

帯鋼メッキ工場テンションリールの設計と実験

Design and Experiment of the Tension Reel of Continuous Galvanizing Line

(株)中山製鋼所 船町工場 藤田 光司*・渡辺 勝夫
小野 茂・金糸 修

1. 緒言

ユーザーニーズに対応するため、1990年2月に始まった連続溶融亜鉛メッキ設備の合理化工事は、設備の拡張およびコイル重量アップ、並びにスキンパスミル設置等による品質向上を目的に進められ、1991年3月に工事を完遂した。今回の合理化工事のなかで、自社設計製作で更新を行ったコイル最終巻取り装置であるテンションリールの設計に当たり問題となった、マンドレル内摺動面の摩擦係数の値とコイル巻締力の大きさについて実験を行ったので報告する。

2. テンションリールの構成

テンションリールは酸洗及び溶融亜鉛メッキ工程を経たストリップを張力制御によりリコilingする装置で、マンドレル・減速機・自動センタリング装置と、これらの付帯装置であるスナバロール・ベルトラッパー及びコイルカーで構成されている。(Fig. 1)

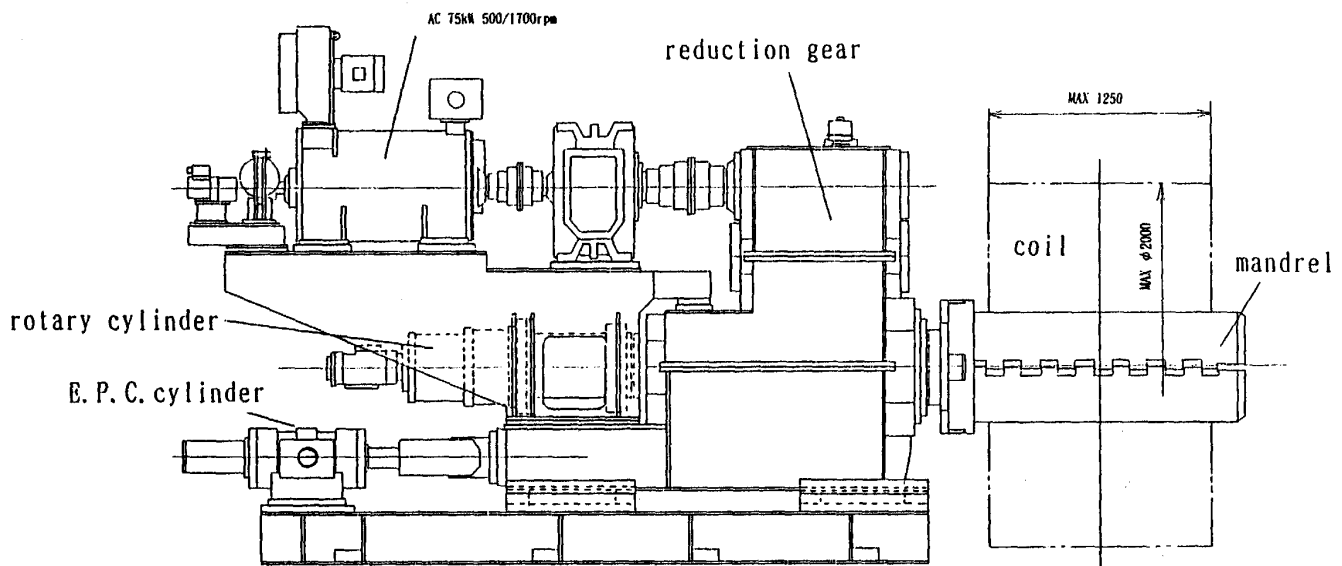


Fig. 1. Tension reel

上記構成の内、マンドレルは巻取りリールとしての中枢に相当するもので、最終コイル姿を形成する重要な役割を果たす。従って設計仕様も明確にされていなければならない。またユーザーニーズ及び多岐用途への対応を考慮し、コイル内径を $\phi 610\text{mm}$ 、 $\phi 711\text{mm}$ 、 $\phi 762\text{mm}$ の3種類としたため、マンドレル拡張もこれらのコイル内径変化に対するゴムスリーブの適用等、構成と構造は複雑となった。

平成 4年 6月15日受付 (Received on June 15, 1992)

* Koji Fujita (Funamachi Works & Head Office, Nakayama Steel Works, Ltd., 1-1-66 Funamachi Taisho-ku Osaka 551)

3. 製品コイル仕様

既設及び改造後の製品コイル仕様をTable 1に示す。

Table 1. Coil size

item	before renewal	after renewal	note
width	400mm~1000mm	400mm~1250mm	rubber sleeve
thickness	1.0mm~4.5mm	1.0mm~4.5mm	
weight	MAX 16,500 kg	MAX 20,000 kg	
outside diameter	MAX ϕ 2,000mm	MAX ϕ 2,000mm	
inside diameter	ϕ 762mm	ϕ 610mm ϕ 711mm ϕ 762mm	

4. 負荷条件

既設及び改造後の負荷条件をTable 2に示す。

Table 2. Condition of operation

item	before renewal	after renewal	note
tensio	48,510 N	60,760 N	
unit tension	10.78 N/mm ²	10.78 N/mm ²	
line speed	5~50m/min	5~50m/min	

5. マンドレル及びマンドレル拡縮シリンダー

5.1 マンドレル

テンションリール・マンドレルの断面をFig. 2に示す。マンドレルは、主軸後部のロータリーシリンダーによって主軸内部のロッドを介してスプレッター (Fig. 2斜線部) を作動させ楔機構によってセグメントをマンドレル半径方向に拡縮させる。(Fig. 2上半部: 拡大時、下半部: 縮小時)

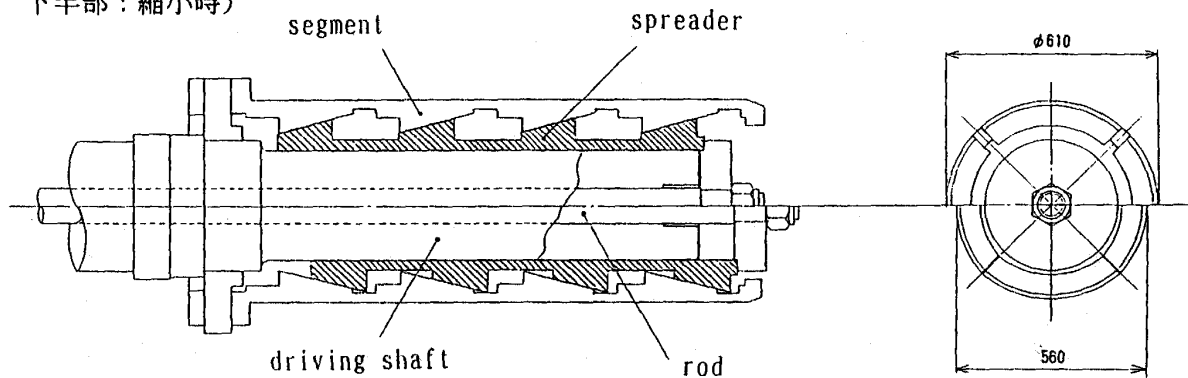


Fig. 2. Mandrel

5.2 マンドレル拡張シリンダ

3種類のコイル内径への対応としては、内径Φ711mm, Φ762mmのコイル巻取時には、マンドレルにゴムスリーブを装着して所要の内径を得るようにした。この場合、コイル抜取り時にゴムスリーブがコイルと共に脱出しないようゴムスリーブに僅かに抗張力を付与し、またシリンダが主軸と共に回転するため、Fig. 3に示す2段動作可能なロータリーシリンダを採用した。

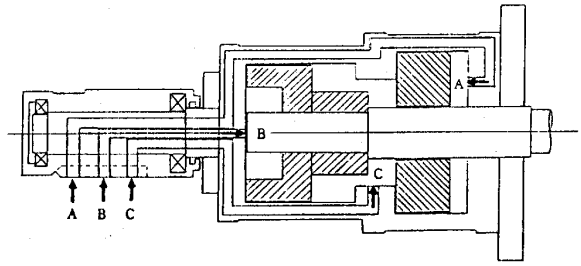


Fig. 3. Rotary cylinder

5.3 マンドレル拡張シリンダ容量

マンドレルを構成するセグメントとスプレッドの力関係をFig. 4に示す。今回はウェッジ角度を $14^{\circ} 02' 10''$ としたため、コイル巻取時にはシリンダ容量は影響せず、マンドレル縮小時にシリンダパワーを要することになる。このため設計に当たっては、マンドレル内部摺動面の摩擦係数の値とコイル巻締力の大きさが問題となり、これらを求める実験を行なった。

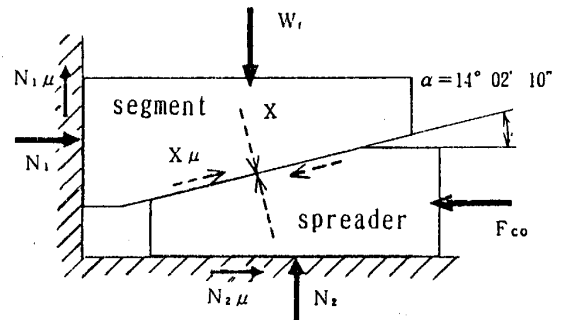


Fig. 4. Power balance between segment and spreader

コイル巻締力の大きさは、理論的には(1)式で与えられる。実験を行なった結果次の事が判明した。

- ①セグメントとスプレッド間の摩擦係数は、一般に $\mu = 0.15$ とされていたが、実験の結果 $\mu = 0.18$ 程度となった。
- ②コイル巻締力は、理論による計算値と測定によって得た実際の値との間に大きな開きがあることがわかった。(Table 3)

以上の実験結果をもとに、シリンダの容量計算を行なった結果をTable 4に示す。シリンダの容量計算は、コイルを持ち上げるのに必要な容量・加減速時にコイルがスリップするのを防止するための容量・巻締力のかかった状態でマンドレルを縮小させるのに必要な容量の3項目について行なった。シリンダの必要容量には、ゴムスリーブの拡大力 27.6tonを考慮し、また、マンドレル縮小時には理論巻締力を計算に用いた。Table 4において、マンドレル縮小時の余裕率が0.45となっているが、先の巻締力の実験結果より、シリンダには十分余裕があると判断した。

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_T} = \frac{(1 - R'^2)}{1.3\xi(1 - R'^2) + 0.7 + 1.3R'^2} \ln \frac{\xi(1 - R'^2)(1.3R'o^2 + 0.7) + (1.3R'^2 + 0.7)(R'o^2 - 1)}{2\xi(1 - R'^2)} \quad \dots \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \xi &= l_w / L_w \\ R_i &= R - (t_s + 5) \\ R'_i &= R_i / R \\ R'_o &= R_o / R \end{aligned}$$

σ_T : ユニットテンション
 σ_r : 巻締力
 l_w : セグメント受圧部長さ
 L_w : セグメントウェッジピッチ

R : マンドレル外半
 R_i : マンドレルの相当円筒内半径
 R_o : コイルの円筒外半径
 t_s : セグメント肉厚

Table 3. Tightness power of coil

coil	measurement W_m	theory W_t	W_m / W_t
test coil 1	0.0529 N/cm ²	22.059 N/cm ²	0.0024
test coil 2	0.0480 N/cm ²	16.223 N/cm ²	0.0030

test coil 1 : 12,080 kg 1.55' × 935^b
 test coil 2 : 8,910 kg 1.45' × 1,020^b

Table 4. Power required and safety factor of rotary cylinder

item	power required F_{co} [N]	safety factor F_{cx} / F_{co}	note
coil lift up	292,765.2	1.43	rubber sleeve
acceleration	144,403.0	2.00	
mandrel reduction	1,076,451.6	0.45	

6. 結言

問題となったマンドレルについて実験を行った結果、目的とする摩擦係数 μ とコイル巻締力の大まかな値を把握することが出来たが、今回の実験結果だけではデータ不足であり、数学的解析は行えなかった。今後、同様の実験によりデータを収集し、数学的解析によってコイル巻き回数による巻締め応力変化の式を見出し、最適設計を行っていく方向に進めていきたい。