

© 1983 ISIJ

論 文

エアークッションによるストリップ振動抑止 技術の応用

下川靖夫*・石川英毅*・酒井完五*・日戸 元*²

Studies of Vibration Prevention by the Air Cushion Method for the Application to Commercial Strip Lines

Yasuo SHIMOKAWA, Hidetake ISHIKAWA, Kango SAKAI, and Hajime NITTO

Synopsis :

A basic investigation was presented in the previous report about the vibration prevention of the static strip by the air cushion method.

In this paper, the theoretical and experimental examinations are carried out to clarify the effect of running speed on the vibration prevention of the running strip and to know the cause of the phenomena of resonance caused by the air cushion in the strip which is supported with a pair of long span rolls. These are important problems when the air cushion method is applied to commercial lines.

The following conclusions are obtained

- (1) Prevention of strip vibration by the air cushion method is possible at any line speed.
- (2) The cause of the phenomena of resonance are clarified and the undesirable influence on the prevention of strip vibration can be negligibly small by selecting the setting position of the air nozzles.

1. 緒 言

前報¹⁾で述べたように、非接触な方法で、ストリップの振動を抑止して安定通板する技術の開発をおこなっている。さきには、空気カーテン方式のノズルから噴出する空気の運動量変化によつて発生する静圧、すなわちエアークッションにより、ストリップが走行しない場合で、ストリップの機械的支持間が長くない場合については、ストリップの振動は十分抑止が可能であると報告した。

しかし実用設備では、近年、ストリップはかなりの高速で走行しており、さらに、高速化にともないストリップを支えるロール支持間距離は長くなつてきている。よつて、本研究では、非接触通板技術の実用化にあつて、この二つの課題、一つはストリップ高速走行中での振動抑止効果が静止系と同一かどうかの確性、もう一つはロール支持間隔が長くなつた場合、エアーノズルの支持位置によつてはストリップの共振が発生しやすくなるという課題の検討をおこなつた。まず理論的考察をおこない、次に実験でその推論の裏づけをおこなつた。その結果、上述の二つの課題に対する解答が得られ、エアー

クッションによる非接触安定走行技術の設計諸元が得られ実用設備への応用が可能になつたと考えられるので報告する。

2. 振動抑止に対する走行速度の影響

2.1 静止系モデルの走行系への適用性

前報¹⁾では、ストリップは走行せず、静止した状態でのストリップの振動抑止について報告した。応用にあつては、ストリップ走行時の振動抑止を考慮する必要がある。また通常は、ストリップの走行速度が大になると、振動は大きくなることが多い。

ストリップが走行する場合は、前報¹⁾の静止系での理論解析において、境界条件を与える点が板の走行と逆方向に移動する、すなわち板とともに移動する走行座標系で考える必要があり、解析が非常に複雑になる。しかしながら、実用設備のストリップ速度範囲では、静止系の解析手法が走行系に近似的に適用可能ということが、以下の考察から予測された。

まず問題となるのは、実用設備でのストリップ走行速度 V_s とストリップ振動波形の伝播速度 V_w である。

$$V_w \gg V_s \dots\dots\dots (1)$$

昭和 57 年 9 月 30 日受付 (Received Sept. 30, 1982)

* 新日本製鉄(株)生産技術研究所 (Process Technology R & D Laboratories, Nippon Steel Corp., 1-1-1 Edamitsu Yawatahigashi-ku Kitakyushu 805)

*² 新日本製鉄(株)製品技術研究所 (Products R & D Laboratories, Nippon Steel Corp.)

であれば、ストリップ走行の影響は無視し得て、前報¹⁾の静止した場合の振動解析が適用可能と考えられる。

そこで、前報¹⁾のストリップ運動方程式

$$\rho_s \cdot A_s \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - T_{en} \cdot A_s \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \dots (2)$$

より伝播速度 V_w を求めることにする。(2)式の解を

$$y(x, t) = A \sin \omega \left(t - \frac{x}{V_w} \right) \dots (3)$$

と(2)式を解く(ここで V_w は波形の伝播速度をあらわしている)と伝播速度 V_w

$$V_w = \sqrt{\frac{T_e}{2\rho_s}} + \sqrt{\left(\frac{T_{en}}{2\rho_s}\right)^2 + \frac{EI}{\rho_s} \omega^2} \dots (4)$$

が求まる。実際の設備の条件にしたがつて、伝播速度 V_w を算出すると Table 1 となり、 $V_w \gg V_s$ であることがわかる。このように運動方程式の解析においては、ストリップ走行速度の影響は少ないと判断されるので、走行系での振動抑止実験をおこない、静止系の解析モデルの適用性を検討した。以下にその結果を述べる。

Table 1. Comparison of wave propagation velocities with strip speed.

T_{en}	T_s	F_c	V_w	V_s
1	0.2	0.8	35	1
$\left\{ \begin{array}{l} 3 \text{ kg/mm}^2 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.0 \text{ mm} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 6.0 \text{ Hz} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 61 \text{ m/s} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 3.3 \text{ m/s} \end{array} \right.$

2.2 実験方法

Fig. 1 に示すように、パイロットラインで実験をおこなった。ストリップは実際に走行させ、装置の垂直上部で強制振動を加え、垂直部の中間にエアノズルを配置し、ストリップの振動を抑止する。

2.3 実験結果および考察

2.3.1 計算結果との整合性

静止系での実験のように、走行系での実験は、振動波形がきれいな正弦波状にはならない。しかし Fig. 2 に示すように、ストリップの振幅はばらつく(図中—の長さでばらつきの大きさを示す)が、基本的にはストリップが走行するという条件でも、振動は静止系の計算式と十分整合性があることが確認された。

2.3.2 振動抑止に対する走行速度の影響

Fig. 3 に示すように、振幅はラインスピード 120 m/

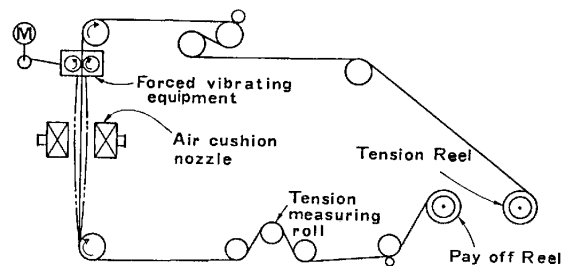
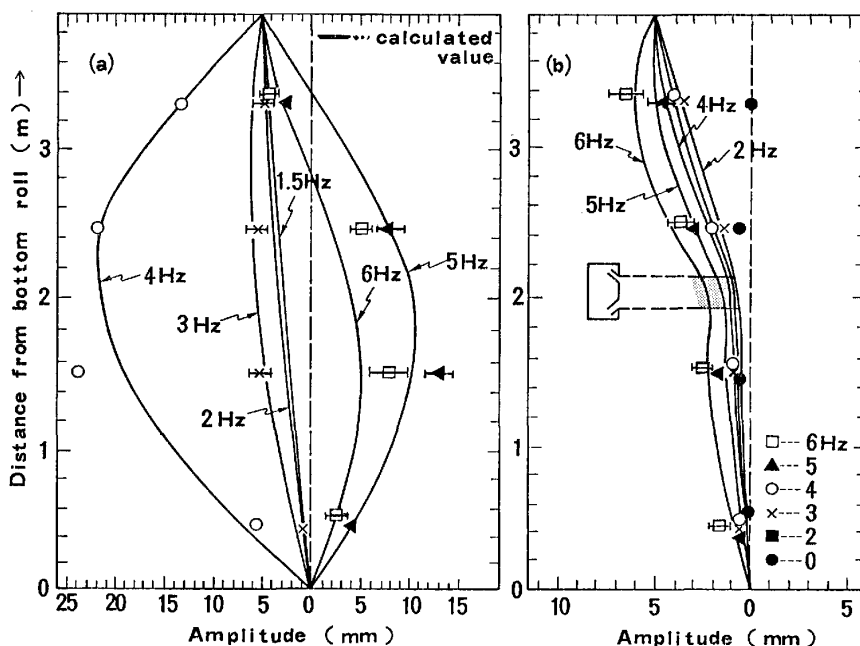


Fig. 1. Schematic illustration of experimental equipment.



(a) Without air-cushion at $T_{en}=0.9 \text{ kg/m}^2$
 (b) With air-cushion at $T_{en}=1.0 \text{ kg/mm}^2$ and $P_c=40 \text{ mmAq}$, $h=15 \text{ mm}$

Fig. 2. Comparison between calculated and experimental values for vibration prevention at $T_s=0.32 \text{ mm}$ and $L, S=120 \text{ m/min}$.

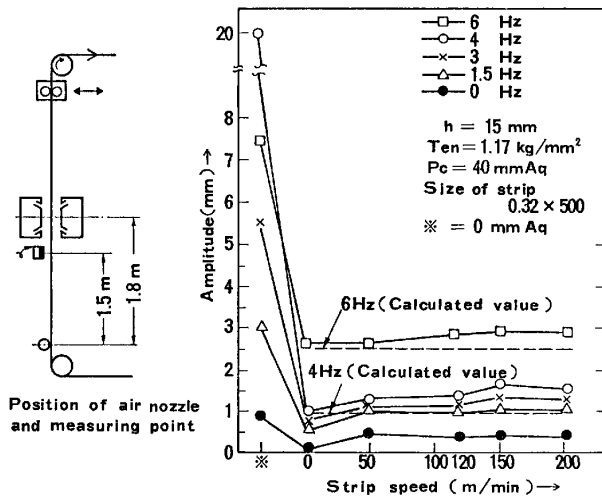


Fig. 3. Influence of vibration prevention on strip speed.

min 以下であると、ほぼ計算値と一致する。150 m/min 以上では、振幅は 0.5~1 mm 増加する。この増加分は板形状の悪さと、ペイオフロールの偏心によるためであり、この実験装置特有のものであることが確かめられた。したがって、振動抑止効果はラインスピード 200 m/min までの範囲では、ラインスピードに関係なく、有効であると考えられる。なお -●- にて示されている強制振動を与えない時 (0Hz) にも発生する振動約 0.5 mm は、ストリップの形状の悪さが原因と判断される。

3. 振動抑止に対するロール支持間隔の影響

3.1 理論的解析

3.1.1 空気抵抗を考慮した場合の振動

前報¹⁾で述べたように、空気抵抗を考慮していない基本モデルでは、強制振動の周波数とエアノズルでストリップを支持した場合のストリップの固有振動周波数が一致した際には振幅が非常に大きくなり、エアノズルによる振動抑止効果が必ずしも得られないという計算結果になった。

ロール支持間隔 4 m 以下の実験装置ではエアノズルを働かせた場合、固有振動周波数は 10 Hz 以上であり、一方実用設備で実測した周波数は 6 Hz 以下であるので、このときは、共振の問題は発生し得ない。しかし、実用設備では支点間距離は 15 m 以上であるので、エアノズルを働かせた場合でも、固有振動周波数は実機設備で測定した 6 Hz 以下の周波数領域に十分はいる。この共振問題に対し、空気抵抗力を導入し、共振現象に注目しながら振動抑止の解析をおこなった。その結果、共振周波数近傍での振幅の計算値は、空気抵抗の有無により非常に大きい差が現れることがわかった。以下

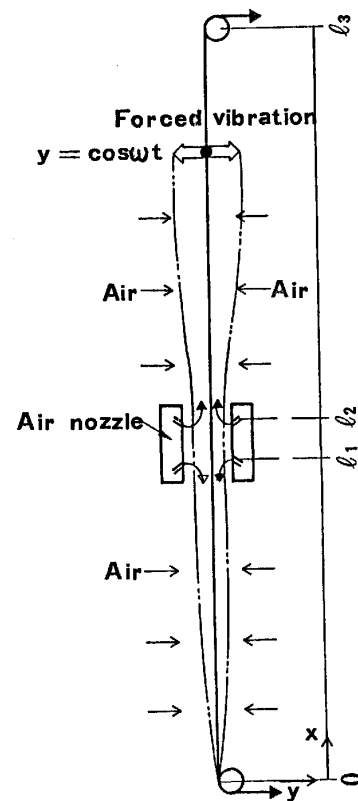


Fig. 4. Diagram of a vibration model with forced vibration and air-resistance force.

に、空気抵抗力を導入した場合の解析方法を示す。

(1) 運動方程式

Fig. 4 のように、ストリップに張力 T_{en} が作用し、さらにストリップの振動速度に比例した空気抵抗力が働く場合 (ストリップ周辺の空気の流れは十分遅いと考えられるので、その空気がストリップに作用する力はストリップの振動する速度に比例すると考えられ、この空気抵抗係数を C_d とおく)、ストリップの運動方程式は、前報¹⁾と同様にして求められる。

$$0 \leq x \leq l_1 \text{ および } l_2 < x \leq l_3$$

$$T_S \cdot B_S \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -E \cdot I \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + T_S \cdot B_S \cdot T_{en} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - B_S \cdot C_d \frac{\partial y}{\partial t} \dots \dots (5)$$

$$l_1 < x \leq l_2$$

$$T_S \cdot B_S \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -E \cdot I \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + T_S \cdot B_S \cdot T_{en} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - B_S \cdot C_d \frac{\partial y}{\partial t} - K \cdot y \dots (6)$$

ここで、(5)、(6)の解を

$$y(x, t) = Y(x) \cdot \exp(j\omega t)$$

とおき(4)、(5)に代入するとそれぞれ

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - \frac{T_S \cdot B_S \cdot T_{en}}{E \cdot I} \frac{d^2 Y}{dx^2} + \left(-\frac{\rho \cdot T_S \cdot B_S}{E \cdot I} \omega^2 + j \frac{B_S \cdot Cd}{E \cdot I} \omega \right) Y(x) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - \frac{T_S \cdot B_S \cdot T_{en}}{E \cdot I} \frac{d^2 Y}{dx^2} + \left(-\frac{\rho \cdot T_S \cdot B_S}{E \cdot I} \omega^2 + j \frac{B_S \cdot Cd}{E \cdot I} \omega + \frac{K}{E \cdot I} \right) Y(x) = 0 \dots\dots\dots (8)$$

が得られる。

(2) 境界条件による解の決定

(7), (8)は定係数の線型同次微分方程式であるから, これらの解は一般に

$$Y_n(x) = C_{n1} \cdot e^{\lambda_1 \cdot x} + C_{n2} \cdot e^{-\lambda_1 \cdot x} + C_{n3} \cdot e^{\lambda_2 \cdot x} + C_{n4} \cdot e^{-\lambda_2 \cdot x} \quad (n=1, 2, 3) \dots\dots\dots (9)$$

とあらわされる。

ここで, $\lambda_1 = \sqrt{(A + \sqrt{A^2 + 4B})/2}$

$$\lambda_2 = \sqrt{(A - \sqrt{A^2 + 4B})/2}$$

$$A = T_S \cdot T_B \cdot T_{en} / (E \cdot I)$$

$$B = \frac{T_S \cdot B_S \cdot \rho_S}{E \cdot I} \omega^2 + j \frac{T_S \cdot Cd}{E \cdot I} \omega$$

($0 \leq x \leq l_1$ または $l_2 < x$)

$$B = \frac{T_S \cdot B_S \cdot \rho_S}{E \cdot I} \omega^2 + j \frac{T_S \cdot Cd}{E \cdot I} \omega + \frac{K}{E \cdot I}$$

($l_1 < x \leq l_2$)

(9)式の未知数 C_{ni} ($n \times i = 3 \times 4 = 12$) 12個は次の12個の境界条件より求められる。

$$Y_1(0) = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$(d^2 Y_1 / dx^2)_{x=0} = 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$Y_1(x=l_1) = Y_2(x=l_1) \dots\dots\dots (12)$$

$$(dY_1 / dx)_{x=l_1} = (dY_2 / dx)_{x=l_1} \dots\dots\dots (13)$$

$$(d^2 Y_1 / dx^2)_{x=l_1} = (d^2 Y_2 / dx^2)_{x=l_1} \dots\dots\dots (14)$$

$$(d^3 Y_1 / dx^3)_{x=l_1} = (d^3 Y_2 / dx^3)_{x=l_1} \dots\dots\dots (15)$$

$$Y_2(l_2) = Y_3(l_2) \dots\dots\dots (16)$$

$$(dY_2 / dx)_{x=l_2} = (dY_3 / dx)_{x=l_2} \dots\dots\dots (17)$$

$$(d^2 Y_2 / dx^2)_{x=l_2} = (d^2 Y_3 / dx^2)_{x=l_2} \dots\dots\dots (18)$$

$$(d^3 Y_2 / dx^3)_{x=l_2} = (d^3 Y_3 / dx^3)_{x=l_2} \dots\dots\dots (19)$$

$$Y(l_3) = 1 \dots\dots\dots (20)$$

$$(dY_3 / dx)_{x=l_3} = 0 \dots\dots\dots (21)$$

上端 $x=l_3$ での強制変動 $y(l_3, t) = \cos \omega t$ に対する解

は

$$R_e \{y(x, t)\} = R_e \{Y(x) \cdot e^{j\omega t}\} = R_e \{Y(x)\} \cos \omega t - I_m \{Y(x)\} \sin \omega t \dots (22)$$

であらわされる。

ここで $R_e(z)$ = 複素数 z の実数部分

$I_m(z)$ = 複素数 z の虚数部分

3.1.2 空気抵抗係数

ストリップの振動速度に比例して働く空気抵抗係数を求める。ここでは簡単のために, 弦としての運動方程式より求めることにする。運動方程式は次式

$$T_S \cdot \beta_S \cdot \rho_S \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx = T_S \cdot B_S \cdot T_{en} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx - B_S \cdot Cd \frac{\partial y}{\partial x} dx \dots (23)$$

より

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2\mu \frac{\partial y}{\partial x} = C^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \dots\dots\dots (24)$$

が求められる。

ここで $\mu = Cd / (2 \cdot T_S \cdot \rho_S)$

$$C = \sqrt{T_{en} / \rho_S}$$

ここで(24)式の解を $y(x, t) = X(x) \cdot T(t)$ とおき(24)式に代入すると

$$\frac{1}{T} \frac{d^2 T}{dt^2} + 2\mu \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} = C^2 \frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} \dots\dots\dots (25)$$

となる。上式は変数分離型であるので, 次の2式が求まる。

$$\frac{1}{T} \frac{d^2 T}{dt^2} + 2\mu \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} = -\alpha^2 \dots\dots\dots (26)$$

$$C^2 \frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = -\alpha^2 \dots\dots\dots (27)$$

空気の抵抗係数を求める場合, ある場所での時間に対するストリップの減衰を求めればよいので, (26)式を解けばよい。(26)式は

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + 2\mu \frac{dT}{dt} + \alpha^2 T = 0 \dots\dots\dots (28)$$

と表され, (28)式の解は

$$T(t) = e^{-\mu \cdot t} (C \cdot \cos qt + D \cdot \sin qt) = \sqrt{C^2 + D^2} \cdot e^{-\mu \cdot t} \cdot \sin (qt + \beta) \dots\dots\dots (29)$$

ここで $q = \sqrt{\alpha^2 - \mu}$ $\beta = \tan^{-1}(C/D)$

と表される。 $T_0(t) = \sqrt{C^2 + D^2} \cdot e^{-\mu t}$ (Fig. 5の破線)に注目して, 時刻 t_0, t_1 の時の振幅をそれぞれ $T_0(t_0), T_0(t_1)$ とすれば

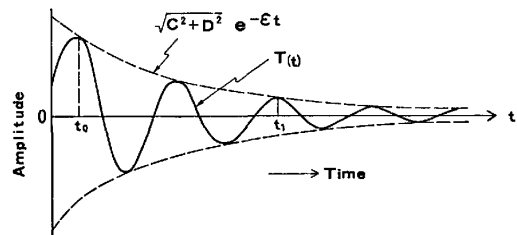


Fig. 5. Free vibrating curve with damping force.

$$\mu = \frac{\ln \{T_0(t_0)/T_0(t_1)\}}{t_1 - t_0} \dots\dots\dots (30)$$

となり、空気抵抗係数 C_d は次式で求められる。

$$C_d = \frac{2T_s \cdot \rho_s \cdot \ln \{T_0(t_0)/T_0(t_1)\}}{t_1 - t_0} \dots\dots\dots (31)$$

3.2 実験方法

Fig. 6 で示すように、ロール支持間隔が 16 m ある

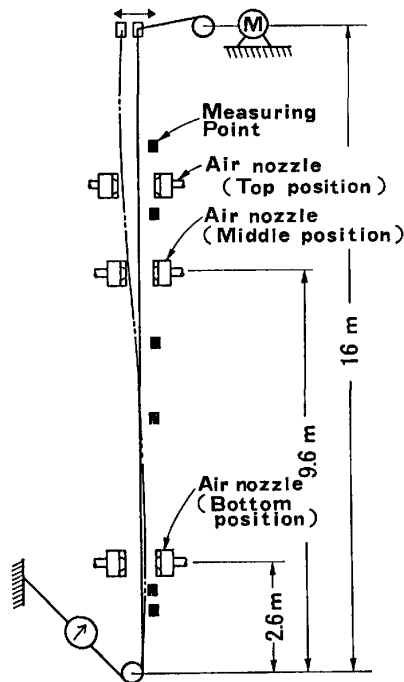


Fig. 6. Schematic illustration of experimental installation investigating to the vibration of the strip which is supported with a pair of long span rolls.

装置において、振動抑止の実験は上端を強制振動させ、下段、中段にエアノズルを設置し、これらの一方または両方からのエアにより発生する静圧でストリップの振動を抑える方法でおこなつた。空気抵抗係数はストリップの支持間中央に衝撃による変化を与え、その後の自由振動を記録する方法で求めた。

3.3 実験結果および考察

3.3.1 空気抵抗係数

Fig. 7 に固有振動の振幅減衰曲線を示す。(31)式に従つて、空気抵抗係数を計算するとエアノズルがない時は $C_d = 0.1 \sim 0.15 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ 、エアノズルがある時は

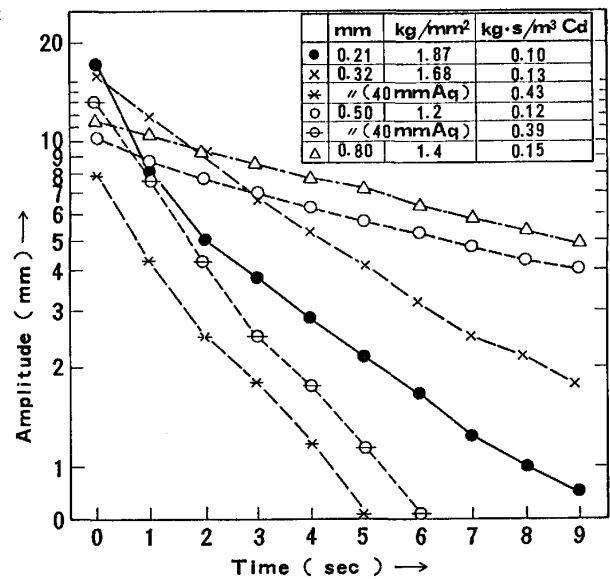


Fig. 7. Damping curve for damped free vibration.

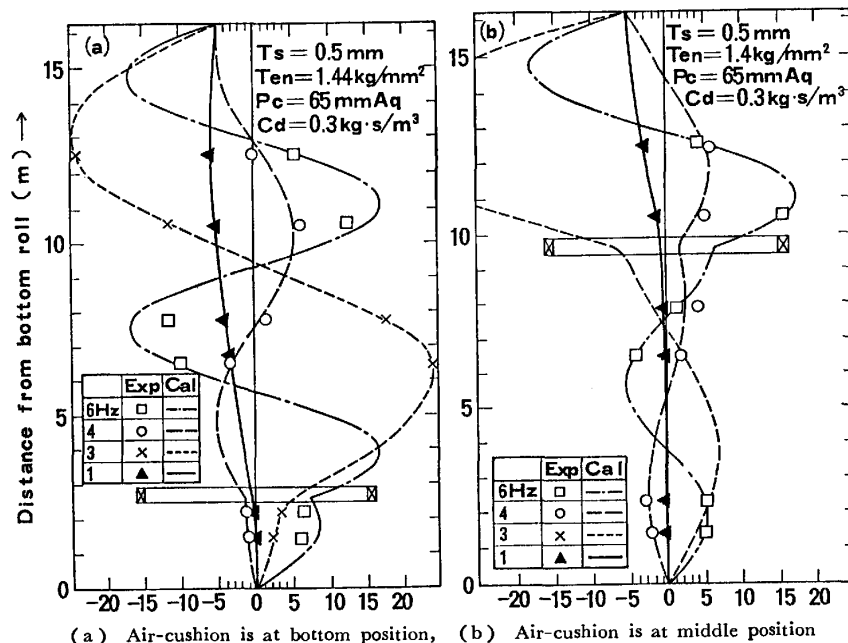


Fig. 8. Comparison of calculated with experimental value for vibration prevention.

$C_d=0.4$ である。この差の理由はストリップ支持に用いた空気によって生じた流れにより、空気抵抗が増大したためと考えられる。

3.3.2 計算値との整合性

前節で求めた空気抵抗係数 C_d の値を用いた振動モードの計算値とエアノズルを上段に置いた場合、中段に置いた場合の実験値を Fig. 8 に示す。実験値と計算値はよく一致していることがわかった。

Fig. 9 に空気抵抗力有りの場合、空気抵抗無しの場合の計算値と実験値を図示している。共振周波数以外では、空気抵抗有、無で両計算値はほぼ一致するので、Fig. 9 には、共振周波数に近い 3 Hz と 6 Hz について、対比して図示している。実験値は空気抵抗有りの方の計算値と合致しており、共振による大きな振動は現れないことがわかった。この結果から共振周波数近傍でも、エアノズルによる振動抑止力は確保できることが明らかになった。

3.3.3 エアノズルによる固有振動数の推移

両端固定で固定間距離 L のストリップの固有振動数は $f_n = 1/2L \cdot \sqrt{T_{en}/\rho_S}$ で与えられる。Fig. 10 には固定間距離 L がストリップの下端から L_1 の位置にエアノズルを作用させた場合、固有振動数が推移することを示している。このようにエアノズルの位置は一定でも、静圧の上昇とともに固有振動数が徐々に固定間距離 L_1 のそれに推移している。この原因はエアノズルの

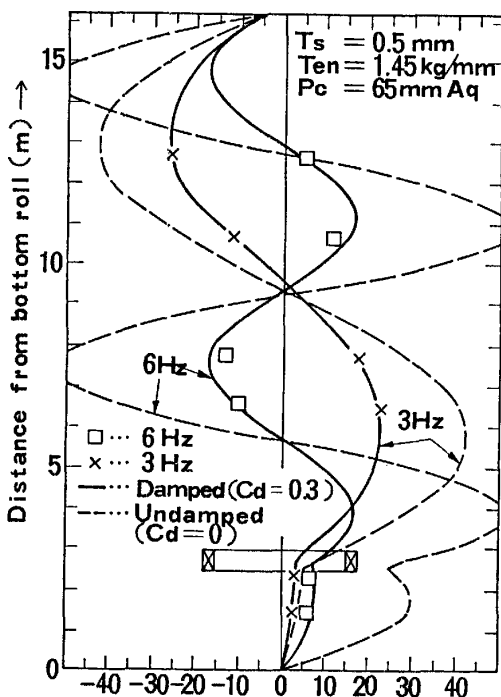


Fig. 9. Comparison of air-damped system with air-undamped system at resonance for vibration prevention.

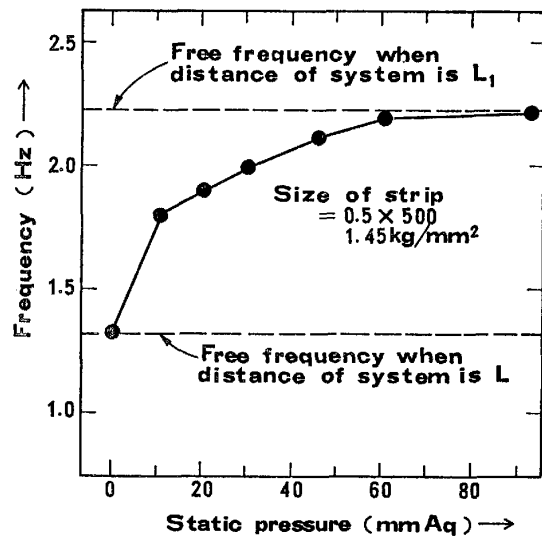


Fig. 10. Shift of the natural frequency due to air-cushion.

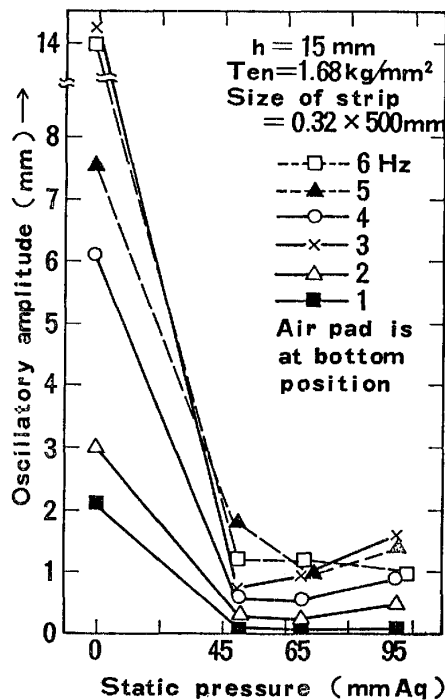


Fig. 11. Relation between static pressure and oscillatory amplitude.

支持力がストリップを固定する働きがあるためであり、エアノズルの支持により、見かけの固定点（擬似固定点）がエアノズルの位置に推移したためと推測される。静圧が 60 mmAq 以上になると完全擬似固定点となる。

4. エアノズル設計条件に関する考察

4.1 振動抑止に対する静圧の影響

Fig. 11 に示すように、静圧 45~65 mmAq で振幅は ± 1 mm 以下に抑止が可能であり、また振動周波数が増

加すれば抑振効果はやや低下する。静圧は 65 mmAq 以上では、静圧を発生させるためのスリット流速 u の増大による静圧分布の乱れで、抑振効果の若干の低下、さらにブロー動力の増大、騒音の発生などの問題を生じるので、静圧は 45~65 mmAq が最適と考えられる。

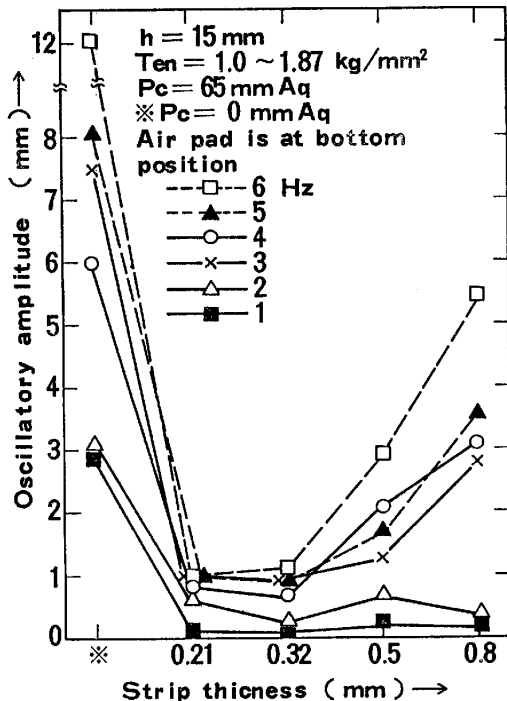


Fig. 12. Relation between strip thickness and oscillatory amplitude.

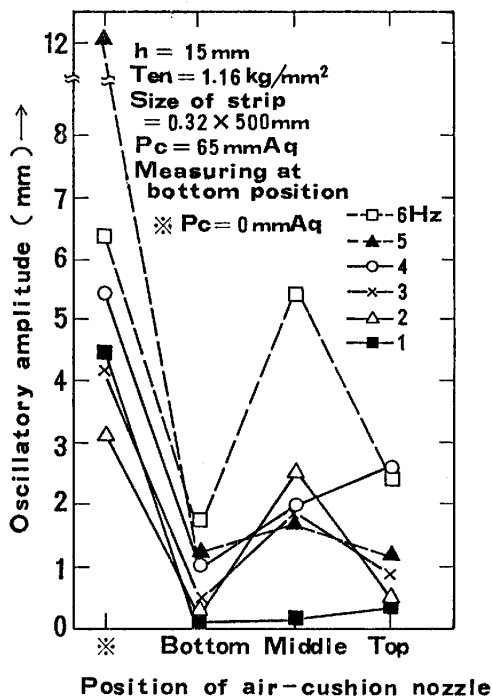


Fig. 13. Relation between position of air-cushion nozzle and oscillatory amplitude.

4.2 振動抑止と板厚の関係

Fig. 12 に示すように、板厚が大になれば、振動抑止効果は低下し、静圧 65 mmAq 以下で振幅 ±1 mm に抑えることのできる範囲は、板厚 0.21 mm で 6 Hz 以下、板厚 0.8 mm では 2 Hz 以下である。しかし、さいわいなことに、前報りに示したように、実用設備のストリップ振動測定の結果では、振動周波数の主成分は板厚が大きいくほど低周波数側に移行していたので、実用設備の振動は静圧 65 mmAq で振動抑止可能な範囲に入っている。

4.3 振動抑止とエアノズル位置の関係

Fig. 13 に示すように、下段が最も抑振効果が大きく、次に上段が大きい。中段は振動モードの節になつているため若干共振現象が現われている。このことは、振動抑止を必要とする対象の部位近くにエアノズルを置く（下段が効果大である主因）ことと、振動モードを考慮してエアノズルを設置することが重要であることを示している。

4.4 振動抑止と板～ノズル間距離 h の関係

Fig. 14 に示すように、エアノズルの効果を大きくするには、 h は小さいほど良い。しかし、 h は実機のストリップがエアノズルに接触しない余裕ある範囲にすべきであるので、 $h=15$ mm 程度が最適であると思われる。

以上、述べたように、静止系でロール支持間隔が長い

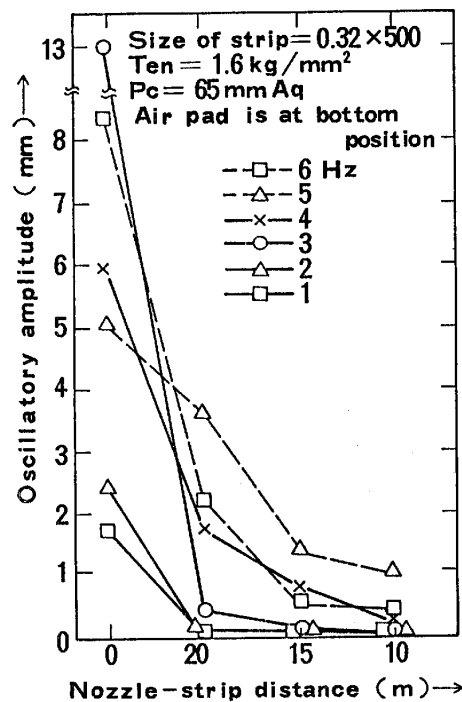


Fig. 14. Relation between h and oscillatory amplitude.

モデル実験で十分実用設備での振動抑止力を検討できることが明らかになった。

5. 結 論

(1) エアークッションによる振動抑止効果は 200 m/min までの範囲でラインスピードに関係なく有効に働く。

(2) 共振現象は若干認められるが、エアノズルの設置位置を考慮すれば、振動抑止への悪影響を小さく抑えることができる。

(3) 走行中、およびロール支持間隔が長い場合でも、実験結果と計算結果は一致する。

(4) エアノズルを有効に働かせる条件は

① 静圧は 45~65 mmAq

② 対象とする近くにエアノズルを設置し、また、振動モードの節になる位置への設置は避ける方がよい。

③ ストリップ〜ノズル間距離 h は小さいほど効果は大きいですが、現場ラインの実情から推察すると、 $h=15$ mm が最適と判断される。

記 号

C_d : 空気抵抗係数 [$\text{kg}\cdot\text{s}/\text{m}^4$]

$V_s(L, S)$: ストリップの走行速度 [m/s]

V_w : 波の伝播速度

その他は前報¹⁾に同じ

文 献

- 1) 下川靖夫, 石川英毅, 酒井完五, 日戸 元: 鉄と鋼, 69 (1983) 9, p. 1167

コ ラ ム

Tailored Steel

しばらく前になりましたが、私どもの研究所内で、中堅の研究員達と懇談していましたが、Tailored Alloy という言葉が出てきました。航空機用耐熱材料に関する文献のなかにあつたというのです。航空機用耐熱材料としては、良く知られていますように、要求される特性の向上に伴って、鍛造から鋳造へ、それも一方向凝固から単結晶へ、あるいは粉末利用などの製造法が研究開発されていますが、これらの材料は、それぞれの製法や必要な特性に合わせた「洋服屋仕立て」の合金設計が行われているというわけです。

特殊鋼はもともと、受注生産が主体となっている産業と言つて良いのではないかと思います。お客さんの要求を良く聞いて、それに合わせた特性の材料を作ることが基本です。このところ生産の規模が拡大し、量産化が進んできていますが、その基調は変わっていないと思います。近年は特に、市場のニーズの多様化に伴って、材料の使われる環境や状態に合わせて、きめ細かく、極めて緻密な組成や製造上の対応を行うまでになつています。

このような特殊鋼の対応について、使う言葉として、Tailored Steel はいかがでしょうか。Tailored Alloy をもじつたわけで、あるいはそれと若干ニュアンスが違うかも知れませんが、「洋服屋仕立て」の鋼作りという意味に考えたいと思います。お客さんと良く話し合つて好みを聞き、体格や寸法を測り、使い方も理解し、お家柄にも合わせた鋼を作つてゆこうということです。流行の感覚も必要でしょう。かりに材料の単価は少し上がつても、それを気持ち良く使え、維持経費も少なく、長持ちするなど、トータルでメリットが出るように考えることが大切だと思います。最近、非調質強靱鋼、被削性を考慮した軟窒化鋼や冷鍛用鋼、低歪みの浸炭用鋼などに例が見られると思います。

ただし、「洋服」も完全なオーダーメイドでは、時に、高価につきすぎるかも知れません。イージーオーダーが良いでしょうか。お客さんと十分話し合つて仕立てる、熟練したメーカーによる Tailored Steel, いかがでしょうか。

(大同特殊鋼(株)中央研究所 加藤哲男)