

(136) 連続鋳造機における鋳型振動機の振動解析

新日鉄 室蘭製鉄所 広島壯一 ○平沢秀直
笹本泰雄

1. 結言 ; 連続鋳造設備の鋳型振動機の異常振動波形発生の原因と対策を究明するための振動機の振動解析を行なった。その結果異常振動波形の原因は振動機機械系の剛性不足である事が判明した。又同時に振動機の負荷である鋳型と鋳片間の引抜抵抗が振動波形に大きく影響する事も判明したため、その値を実測した。

2. 振動解析 ; 振動機の振動解析モデルを図1に示す。本モデルの振動微分方程式は(1)式である。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K_s x + F + f - K_d(\dot{y} - \dot{x}) = 0 \quad (1)$$

但し 鋳型先進時 Fは正 後進時 Fは負
鋳型下降時 fは正 上昇時 fは負

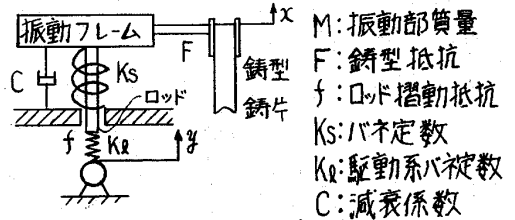


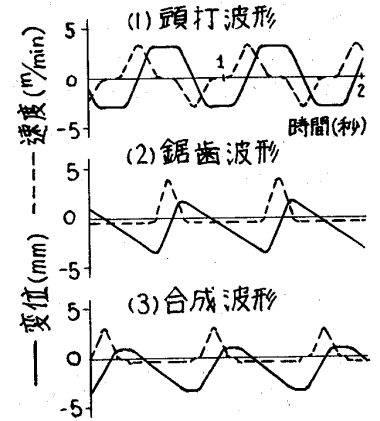
図1 振動機の振動解析モデル

(1)式をルンゲ・ワッタ法により解析した結果、以下の事が判明した。

① 鋳型摩擦抵抗F、ロッド摺動抵抗f、駆動系のバネ定数Kdの値により振動波形は設定した正弦波から大巾に変位したものとなり、その典型的なものを図2に示す。実測した振動波形は図2-(3)によく一致するものであった。

② 振動波形が上記の如く正弦波から変位している場合ネガ率は大巾に設定値から離れ例えば図2-(2)の様な鋸歯波形の場合、速度比によるネガ率αも先進時間率によるネガ率βも共に0となる。

③ 振動波形の改善には鋳型抵抗の減少、ロッド摺動抵抗の減少、駆動系バネ定数の増加が有効である。



	(1)	(2)	(3)
鋳型抵抗 F	0.25	2.5	2.5
ロッド摺動抵抗 f	1	0	1
駆動バネ定数 Kd	0.9	0.9	0.9

図2 振動波形(解析結果)

3. 鋳型抵抗の測定 ; 上記振動解析結果から鋳型抵抗が振動波形に大きく影響する事が判明したので、その値をロードセルを用いて測定した。圧縮型ロードセルを振動機振動フレームと鋳型の間に挿入し、鋳造中連続的に記録した。図3に測定データの1例を示す。又表1に鋳型抵抗値FuとFdの値及びこの値を溶鋼静圧荷重で割った摩擦係数μuとμdを表す(n=119)。図4に鋼種毎の摩擦係数を示す。以上より以下の事が判明した。

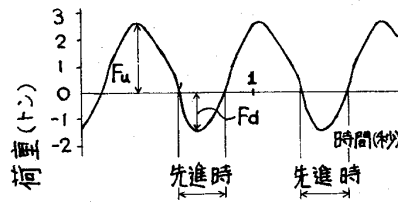


図3 鋳型抵抗実測データ

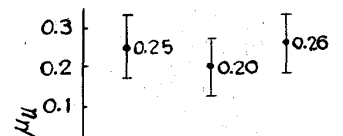
表1 抵抗値及び摩擦係数

	最大	最小	平均
Fu	5.15 ^T	1.15	2.85
Fd	3.35 ^T	0.05	1.42
μu	0.45	0.10	0.24
μd	0.30	0.005	0.12

① 鋳型先進時(ネガティブストリップ時)と後進時では鋳型抵抗の方向が逆で、その絶対値は先進時の方が小さい。これは鋳片の凝固過程に於る収縮により先進時と後進時とで鋳型と鋳片の接触状態が異なるためと推定される。

② 摩擦係数の値は0.1~0.45程度である。これは鋳型と鋳片の潤滑状態が一般的に想像される流体潤滑ではなく境界潤滑が乾燥摩擦又はこれらの潤滑状態と流体潤滑の混合状態であるためと推定される。

③ 摩擦係数と鋼種、引抜速度、ネガ率との明らかな相関は認められない。



普通鋼 高炭素鋼 行以

図4 鋼種別摩擦係数