

(論文)

# 振動法による非接触板張力計測技術

## The Untouched Measurement Technique for the Plate Tension Using Vibration



上田宏樹\*(工博)  
Dr. Hiroki Ueda



板谷 亨\*  
Toru Sakatani



原田宗和\*\*  
Muneyori Harada



宇津野秀夫\*\*\* (工博)  
Dr. Hideo Utsuno

An easy measurement technique for plate tension on the process line would potentially lead to improved steel, aluminum and copper plate qualities. In this study, a plate tension untouched measurement technique based on the plate's vibration was developed. The tension is calculated using one natural frequency when the tension distribution is symmetric. The tension is calculated by two natural frequencies when the tension distribution is asymmetric. Theoretical predictions correlated well with experimental results.

まえがき = 鉄, アルミ, 銅などの圧延や, その他薄板生産ラインにおいて板張力を計測する技術は, 板形状の平坦度の向上, 安定した通板のために重要な技術である。板張力を計測する手法<sup>1)2)</sup>としては, 接触式では, 接触させたロールの変動による距離法, ロードセルを内蔵したロールによるロール法, 非接触式では, 応力差を透磁率や漏洩磁束から検出する電磁法, 歪量を直接計測する変位法などがあり, 板固有振動数から求める振動法もその中の一手法として研究が進められてきた。振動法は, 固有振動数と張力の関係から求める方法が基本となっており, 非接触であることから板に疵を付けないこと, また, 計測装置の機器構成が他の手法に比べシンプルであることなどの特徴がある。板形状(歪状態)に対する検出精度を高めるために, 各明細(板厚, 板幅)に対する振幅分布, 減衰特性などを事前計測してデータベース化し, その値を基準とした補正を加える方法が開発されている。しかし, データベースに基づいて値を補正する方法では, 計測対象とする設備のデータベースを構築する必要があり汎用性が乏しい。また, データベースに含まれない板形状に対しては精度が低下する問題がある。

そこで, 本研究では板振動を利用した張力計測手法として, 板形状(歪状態)による影響をデータベースなどの経験値から補正するのではなく, 板振動から直接同定する手法を開発した。本手法の精度と実ラインに適用した例について報告する。

まずは, 板幅方向の各種張力分布に対して, 板張力が幅方向に対称, 非対称な条件での有限要素法による実固有値解析を行い, 板形状によらず一律に固有振動モードが決まる現象を見出した。次に, 有限要素法により板形状に対する応力解析を行い, 板形状に対するロール支持部と板内部での応力分布の関係を示す。そして, 張力が幅方向に非対称な場合の固有振動モードと張力との関係

を整理することにより, 平均張力と幅方向の張力バランスを求めることが可能であることを示す。本技術の精度を検証するために, モデル試験装置を用いて本技術により得られた張力値と実張力との比較を行う。最後に, 本技術を用いた振動法による板張力計測装置の例として, 実ラインにおける張力計測結果を示す。

### 1. 板の応力状態に対する動特性と張力との関係

#### 1.1 板固有振動数と張力

サポートされているロールとロールの間で板は振動しており, 図1に示す板の1次モードの固有振動数と張力  $T$  との間には, 基本原理として式(1)の関係がある。ここで,  $\rho$  は板の密度,  $A$  は板断面積,  $L$  はサポート間距離,  $f_1$  は1次モードの固有振動数を示す。板振動の代表的な周波数応答も, 図2のように1次モードから高次モードまでがほぼ整数倍の周波数で現れ, 張力を算出するための1次モードの固有振動数を容易に特定することが可能である。

$$T = 4 \rho A L^2 \cdot f_1^2 \dots \dots \dots (1)$$

ところが, 実際の生産ラインで通板されている板の振動では, 図3に示すように駆動側(Drive side, 以後DS), 中央, 作業側(Work side, 以後WS)で周波数応答が異なる場合があり, この場合は張力を算出するための1次モードの固有振動数を特定することが困難である。

図3に示すように板幅位置での板振動の周波数応答が

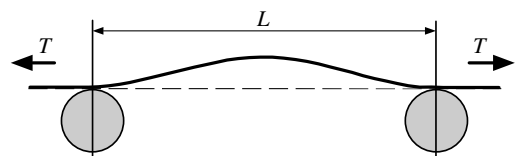


図1 張力印加時の板の固有振動モード(1次モード)  
Fig. 1 Natural vibration mode of plate on tension (1st mode)

\*技術開発本部 機械研究所 \*\*アルミ・銅カンパニー 長府製造所 銅板工場 \*\*\*技術開発本部 機械研究所 現京都大学

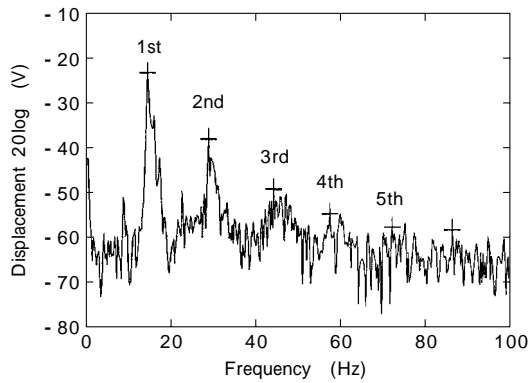


図2 板振動の周波数応答  
Fig. 2 Frequency response of plate's vibration

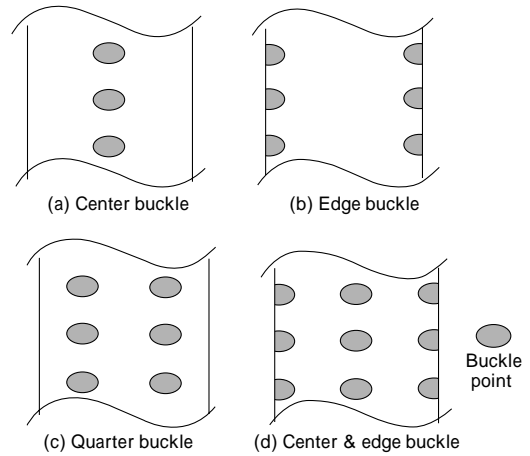
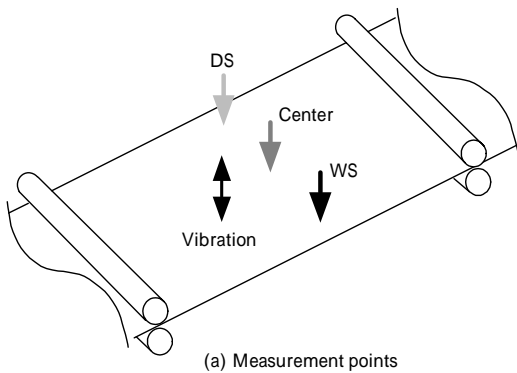
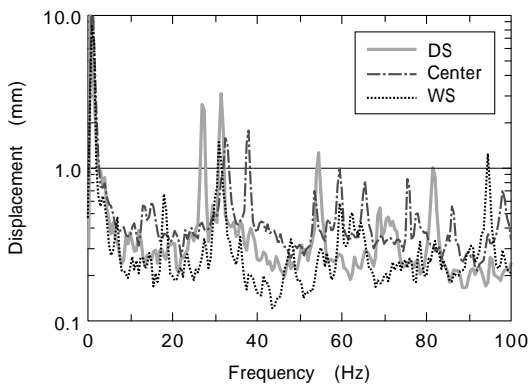


図4 板の歪条件  
Fig. 4 Various strain patterns of plate



(a) Measurement points



(b) Frequency response on the measurement points

図3 生産ライン内での振動の周波数応答  
Fig. 3 Frequency response of vibration in process line

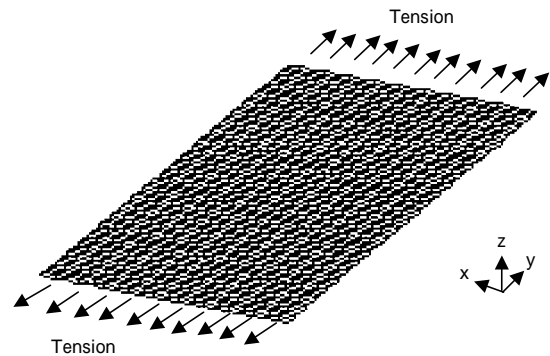


図5 板の有限要素モデル  
Fig. 5 FEM model of plate

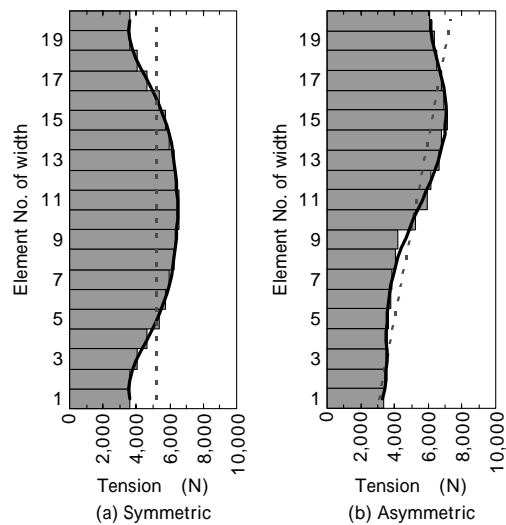


図6 “耳なみ”での板端部の張力条件

Fig. 6 Tensile patterns at plate's edge in the case of edge buckle

異なる原因としては、板の歪状態および幅方向の張力のバランスが関係していることが推定される。代表的な板の歪状態を図4に示す。板幅中央部の歪が大きい“中伸び”，板端部の歪が大きい“耳なみ”，板幅1/4の位置での歪が大きい“クォータバックル”，それらが組合わさった“複合”がある。

### 1.2 板歪状態に対する固有振動モードと張力の関係

板歪状態に対する固有振動数と固有振動モードの関係を把握するために、図5に示す板に張力を印加した状態での有限要素法による実固有値解析を行った。解析に用いた板の諸元は、板幅600mm、板厚0.2mm、サポート間距離1,000mm、ヤング率 $1.23 \times 10^{11} \text{N/m}^2$ 、密度 $8,900 \text{kg/m}^3$ の銅板である。サポート部の境界条件は、板の張力印加方向(図5のy軸方向)の変位のみ自由とし、その他の変位および回転の自由度は固定とした。

板の歪状態として“耳なみ”の条件で張力を印加した場合の実固有値解析を行った。図6に張力条件を示す。図6(a)は幅方向に対称な分布、図6(b)は幅方向に非対称な分布を与えた。なお、板にかかる平均ユニット張力を $8.82 \times 10^7 \text{N/m}^2$ 、板歪が $400 \mu$ 発生しているとして張力変動を $\pm 2.45 \times 10^7 \text{N/m}^2$ とした。また、非対称な張力状態の場合は、平均値で幅両端間の傾きを50%の張力分布とした。

図6に示す張力状態に対する実固有値解析結果を図7、図8に示す。図7は張力分布が幅方向に対称な場合であ

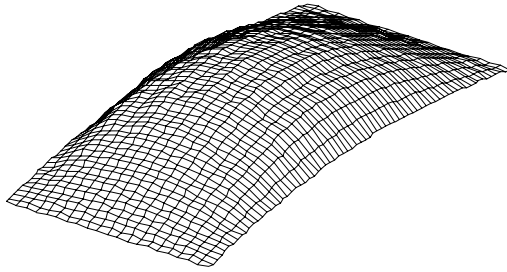


図7 張力対称条件での固有振動モード(50.4Hz)  
Fig. 7 Natural vibration mode of symmetric pattern (50.4Hz)

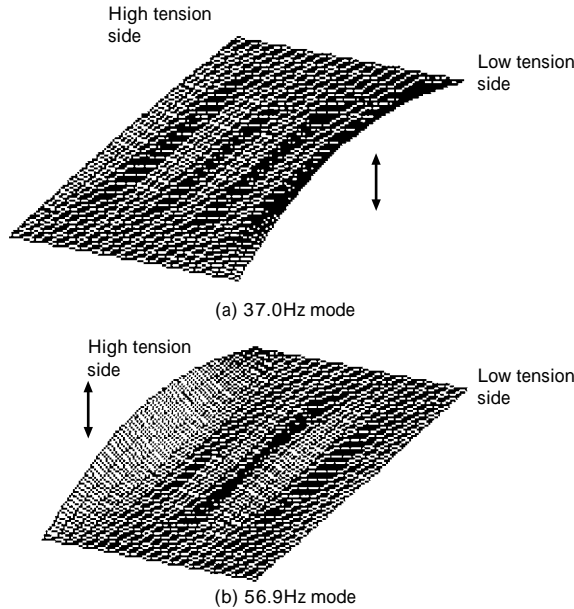


図8 張力非対称条件での固有振動モード  
Fig. 8 Natural vibration mode of asymmetric pattern

り、長手方向1次モード固有振動数は1つある。これに対して、図8は張力分布が幅方向に非対称な場合であり、長手方向1次モードは、低張力側の振幅が大きな固有振動モード(37.0Hz)と高張力側の振幅が大きな固有振動モード(56.9Hz)の2つの固有振動モードが存在する。

この振動現象と板の歪状態との関係を把握するために応力分布を調べた。図9に幅方向に対称な張力状態と非対称な張力状態の応力分布を示す。図9(a)より、対称な場合は板の支持部での板の応力分布は張力分布と一致した分布となっているのに対して、板長手方向中央部付近では応力分布がサンブナンの原理により緩和されていることが分かる。図9(b)より、張力分布が非対称な場合も同様に、板を支持している端部では張力分布と一致した応力分布となっているが、長手方向中央付近では応力分布が緩和されていることが分かる。張力分布が幅方向で対称な場合は応力分布も対称となり、固有振動モードは板全体の応力分布による剛性で決まることから、固有振動モード数は1となる。一方、非対称な場合は、幅方向に異なる分布を持つことから、低い側と高い側それぞれが支配的な固有振動モードとなることが考えられる。

また、このときの固有振動数と張力との関係を整理する。板幅方向に対称な張力分布の場合は固有振動数が



(a) Symmetric pattern



(b) Asymmetric pattern

図9 “耳なみ”での板の応力分布図

Fig. 9 Stress contour maps in plate in the case of edge buckle

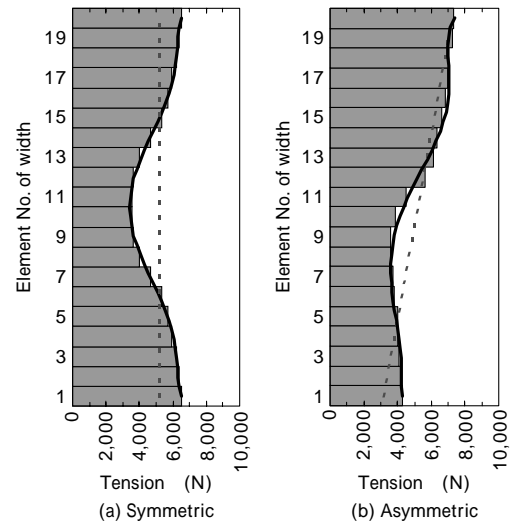


図10 “中伸び”での板端部の張力条件

Fig.10 Tensile patterns at plate's edge in the case of center buckle

50.4Hzであり、式(1)より平均ユニット張力は $8.84 \times 10^7 \text{N/m}^2$ となり、平均応力の $8.82 \times 10^7 \text{N/m}^2$ と一致する。一方、幅方向が非対称な場合は、張力が低い側の固有振動数を式(1)に代入して求めたユニット張力は $4.87 \times 10^7 \text{N/m}^2$ 、張力の高い側の固有振動数から同様にして求めたユニット張力は $11.53 \times 10^7 \text{N/m}^2$ となる。両ユニット張力値の平均値は $8.20 \times 10^7 \text{N/m}^2$ となり、非対称な張力分布の場合は、それぞれの固有振動数から求められた張力値の平均が全体の平均張力になっていると考えられる。

以上の仮定の一般性を検証するために、図4に示す他の歪状態に対して実固有値解析および応力解析を実施した。図10、図11、図12にそれぞれの解析における張力条件を示す。歪の定義および非対称条件は前述の耳なみ状態と同様である。

実固有値解析結果を表1に示す。なお、前述の耳なみの結果も併記している。全ての歪状態において、幅方向

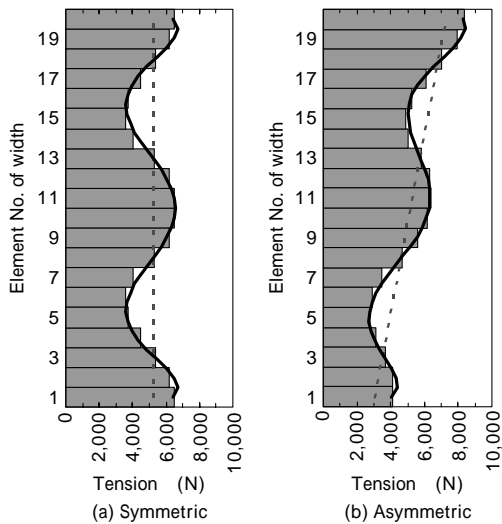


図11 “クォータバックル”での板端部の張力条件

Fig.11 Tensile patterns at plate edge in the case of quarter buckle

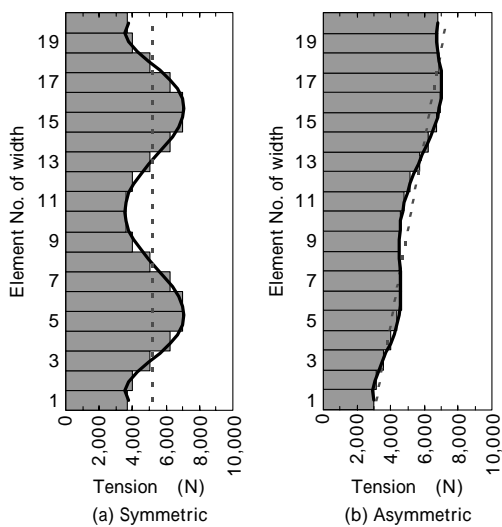


図12 “複合”での板端部の張力条件

Fig.12 Tensile patterns at plate edge in the case of center & edge buckle

表 1 板の固有振動数  
Table 1 Natural frequency of plate (Hz)

|                | Symmetric | Asymmetric  |              |
|----------------|-----------|-------------|--------------|
|                |           | Low tension | High tension |
| Center buckle  | 50.0      | 39.4        | 54.8         |
| Edge buckle    | 50.4      | 37.0        | 56.9         |
| Quarter buckle | 50.3      | 37.8        | 57.4         |
| Center & edge  | 50.2      | 36.8        | 56.4         |

に張力分布が対称な場合の固有振動モード数は1, 非対称な場合の固有振動モード数は2となる。表1の各固有振動数から張力を算出した結果を図13, 図14に示す。また, それぞれの誤差を図15に示す。全ての歪状態において, 対称, 非対称ともにユニット張力値の算出結果と設定応力との誤差は10%以下であり, 実用レベルの精度があると判断される。

以上の結果をまとめると, 板における固有振動数と張力との間には, 次に示す関係が得られた。歪状態によらず, 幅方向に対称な張力分布の場合は固有振動モードが1個存在し, 非対称な場合は低張力側の振幅が大きい固有

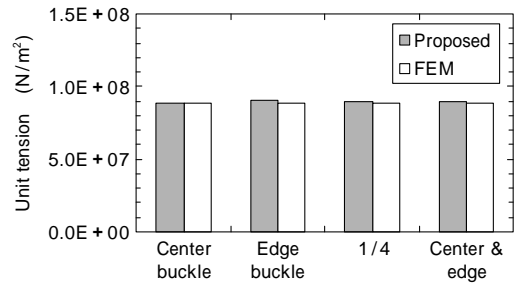


図13 張力計算精度 (対称条件)

Fig.13 Comparison of calculation accuracy (Symmetric)

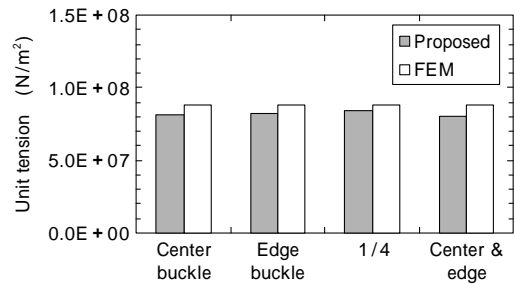


図14 張力計算精度 (非対称条件)

Fig.14 Comparison of calculation accuracy (Asymmetric)

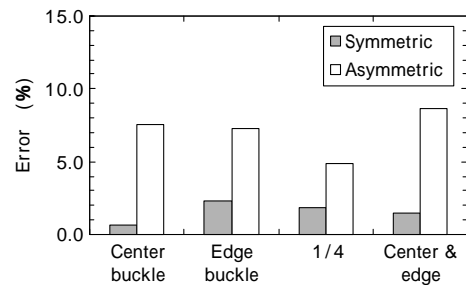


図15 張力計算誤差

Fig.15 Comparison of calculation error

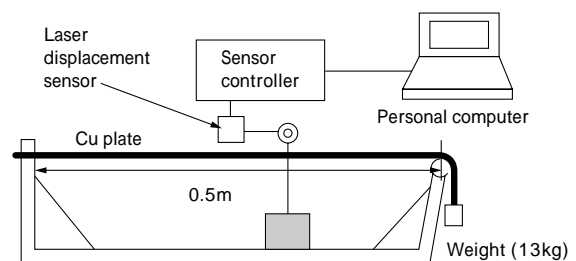


図16 張力実験装置概要図

Fig.16 Experimental apparatus of plate with tension

有振動モードと高張力側の振幅が大きい固有振動モードが存在する。そして, 固有振動数と張力との関係は, 対称な場合は1個の固有振動数から算出された張力値であり, 非対称な場合は, 2個の固有振動数 ( $f_a, f_b$ ) それぞれから算出された張力値 ( $T_{fa}, T_{fb}$ ) の平均値 (式(2)) が総張力となる。

$$T_{\text{Total}} = \frac{T_{fa} + T_{fb}}{2} \dots \dots \dots (2)$$

## 2. 計測精度の実験的検証

第1章で示した振動法による板張力計測手法の精度を検証するために, 図16に示す銅板に錘により張力を印

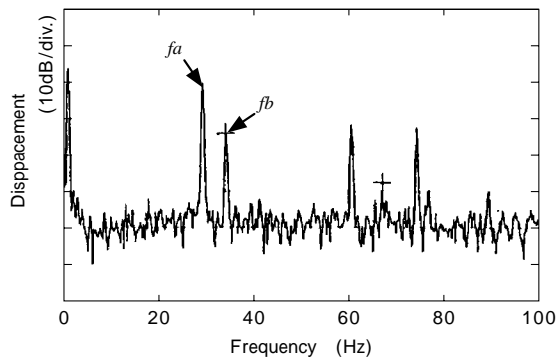
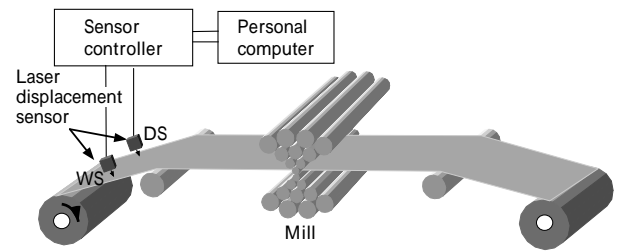


図17 張力非対称条件での板振動周波数応答  
Fig.17 Frequency response in the case of asymmetric tension

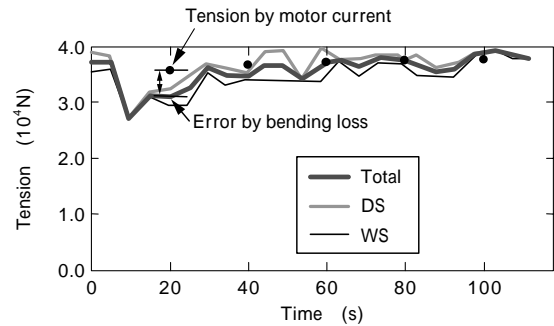
加するモデル装置を用いた。板振動より求まる1次モードの固有振動数から張力を求め、錘の重量と比較した。なお、板の寸法は板厚0.15mm、板幅92mmであり、張力が板幅方向で非対称な状態とした。低張力側の板振動の周波数応答を図17に示す。2つのピーク周波数 $f_a$ (29.50Hz)と $f_b$ (34.25Hz)が存在することが分かる。それぞれの固有振動数から張力を求めると、 $f_a = 29.50\text{Hz}$ より $T_{fa} = 106.8\text{N}$ 、 $f_b = 34.25\text{Hz}$ より $T_{fb} = 144.1\text{N}$ となる。そして、式(2)より総張力は125.5Nとなり、錘による張力127.4Nとほぼ一致する。幅方向で非対称な張力状態に対して、本手法の計測精度が妥当であることが示された。

### 3. 実ラインでの板張力計測結果

本計測技術により、多段圧延機における圧延時の張力状態を計測した結果を図18に示す。圧延開始から終了までの巻取部での張力を示しており、比較として一般的に板厚制御に用いられるモータ電流換算張力値を、図中に●印で示す。本手法では、張力の幅方向非対称状態での高張力側と低張力側の固有振動数を精度良く検出するために、DSとWSの2点を計測している。圧延開始時の巻始めにおいては、モータ電流換算値は、本手法で計測した張力値に比べて大きいことが分かる。巻取りロールに板が巻付いた状態では、板の曲げ剛性による負荷がモータに掛かる。巻始めではこの負荷が大きいことから、モータ電流から換算した張力値が本手法により計測した張



(a) Specimen setting condition in mill



(b) Measurement results

図18 圧延機での本手法による張力計測 (DS; 駆動側, WS; 作業側)

Fig.18 Measurement in mill by proposed method (DS; Drive side, WS; Work side)

力値より低くなっていると考えられる。巻取りロールの径が大きくなると曲げ剛性の影響が小さくなり、両者が一致している。

むすび=本技術により、2台の非接触変位計で板振動を測定するのみで設備の板張力を計測することが可能となり、生産設備における板の張力診断が飛躍的に容易となった。品質と生産性を向上するために、本技術を用いた設備と作業条件の迅速な改善を進めている。その一例として、長府製造所の銅板生産設備における通板および巻取張力を適正化することにより、表面疵を低減することに成功した。

#### 参考文献

- 1) 藤井國一：塑性と加工，Vol.20-217 (1979) p.89.
- 2) 安部可治ほか：板圧延の理論と実際，(1984) p.264．日本鉄鋼協会．