

ホットストリップミルスピンドルのユニバーサルジョイント化による省エネルギー*1

川崎製鉄技報
15(1983)3:226-230

井上 紀明*2 田中 史雄*3 片山 秀夫*4 金子 靖夫*5 飯島 一昭*6

Power Saving through Application of Universal Joints to Hot Strip Mill Drive Line

Noriaki Inoue, Fumio Tanaka, Hideo Katayama, Yasuo Kaneko, Kazuaki Iizima

要旨

圧延機駆動系のメカニカルロスを削減して、圧延動力を削減することを目的に、ホットストリップミルのスリッパジョイントをユニバーサルジョイントに置き換えることを計画した。この計画の中で、スリッパジョイントとユニバーサルジョイントの伝達効率の理論解析と効率測定実験を行い、両者の伝達効率の定量的評価を行った。実機スタンドにおいて、ユニバーサルジョイント化前後の消費電力を測定した結果、5.7%の電力削減が確認できた。

Synopsis:

An electric-power saving project has been initiated at the hot rolling mill to reduce the mechanical loss of drive lines by replacing the conventional slipper joint with a universal joint.

In this project, torque transmitting efficiency tests were conducted for both the slipper and universal joints to compare theoretical figures with the actual test bench figures, and a new equation was derived which was able to convert the theoretical figure into tested one. The new conversion equation now permits quantitative comparison between these theoretical and tested values of transmitting efficiency.

Power consumption was measured before and after installing the universal joint to the actual operating stand, and a power saving of 5.7% was confirmed.

1. 緒 言

1973年10月のオイルショックで、多量のエネルギーを使用する鉄鋼業は大きな影響を受け、鉄鋼製造過程のあらゆる分野で、省エネルギー対策を講じてきており、圧延機のローラ駆動系の伝達効率にも着目した。とりわけ、ホットストリップミルは粗ミル群、仕上ミル群とも複数のスタンドを有しており、その消費圧延電力は、製鉄所の使用電力の大きな割合を占めている(水島製鉄所の場合、19~29%)。

ところで、圧延機のローラ駆動用ミルスピンドルには、従来からスリッパジョイント(以下SJと略す)とギヤカップリングなどが使われてきた。これに対しフック形のユニバーサルジョイント(以下UJと略す)は、継手部にころがり軸受が使用されており、すべり機構を有するSJに比べて高伝達効率特性を有していることが広く知られている。

ここではローラ駆動系のメカニカルロス削減を目的で、従来使われていたSJをUJに置き換えるに当たり、

- (1) 伝達効率測定実験を行い、UJ化の効果を定量的に評価できる重回帰式を得た、
 - (2) 実機スタンドでUJ化前後の消費電力を測定して、5.7%の省電力効果を確認した、
- などの成果を得たので以下にその概要を紹介する。

2. SJとUJの計算効率

2.1 摩擦損失仕事と伝達効率

継手部の伝達効率を(1)式で定義する。

$$\eta = \frac{H_0 - H_u}{H_0} = 1 - \frac{H_u}{H_0} \quad \dots\dots\dots(1)$$

η : 伝達効率

H_0 : 入力仕事

H_u : 継手の摩擦損失仕事

UJの摩擦損失仕事は、継手内部のクロスピン部のころがり摩擦で発生し、SJの摩擦損失仕事は、継手内部のスリッパ部のすべり摩擦で発生するため、伝達効率はこれらの摩擦損失仕事を求め、(1)式に代入して求められる。

$$\eta_{UJ} = 1 - 0.0111 \times \frac{\theta d_v \mu_r}{R_v} \times \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\cos \theta}} \right) \quad \dots\dots\dots(2)$$

η_{UJ} : UJの伝達効率

η_{SJ} : SJの伝達効率

θ : スピンドル傾角 (deg.)

d_v : 軸受ころのピッチ円径 (mm)

$$\eta_{SJ} = 1 - \left(0.0222 + 0.0111 \times \frac{d_s}{R_s \sqrt{\cos \theta}} \right) \theta \mu_s \quad \dots\dots\dots(3)$$

*1 昭和58年4月4日原稿受付
*2 水島製鉄所保全全部保全技術室(掛長)
*3 知多製造所設備部設備技術室主任(部長補)

*4 千葉製鉄所保全全部保全技術室主任(部長補)
*5 (株)中村自工設計課係長
*6 (株)中村自工技術研究所所長・工博

d_s : スリッパ曲面の直径 (mm)
 R_u : クロスピン荷重半径 (mm)
 R_s : スリッパの荷重半径 (mm)
 μ_r : ころがり摩擦係数
 μ_s : すべり摩擦係数

2.2 SJ と UJ の計算効率の比較

(2)式と(3)式を用い、SJ と UJ の伝達効率を試算した結果を Table 1 に示す (Table 1 における μ_s , μ_r の値はそれぞれ文献 1), 2) によった)。対象にしたスピンドルは、次章の伝達効率実験で使用する外径 250 mm のものである。この結果、SJ と UJ の伝達効率差は大きく、特に傾角 θ が大きい場合には、この差が顕著である。

Table 1 Calculated transmitting efficiency of SJ and UJ

Type of joint	Friction coef.	Joint angle θ		
		2°	4°	6°
SJ	$\mu_s = 0.1$	99.15 %	98.19 %	97.44 %
	$\mu_s = 0.2$	98.84	96.38	94.89
	$\mu_s = 0.25$	97.87	95.48	93.61
UJ	$\mu_r = 0.0015$	99.995	99.991	99.986
	$\mu_r = 0.01$	99.97	99.94	99.91

3. SJ と UJ の伝達効率の検証実験

3.1 検証実験の必要性

2 章の効率計算式では、摩擦係数は未知数である。このため実験室規模で伝達効率の測定を行い、汎用性のある効率計算式を得て、UJ 化の効果を定量的に評価できるよう試みた。

3.2 実験装置

実験に使用した装置を Fig. 1 に、実験スピンドルを Fig. 2 に示す。

実験品には、直流電動機で動力を与え、ブレーキ装置でトルクを調整する。傾角 θ は軸受が同一基盤上にあるブレーキ装置と、測定部 B 軸を移動させて変化させる。A 軸と B 軸にはトルク絶対値の測定用ひずみゲージと損失ひずみ (入力 A 軸と出力 B 軸のねじりひずみ差) を測定するひずみゲージが貼付してある。

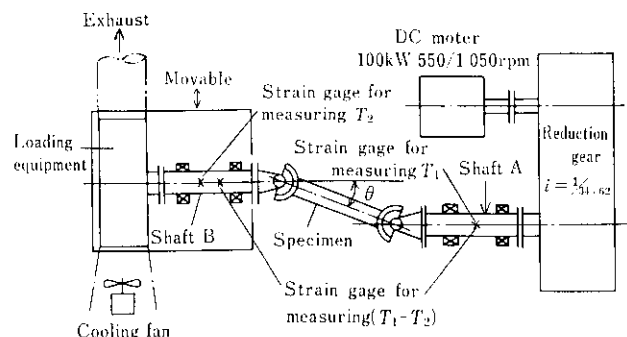


Fig. 1 Testing bench for measuring transmitting efficiency

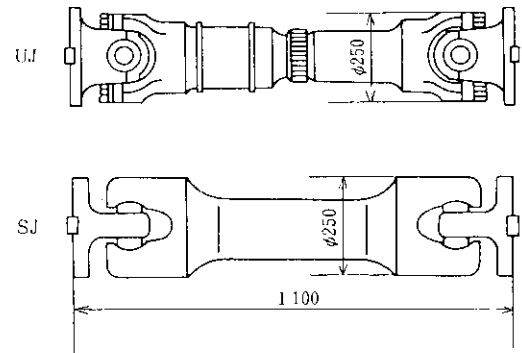


Fig. 2 Profile of specimen

3.3 測定システム

継手の損失仕事から生じる損失ひずみは、微小であり動ひずみ計の不感帯領域に入る。また、2 台の動ひずみ計で測定すれば、測定器の誤差と損失ひずみが同水準であるため正確な測定ができない。この問題を解決するために、Fig. 3 の測定システムと Fig. 4 のブリッジ回路を考案³⁾した。この回路の出力電圧 e_0 は(4)式で示され、通常の 4 ゲージのブリッジ回路の 2 倍出力であり、感度よく測定できる。また、1 台の動ひずみ計で損失ひずみを測定できるので、正確に測定できる。

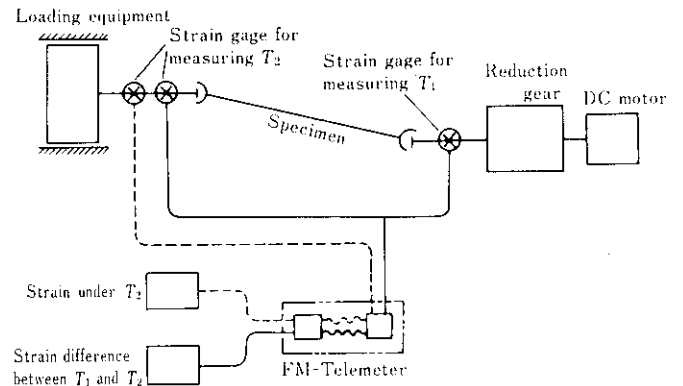


Fig. 3 Measuring system

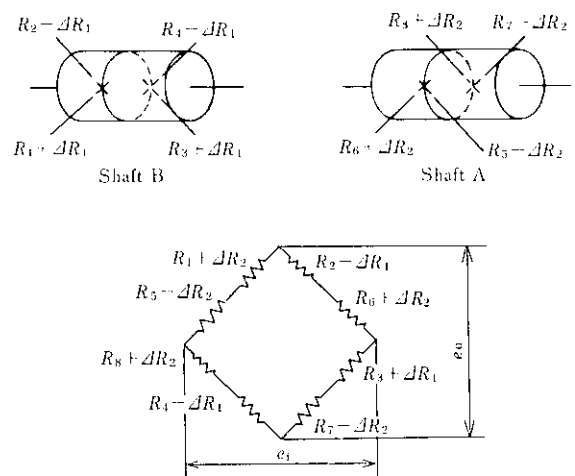


Fig. 4 Circuit diagram for measuring strain difference (PAT. pend.)

$$e_0 = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1 + \Delta R_2}{R_1 + R_5} - \frac{\Delta R_2 - \Delta R_1}{R_2 + R_6} + \frac{\Delta R_1 - \Delta R_2}{R_3 + R_7} - \frac{\Delta R_2 - \Delta R_1}{R_4 + R_8} \right) e_i$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta R_1 - \Delta R_2}{R} \right) e_i \dots \dots \dots (4)$$

(ただし, $R_1, R_2, \dots, R_8 = R$)

したがって, 実験から得られる効力は, (5)式で求められる。

$$\eta = \frac{T_2}{T_1} = \frac{K \varepsilon_2}{K(\varepsilon_2 + \Delta \varepsilon)} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 + \Delta \varepsilon} \dots \dots \dots (5)$$

$\Delta \varepsilon: \varepsilon_1 - \varepsilon_2$

$\varepsilon_1: A$ 軸のひずみ

$\varepsilon_2: B$ 軸のひずみ

$K: (2G\pi D^3/16) \times K_g$

G : 横弾性係数 (kgf/mm²)

D : A 軸および B 軸の直径 (mm)

K_g : ひずみゲージのゲージ率

3.4 測定結果

損失ひずみを測定し, (5)式を用いて伝達効率を求めた結果を Fig. 5, 6 に示す。これより UJ の伝達効率は傾角に関係なく約 100% の高効率であるが, SJ は傾角が増すとともに伝達効率が大きく低下しており, (2)式, (3)式の計算効率と同様の結果 (Table 1 参照) が得られた。

3.5 重回帰式

測定結果から重回帰式を求め, 効率計算式を修正した。

重回帰の結果を, (6)式~(9)式に, (6)式, (7)式による効率の計算例を Fig. 7, 8 に示す。

$$\eta_{UJ} = 1 - 1.45 \times 10^{-3} \{1 - \exp(-5.03 \mu_r \theta)\} \dots \dots \dots (6)$$

$$\eta_{SJ} = 1 + 0.109 \{1 - \exp(0.37 \mu_s \theta)\} \dots \dots \dots (7)$$

$$\mu_r = 0.0151 - 1.65 \times 10^{-3} \theta + 7.94 \times 10^{-2} \times \frac{T}{D^3} \dots \dots \dots (8)$$

$$\mu_s = 0.0549 - 1.63 \times 10^{-3} \theta + 5.74 \times 10^{-2} \times \frac{T}{D^3} \dots \dots \dots (9)$$

T : 継手の伝達トルク (kgf・mm)

D : 継手の外径 (mm)

なお, 摩擦係数は直接測定できないため, 測定された η を (2)式, (3)式に代入して求めた (Table 2)。

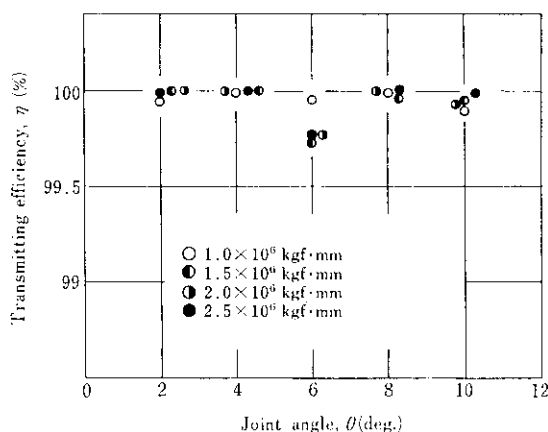


Fig. 5 Relation between joint angle and transmitting efficiency of UJ

3.6 実験結果の実機適用についての考察

この実験の SJ の摩擦係数が 0.05 内外の値は, 潤滑状態がよ

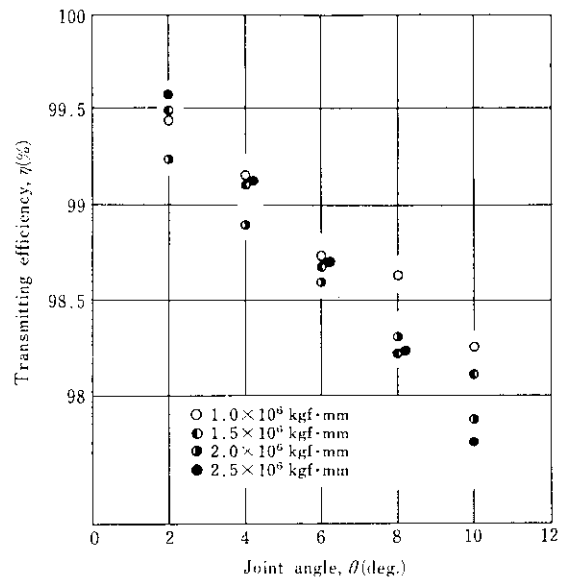


Fig. 6 Relation between joint angle and transmitting efficiency of SJ

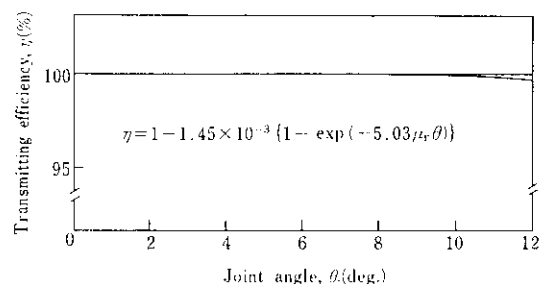


Fig. 7 Relation between joint angle and transmitting efficiency of UJ under torque of 2×10^6 kgf・mm

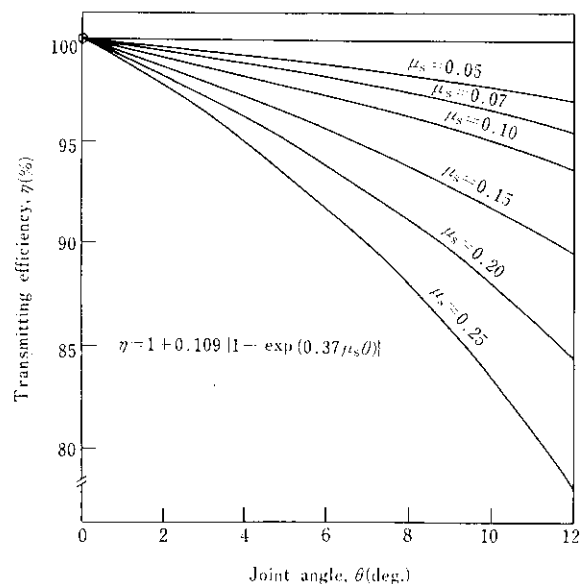


Fig. 8 Relation between joint angle and transmitting efficiency of SJ under torque of 2×10^6 kgf・mm

Table 2 Calculated coefficient of friction

Type of joint	T_2 (kgf·mm)	θ°	2°	10°
UJ	1.0×10^4		0.016	0.0036
	2.5×10^6		0.024	0.011
SJ	1.0×10^5		0.055	0.042
	2.5×10^6		0.069	0.047

いときであり、実際の圧延機に使用されている条件とは大幅に異なっている。実機のSJの摩擦係数は、約0.2という報告がある。重回帰式を用いて、 $\mu_s=0.1, 0.2$ としてSJの伝達効率を求め、UJと比較すると、伝達効率差は1.3~2.7%となり、文献(4)に記されている1.2~2.4%とほぼ一致する。

SJの実機の場合、この実験より悪い潤滑条件で使用されることがあると予想されるため、これ以上の効率差は十分にあり得る。SJの給油を途中でやめた別の実験では、SJのスリッパが焼付いたときの摩擦係数は0.25であった。したがって、SJの摩擦係数の上限は0.25と考えられるので、実機のSJの伝達効率を求める場合には、(9)式を使わずに(7)式の μ_s に0.1~0.25を代入して求めれば実際と良く合う。

4. 実機におけるUJ化の効果

Table 3に当社のホットストリップミルのUJ化実施状況を示す。最初にUJ化を行った水島製鉄所熱延工場F₂スタンドの、UJ化前後の消費電力の比較について述べる。

4.1 空転時の省電力

空転動力はスピンドル傾角と回転数に依存すると考えられるので、Table 4の実験水準で空転動力を測定した。ロール開度5mmのときの測定結果の回帰直線をFig. 9に示す。Fig. 9より通常空転時にはSJのとき340 kW、UJのとき180 kWの空

Table 3 Replacement of other spindles to UJ in hot strip mills of Kawasaki Steel

Mizushima Works			
Stand	Previous	Date replaced	Motor power (kW)
R ₄	SJ	Dec. '82	9 000
F ₁	SJ	Nov. '81	11 250
F ₂	SJ	Oct. '79	"
F ₃	SJ	Sept. '81	"
F ₄	GS	Plan	"
F ₅	GS	Aug. '83	8 400
F ₆	GS	"	"
F ₇	GS	"	"

No.2 Hot strip mill, Chiba Works

Stand	Previous	Date replaced	Motor power (kW)
F ₁	SJ	Feb. '83	4 500
F ₂	SJ	Feb. '83	6 500
F ₃	SJ	July '82	"

SJ : Slipper joint

UJ : Universal joint

GS : Gear spindle

Table 4 Testing level for measuring idling power

Roll opening (mm)	5, 33, 62
Revolution of roll (rpm)	32, 65, 130

転動力であり、省電力は(340-180)/340=47%になった。

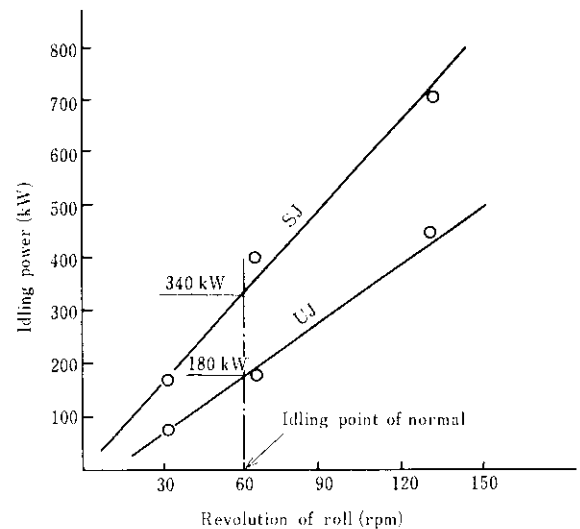
4.2 圧延時の省電力

圧延時の電力はストリップの材質規格、厚み、幅、圧延温度、回転数、圧下率などに左右されるため、理論圧延動力と実測圧延動力を比較した。圧延理論はSimsの理論式を用いることにしたが、変形抵抗が未知なので、下記の手順で理論圧延動力を求めた。

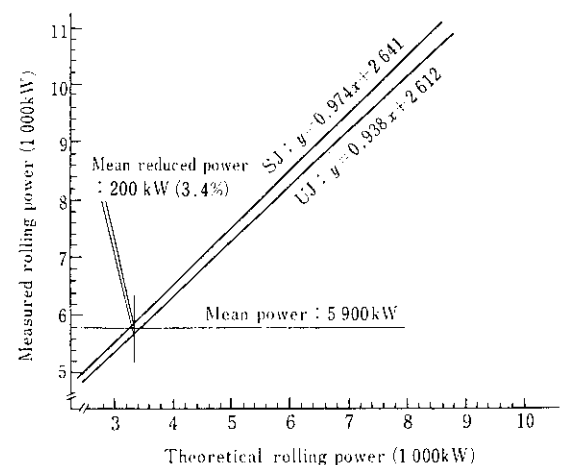
- (1) 実測圧延荷重=理論圧延荷重と仮定し、
- (2) 変形抵抗を逆算する。
- (3) この変形抵抗を用い、理論圧延動力を求める。

このようにして、比較した結果をFig. 10に示す。Fig. 10から、圧延時の平均削減電力は3.4%である。

なお、空転時と圧延時を総合した省電力効果は、それぞれの時間配分を考慮してまとめると5.7%になった。



	Roll opening	Joint angle
SJ	5 mm	Top 1° 27' 30"
		Bottom 1° 27' 27"
UJ	5 mm	Top 1° 23' 26"
		Bottom 1° 21' 23"

 Fig. 9 Comparison of idling power between UJ and SJ at F₂ stand

 Fig. 10 Comparison of rolling power between UJ and SJ at F₂ stand

5. 結 言

当社においては、1976年からSJをUJに置き換えることを計画した。

UJ化に当り、UJとSJの伝達効率を定量的に評価するための

実験を行った。この結果、重回帰式を用いて、実機での伝達効率を定量的に予測できるようになった。

水島製鉄所熱延工場F₂スタンドにおけるUJ化の圧延電力の削減効果は、空転時47%、圧延時3.4%で、総合的には5.7%の削減率であった。

参 考 文 献

- 1) 日本潤滑学会：潤滑ハンドブック，(1978)，55，〔養賢堂〕
- 2) 転がり軸受工学，(1976)，124，〔養賢堂〕
- 3) 川崎製鉄（株）中村自工：特願昭56-212627号公報
- 4) 土屋：第39回西山記念技術講座，圧延プロセスにおける省エネルギー，(1976)，174～175，〔日本鉄鋼協会〕