

# 本邦最初の純国産大型ストリップミル

—日本鉄板株式会社大阪工場納広幅帯鋼用逆転式四重冷間圧延機—

橋川 寿夫\* 山本 秀幸\*\*

## Japan's First Home-Made Large-Capacity Strip Mill

—Reversing Type Four-High Cold Rolling Mill for Wide Steel Strips—

By Hisao Kitsukawa and Hideyuki Yamamoto  
Wakamatsu Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Since its birth in America in 1926, the strip system rolling has come a long way of development, working a revolution in sheet steel rolling. And now, strip mills are widely favored in Japan for their low cost and the good quality of their products which serve to rationalize the rolling job in this country. Hitherto, the supply of this type of rolling mill has depended almost exclusively on import, and the 42" cold strip mill Hitachi recently designed and built to the order of Nihon Teppan Company is so much worth introducing as the first instance of nationalization of large-sized strip mill production. The completion of this mill outlined below suggests several problems concerning manufacturing projects for this type of machine.

The writer deals with those problems, publishing at the same time valuable data he gathered on the production of the same mill.

#### Specifications :

(49"/16.5"×42" L Reversing Four-High Cold Rolling Mill)

Rolling Speed : 650—1,300 ft/min

Drive : 1,600 kW 150—330 rpm D.C. Motor

Reel Motor : 550 kW D.C. 150—600 rpm

### 〔I〕 緒 言

鋼板圧延に画期的進歩をもたらしたストリップミルは、1926年米国において生れたのであるが、以来薄鋼板に対する需要の増大と、電気、機械、冶金技術の進歩と相まって、年々発展の一途を辿り今日においては、1プラントの生産能力年間100万トン、圧延速度6,000 ft/minを超えるものが現れて、製品々質および価格の点でも旧式の葉板重ね圧延によるものを抑え、米国においては葉板圧延はほとんど影をひそめるに至っている。

我国においても、設備合理化の一翼を担って、ストリップミルの新設、増設は誠に目ざましいものがある。

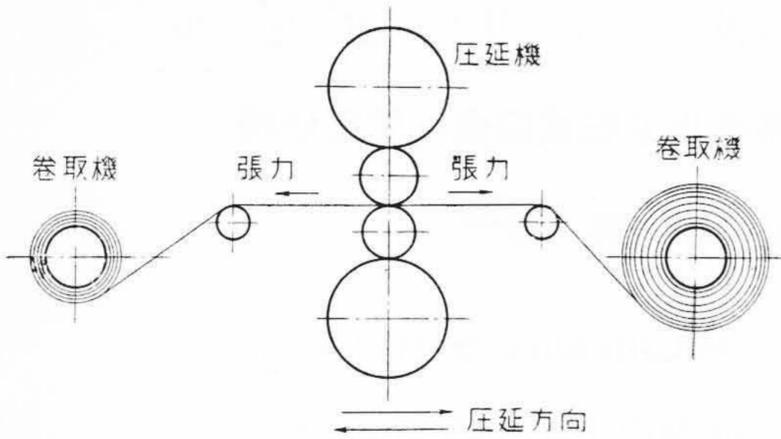
ストリップの冷間圧延機としては、連続式と逆転式とがある。前者は4~6台の圧延機を串型にならべ、ストリップは各圧延機を連続的に一通過することにより製品

となるもので、後者は1台の可逆式圧延機により順次に圧延をすゝめてゆくものである。これら二つの圧延方式の得失を比較すると下記の通りである。

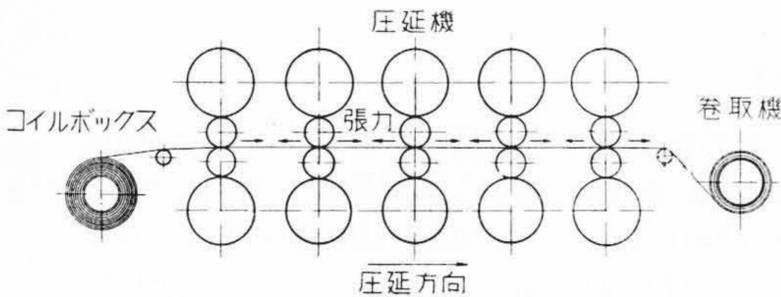
#### (1) 生産能力

圧延のパス回数はいずれも5パス程度で所望のゲージをうる事が可能であつて、その冷間加工率は90%にもおよぶ。しかして取扱いうるコイル単重も5~10~15tにもおよぶのであるが、逆転式においては、毎回加速減速をくり返し、圧延方向が変るので、操作上からも最高圧延速度も2,000 ft/min止りであるが、連続式では6,000 ft/min以上のものが続々と新設されつゝある現状で、生産能力においても大体1:6以上のひらきがある。すなわち連続式では1プラントで40~100万トンの年産能力に対し逆転式では4~8万トンである。しかして連続式はその膨大なる建設費にもかかわらず、運転費の安価なために、逆転式の2~2.5倍の生産高を維持できれ

\* \*\* 日立製作所若松工場



第1図 逆転式冷間圧延機説明図  
Fig.1. Reversing Cold Strip Mill



第2図 5スタンドタンデムストリップミル説明図  
Fig.2. 5 Stand Tandem Cold Strip Mill

ば、連続式の方が有利であるとされている。

(2) 建設費

5スタンドタンデムミルでは、1スタンド逆転式ミルの約4倍の建設費を要し床面積も膨大となる。

(3) 運転費

連続式ミルにおいては、各スタンドはある限られた範囲の圧延のみを分担する単能機であつて、最も能率よく操業できる。すなわち各スタンドについて最も適当なロールカーブを与え、ストリップの形状を最も正確に保持し、破断ロスなどを防ぐとともに、最終スタンドは常に最高硬度のロールを使用し、品質の確保を十分ならしめ、再研磨により硬度の落ちたロールは順次最初のパスの方

へ流用することができ、最も効果的に利用できる。また機械も最も能率のよい点で稼動する。したがつて連続式ミルの運転費は逆転式に比べてはるかに安価である。

(4) 操作

連続式ミルの操作は最も熟練した技術を必要とする。他方逆転式はロールの消耗はなほだ大であつて、補強ロールのスポーリングによる損傷もまた多い。すなわち逆転式では粗圧延より仕上までたゞ一對のロールのみを酷使することになるし、ストリップテンションも、巻取機にては、連続式のスタンド間における程強力にはかけえないので、勢いロール機の負荷が増大する。

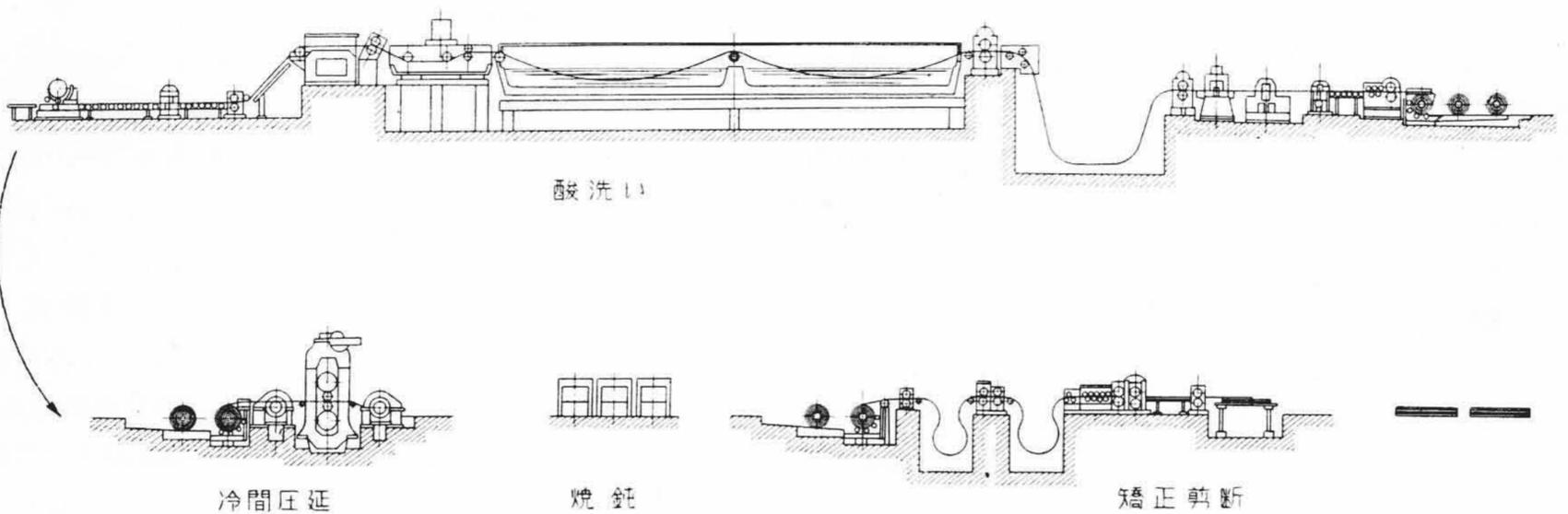
しかしながら連続式は作業上の柔軟性を欠き、材料の断面変化をす早く行うことができず、常に一定のパス回数を通過させねばならない。したがつて厚み、幅などに対し種々雑多な要求のある特殊鋼板の圧延においては逆転式が有利とされており、我国のごとく単一製品の多量生産に対しては需要の少い国状においては注文に応じて製品々種の転換容易な、建設費の安い逆転式ミルが最も好適であると考えられる。

しかしいずれの圧延方式によつてもストリップ圧延は下記のごとき長所を有しており、到底葉板圧延方式のおよびえぬところである。すなわち

(1) 原板の成分上、葉板圧延では熱間にて板を重ね圧延するので、板の接着を防止するため0.05~0.08%程度の隣を入れる。ストリップ圧延ではかかる必要がないので鋼の柔軟性はなほだ大で深絞りに適する。

(2) ストリップ圧延では製品は強力な冷間加工を経る故その後の焼鈍操作と相まつて、結晶粒子はなほだ微細で機械的性質も優良なるものがえられる。

(3) 強大なる圧延機、自動化された附帯設備などにより、製品の表面はなほだ美麗にして、厚みの誤差の少い製品がえられる。したがつてその後のプレス工程などにおいて連続自動作業が可能でロスもはなほだ少い。



第3図 ストリップ冷間圧延作業系統図  
Fig.3. Operation System Diagram of Cold Strip Mill Plant

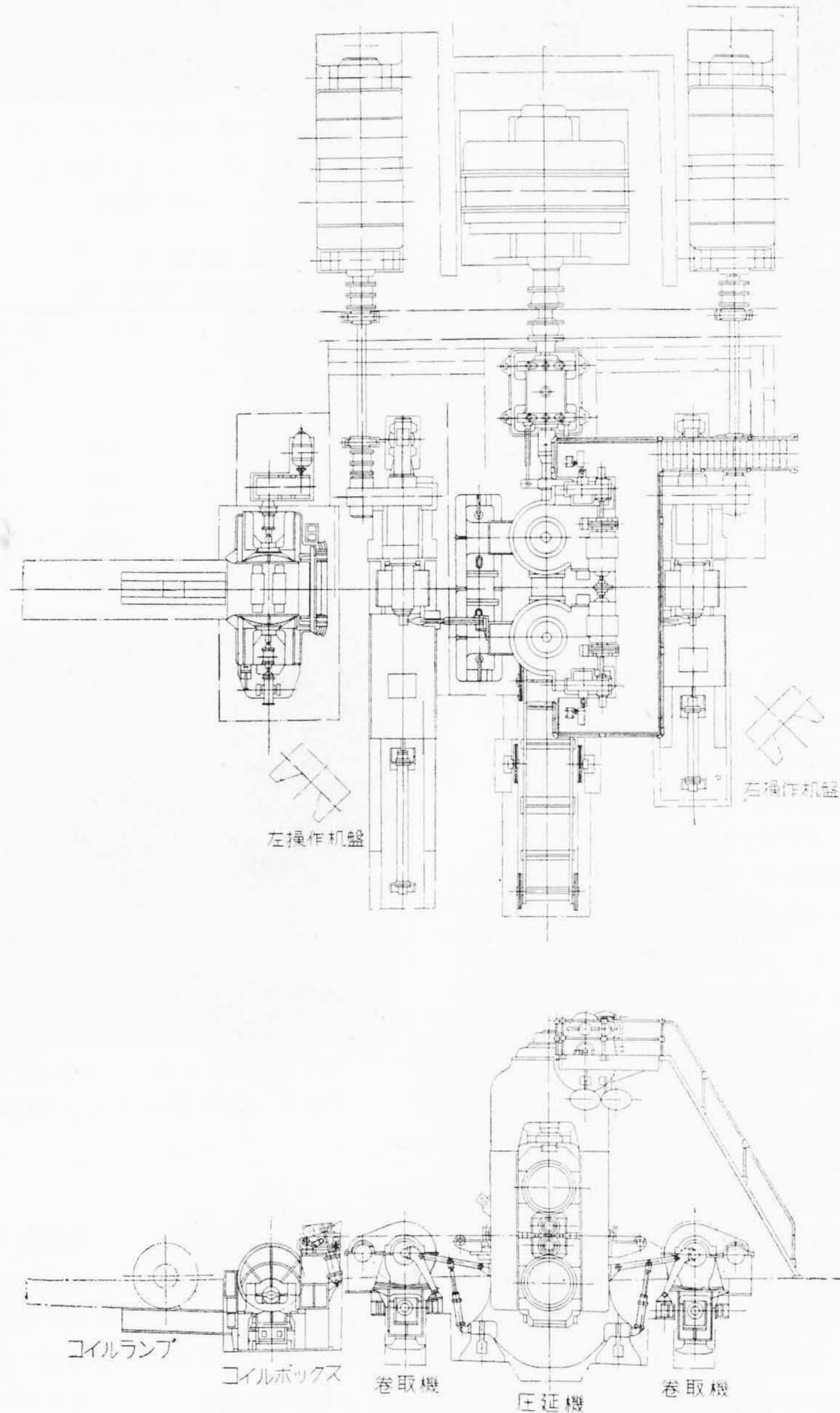
(4) 取扱う素材を大重量コイルとし、無駄時間、切代の減少などによる歩留り向上、ならびにミルの高速自動化による大量生産のためさらに製造原価の低下がもたらされる。

〔II〕 仕様の概要

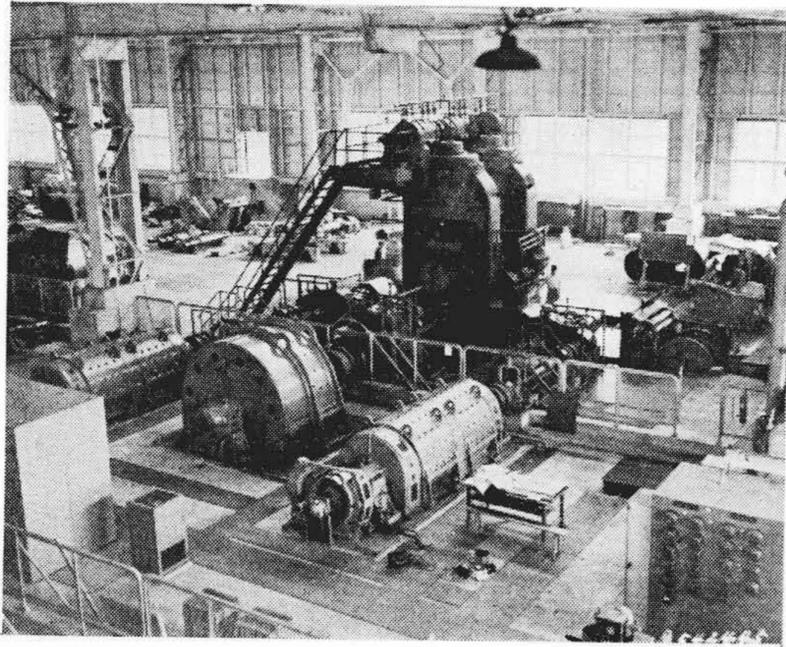
今回日本鉄板株式会社大阪工場に納入せるものは1スタンド逆転式ストリップ圧延機であつて、酸洗いされた素材コイルを受けて、薄板ゲージに冷間圧延を行い、つ

ぎの焼鈍、剪断工程に送るものである。その作業工程は第3図に示す通りであつて、機械の配置および作業状況は第4図～第6図に示す。

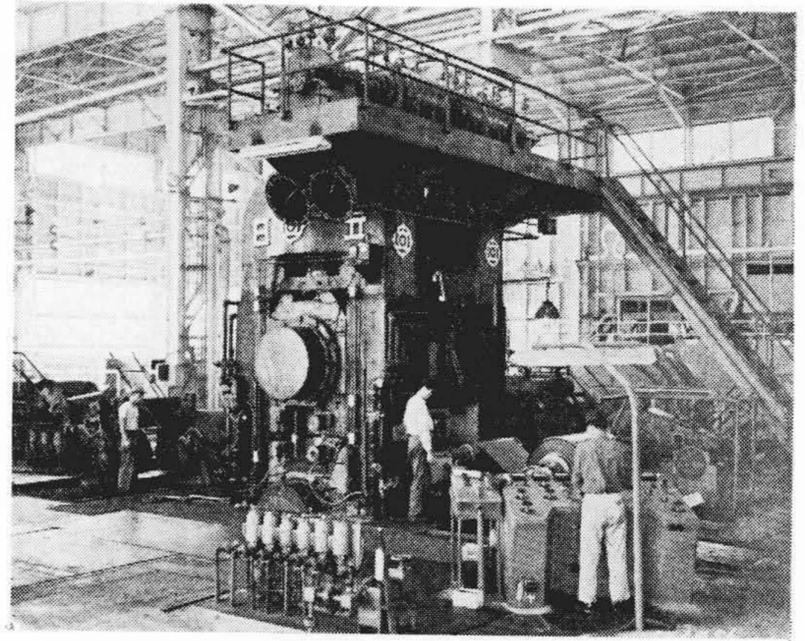
- コイル 極軟鋼 10t コイル (2.5t コイル 4本継ぎ)
- 寸法 厚さ.....2~2.3 mm
- 幅 .....950 mm 以下
- 外径.....1,500 mm 以下
- 製品ゲージ.....0.8~0.29 mm (最小 0.25 mm)



第4図 逆転式四重冷間圧延機配置図  
Fig.4. General Arrangement of 4 High Reversible Cold Strip Mill



第5図 42" 逆転式四重冷間圧延機 (操作側)  
Fig.5. 42" Four-High Cold Strip Mill (Operation Side)



第6図 42" 逆転式四重冷間圧延機 (駆動側)  
Fig.6. 42" Four-High Cold Strip Mill (Drive Side)

第1表 42" 逆転式四重冷間圧延機圧延計画  
Table 1. Rolling Project for 42" Four-High Cold Strip Mill

パス No.	ゲージ (mm)		圧下 (mm)	圧下率 (%)	圧延速度 (m/min)	テンション (kg/mm <sup>2</sup> )		ストリップ長さ (m)		パス時間 (min)
	入口	出口				入口	出口	入口	出口	
1	2.3	1.5	0.8	35	200	0	8	580	890	4.5
2	1.5	1.0	0.5	33	200	8	10	890	1,330	6.7
3	1.0	0.66	0.34	34	230	10	13	1,330	2,020	8.8
4	0.66	0.46	0.2	30	300	13	15	2,020	2,900	9.7
5	0.46	0.36	0.1	22	360	15	15	2,900	3,700	10.3
6	0.36	0.29	0.07	19.5	400	15	12	3,700	4,600	11.8

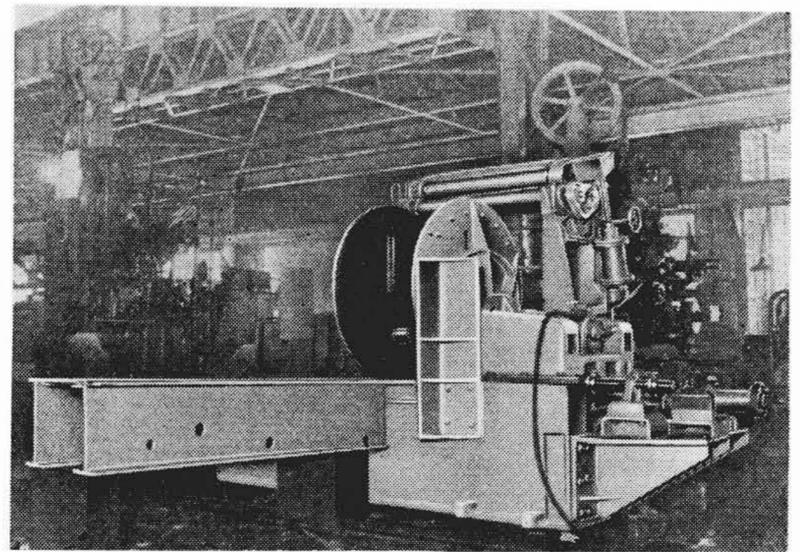
圧延速度..... ±650~±1,300 ft/min  
 ロール作業ロール..... 420φ×1,060 L  
 補強ロール..... 1,240φ×1,060 L  
 主電動機....1,600kW 0~±150~±330 rpm  
 巻取ドラム..... 510φ×1,000 L (ウェッチ型)  
 巻取用電動機....550kW (ダブルアーマチュア型)  
 0~150~600 rpm

標準圧延スケジュールとしては第1表のように選定した。この場合最高 10 t/h の能力を有するものであるが、実際運転の結果は余裕をもって達成できることが立証された。すなわち本圧延作業を約 5 パスにて行いうる。

以下に各機械の概要を述べる。

**コイルボックスおよびコイルランプ (第7図)**

素材コイルを受けて、圧延機へストリップを送り出し、またつぎのコイルを準備しておくためのもので、コイルランプは最大 1,500 mm 外径のコイルを同時に 2 箇保持することができる。コイルボックスは 2 本の支持ローラにてコイルを支え、また数箇のフリーガイドローラにてコイル外周を案内し、支持ローラが 7.5kW モータにて駆動されてコイルを送り出すものである。なおコイルボックスフレームには 3 本ローラ式矯正送り込機を附属せ



第7図 コイルボックスおよびコイルランプ  
Fig.7. Coil Box and Coil Ramp

しめて、ストリップを真直に矯正しつつ、圧延機へ送るようにした。

コイルボックスの送り出し速度は 10 m/min であるが、ミルがスピードアップすればフリーホイール式オーバランニングクラッチによりコイルボックスは空転するようになっている。また必要な場合は逆転しうるように逆転クラッチも備えている。コイルの中心は油圧式サイドガイドにより正しくミルのパス中心に合せうるものであり、コイルが解けて小径となった場合、躍り上るのを

防止するためにサイドガイドの中心付近に圧縮空気操作の心棒を設けている。

**ロールスタンド**

ロールスタンドは、ロール、ロール軸受、圧下装置などを収め、機械の精度に直接影響するもので、すこぶる頑丈な構造に製作されている。冷間圧延機では、すべて鋳鋼製閉頭式とされ、本機では1箇の仕上重量75tにもおよぶものである。脚部断面積は4,700 cm<sup>2</sup>であつて、1,000t以上にもおよぶ圧延荷重に対し変形少く、脚と窓部の直角度、窓部の平行度など特に厳重なリミットに抑えて製作されている。

**ロールおよび軸受**

補強ロール 1,240 φ×1,060 L 合金鋳鋼製であつて胴部硬度45°ショアー以上である。

作業ロール 420 φ×1,030 L 合金鍛鋼焼入ロールで胴部硬度90°ショアー以上。

これら4本のロールはいずれも強力な四列テーパ・ローラ・ベアリングにて支持され、作業ロール2本が主電動機によりピニオンスタンドを経て直結駆動され、補強ロールは作業ロールに接して、摩擦力にて回転される。この摩擦力をうるため、また全備重量40tにもおよぶロール、チョックなどを支えて、必要なロール間隙を作るために、下ロールのメタルチョック内に油圧シリンダを設け70 kg/cm<sup>2</sup>の油圧によつて、上ロールを押し上げるごとくにした。なお作業ロールは最も損傷がはなはだしいので、ロール組替は特に簡単なスリーブ、バランスウェイト式とし、高圧油の接手なども頻繁な取付取外しに対して簡便な型式のものとした。なお補強ロールの組替は組替台車を用い上下ロールを一組に重ねて、台車に乗せ、起重機にて引出す方式である。

ロール軸受は下記型式の国産品を使用し、米国チムケン社製品と互換性を持たせるようにした。給油は、手動式集中グリースシステムにより、適時適量の極圧グリースを圧送補給する方式である。

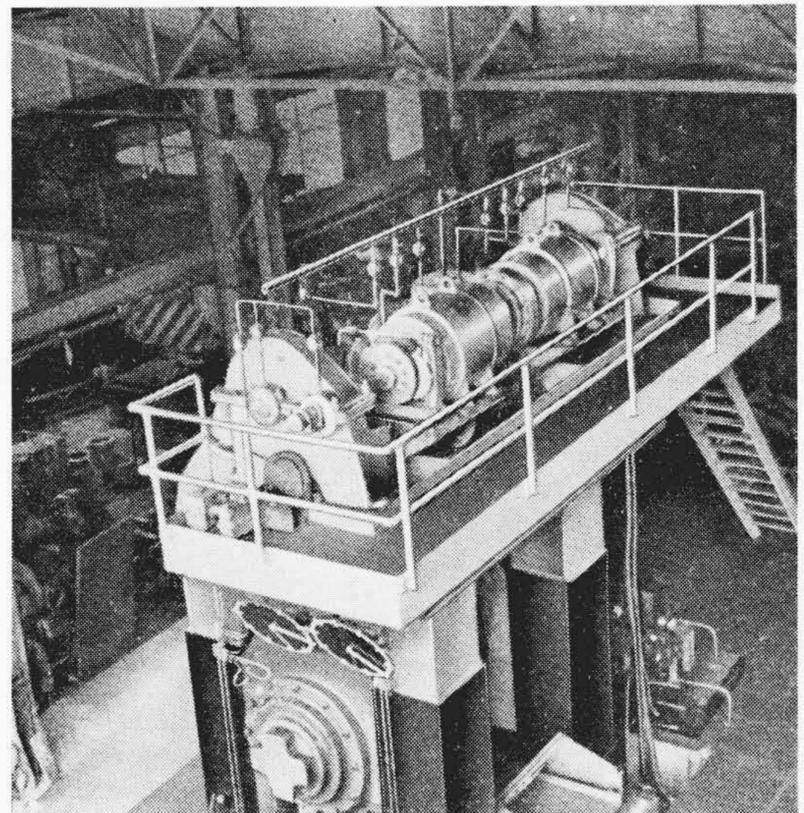
**ローラベアリング**

補強ロール用 チムケン No. E~17831 B  
(30'×42.5'×31')

作業ロール用 チムケン No. C~21930  
(9.625'×12.875'×7.625')

**圧下装置**

電動圧下方式とし、2台のモータを電磁クラッチにて連結し、左右同時または左右単独に圧下調整可能なるごとくした。圧下調整は操作机盤上より行い、同時上げ下げ、左上げ下げ、右上げ下げの6点とし、モータの起動トルクは250%であつて、圧延中も強力な圧下が可能である。圧下モータは35 kW 0~400~800 rpm 2台を使



第8図 圧下装置  
Fig. 8. Screw Down Mechanism

用し、軽負荷の場合、圧下ネジ昇降速度は最大0.2 mm/sである。一方材質面においても特に強力、小型であることが要求されるので、圧下用ウォームホイールはアルミニウム青銅、圧下ネジは高炭素鍛鋼、ハウジングナットはニッケル青銅製とし、精密な加工を施した。

また圧下ネジ下端には磁歪式圧延圧力計を設けて作業に便ならしめ、ロール間隙の指示はダイヤル指針式およびセルシン装置の2様を併用し、作業の便を計つてある。

**板押え装置**

最初のパスはコイルボックスを用うるため、バックテンションが不足しストリップの品質を低下せしめるので、入口側スタンド内に板押え装置を設け木片にてストリップを強く挟み、同時にサイドガイドによつて、ストリップの振れを強力に抑えるようにした。

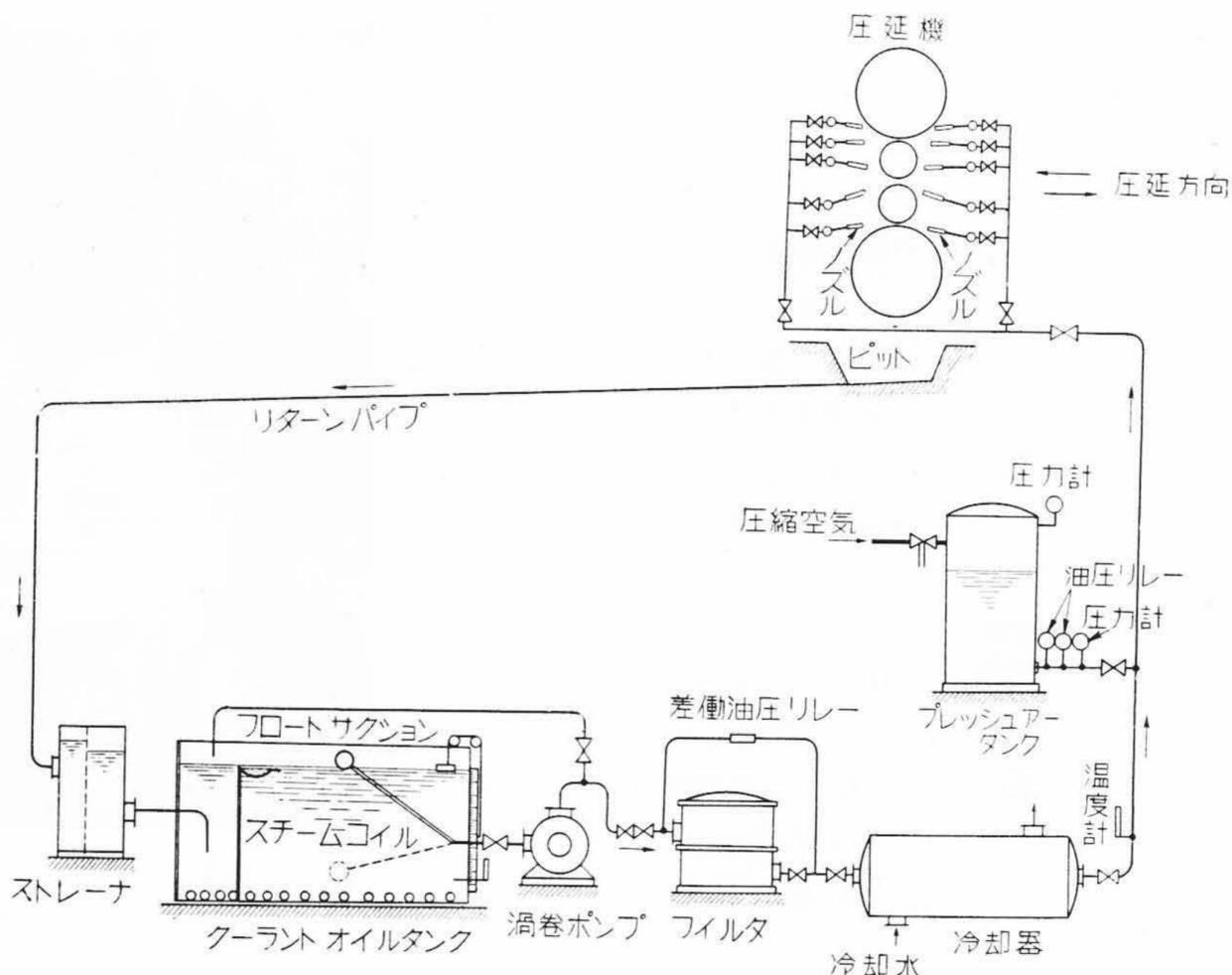
**ロールクーラントオイル循環給油装置**

ストリップミルでは、圧延速度早く、またパス当りの圧延仕事も大きいので、発熱はなはだしく、その冷却および潤滑方式が不備であれば、ロールカーブの不均一による製品への悪影響は勿論、ロールとストリップ間に焼付を発生し、圧延不能に陥るものである。したがつてローリングオイルの質、量、適用方法などの選定は、圧延技術上の重要問題の一つである。逆転式ストリップミルにおいては、概してソルブルオイルと水との乳化剤が使用され、パスの入口側にてロールおよびストリップ材にスプレイノズルによりフルッドブリケーションを行うのが一般であり、本機においてもこの方式を採用した。

クーラントポンプ.....2台  
GM-CH 2段タービンポンプ

第9図 ロールクーラント  
オイル循環給油系  
統図

Fig.9. System Diagram  
of Roll Coolant  
Oil Pump



吐出量..... 1,400 l/min  
揚程..... 50 m

ポンプモータは 20 kW 交流モータであつて、2 台のポンプは平行に接続されている。モータは、プレッシャータンクに取付けられた油圧リレーによつて、54~40 m の揚程間に自動的に油圧を調整するようになっていゝ。この循環系統は第9図に示すごとくであり、地下室に設けられたオイルタンクより、フロートサクシヨンを経てポンプへ吸出されたローリングオイルは、フィルタ、冷却器を経てスタンドへ送られる。ノズルより出たオイルはスタンド下面のピット内に溜り、こゝから地下のリターンパイプ内を流れて再びタンクへ戻るのである。

**高压油装置**

ロールバランス用およびその他の油圧操作のための高压油源となるもので、循環給油装置、クーラントポンプなどとならんで清浄なる地下室に設けられる。

高压油ポンプ：プランジャーポンプ.....1 台

吐出量..... 7 l/min

吐出圧....常用 70 kg/cm<sup>2</sup> 最高 100 kg/cm<sup>2</sup>

ポンプモータ..... 5 HP EF-KK 1,200 rpm

蓄圧器.....70 kg/cm<sup>2</sup> 22 l 容量 (重錘式)

**ロール機主駆動装置**

ロールの駆動は直結式であつて、主電動機よりギヤカップリング、ピニオンスタンドを経てユニバーサルカップリングおよびスピンドルにて2本の作業ロールを駆動するものである。ピニオンスタンドは密閉型とし、軸受はころがり軸受であつて、動力損失の減少と、精度の

保持を計つた。ピニオンはニッケルクローム鋼製サンダーランドダブルヘリカル機械切歯を有し、表面焼入を施して耐磨耗性を高からしめた。

**引張巻取機およびコイル拔出装置**

巻取ドラムは3片より構成され楔およびスプリングの作用により拡張収縮できる構造である。ドラムスリットは2箇所あり、最大 2.3 mm 厚さのストリップ端を強力に噛みうるもので、巻始めから最大 12 t のテンションがかけられる。またドラム先端には先端軸受を設け、撓みを最小としてストリップに一樣な張力がかかるよう留意した。

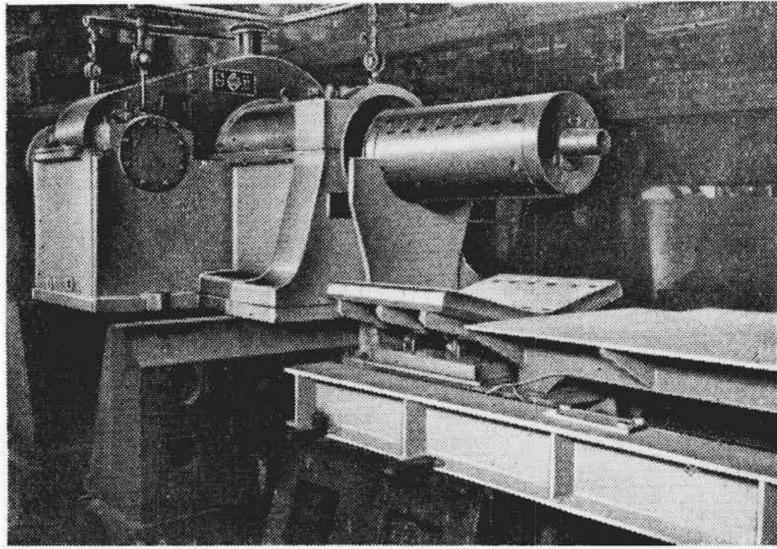
またコイル単重大で、ためにドラム上でコイルが完全に巻太つた場合、コイル外径をパスライン以下に置くことは、ドラム位置がはなはだしく低く、不便であるのでリールは下巻きとしドラム位置を適当にするとともに、作業中にもストリップ上下両面とも点検できるようにした。

なお2パス目以後は、ロール機前後面のリールとも働くものであつて、巻出側は発電制動を行つてストリップにバックテンションを与えるとともに電力を電源へフィードバックするものである。

コイル拔出装置はすべて油圧操作とし、強力にして確実な作動を行わしめるようにした。

**〔III〕 冷間ストリップ圧延機計画上の諸問題**

冷間ストリップミルの設計製作は、我国においては最初のことであり、種々難点に直面した。それらの問題はいろいろ調査検討の上解決し、本機の完成を見たのであ



第10図 510φ×1,000 L ストリップ巻取機  
Fig.10. 510φ×1,000 L Tension Reel for Strip

るが、各方面からの助言をいただいたものもまた多い。これらの諸問題のうち、計画に際して重要と思われる事項を概説して、今後の参考にしたいと思う。

(1) ストリップテンション

ストリップテンションは、きつしりしたコイルを形造り、また材料の絞り込みに対する防止策としてもぜひ必要であるのみでなく、下記のごとき特性をもつもので、ミルの計画に当ってはこれらの点を十分考慮しておかなければならない。

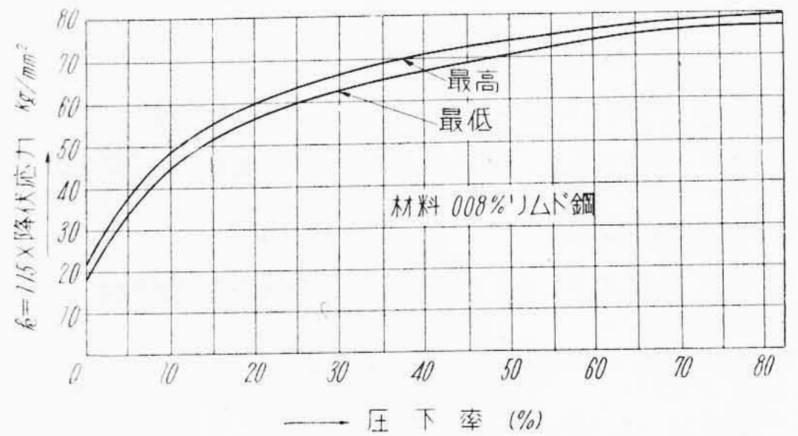
(a) 前後面テンションとも、圧延圧力を下げロール機の弾性変形を少なくして薄いストリップの圧延を容易ならしめる。この効果はロール径に比してストリップが薄く、強度に加工硬化された場合程著しい。圧延圧力の低下に対しては特にバックテンションの効果著しいが、次式によつてテンションの効果概算することができ、その精度も±5%程度である。

$$P = P_0 [1 - (t_b + t_f) / 2\bar{k}] \dots\dots\dots (1)$$

ただし

- P: テンションをかけた場合の圧延圧力 (kg)
- P<sub>0</sub>: テンションがない場合の圧延圧力 (kg)
- t<sub>b</sub>: バック (入口側) テンション (kg/mm<sup>2</sup>)
- t<sub>f</sub>: フロント (出口側) テンション (kg/mm<sup>2</sup>)
- $\bar{k}$ : 平均平面降伏応力 (kg/mm<sup>2</sup>)  
= 1.15 × (自由変形の場合の降伏応力)

(b) バックテンションは、圧延圧力を下げるとともにストリップの表面状態の改善に影響をもつので、仕上パスに近づくにつれてバックテンションを増大せしめる必要がある。特に薄いストリップは圧延中の少しの擾乱ですぐに絞り込みを生じ、大事故を発生し勝ちであるので強力なバックテンションで張りを与えておくことが大切である。



第11図 圧下率と平面降伏応力  
Fig.11. Curve for Plane Compressive Yield Stress of Mild Steel

(c) テンションはストリップ材の硬化に応じて増大すべきである。その程度は引張強さの30~60%とされている。しかし逆転式ミルでは巻取ドラムの機械的強度上から約30 kg/mm<sup>2</sup>以下に抑えられる。

(d) テンションをかけても正味圧延エネルギーはほとんど増減しない。圧延エネルギーとしては、材料が Homogeneous Compression により変形するためのエネルギー、ロールとストリップが強大な圧力下でスリップする場合に消費される摩擦エネルギー、ストリップ材中に貯えられる潜在エネルギーの三つが考えられる。このうち、変形エネルギーは圧下により変るもので、テンションとは無関係であり、潜在エネルギーは材料がごく軟い場合は、全エネルギーの約10%程度を占めるが、70%以上に加工硬化すると、ほとんど飽和するものでこれもテンションに関係ない。たゞ摩擦エネルギーのみはテンションにより多少影響をうける筈で、それは、圧延圧力の減少に伴いロールの弾性変形が少なくなつて、スリップ長さが短くなることによるのであつて、ストリップが薄い程著しく影響をうける。しかし通常の圧延においてはほとんど影響しないとみて差支えない。が、テンションをかけると、テンション動力に相当した分だけ、ロール駆動動力が加減されることはたしかである。

(2) 圧延圧力の算定

圧延圧力の計算に関しては古来多くの理論式が出されているが、簡単でかなり精度を期待できるものはほとんど見当たらない。計算が比較的手軽で工場設計者にて使用しうる程度の精度がえられるものの一つとしては、H. Ford および D.R. Bland 氏が Orowan の一般理論より発展せしめられた方式によるものがある。

$$P = \bar{k} \{ \sqrt{R' \Delta h} \} \{ (1 - t_b / \bar{k}) \} f_3(a.r.b.) \text{ (kg/mm幅)} \dots\dots\dots (2)$$

ここに

$P$ : 圧延圧力 (kg/mm 幅)

$R'$ : 平坦化したロール半径 (mm) (後述)

$\Delta h$ : (入口厚さ,  $h_1$ ) - (出口厚さ,  $h_2$ ) 圧下量 (mm)

$$a = \mu \sqrt{R'/h_2}$$

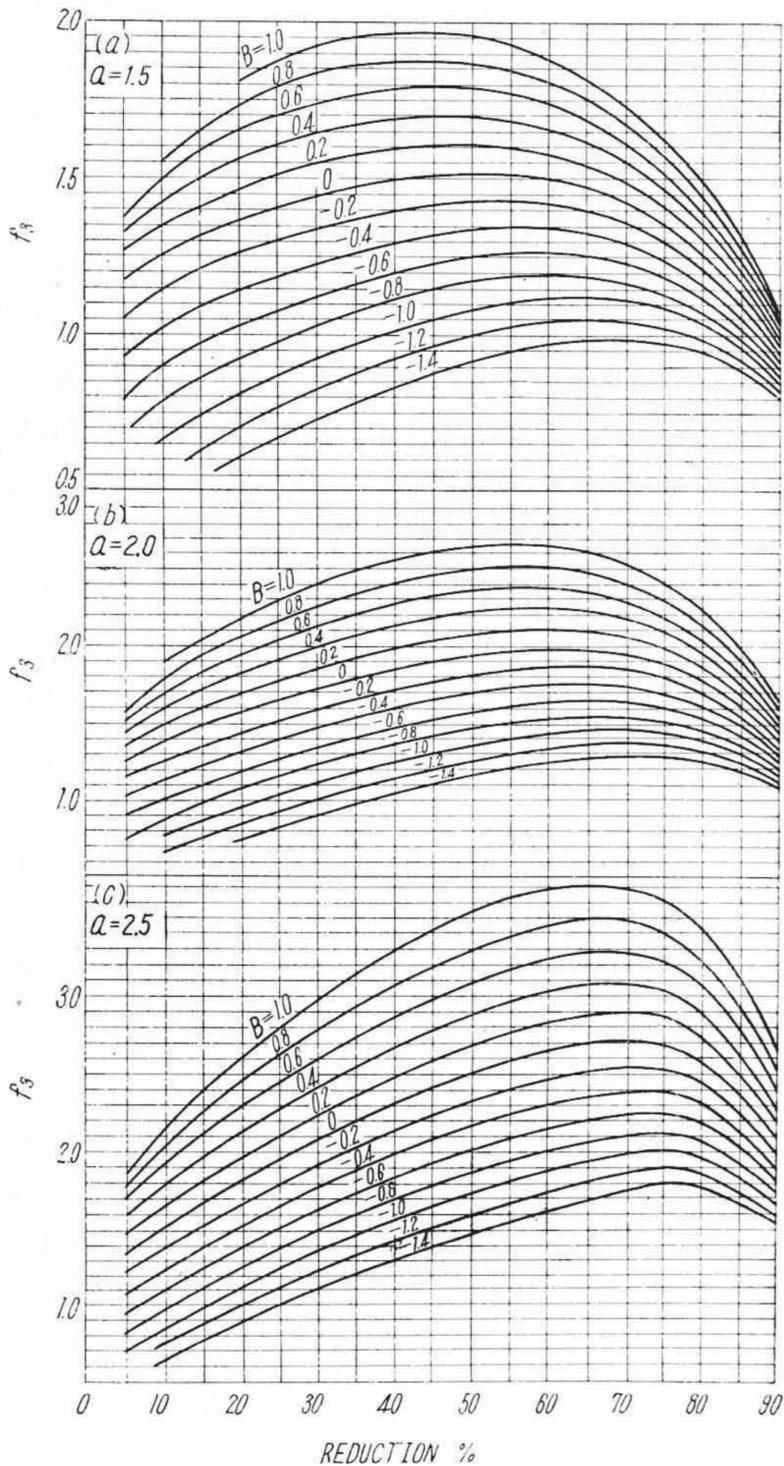
$\mu$ : ロールとストリップ間の摩擦係数

$$r = \frac{\Delta h}{h_1} \times 100\% \quad \text{パスリダクション}$$

$b = (1 - t_f/\bar{k}) / (1 - t_b/\bar{k})$ : テンションファクター

$$f_3 = \sqrt{\frac{1-r}{r} \int_0^{x_n} b(1+x^2)e^{2a \tan^{-1}x} dx} + (1-r)$$

$f_3$ は数値計算結果が図表としてまとめられており、その一例を第12図に示す。ただし  $B = \log_e b$  である。(2)式は張力の効果をも含めた理論式としては、かなり精度高く実用的である。しかし圧延速度の影響が考慮されてなく、またストリップが薄い場合は  $\mu$  の少しの変化で結



第12図 函数  $f_3$  のグラフ  
Fig.12. Curves for  $f_3$

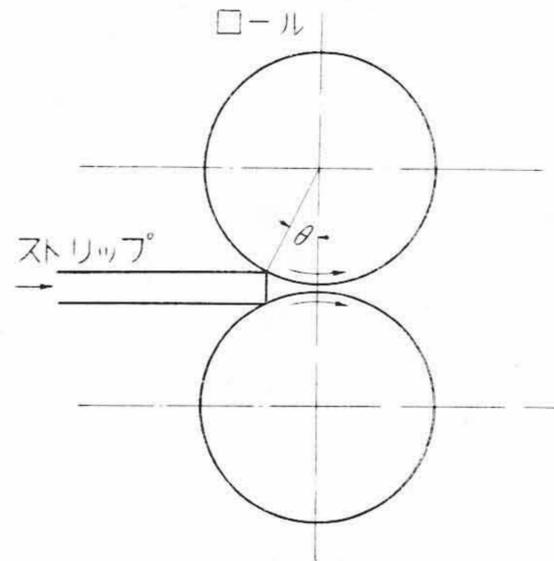
果がはなはだしく変化する欠点がある。したがって  $\mu$  の推定を誤ると誤差が大きい。

$\mu$  は bite friction とも称せられ、第13図に見るように噛込角  $\theta$  が摩擦角  $\rho = \tan^{-1}\mu$  よりも大きいと、材料はロール間に噛込まれないのであつて  $\mu$  が大きい程強力な圧下が可能である。しかし圧延中は  $\mu$  が大きいと材料は伸び難く、ある限度を越えると、ロールの弾性変形のみ増大し、材料は全く圧下されなくなる。また  $\mu$  の変化は材料の出口速度にも影響をおよぼすので  $\mu$  の算定は計画に際しての最も重要な事項である。

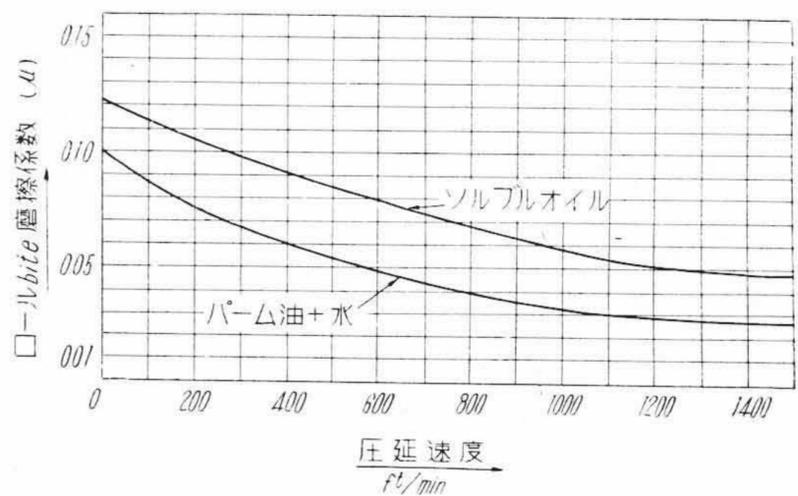
$\mu$  はロール表面の平滑さおよび硬度、ロールクーラントの質ならびに量などに左右されることは勿論であるが、圧延速度によつてもまたはなはだしく変化する。その一例を第14図に示す。したがつてこのことから、圧延可能な最小板厚および圧延中のゲージが速度により影響されることがわかる。

### (3) ロールの弾性変形と限界板厚み

冷間圧延における圧力は莫大なもので、ためにストリップと接触しているロール表面の一部ははなはだしく弾性変形している。これに関しては、Ford は、変形後も



第13図 噛込条件説明図  
Fig.13. Roll Bite Condition Diagram



第14図 速度と摩擦係数の関係  
Fig.14. Curves for Roll Bite Friction per Rolling Speed

ロール表面の形は円弧の一部であるとする考え方に立つて変形後の曲率半径  $R'$  を次式で与えている。

$$R' = R(1 + 2CP/\Delta h) \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots(3)$$

ただし

$$C = \frac{8(1-\nu^2)}{\pi E} \quad (\text{mm}^2/\text{kg})$$

$\nu$ : ロール材のポアソン比

$E$ : ロール材の弾性係数 (kg/mm<sup>2</sup>)

$P$ : 圧力 (kg/mm 幅)

しかして  $R'$  は前掲の  $a = \mu\sqrt{R'/h_2}$  なる関係により  $\mu$  と相まつて限界板厚  $h_2$  に影響する。Ford によれば実験上から  $a < 2.5$  が practical な限度とされている。

また M.D. Stone は V. Karman の理論式より出発し、これに Hertz の弾性理論を加味して、圧延可能な最小板厚みを与える式をつぎのように示した。

$$h_{\min} = 3.58 \frac{(2R) \cdot \mu \cdot (k-S)}{E} \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots(4)$$

ただし

$$S = (t_b + t_f)/2 \quad (\text{kg/mm}^2)$$

であつて、ほかの符号は前掲の通りである。これらの式を通覧すると薄いストリップを能率よく圧延するためにはつぎの事項を考慮せねばならぬことがわかる。

- (a) 作業ロール径をできる限り小径とすること
- (b) bite friction  $\mu$  を下げること。
- (c) 圧延速度をあげること。
- (d) ストリップ材の降伏応力を下げること。
- (e) 前後面ストリップテンションを増すこと。
- (f) ロール材の弾性係数を大とすること。

しかしながら以上の事項はすべて実際問題としては他の面から制約をうける。したがつて与えられた仕様に対しこれらをいかに選定するかは最も重要事項であつて、相反する要求を適当に調整して、最終決定がなされるべきである。

本機では取扱板厚は 2~0.3mm が最も能率的であり、限界厚みは 0.25 mm 前後と推察される。

(4) 圧延動力の算定

圧延に必要なトルクの計算は第15図に示すような考え方に基き、圧力中心までのレバー長さ  $a$  mm を求め、 $P \cdot a$  kg-m として算出することもできる。

ここに

$$a = X_2 - L/2 \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots(5)$$

であつて、

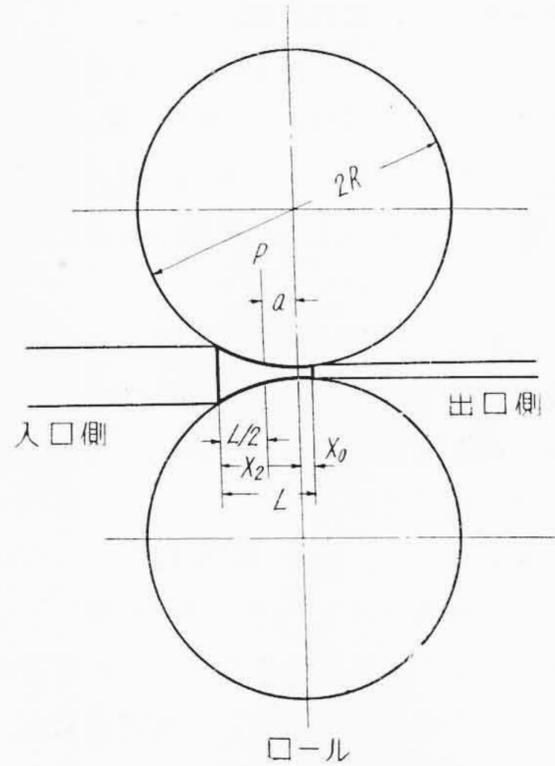
$$X_2 = \sqrt{R \cdot \Delta h + X_0^2} \quad (\text{mm})$$

$$X_0 = 8(1-\nu^2) \cdot R \cdot \bar{P} / \pi \cdot E \quad (\text{mm})$$

( $\bar{P}$ : 平均圧力 kg/mm<sup>2</sup>)

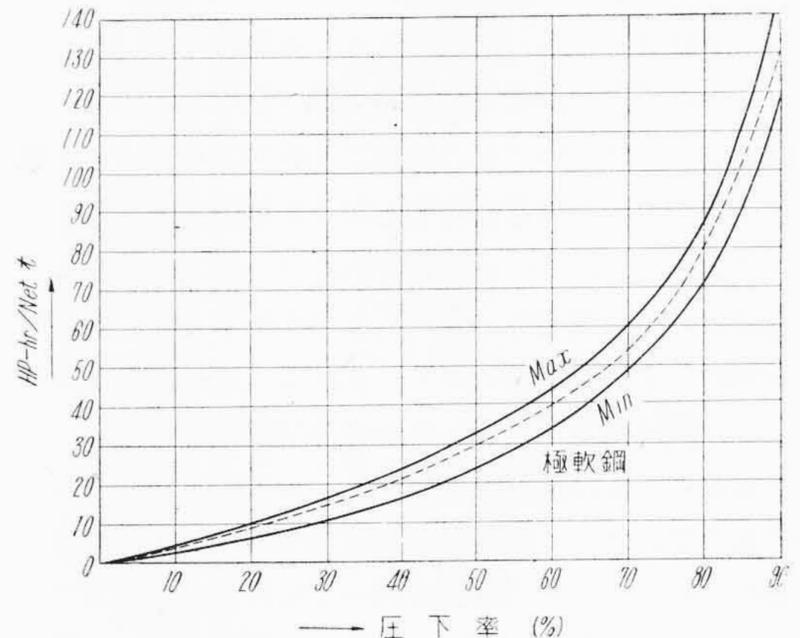
$$L = X_2 + X_0 \quad (\text{mm})$$

しかしながら  $\bar{P}$  の算定がまず問題となるわけであり、



第15図 圧力中心を示す説明図

Fig.15. Rolling Torque Arm Diagram



第16図 圧下率と圧延エネルギー

Fig.16. Curves for Rolling Power Calculation

特にロールの弾性変形が大きい場合は  $\bar{P}$  の正確な値を始めから推定することはほとんど不可能である。それにストリップミルに関しては、圧延馬力の実測資料も種々発表されており、極軟鋼に関しては第16図に示すようなエネルギーカーブを使用すれば最も手軽に算定できる。すなわちあるパスについての正味圧延馬力  $HP_0$  はつぎのごとくして求めうる。

$$HP_0 = (\text{パスについての } HP\text{-hr/t 値}) \times (1 \text{ 時間当りミルを出るストリップ重量の計算値, t})$$

また

$$(\text{ミルモータ } HP) = (HP_0) - (\text{巻取ロールの張力馬力}) + (\text{巻出ロールのブレーキ馬力})$$

である。なお、パスについての  $HP\text{-hr/t}$  値は、パス後の  $HP\text{-hr/t}$  よりパス前のそれを差引いたものである。

(5) ロールについての考察

逆転式ミルのロールは、粗から仕上圧延までたゞ一組のロールが酷使され、したがって表面の傷み方も激しい。

ロールの表面状態はたゞちに製品々質に影響するので、再三研磨する必要が生じ、稼働率を大いに低下せしめる。

したがってロール寸法、材質、硬度などの選定は、運転能率、建設コスト、製造ならびに圧延技術、電気制御などあらゆる面を考慮してなされねばならない。本機の場合与えられた仕様に対しては、もつと小径のロールでも強度上は差支えなく、昔は10"~12"というロールも使用されたが、最近ではもつぱら16"~20"として、再研磨間の寿命を長くして稼働率を高めるやり方がとられている。反面、圧延圧力は増大し、機械重量も、電動機容量も増加して建設費は嵩む傾向となる。

本機においては作業ロール径16.5"とし、最初硬度は90°ショアー以上とした。研磨代は25mmとした。

ロール材としては、一般にクローム鍛鋼が用いられるが、その組成の一例を示せば第2表の通りである。

補強ロールについては、強大な圧延圧力をうけても撓みが少なく、十分な容量を有する軸受を装着するに足るだけの寸法を有することが必要であるが、作業ロールとの接触線において莫大なHertz応力を発生し、このため表面剝脱による損傷が大きい。したがって補強ロール材は、このHertz応力に対しても十分な疲労強度をもつことが大切である。第17図は補強ロールの寿命に関する一例であつて、ロール削り代1mm当りの圧延t数を示したものであるが、表面硬度は同一でも材質によつてはなほ大きく成績が異つている。すなわち鍛鋼ロールが最も望ましいのであるが、仕上重量20数tにもおよぶロールを50~60°ショアーに焼入硬化することが製造技術上困難であり、非常に高価なものとなるので、一応合金鋳鋼ロールとし、ある程度使用した後で、鍛鋼製スリーブを焼嵌めする方式とした。

(6) ベアリングについて

最近の冷間ストリップミルにおいては、補強ロールには高級迂り軸受(モーゴイルまたはメスターベアリング)作業ロールには、ローラベアリングが好んで用いられている。思うに、迂り軸受では始動摩擦は大ではあるが、速度とともに負荷容量を増し、ネック径も大きくとりうる事が最大の長所であろう。しかしその反面、膨大な循環給油設備が必要で、その管理もまた大変である。ころがり軸受では、ネック径やゝ小となり、速度とともに負荷容量が低下する欠点はあるが、本機程度の中速度ミルではその低下もさしたることなく、給油はグリースにて足りるので、メタルショックの製作も維持もはなはだ

第2表 コールドストリップミル作業ロール組成の一例

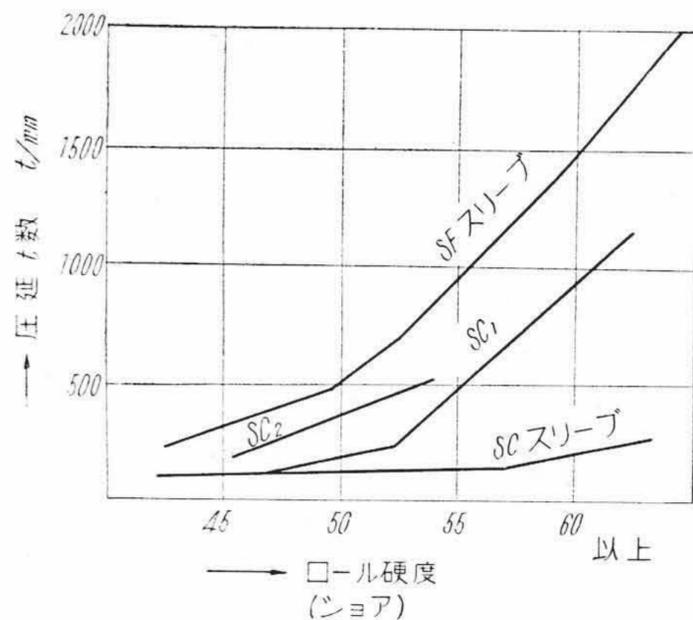
Table 2. Example of Composition of Roll for Cold Strip Mill

元素	C	Si	Mn	Cr	P, S
%	0.8~0.9	0.2~0.3	0.2~0.3	1.8~1.9	<0.03

第3表 新型ローラベアリングの特長

Table 3. Characteristics of New Type Roller Bearing

	在来のベアリング	新型(B.P)ベアリング
負荷能力の比	100	126
寿命の比	100	220
内径の比	100	117
外径の比	100	100
ネック応力の比	100	67
幅の比	100	106



第17図 補強ロールの寿命の一例

Fig. 17. Curves Showing Back-up Roll Life

簡単である。

なお Timken 社が近年発表した圧延機用新型ローラベアリングでは在来のものに比較して、同一外径でより大なるネック径とし、かつ負荷容量も増大せしめうるもので、本機ではこのタイプのベアリングを採用した。すなわちこのベアリングは第3表に示すごとき特長をもち、納入後の成績もよいようである。

(7) ゲージコントロールについての考察

ストリップミルにおいては、正確にして一様なゲージの製品を最も能率よく圧延することが究極の目的である。

したがって設計に際しては、ゲージ変化の原因をよく考察し、実際運転においてす早くゲージの調整ができるようにしておかねばならない。近時、自動ゲージ制御に

ついて新しい試みが発表されつつあるが、まだ工業化の域には達しておらず、本機についても、定張力制御を自動的に行うのみで、他の要因によるゲージ変化は、作業者の技術により、張力、圧下を変えて補正する方法とした。

これは即応性に欠けるが、中速度のミルではそのためのオフゲージの率もさしたることはない。

ゲージ変動の原因としてはつぎの事項が考えられる。

- (a) 素材厚みの変化
- (b) 素材の機械的性質の変化
- (c) ロールの偏心、圧下調整の不備、ロールカーブの不適等のミスセッティング
- (d) ロールクーラントオイルの変化
- (e) ストリップテンションの変化
- (f) 圧延速度の変化（特にストリップ薄く硬化せる場合に著しい）

以上の要素がゲージに影響する機構を考察すると、第18図に示すように、最初  $h_0$  にセットされたロール間隙は、圧延中はミルの弾性変形のため  $h_2$  にひらき、ストリップの出口厚さは、 $h_2 + (\text{ストリップ材の弾性復帰量})$  となる。

今ストリップ出口厚さを近似的に  $h_2$  に等しいと考えると、ミル全体を一つの強力なバネ系と考えて、圧延圧力  $P$  と最初間隙  $h_0$ 、ストリップの出口厚さ  $h_2$  との間につきの関係式が成立する。

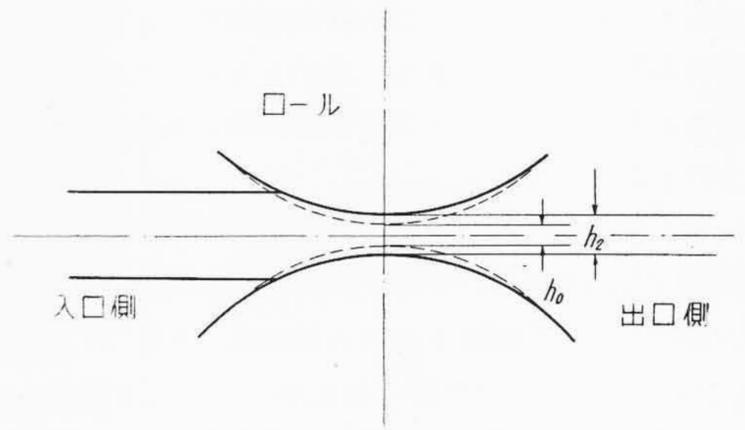
$$P = K(h_2 - h_0) \quad (\text{kg}) \dots\dots\dots (6)$$

ただし  $K$ : ミル全体のバネ常数  $\text{kg/mm}$

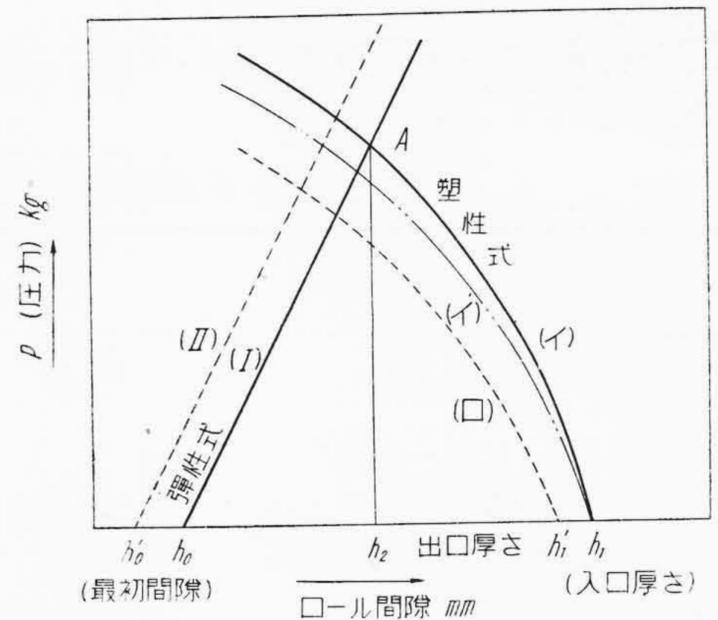
(6)式は圧延の弾性式と呼ばれるもので、 $K$ は機械に対しては一定である。また  $h_0$  は圧下の調整によつて変化し、第19図 (I) の弾性式のカーブを (II) のごとく平行移動することになる。

一方ストリップ材の降伏応力 ( $\bar{k}$ )、ロール半径 ( $R$ )、ストリップテンション ( $t_b, t_f$ )、ロールとストリップ間の摩擦係数 ( $\mu$ ) などが既知であれば、ストリップ材を  $h_1$  より任意の厚さまで圧下する場合の圧延圧力は(6)式とは全く無関係に、たとえば(2)式にて求めることができる。これが圧延の塑性式と称せられ、第19図(イ)(ロ)のカーブがそれである。素材厚みの変化はこのカーブの起点を変えることであり、テンションまたは  $\mu$  さらには  $\bar{k}$  の変化は、カーブの曲率を変え、たとえば(イ)が(イ)'のごとくになる。

これら2つのカーブの交点(A)がすなわち実際の圧延条件であつて、ゲージ変化の要因が変わることは交点(A)が変わることを意味し、したがつて厚さが変わるわけである。すなわち、出口ゲージを一定にするためには、制御可能



第18図 ロール間隙と出口厚さの関係  
Fig.18. Relation between Roll Gap and Strip Thickness



第19図 ゲージ変化機構説明図  
Fig.19. Diagram to Explain Gauge Variation Mechanism

な要因を調整して、弾性式と塑性式の交点を定められた  $h_2$  上にもつてくればよいわけである。

圧延中に制御可能な量としては、圧下調整、ストリップテンション、または摩擦係数などが考えられる。 $\mu$  の制御は定性的には可能であるが、定量的には行い難い。したがつて圧下調整による法 (S-Method と呼ばれる) または、張力調整による法 (T-Method と呼ばれる) のいずれか、または両者が実際上には用いられる。T-Method はストリップが薄い場合、僅かのゲージ変化を是正する場合に有効であり S-Method は圧下機構が強力鋭敏ならばすべての場合に有効であるが、その精度はミルのバネ常数  $K$  と関係がある。ミルのバネ常数を大ならしめること、すなわちミル全体の剛性を高く設計しておくこととゲージ制御を容易ならしめる。本機の場合  $K \approx 500 \text{ t/mm}$  程度である。

[IV] 結 言

本機は本邦最初の純国産薄板用大型ストリップミルであつて、昭和29年夏輝やかな完成を見、その後の実績

も見るべきものがある。この種圧延機の設計製作を全く日本人の手のみにて完遂し、成功をみたことは業界の認識を改めたとともに、日立製作所の総合技術の真価を発揮したものといえよう。

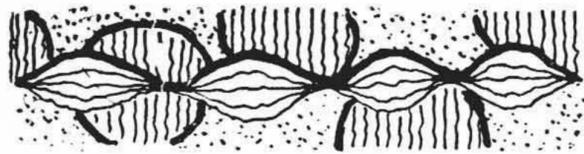
しかしながら、本圧延機の設計に当っては、実際運転の資料少く、米国コンチネンタル社、八幡製鉄株式会社その他の方々から経験上の有力な御教示を賜った所が多い。ここに紙上をかりて厚く御礼申し上げる次第である。

なお納入後の実績からも種々貴重な資料がえられた。今後はこの経験を生かし、ますます研究改良を加えて、世界の水準を抜く圧延機を市場に送り出すべく努力する

つもりである。

参考文献

- (1) Under Wood: The Rolling of Metals Vol. I
- (2) H. Ford, D. R. Bland: Cold Rolling with Strip Tension, Journal of the Iron and Steel Institute (1951 May; 1952 July; 1952 Nov.)
- (3) M. D. Stone: Rolling of Thin Strip: Iron and Steel Engineer (1953, Feb.)
- (4) A.I.S.E.: The Modern Strip Mill (1941)
- (5) 桑原康長: 鉄鋼の冷間圧延 (誠文堂新光社)



特許と新案



最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その1)

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
特許	212278	合成樹脂材	日立工場	鶴田四郎 高野憲三 間瀬喜幸 萩野好夫	30. 3. 18
"	212279	合成樹脂材料	日立工場	鶴田四郎 高野憲三 間瀬喜幸 萩野好夫	"
"	212287	誘導電磁装置	日立工場	今前橋一 敏川明	"
"	212289	高速度電路遮断器	日立工場	滑川清	"
"	212292	粒体分離装置	日立工場	橋本清 諫典	"
"	212294	電気扇風機俯仰装置	日立工場	滑川清	"
"	212290	コールカッタの逸走防止装置	亀有工場	小林喜八郎 盛武賢	"
"	212293	カーブドジブを有するコールカッタの環鎖型カッタチェン	亀有工場	盛武賢	"
"	212283	ポット精紡機における導糸装置	川崎工場	薄松正四郎 本源次	"
"	212285	ポット紡機の糸切時における送出し自動停止装置	川崎工場	薄正四	"
"	212288	点火栓	多賀工場	服部順一	"
"	212291	扇風機速度調整装置	多賀工場	山家正道	"
"	212282	精紡機用自動掃除機の運転制御装置	亀戸工場	伊藤虎男	"
"	212284	精紡機用自動掃除機の運転制御装置	亀戸工場	伊藤虎男 益田貞三 大農利 沢靖夫	"
"	212280	X線管用陽極製造装置	茂原工場	宇多村幸彦	"
"	212281	頻度計回路	中央研究所	今井宗丸	"
特許	212286	放電灯寿命急速測定装置	中央研究所	伴野正美 江本正 谷口栄 町田充	30. 3. 18
実用新案	425885	船舶用直流機保護装置	日立工場	田附修	30. 3. 17

(第27頁へ続く)