

Quantitative Evaluation of Vessel Vibration on the Top and Bottom Blown Converter



小島 信司
Shinji Kojima
水島製鉄所 設備部設計室 主査(課長)



吉田 正弘
Masahiro Yoshida
水島製鉄所 設備部設計室 主査(掛長)



岩谷 明之
Toshiyuki Iwatani
水島製鉄所 設備部設計室 主査(掛長)



武 英雄
Hideo Take
水島製鉄所 製鋼部第1製鋼課 課長

1 緒 言

上底吹き転炉では炉内の溶鋼攪拌が強化され、冶金特性が向上した反面、炉体振動が大幅に増加し、基礎を含む炉体支持系の強度問題や吹錬中止例も見られるようになった。それゆえに上底吹き転炉における炉体振動のメカニズムを解明することは転炉の安定操業と設備管理にとって重要な課題である。しかしながら、転炉の炉体振動は操業状況も含めて多くの因子が複雑にからみ合っており、これらの因子が炉体振動に与える効果を評価する方法がなかった。そこで力学的アプローチによる理論化を図り、実炉測定や水モデル実験から操業条件と関連づけた炉体振動の新しい評価法を構築し、炉体変位の推定式の導出を試みた。

2 炉体振動の実状

2.1 炉体振動の概要

LD転炉と上底吹き転炉における吹錬中の溶鋼の揺動状態と炉体

要旨

炉体振動のメカニズム解明は上底吹き転炉の安定操業と設備管理にとって重要な課題である。そこで実炉測定や水モデル実験を行い、振動現象を把握するとともに炉体振動に影響を及ぼす因子の定量化を図った。さらに力学的アプローチによる理論化を図ることにより、転炉の操業条件と関連づけた炉体振動の新しい評価法を構築し、炉体変位の推定式を導出した。

本評価法により炉体形状、羽口条件、および操業条件から炉内に発生する加振力や吹錬時の炉体変位を予測できるほか、設備の安全性を評価でき、設備容量が不足する場合は許容できる操業条件を求めることができる。

Synopsis:

To recognize the mechanism of vibration of the vessel on the top and bottom blown converter is an important subject for stable operation of the converter and maintenance of equipment.

Therefore, by measurements of the existing converter and experiments with a water model, the authors grasped the phenomena of vibration and tried to treat the factors quantitatively which affected vibration of the vessel. Moreover, by a mechanical approach to theorization, the authors constructed a new evaluation method for vibration of the vessel related to operating conditions of the converter, and tried to obtain a predicting equation for displacement of the vessel.

By using this evaluation method, when the shape of the vessel, conditions of the tuyere, and operating conditions are known, it is possible not only to estimate vibrating force which occurs in the vessel and displacement of the vessel at blowing time, but also to evaluate the safety of equipment. Moreover, the allowable range of operating conditions will be obtained, if the capacity of the converter is insufficient.

振動によるトラニオン軸方向変位（以下、炉体変位と言う）の振動波形の測定例を Fig. 1 に示す。前者は溶鋼表面の中央部が凹むだけで波形は軸対称となり、振動は小さい。一方、後者は溶鋼が左右に揺動する傾向が現われ、炉体支持系は自らの固有振動も重なって激しく振動する。しかも炉体変位の大きさは操業条件における種々の因子や炉底部煉瓦形状などにより大きくばらつく傾向が見られる。また同一ヒートでも時間の経過とともに振動の増加や減少が見られ、炉内の反応状況やスラグの生成状況によっても異なる変位パターンが観察される。

2.2 設備上の問題点

炉体はトラニオン軸の両端を支持する形で回転自在な構造となっている。従動側にはトラニオン軸方向（以下、単に軸方向と言う）

* 昭和61年10月22日原稿受付

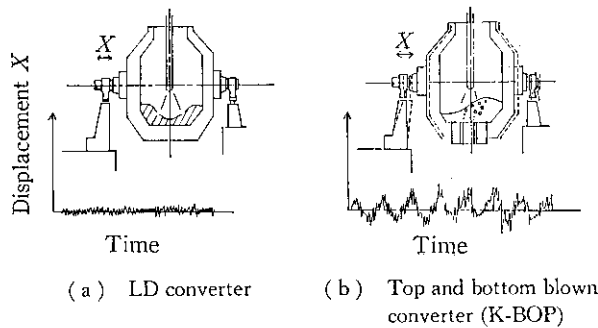


Fig. 1 Comparison of the changes in surface configuration of molten steel between LD converter and top and bottom blown converter

の熱膨張を逃がすための機構が設けられているので一般的に軸方向の水平力は駆動側のみで受ける支持構造となっている。さらに水島および千葉製鉄所の K-BOP とも、支持フレーム形状は駆動装置の配置などから軸方向の剛性が軸直角方向に比べて弱い構造を持つため、炉体振動による設備の問題は軸方向に関して発生しやすい。例えば炉体支持用軸受の破損、軸受支持フレームの取付けボルトの弛みや塑性伸び、激しい場合には基礎コンクリートの破損に至る可能性も存在している。そこで以下に述べる炉体振動に関しては軸方向の振動のみを取り扱うものとする。

2.3 振動現象の一般的解法

一般的に振動現象の解法としては単純な振動モデルに置き換えることにより振動方程式を立て、その特解を求める手法がよく用いられる。この手法を転炉の炉体振動に当てはめる場合の基本的な考え方は転炉を 1 つの質点とみなし、炉体支持系をバネとして取り扱うものである。この場合の振動モデルを Fig. 2 に示し、振動方程式を (1) 式に、その特解を (2), (3) 式に示す。

$$M\ddot{X} + KX = F_0 \sin \omega_0 t \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$X = C \sin \omega_1 t + \frac{F_0}{M(\omega_1^2 - \omega_0^2)} \sin \omega_0 t \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 X : 炉体変位

M : 炉体質量

K : 炉体支持系のバネ定数

F_0 : 加振力の最大振幅

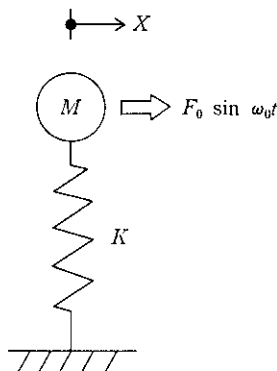


Fig. 2 Vibration model of conventional solution

ω_0 : 加振力の角速度

ω_1 : 炉体支持系の固有角振動数

t : 時間

C : 定数

これらの基本式に対し、実操業にて変位 X や加速度 $\ddot{X}$ を測定すれば未知数としての C, F_0 の値を求めることは出来るが、新規に転炉を建設する場合には測定値が得られないのでこれらの式は利用できない。また既存の転炉を用いる場合でも実際の炉体振動は吹錬の進行とともに大きく変化するのに対し、測定値から得られる F_0 の値は瞬間値にすぎないので最大加振力を推定することは難しい。さらに転炉の炉体振動には操業状況も含めて多くの因子が複雑にからみ合っているのに対し、(1)~(3) 式ではそれらを考慮していないために新たな操業条件や羽口条件などを提示された場合、炉内に発生する最大加振力や最大変位の推定は不可能である。したがって設備の安全性についても評価できない。そこで転炉に関しては操業条件などを考慮した新たな炉体振動の評価法が必要となる。

3 振動現象の把握

炉体振動に影響を及ぼす因子や振動現象の把握を行う目的で種々の操業条件における実炉測定や水モデル実験を実施した^{1~3)}。

3.1 実炉における炉体振動の測定

3.1.1 測定方法

検討対象とするトランシオン軸方向の炉体変位を測定した。測定箇所としては転炉の傾動や吹錬に支障のない駆動側トランシオン軸端を選択した。実炉測定要領を Fig. 3 に示すが、1 ヒートの吹錬を通してチャートに記録された振動波形と操業表とを対応させることにより、操業状況と炉体振動との関係を読み取った。なお、変位計としては差動トランス式を用いたが渦流式変位計でも精度の高い振動波形が得られた。

実炉測定にあたっては溶銑装入量、底吹きガス量、上吹きガス量などの操業条件を変更して測定を行い、各因子がどのように炉体振動に対して影響を及ぼすかを調査した。

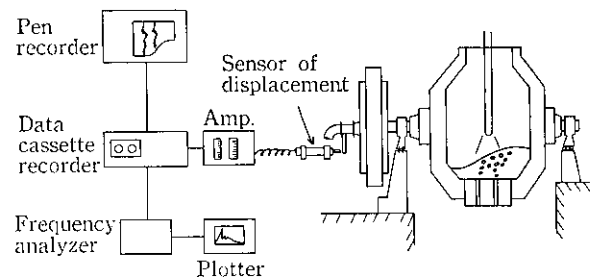


Fig. 3 Method of measurement of converter vibration

3.1.2 振動波形と周波数

吹錬中の振動波形は炉内の溶鋼の揺動による低周波振動と炉体支持系の固有振動による高周波振動が重なった波形として得られた。振動波形の代表例を Fig. 4 に示す。(a) で示す波形は低周波振動の大きい例で主に脱炭最盛期に観察された。(b) で示す波形は低周波振動の小さい例で吹錬開始直後や末期の振動の小さい時期に現われた。

周波数に関しては実測データより低周波振動で $f_0 = 0.3 \sim 0.4$ Hz 高周波振動で $f_1 = 2 \sim 3$ Hz が得られた。前者は円筒形容器における

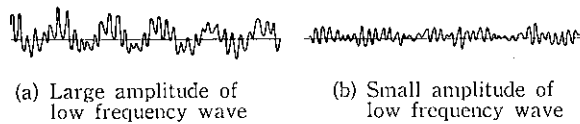


Fig. 4 Examples of wave form on converter vibration

液体表面の固有振動数を求める計算式⁴⁾を用いて求めることができ、測定値ともよく一致する。これを(4)式および(5)式に示す。また後者は炉体の質量と炉体支持系のバネ定数より(3)式を用いて計算できる。

$$\omega_0^2 = \frac{kg}{R} \tanh\left(\frac{kg}{R}\right) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 k : 定数 ($k=1.84, \dots\dots$)

R : 炉内半径

3.1.3 炉体振動に影響する因子

実炉測定においてはほぼ同じ吹錬条件で測定しても異なる変位データが得られることが少なくない。その理由は炉体振動が種々の因子の複雑なからみ合いで変化するからである。各因子に関し、これまでの実炉測定結果より得られた知見を以下に示す。

(1) 底吹きガス量

LD転炉に底吹き機能を追加したことにより炉体振動が大幅に増加したという事実がある。実際の測定結果を見ても底吹きガス量の影響が認められるので、第一に考えるべき因子と言える。ただし、底吹きガス量が大きすぎると吹抜け現象が起こるため、炉体振動はかえって小さくなる。

(2) 溶銑装入量、溶鋼深さ

炉体形状の違いにより同じ溶銑装入量でも溶鋼深さは異なるが、いずれにしても溶銑装入量が多く、溶鋼深さの大きい方が炉体振動は大きくなる傾向にある。

(3) スクラップ装入量

スクラップ装入量が多くなると吹錬初期に未溶解のスクラップが溶鋼の動きを妨げる働きをするので、炉体振動は小さくなると考えられる。実炉測定結果でもスクラップ比が大きいほど炉体変位が小さくなる傾向が見られる。

(4) 副原料の初期投入

炉内の反応はまずシリコンの酸化反応から始まり、次第に脱炭反応が激しくなっていくが、吹錬初期ではスラグも少ないので炉体振動がピークとなりやすい。さらに鉄鉱石やマンガン鉱石などをこの時期に投入すると投入位置が炉の中心に対して偏心し、この位置での局所的な反応により溶鋼の揺動を助長させる。

(5) スラグの性状

吹錬の進行とともに炉内に投入された焼石灰などは滓化し、スラグ層は次第に厚くなっていく。吹錬末期では厚いスラグ層が溶鋼表面に形成されており、溶鋼の揺動を抑制する働きをする。

(6) 底吹きガスの非対称ガス流れ

羽口のブラッキングにより羽口配列が非対称となった場合、溶鋼中のガス流れがアンバランスとなり、溶鋼の揺動を助長させる傾向にある。

(7) 炉底部煉瓦形状

炉内の溶鋼の揺動状況が同じでも炉底部形状が異なれば炉壁の受ける水平力も異なる。また稼働末期では炉底部煉瓦が溶損して滑らかな形状となるので炉壁の受ける水平力は小さくなり、炉体振動は減少する傾向にある。

3.2 水モデル実験

実炉測定では吹錬条件の大幅な変更および炉体形状や羽口配列などの構造上の変更が容易ではないので、それらの影響を把握するために水モデル実験を行った。

3.2.1 実験装置と相似条件

水モデルの実験装置としては水島製鉄所の5号K-BOPの炉内形状を基本とし、幾何学的に相似形状をもつアクリル製の1/10モデルを使用した。実験装置の概要をFig. 5に示す。従動側は実炉と同様に軸方向変位をフリーにした軸受構造であり、駆動側支持フレームは適度な変位が出るような断面形状とした。

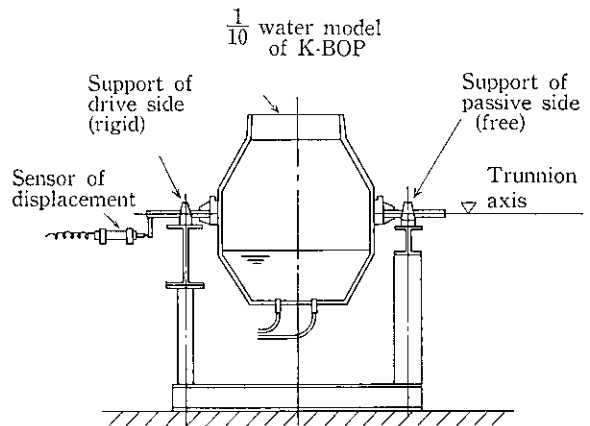


Fig. 5 Apparatus of water model

また底吹きガスの相似条件としては種々の要因がからむので難しいが、ここでは底吹きガスの持つ運動エネルギーに関連する修正フルード数 $F_r'^{(5)}$ を相似させることにより実炉との対応をとった。

$$F_r' = \frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \times \frac{v_0^2}{gd_0} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 ρ_g : 吹込みガスの密度

ρ_l : 溶鋼の密度

v_0 : 羽口内ガス流速

d_0 : 羽口径

上吹きガスの場合は上吹きガスジェットによって形成されるくぼみ深さを実炉と相似させることによりガス量を設定した。液面のくぼみ深さ h^* は自由噴流の中心動圧と液面圧力との釣り合いから次式で与えられる⁶⁾。ここでは露点温度 T_0 を考慮した温度係数である。

$$h^* = 53\zeta L_n \left(\frac{I}{\rho_l g L_n^3} \right) \sin \varphi / \left[1 + 19 \left(\frac{I}{\rho_l g L_n^3} \right)^{2/3} \right] \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\zeta = 1.57 \times 10^{-3} T_0 + 0.529 \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 L_n : ランス高さ

I : ガスジェットの運動量

φ : ランス・ノズルの広がり角度

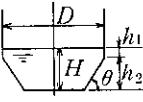
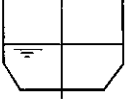
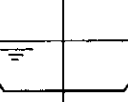
3.2.2 実験条件

本実験に用いた炉底形状、羽口配列および吹錬条件をTable 1に示す。これらの形状寸法、溶銑装入量、吹込みガス量などは水島および千葉製鉄所のK-BOPの実炉を基準として設定した。

3.2.3 実験結果

水モデル実験により得られた振動波形は実炉の振動波形 (Fig. 4) と同様に低周波と高周波の重ね合わせた波形となり、水浴の動きと

Table 1 Experimental conditions of water model

Items	Shape I	Shape II	Shape III
Shape on the bottom part			
Arrangement of tuyeres	Zigzag type		Straight type
Number of tuyeres	6		6
Volume of bottom blown gas (l/min)	190~500		150~700
Volume of top blown gas (l/min)	0, 950		0, 600

しては左右に揺動する1次モードの振動が得られたので実炉と水モデルとが同一の振動系であることが確認できた。以下に各因子に関し、水モデル実験結果より得られた知見を述べる。

(1) 炉底形状の影響

炉底形状 I, II に関して底吹きガス量 Q と炉体に加わる加振力 F_0 との関係を Fig. 6 に示す。ほぼ同じ水浴深さに対しては炉底テーパ部の長い炉底形状 I の方が1~2割ほど小さな加振力が得られており、明らかに炉底形状の影響が認められた。

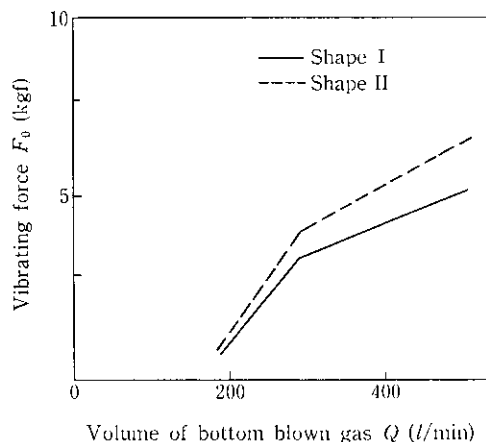


Fig. 6 Effect of the bottom shape of vessel on vibrating force

(2) 羽口配列の影響

炉底形状 II に千鳥羽口配列、炉底形状 III に直線羽口配列を与えた場合の底吹きガス量 Q と加振力 F_0 との関係を Fig. 7 に示す。両者を比較すると、千鳥配列の方が約2倍大きな加振力が得られた。この理由としては直線配列の場合は主に軸直角方向に水浴が揺動するのに対し、千鳥配列の場合は軸方向へも水浴の揺動が起きるのでその揺動による加振力をまともに受けるからである。

(3) 上吹きガスの影響

上吹きガスの存在は一般的には上吹きガスのもつエネルギーが溶鋼表面を抑えつける形となるので溶鋼の揺動は減少すると考えられるが、水モデル実験からは水浴の揺動に対して抑制と助長の両ケースが得られた。Fig. 7 に炉底形状 II の場合で上吹きガスを加

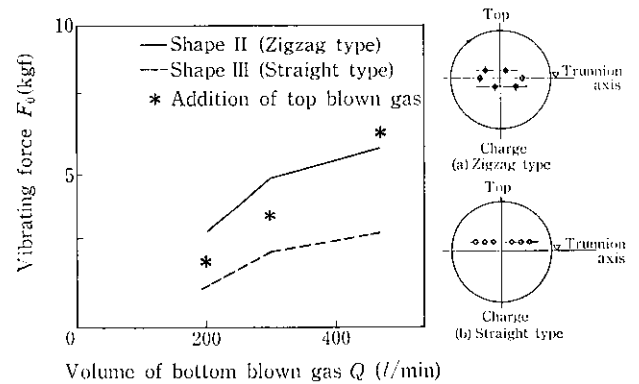


Fig. 7 Effect of the arrangement of tuyeres on vibrating force

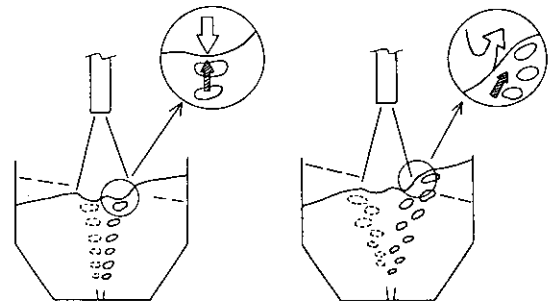


Fig. 8 Mutual effects of top and bottom blown gas

えたケースを*印で示すが、水浴の揺動が大きくなると上吹きガスにより振動が助長される傾向が見られる。この理由としては Fig. 8 に示すように水浴表面に到達した時点での底吹きガスの浮上点が上吹きガスの広がりよりも外側になる場合には上吹きガスがかえって水浴表面を盛り上げるような働きをするので水浴の揺動が助長されるためと考えられる。

4 新評価法の構築

4.1 推定式の考え方

実炉測定、および水モデル実験結果より得られた知見をふまえ、炉体振動に関して力学的アプローチによる理論化を図った。

炉内の溶鋼の揺動は Fig. 9 に示すように炉内壁面に沿って溶鋼が左右にスイングする1次モードの振動と考えられる。そこで、炉

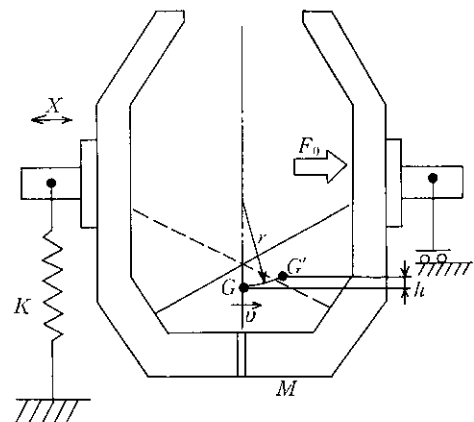


Fig. 9 Vibration model of converter

体に加わる加振力は遠心力に比例すると考えられるので溶鋼の質量 m や重心の移動速度 v および重心移動時の曲率半径 r を使って次のように示される。

$$F_0 \propto mv^2 \frac{1}{r} \quad (9)$$

また溶鋼の重心のレベル変化 h 、溶鋼の重量 W 、重力加速度 g を用いてエネルギー理論より次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}mv^2 &= mgh \\ &= Wh \end{aligned} \quad (10)$$

(9)(10) 式より

$$F_0 \propto Wh \frac{1}{r} \quad (11)$$

溶鋼の重心のレベル変化 h は溶鋼内を上昇する底吹きガスにより溶鋼表面が盛り上がることに生じると考えられるので溶鋼中に滞留するガス体積 V に比例すると考えると、

$$h \propto V \quad (12)$$

また溶鋼中に滞留するガス体積 V は気泡の上昇時間 t_0 と底吹きガス量 Q に比例すると考えられるので

$$V \propto Q t_0 \quad (13)$$

気泡の上昇時間 t_0 は相当気泡径 $\bar{d}$ 、溶鋼深さ H や溶鋼の物性値を用いた関数として表わすことができ、只木らの単一オリフィスをを用いた気泡の実験結果⁷⁾ より一つのパラメータ N_w を使って次のように示される (Fig. 10)。

$$\bar{d}^3 \propto \frac{\sigma}{\rho_1 g} d_0 N_w^{-1.35} \quad (14)$$

$$N_w = \frac{\rho_1 g^{0.25}}{\sigma} d_0^{1.25} v_0^{1.5} \quad (15)$$

$$t_0 \propto H \bar{d}^{-0.5} \quad (16)$$

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi d_0} \quad (17)$$

ここで、 σ ：溶鋼の表面張力

(14)～(17) 式を (13) 式に代入し、定数項 σ 、 ρ_1 、 g 、 d_0 を除外して整理すると次式が得られる。

$$V \propto H Q^{1.3} \quad (18)$$

(12)、(18) 式を (11) 式に代入すると

$$F_0 \propto W H Q^{1.3} \frac{1}{r} \quad (19)$$

また炉体支持系に作用する振動荷重 F と溶鋼の揺動による加振力 F_0 および炉体変位 X との間にはそれぞれ次に示す関係がある。

$$F \propto F_0 \quad (20)$$

$$F = K X \quad (21)$$

これまでの式は力学的アプローチによる理論化により得られたものであるが、実炉測定や水モデル実験結果より炉体振動は操作条件も含めた種々の因子がからみ合って発生しているのでこれらの因子を η_i で定義し、(19)～(21) 式を整理した式に η_i を取り込むと、炉体変位 X は次式で示される。

$$X \propto \eta_i \frac{1}{K} W H Q^{1.3} \quad (22)$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_7 \quad (23)$$

ここで、 η_1 ：スクラップ比による影響係数

η_2 ：副原料の初期投入による影響係数

η_3 ：スラグ性状による影響係数

η_4 ：底吹きガスの非対称ガス流れによる影響係数

η_5 ：炉底形状による影響係数

η_6 ：上吹きガスの存在による影響係数

η_7 ：羽口配列による影響係数

なお、溶鋼の重心移動時の曲率半径 r は炉底形状で決まるものなので影響係数 η_5 に含めて考えるものとし、(22) 式では削除する。

4.2 振動に影響する因子の定量化

実炉測定や水モデル実験から各因子のそれぞれの状態に対応させて各影響係数の値を求めた。Table 2 にそれらの範囲を示す。このうち η_1 に関しては実炉測定結果より得られたスクラップ比 S_R と炉体変位 ($S_R=0$ の場合の炉体変位を基準とした比率にて示す) との関係 (Fig. 11) から回帰直線を求め、スクラップ比 S_R の関数とし

Table 2 Range of value on affecting coefficient

Affecting coefficient		Range of value
η_1	Scrap ratio	$\eta_1 = -0.02 S_R + 1.0$
η_2	Charging of sub-material at the early stage	1.0~1.6
η_3	Slag properties	0.7~1.0
η_4	Unsymmetrical flow of bottom blown gas	≥ 1.5
η_5	Shape of bottom part of vessel	0.7~1.0
η_6	Existence of top blown gas	0.8~1.1
η_7	Arrangement of tuyeres	≥ 2.0

Note (1) S_R : Scrap ratio (%)

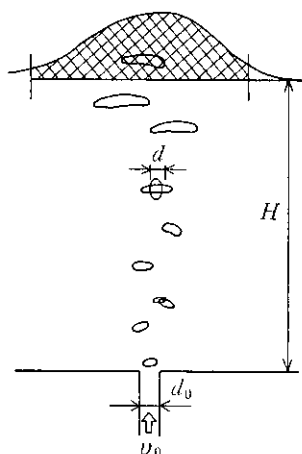


Fig. 10 Sketch of phenomena of swelling of molten steel caused by bottom blown gas

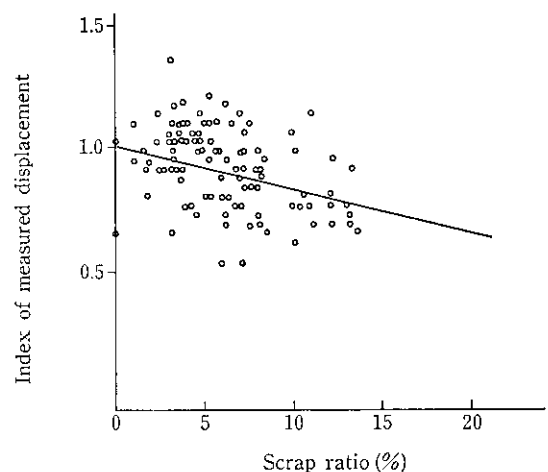


Fig. 11 Relationship between displacement and scrap ratio

て与えた。

4.3 推定式の検証および設備評価

上述の炉体振動に関する評価法を検証するため、底吹きガス量、溶銑装入量、スクラップ装入量などを強制的に変更した種々の操作条件における炉体変位の測定結果とその操作条件における数値を用いて、(22) 式で示す推定式より求めた計算結果との比較を行った。

Fig. 12 に測定値と計算値との関係を標準チャージにおける変位と

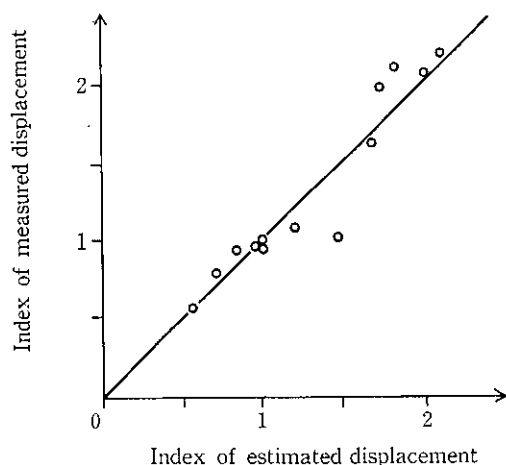


Fig. 12 Comparison between estimated and measured values of displacement on converter vibration

の比率にて示すが、両者は比較的よく一致するので本評価法による推定式は上底吹き転炉の炉体振動に関して適用可能と言える。

そこで本評価法を用いて設計仕様における炉体変位や炉体支持系に作用する振動荷重を求めることによりトラニオン軸受などの機械部品、軸受支持フレームなどの構造部材および基礎コンクリート部の強度検討を行い、振動に対する設備の安全性を評価できた。また設備容量が不足する場合は操作サイドに対し、設備の許容できる操作条件、例えば限界装入量を提示することにより安定操作を確保することができた。

5 結 言

上底吹き転炉における炉体振動に関し、力学的アプローチによる理論化を図り、実炉測定や水モデル実験から操作条件を含めた新しい評価法を構築した。この結果から以下に示す知見や効果が得られた。

(1) 炉体変位の推定式は次式で示される。

$$X \propto \eta \frac{1}{K} WHQ^{1.3}$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n$$

(2) 炉体形状、羽口条件および操作条件から炉内に発生する加振力および吹錬時の炉体変位を予測できる。

(3) 実操作条件から炉体支持系に作用する振動荷重を推定することにより設備の安全性を評価できる。

(4) 設備容量が不足する場合は許容できる操作条件を求めることができる。

参 考 文 献

- 1) 加藤嘉英, 中西恭二: 鉄と鋼, **70** (1984) 3, 380-387
- 2) 加藤嘉英, 中西恭二: 鉄と鋼, **68** (1982) 10, 1604-1612
- 3) 加藤嘉英, 中西恭二: 鉄と鋼, **66** (1980) 9, 1307-1316
- 4) H. N. Abramson: "Dynamic Pressure on Fluid Containers", NASA,

SP-106 (1966), chap. 6, p183~209

- 5) 近藤幹夫, 藤井徹也: 私信
- 6) 日本鉄鋼協会: 「鉄鋼便覧 I 基礎」, (1981) 180, [丸善]
- 7) 只木楨力, 前田四郎: 化学工学, **27** (1963) 3, 147~155