
新形式の油膜軸受による冷間圧延鋼帯の板厚精度向上

Development of Newly Designed Oil Bearing for the Reduction of Thickness Variation in a Cold Rolled Steel Strip

柳島 章也(Fumiya Yanagishima) 菅沼 七三雄(Namio Suganuma) 碓石 孝一
(Koichi Ikariishi) 近藤 桓次(Kanji Kondo) 手柴 東光(Toko Teshiba)

要旨：

板厚変動に悪影響を及ぼす周期的なロール振れの波形を解析すると二つのパターンがある。一つは基本正弦波としてとらえることができるもので、これはよく知られているようにロールの偏心が原因である。他の一つは急峻な高調波である。従来不明であったこの急峻な高調波の原因が油膜軸受のテーパ軸とスリーブ固定用キーにあることを見い出した。このキーを受圧領域に（テーパ軸）から除いた油膜軸受を開発し、筆者らはこれをキーレスベアリングと名づけた。バックアップロールにキーレスベアリングを用いて冷間圧延した結果、板厚精度および1級歩留まりが著しく向上した。

Synopsis：

The variation of rolling load during "kiss rolling" was found to consist of two different wave patterns. The basic sine wave pattern is due to a well-known back up roll eccentricity, but the cause of the serrated harmonic pattern was not known as yet. The authors have found the harmonic pattern to be caused by a key for the fixing of a sleeve around the tapered neck of back up roll. Thus, so-called "Key-less Bearing" without any key on tapered neck has successfully been developed to yield such results as the reduction of off-gauges and a 0.3-0.4% higher output of prime tin plates than the conventional type.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

新形式の油膜軸受による 冷間圧延鋼帯の板厚精度向上

Development of Newly Designed Oil Bearing for the
Reduction of Thickness Variation in a Cold Rolled Steel Strip

柳 島 章 也*
Fumiya Yanagishima

菅 沼 七三雄**
Namio Suganuma

碓 石 孝 一***
Koichi Ikariishi

近 藤 桓 次***
Kanji Kondo

手 柴 東 光****
Toko Teshiba

Synopsis:

The variation of rolling load during "kiss rolling" was found to consist of two different wave patterns. The basic sine wave pattern is due to a well-known back up roll eccentricity, but the cause of the serrated harmonic pattern was not known as yet. The authors have found the harmonic pattern to be caused by a key for the fixing of a sleeve around the tapered neck of back up roll. Thus, so-called "Key-less Bearing" without any key on tapered neck has successfully been developed to yield such results as the reduction of off gauges and a 0.3~0.4% higher output of prime tin plates than the conventional type.

1. 緒 言

近年、油圧式圧延機、高度の板厚制御システム (AGC) の出現およびタンデム圧延機の加減速特性の解析等により、冷間圧延鋼帯の板厚制御技術は大きな発展をとげた。しかし一方では製品品質に対する要求がよりいっそう厳しさを増し、品質、歩留まりの低下要因の一つである板厚変動の防止が急務になっている。この原因と対策については数多くの報告がなされている¹⁻⁴⁾が、この中にあ

て、変化の速度が比較的緩やかな変動に対してはその対策もとりやすく、大きな成果が得られている。一方、ロールの偏心によるロールギャップの変動は、板厚精度に対して大きな影響を及ぼしているが、その変動周期が速いこと、複雑なパターンを示すことから、これを完全に除去するまでにいたっていない。

これまでロール偏心対策として採用された事例は、ローラー軸受⁵⁾と偏心除去装置⁶⁾があげられる。

前者については、1972年に稼動した当所のコールドタンデム圧延機の前段スタンドに採用したが、次

* 千葉製鉄所冷間圧延部掛長
*** 千葉製鉄所冷間圧延部

** 千葉製鉄所冷間圧延部第1冷間圧延課掛長
**** 千葉製鉄所冷間圧延部第1冷間圧延課

の長短所がある。

(1) 長所

- (a) 内輪軌道面を支持してロール胴部を研削するため、偏心が小さくなる。
- (b) 軸受すきまが小さく、また加減速時の油膜厚みの変動もきわめて小さいため、ロールギャップの変動が僅少である。
- (c) 起動トルクが小さいため、ローリング・ロードでスタートできる。

(2) 短所

- (a) 油膜軸受に比べ軸径が小さくなり、特に胴部との接続部の曲げ剛性の低下が避けられない。
- (b) 軸受すきまが小さいことから、その着脱はきわめて面倒であり、スリップ疵の手入等メンテナンスに問題が多い。
- (c) ローラー軸受である以上、寿命が短いという難点は避けられず、イニシャルコストは別にしてもランニングコストが上昇する。

特に曲げ剛性の低下は、ローラー軸受の大きな欠点である。さらに軸受タイプの異なる既設圧延機への応用は、そのスペース上不可能に近い。

一方、後者の偏心除去装置の場合、応答性の非常に優れた油圧圧下制御装置を用いても、油膜軸受を採用した圧延機に見られる急峻な高調波を持つ変動（これを「マイナスピーク」と名付けた）に追従することは困難であり、高調波の除去は十分でない。

このような観点から油膜軸受の利点を保ち、マイナスピークを除去する方法について調査、実験を開始した。

2. 板厚精度

2-1 要求精度

冷間圧延製品に対し需要家での用途等に応じて要求される品質特性のうち、板厚精度は最も重要なものの一つである。なかでもブリキ用原板では厳しい精度が要求される。特に最近開発されたDI製缶方法⁷⁾では、素材板厚のばらつきがその製品形状に悪影響を与えるので素材板厚精度として±1.0%が必要といわれている。また精整ラインでは、板厚の変動がレベラー効果に影響を与え反り

の原因になる。さらに板厚不良板の自動選別で良品を格落ちさせる共ずれ現象を生じやすく、歩留まりの面からも好ましくない。上記以外にも一般冷延鋼板でTMW(Theoretical minimum weight)方式が採用され始め、この対策としても板厚精度をいっそう向上させる必要が強くなった。そこで板厚精度の目標を±1.0%に置いた。

2-2 板厚精度を支配する要因

コイル長手方向の板厚変動を次の4種類に大別して以下に説明する。

- (1) コイル両端に生じる板厚変動（トップ・エンド・オフゲージ）
- (2) 全長に生じるピッチの長い板厚変動
- (3) 全長に生じるピッチの短い板厚変動
- (4) 母板溶接部に生じる板厚変動

2-2-1 コイル両端に生じる板厚変動

冷間圧延のコイルトップ通板時、エンド終了時および加減速時に生じる板厚変動で、変動量としてはもっとも大きいものである。この原因としては、

- (1) 前方、後方張力の変動
- (2) 加減速時の摩擦係数の変動
- (3) ロール軸受の油膜厚みの変動
- (4) 歪速度の変動
- (5) 板厚プリセット値の不適正

等があげられる。この対策として圧延の完全連続化⁸⁾、スレッド技術の向上、先・後端補正、加減速補正の導入等を行い、オフゲージ長さの減少を図っている。

2-2-2 全長に生じるピッチの長い板厚変動

これはうねりともいえる板厚変動で、その原因としては、

- (1) 熱間圧延後の母板の板厚変動
- (2) 母板の変形抵抗の変動

等があげられる。この対策として熱間圧延機の板厚精度の向上、冷間圧延機用の迅速追随性の優れた板厚自動制御（AGC）システムの導入等を行い、技術的にはほぼ解決した。

2・2・3 全長に生じるピッチの短い板厚変動

この板厚変動は、6 タンデムミルの例では圧延速度 2 000 mpm において約 1Hz のピッチで振幅も大きなものであり、板の変形抵抗の小さい前段スタンド、特に前、後方張力の相殺効果のない No.1 スタンドでのバックアップロールの偏心に起因している。この対策として、ロールの偏心管理、偏心除去装置の使用等が試みられているが、これらの方法も現状では十分なものとは言いがたい。また一部の新鋭ミルではローラー軸受が採用されているが、前述したような問題が残る。

2・2・4 溶接部の板厚変動

熱間圧延コイルを酸洗ラインで溶接した部分は溶接部前後で母板の板厚が変動し、また変形抵抗も変動するため冷間圧延時に板厚変動を生ずる。この板厚変動を減少させるには、

- (1) 熱延条件やコイル接続順などを調節して溶接前後の変形抵抗差を小さくする。
- (2) 経験的に予測できる変形抵抗差については、その予想値にみあう板厚差をつけて熱間圧延する。
- (3) 冷間圧延機の AGC システムとして、板厚差や変形抵抗差に対する応答の速いものを導入する。

3. バックアップロールの振れの解析

3-1 バックアップロールの偏心

ロールの振れの原因とその影響については、すでに桑原、久能、佐伯らの報告^{9,10)}がある。4 段圧延機におけるロールの振れの原因としてワークロール、バックアップロール（以後 BUR と記す）の真円度が問題になるが、ロール研削盤の精度の維持を図れば、研削作業によって容易に高精度の値を確保できる。もっとも大きな影響を持っているのは BUR の胴部中心と軸受部中心の偏心である。特にモーゴイル軸受やメスタ軸受を採用しているロールの場合、軸にテーパが付いており、この部分をロール研削時に支持することは困難で、一般の研削作業では軸端部に近い円筒部を支持している。しかし圧延機に組込まれるとテーパ部で支持するので、ロール研削時との支持点が異なる

ことになる。ロールに曲がりが生じていると、圧延機に組込まれた状態においてこの支持点の違いが偏心現象となって現れる。

3-1-1 ロールの振れと曲がり

ロール単体の振れはロール研削盤の上で測定した。Fig.1 に示すようにロールの各測定箇所①～⑥において表面円周上の基点、たとえば A 点と同一円周上の各点との凹凸差をダイヤルゲージまたは電気式マイクロメータを用いて読みとる。この方法では両方の研削支持部（Fig.1 の①と⑥）の真円度が優れていると振れの検出が容易になるため、同部の仕上精度を重要な管理項目にした。

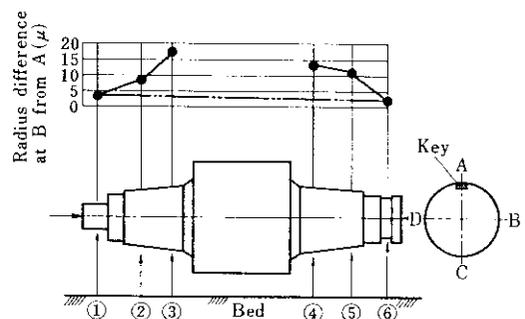


Fig. 1 Measurement of roll runouts on a roll grinder bed

Fig.1 のように、1 体式ロールの円周を 4 等分 (A ~ D) した各測定箇所の振れ量を Table 1 に示す。胴部の真円度は研削支持部の①と⑥の振れ量に近似したものになるので、この例では約 5 μm 以下になる。しかし圧延機に組込まれた状態ではテーパ軸部が支持点になるため偏心量はかなり増大する。このように振れ量をプロットしてできる曲線は①, ②, ③および④, ⑤, ⑥の間がほぼ直線に近いことが特徴である。このような曲線については下田ら¹¹⁾が詳しく報告しているが、①～③, ④～⑥が直線に近似する理由は Fig. 2 の残留たわみ曲線によって説明される。テーパ軸では曲がりか零に近く、胴部 B-C 間で主として曲がり、胴部が S だけ曲がったために軸部 A-B および C-D のテコ作用により全体として大きなたわみ S' が生じたものとみることができる。胴部のわずかなたわみで

Table 1 Radius difference at each position from position A (μ)

Position	1	2	3	4	5	6
A	0	0	0	0	0	0
B	4	9	18	14	11	2
C	2	6	9	-7	-12	2
D	1	-2	0	-8	-8	4

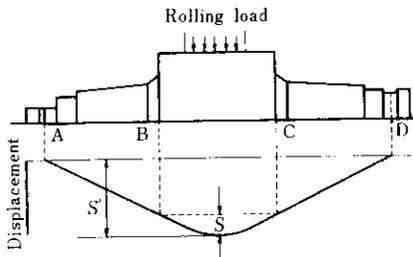


Fig. 2 Schematic diagram of back up roll bending

もテコ作用によりロール全体としては大きなたわみになることが特徴である。

3・1・2 バックアップロール偏心と圧下力変動

BURの偏心はある圧下力のもとに空転（キスローリング）すると圧下力の変動となって現われる。両者の関係は圧延機の剛性値によって決まり、その関係は近似的に次式で示される。

$$\Delta P = K \cdot \Delta S \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで ΔP : BURの偏心による圧下力の変動量

ΔS : BURの偏心によるロールギャップの変動量

K : 圧延機の剛性

Fig. 3 に6タンデムミルの1号スタンドにおけるキスローリング中の圧下力の変動波形を示す。同スタンドの諸元は次のとおりである。

BUR形式：鍛鋼一体ロール

BUR 胴径：1 427/1 270mm

軸受型式：メスタ型36×30in

Fig. 3 で変動量が大周期でも変化しているのは、上、下のBURの胴径が異なるので互いに振れが干渉するためと考えられ、ロール間にスリップがないと仮定するとこの変化の周期は次式で示される。

$$T = \left(\frac{V}{\pi D_1} - \frac{V}{\pi D_2} \right)^{-1} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot D_2}{V \cdot (D_2 - D_1)} \quad \dots\dots (2)$$

ここで T : 周期

V : 各ロールの周速

D_1 : 上BURの胴径

D_2 : 下BURの胴径

変動波形の最大振幅値、すなわち peak to peak の値とロールの振れ(上、下BURの合計値)の関係をBURの組替ごとにサンプリングした。この結果を **Fig. 4** に示すが、各プロットはしめ込み法による実測剛性値を用いた(1)式の直線上にはのらず、 ΔP が大きく上部に外れていることがわかる。

一方、BURの振れは、回転中心のズレによる場合基本的には正弦波形に近似しており、これがロールギャップの変動となるのであるから、当然圧下力の変動波形も正弦波形に近似するはずである。しかし **Fig. 3** の波形は、peak to peak の大きい領域では変動の中心に対して非対称であり、

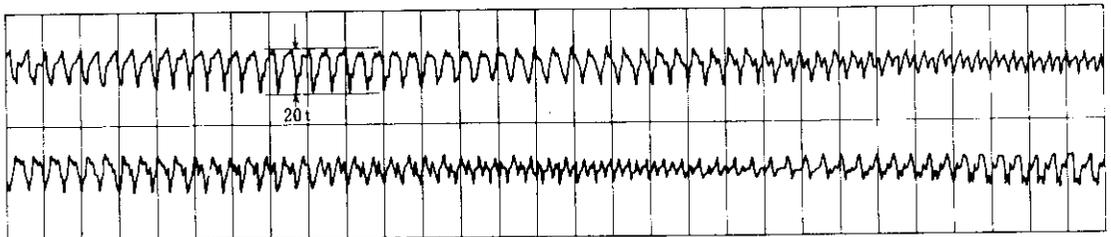


Fig. 3 Kiss rolling load variation caused by the runout of back up roll with conventional oil film bearing

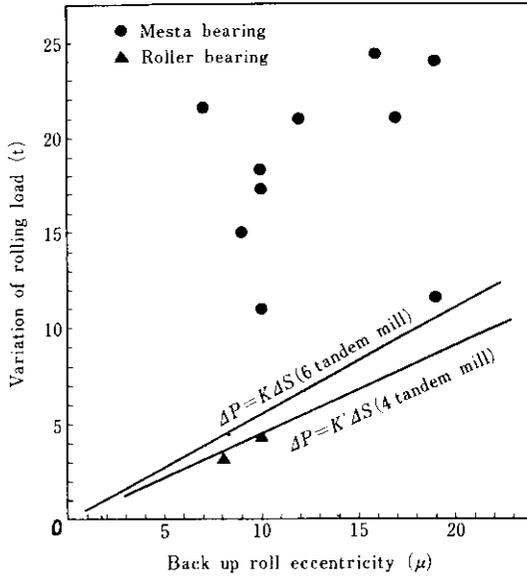


Fig. 4 Relation between variation of kiss rolling load and back up roll eccentricity

かつ急峻なピークを持つ高調波を示している。

Fig. 5 に 4 タンデムミルの 1 号スタンドの圧下力の変動波形を示す。同スタンドの諸元は次のとおりである。

- BUR の型式：鍛鋼一体ロール
- BUR の胴径：1524/1372mm
- 圧延機の剛性：700t/mm
- 軸受型式：4 列円筒ローラー軸受

この基本波形はほぼ正弦波形であり、Fig. 4 に見られるように (1) 式に示す関係も成立する。両者の基本的な違いは軸受にあり、6 タンデムミルはメスタ型油膜軸受であるが、4 タンデムミルはローラー軸受である。

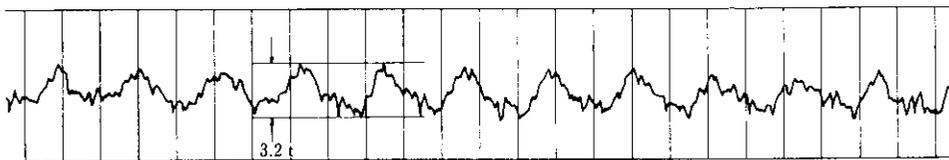


Fig. 5 Kiss rolling load variation caused by the roll runout of back up roll with roller bearing

3-2 圧下力の異状波形の影響とその原因

3-2-1 マイナスピーク

Fig. 3 の peak to peak の最大領域において示す波形は急峻な高調波であり、その振幅は中心より下方、すなわち圧下力が減少する方向に鋭く変化している。すなわちマイナスピークが存在しているのが特徴である。

Fig. 6 に 6 タンデムミル 1 号スタンドの圧下力

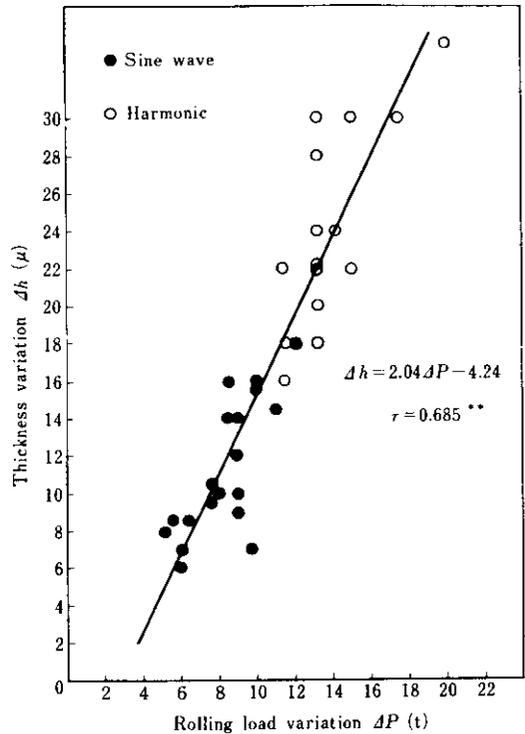


Fig. 6 Relation between rolling load variation and thickness variation

の変動量 ΔP と1号スタンドの出側板厚変動量 Δh の関係を示す。これは圧下スクリーウの位置を変えずにサンプリングした例である。図中下方の黒丸は ΔP の変化が中心に対してほぼ同じ振幅であるところ（正弦波形に近似）の Δh との関係であり、上方の白丸はマイナスピークでの Δh との関係である。正弦波形に近似した波形とマイナスピークとは板厚変動に対して類似した影響を持っていることがわかる。

圧下力変動量と板厚変動量の関係は近似的に次式で示される。

$$\Delta P : M \cdot \Delta h \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで ΔP : 圧下力の変動量
 Δh : 出側板厚の変動量
 M : 材料の塑性定数

両者の関係は Fig. 7 により定性的に説明できる。同図には(1)式の関係を示す直線 K_1 と(3)式の関係を示す直線 M とを同時に示した。この際横軸は、前者の場合圧延中のロールギャップ S を、後者の場合圧延後板厚 h を用いているが、 $h \approx S$ と見なせるので両直線の交点 T_1 が現実の圧延状態を示す近似解となる。通常の圧下力変動は、剛性 K_1 が一定のまま BUR の振れにより無負荷時ロールギャップ S_0 が $S'_1 \sim S''_1$ の間で周期的変動をするこ

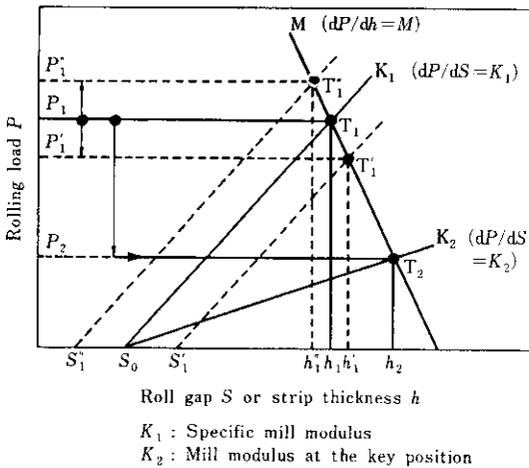


Fig. 7 Schematic relation between rolling load and roll gap or strip thickness during rolling

とにより、図示したように $P'_1 \sim P''_1$ の間の変動として現れるものとして理解できる。これに対し、マイナスピークの部分は同一材料 (M の値が一定) を圧延していながら圧下力が急激に低下する現象であるから、圧下点が M の線上を降下して T_2 に変化したことを示している。このことは、直線 K_1 、 K_2 の勾配として示される圧延機の剛性が K_1 から K_2 まで減少したことを意味する。

3・2・2 マイナスピークの原因

マイナスピークの特徴は以下のとおりである。

- (1) 急峻な高調波である
- (2) BUR の回転に対応する
- (3) BUR の軸受がローラーの場合は発生しない
- (4) 圧延機の剛性が急激に小さくなる(推定)

以上のことから、特に(3)より油膜軸受部に構造上の弱点、すなわち剛性を小さくさせる部分が存在しているとの仮説をたてた。

Fig. 8 に油膜軸受の構造例を示す。モーゴイル軸受、メスタ軸受で代表される油膜軸受は、ロールのテーパ軸に嵌合する内面テーパ付きスリーブの円筒状外周面が回転摺動面となり軸受を形成している。このスリーブの回り止めとしてキーが用いられており、ロールのテーパ軸に埋込まれる。

これら軸受はユニット化され、軸端部のネジ機構を外すのみでスリーブもいっしょに脱着できるようになっており、またスリーブの内面がテーパ状であることから、キー溝の長さはスリーブ全長の1/2にも達している。埋込みキーの場合、当然その頂部には遊隙があり、したがってキー溝の幅でスリーブの長さの1/2に空隙部が存在している。

このキー部が圧下力の受圧位置にきた時に、キー溝の空隙部のために剛性が小さくなるものと考えられる。

これを確認するために Fig. 9 に示すような測定を行った。これはキーの位置と180度位相をずらした BUR の端面に圧延機の外部から観察できるようなマークをつけ、このマーク位置と圧下力の変動状況を観察した。

この結果、Fig. 9 に示すように上、下の BUR のマーク位置がワークロールと接する位置に同時に到来した時にマイナスピークが最大になることを確認した。

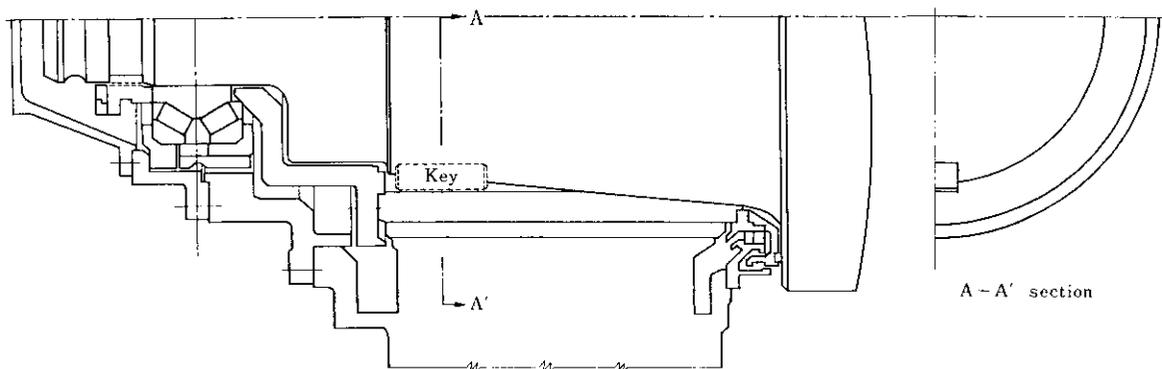


Fig. 8 Mesta tapered neck oil bearing

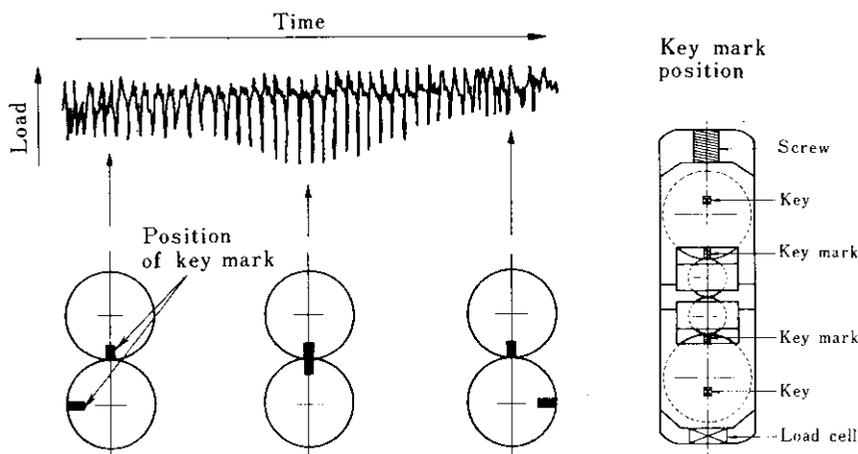


Fig. 9 Relation between variation of rolling load and key position in back up rolls

これより、マイナスピークはスリーブ固定用キー溝により発生することがわかった。

4. キーレスベアリングの開発

モーゴイル軸受、メスタ軸受ともテーパ軸をもつ油膜軸受としてはほぼ完成されたものといえる。軸受性能として、高速、高圧下での安定性は他に類を見ない。また保守の面においてもテーパ軸のためロール強度が向上し、さらに軸受チョックの脱着の容易性、迅速性は大きな特長になっている。

これらの特長をそこなわずに、剛性低下の原因となるキーを圧下力受圧領域から除く方法につい

て検討した。

4.1 キーに作用する力について

スリーブ固定用のキーに作用する応力（面圧、剪断）は、円滑な圧延作業中の場合には軸受部の摩擦のみと考えてよいが、問題になるのは軸受が焼損したり、ロール本体の事故などで制動がかかり急停止した場合である。このような状況では、ワークロールとBURの接触面上における摩擦がその応力を左右する。この摩擦力を計算する場合摩擦係数の設定時に仮定が入るため信頼性に疑問が残るが、これまで数多く経験を積んだBURの急停止事故の解析結果を計算値と併用して新しいキーを設計した。

4.2 キーレスベアリングの製作

Fig. 10に6タンデムミルのメスタ軸受用に開発した新しい軸受形式の構造を示す。既設圧延機への応用であり、現有部品の流用が前提条件になるなど多くの制約を受けるため、設計時の自由度はかなり小さかった。

この例ではキーの位置をテーパー軸よりロールの軸端部へ移動させた。この移動したキーに直接スリーブを係合するためには、それだけスリーブを延長しなければならない。スリーブは内面がテーパー状であり、しかも肉厚精度の要求がその性質上非常に厳しいことから、専用工作機械による内外面同時研削加工を原則としている。このため、スリーブの延長は、治具の変更等のためかなりのコストアップが避けられない。したがってスリーブ長さは従来どおりとし、現有のスリーブリングに係合させることにした。

スリーブとスリーブリングの連結は、原則として遊隙を零にする必要があり、所要の断面積をもったノックピンを用いた。もちろん両者のピン穴は同時加工が必要である。モーゴイル軸受にもこの方法の採用が可能である。このように圧下力の受圧領域からキーを除去した形式の軸受を以後「キーレスベアリング」と呼称する。

4.3 キーレスベアリングの使用

昨年より6タンデムミル No. 1, No. 2 スタンド

で使用されており、1年を経過した。この間、BURの急停止事故も多く経験したが、何ら損傷もなく順調に使用されている。

5. キーレスベアリングの効果

ここで今まで述べてきたキーレスベアリングの具体的効果について詳しく述べる。

5.1 圧下力変動の減少

6タンデムミル No. 1 スタンドのキスロール状態における圧下力変動を従来型とキーレス型と比較して Table 2 に示す。

また、キーレスベアリング採用後の圧下力変動を Fig. 11 に示す。キーレス型の圧下力変動値が従来型に比べて著しく低下しており、また従来品の特徴であったマイナスピークがキーレス型では見られない。これから従来型の欠点であるキー溝構造に起因するマイナスピークは、圧下力変動量の大部分を占めていたといえる。今まで従来型の

Table 2 Comparison of rolling load variation

Bearing type	(t)	
	Average	Maximum
Conventional	18.3	26
Key-less	2.9	5

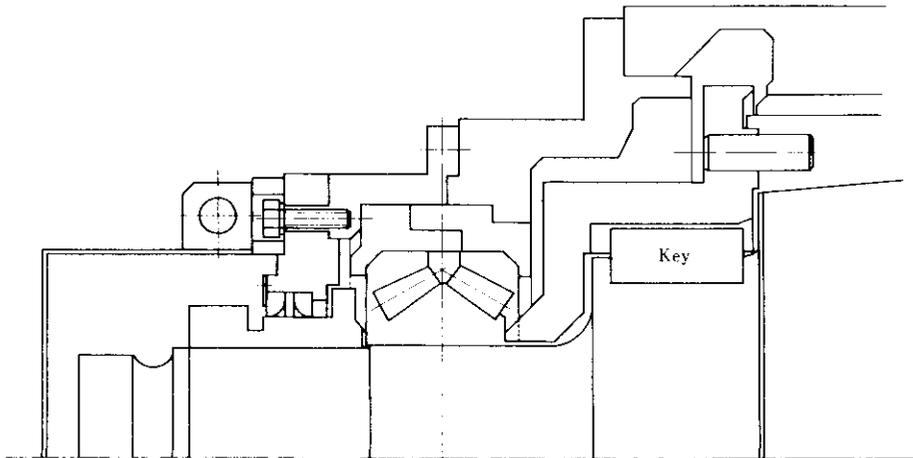


Fig. 10 Key-less tapered neck oil bearing in detail

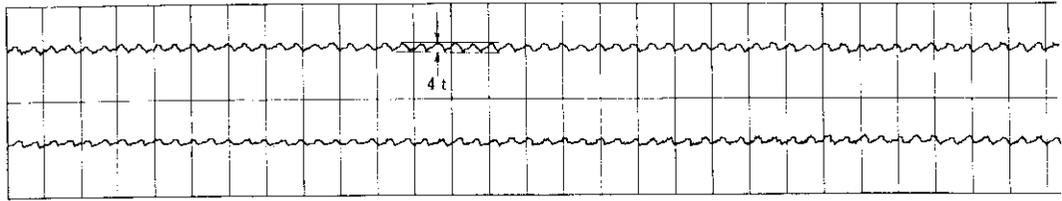


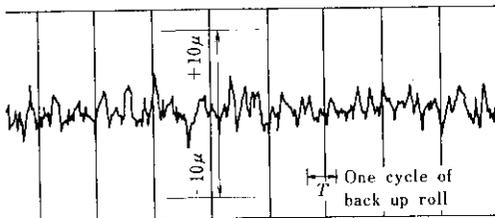
Fig. 11 Kiss rolling load variation caused by the runout of back up roll with key-less bearing

ロール偏心による圧下力変動を除去する装置が各種考えられていたが、これらは圧下力変動を正弦波に近似してとらえたものが多く、その場合には変動の除去効果が必ずしも満足のいくものでなかったといわれている⁶⁾。これに対しキーレス型は圧下力の変動機構の本質を把握し、その原因を除去したために大きな効果が得られた。

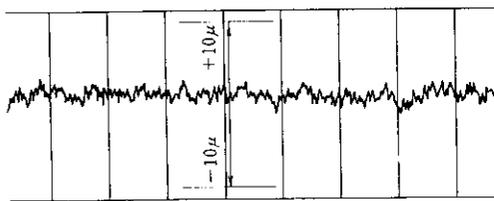
5.2 板厚精度および歩留まりの向上

板厚精度要求の厳しいブリキ原板を対象に板厚変動を調べた。6タンデムミルNo.1スタンドの圧下力変動が板厚変動に及ぼす影響の実例を Table 3, Fig.12に示す。

Table 3 でキーレス型の BUR の振れによる板



(a) Conventional oil film bearing



(b) Key-less bearing

Fig. 12 Comparison of thickness variation

Table 3 Comparison of thickness variation at the outlet of each stand

Bearing type	Variation caused by back up roll eccentricity		Total variation
	No. 1 std.	No. 6 std.	No. 6 std.
Conventional	24.2	4.4	7~10
Key-less	None	None	3~5

厚変動が認められないのに対し、6スタンド出側の全体の板厚変動があるのは、母板板厚変動等の影響が残っているためである。板厚変動はここで半減しており板厚精度の大幅な向上が認められる。この結果 ±1.0%の目標に一步近づいたといえる。

次にブリキ原板の歩留まりに及ぼす効果について調査した。ブリキ原板の板厚公差は JIS では ±6.0% であるが、さらに公差の厳しい社内基準で考える。板厚公差を外れた部分(オフゲージ)はリジェクトされるので、オフゲージ率減少がそのまま歩留まり向上となる。

Fig. 13 にキーレス型と従来型のオフゲージ発生率を比較して示す。ブリキシャーラインでのコイル全長のトータルオフゲージ率で見ると、キーレス型は約 40% 減少している。しかしコイルのトップエンドを除いた中間部のオフゲージ率は従来型の 0.41% からキーレス型の 0.13% と 70% 近くも減少しており、キーレスベアリングの効果の大きいことが証明された。コイルのトップ、エンドは母板と圧延時の加減速の影響が大きく、コイル中央部(定常圧延部)のみがキーレス型の効果と見なせるので、歩留まり向上は 0.3~0.4% と評価できる。

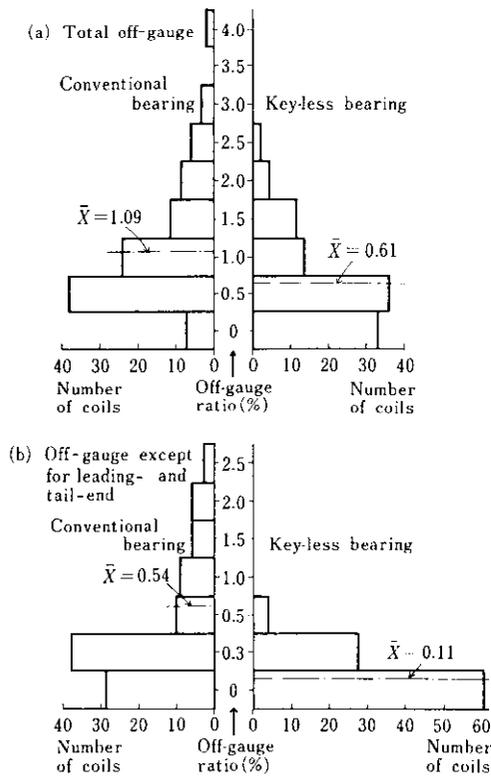


Fig. 13 Frequency distribution of off-gauge ratio in thickness

6. 結 言

モーゴイル軸受やメスタ軸受などの油膜軸受をBURに使用した圧延機で帯鋼圧延を行う場合に問

題となる板厚変動(圧下力変動)のうち、定常圧延時の変動の主原因をなすロールの振れは次の2種に大別できる。

- (1) 基本正弦波状に現れるロール振れ
- (2) 周期性のある急峻な高調波を含んだロール振れ(マイナスピーク)

(1)の原因がロール胴部中心とロール軸受部中心の偏心によるものであることはよく知られている。筆者らは、従来知られていなかった(2)の原因が、油膜軸受の構造上の弱点(テーパ軸とスリーブを固定するキー)にあることを見出した。すなわち、このキー部が圧下力の受圧位置にきた時、キー溝の遊隙部のためにミル剛性が急激に小さくなり、圧下力が下がり板厚が厚くなるという現象が起きている。油膜軸受のもつ優れた特徴をそこなうことなく、ミル剛性低下の原因となるキーを圧下力の受圧領域から除く方法について種々検討し、「キーレスベアリング」を案出した。これを6タンデムミルの入側スタンドに組込み多量のブリキ用原板を圧延した結果、板厚精度が向上し、ブリキの1級歩留まりが0.3~0.4%上昇した。

このように板厚変動の大きな原因の一つを解決できたことは、現在検討中の6タンデムミル自動板厚制御方式の導入に大きく貢献するであろう。

参 考 文 献

- 1) 野村：石川島播磨技報，(1969) 別冊2号，29
- 2) 高橋ほか：塑性と加工，16 (1975) 1，25
- 3) 鈴木ほか：東京大学生産技術研究所報告，25 (1976) 5
- 4) Edward, et al：Automation of Tandem Mill, (1973), (Iron Steel Inst.)
- 5) Kunio, T., et al：Iron Steel Eng., 53 (1976) 4, 54
- 6) 今井ほか：石川島播磨技報，13 (1973) 2, 189
- 7) 阿部ほか：川崎製鉄技報，8 (1976) 1, 42
- 8) Okamoto, et al：Iron Steel Eng., 49 (1972) 5, 79
- 9) 桑原ほか：塑性と加工，3 (1962) 20, 608
- 10) 佐伯：塑性と加工，4 (1963) 27, 223
- 11) 下田ほか：塑性と加工，5 (1964) 43, 536