}{T_{s2'}} \frac{1}{\varepsilon_2} \end{bmatrix}$$

where

$$\alpha_1 = \frac{1}{T_{v1'}} k_4 T_\sigma - \frac{1}{T_{v1'}} \left( \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} + \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2} \right) - \nu_1$$

$$- \left( \frac{1}{T_{v1'}} - \frac{1}{T_{v1'}} \right) k_3 T_\sigma$$

$$\alpha_2 = -\nu_2$$

$$\alpha_3 = - \left( 1 - \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \right) k_3 T_\sigma + \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} k_4 T_\sigma$$

$$- \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_1}{M_3} \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} - \frac{T_{v1'}}{T_{v1'}} \frac{M_2}{M_3} \frac{\varepsilon_4}{\varepsilon_2}$$

The block diagram of the control system is shown in Fig. 3.

#### 4. Results

Authors installed the new thickness control system to the cold tandem mill located at Nagoya Works. The conventional control system is consist of the following traditional PI control loops.

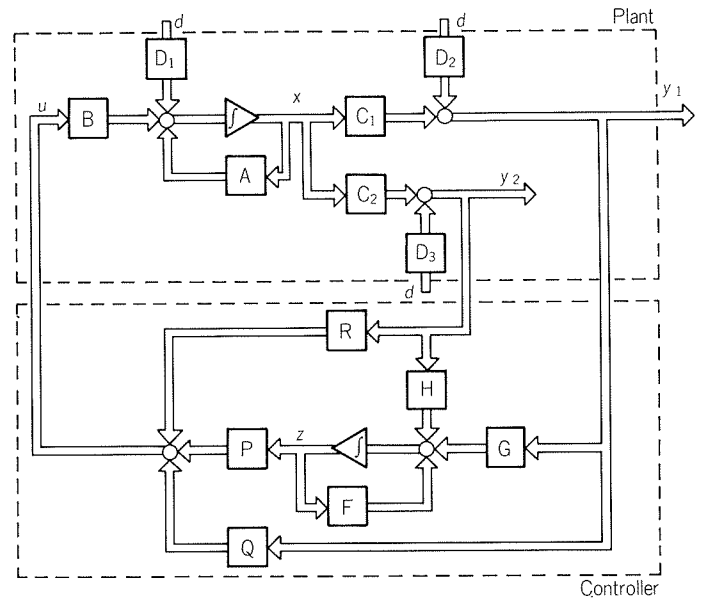
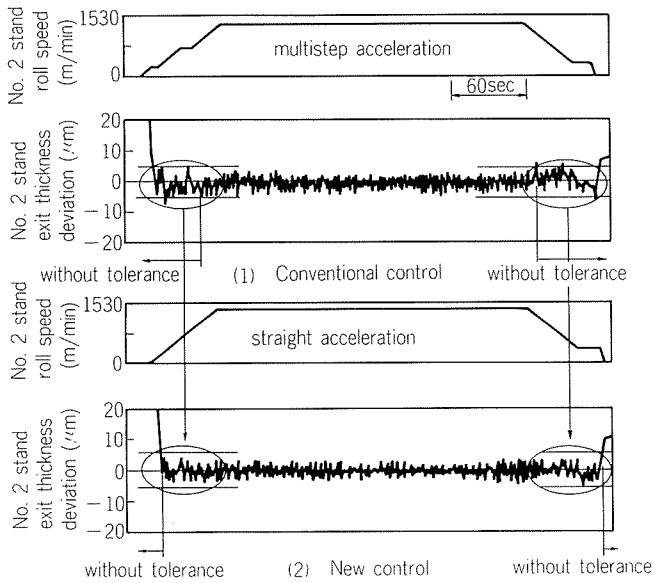


Fig. 3 Block diagram of the control system.

- control of the output thickness through the roll gap manipulation.
- control of the interstand tension through the roll speed manipulation.

**Fig. 4** shows the comparison of the practical results. The observer gains are tuned to locate the observer poles at suitable place in the complex plane. From this result, authors conclude that the thickness variation caused by acceleration is reduced much more by the new system than by the conventional one. For 0.32mm delivery thickness the strip length without tolerance ( $\pm 0.004$ mm) is reduced 59% approximately. And acceleration pattern is also improved in the way that the intermediate pause of the acceleration becomes unnecessary and the straight acceleration without pause becomes plausible by the new system.



**Fig. 4** Practical result.

## 5. Discussion

The comparisons of the gain characteristics of (output)/(disturbance) are shown in **Fig. 5**. The vector loci of the characteristic equations of the minor system and the main system are illustrated in **Fig. 6**. These are calculated under the same condition as that used for the calculation of the gain characteristics as shown in **Fig. 5**. The minor system implies the system without  $y_1$  feedback in **Fig. 3** and the main system implies the total feedback system shown in **Fig. 3**. It should be noted that the conventional control system is also illustrated as **Fig. 3**, though the elements of matrices ( $P, Q, R, F, G, H$ ) are different from these of the new control system.

The characteristic equations (c.e.) are as follows. (The minor system c.e.) =  $\det(I - H_c(s) Q_p(s))$

(The main system c.e.) =

$$\det(I - P_p(s) (I - H_c(s) Q_p(s)^{-1} G_c(s)))$$

where  $P_p(s) = C_1(sI - A)^{-1}B$ ,  $Q_p(s) = C_2(sI - A)^{-1}B$

$$H_c(s) = P(sI - F)^{-1}H + R, \quad G_c(s) = P(sI - F)^{-1}G + Q$$

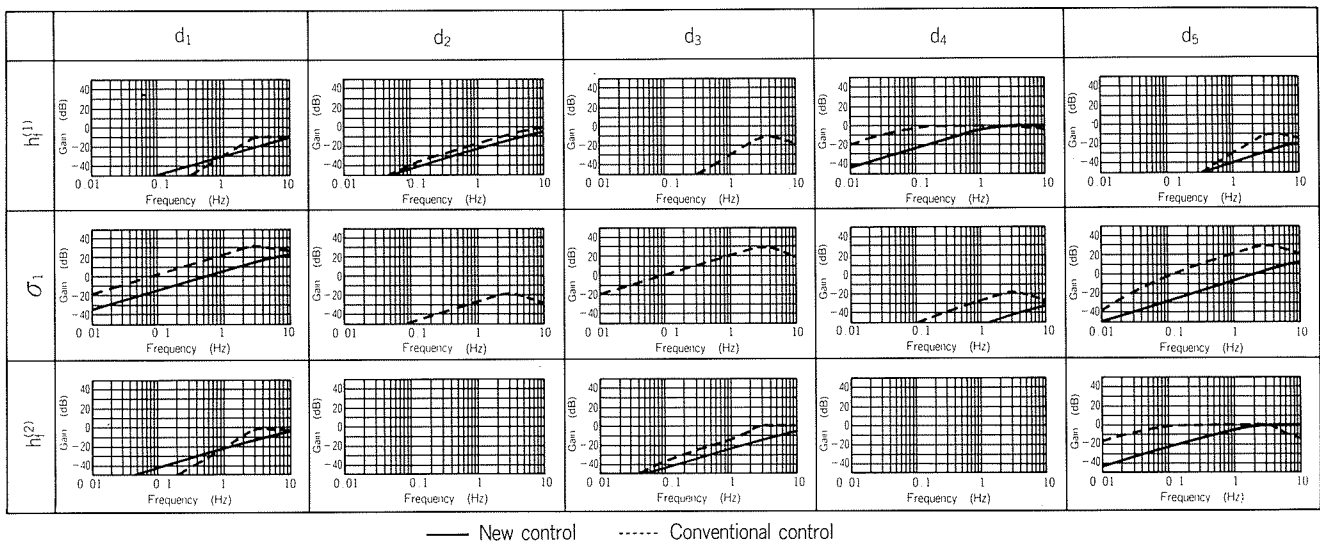
$I$  : identity matrix of appropriate dimension

$s$  : variable of the Laplace transform

The vector loci in **Fig. 6** are illustrated over positive frequency range only.

Since the open system is clearly stable, the total system is stable if the both vector loci of the minor system and the main system do not enclose the origin. If the vector locus of either of the minor system or the main system encloses the origin, the total system becomes unstable.

From **Fig. 5**, it is concluded that the performance of the new control system is better than that of the conventional control system with respect to the characteristics of almost all (output)/(disturbance)



**Fig. 5** (output)/(disturbance) gain characteristics.



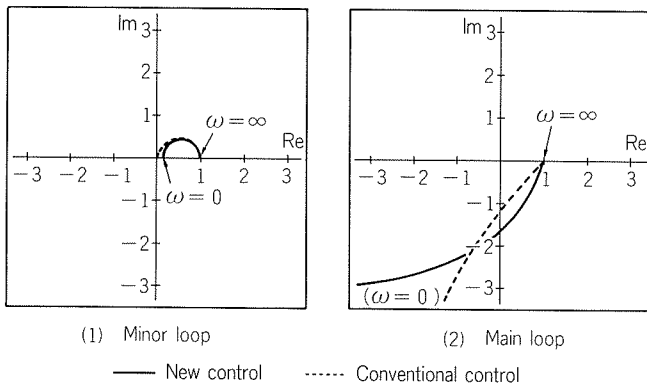


Fig. 6 Vector loci.

pairs. Fig. 6 shows that the new control system is superior to the conventional system with respect to the stability. Consequently, in order to insure the same stability margin of the conventional system as that of the new system, the loop gain should be lowered and increasingly the gain characteristics of (output)/(disturbance) is degraded. On the other hand, in the new design, the enough stability margin is obtained keeping the high loop gain.

## 6. Conclusion

In this paper, the new thickness control system has been developed based on the disturbance estimation observer and its effectiveness has been actually demonstrated by the results obtained in the application to the real plant.

The major factors which have brought the effectiveness of the new control system are as follows.

(1) The synthesis procedure is very simple and

the structure of the controller is consistent with the physical structure, and thus intuitively understandable. This make it easy to tune the control system.

(2) Mutual interaction between strip thickness and tension is incorporated in the control system in a physically reasonable way.

(3) The disturbances are properly estimated and dealt with.

The thickness control system described in this paper has been in full commercial operation since 1986. In the future the new system will be applied to all rolling mills in Sumitomo Light Metal Industries.

**Acknowledgements** — This project was made by the leadership of Dr. Okamoto who unfortunately passed away without obtaining the final result.

## References

- 1) G.F. Bryant: *Automation of tandem mills*, The Metal Society, London, (1973).
- 2) A.G. Longmuir: Proc. 4th IFAC/IFIP International Conference on Digital Computer Applications to Process Control, Part II, Zürich, (1974), 25.
- 3) W.J. Edwards: *Automatica*, **14**, (1978), 429.
- 4) T. Yamada and H. Kimura: *Trans. SICE (Japan)*, **15**, (1979), 647.
- 5) W.M. Wonham and J.B. Pearson: *SIAM J. Control*, **12**, (1974), 5.
- 6) W.M. Wonham: *Linear Multivariable Control - A Geometric Approach*, Springer Verlag, (1974).
- 7) B.A. Francis and W.M. Wonham: *Automatica*, **12**, (1976), 457.
- 8) I. Hoshino, A. Sugie and Y. Maekawa: *Sumitomo Light Metal Technical Reports*, **25**, (1984), 17.
- 9) H. Kimura: *Osaka University Technical Report* 85-04, JAPAN. (1985).

論文

## The Effect of Grain Boundary Precipitation on the Superplasticity of Al—Li Alloys\*

Hideo Yoshida\*\*, Seichi Hirano\*\*, Yoshio Baba\*\*\*,  
Takayuki Tsuzuku\*\*\*\* and Akio Takahashi\*\*\*\*

---

# The Effect of Grain Boundary Precipitation on the Superplasticity of Al—Li Alloys\*

Hideo Yoshida\*\*, Seichi Hirano\*\*, Yoshio Baba\*\*\*, Takayuki Tsuzuku\*\*\*\* and Akio Takahashi\*\*\*\*

The conditions of thermomechanical treatment to obtain superplasticity at high strain rate,  $\sim 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ , in 8090 (Al—Li—Cu—Mg—Zr) and 2090 (Al—Li—Cu—Zr) alloys were investigated and the mechanism of superplasticity is discussed from the metallurgical point of view. It is found that 2090 alloy has excellent superplasticity in an as hot-worked condition compared with 8090 one. In 2090 alloy, the elongation in superplastic deformation increases with decreasing the temperature of hot working to 673K or less, at which temperatures substructures are developed during hot working by acceleration of precipitation. These substructures result in the formation of fine grains during superplastic deformation. Whereas 8090 alloy has less superplasticity in an as hot-worked condition. In this condition, grain growth is apt to occur during heating or superplastic deformation. To obtain excellent superplasticity in 8090 alloy, it is necessary to homogenize at 793K and cold-work at the reduction of 90% in addition to hot working at a low temperature. This process stabilizes the substructures and inhibits recrystallization. Fine grains occur during superplastic deformation. In order to improve superplasticity, it is important to inhibit both the grain boundary precipitation and grain growth after the formation of the above fine grains.

## 1. Introduction

Al—Li alloys have been expected as aluminum alloys for 1990s aircrafts since these alloys have a low density and a high stiffness compared with commercial aluminum alloys. Recently it has been known that these alloys have also superplasticity at a high temperature<sup>1)</sup>. In production of aircraft parts, superplastic forming contributes not only to weight saving or reduction of fabrication processes but also to increase of the yield rate of materials, which influences the total cost of an aircraft, since the Al—Li alloys are now expensive compared with commercial aluminum alloys<sup>2)</sup>.

The first purpose of this study is to make clear the conditions of thermomechanical treatment (TMT) to obtain superplasticity at a high strain rate,  $\sim 10^{-3} \text{ s}^{-1}$  in typical Al—Li alloys such as 8090 (Al—Li—Cu—Mg—Zr) alloy or 2090 (Al—Li—Cu—Zr) one.

Secondly, the mechanism of superplasticity in these alloys is discussed from the metallurgical point of view.

## 2. Experimental

### 2.1 Materials

To investigate the effect of hot working on superplasticity, indirect extrusion process was adopted. Because the temperature of hot working is kept nearly constant and the strain rate of hot working is possible to vary by controlling the extrusion speed. Billets (68mm in diameter) were homogenized at 793K for 86.4ks and scalped. These billets were indirectly extruded into rods with 12mm in diameter. The speed and temperature of extrusion were varied to investigate the effect of extruding conditions on superplasticity. The extrusion was carried out at strain rate calculated with Feltham's equation,  $0.015 \sim 1.5 \text{ s}^{-1}$ , and at temperatures of 623K, 673K, 723K and 773K.

Particularly, in 8090 alloy, the effects of homogenizing temperature and cold working on superplasticity were investigated. Ingots made by DC casting were homogenized in an Ar atmosphere

\* This paper was contributed to 4th International Aluminium—Lithium Conference held in Paris-France on 10—12, June, 1987.

\*\* Technical Research Laboratories, Metallurgical Technology Department

\*\*\* Technical Research Laboratories, Dr. of Eng.

\*\*\*\* First Engineering Department, Nagoya Aircraft Works, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

at 733K and 793K for 28.8ks to investigate the effect of homogenizing conditions. Homogenized ingots were scalped and hot-rolled from 30mm to 6mm in thickness, then annealed in an Ar atmosphere at 673K for 28.8ks followed by furnace cooling. The reduction of cold rolling after annealing is 80% (1.2mm thick) and 90% (0.6mm thick). The cold-rolled sheets were rapidly heated in a salt bath at 773K for 0.3ks followed by fan-cooling. The above processing is the same with the process of producing superplastic 7475 sheet developed by one of authors<sup>2,3)</sup>.

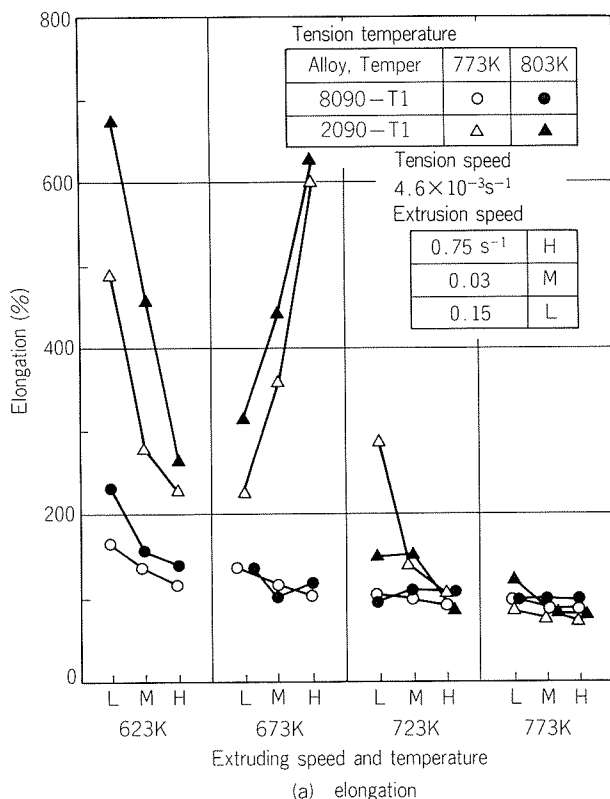
Chemical compositions of 8090 and 2090 alloys are shown in **Table 1**.

## 2.2 Tension test at a high temperature

The length of the reduced section and gauge for sheet-type specimens are 20mm and 15mm respectively. While those for round specimens adopted in rods are 15mm and 10mm. Specimens were taken parallel to the direction of rolling or extrusion. Tension test was carried out at a constant cross

**Table 1** Chemical composition. (mass%)

Alloy		Li	Cu	Mg	Zr	Si	Fe
8090	sheet	2.34	1.20	0.59	0.12	0.03	0.07
	rod	2.42	1.15	0.68	0.12	0.04	0.04
2090	rod	2.21	2.65	<0.01	0.12	0.04	0.04



head speed.

## 3. Results

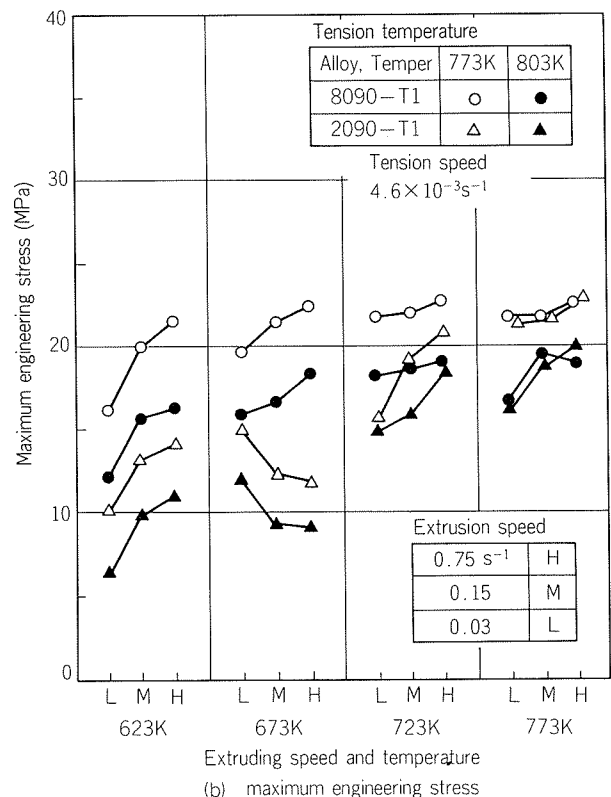
### 3.1 Effects of hot working conditions

**Fig. 1 (a)** shows the effects of hot working conditions on elongation at 773 and 803K. The initial rate in tension test is  $4.6 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$  in all specimens.

It is found that the hot working conditions remarkably influence the superplasticity of as-extruded 2090 rods. High elongations were obtained in the rods extruded at 673K,  $0.75 \text{ s}^{-1}$  (H) and 623K,  $0.03 \text{ s}^{-1}$  (L). On the other hand, the elongation of 8090 alloy rods was not influenced by extruding conditions and is inferior to 2090 ones. The maximum engineering stress in the above test is shown in **Fig. 1 (b)**. It is found that the maximum engineering stress decreases when the high elongation is obtained.

### 3.2 Effects of homogenization and cold working (8090)

**Fig. 2** shows the effect of temperature in tension test on elongation to fracture. The highest elongation was obtained at about 773K. When the temperature of ingot homogenization is 733K, superplasticity was not exhibited at an initial strain rate of  $4.2 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ . The effect of initial strain rate at 773K on elongation is shown in **Fig. 3**. The super-



**Fig. 1** Effects of hot working conditions on elongation and maximum engineering stress.

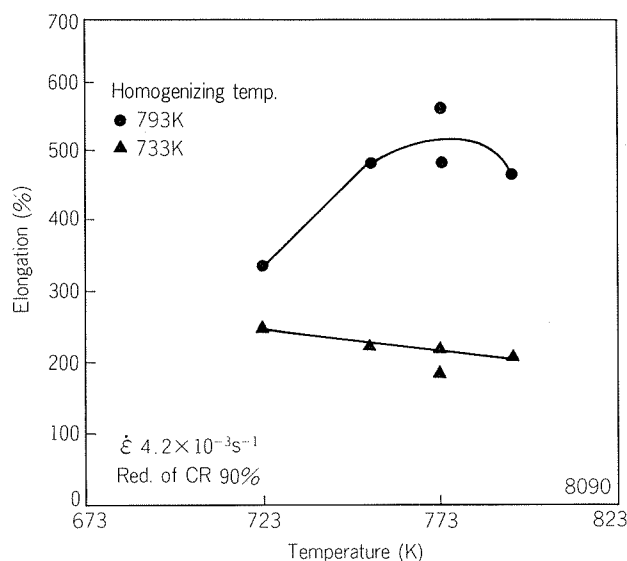


Fig. 2 Effect of a testing temperature on elongation of 8090 sheets.

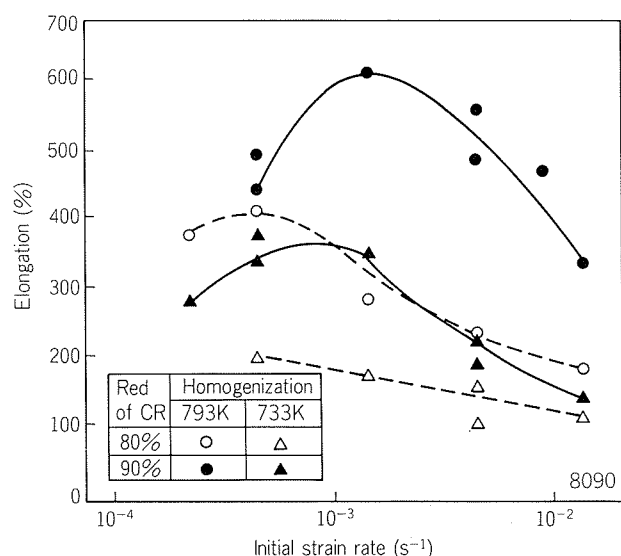


Fig. 3 Effect of an initial strain rate on elongation of 8090 sheets.

plasticity of 8090 alloy sheet homogenized at 793K and cold-rolled at the reduction of 90% is superior to that of sheets fabricated in the other conditions. In the above condition, excellent superplasticity is obtained at a high strain rate,  $\sim 10^{-3}\text{s}^{-1}$  in the order of magnitude compared with 7475 alloy sheet having fine grains ( $\sim 10^{-4}\text{s}^{-1}$ ).

### 3.3 Superplastic forming

The prototype components, a corrugate bead and a cross-corrugate bead formed superplastically from 8090 alloy sheet are shown in Fig. 4. This sheet was manufactured in the above-mentioned processing. It is confirmed that the required time to form

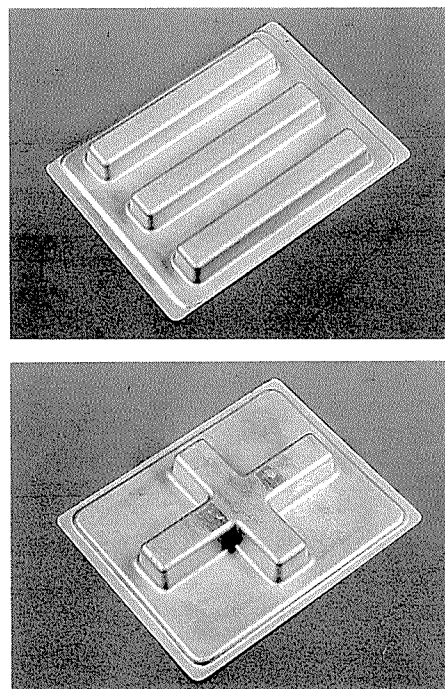


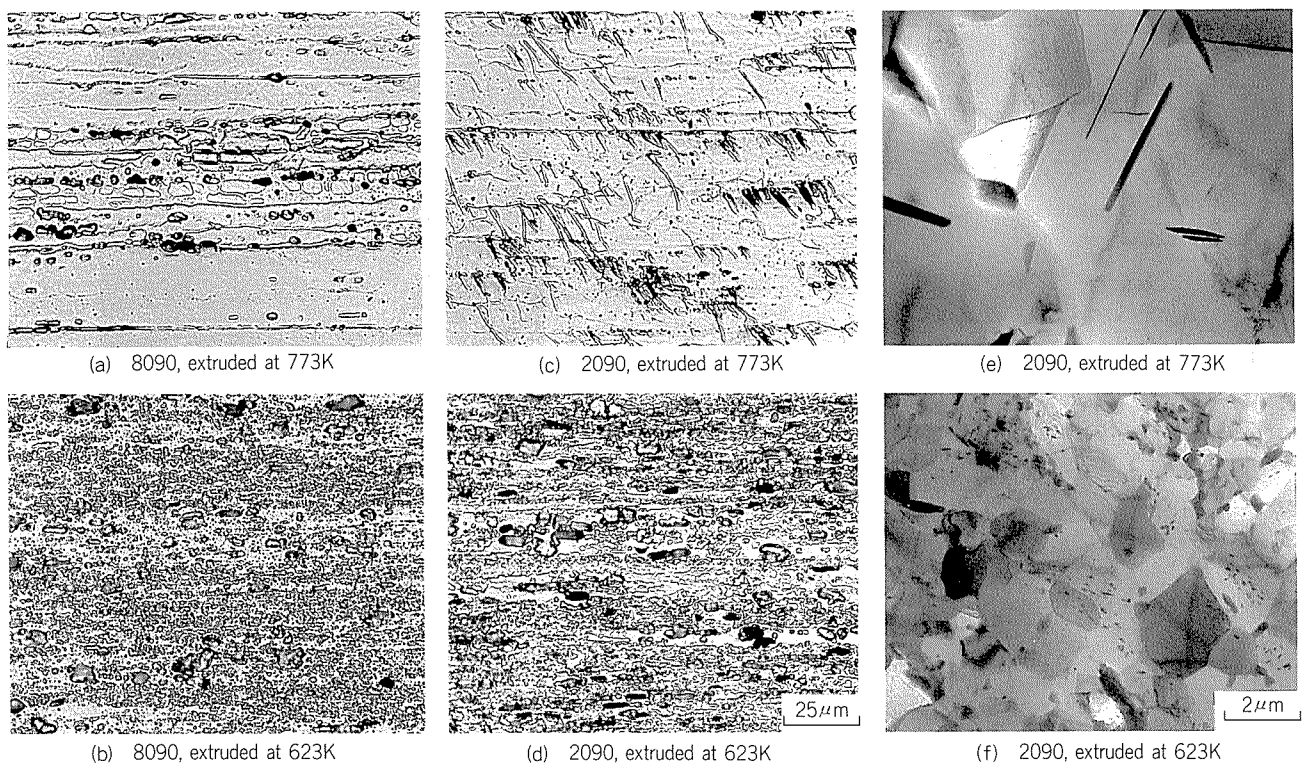
Fig. 4 Corrugated and cross-corrugated beads formed superplastically. (8090 sheet)

a sheet into these components superplastically reduces to 1/5~1/10 of that to form 7475 alloy sheet having fine grains.

## 4. Discussion

### 4.1 Difference between 8090 and 2090 alloys

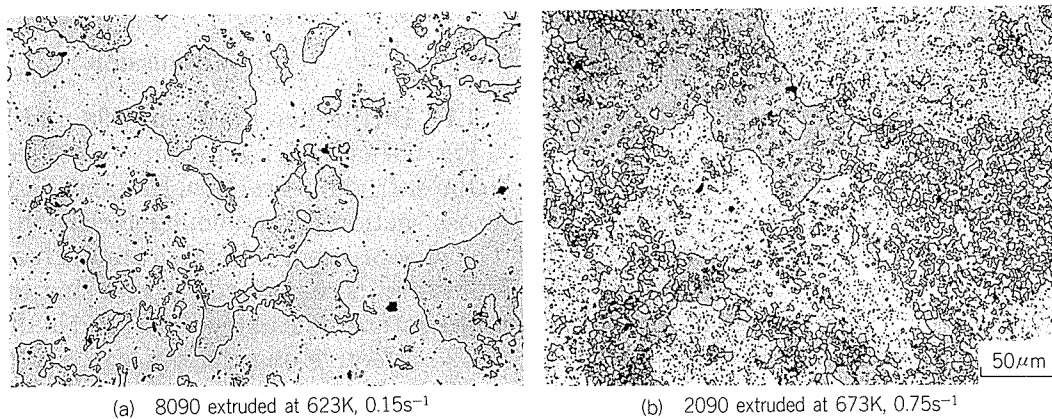
Fig. 5 shows microstructures (cross section parallel to the extruding direction, ED) and TEM structures (cross section perpendicular to ED) in both alloys. The size of subgrain and grain decreases and precipitation increases with decreasing the extruding temperature. The extruding speed in this study was not so effective on subgrain size except extruding at 773K. But it changes precipitated structures. It is found that the precipitation of 2090 alloy is faster than that of 8090 one. In 2090 alloy,  $T_1$  ( $\text{Al}_2\text{CuLi}$ ) phase precipitates easily in the grain boundaries shown in Fig. 5 (c) and (e). This precipitation causes the formation of fine grains during hot working of billets or superplastic deformation of rods at high temperature as shown in Fig. 6 (b). This precipitation also results in reduction of maximum engineering stress shown in Fig. 1 (b). Whereas precipitates in 8090 alloy formed during hot working dissolve easily and the precipitation rate during deformation is slow. This causes the grain growth at a solution temperature. This is a reason why the superplasticity of 8090 rods is inferior to that of 2090 ones.



**Fig. 5** Effect of extruding temperature on microstructures and TEM structures of 8090 and 2090 rods extruded at slow speed (L).

Microstructure (a)~(d) : Cross-section parallel to the ED.

TEM structure (e), (f) : Cross-section perpendicular to the ED.



**Fig. 6** Microstructures of 8090 and 2090 rods during superplastic deformation at 773K. ( $\epsilon = 0.5$ )

#### 4.2 Effect of thermomechanical treatment on microstructures of 8090 alloy

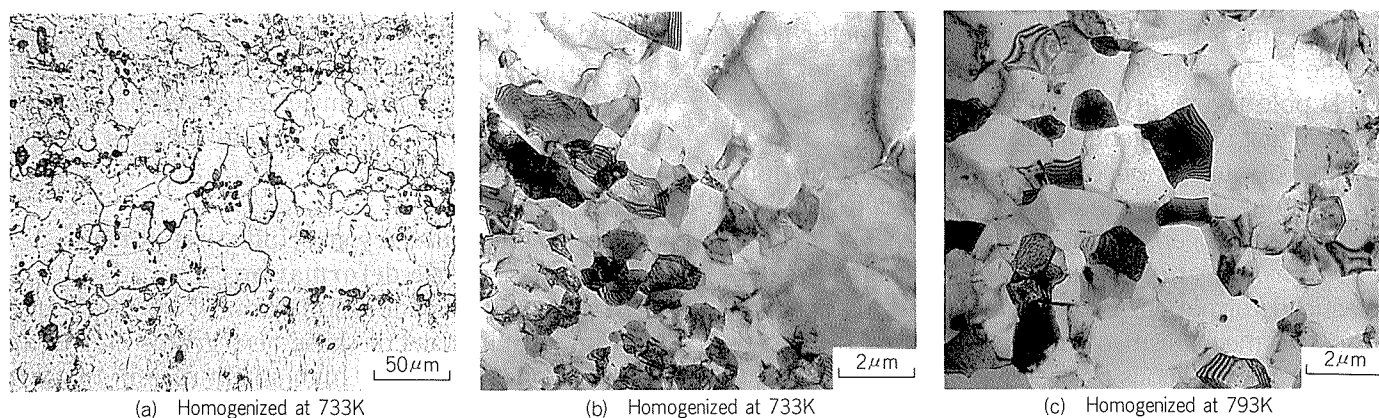
Many insoluble compounds were observed in 8090 sheets rolled from ingots homogenized at 773K. These compounds, estimated as Al-Cu, Al-Cu-Li and Al-Cu-Fe phases, exist in rows parallel to the rolling direction of the sheet, and further in boundaries of extended grains. During rapid heating, large recrystallized grains are apt to occur in the neighbourhood of these compounds as shown in **Fig. 7 (a)**. **Fig. 7 (b)** and **(c)** show the effect of homogenizing temperature on TEM structures of

8090 sheets. In homogenization at 793K, only subgrains are observed. This recrystallization is also influenced by the reduction of cold rolling. **Fig. 8** shows that grain growth in the reduction of 80% is faster than in that of 90%. The sheet with excellent superplasticity at a high strain rate does not recrystallize easily at a solution temperature.

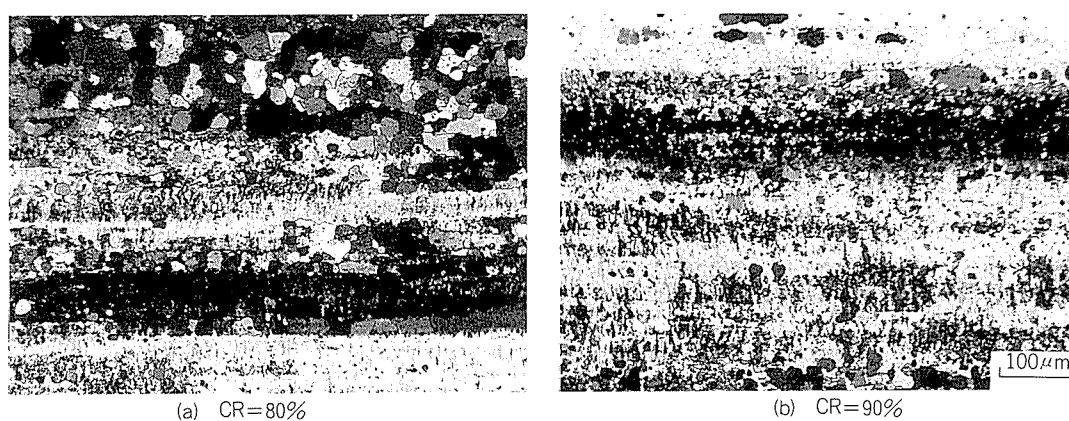
#### 4.3 Microstructural change during superplastic deformation of 8090 alloy

**Fig. 9** shows the microstructural changes during superplastic deformation at 773K and  $4.2 \times 10^{-3} \text{s}^{-1}$ .

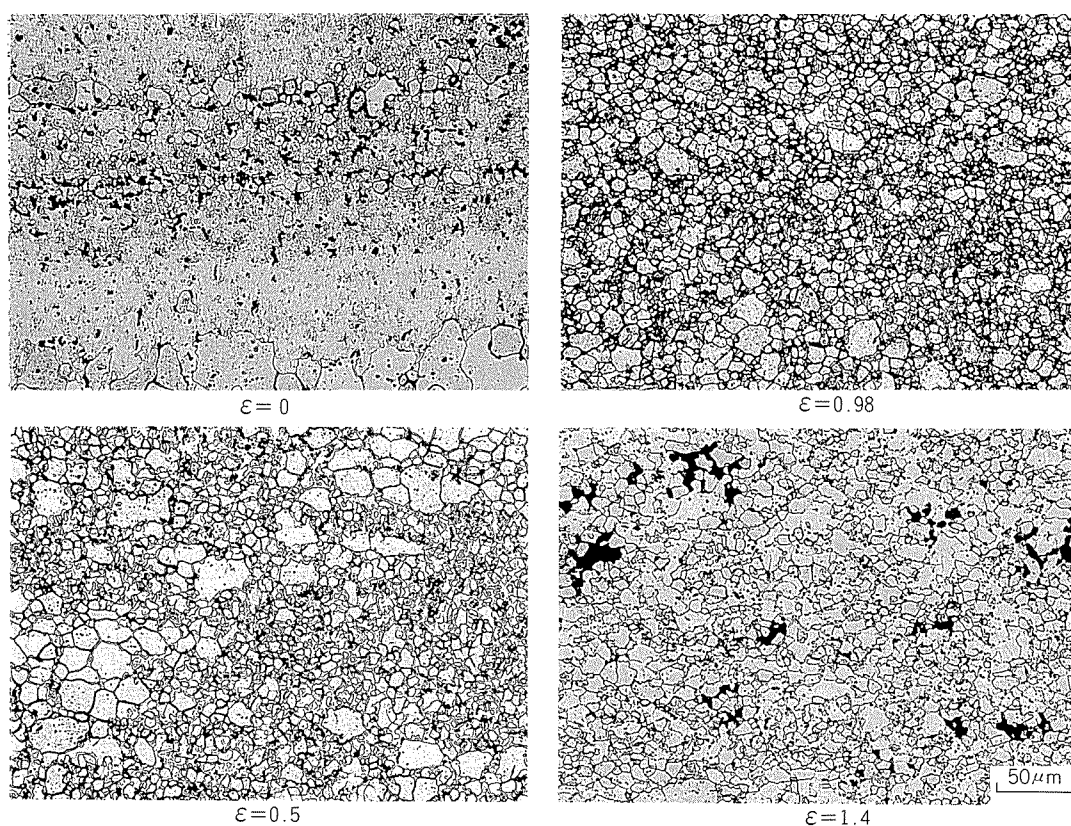




**Fig. 7** Microstructures and TEM structures of 8090 sheets (CR=90%) rapidly heated at 773K for 0.3ks in a salt bath.



**Fig. 8** Effect of the reduction of cold rolling on microstructures of the sheet rolled from an ingot homogenized at 793K.



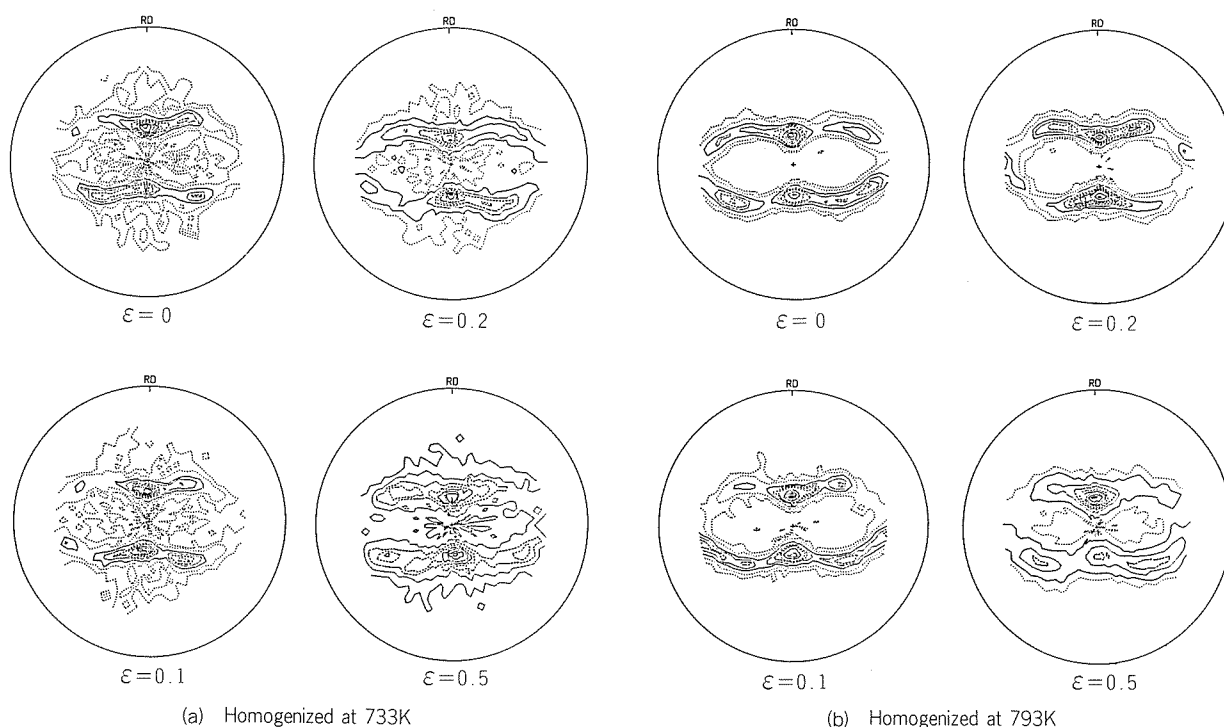
**Fig. 9** Microstructural changes of 8090 alloy sheet during deformation at 773K and  $4.2 \times 10^{-3} \text{s}^{-1}$ . (L-LT section)

Fine grains with less than  $10\mu\text{m}$  in diameter form at the early stage of deformation. The changes of (111) pole figure are also shown in **Fig. 10**. In homogenizing at high temperature such as 793K, typical rolling texture is observed and these orientations scarcely change at the early stage of deformation. While in homogenizing at 733K, another orientations except rolling texture are observed before superplastic deformation. From microstructures and texture, the mechanism of this recrystallization is considered as continuous or in-situ recrystallization. This is also called as dynamic recrystallization by Grimes et al<sup>1)</sup>. The size of these new grains is influenced by a temperature and a strain rate in tension test. To a

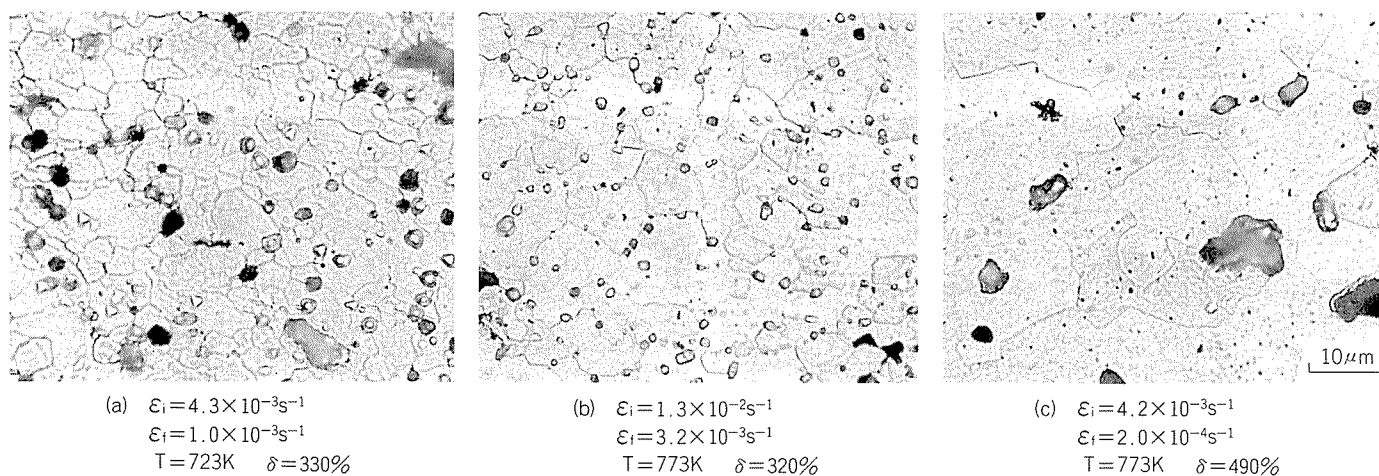
limited extent, the grain size decreases with decreasing in the temperature or increasing in the strain rate in tension test, because it is considered that precipitation of solute atoms on substructures formed by TMT is accelerated.

#### 4.4 Grain boundary precipitation during superplastic deformation

After the formation of fine grains, the precipitation into boundaries of these new grains occurs at a low temperature or a high strain rate in tension test. This grain boundary precipitation causes the reduction of elongation as shown in **Fig. 11**. This figure shows the microstructures in the neigh-



**Fig. 10** (111) pole figure of 8090 alloy sheets during superplastic deformation.



**Fig. 11** Grain boundary precipitation in the neighbourhood of fracture (homogenizing at 793K, CR=90%).

$\epsilon_i$ : Initial strain rate,  $\epsilon_f$ : Estimated final strain rate



bourhood of fracture. When the temperature in tension test is low like 723K (a) or the initial strain rate is high like  $1.3 \times 10^{-2} \text{s}^{-1}$  (b), a lot of precipitates in the grain boundaries are observed in comparison with the test at 773K and  $4.2 \times 10^{-3} \text{s}^{-1}$  (c). Fortunately, an 8090 alloy has less quench sensitivity than commercial high strength aluminum alloys and few precipitates occur in the grain boundary during cooling as previously presented by us in another conference<sup>4)</sup>. Therefore it is considered that the precipitates observed in Fig. 11 were formed during deformation. Fig. 12 shows the TEM structures of these precipitates in the grain boundaries. It is estimated that these compounds are mixed with  $T_1$  ( $\text{Al}_2\text{CuLi}$ ),  $\delta$  ( $\text{AlLi}$ ) or  $T$  ( $\text{Al}_2\text{LiMg}$ ) phase from SADP and EDS analyses.

On the other hand, when the dissolution of precipitates is faster than the precipitation of solute atoms such as at a high temperature or at a low strain rate of superplastic deformation, grain growth is apt to occur. This grain growth increases the flow stress. This increasing flow stress accelerates the precipitation. If the substructure is not formed within the grain, grain boundary precipitation occurs and causes the reduction of elongation. It is summarized that if the grain size is kept constant during superplastic deformation as a result of balancing between precipitation rate and dissolution rate in the grain boundary, the excellent superplasticity is obtained.

## 5. Conclusion

It is summarized that the conditions of thermo-mechanical treatment to obtain excellent superplasticity at a high strain rate and the mechanism of superplasticity in 8090 and 2090 alloys are as follows.

- (1) 2090 alloy has excellent superplasticity in an as hot-worked condition by hot working at 673K or less. But 8090 alloy has less superplasticity in the above condition.
- (2) 8090 alloy has excellent superplasticity by homogenizing at 793K and cold working at the reduction of 90% in addition to hot working at a comparatively low temperature.
- (3) Stable substructures are developed in 2090 alloy by hot-working at a low temperature. Fine grains form during heating or superplastic deformation. Whereas grain growth occurs

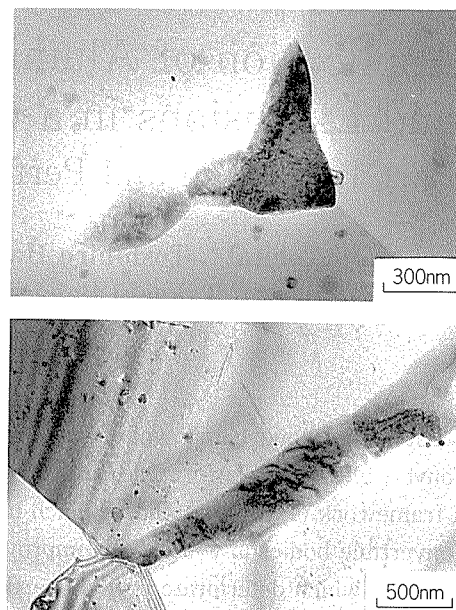


Fig. 12 TEM structure of grain boundary precipitates.

in 8090 alloy. The reason of this grain growth is considered that the precipitation rate of 8090 alloy is slower than that of 2090 one.

- (4) 8090 alloy with stable substructures developed in the conditions described in (2) does not recrystallize easily at a high temperature. Fine grains form by dynamic recrystallization.
- (5) After the formation of fine grains, it is important to inhibit both the grain boundary precipitation and grain growth in order to improve superplasticity further.

**Acknowledgement :** This work was supported by the Society of Japanese Aerospace Companies. The authors wish to thank SJAC to permitting publication.

## Reference

- 1) R. Grimes and W.S. Miller : *Aluminum-Lithium Alloys II*, ed. by E.A. Starke, Jr. et al. AIME (1983), 153.
- 2) Y. Baba, T. Uno and H. Yoshida et al. : Report of Advanced Aircrafts Technical Development Center, No. 802(1984), No. 901 (1985), No. 6001(1986) SJAC
- 3) H. Yoshida, T. Uno and Y. Baba : Transactions of the Japan Institute of Metals, 27 (1986) 875.
- 4) H. Yoshida and S. Hirano : Proceedings of spring meeting of the Japan Institute of Light Metals (1986.5) 41.

論 文

Application of Aluminum Honeycomb Sandwiches  
and Extrusions in a Convertible  
Part 1. Design and Performance of a Prototype\*

Koji Tobita\*\*, Toshihiro Hara\*\*, Kazuki Fujise\*\*, Yoshiaki Kinoshita\*\*  
Keizo Nanba\*\*\*, Takeaki Baba\*\*\*, Yoshio Takeshima\*\*\* and Hiromichi Sano\*\*\*

---

# Application of Aluminum Honeycomb Sandwiches and Extrusions in a Convertible

## Part 1. Design and Performance of a Prototype\*

Koji Tobita\*\*, Toshihiro Hara\*\*, Kazuki Fujise\*\*, Yoshiaki Kinoshita\*\*  
Keizo Nanba\*\*\*, Takeaki Baba\*\*\*, Yoshio Takeshima\*\*\* and Hiromichi Sano\*\*\*

Aluminum honeycomb sandwiches and aluminum extrusions have been applied to a platform for convertibles. The platform, composed of a dashpanel and floor panels (honeycomb sandwiches) and a framework (extrusions), has a much more lightweight and rigid structure than other conventional convertible bodies-in-white. This improves remarkably vibrational behavior and handling characteristics, which deteriorate in a convertible, in the case of a prototype.

### 1. Introduction

Since automobiles were invented over one hundred years ago, they have been manufacturing in various ways — from handiwork by craftsmen to mass production in modern plants. However, society has been recently diversified, thus persons and things having been evaluated from their individuality. Therefore, the production method of automobiles seems to be changing from mass production to diversified small amount production. It may be a sign of this change that auto manufacturers have been lately announcing and selling various versions like convertibles by a small amount production. Under the present conditions, however, most of convertibles on the market are manufactured as a version derived from a conventional unit-body structure.

The unit-body structure is characterized by lightweight and high rigidity through the well-balanced stress distribution on body components against external forces. When a unit-body structure loses its roof structure in deriving a convertible, therefore, this structure (hereinafter referred to as a "roof-less structure") cannot avoid largely decreased strength and rigidity because of the collapse of the well-balanced stress distribution. Although the roof-less structure is reinforced to recover the strength and rigidity, a complete recovery is hard to obtain.

This decrease of the rigidity results in deteriorated riding comfort and handling characteristics of a convertible. The weight increase for the reinforcement also deteriorates acceleration and fuel economy. Although some body structures are manufactured for convertibles alone, they also have much less rigidity than unit-body structures, so they also have similar problems mentioned above.

The purpose of this study is to pursue a lightweight and rigid body structure to improve vibration, handling characteristics, acceleration and fuel economy for convertibles.

### 2. Body structure and rigidity

The reasons why we have been paying attention to the rigidity<sup>1)</sup> are as follows:

- (1) General body performance, its shake, vibration and noise is a function of its rigidity.
- (2) Generally, if the rigidity requirement is satisfied, the body strength will be adequate.

Our experiments at the beginning of this study showed that the removal of roof panel and its side rails from a unit-body structure decreased the bending rigidity and torsional rigidity of a body to 10 ~ 20 percent of its original one. The torsional rigidity generally decreases more sharply than the bending rigidity.

Fig. 1 shows finite element models (half-body models) of a unit-body structure and its roofless structure. In the FEM analysis, the bending rigidity and torsional rigidity of the roofless structure proved to decrease to 24% and 12% of that of orig-

\* This paper was presented to the SEA International Congress, Detroit, February 23—27, 1987.

\*\* Mazda Motor Corporation

\*\*\* Technical Research Laboratories, Applied Technology Department

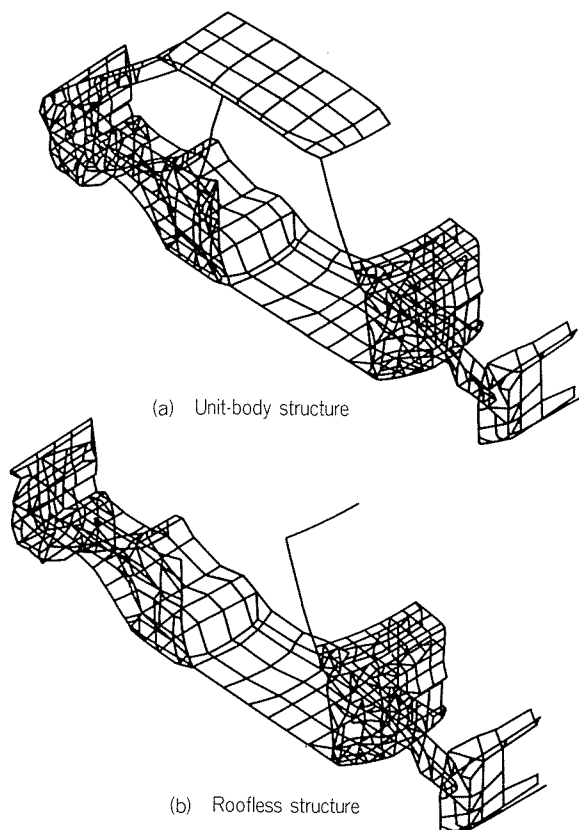


Fig. 1 Finite element models of a unit-body structure and its roofless structure.

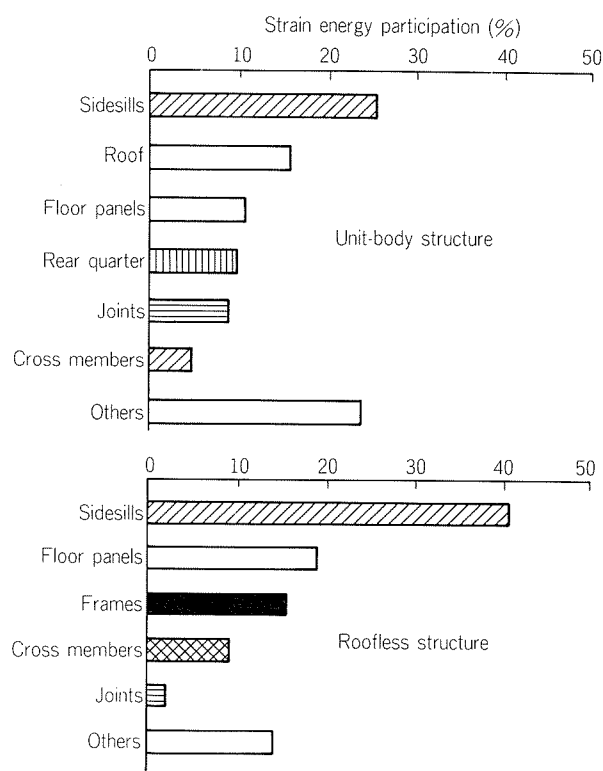


Fig. 2 Strain energy participation of body components in finite element body models under bending moment.

inal structure respectively.

**Figs. 2 and 3** show strain energy participation of principal body components when bending moment and twisting moment are loaded on the structures respectively. The strain energy participation is a contribution factor against external force loaded on the structures. For recovering the rigidities, therefore, it is effective to reinforce the body components with more strain energy. In the roofless structure, sidesills are absolutely a dominant component against the bending moment (**Fig. 2**). Thus, the reinforcement to the sidesills is generally one of the most effective methods for recovering the bending rigidity. This method permits the bending rigidity to recover to a considerable level.

In the case of torsional rigidity, however, no dominant members to be reinforced exist, so the extent of the members to be reinforced should be expanded to the torsional rigidity. However, the extent is determined by restrictions, such as the target of weight, body performance, layout, etc.. Therefore the recovery of the torsional rigidity seems to have limits of itself.

This is why we lay emphasis on the recovery of the torsional rigidity as described below in this study.

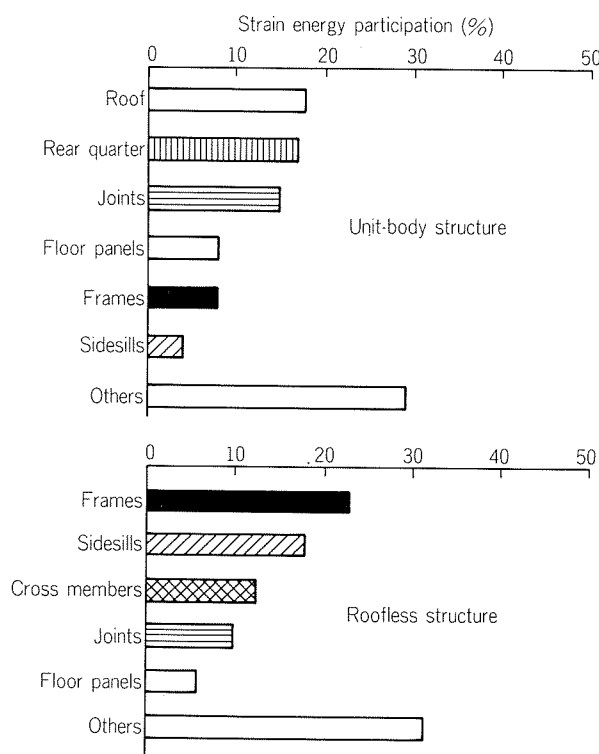


Fig. 3 Strain energy participation of body components in finite element body models under twisting moment.

### 3. Selection of materials

What we pay a great attention to in the body structure from **Fig. 3** is that the participation of the floor panel decreases in spite of having removed the roof-structure. In the roofless structure, the floor panel acts on membrane stress more effectively rather than on bending stress, which results in little contribution of the floor panels to the torsional rigidity.

Therefore, if the floor panel acts on bending stress effectively, the torsional rigidity of the roofless structure will be recovered to a considerable degree. For this reason honeycomb sandwiches with high specific strength and high specific rigidity is believed to be one of the most appropriate materials. It has been determined that the sandwiches should be applied to a flat floor panel and a flat dashpanel in consideration of restrictions on its deformability. Aluminum alloys are adopted as the materials for the core and face sheet of these sandwiches from their high specific strength, cost, corrosion resistance, etc..

Aluminum extrusions are also adopted as the material of the body framework for holding the sandwiches from the following viewpoints:

- (1) Lightness and rigidity
- (2) Formability to the various shape of cross sections
- (3) Corrosion resistance and workability

For the above reason, the development of complete aluminum platform (hereinafter referred to as "Honeycomb Platform"), composed of aluminum honeycomb sandwiches and extrusions, was started to pursue a lightweight and rigid structure for convertibles.

The reasons why we have employed aluminum honeycomb sandwiches and extrusions include the following important factors:

- (1) Reduction in noise and vibration of the platform is obtainable because of the excellent damping characteristics of honeycomb sandwiches.
- (2) Reduction in cost is also obtainable in a small amount production like convertibles because the die cost of aluminum extrusions is much less than for press machine in mass production.

### 4. Design of honeycomb platform

The platform structure had a condition that the powerplant and chassis which had been developed by Mazda could be mounted. The performance targets were determined to exceed the performance

of convertible bodies-in-white on the market as follows:

- Bending rigidity (EI) :  $1.0 \times 10^3 \text{ kNm}^2$
- Torsional rigidity (GJ) :  $0.7 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$
- Weight : 100 kg
- Natural frequency of first vertical bending :  $\geq 40 \text{ Hz}$
- Natural frequency of first torsion :  $\geq 40 \text{ Hz}$

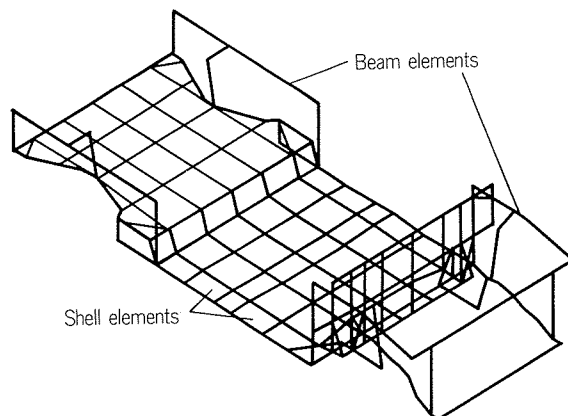
The bending rigidity and torsional rigidity of convertibles on the market are generally  $0.8 \sim 0.9 \times 10^3 \text{ kNm}^2$  (EI) and  $0.4 \sim 0.5 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$  (GJ) respectively. (Evaluation of the rigidities is shown in the **Appendix**.) Since the weight of convertible bodies-in-white equivalent to the platform are estimated to be 200~250 kg, the targets of the platform were challenging.

**Fig. 4** shows a finite element model for examining the structure and performance of the platform.

The model is composed of : 192 grid points, 156 beam elements and 114 shell elements. Beam elements and shell elements express the aluminum extrusion framework and the honeycomb sandwiches respectively. The stiffness of the principal joints among the frameworks is  $5 \times 10^5 \text{ kNmm}^2/\text{rad}$  from our experience and the joints of the panel and framework are of rigid link.

After various examinations for the platform structure to fulfill the above targets, the height of honeycomb sandwiches was proved to be a dominant factor for the torsional rigidity and permits much lighter weight than other reinforcements in recovering the torsional rigidity. However, the height of dashpanels was taken to be 30 mm because of the restrictions on layout in the engine compartment.

**Fig. 5** shows the rigidities and weight of the platform versus the core height of sandwiches. An aluminum face sheet is 1.0 mm thick, and core height 0 mm means that the floor panel is composed of 2 mm thick aluminum sheet. **Fig. 5** also shows that



**Fig. 4** Finite element model for Honeycomb Platform.

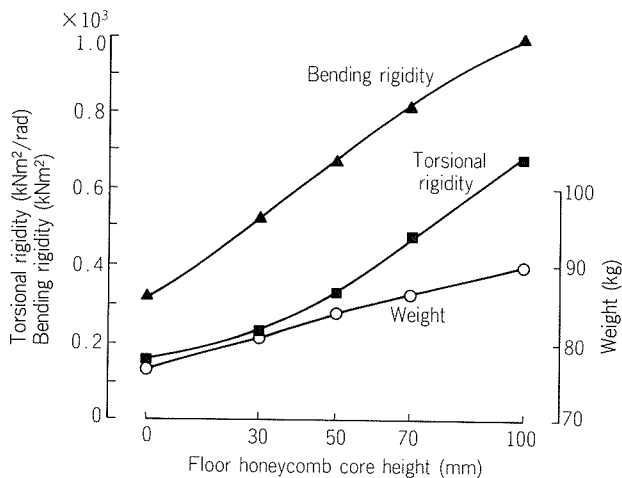


Fig. 5 Effect of floor honeycomb core height on rigidities and weight of platform.

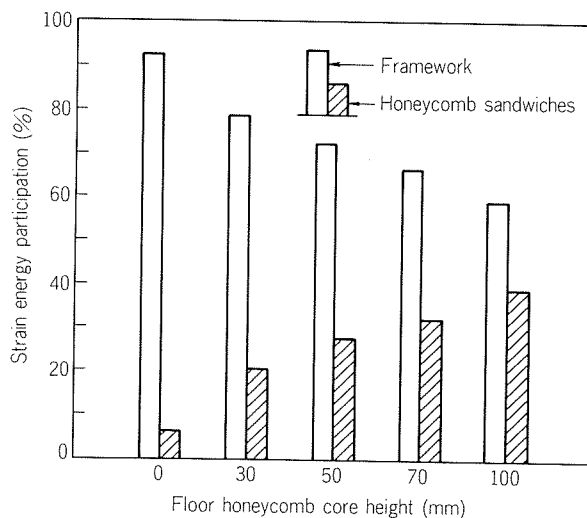


Fig. 6 Strain energy participation of the sandwiches and framework under bending moment.

the application of honeycomb sandwiches 100 mm height will enable the platform to fulfill the targets.

Figs. 6 and 7 show the strain energy participation of the sandwich and the framework when the bending and torsional rigidities in Fig. 5 are calculated. While the framework is always dominant to the bending rigidity (Fig. 6), honeycomb sandwiches of more than 50 mm in height contribute to the torsional rigidity more effectively, as expected in the previous section.

Although the application of 100 mm high honeycomb sandwiches was essential to fulfill the targets, the height was also to be determined in consideration of layout requirements, such as the powerplant and chassis, seats, minimum floor height, etc.. Final height of honeycomb sandwiches for the floor was decided to be 100 mm except front area of a front floor. The height in the front area was to be taken as 30 mm for a dryer to make pedal motions.

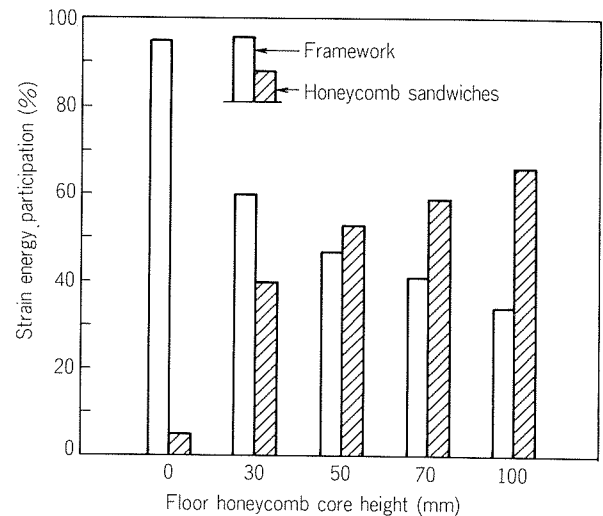


Fig. 7 Strain energy participation of the sandwiches and framework under twisting moment.

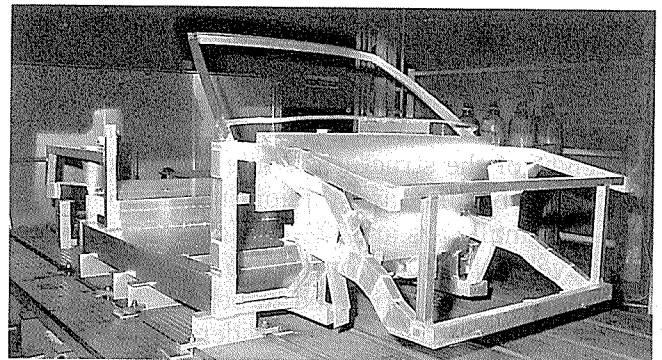


Fig. 8 Honeycomb Platform

The calculated result of the final platform structure is as follows:

Bending rigidity (EI)	$1.09 \times 10^3 \text{ kNm}^2$
Torsional rigidity (GJ)	$0.67 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$
Weight	117 kg
Natural frequency of first vertical bending	46 Hz
Natural frequency of first torsion	38 Hz

Fig. 8 shows a platform structure determined on the basis of FEM analysis. The detailed production process of the platform will be described in Part 2.

## 5. Experimental results of Honeycomb Platform

Table 1 lists the rigidity, weight and natural frequency of Honeycomb Platform obtained from experiments, compared with the targets and the calculated values. The targets are almost fulfilled. The calculated analyses offer a considerable degree

**Table 1** Technical data of Honeycomb Platform.

	Target	Calculation	Experiment
Bending rigidity $\times 10^3$ (kNm <sup>2</sup> )	1.0	1.09	0.93
Torsional rigidity $\times 10^3$ (kNm <sup>2</sup> /rad)	0.7	0.67	0.69
Weight (kg)	100	116	117
Natural frequency of first bending (Hz)	$\geq 40$	46	44.8
Natural frequency of first torsion (Hz)	$\geq 40$	38	39.6

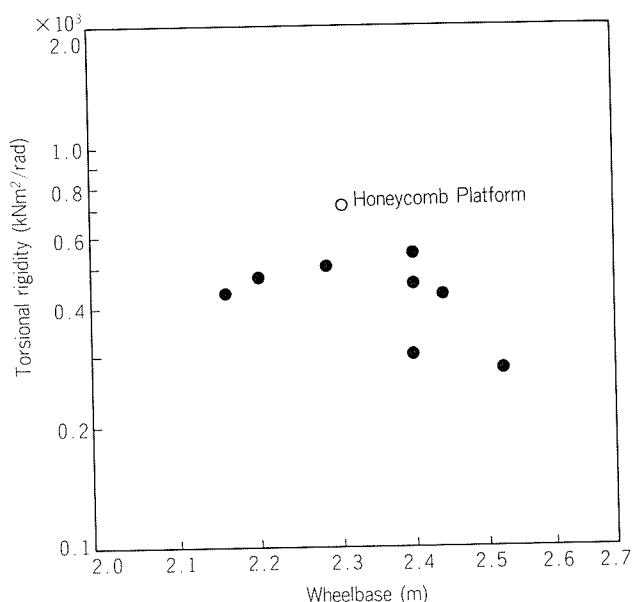
of accuracy to the above experiments.

**Fig. 9** shows the torsional rigidity of Honeycomb Platform, compared with those of other convertibles on the market. The higher rigidity of the platform will be found easily.

The natural frequencies listed in **Table 1** have a close relation with the ratio of the rigidity to the weight of the structure. While the natural frequencies of bending and torsion in unit bodies-in-white for small cars are 30~40 Hz and 25~35 Hz respectively, those in convertible bodies-in-white on the market are estimated to be 20~30 Hz and 15~25 Hz respectively. In consideration of these facts, Honeycomb Platform is proved to have a remarkably lightweight and rigid structure.

## 6. Technical data of prototype

A prototype was completed by installing plastic exterior panels and interior parts after having mounted complete powerplant and chassis on the Honeycomb Platform. The exterior panels were made of glass fiber reinforced plastic by hand lay-up method.

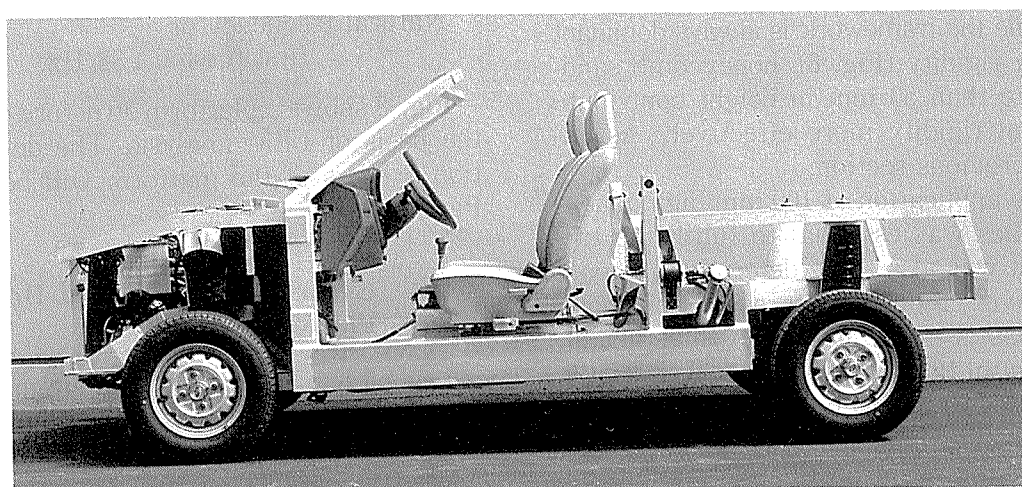
**Fig. 9** Torsional rigidity of Honeycomb Platform compared with some other convertibles on the market.

**Fig. 10** shows a feature of prototype with no exterior and interior parts. **Table 2** lists the technical data of prototype. The curve weight is 680 kg. Since the prototype has neither equivalent nor comparable convertibles, it is difficult to estimate the weight reduction of the prototype. However, from our past experiments and our experience, the prototype is expected to have fulfilled weight reduction of at least more than 100~150 kg.

## 7. Performance of prototype

### 7.1 Frequency response in a shaker test

Convertibles are generally apt to have "shakiness" in a low frequency range (10~15 Hz). This problem is caused by the coupling of body natural frequencies and the unsprung natural frequency of suspension (10~15 Hz for a small car) or the pitching

**Fig. 10** Prototype with no exterior and interior parts.

**Table 2** Technical data of prototype.

Car dimensions and weight		
Overall length	(mm)	3720
Overall width	(mm)	1620
Max. height (at curb weight)	(mm)	1400
Wheelbase	(mm)	2300
Wheel track (Front/Rear)	(mm)	1400/1390
Road clearance	(mm)	150
Turning diameter	(m)	8.8
Curb weight	(kg)	680
Drive train		
Max. power	(kw/rpm)	47.7/5500
Max. torque	(N·m/rpm)	104/3500
Displacement	(cc)	1296
No. of cylinder		4
Transmission		3-Speed automatic
Suspension		
Front		Mc Pherson strut type
Rear		Trailing arm type
Shock absorber		Adjustable shock absorber
Tyres and wheels		
Tyre dimension	(mm)	165/70-305
Rim dimension	(mm)	114×305

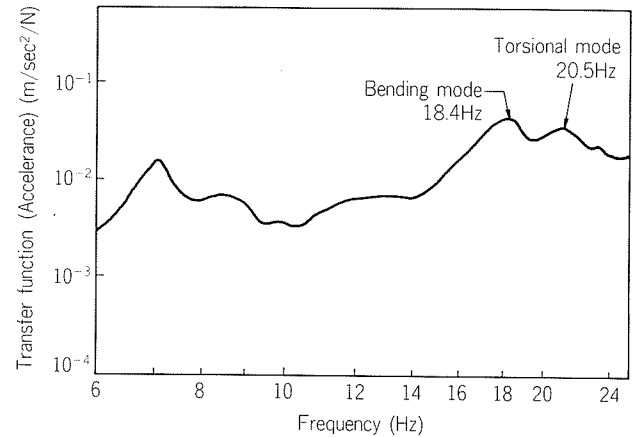
motion of a power-plant, especially in front wheel drive cars. Therefore, natural frequencies of convertibles have to avoid this frequency range.

**Fig. 11** shows the frequency response (accelerance) of driving point on the front right side of the prototype. Modal analysis identified the peaks of 18.4 Hz and 20.5 Hz as first bending mode and first torsional mode respectively. This means that the prototype has a high potential to improve "shakiness".

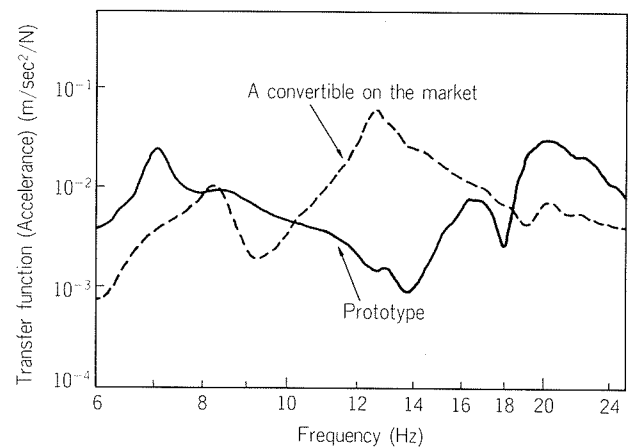
**Fig. 12** shows the frequency response (accelerance) of a windshield pillar joint in the lateral direction. For comparison, it also shows the frequency response of the joint of a certain convertible on the market. As the frequency response of the joint can be regarded as a measure of "shakiness", the prototype proves to improve "shakiness" markedly.

## 7.2 Road impression

The rigidity and weight of a convertible have a close relation with vibration and handling characteristics. Therefore, road impression was evaluated



**Fig. 11** Driving point frequency response on the front right side of the prototype in a shaker test.



**Fig. 12** Frequency response of a windshield pillar joint in the lateral direction in a shaker test compared with a convertible on the market.

from the viewpoints of vibration and handling characteristics. In the general driving, remarkably improvement in "shakiness" of steering wheel, seats and windshield pillars was recognized in comparison with other conventional convertibles. The vibration of floor was hard to feel. The platform proved to have a good "feeling of solidity".

When the prototype was handled to change a lane quickly at a speed of 100~120 kilometers per hour, the phase angle delay in a yawing motion of body decreased and the yawing motion converged quickly in the transient response of handling.

The prototype proved to have much better handling characteristics than we had expected.

## 8. Summary

The results that were obtained from the application of aluminum honeycomb sandwiches and aluminum extrusions to the platform for convertibles can be summarized as follows:

- 1) Honeycomb Platform has realized weight



reduction of more than 100 kg and torsional rigidity of more than 50% in comparison with other equivalent convertible bodies-in-white derived from conventional unit-body structures.

2) Since the lightweight and rigid Honeycomb Platform increases the natural frequencies remarkably, "shakiness" and handling characteristics have been markedly improved.

### Acknowledgement

The authors are grateful to many colleagues at their laboratories for their active assistance to this project.

The authors are also indebted to ex-Manager A. Muneto of this project, Managing Director and General Manager M. Matsui of Technical Research Center, Mazda Motor Corporation, and Managing Director and General Manager S. Sato of Technical Research Laboratories in Sumitomo Light Metal Ind. Ltd., for the guidance provided throughout the project.

### Reference

- 1) M. M. Kamal and J. A. Wolf, Modern Automotive Structural Analysis, 1982, Van Nostrand Reinhold P20.

### Appendix

Bending rigidity and torsional rigidity of the body structures are difficult to express as simple values. For the convenience of simplification, however, when the body structures are regarded as a uniform section beam, the rigidities are calculated as follows:

Bending rigidity (EI) — Concentrated force is loaded on sidesills as illustrated in **Fig. 13**. Deflection is measured on the sidesills and frames between two supporting points. The average of the values derived from equation (1) is adopted as a measure of the bending rigidity.

Torsional rigidity (GJ) — Twisting moment is loaded at front wheel center (FWC) position of a frame as shown in **Fig. 14**. Twisting angle is also measured on the same points as bending experiment. Torsional rigidity is also calculated from equation (2) in a similar way.

$$EI = W \cdot a \cdot x(l^2 - a^2 - x^2)/6ly \quad \dots\dots(1)$$

$$GJ = Tl/\theta \quad \dots\dots(2)$$

Where,

W : Concentrated force

l : Wheelbase

a : Distance from a supporting point to a loading point

x : Distance from a supporting point to a measuring point

y : Deflection

T : Twisting moment

$\theta$  : Twist angle between a front axle and a rear axle

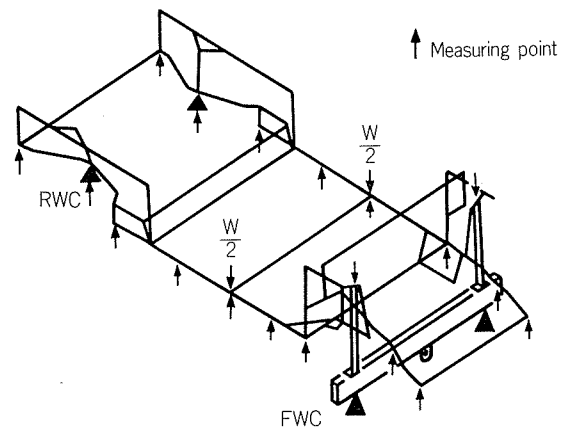


Fig. 13 Experiment of bending rigidity.

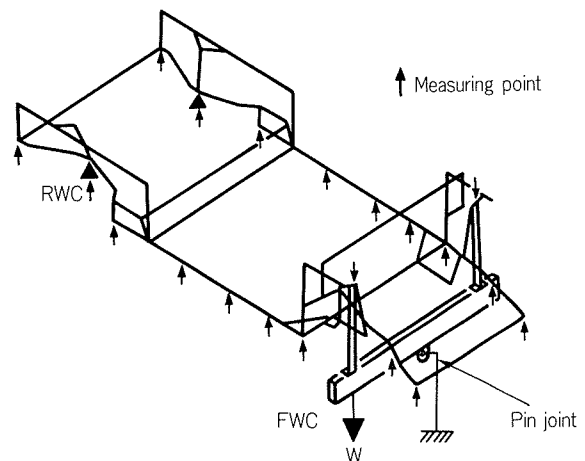


Fig. 14 Experiment of torsional rigidity.

論文

# Application of Aluminum Honeycomb Sandwiches and Extrusions in a Convertible

## Part 1. Design and Performance of a Prototype\*

Koji Tobita\*\*, Toshihiro Hara\*\*, Kazuki Fujise\*\*, Yoshiaki Kinoshita\*\*  
Keizo Nanba\*\*\*, Takeaki Baba\*\*\*, Yoshio Takeshima\*\*\* and Hiromichi Sano\*\*\*

# Application of Aluminum Honeycomb Sandwiches and Extrusions in a Convertible

## Part 1. Design and Performance of a Prototype\*

Koji Tobita\*\*, Toshihiro Hara\*\*, Kazuki Fujise\*\*, Yoshiaki Kinoshita\*\*  
Keizo Nanba\*\*\*, Takeaki Baba\*\*\*, Yoshio Takeshima\*\*\* and Hiromichi Sano\*\*\*

Aluminum honeycomb sandwiches and aluminum extrusions have been applied to a platform for convertibles. The platform, composed of a dashpanel and floor panels (honeycomb sandwiches) and a framework (extrusions), has a much more lightweight and rigid structure than other conventional convertible bodies-in-white. This improves remarkably vibrational behavior and handling characteristics, which deteriorate in a convertible, in the case of a prototype.

### 1. Introduction

Since automobiles were invented over one hundred years ago, they have been manufacturing in various ways — from handiwork by craftsmen to mass production in modern plants. However, society has been recently diversified, thus persons and things having been evaluated from their individuality. Therefore, the production method of automobiles seems to be changing from mass production to diversified small amount production. It may be a sign of this change that auto manufacturers have been lately announcing and selling various versions like convertibles by a small amount production. Under the present conditions, however, most of convertibles on the market are manufactured as a version derived from a conventional unit-body structure.

The unit-body structure is characterized by lightweight and high rigidity through the well-balanced stress distribution on body components against external forces. When a unit-body structure loses its roof structure in deriving a convertible, therefore, this structure (hereinafter referred to as a "roof-less structure") cannot avoid largely decreased strength and rigidity because of the collapse of the well-balanced stress distribution. Although the roof-less structure is reinforced to recover the strength and rigidity, a complete recovery is hard to obtain.

This decrease of the rigidity results in deteriorated riding comfort and handling characteristics of a convertible. The weight increase for the reinforcement also deteriorates acceleration and fuel economy. Although some body structures are manufactured for convertibles alone, they also have much less rigidity than unit-body structures, so they also have similar problems mentioned above.

The purpose of this study is to pursue a lightweight and rigid body structure to improve vibration, handling characteristics, acceleration and fuel economy for convertibles.

### 2. Body structure and rigidity

The reasons why we have been paying attention to the rigidity<sup>1)</sup> are as follows:

- (1) General body performance, its shake, vibration and noise is a function of its rigidity.
- (2) Generally, if the rigidity requirement is satisfied, the body strength will be adequate.

Our experiments at the beginning of this study showed that the removal of roof panel and its side rails from a unit-body structure decreased the bending rigidity and torsional rigidity of a body to 10 ~ 20 percent of its original one. The torsional rigidity generally decreases more sharply than the bending rigidity.

Fig. 1 shows finite element models (half-body models) of a unit-body structure and its roofless structure. In the FEM analysis, the bending rigidity and torsional rigidity of the roofless structure proved to decrease to 24% and 12% of that of orig-

\* This paper was presented to the SEA International Congress, Detroit, February 23—27, 1987.

\*\* Mazda Motor Corporation

\*\*\* Technical Research Laboratories, Applied Technology Department

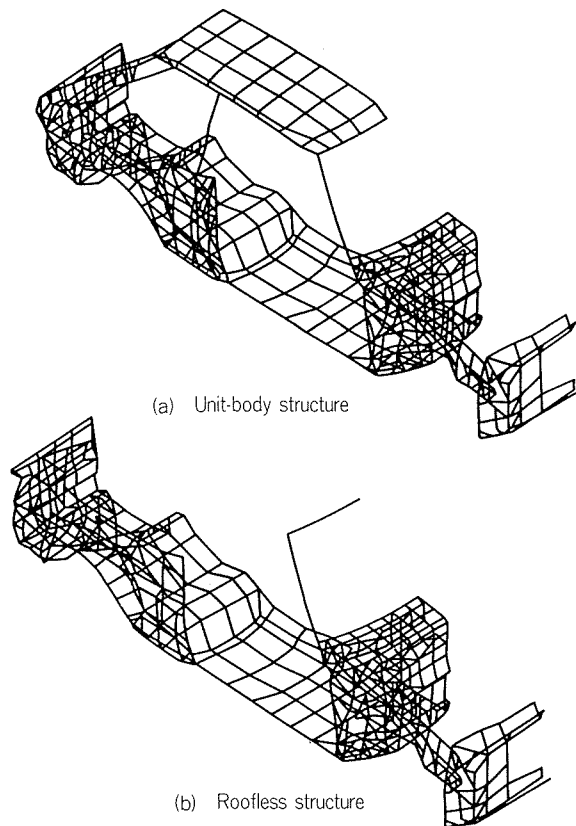


Fig. 1 Finite element models of a unit-body structure and its roofless structure.

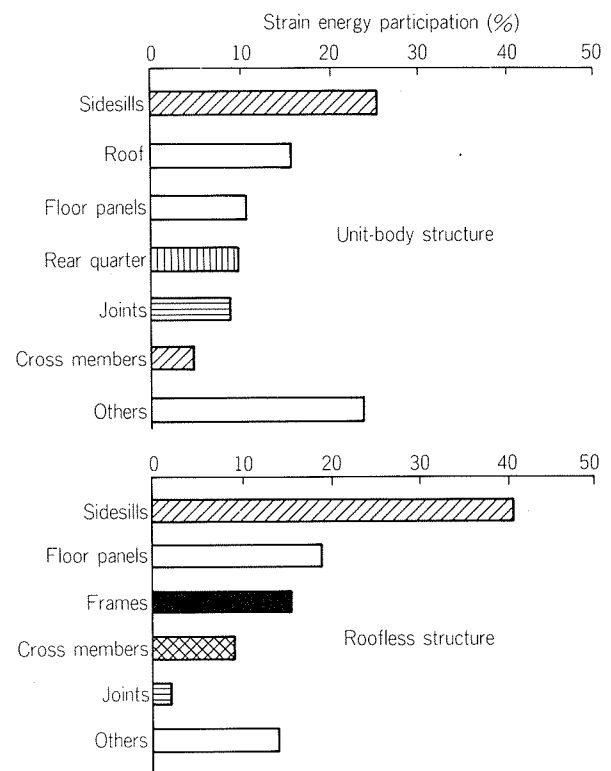


Fig. 2 Strain energy participation of body components in finite element body models under bending moment.

inal structure respectively.

**Figs. 2 and 3** show strain energy participation of principal body components when bending moment and twisting moment are loaded on the structures respectively. The strain energy participation is a contribution factor against external force loaded on the structures. For recovering the rigidities, therefore, it is effective to reinforce the body components with more strain energy. In the roofless structure, sidesills are absolutely a dominant component against the bending moment (**Fig. 2**). Thus, the reinforcement to the sidesills is generally one of the most effective methods for recovering the bending rigidity. This method permits the bending rigidity to recover to a considerable level.

In the case of torsional rigidity, however, no dominant members to be reinforced exist, so the extent of the members to be reinforced should be expanded to the torsional rigidity. However, the extent is determined by restrictions, such as the target of weight, body performance, layout, etc.. Therefore the recovery of the torsional rigidity seems to have limits of itself.

This is why we lay emphasis on the recovery of the torsional rigidity as described below in this study.

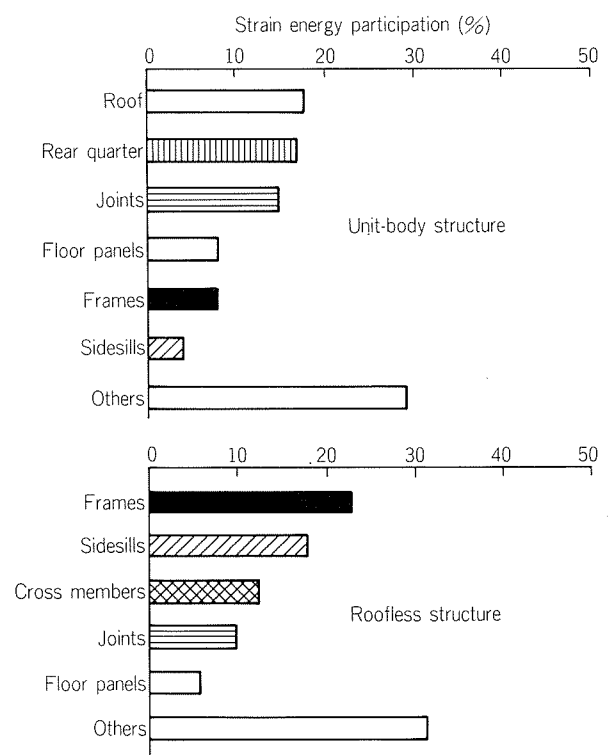


Fig. 3 Strain energy participation of body components in finite element body models under twisting moment.

### 3. Selection of materials

What we pay a great attention to in the body structure from **Fig. 3** is that the participation of the floor panel decreases in spite of having removed the roof-structure. In the roofless structure, the floor panel acts on membrane stress more effectively rather than on bending stress, which results in little contribution of the floor panels to the torsional rigidity.

Therefore, if the floor panel acts on bending stress effectively, the torsional rigidity of the roofless structure will be recovered to a considerable degree. For this reason honeycomb sandwiches with high specific strength and high specific rigidity is believed to be one of the most appropriate materials. It has been determined that the sandwiches should be applied to a flat floor panel and a flat dashpanel in consideration of restrictions on its deformability. Aluminum alloys are adopted as the materials for the core and face sheet of these sandwiches from their high specific strength, cost, corrosion resistance, etc..

Aluminum extrusions are also adopted as the material of the body framework for holding the sandwiches from the following viewpoints:

- (1) Lightness and rigidity
- (2) Formability to the various shape of cross sections
- (3) Corrosion resistance and workability

For the above reason, the development of complete aluminum platform (hereinafter referred to as "Honeycomb Platform"), composed of aluminum honeycomb sandwiches and extrusions, was started to pursue a lightweight and rigid structure for convertibles.

The reasons why we have employed aluminum honeycomb sandwiches and extrusions include the following important factors:

- (1) Reduction in noise and vibration of the platform is obtainable because of the excellent damping characteristics of honeycomb sandwiches.
- (2) Reduction in cost is also obtainable in a small amount production like convertibles because the die cost of aluminum extrusions is much less than for press machine in mass production.

### 4. Design of honeycomb platform

The platform structure had a condition that the powerplant and chassis which had been developed by Mazda could be mounted. The performance targets were determined to exceed the performance

of convertible bodies-in-white on the market as follows:

- Bending rigidity (EI) :  $1.0 \times 10^3 \text{ kNm}^2$
- Torsional rigidity (GJ) :  $0.7 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$
- Weight : 100 kg
- Natural frequency of first vertical bending :  $\geq 40 \text{ Hz}$
- Natural frequency of first torsion :  $\geq 40 \text{ Hz}$

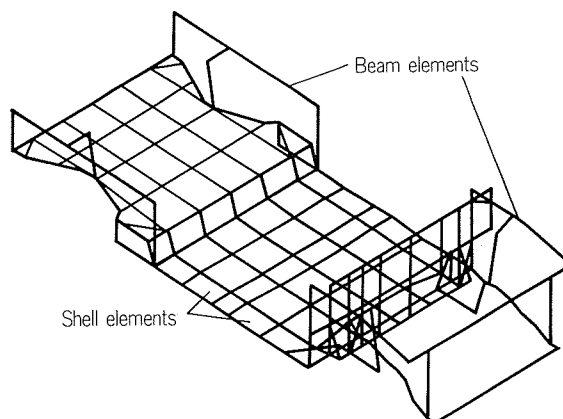
The bending rigidity and torsional rigidity of convertibles on the market are generally  $0.8 \sim 0.9 \times 10^3 \text{ kNm}^2$  (EI) and  $0.4 \sim 0.5 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$  (GJ) respectively. (Evaluation of the rigidities is shown in the **Appendix**.) Since the weight of convertible bodies-in-white equivalent to the platform are estimated to be 200~250 kg, the targets of the platform were challenging.

**Fig. 4** shows a finite element model for examining the structure and performance of the platform.

The model is composed of : 192 grid points, 156 beam elements and 114 shell elements. Beam elements and shell elements express the aluminum extrusion framework and the honeycomb sandwiches respectively. The stiffness of the principal joints among the frameworks is  $5 \times 10^5 \text{ kNmm}^2/\text{rad}$  from our experience and the joints of the panel and framework are of rigid link.

After various examinations for the platform structure to fulfill the above targets, the height of honeycomb sandwiches was proved to be a dominant factor for the torsional rigidity and permits much lighter weight than other reinforcements in recovering the torsional rigidity. However, the height of dashpanels was taken to be 30 mm because of the restrictions on layout in the engine compartment.

**Fig. 5** shows the rigidities and weight of the platform versus the core height of sandwiches. An aluminum face sheet is 1.0 mm thick, and core height 0 mm means that the floor panel is composed of 2 mm thick aluminum sheet. **Fig. 5** also shows that



**Fig. 4** Finite element model for Honeycomb Platform.

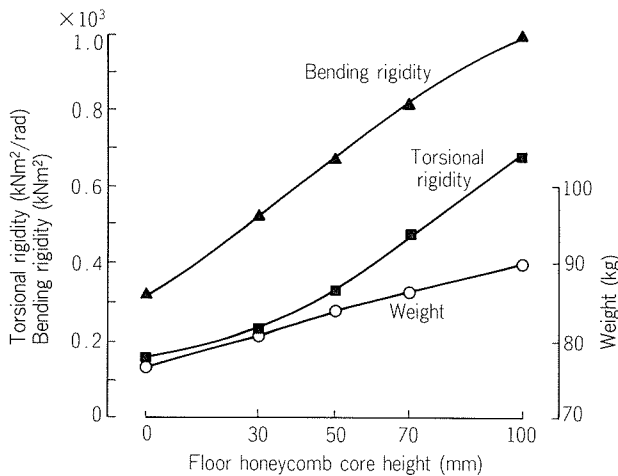


Fig. 5 Effect of floor honeycomb core height on rigidities and weight of platform.

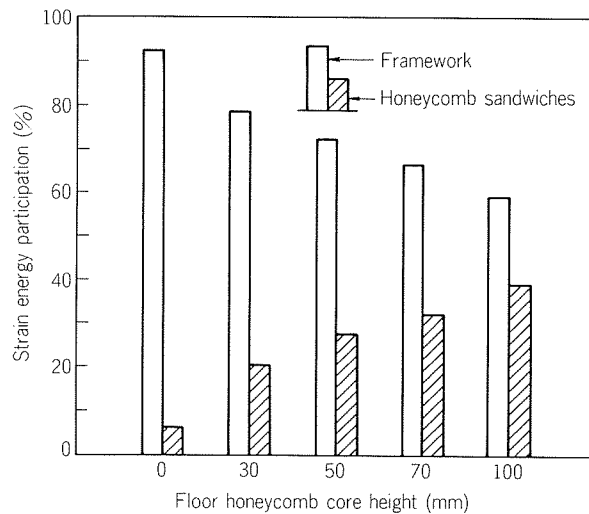


Fig. 6 Strain energy participation of the sandwiches and framework under bending moment.

the application of honeycomb sandwiches 100 mm height will enable the platform to fulfill the targets.

Figs. 6 and 7 show the strain energy participation of the sandwich and the framework when the bending and torsional rigidities in Fig. 5 are calculated. While the framework is always dominant to the bending rigidity (Fig. 6), honeycomb sandwiches of more than 50 mm in height contribute to the torsional rigidity more effectively, as expected in the previous section.

Although the application of 100 mm high honeycomb sandwiches was essential to fulfill the targets, the height was also to be determined in consideration of layout requirements, such as the powerplant and chassis, seats, minimum floor height, etc.. Final height of honeycomb sandwiches for the floor was decided to be 100 mm except front area of a front floor. The height in the front area was to be taken as 30 mm for a dryer to make pedal motions.

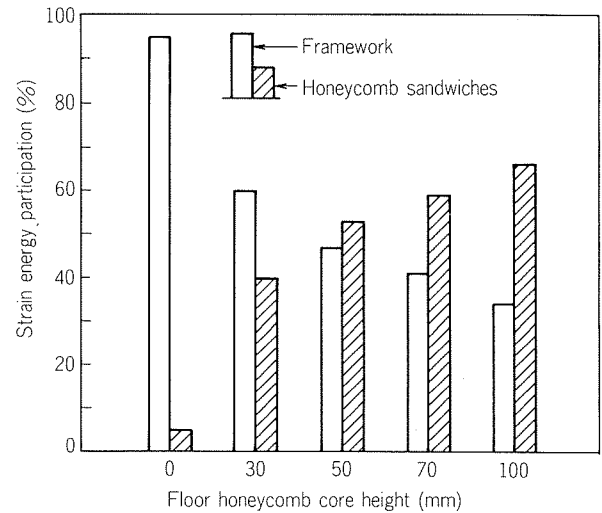


Fig. 7 Strain energy participation of the sandwiches and framework under twisting moment.

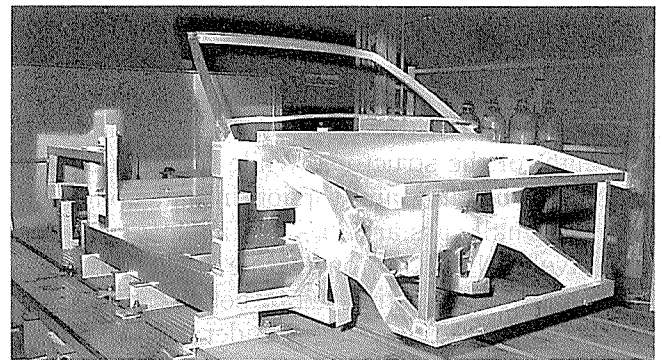


Fig. 8 Honeycomb Platform

The calculated result of the final platform structure is as follows:

Bending rigidity (EI) :  $1.09 \times 10^3 \text{ kNm}^2$   
 Torsional rigidity (GJ) :  $0.67 \times 10^3 \text{ kNm}^2/\text{rad}$   
 Weight : 117 kg  
 Natural frequency of  
     first vertical bending : 46 Hz  
 Natural frequency of  
     first torsion : 38 Hz

Fig. 8 shows a platform structure determined on the basis of FEM analysis. The detailed production process of the platform will be described in Part 2.

## 5. Experimental results of Honeycomb Platform

Table 1 lists the rigidity, weight and natural frequency of Honeycomb Platform obtained from experiments, compared with the targets and the calculated values. The targets are almost fulfilled. The calculated analyses offer a considerable degree

**Table 1** Technical data of Honeycomb Platform.

	Target	Calculation	Experiment
Bending rigidity $\times 10^3$ (kNm <sup>2</sup> )	1.0	1.09	0.93
Tortional rigidity $\times 10^3$ (kNm <sup>2</sup> /rad)	0.7	0.67	0.69
Weight (kg)	100	116	117
Natural frequency of first bending (Hz)	$\geq 40$	46	44.8
Natural frequency of first torsion (Hz)	$\geq 40$	38	39.6

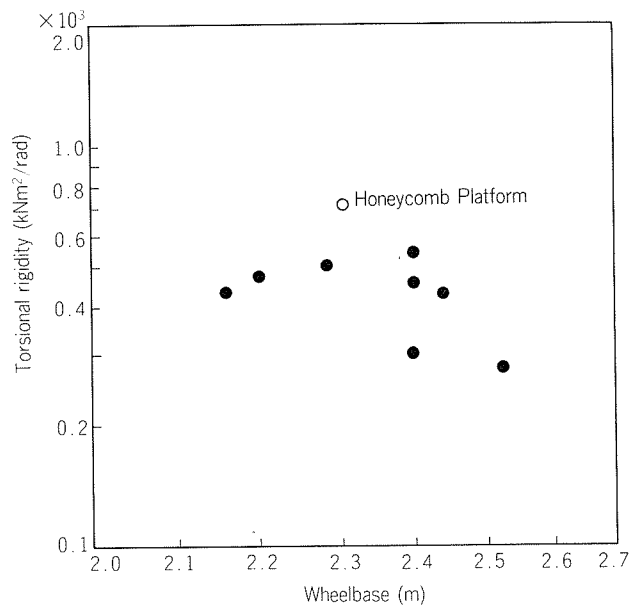
of accuracy to the above experiments.

**Fig. 9** shows the torsional rigidity of Honeycomb Platform, compared with those of other convertibles on the market. The higher rigidity of the platform will be found easily.

The natural frequencies listed in **Table 1** have a close relation with the ratio of the rigidity to the weight of the structure. While the natural frequencies of bending and torsion in unit bodies-in-white for small cars are 30~40 Hz and 25~35 Hz respectively, those in convertible bodies-in-white on the market are estimated to be 20~30 Hz and 15~25 Hz respectively. In consideration of these facts, Honeycomb Platform is proved to have a remarkably lightweight and rigid structure.

## 6. Technical data of prototype

A prototype was completed by installing plastic exterior panels and interior parts after having mounted complete powerplant and chassis on the Honeycomb Platform. The exterior panels were made of glass fiber reinforced plastic by hand lay-up method.

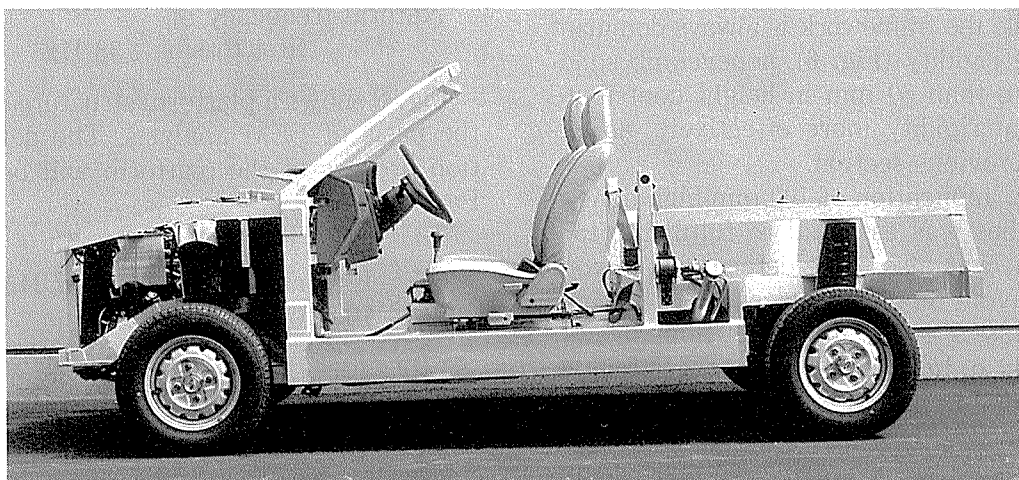
**Fig. 9** Torsional rigidity of Honeycomb Platform compared with some other convertibles on the market.

**Fig. 10** shows a feature of prototype with no exterior and interior parts. **Table 2** lists the technical data of prototype. The curve weight is 680 kg. Since the prototype has neither equivalent nor comparable convertibles, it is difficult to estimate the weight reduction of the prototype. However, from our past experiments and our experience, the prototype is expected to have fulfilled weight reduction of at least more than 100~150 kg.

## 7. Performance of prototype

### 7.1 Frequency response in a shaker test

Convertibles are generally apt to have "shakiness" in a low frequency range (10~15 Hz). This problem is caused by the coupling of body natural frequencies and the unsprung natural frequency of suspension (10~15 Hz for a small car) or the pitching

**Fig. 10** Prototype with no exterior and interior parts.

**Table 2** Technical data of prototype.

Car dimensions and weight		
Overall length	(mm)	3720
Overall width	(mm)	1620
Max. height (at curb weight) (mm)		1400
Wheelbase	(mm)	2300
Wheel track (Front/Rear)	(mm)	1400/1390
Road clearance	(mm)	150
Turning diameter	(m)	8.8
Curb weight	(kg)	680
Drive train		
Max. power	(kw/rpm)	47.7/5500
Max. torque	(N·m/rpm)	104/3500
Displacement	(cc)	1296
No. of cylinder		4
Transmission		3-Speed automatic
Suspension		
Front		Mc Pherson strut type
Rear		Trailing arm type
Shock absorber		Adjustable shock absorber
Tyres and wheels		
Tyre dimension	(mm)	165/70-305
Rim dimension	(mm)	114×305

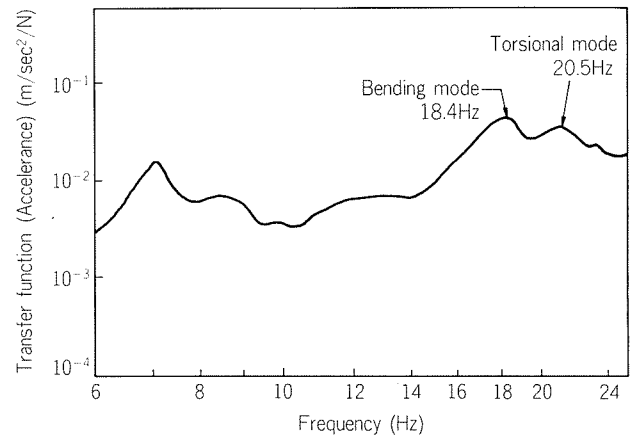
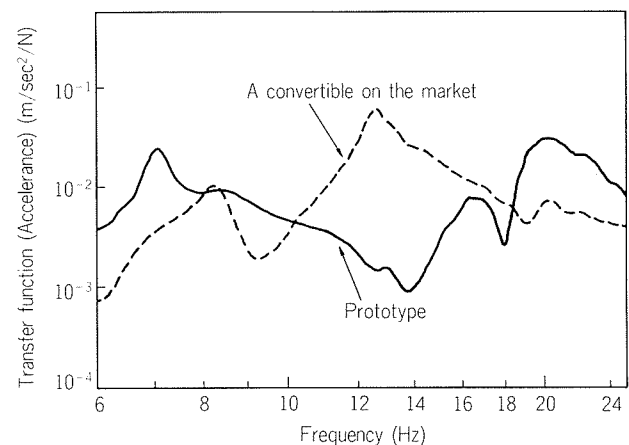
motion of a power-plant, especially in front wheel drive cars. Therefore, natural frequencies of convertibles have to avoid this frequency range.

**Fig. 11** shows the frequency response (acceleration) of driving point on the front right side of the prototype. Modal analysis identified the peaks of 18.4 Hz and 20.5 Hz as first bending mode and first torsional mode respectively. This means that the prototype has a high potential to improve "shakiness".

**Fig. 12** shows the frequency response (acceleration) of a windshield pillar joint in the lateral direction. For comparison, it also shows the frequency response of the joint of a certain convertible on the market. As the frequency response of the joint can be regarded as a measure of "shakiness", the prototype proves to improve "shakiness" markedly.

## 7.2 Road impression

The rigidity and weight of a convertible have a close relation with vibration and handling characteristics. Therefore, road impression was evaluated

**Fig. 11** Driving point frequency response on the front right side of the prototype in a shaker test.**Fig. 12** Frequency response of a windshield pillar joint in the lateral direction in a shaker test compared with a convertible on the market.

from the viewpoints of vibration and handling characteristics. In the general driving, remarkably improvement in "shakiness" of steering wheel, seats and windshield pillars was recognized in comparison with other conventional convertibles. The vibration of floor was hard to feel. The platform proved to have a good "feeling of solidity".

When the prototype was handled to change a lane quickly at a speed of 100~120 kilometers per hour, the phase angle delay in a yawing motion of body decreased and the yawing motion converged quickly in the transient response of handling.

The prototype proved to have much better handling characteristics than we had expected.

## 8. Summary

The results that were obtained from the application of aluminum honeycomb sandwiches and aluminum extrusions to the platform for convertibles can be summarized as follows:

- 1) Honeycomb Platform has realized weight



reduction of more than 100 kg and torsional rigidity of more than 50% in comparison with other equivalent convertible bodies-in-white derived from conventional unit-body structures.

2) Since the lightweight and rigid Honeycomb Platform increases the natural frequencies remarkably, "shakiness" and handling characteristics have been markedly improved.

### Acknowledgement

The authors are grateful to many colleagues at their laboratories for their active assistance to this project.

The authors are also indebted to ex-Manager A. Muneto of this project, Managing Director and General Manager M. Matsui of Technical Research Center, Mazda Motor Corporation, and Managing Director and General Manager S. Sato of Technical Research Laboratories in Sumitomo Light Metal Ind. Ltd., for the guidance provided throughout the project.

### Reference

- 1) M. M. Kamal and J. A. Wolf, Modern Automotive Structural Analysis, 1982, Van Nostrand Reinhold P20.

### Appendix

Bending rigidity and torsional rigidity of the body structures are difficult to express as simple values. For the convenience of simplification, however, when the body structures are regarded as a uniform section beam, the rigidities are calculated as follows:

Bending rigidity (EI) — Concentrated force is loaded on sidesills as illustrated in **Fig. 13**. Deflection is measured on the sidesills and frames between two supporting points. The average of the values derived from equation (1) is adopted as a measure of the bending rigidity.

Torsional rigidity (GJ) — Twisting moment is loaded at front wheel center (FWC) position of a frame as shown in **Fig. 14**. Twisting angle is also measured on the same points as bending experiment. Torsional rigidity is also calculated from equation (2) in a similar way.

$$EI = W \cdot a \cdot x(l^2 - a^2 - x^2)/6ly \quad \dots\dots(1)$$

$$GJ = Tl/\theta \quad \dots\dots(2)$$

Where,

W : Concentrated force

l : Wheelbase

a : Distance from a supporting point to a loading point

x : Distance from a supporting point to a measuring point

y : Deflection

T : Twisting moment

$\theta$  : Twist angle between a front axle and a rear axle

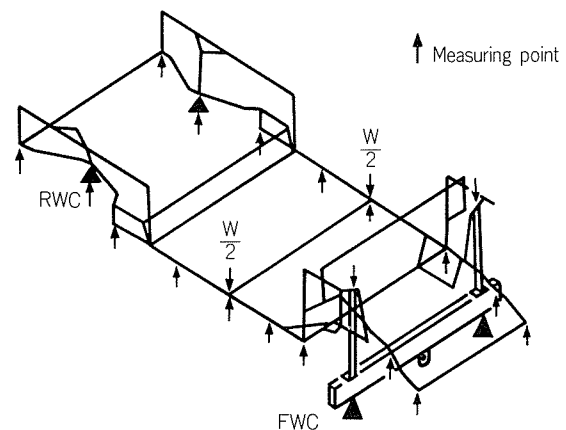


Fig. 13 Experiment of bending rigidity.

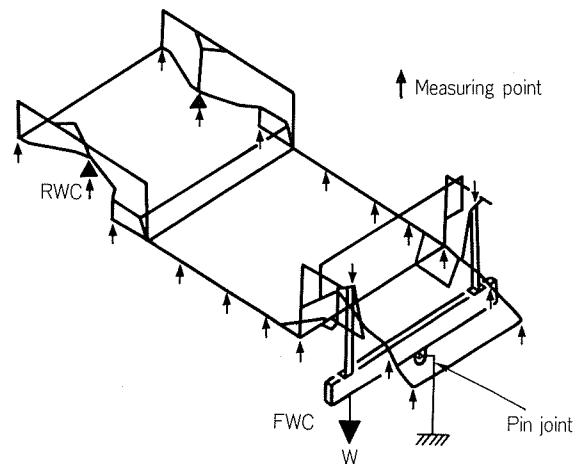


Fig. 14 Experiment of torsional rigidity.

論文

酸素気流中燃焼—赤外線吸収法による  
Nd—Fe 合金中の炭素分析

西尾正浩\* 榊原幹夫\*  
藤尾佳史\*

Determination of Carbon Content in Neodymium-Iron  
Alloys by Combustion-Infrared Absorption Method

Masahiro Nishio, Mikio Sakakibara  
and Yoshifumi Fujio

# 酸素気流中燃焼—赤外線吸収法による Nd—Fe 合金中の炭素分析

西 尾 正 浩\*      榊 原 幹 夫\*  
藤 尾 佳 史\*

## Determination of Carbon Content in Neodymium-Iron Alloys by Combustion-Infrared Absorption Method

Masahiro Nishio, Mikio Sakakibara  
and Yoshifumi Fujio

Rapid, accurate method for the determination of carbon content in neodymium(Nd)-iron(Fe) master alloys are examined, which are produced as a raw material for Nd-Fe-B magnets by newly developed process by means of molten salt electrolysis by Sumitomo Light Metal Industries, Ltd..

A commercially available instrument is used, and the procedure involves both combustion under oxygen gas flow in high frequency induction furnace and measurement of the carbon content by infrared absorption method, while the combustion-thermal conductivity method and the combustion-coulometric titration method have been widely used.

Absorption intensity of background is very low and calibration curves showed good linear relationships and stoichiometrical consistency in the carbon content above several  $\mu\text{g}$ . Relative standard deviations of measured values for the alloys are below 2%, and the accuracy and precision are satisfactory.

Carbon is one of the analytical elements on specifications of the alloys because of having major effects on the magnetic characteristics and so on.

This procedure is simple, rapid and suitable for routine process control analysis.

### 1. 緒 言

近年、実用化の段階に入ったネオジム—鉄—ホウ素系磁石<sup>1,2,3)</sup>では、マトリックス中に混入する炭素が、磁石性能に影響を与えるため、その含有量は厳密に規定されている<sup>4,5)</sup>。また、炭素はネオジムとの反応により、 $\text{Nd}_2\text{C}_3$ や $\text{NdC}_2$ の生成が確認されている<sup>6,7,8)</sup>。したがって、磁石原料であるネオジムまたはネオジム—鉄母合金に含まれる炭素量を知ることは重要であるが、これらの炭素分析については、ほとんど報告例が見受けられない。

本報では、JIS Z 2615<sup>9)</sup>における金属中炭素の定量方法の一つである高周波加熱—赤外線吸収法を用い、当社の開発した溶融塩電解法<sup>10)</sup>により製造されたネオジム—鉄母合金中の炭素の分析方法を検討した。そして、母合

金中の炭素の偏析調査と状態分析を試みた。

### 2. 実 験 方 法

#### 2.1 試料及び試薬

##### 2.1.1 試 料

試料は、溶融塩電解法で製造したネオジム(87%)—鉄(13%)母合金を用いた。炭素の偏析を調べるため、Fig. 1に示す鑄塊の各位置①～⑥からそれぞれ30個、計180個の試料(2～3 mm立方体)を採取した。試料採取時における汚染の程度を調査するため、前処理を採取したまま(無処理)、それをエチルアルコール、またはアセトンによる超音波洗浄(15min)後加熱乾燥したものの、計3条件について、炭素含有率の測定に供した。

\* 技術研究所化学研究部

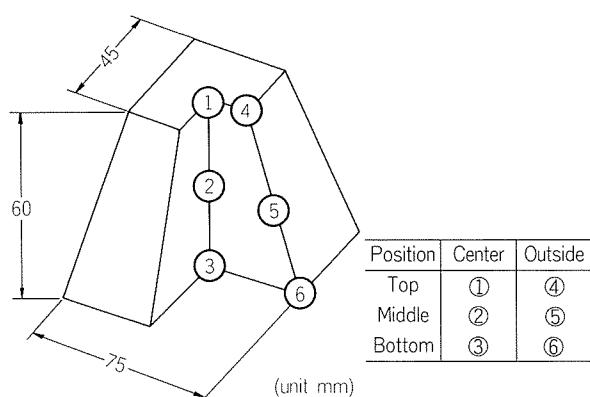


Fig. 1 Approximate dimensions and 6 sampling positions of Nd-Fe alloy ingot.

## 2.1.2 試 薬

実験に用いた試薬を以下に示す。

- (1)無水過塩素酸マグネシウム（アンヒドロン） 粒度24～48メッシュの元素分析用特製試薬，半井化学薬品(株)製。
- (2)タングステン 粒度 $\phi$  1～1.5mmの炭素・硫黄定量用，炭素含有率<10ppm，堀場製作所(株)製。
- (3)すず 粒度60～100メッシュの炭素・硫黄定量用，炭素含有率<30ppm，キシダ化学(株)製と，自家製カプセル（約100 $\mu$ l）。
- (4)酸素ガス 純度99.9%以上。
- (5)無水炭酸ナトリウム 純度99.5%以上，関東化学(株)製特級。600℃×1h乾燥処理。原液：炭素分濃度4.480 $\mu$ g/ $\mu$ l。
- (6)しゅう酸ナトリウム 純度99.98%，林純薬工業(株)製標準試薬。200℃×1.5h乾燥処理。原液：炭素分濃度4.532 $\mu$ g/ $\mu$ l。

## 2.2 測定装置

装置は堀場製作所製の金属中炭素・硫黄分析装置EMIA-3200型<sup>11)</sup>を用いた。

測定方法は，セラミックるつぽに助燃剤と共に試料を入れ，酸素気流中で高周波加熱し，燃焼させた。試料中の炭素は，大半が二酸化炭素，一部は一酸化炭素にガス化し，過剰の酸素と共に無水過塩素酸マグネシウム（アンヒドロン）の除湿カラムを経て，赤外線吸収検出器へ搬送され，測定される。

高周波燃焼炉の発振周波数は17MHz，陽極出力は最大1.3kWである。赤外線吸収検出器はセル長さが3mmの非分散型で，試料ガスとゼロガス（酸素のみ）を交互に並列した二つのセルへ送込むクロスモジュレーション方式である。

## 2.3 試験方法

### 2.3.1 測定系のバックグラウンド

試料と助燃剤を入れないセラミックるつぽを，高周波燃焼炉内に置いたままで，10回連続して測定操作を繰返し，出力表示される信号強度（検出した炭素のmg量に

対応）を検討した。この時，梱包から開封したセラミックるつぽは，そのままの状態と，1,000℃×30min以上の空焼き処理したもの2種類を使用した。

### 2.3.2 測定ブランク

試料0.5gに添加するタングステン1.5gとすず0.25gの複合助燃剤は，後述の2.3.4の試験から決めたが，この複合助燃剤のみを燃焼させてブランク測定し，その変動状況を調べた。ここで，セラミックるつぽの空焼き処理及びタングステンの加熱処理（500℃×4min）について，それぞれの処理の有無の計4条件を検討した。空焼き処理したセラミックるつぽや加熱処理したタングstenは，デシケータ内で冷却・保管し，順次測定に供した。

### 2.3.3 基準物質の測定

基準物質として，無水炭酸ナトリウムとしゅう酸ナトリウムをJIS K 8005に準じて乾燥後，一定量をはかり取って，超純水に溶解して試料原液とした。この一定量をマイクロピペットですずカプセルに分取し，これを120℃×2h以上加熱後，測定に供した。使用した助燃剤は，ブランクの測定と同じ複合助燃剤であり，すずはカプセル重量を含めて0.25gとした。

### 2.3.4 助燃剤の選択

高周波電流印加時間を30secと一定にし，単独の助燃剤タングstenの場合は1.5gまたは3.0gの2条件と，タングsten 1.5gにすずを0.25g添加した複合助燃剤の計3条件について調べた。燃焼状況並びに測定値の検討結果から，最適助燃剤を選択した。

## 3. 結果及び考察

### 3.1 バックグラウンドとブランク

測定系のバックグラウンド及びその変動をTable 1に示す。バックグラウンド強度は平均値で0.00046，その変動（標準偏差：SD）は0.00007であった。これは主に，赤外線検出器のドリフトや測定系パス内の汚れの程度によるものと考ええる。セラミックるつぽの空焼き処理は，バックグラウンドの低減とその変動の減少にわずかではあるが寄与しており，炭素含有率が微量である時には必要である。

ブランク及びその変動をTable 2に示す。るつぽの空焼き処理とタングstenの加熱処理をいずれも行わない条件(a)の場合に対し，条件(b)または(c)のいずれか一方の処理を行ったときのブランクは，約20%低下した。さらに，両処理を行った条件(d)では，約40%低下した。ブランクの変動も，処理の有無に対応しており，条件(d)では，いずれの処理も行わない条件(a)に比較して約1/4に減少した。

このブランクは，バックグラウンドに複合助燃剤のタングstenとすずに含まれる炭素分を加えたものと考えられるので，ブランクを低下させるには助燃剤中の炭素を

Table 1 Background and its variation. (n=10)

Run No.	Pretreatment of crucible	Measured value <sup>(1)</sup>			
		Ave.	SD	RSD(%)	Range
1	none	0.00052	0.00007	14	0.00022
3	none	0.00044	0.00007	16	0.00025
5	none	0.00046	0.00008	18	0.00025
(Ave.)		(0.00047)	(0.00008)	(17)	(0.00030)
2	1000℃×30min<	0.00044	0.00005	12	0.00014
4	1000℃×30min<	0.00047	0.00005	10	0.00015
6	1000℃×30min<	0.00042	0.00006	13	0.00016
(Ave.)		(0.00044)	(0.00005)	(12)	(0.00030)

(1) Measured values are corresponded to values with mg unit.

Table 2 Blank and its variation. (n=10)

Condition	Pretreatment		Measured value			
	Crucible	Tungsten	Ave.	SD	RSD(%)	Range
a	none	none	0.01230	0.00143	12	0.00434
b	none	500℃×4 min	0.00963	0.00072	7	0.00237
c	1000℃×30min<	none	0.00979	0.00065	7	0.00233
d	1000℃×30min<	500℃×4 min	0.00764	0.00037	5	0.00105

低減させる必要がある。さらに、これと関連して助燃剤の添加量のばらつきもブランクの変動に影響するので、特に低炭素含有率の測定には正確な定量添加が要求される。

るつぼの空焼き処理のみならず助燃剤のタングステンの加熱処理も、ブランクの低下とその変動の減少、すなわち、測定の初期状態の均一、安定化に寄与することは明らかである。

したがって、以下の測定では、空焼き処理したセラミックるつぼと加熱処理したタングステンを使用した。また、添加する助燃剤は数 mg 以内の誤差ではかり取るようにした。

なお、処理後のるつぼやタングステンは、デシケータ内で冷却・保管したが、いずれも処理後、直ちに供試した方がブランクは低く、その変動も少ないようであった。これは、保管時間が長くなると表面の汚染が進行すること、また、加熱したタングステンは大気中の水分に不安定であることによると考えられる。

### 3.2 基準物質の測定

含有炭素量が 1～6 μg, 9～45 μg の 2 領域について、それぞれ基準物質の無水炭酸ナトリウムと、しゅう酸ナトリウムを用いた炭素含有量の測定結果を Fig. 2 に示す。各点は n=5～6 の平均値を示し、最低含有量の 1.13 μg の場合を除き、相対標準偏差 (RSD) はすべて 3 % 未満で、いずれも良好な再現性が認められた。

基準物質中の含有炭素量と出力信号強度とを化学量論的に比較すると、炭素量が 10 μg 以上では、1.0 μg のオー

ダで一致していたが、10 μg 未満では、化学量論値と比べて大きい値をもつ傾向があった。これは、前者では、その出力信号強度がブランク以上になるが、後者はブランクの変動に加え、基準物質の溶液調製時の汚染や分取時の誤差が、大きく影響するようになるためと考える。例えば、含有炭素量が 1 μg 前後では、その出力信号強度はブランクの 1/8 程度である。

出力信号強度は、炭素量に比例して直線性をもつが、炭素量 10 μg を境として、傾きの異なる 2 本の直線に分れた。この理由は、10 μg 未満の領域における調製時の汚染や分取誤差、さらに、同一条件測定<sup>\*1)</sup> でなかったことによると考える。

以上のことから、含有炭素量が 2 μg 以上で良好な直線性の得られること、さらに、10 μg 以上では通常の分析で化学量論的に正確な出力信号強度の得られることが確認できた。すなわち、本測定方法は通常、認証標準試料による検量線を用いて炭素含有率を求める比較法であるが、10 μg 以上では絶対法と同質の測定が可能であった。μg オーダの測定では、ブランクの低減と試料調製時の汚染防止の配慮が必要である。測定精度の向上には、さらに試料中炭素量に近似の領域で検量線を作成する必要があると考えられる。

### 3.3 助燃剤の選択

燃焼後のセラミックるつぼ内の外観及び断面状況を、

\* 1) 同一条件測定：人・装置が同じで、引続き短時間内に行う測定のこと (JIS K 0211：分析化学用語, No.1821)。

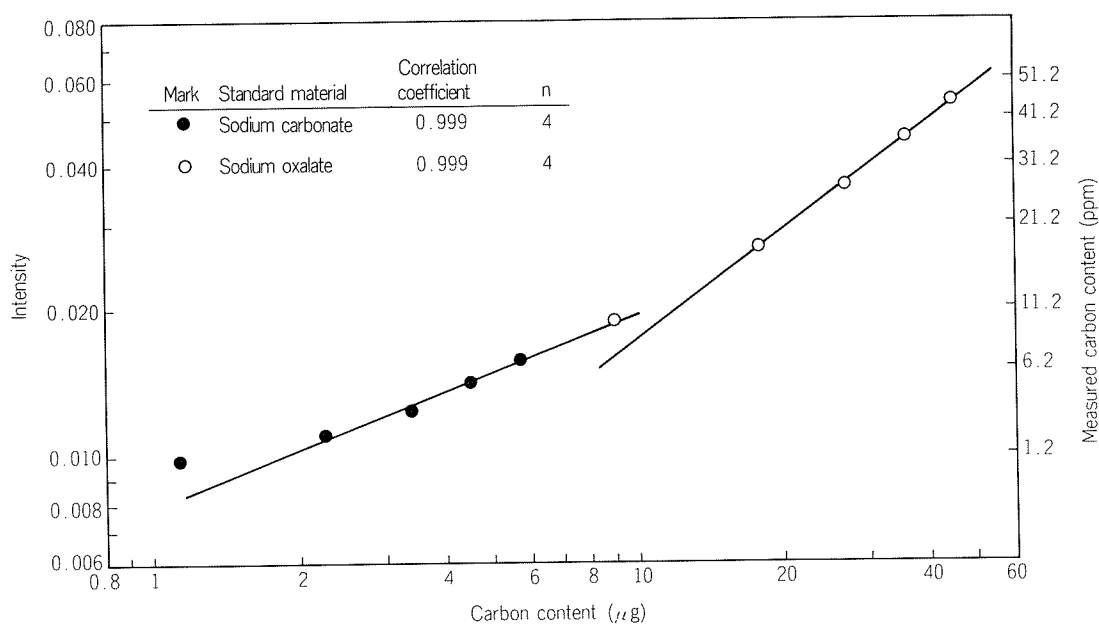
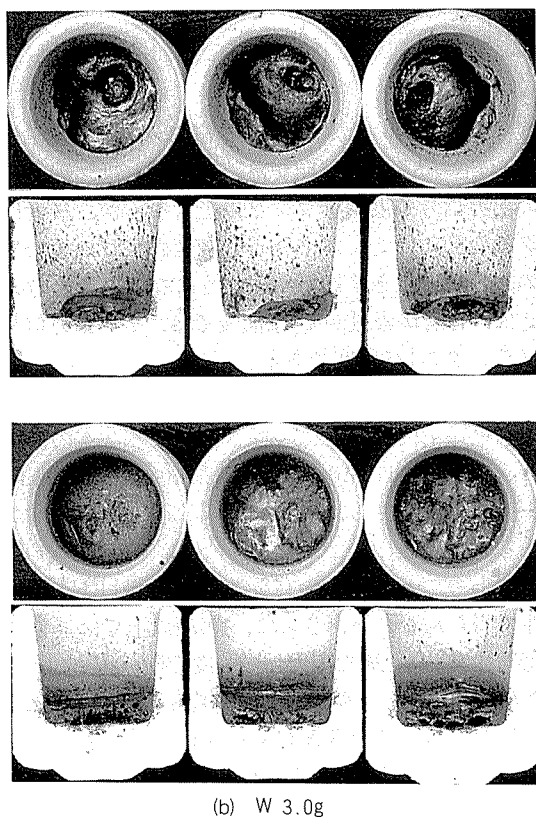
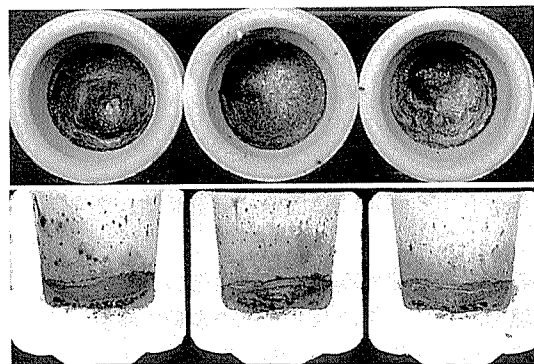


Fig. 2 Relationship of carbon content of standard material to absorption intensity.



(b) W 3.0g



(c) W 1.5g and Sn 0.25g

Fig. 3 Top appearances and cross sections of melts of Nd-Fe alloy sample with accelerator.

Table 3 Influence of accelerator amounts and types on carbon content of Nd-Fe master alloy.

Accelerator		Measured value (n=10), (ppm)			
Tungsten	Tin	Ave.	SD	RSD(%)	R
1.5g	0	293	25	8.6	76
3.0g	0	320	9	2.9	30
1.5g	0.25g	338	8	2.4	29

Fig. 3に示す。タングステン1.5gの単独添加では、るつば底の一部で凸状に固化しており、未燃焼のタングステンもあり、炭素の完全燃焼・抽出は不可能と考えられた。タングステンを2倍の3.0gにしたものは、外観状況では十分燃焼しているようにみえたが、断面観察より未燃焼のタングステンが多く認められた。一方、タングステン1.5gにすず0.25gを加えた複合助燃剤では、外観及び断面状況は良好で、未燃焼タングステンはほとんど認めら

れず、炭素の抽出はほぼ完全とみなされた。

これらの助燃剤で測定した供試料中の炭素含有率をTable 3に、個々の測定値をFig. 4にそれぞれ示す。燃焼状況や測定結果から、供試料中の含有炭素の抽出に対する助燃剤の効果を検討すると、タングステン1.5gでは、高周波印加電流がうまく誘導されず、Fig. 3から推定したように燃焼不十分による含有炭素の抽出不足のため、低い測定値となり、また、ばらつきも大きい。タングス

テン3.0gでは、高周波の印加時間に対して量が過多のようであり、同様に完全な燃焼を生ぜず、含有炭素の抽出も不十分であった。タングステン1.5gにすず0.25g添加した複合助燃剤では、平均値は約20ppm増加した。さらに、良好な抽出パターン（抽出炭素量の時間的変化）も確認している<sup>12)</sup>。これは明らかに、Fig. 4の観察結果と同じく燃焼・抽出が十分に行われたと考えられる。また、タングステンは高温において炭素との炭化物を形成するので、タングステン単体よりすずを添加した方が望ましいと考える。

### 3.4 試料前処理の効果

採取のまま（無処理）を含む3種類の前処理をした試料について、炭素含有率を測定した結果をTable 4、個々の測定値をFig. 5にそれぞれ示す。Grubbsの棄却検定法（危険率5%）により、異常値と判定されたものは除外した。無処理の試料とエチルアルコールまたはアセトンによって超音波洗浄した試料とでは、無処理の試料の炭素含有率が平均値と標準偏差ともわずかに大きい。洗浄の効果は平均値で数ppmと顕著でなかったが、このことは有機系炭素化合物による試料表面の汚染が極くわずかであったと推定される。そして、有機溶媒による洗浄の影響は、乾燥処理によってほとんど無視できると考えられる。

エチルアルコールまたはアセトンによる洗浄で、炭素含有率が数ppm低下したが、減少分は測定値の標準偏差よりも小さいことから、本法の管理分析への適用においては無処理で分析することとした。

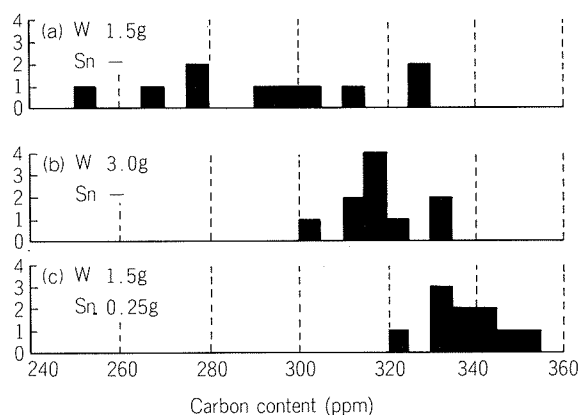


Fig. 4 Histogrammatic representation of influence of accelerator amounts and types on carbon content.

Table 4 Influence of cleaning on carbon content of Nd—Fe master alloy.

Cleaning	Measured value (n=57), (ppm)			
	Ave.	SD	RSD(%)	R
none	335	5.5	1.7	26
ultrasonic cleaning with ethylalcohol	331	4.7	1.4	27
with acetone	333	5.2	1.6	30

### 3.5 炭素の偏析と状態分析

Fig. 5に示した全測定値を、供試鋳塊内の炭素含有率の偏析調査の観点からTable 5に整理し、また、1例として鋳塊の外面部と中心部とから、採取したままの試料の炭素含有率をFig. 6に示す。

鋳塊各部の炭素含有率の平均値は中心部（Fig. 1の②）と比較して数ppm以内で一致し、標準偏差（SD）は4～6 ppmであった。すなわち、鋳塊のいずれの個所においても測定値の相対標準偏差(RSD)は2%未満であった。装置のバックグラウンド並びにブランクの変動を考慮すると、炭素の偏析は分析試料サイズのオーダーではほとんどない。そこで、検出された数百ppmの炭素がどのような状態でネオジム—鉄母合金中に存在しているか、オージェ電子

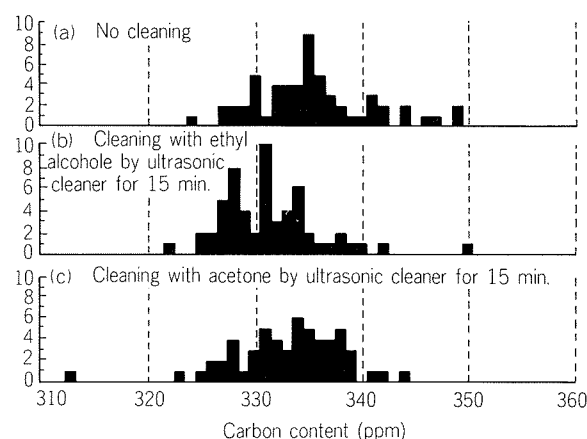


Fig. 5 Histogrammatic representation of the measured carbon content.

Table 5 Analytical carbon content and its precision data obtained with different sampling positions of ingot.

Sampling position	Center	Outside	Ave., $\Sigma/n$
Top	① (n=27)	④ (n=29)	①+④ (n=56)
	Ave. (ppm)	331	334
	SD (ppm)	5	5
	RSD (%)	1.6	1.6
Middle	② (n=29)	⑤ (n=30)	②+⑤ (n=59)
	Ave. (ppm)	330	332
	SD (ppm)	6	4
	RSD (%)	1.9	1.2
Bottom	③ (n=30)	⑥ (n=26)	③+⑥ (n=56)
	Ave. (ppm)	336	333
	SD (ppm)	6	4
	RSD (%)	1.8	1.1
Ave., $\Sigma/n$	①+②+③ (n=86)	④+⑤+⑥ (n=85)	(n=171)
	Ave. (ppm)	334	333
	SD (ppm)	6	4
	RSD (%)	1.9	1.3
	R (ppm)	36	24

①～⑥：Refer to Fig. 1.

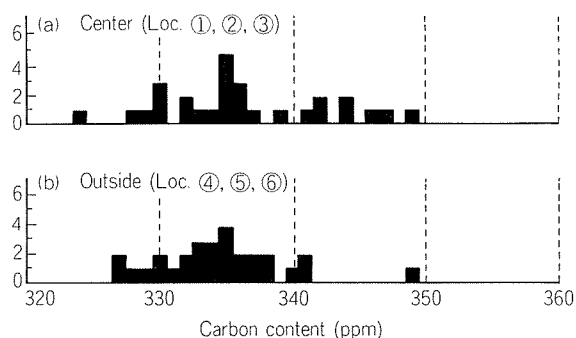


Fig. 6 Histogrammatic representation of the measured carbon content in different sampling position of ingot. (Samples have no cleaning.)

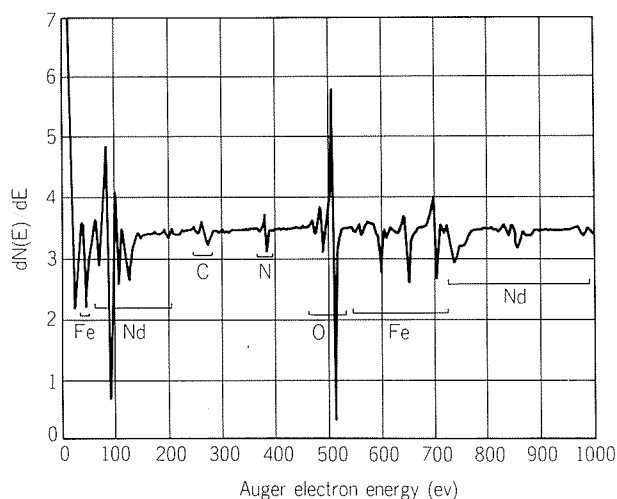
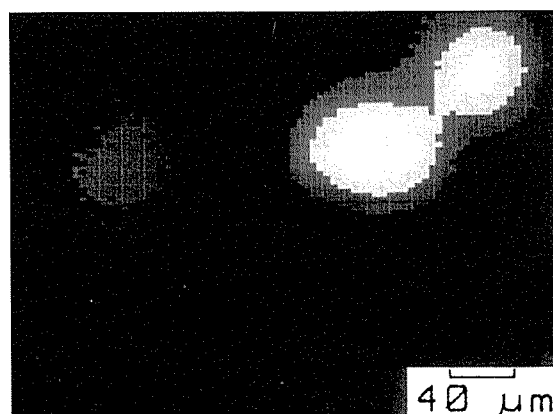


Fig. 7 Auger electron survey spectrum from Nd-Fe alloy surface after Ar sputtering.

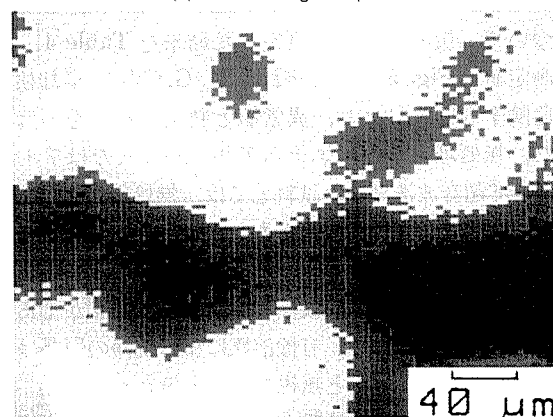
分光〔PHI 560型 ESCA/SAM (Perkin Elmer Corp.製), 加速電圧: 5 kV, ビーム電圧: 1  $\mu$ A〕による定性分析結果を次に述べる。

アルゴンスパッタリング後の母合金表面のオージェ電子エネルギースペクトルを Fig. 7 に示す。母合金表面には、ネオジム、鉄、炭素、その他に酸素や窒素が認められた。Fig. 8 は炭素、ネオジム、鉄のオージェ電子顕微鏡像に対応し、それぞれ検出したオージェ信号を4段階にコンピュータ処理して画素数100 $\times$ 100の像に出力させたマップである。炭素は、母合金マトリックスに均一に存在するのではなく、ネオジムまたは鉄と炭化物を形成し、微視的には局在化している。また、ネオジムと鉄についても同様に局在化している状態が観察された。炭素は直径30 $\sim$ 40 $\mu$ mの円形状に観察され、ネオジムや鉄の存在状況と比較して、電解製造過程に微粒子状で存在する炭素が取込まれ、母合金中で炭化物化したと考える。

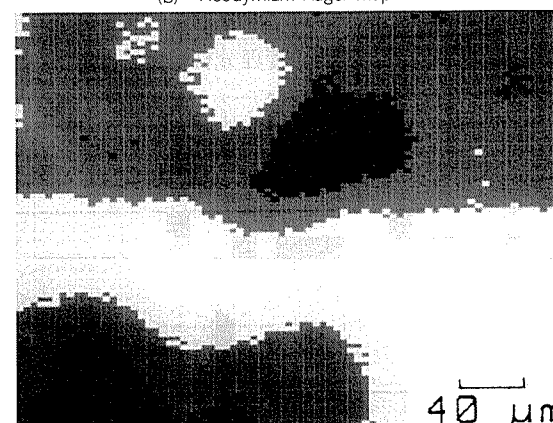
炭素の化学結合状態を推定するために、炭素KLLスペクトルに対応する240eVから285eV間のオージェエネルギースペクトルを、グラファイト、調製したネオジム炭化物、及び試料について測定し、結果を Fig. 9 に示す。また、Fig. 10<sup>12)</sup>には種々の炭化物の炭素 KLL オージェ電子スペクトルを、相手元素の結合状態や結晶構造が変



(a) Carbon Auger map



(b) Neodymium Auger map



(c) Iron Auger map

Fig. 8 Area survey spectrum from Nd-Fe alloy surface.

化した場合について示す。酸化ネオジムとグラファイト粉末から調製した炭化物 (X線回折の結果  $\text{NdC}_2$  と同定) のスペクトルは、Fig. 10のニッケル炭化物のそれに類似し、272eV付近で二つに分裂した。スペクトルの微細構造の定量的解析には、厳密なネオジム炭化物 ( $\text{Nd}_2\text{C}_3$ ,  $\text{NdC}_2$ ) による検討が必要であるが、Fig. 8 に示した炭素強度の大きい部分では、調製したのと同類のネオジム炭化物とグラファイトの共存が推定された。

#### 4. 結 言

溶融塩電解法により製造したネオジム(87%)ー鉄(13



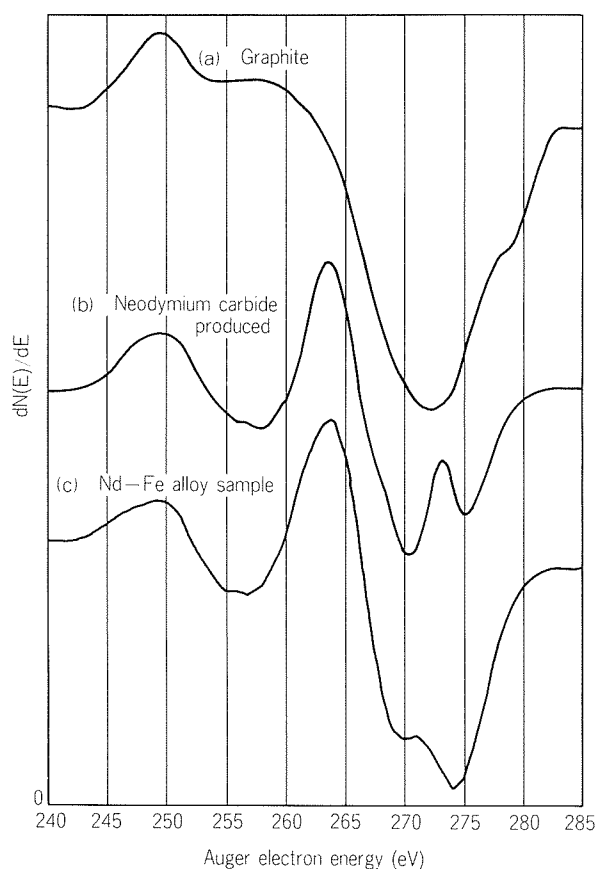


Fig. 9 Comparison of forms of Carbon KLL Auger electron spectra.

%) 母合金中の炭素分析に、高周波加熱—赤外線吸収法を適用し、次の結果を得た。

(1) 測定系に帰因するバックグラウンドは、出力信号強度が0.00046で、ブランクの約0.01と比較して約1/20であった。また、それらの変動も十分小さく、測定系の安定性は良好であった。

(2) セラミックるつぼの空焼き処理や、助燃剤の加熱処理によるブランクの低減のほか、周囲からの汚染に対する注意が、特に $\mu\text{g}$ オーダの炭素分析の精度向上には重要である。

(3) 基準物質の無水炭酸ナトリウム、しゅう酸ナトリウムによる検討結果では、炭素量 $10\mu\text{g}$ 以上の場合には化学量論的な出力信号強度があった。また、 $2\mu\text{g}$ 以上の領域においては直線性が認められ、良好であった。

(4) 助燃剤はタングステン1.5g、すず0.25gの複合助燃剤が最適であった。試料の前処理（表面汚染の除去）は、実際分析においてほとんど不必要である。

(5) 炭素含有率の母合金中での偏析は、試料サイズのオーダではほとんど認められなかった。

(6) オージェ電子分析の定性分析によると、炭素は母合金中には微視的に局在化しており、一部炭化物化していると推定された。

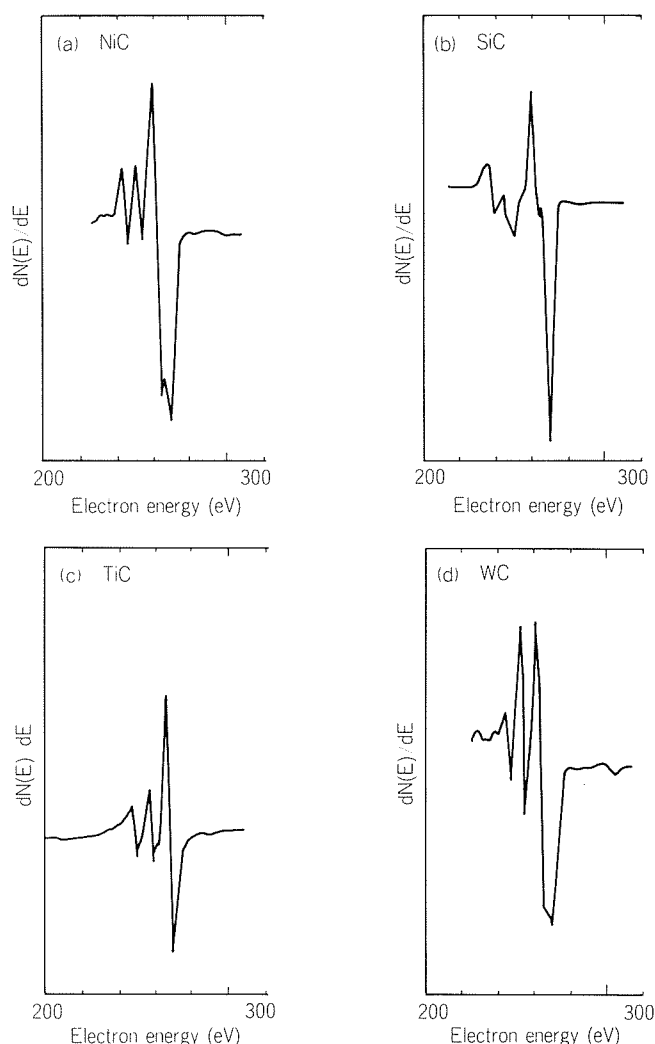


Fig. 10 Changes of form of Carbon KLL Auger electron spectra from carbides.

## 文 献

- 1) 例えば、住友特殊金属(株)：世界最強の磁石 NEOMAX カタログ、(1986)。
- 2) 日経マグロウヒル社：日経ニューマテリアル、No.28 (1986), 25. (Chemical Week, November 20 (1985), 61.)
- 3) アルム出版社：レアメタルニュース、No.1371 (1986), 4.
- 4) 特開昭62-4806
- 5) 特開昭62-47455
- 6) Karl A. Gschneider, Jr.: *Rare earth alloys*, D. Van Nostrand Company, Inc., Princeton, New Jersey, (1961), 134.
- 7) N.E. Topp (塩川二郎, 足立吟也共訳)：希土類元素の化学, 東京化学同人, 東京, (1984), 96.
- 8) F.H. Spedding, K.A. Gschneider, Jr. and A.H. Daane: *J. Amer. Chem. Soc.*, **80** (1958), 4499.
- 9) JIS Z 2615; 「金属材料の炭素定量方法通則」
- 10) 例えば、日刊工業新聞、1986年11月8日、技術のひろば。
- 11) 堀場製作所：製鋼第19委員会第1分科会提出資料 (19委-10361, 1981年9月)。
- 12) 西尾正浩：未公表
- 13) C.C. Chang: *Characterization of Solid Surface* (ed. by P.F. Kane and G.B. Larrabee), Plenum Press, N.Y. (1974), 536.

技術資料

電磁鑄造法の現状と将来\*

吉田政博\*\*

Electromagnetic Casting, Update and Future

Masahiro Yoshida

---

住友軽金属工業株式会社技術研究所

# 電磁鑄造法の現状と将来\*

吉田 政博\*\*

## Electromagnetic Casting, Update and Future

Masahiro Yoshida

Continuous casting process for aluminium originated from DC casting of ALCOA and VLW in 1935. Since then many kinds of casting process, for example, hot-top casting, horizontal casting, strip casting and electromagnetic casting (EMC) have been developed by several factories.

This paper describes the present state, the principle, the analytical methods for magnetic field in the mold and the future state of EMC including to apply for another metal casting and another casting processes.

### 1. 緒 言

アルミニウムの連続鑄造法は、1935年のALCOA社、VLW社 (Vereinigte Leichtmetallwerke GmbH) のDC (Direct Chill) 鑄造にその始まりをみることができる<sup>1)</sup>。以来50年、アルミニウム連続鑄造技術は著しい発展を遂げ、Hot-Top 鑄造法、水平鑄造法、溶湯圧延法、さらに本報の主題である電磁鑄造法 (Electromagnetic Casting, 以下、EMCと略す) など様々な鑄造プロセスが開発された。アルミニウムの分野で、このように多くの鑄造プロセスの開発研究が行われ、その工業化が早かったのは低融点で溶湯が扱いやすく、熱伝導性が良好なことから、比較的簡単な鑄型構造、冷却システムで鑄造が可能であったためと考えられる。

表1にアルミニウムの連続鑄造法の歴史を分類して示す。現在の鑄造法の主流は、やはりALCOA・VLW型を基本としたDC鑄造法であるが、Hot-Top 鑄造法が開発されてからは、同法の採用も盛んになっている。堅型鑄造法の中で特異なのは EMC である。鑄型を実質的に使用しない同法はソ連邦で開発され、発表当時、反響を呼んだプロセスである<sup>2)</sup>。鑄型の代りに電磁気力を用いて溶湯柱を保持する EMC は、無接触の自由表面で凝固が進行し、従来の鑄造の概念を一新するものである。

この他、水平鑄造法や移動鑄型を用いるHazellet法 (双

ベルト法)、Hunter法及び3C(Continuous Casting between Cylinders)法 (いずれも双ロール法) などの薄板連続鑄造法、さらには棒材鑄造機なども実用化に成功しており、1970年代以降、これらの鑄造プロセスは完成された技術として工業ベースで順調に稼動している。

本報では、各種鑄造プロセスの中でも鑄造原理が従来法と全く異なる EMC の現状及びその原理、特徴について紹介する。さらに最近、MHD(Magnetohydrodynamics) の冶金プロセスの応用という面から、EMCが引用される場合も多いため<sup>3,4)</sup>、アルミニウム以外への EMC の適用の可能性についても若干述べる。

### 2. EMC の歴史と現状

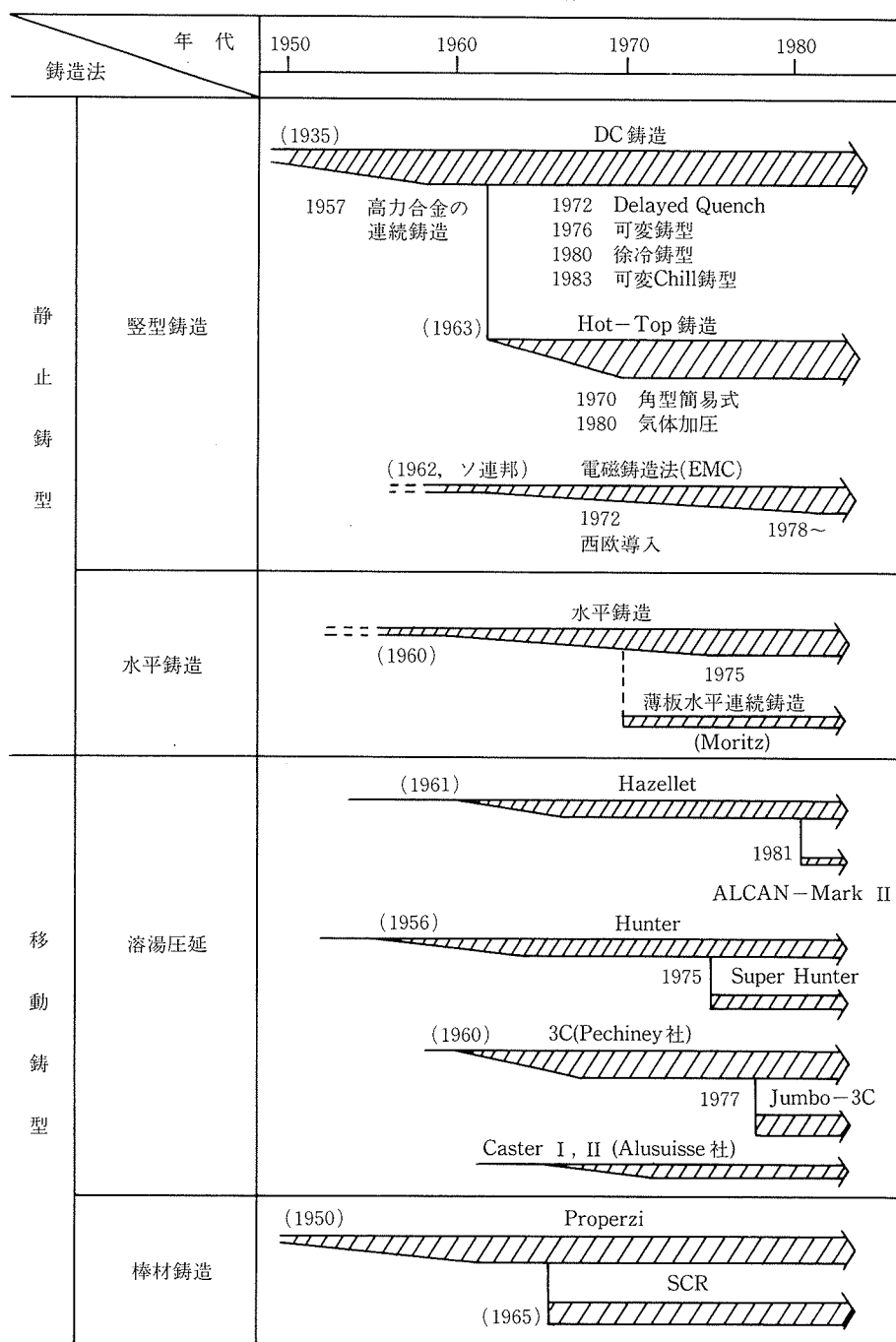
#### 2.1 EMC の歴史

EMCは1960年代の半ばにソ連邦のGetselev<sup>5)</sup>によって開発された。EMCによる最初の鑄塊は1966年に得られており、1969年には直径200~500mmのピレットが工業ベースで造塊されている<sup>6)</sup>。その後、スラブにも適用され、300×1,250~1,550mm<sup>2</sup>の断面形状のものが実用化され、チェコスロバキア、ハンガリー、東独などの東欧諸国に波及した<sup>7)</sup>。西欧諸国では、米国のKaiser社が1973年にライセンスを導入<sup>8)</sup>、同年Alusuisse社も技術導入<sup>9)</sup>したほか、ALCOA社、Reynolds社、Pechiney社などの大手アルミメーカーはいずれもこの時期に技術導入をしている。日本でも1972年10月に当時の三菱化成が導入した<sup>10)</sup>。

\* 鉄と鋼, 73 (1987), 403に一部掲載済

\*\* 技術研究所プロセス研究部

表 1 アルミニウムの連続鋳造法



ソ連邦から導入した EMC 技術は、スラブの場合、一連装技術が基本であったようで<sup>11)</sup>、西欧諸国が要求する多連装あるいは大断面スラブの連続鋳造技術にはほど遠く、導入後も各社で技術開発が必要であった。Alusuisse 社は1978年、米国の子会社 Conalco に初めて実用プラントを設置し、スラブサイズ500×1,300mm<sup>2</sup>の4連装設備を稼動させた<sup>9)</sup>。Kaiser 社は1981年に500×1,300mm<sup>2</sup>の5連装設備を完成させている<sup>8)</sup>。現在、EMC 技術を導入した中で、工業ベースに乗るまでに実用化したのはKaiser 社とAlusuisse 社の2社のみであり、いずれも基本技術導入後数年を要している。EMC の実用化には、コンピュータ

・コントロールによる鋳造の自動化が不可欠であったとされている<sup>12,13)</sup>。

Alusuisse 社の EMC 技術は子会社 Conalco のほか、ALCOA 社、Reynolds 社にも供与されており、1985年の時点で年間45万tonがAlusuisse 社 EMC 技術で鋳造されている<sup>14)</sup>。現在、欧米、特に米国の主要アルミメーカーは、設備更新期に合せて従来の DC 鋳造法から EMC への転換を計っており、今や EMC は技術的完成度の高い鋳造法になったといえよう。

## 2.2 DC 鋳造法と EMC

代表的なアルミニウム連続鋳造法を比較したものを図

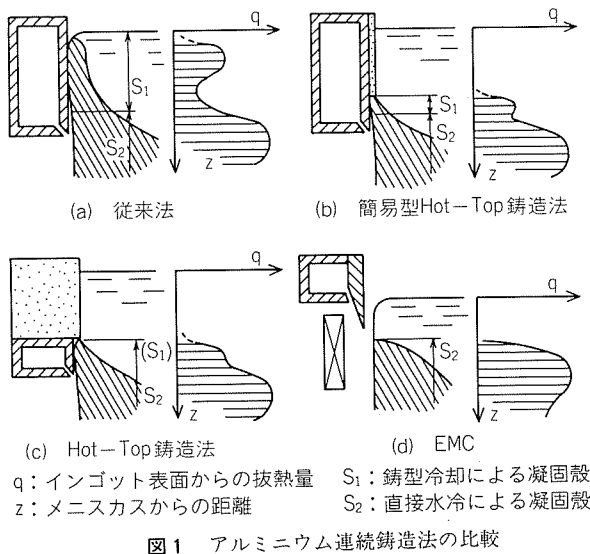


図1 アルミニウム連続鋳造法の比較

1に示す。図1(a)は従来のDC鋳造法であり、凝固は鋳型部一次冷却( $S_1$ )と直接水冷部二次冷却( $S_2$ )の二段階で進行する。アルミニウム鋳塊の表面欠陥(ひきつり、発汗等)はほとんど鋳型内凝固殻の部分で生じる<sup>15)</sup>。すなわち、インゴット表面からの抜熱量は、鋳型部で形成されるエアギャップのためにメニスカス下数cmの領域で急激に減少し、再溶出・逆偏析を生じて表面欠陥となる。したがって、表面欠陥を防止するには、凝固殻 $S_1$ の形成を極力抑えねばならず、低湯面鋳造や図1(b), (c)に示すHot-Top鋳造法が考案された。図1(b)は鋳型内の一次冷却部分を断熱性セラミックファイバーシートで被覆するもので、主にスラブ用のHot-Top連続鋳造法として採用されている<sup>16,17)</sup>。図1(c)は鋳型上部を断熱材で置換えたもので、油潤滑を併用することにより良好な表面品質の鋳塊が得られている。この方法は、ピレット用DC連続鋳造法の主流になりつつある<sup>18,19)</sup>。

図1(b), (c)のHot-Top連続鋳造法は、二次冷却が主体の凝固になっているが、鋳型冷却による凝固殻もわずかなではあるが存在しており、表面欠陥は皆無ではない。表面欠陥を無くすには、究極的には鋳型を用いないことであり、図1(d)のEMCはこれを実現した鋳造法である。鋳型の代りに電磁力によって溶湯部分を空間内に保持する。凝固は二次冷却のみにより進行し、他の連続鋳造法より鋳塊表層部の冷却速度が増大するため、表面改善のほか組織改善の効果もある。

### 3. EMCの原理と理論解析

#### 3.1 EMCの原理

電気の良導体を交流磁場の中に置くと、導体には渦電流が誘起される。誘導加熱、誘導溶解は渦電流によるジュール熱を利用するものであるが、EMCは渦電流と交流磁場との相互作用に基づく電磁力(ローレンツ力)を利用するものである。

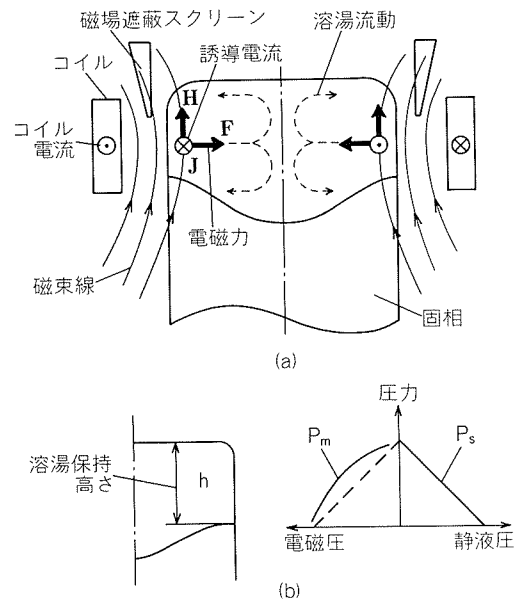


図2 EMCの原理図

図2にEMCの原理図を示す。コイルに高周波電流 $J_0$ を流すと、交流磁場 $H$ が発生すると同時に鋳塊表層にはコイル電流とは逆位相の渦電流 $J$ (その深さは周波数 $f$ 、鋳塊の電気伝導度 $\sigma$ に依存する)が流れる。この渦電流は、磁場との相互作用によってフレミングの左手則に基づく電磁力 $F$ (この場合、鋳塊中心方向)が働き、溶湯柱を側面から保持する。この時、鋳塊に冷却水を当て、引抜量と注湯量をバランスさせれば、連続鋳造操作が可能になる。しかし、このままでは交流磁場内の溶湯柱は山型に盛り、形状が不安定である。所定の安定した断面形状を得るには図2(b)に示すように、溶湯柱側面を垂直に保持してやる必要があり、そのために磁場遮蔽スクリーンが設けられている。これは、磁場を上方ほど減衰させて溶湯静圧(直線的に変化)とほぼ等しくなるよう電磁力分布を作るものである。また、溶湯内の過度の流動を抑えて、形状を安定化する働きもある。

保持すべき溶湯静圧は、湯面レベル及び固液界面位置によって変化するため、湯面コントロールと冷却コントロールが重要となる。特に、スラブの場合は平面部(長辺部、短辺部)とコーナ部では冷却速度が異なり、鋳塊周囲の固液界面位置を均一化するための工夫が必要となる。

#### 3.2 磁場解析

EMCの理論的解析には、電磁場が電磁力による溶湯流動場と相互に影響を及ぼし合うため、電磁流体力学的取扱が必要となる<sup>3)</sup>。すなわち、流動場の支配方程式であるNavier-Stokes式と、電磁場の支配方程式であるMaxwell式を連立して解かねばならない。しかし、実際の解析では流動場を無視して、まず電磁場のみを解析し、得られた電磁力分布から流動場を推定する場合が多い。

Maxwellの基礎式は式(1)~(4)で表される。

$$\nabla \times \mathbf{E} = -\mu_0 \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \quad \dots\dots(1)$$

$$\nabla \times \mathbf{H} = \mathbf{J} \quad \dots\dots(2)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{H} = 0 \quad \dots\dots(3)$$

$$\mathbf{J} = \sigma \mathbf{E} \quad \dots\dots(4)$$

ここで、 $\mathbf{E}$ は電場、 $\mathbf{H}$ は磁場、 $\mathbf{J}$ は電流密度、 $\mu_0$ は透磁率、 $t$ は時間、 $\sigma$ は電気伝導度である。

式(1)~(4)を所定の境界条件下で解けば、電流密度 $\mathbf{J}$ 、磁場強さ $\mathbf{H}$ が求まり、電磁気力(体積力) $\mathbf{F}$ は、式(5)から計算することができる。

$$\mathbf{F} = \mu_0 \mathbf{J} \times \mathbf{H} \quad \dots\dots(5)$$

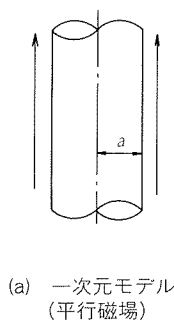
誘導溶解炉、アルミニウム電解精錬、レビテーションメルティングについては磁場解析及び電磁場内の流動解析がSzekelyら<sup>20)</sup>、Evansら<sup>21)</sup>、Laversら<sup>22)</sup>によって行われているが、EMCの解析も基本的には同じものとなる。EMCに関連した解析例には、図3に示すモデルがある。

#### (1) 一次元及び二次元モデルの解析解

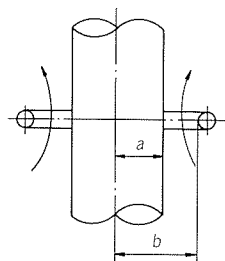
図3(a)は無有限長ソレノイドを仮定した平行磁場内に置かれた導体の一次元モデルであり、Simpson<sup>23)</sup>により解析されている。

ビレット表面に交流磁場 $H_0$ があると、半径 $r$ の位置での時間平均の磁場強さ $H$ 、電流密度 $J$ 、電磁気力(体積力) $F$ は、それぞれ式(6)~(8)で表される。

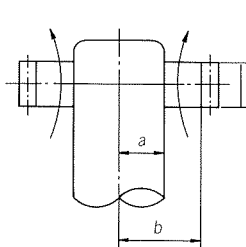
$$H = H_0 \frac{\text{ber}(\alpha R) + j \cdot \text{bei}(\alpha R)}{\text{ber}(\alpha) + j \cdot \text{bei}(\alpha)} \quad \dots\dots(6)$$



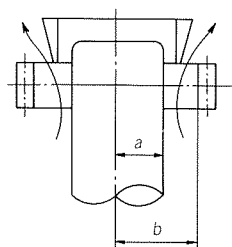
(a) 一次元モデル  
(平行磁場)



(b) 二次元モデル  
(コイル有限)



(c) 二次元モデル  
(コイル、鋳塊有限)



(d) 二次元モデル  
(スクリーン考慮)

$a$ : インゴット半径  $b$ : コイル内側半径

図3 EMCの磁場解析モデル

$$J = -j \frac{2}{\delta} H_0 \frac{\text{ber}'(\alpha R) + j \cdot \text{bei}'(\alpha R)}{\text{ber}(\alpha) + j \cdot \text{bei}(\alpha)} \quad \dots\dots(7)$$

$$F = \frac{\mu_0 H_0^2}{a} \left\{ \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\text{ber}(\alpha R) \cdot \text{ber}'(\alpha R) + \text{bei}(\alpha R) \cdot \text{bei}'(\alpha R)}{\text{ber}^2(\alpha) + \text{bei}^2(\alpha)} \right\} \quad \dots\dots(8)$$

ここで、 $R = r/a$ 、 $\alpha = \sqrt{2} a / \delta$ であり、 $\delta$ は式(9)で示される電流浸透深さである。ただし、 $\text{ber}(x)$ 、 $\text{bei}(x)$ はKelvin関数であり、 $\text{ber}'(x)$ 、 $\text{bei}'(x)$ はその微分を表わす。

$$\delta = \sqrt{2 / \mu_0 \omega \sigma} \quad \dots\dots(9)$$

ここで、 $\omega$ は角周波数である。

式(8)で、最大の体積力はビレット表面( $R = 1$ )で生じ、式(10)で与えられる。

$$F_0 = \frac{\mu_0 H_0^2}{a} \phi \quad \dots\dots(10)$$

ここで、 $\phi$ は式(11)で表され、ビレット径、電気伝導度、周波数などの装置変数の関数である。

$$\phi = \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\text{ber}(\alpha) \cdot \text{ber}'(\alpha) + \text{bei}(\alpha) \cdot \text{bei}'(\alpha)}{\text{ber}^2(\alpha) + \text{bei}^2(\alpha)} \quad \dots\dots(11)$$

体積力が求まると、ビレット内に働く電磁圧分布を求めることができる。ビレット表面と半径 $R$ の電磁圧差 $P$ は式(12)で与えられ、その最大値 $P_0$ は中心( $R = 0$ )に位置し式(13)となる。

$$P = \frac{\mu_0 H_0^2}{4} \cdot \left\{ 1 - \frac{\text{ber}^2(\alpha R) + \text{bei}^2(\alpha R)}{\text{ber}^2(\alpha) + \text{bei}^2(\alpha)} \right\} \quad \dots\dots(12)$$

$$P_0 = \frac{\mu_0 H_0^2}{4} \phi \quad \dots\dots(13)$$

ここで、 $\phi$ は $\phi$ と同様に $\alpha$ によって変化する関数であり、式(14)で表される。

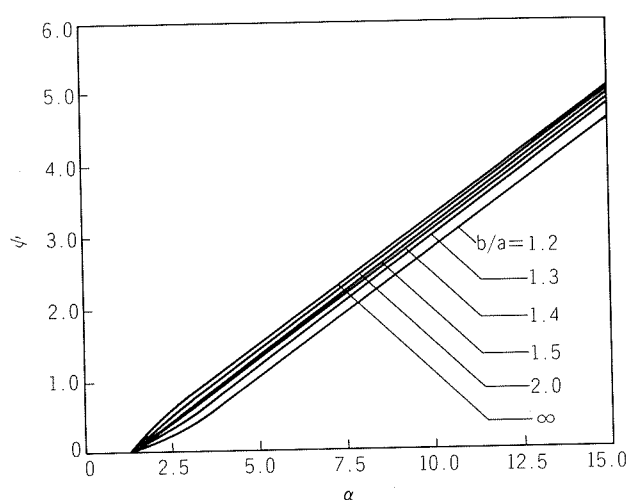
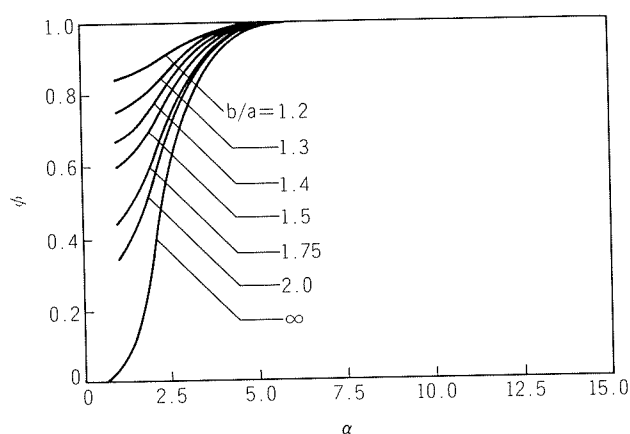
$$\phi = 1 - \frac{1}{\text{ber}^2(\alpha) + \text{bei}^2(\alpha)} \quad \dots\dots(14)$$

Laversら<sup>24)</sup>は図3(b)の1ターンコイルによる二次元解析モデルで、一次元解析と同様な整理の仕方では体積力、電磁圧を式(15)、(16)のように求めている。

$$F = \frac{\mu_0 H_z^2(a, z)}{a} \phi(a, z) \quad \dots\dots(15)$$

$$P_0 = \frac{\mu_0 H_z^2(a, z)}{4} \phi(a, z) \quad \dots\dots(16)$$

ここで、 $\phi(a, z)$ 、 $\phi(a, z)$ は式(11)、(14)を二次元に拡張したものである。コイル中央( $z = 0$ )での $\phi(a, 0)$ 、 $\phi(a, 0)$ を $b/a$ をパラメータとして計算した結果を図4(a)、(b)に示す。一次元の解は $b/a = \infty$ の場合に相当しており、 $b/a$ が2以上では、 $\phi$ は一次元の解とほとんど一致していることがわかる。また、 $\phi$ は $\alpha$ が7以上の時、 $b/a$ が変化しても $\phi$ はほとんど変化せず、電磁圧の最大値は $P_0 = \mu_0 H_0^2 / 4$ となる。

(a) 関数  $\psi(\alpha, 0)$ (b) 関数  $\phi(\alpha, 0)$ 図4 有限コイルのEMC二次元モデルにおける関数 $\psi(\alpha, 0)$ ,  $\phi(\alpha, 0)$ <sup>24)</sup>

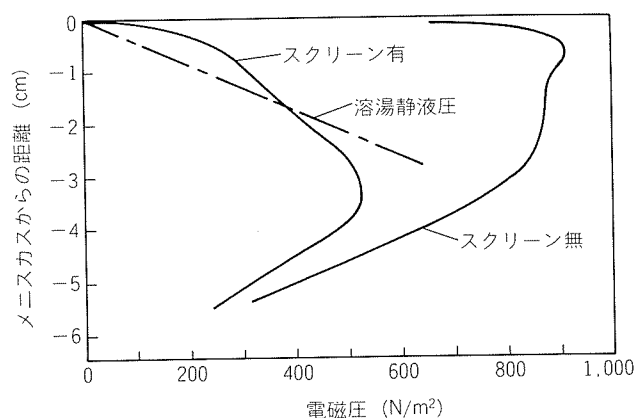
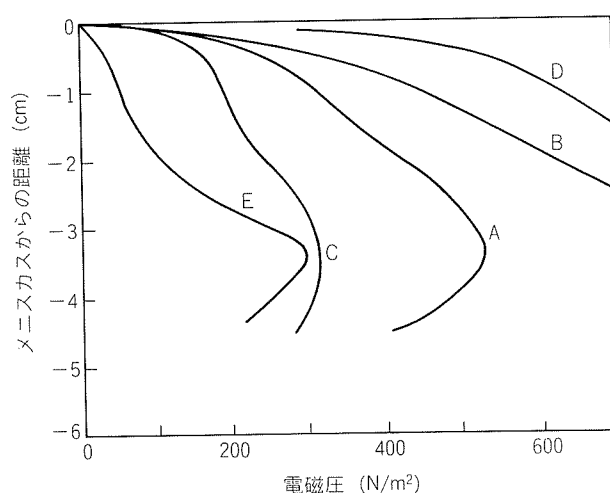
Getselevら<sup>25,26)</sup>は図3(b)に示す二次元解析のほか、ロービレットの磁場解析も行っている。また、EMCに関連した流動解析の報告例もある<sup>27)</sup>。

## (2) 数値計算

解析の手法は電気パラメータや鋳塊寸法が磁場強さ、体積力に及ぼす影響を明確にするが、図3(d)に示す磁場遮蔽スクリーンの効果を考慮することは難しい。スクリーンの有無、スクリーンやコイルの形状並びに、それらの相対的位置関係などが磁場分布、体積力分布に及ぼす影響を知るには数値計算が必要となる。

EMCの数値解析例は少なく、Lavers<sup>28)</sup>が報告しているのみである。

図5は直径200mmのビレットEMCにおいて、スクリーンの有無が電磁圧分布に及ぼす影響を示すものである。スクリーンが無い場合、メニスカス近傍で最大電磁圧となっているのに対して、スクリーンを挿入するとメニスカス部の電磁圧が急激に減少し、最大電磁圧は下方部分に移行する。適正なスクリーン位置であれば、図中の直

図5 磁場遮蔽スクリーン有無による鋳塊表面の電磁圧分布数値計算例<sup>28)</sup>

A:  $f = 3,000\text{Hz}$ ,  $d = 24\text{cm}$   
 B:  $f = 3,000\text{Hz}$ ,  $d = 22.5\text{cm}$   
 C:  $f = 3,000\text{Hz}$ ,  $d = 26\text{cm}$   
 D:  $f = 1,000\text{Hz}$ ,  $d = 24\text{cm}$   
 E:  $f = 10,000\text{Hz}$ ,  $d = 24\text{cm}$

図6 電磁圧分布に及ぼす周波数  $f$ 、コイル内径  $d$  の影響<sup>28)</sup>

線で示される溶湯静液圧とほぼバランスする圧力分布となる。

図6は図5と同じ状況下で、コイル内径及び周波数が電磁圧分布に及ぼす影響を調べたものである。コイル内径、すなわち、コイルと鋳塊間の距離は電磁圧分布に大きく影響することが分る。周波数は電流浸透深さに関係し、高周波ほど磁場遮蔽効果が増大する。周波数に合った適切なスクリーン材質（電気伝導度）を選択する必要がある。

有限要素法によるEMC解析例を図7に示す。図7(a)、(b)はスクリーン有無による磁束線分布の計算結果を示している。

数値解の結果は電気パラメータ、装置構造の変化が系に及ぼす影響を適切に表わしており、装置設計に有用な指針を与える。しかし、溶湯流動が考慮されておらず、厳密な解析という点ではまだ問題を残している。電磁場と流動場を組合せたモデルの開発が今後の課題といえる。

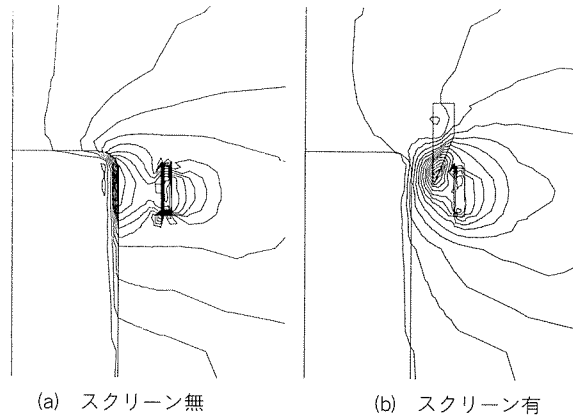


図7 有限要素法による磁場解析例(磁束線分布, 位相 $\omega t=90$ 時)

Vivesら<sup>29)</sup>は溶湯中での磁場, 電流密度, 流速測定センサーを開発し, 実際の EMC におけるこれらの実測値を報告している。図8は2,000Hz, 4,950Aの電気条件下において, 直径345mmのビレット EMCを行った場合の磁束密度分布を示している。溶湯柱側面で250 Gauss(実効値)の磁束密度実測値を得ている。

アルミニウムの EMC では, 強固な酸化皮膜の存在も溶湯保持に有効に作用しているといわれており<sup>30)</sup>, 計算上から得られる磁場強度よりも低い値で無接触鋳造が可能と推察される。

#### 4. EMC の装置と操作条件

図9にソ連邦<sup>31)</sup>, Kaiser社<sup>32)</sup>, Alusuisse社<sup>33)</sup>が採用している代表的な EMC 鋳型の例を示す。EMC 鋳型の基本的構成は同じであり, ステンレス製スクリーン, 銅製の1ターンコイル, 非導電性材(通常, 有機樹脂)の冷却水ジャケットから構成されている。初期のソ連邦タイプのコイルは水冷銅パイプを用いていたが, Kaiser 社, Alusuisse社では水冷銅板を用いており, 装置がコンパクト化している。特に, Kaiser社式では冷却水ジャケットの内壁をコイルとして兼用しており, 外観上は従来の DC 鋳型と変わらない構造となっている。

スクリーンの位置は, EMC を実施する場合の重要なポイントであり, 図9(a), (b)では高さを変えられる微調整機構を有している。Alusuisse社式では適正位置にスクリーンを固定している。なお, スクリーンは誘導加熱されるため冷却が必須である。

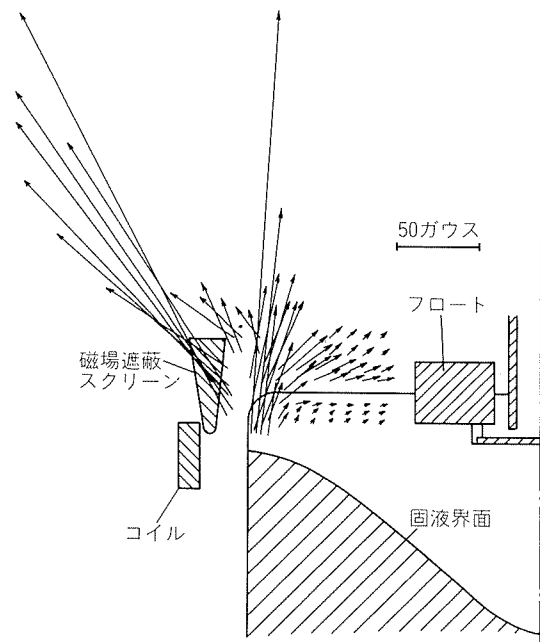


図8  $\phi 345$ mm ビレット EMC における磁束密度の実測例<sup>29)</sup> (周波数2,000Hz, 電流4,950A)

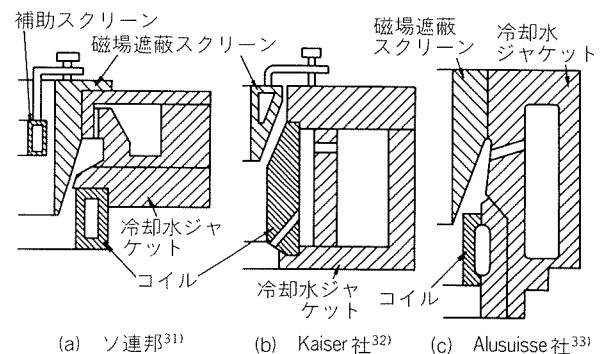


図9 代表的 EMC 鋳型の構造比較

スクリーンは必要不可欠なものとされているが, コイル形状, 形態によってはスクリーンを無くすることができる。すなわち, テーパー(上開き)付コイルの採用や, コイル上端部の電気密度を減少させることにより, スクリーンを有する時と同様な効果を得ることが可能とされている<sup>34)</sup>。

EMCの代表的操作条件を表2に示す。周波数はアルミニウムの場合, 2,000~3,000Hzである。スクリーンの材質は, この周波数帯ではステンレスが多く用いられるが, さらに低い周波数ではアルミニウム, あるいは銅も使用可能である。溶湯保持高さは30~60mmの範囲で, これ

表2 代表的な EMC 操作条件

鋳塊サイズ	コイル電流 (A)	コイル電圧 (V)	周 波 数 (Hz)	電 力 (kW)	保持ヘッド (mm)
300×1,100	5,000	55	2,000	40~50	55
$\phi 340$	4,970	29	2,000	35	29
482×1,143	—	40~50	2,400~3,000	—	38
$\phi 345$	3,400~3,800	—	2,500	—	—



を保持するのに必要なコイル電流は3,500~5,000A程度である。実質的に必要な電力は35~50kWと比較的小さく、アルミニウム1ton当りの電力量は10~30kWh程度とされている<sup>8)</sup>。

EMC連続鋳造操作は従来法と大差はない。EMC鋳型内に底台をセット後、コイルに電流を流し、注湯を開始する。湯面レベルが所定位置に達したら底台を降下させる。EMCでは、この鋳造初期の形状安定化が最も重要であり、以後の鋳造の良否に影響する。

固液界面の位置は磁場強さが最大の位置、すなわち、コイル高さの中央付近に一致させるのが良く、そのための冷却条件、鋳造条件のコントロールが重要となる。

実用EMCプラントの例を図10に示す。これはALCOA社のスラブ用のプラントで、Alusuisse社技術によるものである<sup>35)</sup>。多連装の場合、コイル間の磁場の干渉問題が心配されるが、スラブ間隔は従来法と同程度となっており、EMC鋳型のスペース的制約はないようである。なお、最近のEMCプラントは大型化が進み、Kaiser社では720mm厚みの超大型スラブをEMCで鋳造している<sup>36)</sup>。

## 5. EMCの応用

### 5.1 銅及び鉄鋼分野での EMC

アルミニウム以外でのEMCの適用としては、Olin社による銅スラブEMCの実施例がある。同社は1978年にソ連邦から基本ライセンスを導入し、1982年には商用サイズの銅合金スラブのEMCに成功している<sup>37)</sup>。図11にC638銅合金 EMCスラブを示す。密度がアルミニウムの3倍

以上の銅でも無接触鋳造が実現されており、適正な操作条件、鋳型構造によっては高密度金属へのEMC適用も十分可能なことを示唆している。

アルミニウム、銅、鋼にEMCを適用する場合に参考となるパラメータを表3に示す。括弧内の数字はアルミニウムを1とした時の比を示している。密度がアルミニウムの約3倍である銅、鋼は、同じ保持高さの場合、約3倍の電磁圧が必要となる。しかし、鋳型が長い鋼の場合、

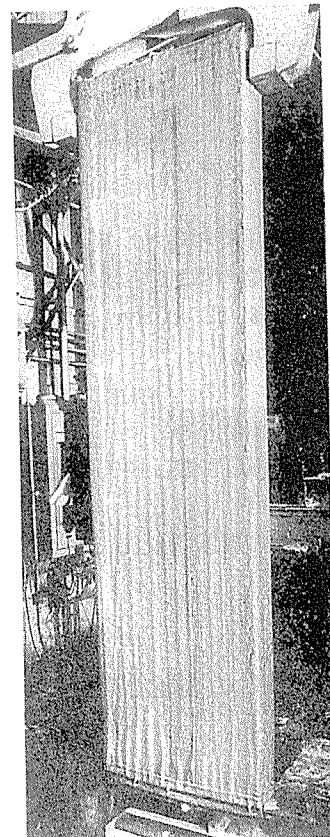


図11 銅合金スラブにおける EMC (Olin 社)<sup>37)</sup>

表3 アルミニウム、銅、鋼における EMC の比較

項 目 <sup>(1)</sup>	アルミニウム	銅	鋼
$\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	2.4(1)	7.8(3.3)	6.9(2.9)
$\rho_s$ ( $\mu\Omega$ cm)	25(1)	20(0.8)	150(6)
$f=1\text{kHz}$	8.0(1.7)	7.1(1.5)	19.5(4.2)
$\delta$ (mm) = 3	4.6(1)	4.1(0.9)	11.4(2.4)
= 10	2.5(0.5)	2.2(0.5)	6.2(1.3)
$h=5\text{cm}$	12(1)	39(3.3)	34.5(2.9)
$P=10$	24(2)	78(6.5)	69(5.8)
(gf/cm <sup>2</sup> ) = 20	48(4)	156(13)	138(11.5)
$h=5\text{cm}$	540(1)	980(1.8)	920(1.7)
$B=10$	770(1.4)	1,390(2.5)	1,300(2.4)
(ガウス) = 20	1,090(2.0)	1,960(3.6)	1,840(3.4)

注. (1)  $\rho$ : 密度,  $\rho_s$ : 比抵抗,  $\delta$ : 電流浸透深さ,  $P$ : 静液圧 (電磁圧),  $B$ : 磁束密度,  $f$ : 周波数,

$h$ : 溶湯保持高さ

(2) ( )内の数値はアルミニウムを基準(=1)とした場合の比

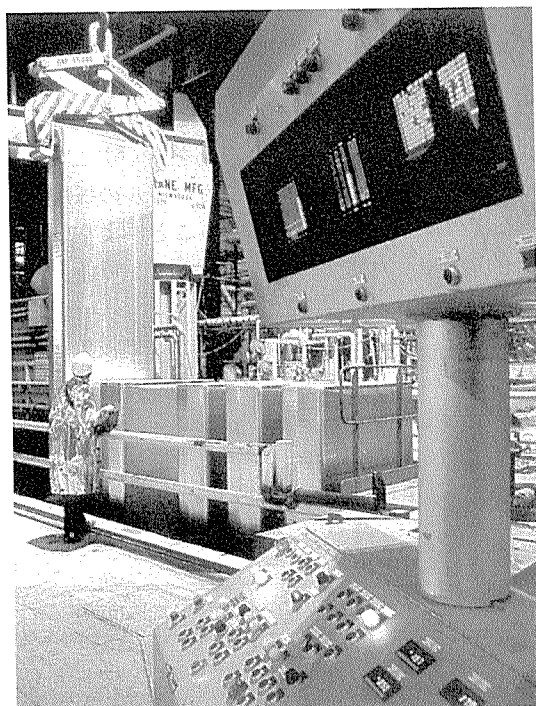


図10 Alusuisse社技術による実用 EMC プラントの例 (ALCOA 社)<sup>35)</sup>

保持高さはその分だけ長くなり、実際に無接触鑄造を実現するにはアルミニウムの数倍以上の電磁圧が必要となる。

周波数は、アルミニウムのEMCにおける電流浸透深さが4.6mmとなる3 kHzを基準とすれば、銅ではほぼ同じ周波数帯が使用できる。銅は比抵抗が大きいため、より高い周波数を用いる必要がある。

必要磁場強さは、式(13)、(16)から分るように、電磁圧の平方根に比例する。アルミニウムを5cm保持するのに必要な磁束密度は540ガウス(実効値)であるが、銅を5cm保持するには920ガウス、20cm保持するには1,840ガウスであり、アルミニウムの3～4倍の磁束密度となる。銅の場合も銅と同様な値となる。

このように電気的の面からいえば、鉄鋼でも EMC は十分実現可能である。しかしながら、熱伝導特性、高い融点に起因する鑄造方法、冷却方法の違いなどがより問題になると考える。さらに、銅の鑄造速度はアルミニウムの10倍以上であり、湯面レベルの変動抑制、固液界面位置の均一化が図れるかが重要な課題となろう。現時点では、鉄鋼の高い生産性を維持する EMC プロセスの開発は、かなり難しいと考えられる。ただ、鑄造速度を落として生産性を犠牲にしても経済的に成立つ特殊材料があれば、EMC 化のメリットは有り得よう。

## 5.2 EMC の応用

アルミニウムの EMC のように完全無接触を前提とすれば上述のような議論になるが、従来法に EMC を付加的に応用するとすれば状況は異なる。例えば、鑄型内凝固殻と鑄型壁との接触圧を電磁的に低減させ(電磁加圧)、鑄型オシレーション、パウダー等の負荷を軽減できれば、鑄肌改善、表面割れ対策に役立つ可能性がある。既に、このような発想で、アルミニウムの Hot-Top 鑄造法では鑄型部を気体(主に空気)で加圧し、著しい鑄肌改善効果を得ている<sup>38,39)</sup>。また、電磁力を局部的(コーナ部、短辺部)に作用させる事も可能であろう。

水平連続鑄造に EMC を適用することも原理的には不可能ではない。溶湯静圧は豎型連続鑄造に比較して小さく、設備的にもコンパクト化が期待できる。ただ、上下での静圧差、形状制御の点で電磁力の与え方が難しくなる。

浅井ら<sup>40)</sup>は図12に示すように静磁場通電方式による水平 EMC を報告しており、まだ小径のピレット( $\phi 10\text{mm}$ 以下)の段階であるが、薄板への適用も考えられ、注目される。

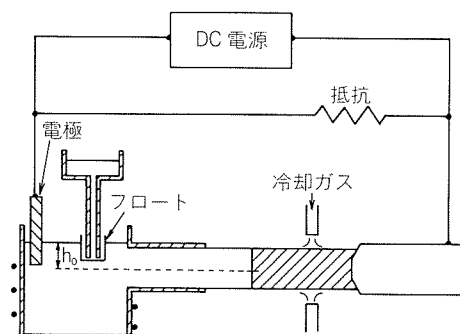
EMC を引上げ式連続鑄造に適用した例として、GE 社の GELEC (GE Levitation Casting) プロセスがある<sup>41,42)</sup>。図13は GELEC プロセスを模式的に示したものである。三相交流による移動磁場を用いて、直径22mmの銅、アルミニウム棒の鑄造例を示している。鑄塊と鑄型の間隙はわずかであり(0.1mm以下)、溶湯保持高さは150mm

としている。

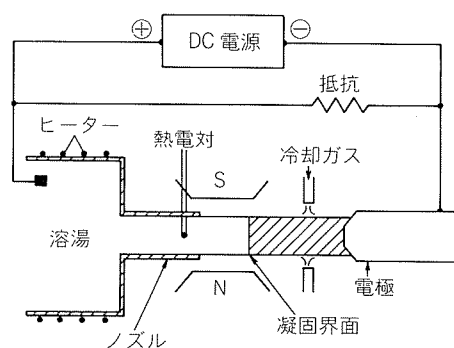
この他、豎型でストリップを製造する EMC プロセスも提案されている<sup>43)</sup>。電磁気力を鑄造用鑄型に適用して、金属溶湯流を制御する方法は新しい冶金プロセスとして、今後、研究開発が盛んになるものと思われる。

## 6. 結 言

アルミニウムにおける EMC は20年以上も前に開発された技術であるが、近年、技術面及び経済面からも従来法に取って代り得るプロセスとして評価され、欧米(特に米国)では工業ベースで順調に稼働している。日本における実用 EMC の導入は、まだ、成されていないが、将来的には、その優れた特徴から導入される日がいずれは到来するものと思われる。アルミニウム以外では、銅分野で EMC の工業化研究が行われており、鉄鋼分野で



(a) 正面図



(b) 平面図

図12 水平式 EMC<sup>40)</sup>

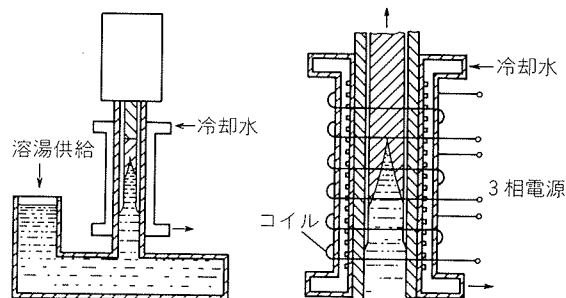


図13 引上げ式 EMC (GELEC プロセス)<sup>42)</sup>

も基礎研究に着手している。

EMC のように電磁気力を冶金プロセスに利用する技術は種々の形態が考えられ、今後、無接触による電磁氣的加圧・流動、電磁氣的浮遊・保持などを応用した各種鑄造プロセスが開発される可能性がある。特に、最近の高保持力永久磁石、超電導磁石の開発により強力な直流磁場が容易に得られるようになり、交流磁場のみならず直流磁場を組合せた MHD 技術の応用研究が進むものと考えられる。

最後に、本報では EMC の紹介にとどまり、EMC による鑄塊の品質、特徴には言及できなかったが、本報によって少しでも多くの方々に電磁気冶金、EMC 技術に興味を持っていただけたなら幸いである。

#### 文 献

- 1) Hall-He'roult Centennial First Century of Aluminum Process Technology 1886-1986, TMS-AIME, (1986), 71.
- 2) T.R. Pritchett : Light Metal Age, **12** (1973), 21.
- 3) 浅井滋生 : 日本金属学会会報, **22** (1983), 1029.
- 4) M. Garnier : 鉄と鋼, **71** (1985), 1846.
- 5) 特許第30720号.
- 6) F.I. Kvanov, Z.N. Getselev, G.V. Cherepok and V.I. Yakovlev : Tsvethn. Met., **4** (1974), 50.
- 7) J. Cserney-Ba'lint : e'vfolyam, **20** (1983), 373.
- 8) T.R. Pritchett : Light Metal Age, **10** (1981), 12.
- 9) H.M. Dillon, G.B. Leconte and D.W. Worlledge : Light Metal Age, **6** (1979), 19.
- 10) 三田村康二, 杉崎英雄, 青山堯, 白根沢道明 : 第49回軽金属学会秋期大会概要集 (1975), 19.
- 11) K. Buxmann, W. Haller and J. Bosshard : Tsvethn. Met., **2** (1980), 73.
- 12) D.G. Goodrich, J.L. Dassel and R.M. Shogren : Light Metals 1982, TMS-AIME, 781.
- 13) R. Sautebin and W. Haller : Light Metals 1985, TMS-AIME, 1301.
- 14) J.C. Weber and R. Sautebin : Light Metals 1986, TMS-AIME, 869.
- 15) K. Baxmann : Light Metals 1978, TMS-AIME, 313.
- 16) W.J. Bergmann : Aluminium, **51** (1975), 336.
- 17) 米国特許 USP. 4558730.
- 18) W.J. Bergmann : Metall. Trans., **1** (1970), 3361.
- 19) 軽金属学会研究委員会 : 研究部会報告書, No. **6**. (1981), 7.
- 20) J. Szekely and K. Nakanishi : Metall. Trans., **6B** (1975), 245.
- 21) S.D. Lympny, J.W. Evans and R. Moreau : Proc. of IUTAM Symp., Cambridge U.K., (1982), 15.
- 22) J.D. Lavers and P.P. Biringer : Proc. of IUTAM Symp., Cambridge, UK., (1982), 62.
- 23) P.G. Simpson : Induction Heating Coil and System Design, McGraw-Hill, (1960).
- 24) J.D. Lavers : IEEE. Conf. Rec. IEEE-IAS Annu. Meet. 15th, (1980), 949.
- 25) Z.N. Getselev and G.N. Martynov : Magnit. Hidrodi., **1** (1968), 150.
- 26) Z.N. Getselev and G.N. Martynov : Magnit. Hidrodi., **1** (1976), 121.
- 27) Z.N. Getselev and G.N. Martynov : Magnit. Hidrodi., **2** (1975), 106.
- 28) J.D. Lavers : IEEE. Conf. Rec. IEEE-IAS Annu. Meet. 17th, (1982), 954.
- 29) C. Vives and R. Ricou : Proc. of IUTAM Symp., Cambridge, UK., (1982), 24.
- 30) V.I. Dobatkin and G.A. Balakhontsev : Splavy Tsvethykh Metallov, (1972), 42.
- 31) 米国特許 USP. 3605865.
- 32) 米国特許 USP. 4004631.
- 33) 特開昭 60-203342.
- 34) 米国特許 USP. 3985179.
- 35) ALCOA Annual Report (1983), 8.
- 36) F.L. Church : Modern Metals, **5** (1986), 63.
- 37) D.E. Tyler : Proc. of Copper' 83, London, **3** (1983), 22-1.
- 38) S. Yanagimoto and R. Mitamura : Light Metal Age, **6** (1984), 12.
- 39) J.D. Faunce, F.E. Wagstaff and H. Shaw : Light Metals, 1984, TMS-AIME, 1145.
- 40) 浅井滋生, 小塚敏之 : 鉄と鋼, **72** (1986), 2218.
- 41) Y.V. Murty and J.P. Faunce : J. Metals, (1984), Dec., 48.
- 42) 特公昭 61-16215.
- 43) 特開昭 57-85649.

技術資料

Al/PVC 複合板電磁波シールド材  
その1. 電磁波障害とその規制について

高 谷 鉄 郎\* 齊 藤 雄二郎\*\*

Al/PVC Composite EMI Shielding Materials  
Part 1. Electromagnetic Interference and Regulations

Tetsuo Takatani and Yujiro Saito

---

住友軽金属工業株式会社技術研究所

# Al/PVC 複合板電磁波シールド材

## その1. 電磁波障害とその規制について

高 谷 鉄 郎\* 齊 藤 雄二郎\*\*

# Al/PVC Composite EMI Shielding Materials

## Part 1. Electromagnetic Interference and Regulations

Tetsuo Takatani and Yujiro Saito

It has already passed several years since the electromagnetic interference appeared as a big social problem.

As a background of the problem, a great amount of digital equipments has been introduced to homes, offices, transportation, etc., and the requirement of smaller and lighter equipments makes them more susceptible to electromagnetic interference because of using higher signal frequency and of smaller size of parts. There are several methods and parts for preventing radiation noise from digital equipments, but at present none of them are satisfactory yet.

To improve the situation, we developed the new shielding material under the concept that it is best to cover the source of noise on printed circuit board completely by smooth shape's shielding shell. The shell is made from aluminium composite sheet laminated with flame resistant vinyl. The development was done under the cooperation of Sumitomo 3M Co., Sumitomo Light Metal Industries, Technical Laboratories and Sumikei Aluminium Foil Co.

### 1. 電 磁 波 障 害

電磁波によるノイズやその対策は、アナログ時代から耳に捉えられる雑音として検討・対策がなされていたが、近年のデジタル制御機器の膨大な市場流入時代に入ると、単なる雑音やTV画面のちらつきだけの問題ではなくなってきた。二、三の例を挙げると、ある私鉄の信号ラインが突然停止し、その原因がガード下にあったゲームセンタのゲーム機からのノイズであったり、また、電気洗濯機がスイッチを入れないのに突然稼動するとか、或いは、工場内に配置されたロボットが突然動き出した等、枚挙にいとまのない大小の誤動作が起っている。

社会的に大きな問題となってきた背景としては、

- (1) デジタル機器の数量的増加
- (2) FA・OA機器が単独で用いられるよりも、オンラインシステムとして使われることが多いため、単独機器の異常がシステム全体の異常に発展する

(3) 使用部品が小型化し、かつ、演算速度が高速化しているため、微小配線・高周波動作となり、ノイズに弱く、また、ノイズを出し易い傾向にある

(4) 筐体が金属ケースからプラスチックケースに変わった

(5) ノイズの測定が難しく、発生箇所の発見が簡単に行えない

等々である。図1に示すように、ノイズを出しても他に障害(EMI)を与えないことや、外から入るノイズで誤動作(EMS)しないこと、この二つの要素を合せて電磁環境適合性(EMC)と呼び、これが確立したものでないと安心して使用できる機器とはいえない。デジタル機器は、一つの機器の中でノイズを出すと同時に障害を受ける部分があるため、自らの誤動作で操作不能になる場合がある。

### 2. 電 磁 波 の 規 制

#### 2.1 規制の状況

先進主要国では、既に電磁波の規制が行われている。

\* 住軽アルミ箔(株) 開発企画部

\*\* 住友スリーエム(株) 電気工業製品販売部

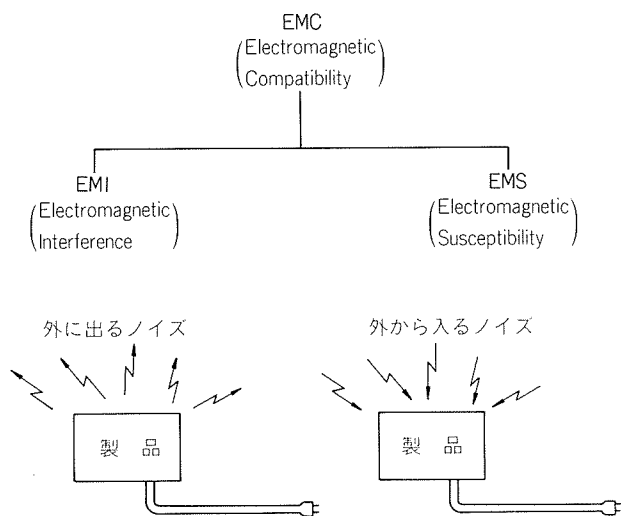


図1 EMCの分類

米国では1981年から連邦通信委員会(FCC: Federal Communications Commission)がEMI規制をした。その切っ掛けは、家庭に普及してきたパーソナルコンピュータやTVゲーム機がラジオ・テレビに与えるノイズやCB無線が公共無線・軍用機器に与えるノイズが問題となったためである。西ドイツではFTZ・VDE規格(Fernmelde Technischen Zentralamt・Verband Deutscher Electrotechniker)によりEMI規制を、カナダ、イタリアも同様な規制をそれぞれ行っている。日本から北米・西ドイツ向けの輸出用デジタル機器は、既に1983年からこれらの規制に従って設計・製造されている。

日本では、国際電気標準委員会(IEC: International Electrotechnical Commission)の一つである国際無線妨害特別委員会(CISPR: Comité International Spécial des Perturbations Radioélectrique)の勧告を受入れ、1986年3月、電子業界に関係する4団体(日本電子工業振興協会、日本電子機械工業会、日本事務機械工業会、通信機械工業会)が情報処理装置電波障害自主規制協議会(VCCI: Voluntary Control Council for Interference by Data Processing Equipments and Electronic Office machines)を発足し、表1に示す電磁波障害に対する自主規制を制定した。

## 2.2 VCCI規制内容

この規制は、電界強度(放射ノイズ)と電源端子電圧(伝導ノイズ)をそれぞれ許容値内に抑えるものである。規制は第1種と第2種に別れている。第1種は業務用を使用されるオフィスコンピュータ、事務機、電子交換機等が対象である。第2種は、家庭で使用されるパーソナルコンピュータ、TVゲーム機、ワープロ、パーソナル複写機等が対象で、第1種より厳しい規制となっている。表1の規制値は、業界の要望により3年間の暫定規制であり、最終年度(1989年12月以降)ではFCCと同一基準になっている。

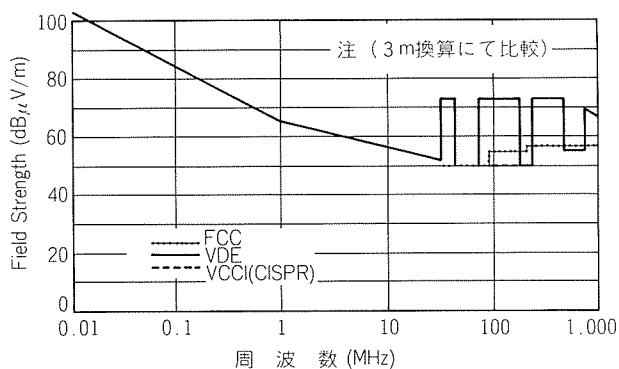


図2 放射最大許容量(クラスA)

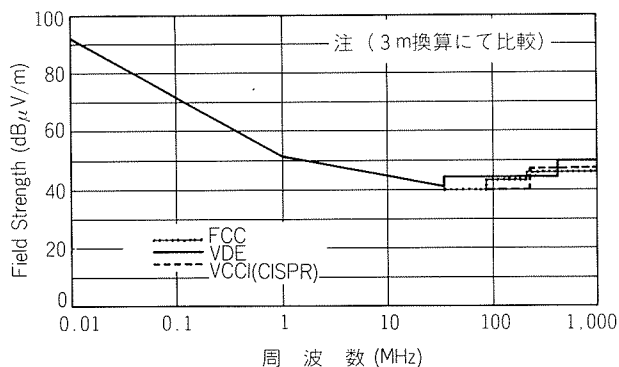


図3 放射最大許容量(クラスB)

なお、国によって規制する周波数帯と規制値に相違がある。これは、それぞれの国における放送周波数帯・公共無線(軍用も含む)周波数帯の違いによるものである。図2及び図3に示すように、西ドイツのVDEでは0.01~1,000MHzの広い範囲を規制しているが、米国のFCC及び日本のVCCIでは30~1,000MHzの範囲である。

## 3. ノイズの測定

ノイズは放射ノイズと伝導ノイズに分類され、前者は機器から発生する電磁波を電界強度として、後者は電源端子での電圧として、それぞれ捉える。ここでは、シールド材料として関係のある放射ノイズについてのみ、その測定法の概略を述べる。

### 3.1 放射ノイズ測定環境

供試デジタル機器から一定距離の位置にアンテナを設け、供試機器を稼働させてその放射電界強度を測定する。自然ノイズや、外来ノイズが入ると、測定に誤差を生じるので、でき得る限りそれらの影響の少ないオープンサイトと呼ばれる屋外の測定場で行われる。測定環境基準としては、各周波数帯毎に理論減衰比を示すサイトアッテネーションが決められており(図4参照)、オープンサイトは各周波数帯毎に理論曲線に対し $\pm 3$  dBに入っていない。この許容差に入るように、オープンサイトでは一定の反射をさせるための金属板もしくは金属メッシュによる床の設置とその大きさ、金属突起物等に

表1 VCCI の規制内容

## 1. 第一種情報装置

(1) 漏洩電波の電界強度の準尖頭値は、測定距離に対応した次の値以下であること。

周波数範囲	61年12月～62年11月 に始めて製造される装置			62年12月～64年11月 に始めて製造される装置			64年12月以後 に製造される装置		
(測定距離)	(30m)	(10m)	(3m)	(30m)	(10m)	(3m)	(30m)	(10m)	(3m)
30MHz～230MHz	40dB	50dB	60dB	34dB	44dB	54dB	30dB	40dB	50dB
230MHz～1,000MHz	47dB	57dB	67dB	41dB	51dB	61dB	37dB	47dB	57dB

注1.  $1\mu\text{V}/\text{m}$  を 0 dB とする。

注2. 測定距離は30m, 10m, 3mのうちいずれか一つでよい。ただし、測定距離3mの値は1稜が1m以下の装置に適用する。

注3. 製造日は装置の完成日とする。以下同じ。

(2) 電源端子に誘起される高周波電圧は、次の値以下であること。

周波数範囲	61年12月～62年11月 に始めて製造される装置		62年12月～64年11月 に始めて製造される装置		64年12月以後 に製造される装置	
	準尖頭値	平均値	準尖頭値	平均値	準尖頭値	平均値
150kHz～500kHz	89dB	76dB	83dB	70dB	79dB	66dB
500kHz～30MHz	83dB	70dB	77dB	64dB	73dB	60dB

注1.  $1\mu\text{V}$  を 0 dB とする。

注2. 150kHz～526.5kHzは暫定的に設計目標とする。

## 2. 第二種情報装置

(1) 漏洩電波の電界強度の準尖頭値は、測定距離に対応した次の値以下であること。

周波数範囲	61年6月～62年5月 に始めて製造される装置		62年6月～63年11月 に始めて製造される装置		64年12月以後 に製造される装置	
(測定距離)	(10m)	(3m)	(10m)	(3m)	(10m)	(3m)
30MHz～230MHz	40dB	50dB	34dB	44dB	30dB	40dB
230MHz～1,000MHz	47dB	57dB	41dB	51dB	37dB	47dB

注1.  $1\mu\text{V}/\text{m}$  を 0 dB とする。

注2. 測定距離は30m, 10m, 3mのうちいずれか一つでよい。ただし、測定距離3mの値は1稜が1m以下の装置に適用する。

(2) 電源端子に誘起される高周波電圧は、次の値以下であること。

周波数範囲	61年6月～62年5月 に始めて製造される装置		62年6月～63年11月 に始めて製造される装置		63年12月以後 に製造される装置	
	準尖頭値	平均値	準尖頭値	平均値	準尖頭値	平均値
150kHz～500kHz	76～66dB	66～56dB	70～60dB	60～50dB	66～56dB	56～46dB
500kHz～5MHz	66dB	56dB	60dB	50dB	56dB	46dB
5MHz～30MHz	70dB	60dB	64dB	54dB	60dB	50dB

注1.  $1\mu\text{V}$  を 0 dB とする。

注2. 150kHz～500kHzの許容値は、周波数を対数で許容値をdBで表したときに直接的に減少するものとする。

注3. 150kHz～526.5kHzは暫定的な設計目標とする。

ついて細かい規制がある。

オープンサイトは悪天候時の稼働率低下、暑熱・厳寒時の測定者の疲労をきたし、また、開発試作場所から遠方にあることが多いので、電波暗室による測定が検討されている。しかし、現状では、電波暗室の性能のばらつきが大きく、FCCでは一部の電波暗室を認めているだけで全面的には承認していない。

### 3.2 放射ノイズの測定

図5に放射ノイズの測定方法を示す。すなわち、供試

デジタル機器から放射されるノイズの最大値を測れるように、供試機器はターンテーブル上で連続移動をしながら360°回転させ、アンテナを供試機器からそれぞれ3, 10, 30m離れた各位置に置き、その高さを1～4mの範囲で変えながら測定する。供試機器とアンテナ相互の動きにより供試機器からのノイズの放射方向と強さが分ることになる。

使用されるアンテナには、ダイポールアンテナ、バイコンカルアンテナ、ループアンテナがある。基本的には、

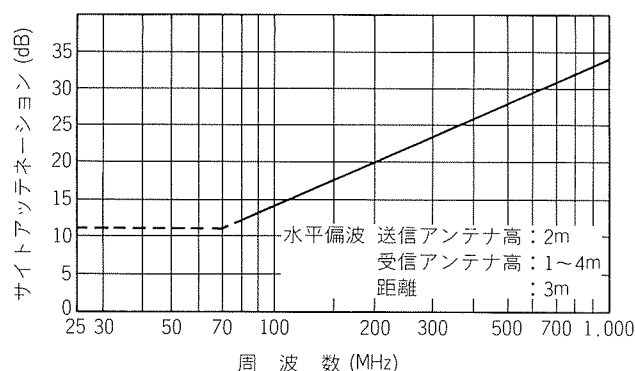


図4 サイトアッテネーションの理論曲線  
(FCC Docket OST-55より)

FCC Bulletin OST-55では図4に示すサイト減衰量を与えられている。80MHz以上の理論的サイト減衰量は次の式による。

$$A = 20 \log_{10} D + 20 \log_{10} F_m - G_s - G_r - 27.6 - R \quad (1)$$

ここで、

A: dB で表したサイト減衰量

D: 送信アンテナと受信アンテナとの間の距離

$F_m$ : 測定周波数 (MHz)

$G_s$ : 送信アンテナ利得 (無指向性アンテナを基準に dB で表示)

$G_r$ : 受信アンテナ利得 (無指向性アンテナを基準に dB で表示)

R: 大地反射による寄与分

ダイポールアンテナを用いるが、広周波帯域をカバーしにくいので、ダイポールアンテナと相関のとれるバイコンカルアンテナも使用される。また、VDE では30MHz以下ではループアンテナの使用を規定している。

放射ノイズは、電界強度( $\mu\text{V}/\text{m}$ )として測定するので電界強度計を使用するが、各周波数帯での強度をスキャンニングするためにスペクトラムアナライザで粗く検索し、次に問題になる周波数における電界強度を計る手順が一般的である。したがって、スペクトラムアナライザと電

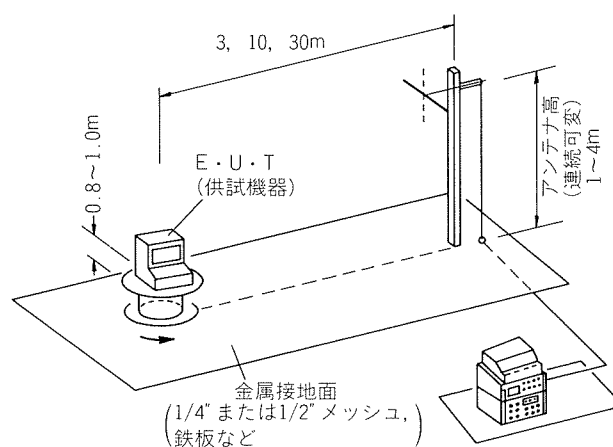


図5 電界強度測定方法

界強度計の併用、もしくはこれらが一体となった測定器が使用される。放射ノイズは微弱であり、測定器と場所の差によっても測定誤差が生じ易い。同一供試機器を他のオープンサイトで測ると異なる測定値を得ることがしばしばあり、計測技術の早急な向上が望まれている。

#### 4. ノイズ対策とシールド材料

放射ノイズの発生はデジタルパルスが直接の原因である。発生場所は、部品、基板上の配線、機器間の信号ケーブル、電源ケーブル等、筐体内外のあらゆる個所の可能性がある。電磁波として飛び出するためには、アンテナ効果を持つ信号・電源ケーブル、基板配線上の直線部、アースが上手くとれていない金属物等があげられる。また、基板上のループ配線も電磁波発生の原因となる。コンデンサやフェライトビーズは、矩形波パルスに伴う不要な高周波をカットしたり、導通線周りに発生する高周波を吸収するための対策部品として使われる。これらの

表2 シールド材料の分類

金属筐体及び 金属遮蔽板	板金	鋼板、アルミニウム板など
	開孔型金属	パンチングメタル エキスパンドメタル
	超塑性合金	
プラスチック筐体の 導電化	導電性表面処理	金属テープ、金属メッシュ
		金属箔ラミネート
		導電性塗料
		金属溶射 (亜鉛)
		金属メッキ
		真空蒸着、スパッタリング
	導電性プラスチック	導電紙
		粒子混入
		薄片混入
	導電性ゴム	繊維混入
	導電性有機高分子	金属粒子、カーボン
		金属フレーク
		金属繊維
		炭素繊維
		アルミコートガラス繊維



対策と同時に, シールド材料が使用される。

シールドとは, 電磁氣的に空間を絶縁することであり, 具体的には金属板, 導電塗装, 金属練込プラスチック等で装置をカバーする。使用材料としては, 表 2 に示すように種々のものがあるが, 性能, 使い易さ, コストの面からそれぞれ一長一短があり, 総合的に優位なのが金属である。今回, 住友スリーエム(株)と当社で共同開発したアルミニウム板と塩化ビニールの複合板による絞り成形品は, プリント基板上の局部シールドを目的としたものである。放射ノイズの遮蔽, 絶縁耐電圧, 難燃性, 成形性, 放熱性能等, 各要求性能を十分考慮して開発したものであり, その材料構成と基準を次に示す。

材料構成:

Al-O( $270\mu$ )/ドライラミネート/難燃性塩ビ( $100\mu$ )

基準:

ラミネート強度: 3.5kgf/25mm 以上

耐熱接着強度:  $60^{\circ}\text{C} \times 500\text{h}$  で自然剥離しないこと

耐湿接着強度:  $40^{\circ}\text{C} \times 95\% \text{RH} \times 500\text{h}$  で自然剥離しないこと

破壊電圧: 5.0kV 以上

難燃性: UL-94VO に合格すること

放熱性能: シェル内温度  $90^{\circ}\text{C}$  以下

上記の基準に合格するように, アルミニウム材料の表面処理, ドライラミネート接着剤と接着方法, 塩化ビニールシートの選定, 深絞り成形方法, 放熱孔加工等, 多くの技術開発を行った。これらについては, 次報で詳細を述べる。