

圧延機用油圧式ギャップレスカップリングの開発

Development of Hydraulic Type Gap-less Coupling for Rolling Mill

森本健固 K. MORIMOTO

In rolling mills for steel or nonferrous metals, connections of rolls with drive shafts that drive rolls generally have gaps considering workability when rolls are changed.

But in the sheet mills for automobile steel, or aluminum foil that require high accuracy, the gaps cause rotational vibration and adversely affect the accuracy of the products.

The purpose of this development is to achieve the mechanism that bridge the gap at driving rolls and contribute for quality improvement of rolled products.

Key Words: rolling mill, drive shaft, gap, hydraulic, coupling

1. はじめに

鉄鋼や非鉄用圧延機において、圧延ロールとこれを駆動するドライブシャフト(以下DSと称す)の接続は通常DS側に設けたカップリング穴にロール端部を挿入することによって行なわれる。

本接続部の穴の軸断面はトルク伝達が必要なことから小判形状が一般的であり、ロール交換時の作業性を考慮して、両者のはめあいはすきま(ギャップ)となっている。

しかし、自動車用薄板やアルミ箔等のように高い板厚精度が要求される圧延機については前述のすきまが回転振動の要因となり、圧延物の製品精度に悪影響をおよぼすだけでなく、接続部の摩擦をも引き起こすことが知られている。

本開発の目的はロール交換時に必要なすきまをロール駆動時になくす機構(ギャップレスカップリング、以下GCと称す)を確立し、高精度な圧延製品の品質向上に寄与することにある。

2. 一般的な圧延機の構造

図1に一般的な圧延機の概観図を示す。

モータからのトルクは減速機等を經由してDSに伝えられ、その先のミルスタンドに配した上下の圧延ロールを駆動する。

3. Koyo油圧式GCの作動原理と構造

図2に油圧式GCを備えたDSの概観を示す。

3.1 作動原理

断面X-Xに示した小判穴部に圧延ロールを挿入する。

この状態では穴とロールとの間にギャップが存在する。

油圧源より加圧すると、油圧拡張室および小判穴カップリング内部が膨張してロールとのギャップがなくなる。

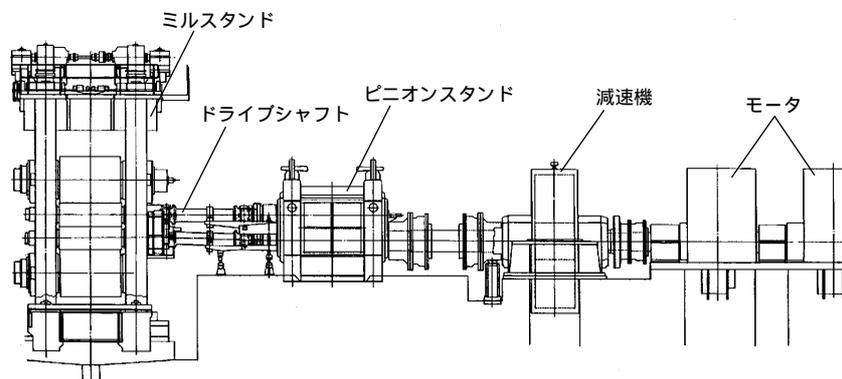


図1 一般的な圧延機の概観図

General type rolling mill

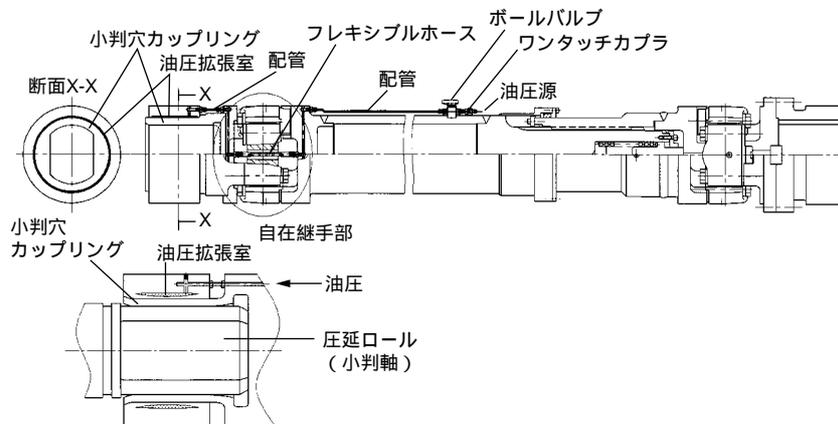


図2 Koyo油圧式GC付きDSの概観図

Koyo drive shaft with hydraulic gap-less coupling

規定の圧力値まで加圧した後、バルブによって油圧を密封する。
油圧源との接続を断ち、圧延機を稼働する。

3.2 構造的特長

油圧密封機構としてボールバルブを採用。カップリング内圧力の密封と開放の切り替えはバルブのハンドルを90°回転させるだけで行なえるので作業性がよい。
自在継手部の配管はフレキシブルホースを採用し、継手中心部を通す構造とした。
同ホースの採用は自在継手部の首垂れ角度を吸収する目的があり、継手中心部を通すことでDSの回転による振れ回りの影響を極力小さくできる。
また、継手外径部を通す場合に比べて回転半径を小さくできるので、省スペース化に有利である。

油圧拡張室は0.2mm程度のすきまで組み合わせた外内筒の両端部をそれぞれ全周溶接で密閉して製造する。

使用時はこのすきまに油圧を充満し、加圧することによって内壁部を変形させ、ロールとのすきまをなくした状態で稼働させる。

また、本サンプルはロールに相当する部位を小判軸とせず、製作上の都合を考慮して円筒軸を採用した。

円筒軸の場合、油圧拡張室の強度解析を2次元FEMによって行うことが可能なため、解析時間の短縮、解析データの縮小等の利点もある。

強度確認試験

実際の圧延スケジュールにおいては1日あたり2～3回のロール交換が予想されるため、加減圧作業もこれに相当する頻度で行なわれるものと考えられる。

したがって、油圧拡張室は使用する最大油圧値のくり返し加減圧に対して十分な動的(低サイクル疲労)強度を有する必要がある。

このため、本サンプルを用いて強度面での確認試験を実施した。試験条件、結果を表1に示す。

4. サンプルによる性能確認試験

4.1 強度確認試験

試験サンプルについて

図3に性能試験に用いたサンプルの概略を示す。

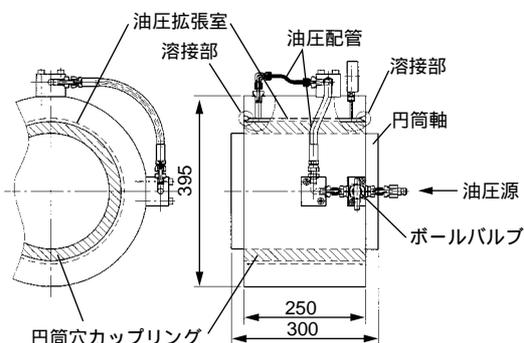


図3 サンプル概観図

Test sample

表1 強度確認試験条件と結果

Test conditions and results

	静的試験	動的試験
油圧, MPa	65 一定	0 ~ 65 繰返し
円筒軸と円筒スリーブとのすきま, mm (直径でのすきま)	0.30 ~ 0.34	0.30 ~ 0.34
結果	連続300hで異常無し	9400回で溶接部より破損

この結果より本サンプルは、65MPaに対して9 000回の繰り返し使用に十分耐えられる強度を有していることを確認できた。

この9 000回は約10年間(1日2.5回ロール交換と仮定)の使用に相当する。

4.2 ギャップレス化確認

油圧拡張室に加圧した状態で円筒軸が固定されているかどうかの確認を行なったところ、44MPaでは固定されず、45MPa以上の油圧で固定されることが確認された。

したがって、本サンプルにおけるすきま0.30~0.34では45MPa以上ですきまがなくなることがわかった。

5. FEM解析

5.1 2次元FEM解析の方法

図4に示すモデルに対して以下の解析を、図5に示すモデルに対しての解析をそれぞれ行った。

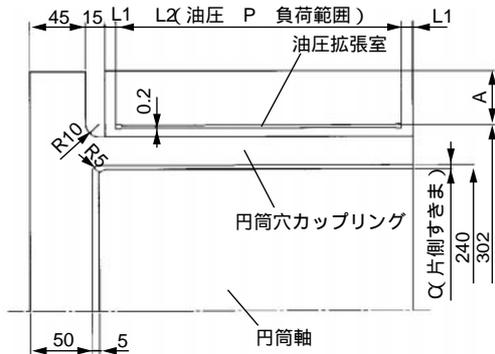


図4 FEM解析モデル-1
FEM analysis model-1

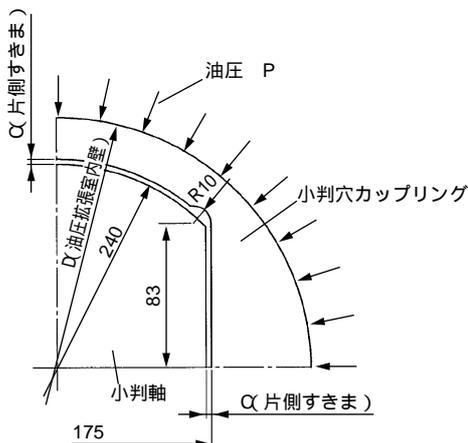


図5 FEM解析モデル-2
FEM analysis model-2

「FEM解析モデル-1」

性能試験で実用性が確認されたサンプルについて試験と同条件($C = 0.17\text{mm}$, $P = 65\text{MPa}$, $L_1 = 12\text{mm}$, $L_2 = 226\text{mm}$, $A = 46.5\text{mm}$)にて解析を実施し、油圧拡張室に発生する最大応力 p_{max0} (最大主応力)および円筒軸との最大接触面圧 p_{max0} を推定した。

さらに本サンプルと同等サイズ(GC本体外径395、長さ250、内径240)にて C , P , L_1 , L_2 , A を実用上考えられる範囲において変化させ、サンプルにおける p_{max0} , p_{max0} との比をみた。

「FEM解析モデル-2」

サンプルと同円弧径の小判軸に対して C , P , D を実用上考える範囲において変化させた際の p_{max} の変化についてみた。

($D = 302\text{mm}$, $C = 0.15\text{mm}$, $P = 50\text{MPa}$ 時の円弧部最大面圧 p_{max0} , 平行部最大面圧 p_{max0} に対する比で評価)

FEM解析の性格上、解析の精度を上げるためにはより細かな要素分割が必要であるが、油圧拡張室両端の微小な隅部や軸との接触部の分割には限界があるため、絶対値の精度にも限界があるものと考えられる。

したがって、解析における主応力、面圧の絶対値はあくまでも参考とし、各条件における傾向の比較のみ活用した。

5.2 2次元FEM解析結果

「FEM解析モデル-1」について

図6~図10に各解析結果を示す。

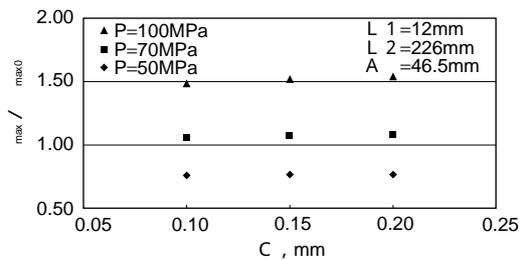


図6 C, Pの p_{max0} への影響
Effects of C and P on p_{max0}

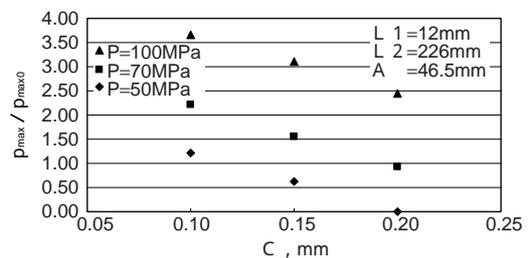


図7 C, Pの p_{max} への影響
Effects of C and P on p_{max}

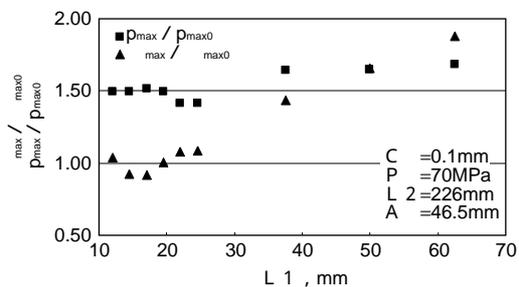


図8 L1の p_{max} および p_{max} への影響
Effects of L1 on p_{max} and p_{max}

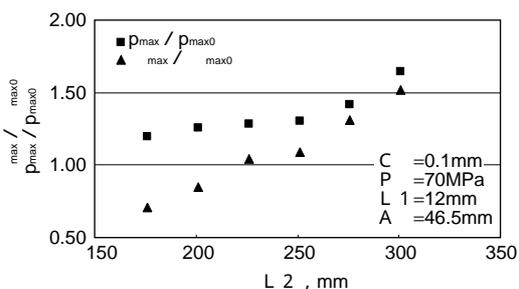


図9 L2の p_{max} および p_{max} への影響
Effects of L2 on p_{max} and p_{max}

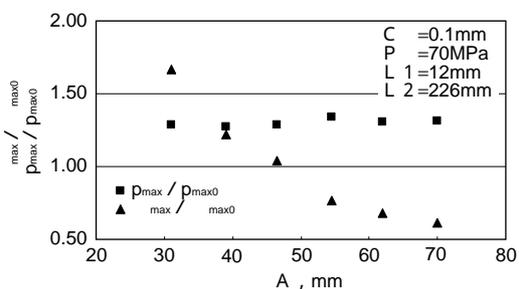


図10 Aの p_{max} および p_{max} への影響
Effects of A on p_{max} and p_{max}

また、表2にC、P、L1、L2、Aの変化が p_{max} および p_{max} に与える影響についてまとめた。

表2 C、P、L1、L2、Aの p_{max} および p_{max} への影響
Effects of C, P, L1, L2 and A on σ_{max} and p_{max}

	p_{max}	p_{max}
C	0.1~0.2の範囲では影響小	影響大(C大 p_{max} 小)
P	影響大(Pにほぼ比例する)	影響大(P大 p_{max} 大)
L1	影響大(p_{max} が極小となるL1範囲が存在)	L1 = 12.0~62.5の範囲では影響小
L2	影響大(L2大 p_{max} 大)	影響大(L2大 p_{max} 大)
A	影響大(A大 p_{max} 小)	A = 31~70の範囲では影響小

注目すべき点は p_{max} が極小となるL1範囲が存在する(図8)ことであり、本モデルの場合は15mm前後であることがわかった。

したがって、製品を設計する際はL1寸法をこの範囲内に設定することが望ましいと考えられる。

「FEM解析モデル-2」について
図11、図12に各解析結果を示す。

円弧部、平行部ともに p_{max} がC、P、Dの変化に影響を受けることはあきらかだが、平行部よりも円弧部の方がより強い影響を受けることがわかった。

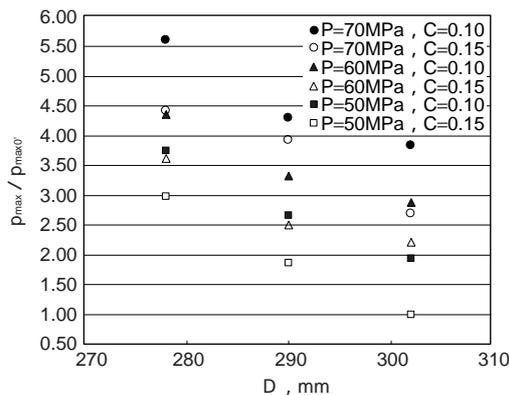


図11 C、P、Dの円弧部 p_{max} への影響
Effects of C, P and D on p_{max} at arc area

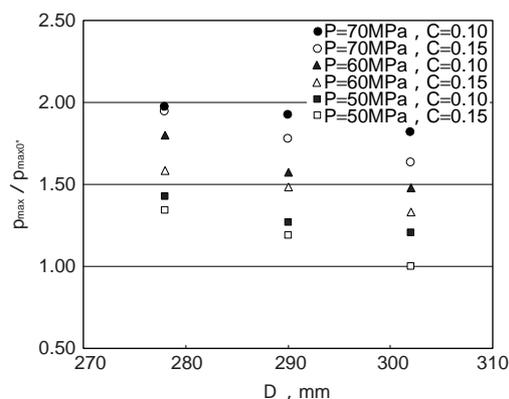


図12 C、P、Dの平行部 p_{max} への影響
Effects of C, P and D on p_{max} at flat area

5.3 3次元FEM解析結果

以上のFEM解析はいずれも製品形状を簡素化した形で行ったものであるため、油圧拡張室に関する基本性質を把握する上では有効であった。より実際に近い性能確認を行うためには圧延トルク、ドライブシャフトの自重等を考慮した解析が必要となる。

そこで、解析をより実機に近い状態で行うため、図13に示す3次元モデルをつくり、下記に示す条件に加えて圧延トルク、自重を加味した上で解析を行った。

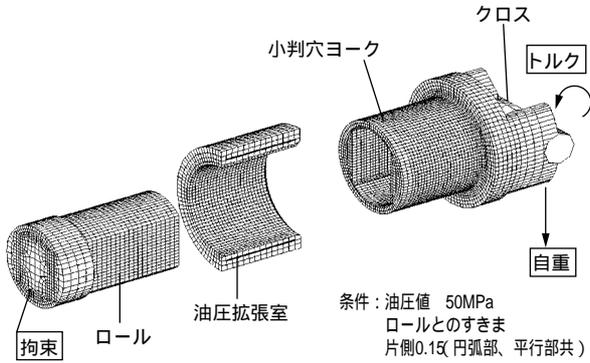


図13 FEM解析モデル-3

FEM analysis model-3

ただし、本モデルは要素数が極端に多いことから、油圧拡張室両端部等の微小な隅部を十分に細分化できないため、ロールと小判穴内部の接触面圧に絞って検討した。

その結果、2次元FEM解析にて同条件で行ったものより円弧部・平行部共に大きな接触面圧が発生することがわかった。特に、平行部については圧延トルクが加味されたことにより、油圧のみに比べてかなり大きな接触面圧の発生がみられた。

6. おわりに

今回の強度確認試験および2次元FEM解析で油圧拡張室の強度を予想する上で基本となる下記のデータが得られた。

強度確認試験に供したサンプルは約10年間の使用に耐えうることを確認できたため、今後の設計における雛形として利用可能と考える。

油圧拡張室に発生する応力と両端壁厚さ(図4 L1寸法)との関係をFEM解析にて推定したところ、応力が極小となる最適なL1範囲が存在することがわかり、今後の設計においてL1寸法を慎重に決定する必要があることがわかった。

相手ロールとの接触面圧・面圧分布に関してはまだまだ解析不十分なため、今後取り組むべき課題として挙げられる。

最終的にはより効率よく接触面圧を発生させることが可能な形状を5.3で示した3次元FEM解析等を利用して検討し、標準化することが目標である。

筆者



森本健固*

K. MORIMOTO

* 軸受事業本部 産業機器技術部