

解 説

UDC 621.771.23-57

圧延機駆動設備の最近の進歩*

徳 光 健 一**

Recent Development of Rolling Mill Drive Equipment

Ken-ichi TOKUMITSU

1. はじめに

近年における日本鉄鋼業の躍進は目覚ましいが、特に圧延部門においてはおよそ 10 年前から圧延機の製造が全面的に国産化になって以来その進歩は著しく、今日における我が国の圧延設備の製造と操業はともに世界のトップレベルに位置しているといえる。そして圧延設備発達の中心となってきたのは大型化と高速化であり(図 1, 図 2 参照)。これは高生産性、品質の高度化といった時代の要求にこたえたものであつたわけである。圧延機の駆動設備はそうした大型化と高速化に対処してきた結果今日では著しい進歩を見せている。本稿では、比較的重荷重となる鋼板用圧延設備を中心に、それらの電動機と機械駆動装置の動向について述べることにする。

2. 圧延機の駆動形態

電動機による圧延機のロール駆動方式には、圧延機の種類、用途に応じて種々の形態が採用されている。表 1 に鋼板用圧延機に数多く採用されている典型的圧延機の駆動形態について示す。鋼板用圧延機としてはこの表の他にゼンジャー式やプラネタリー式などといった特殊な圧延機もあり、駆動形態にはさらに多様なものがあるが

ここでは省略することにする。なおこの表の基本形態の変形として従来レバース圧延機などに見られる上ワークロールをアイドルにした圧延機が熱仕上圧延機に出現してきたことや、ワークロールとバックアップロールとの間に中間ロールを置いた六重式圧延機が出現したことが最近注目されており、その動向を今後見守つていきたい。

3. 電 動 機

3.1 直流電動機

3.1.1 高速大容量化

圧延設備の高速化、大型化にともない駆動用電動機も高速大容量化が急速に進みつつある。直流電動機は種々の制約条件から出力容量に製作限界があり、この限界出力は一般に出力 P (kW) と回転数 n (rpm) の積で表され、従来は $P \cdot n = 1.8 \times 10^6$ (kW·rpm) 程度とされていた。その後設計製作技術および材料が進歩し、最近では従来の限界出力を越えた大容量の電動機が製作されるようになってきた。これは主として電子計算機を使用した整流性能の解析技術の進歩および絶縁技術の進歩に負うところが大きいからである。限界出力の値は、最近では、 $P \cdot n$ と界磁制御による速度範囲の積、すなわち、

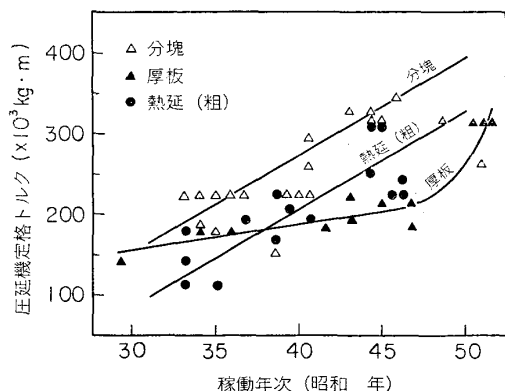


図 1 圧延機定格トルクの推移

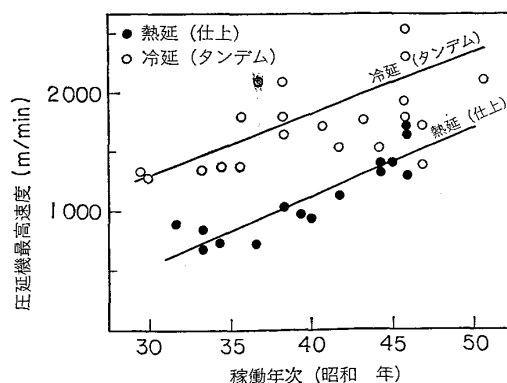


図 2 圧延機最高速度の推移

* 昭和 52 年 10 月 28 日受付 (Received Oct. 28, 1977)

** 日本鋼管(株)建設本部長 (Nippon Kokan K. K., 1-1 Minamiwatarida Kawasaki-ku Kawasaki 210)

表 1 圧延機の駆動形態一覧

分類	圧延機例	駆 動 形 態
1	分塊 厚板 熱延 (粗)	
2	熱延 (粗)	
3	熱延 (粗) 熱延 (仕上) 冷延	
4	熱延 (仕上) 冷延	
5	熱延 (仕上) 冷延	
6	冷延	
7	冷延	

R : ロール (2重, 4重)
 P : ピニオンスタンド
 G : 駆動歯車 (減速)
 G' : " (増速)
 M : 電動機 (1~3 モーター)

$$M = P \cdot n \cdot \frac{\text{Top Speed}}{\text{Base Speed}}$$

で表されることが多くなっている。この M の値は、現在は表 2 に示す値程度となっている¹⁾。

その結果、従来は 2 電機子 (ダブルアーマチャー) または 3 電機子 (トリプルアーマチャー) 構造であった容量の電動機が、それぞれ単電機子 (シングルアーマチャー) または 2 電機子構造で製作されるようになってきている。

3.1.2 小型軽量化および低慣性化

限界出力の増大と並んで電動機の小型軽量化および低慣性化が進んでいるが、これは主として絶縁技術の進歩および電動機の高圧化によるものである。1967 年頃から圧延機用大型直流電動機にも F 種絶縁が採用されてきたが、さらに 1973 年頃からは H 種絶縁が採用され始め、徐々に F 種から H 種に移行しつつある。H 種絶縁は耐熱特性の優れたフィルムと無溶剤ワニス为主体とした

表 2 限 界 出 力 値

圧 延 機 の 種 類	M 値
分塊, 厚板など	2×10^6
熱延 (仕上) など	5×10^6
冷延 (タンデム) など	3×10^6

絶縁方式で、許容温度上昇限度が F 種絶縁に比べ約 20 deg 高くなるのでコンパクトな設計が可能となり、軽量化および低慣性化に貢献するものである。一方、F 種絶縁材料を使用した新しい絶縁方式も開発されている。これは真空含浸方式と呼ばれるもので、真空状態の下で電機子全体の樹脂含浸を行うものであり、絶縁処理のボイドレス化により熱伝導の向上、温度分布の均一化が図られ小型軽量化に役立つものである。

圧延機用大型直流電動機の電圧は大部分が 750 V であつたが、最近では 750 V 以上の定格電圧の電動機が製作されるようになってきた。現在は直流電源装置はほとんどがサイリスタであり、電動機の高圧化は高圧大容量サイリスタの開発に負うところが大きい。最近では電動機の容量、用途に応じて 750~1200 V の間で最適電圧が選ばれるようになってきている。軽量化および低慣性化により、電動機の据付け面積および建家の縮小が図られるとともに、加減速パワーの減少により圧延能率の向上が可能となつている。

3.1.3 信頼性の向上

電子計算機を利用した各種解析技術の進歩により、電動機の機械的、電気的特性が詳細に検討されるようになり、信頼性が大幅に向上している。定常状態および過渡状態における各部の応力が定量的に求められるようになってからは、TAF (詳細は後述) や発生スラスト力を考慮した十分な機械強度を持った最適形状の設計が可能となつている。また各部の温度分布が正確に計算で求められ、合理的な損失配分、冷却空気的最適配分によつて局所的な温度上昇の防止が可能となり、絶縁技術の進歩と相まって耐熱性能が向上している。

直流電動機においては整流性能は極めて重要な項目である。特に圧延機用電動機については過渡整流性能が重要である。磁束分布の詳細計算や補極形状の最適計算が可能となり、ブラシのしゅう動特性の安定化、高性能ブラシの開発、整流子構造の安定化などとともに、整流性能の向上が図られている。

3.1.4 安全性の向上

直流電動機は整流子とブラシという接触集電部および摩る部分を持っているため定期的な点検保守が必要であり、安全性の良否は重要な項目となつている。大型直流電動機の冷却は最近ではほとんどがユニットクーリング方式と呼ばれる閉鎖循環通風方式である。この方式によ

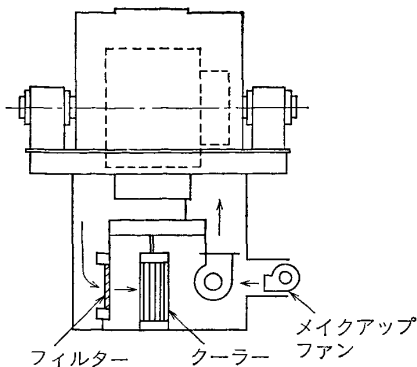


図3 ユニットクーリング方式の例

ると外部からのダストの侵入が防止されるのみでなく、冷却空気の温度制御、湿度制御が容易で整流子の状態を最適に保つことが可能である。図3にユニットクーリング方式の一例を示す。さらにタンデム型ブラシホルダーや定圧力バネの採用によりブラシのしゅう動特性の安定化が図られ、その上点検周期の延長を目的とした長尺ブラシも開発されている。

大型直流電動機の軸受はほとんどがすべり軸受であるが、高圧ジャッキングポンプの採用により潤滑性能の向上が図られるとともに、サイリスタ電源に起因する軸電圧に対しても十分な防止対策が施され、軸受回りの安全性が向上している。最近のプラントには保全の効率化を目的とした各種の計測監視装置が設置される場合が多い。主なものは電動機各部の温度、冷却空気の温度、湿度、軸トルク、スラスト力、整流火花などである。

3.2 交流電動機

交流電動機は堅ろうな構造と保全の容易さにおいては直流電動機よりもはるかに優れている。しかし可変速制御特性においては直流電動機を持つ優れた特性に及ばないため圧延機駆動用としては定速駆動用の用途に限定されてきた。最近の高圧大容量サイリスタの開発を中心としたパワーエレクトロニクスの進歩により、交流電動機の周波数制御は直流レオナード方式とほぼ同等の速度制御特性が得られるようになってきた。圧延機駆動用として数百 kW 程度の容量の製作実績がすでにあり、数千 kW の容量についても技術的な問題はほとんど残っておらず、交流駆動は今後ますます増えていくものと考えられる。周波数制御の方式はサイクロコンバーターとインバーターに大別される。前者は商用交流電源から直接可変周波数に変換するものであり、後者は交流電源をいったん直流に変換し、再び可変周波数の交流に変換する方式である。

交流電動機は整流性能の面からの制約条件がないために高圧化が容易で、周波数制御方式の場合でも定格電圧は 4 000~5 000 V 程度まで可能である。従って GD² も同一容量の直流機よりも小さくなり大容量化も容易である。一例として表3に 8 400 kW、110/275 rpm の圧延機

表3 直流電動機と交流電動機的设计仕様比較表

設計仕様	直流電動機	交流電動機
回転子構造	2 電機子	円筒界磁形
定格電圧 V	1 200	5 000
定格電流 A	2×3 760	1 030
GD ² ×10 ³ kg・m ²	220	185

駆動用電動機についての直流機と交流機的设计データの比較を示す。

4. 機械駆動装置

電動機の出力を圧延機のワークロールに伝達するものが機械駆動装置であり、主要な構成としては駆動歯車とミルスピンドルカップリングに分けられる。次にそれぞれについての概要を述べよう。

4.1 駆動歯車

圧延機を駆動する駆動歯車は主減速機の大歯車、小歯車およびピニオンスタンドの分配歯車であり、年々増大してくる駆動出力、負荷トルクに対して種々の改良が加えられ、今日では十分に信頼性の高いものになっているのでそれらについて述べる。

4.1.1 駆動歯車の強度

駆動歯車の強度設計には AGMA, BS, DIN, 機械学会の式, JGMA などが使用され、また各ミルメーカーにおいても独自の式が開発されているようである。それらの中で最も多く使用されているのが AGMA である。表4にその基準を示す²⁾。最近の駆動歯車設計においてはこの C_{SF} , K_{SF} を十分上回るよう配慮されており、高い信頼性を有している。

4.1.2 溶接歯車

従来は主減速機大歯車に鋳鋼歯車を使用していたが、歯車材質の新開発や溶接、熱処理技術が向上したことにより今日では溶接歯車が多く採用されている。この結果

(1) 歯材質が鋳鋼から鍛鋼になるので鋳巣、偏析のない均一な材質となり、強度が約 30% 高くなる。

(2) 歯材に特殊材が使用でき、歯面硬度が高くなるなどによりその耐久性が著しく向上してきている。

4.1.3 歯切り技術

高速、重荷重といった駆動歯車の使用条件に耐えるために高硬度の材質が使用され、その仕上げは高精度を要求されてきた結果、歯切り技術が年々向上して超硬ホブが発展した現在では、普通のホブで Hs 45° 程度しかできなかった歯切りが Hs 75° のものまで可能となってきた。また従来多く使用されていた低歯に対し、最近ではかみ合い率をアップした並歯が多く使用されてきていることも注目すべき点である。

4.1.4 駆動歯車の軸受と潤滑

以前の駆動歯車の軸受は衝撃が大きく高荷重となるた

表 4 鋼板用圧延機の作用係数 C_{SF} , K_{SF}

圧延機の分類	C_{SF} , K_{SF} の値		備 考
	可逆	非可逆	
分塊 厚板 熱延 (粗) 熱延 (仕上) 冷延	2.75 2.50 2.75 1.25	1.75 2.00 1.75 1.25	$C_{SF} = \frac{P_{ac}}{P_{sc}} *$ $K_{SF} = \frac{P_{at}}{P_{st}} **$

* C_{SF} : 歯面強さに対する作用係数 P_{ac} : 歯面強さに対する許容伝達馬力 P_{sc} : 圧延機的作用伝達馬力** K_{SF} : 曲げ強さに対する作用係数 P_{at} : 曲げ強さに対する許容伝達馬力 P_{st} : 圧延機的作用伝達馬力

めすべり軸受であつたが、ころがり軸受製造技術が進歩した昨今においてはほとんどころがり軸受が採用されている。その結果、動力損失が少なくなる、軸受の組立てと保守が容易となるといったメリットが出ている。また潤滑油については水分離性の良好な S-P (いおう-りん) 系の歯車用油が開発され、歯面の安定に大きな役割を果たしている。

4.2 ミルスピンドルカップリング

ミルスピンドルカップリングは、十分な強度を有し耐久性があること、ロール組替えが容易であること、GD²が小さいこと、分解、組立てが容易なことなどの条件が必要であるが、特にロール側においては外径制限が厳しいために駆動系の最弱部になる場合が多く、保守上の問題がかなり残されているのが現状である。鋼板用圧延機への各形式の適用、伝達トルクを表 5 に示す。どの形式にも長所、短所がありまだ完ぺきなミルスピンドルカップリングに至っているものがないのが現状であるが、以下に各形式の概要を述べてみたい。

4.2.1 ユニバーサルカップリング

このミルスピンドルカップリングはスリッパタイプと呼ばれ、最大傾斜角 9° ぐらいで回転がやや円滑であ

表 5 ミルスピンドルカップリングの適用と伝達トルク比較

形 式	圧延機の適用		許容伝達トルク
(1) ユニバーサル カップリング	分厚 熱	塊板 延	スイング径 1.0m SNM 8 450 T·m
(2) ギャー カップリング	熱 冷	延 延	スイング径 1.0m 傾き角 3° SNC22 200 T·m
(3) ユニバーサル ジョイント	熱 冷	延 延	スイング径 1.0m 傾き角 3° SNM25 390 T·m

り、寸法に比して大きなトルクを伝えることができ、構造が簡単で部品の交換が容易であるなどの利点から、比較的衝撃が大きく低速大トルクを必要とする圧延機に使用されている。圧延機が大型化し駆動トルクが増大しても圧延ロール径をそれほど大きくできぬため強度バランスの設定に苦慮することが多い。図 4 に強度バランスの一例を示す。一般に大型圧延機では圧延ロールのツアッペン部が最弱部になることが多く、特にロール材質が鋳鉄製の場合にはその強度を確保するのは容易でないといえよう。このタイプの最大の欠点はスリッパ部の摩もうである。電動機側のカップリングは外径制限が緩くスリッパ部の面圧が下げられ、潤滑もドックハウスによるオイルシャワー循環方式が確立して問題は解決されているが、ロール側については

(1) スリッパ部の面圧が高く油膜切れが起きやすい。

(2) ロールに近いシールが不完全で水、スケールなどの異物が入りやすい。

(3) 給油は回転シールを要し、油回収が難しい。

など多くの問題がまだ解決されていない。スリッパの材質は、ALBC-3, SAE430B などが多いが使用面圧は 10 kg/mm² を超える場合が少なくない。給油方式はスリッパリング式、オイルミスト式、ドックハウスによるオイルシャワー循環方式など種々試みられているが、まだ十分なものは得られていない。現在ロール側スリッパの摩もうによる取替え周期は 2~6 カ月であり、給油方式の確立が当面の課題である。また高速ミルの場合にはスリッパ部の発熱という欠点のため適用すべきではないといえよう。

4.2.2 ギャーカップリング

このタイプのミルスピンドルカップリングは回転が円滑で潤滑が良好なためカップリング部の発生熱量が少な

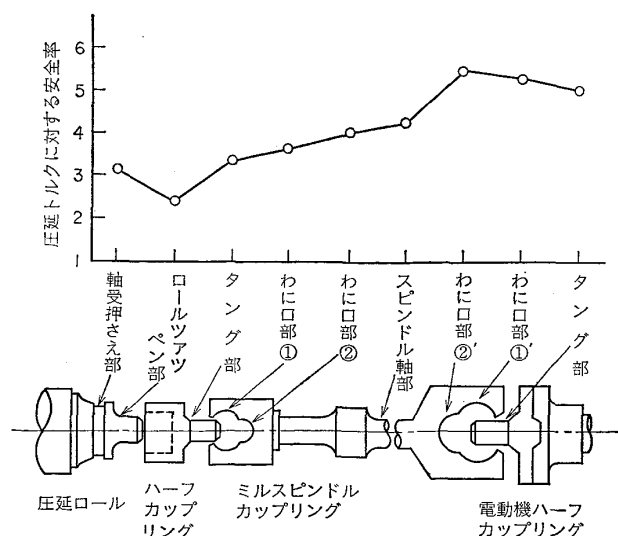


図 4 ユニバーサルカップリング強度バランスの例

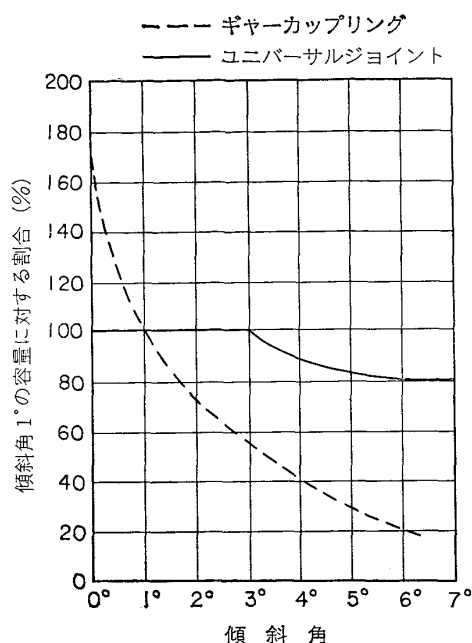


図5 ギヤカップリングとユニバーサルジョイントの相対比較

く摩もうも少いので、傾斜角が 3° 以内の高速用圧延機に多く適用されている。以前のものは歯面の損傷やブーツの破れによるシール不良といったトラブルが絶えなかったが、最近では材質、熱処理などの進歩によりその信頼性は向上してきている。このタイプの短所は

- (1) 傾斜角が大きく取れない (図5 参照)³⁾
- (2) 衝撃が大きいなど重荷重な条件には不向き
- (3) 歯面劣化による補修費が比較的大きい

などであり、今後も傾斜角の小さい (1° 以下が望しい) 部位に限定されて使用されていくであろう。

4.2.3 ユニバーサルジョイント

元来は自動車用で発展してきたユニバーサルジョイントは線材、棒鋼、形鋼、管材などの各種圧延機に採用され、また鋼板用としてはエッジャーロールなどたて型ロール用ミルにも採用されてきたのは周知の通りであるが 4～5 年前から熱延、冷延などの水平ロール用ミルにも徐々に採用されるようになってきた。その理由は

- (1) 回転がころがり接触のベアリングによるため、動力損失が少く、伝達効率が良い。
- (2) 最大傾斜角が 10° と比較的大きな割に、スリッパタイプより回転数が大きくとれる。
- (3) 油漏れなどがなく保守性が良い。
- (4) 騒音、振動が比較的小さい。

などとなっている。このタイプもやはり問題となるのは低速高荷重の圧延機に適用する場合であり、外径制限があるので使用材質も真空溶解および浸炭を行う合金鋼を使用する機会が多い。現在までのところ、低速高荷重圧延機での使用実績による結果としては、

- (1) C_0/P (C_0 : 軸受基本静定格荷重, P : 作用力)

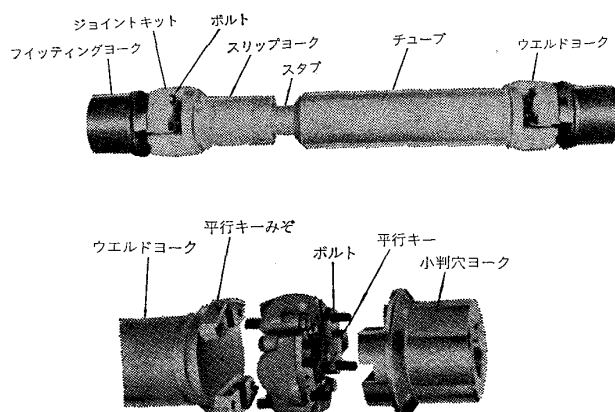


図6 ユニバーサルジョイント使用例

が低いなど使用条件の厳しい部位では、ころの転動面に圧こんが生じ寿命を低下させる可能性がある。

- (2) ユニバーサルジョイントの取替えに時間を要する。
- (3) ロール側カップリングのこぼん穴部が摩もうする。

などまだ未解決の問題が残されており、まだ研究開発途上にあるといえよう。しかしながら、他形式のミルスピンドルカップリングに比して理論的にはその性能に優れている点が多いので、今後広範囲に各圧延機に採用されていくであろうと多方面から期待されている。図6に水平ロール駆動圧延機に使用されているユニバーサルジョイントの例を示す。

5. 駆動設備の信頼性の向上

5.1 駆動系のねじり振動

圧延機の高速度による系全体の GD^2 の減少と制御系の高性能化により外乱に対する敏感性が増してきたことと、ミルの大型化にともなう T A F (トルク増幅係数) の増大とにより駆動系の信頼性の向上は欠くべからざる重要な要素となってきたといえよう。表6に典型的な T A F を示す⁴⁾。機械、電気各メーカーはコンピューターを利用してねじり振動などの駆動系の信頼性の解析を種々行い成果を上げている。また最近の駆動系にはシャープピンを使用する機会が多くなっているが、これはロール側に発生する異常トルクへの対応が電動機側では十分とれないことが解析の結果判明しており⁵⁾、今やシャープピンは駆動系全体の保護には欠くことのできないものとなっているといえよう。

5.2 駆動系のスラスト対策

圧延機に発生する異常スラスト力に対しては、機械駆動装置側、電動機側でそれぞれ対策を行っている。機械側では

- (1) カップリング穴部にて圧延ロール端面の逃げをとつたり、スプラインなどミルスピンドルにスラストの

表 6 駆動系のシステム分類と T A F

システム分類と TAF	駆動系スケルトン
(1) 2 Mass システム $TAF = \frac{T_1}{T_L} = \frac{2J_2}{J_1 + J_2}$	
(2) 3 Mass システム $TAF = \frac{T_2}{T_L}$ $= \frac{2J_3}{J_1 + J_2 + J_3} \times \frac{\omega_2^2}{\omega_2^2 - \omega_1^2}$	
(3) 4 Mass システム $TAF = \frac{T_3}{T_L}$ $= \frac{2J_4}{J_1 + J_2 + J_3 + J_4} \times \frac{\omega_2^2 (\omega_1^2 + \omega_3^2 - \omega_2^2)}{(\omega_1^2 \omega_2^2) + (\omega_2^2 \omega_3^2) - (\omega_2^4) - (\omega_1^2 \omega_3^2)}$	
(備考) $TAF = \frac{\text{Peak Torque}}{\text{Average Torque}}$	Torque Amplification Factor J_i : i の極慣性モーメント T_L : ロールの平均トルク T_i : i 軸のピークトルク ω_i : i 軸の固有ねじり振動数 R : ロール P : ピニオンスタンド歯車 G : 主減 (増) 速歯車 M : 電動機

逃げを設け電動機側へのスラストの影響をできるだけ少くする。

(2) 各駆動歯車のスラスト固定側軸受 (電動機側を固定サイドとする) のスラストすき間を極小にしたり、可逆圧延機のようにバルクランク支持装置により機械側

で全スラスト力を受け持つ強固な設計を行う。

などの対策を立てている。一方電動機側においては、圧延中に発生する通常スラスト力や異常スラスト力に対して十分な強度を有する軸受を設け、ペDESTALの支持も強固なものにしている。最近のツインドライブ方式の圧延機の例で、圧延機側から電動機側へ及ぼすスラスト力が実に最大数百トンにも達するものがある。

6. お わ り に

以上圧延機の駆動設備の最近の動向について解説したように、今日の駆動設備はそのメーカーである機械、電気各業界や、ユーザーである鉄鋼業界がたゆまぬ努力を積み重ね高度な技術を駆使してきた結果、信頼性、保守性の点ではかなり高水準に達しているといえよう。しかしながら、時代の要求は年々高度化して行くものであるから、当然のことであるが、各業界は現状に満足することなく常に新しい技術の開発に取り組んで行かねばならないのである。それを円滑に行うためには、ユーザーが現状の問題点を十分に認識してそのニーズを着実にメーカーにフィードバックする必要があり、またメーカーもそれを完全にフォローアップして行かねばならないのである。これらについて、今後とも関係各業界の御健闘を大いに期待したい。

おわりに、本稿について御協力をいただいた関係各位に対し、心から感謝の意を表する次第である。

文 献

- 1) 林 昌宏, 島 幸弘, 矢野昌雄, 片岡正博: 三菱電機技報, 51 (1977) 8, p. 501
- 2) AGMA STANDARD 323.01 (1969) Oct. p. 5~p. 11
- 3) F. M. POTGIETER: Iron and Steel Engineer, (1969) March, p. 77
- 4) J. WRIGHT: Iron and Steel Engineer, (1976), July, p. 57, p. 58
- 5) 田中重雄, 石塚治己, 大野秀嶺, 今村順一: 三菱重工技報, 7 (1970) 2, p. 96~105