

川崎製鉄技報

KAWASAKI STEEL GIHO

Vol.33 (2001) No.1

機械設備の保全技術特集号

汎用機械要素の長寿命化技術

Life Prolongation Technology of Mechanical Element

小野 力生(Rikio Ono) 越智 潔(Kiyoshi Ochi) 紺野 洋司(Yoji Konno)

要旨：

設備寿命の分析から機械要素の設備寿命に占める割合は大きく、また設備停止の原因ともなっていた。この対策として、機械要素の本質的改善による長寿命化に取り組み、弛み防止ナットの開発、油圧シリンダの長寿命化技術の開発、長寿命ユニバーサルジョイントクロスベアリングの開発を行うとともに、それらを実機に適用した。その結果、いずれの対策についても大幅な寿命延長を達成した。

Synopsis：

Based on the analysis of equipment life, it is found that mechanical elements significantly affect equipment life and cause unexpected shut down. The life prolongation of mechanical elements was tackled by substantial improvement. As a result, a looseness-free nut, the life prolongation technology of a hydraulic cylinder and a cross bearing of the universal joint have been developed and applied to commercial production lines. Owing to these efforts the countermeasures brought about significant life prolongation of equipment.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

Life Prolongation Technology of Mechanical Element



小野 力生
Rikio Ono

川鉄マシナリー(株)
水島事業部 プラント
建設部製造技術室 主
査(副課長)



越智 潔
Kiyoshi Ochi

水島製鉄所 設備技術
部設備技術室 主査
(課長補)



紺野 洋司
Yoji Konno

水島製鉄所 設備技術
部開発設計室 主査
(掛長)

要旨

設備寿命の分析から機械要素の設備寿命に占める割合は大きく、また設備停止の原因ともなっていた。この対策として、機械要素の本質的改善による長寿命化に取り組み、弛み防止ナットの開発、油圧シリンダの長寿命化技術の開発、長寿命ユニバーサルジョイントクロスベアリングの開発を行うとともに、それらを実機に適用した。その結果、いずれの対策についても大幅な寿命延長を達成した。

Synopsis:

Based on the analysis of equipment life, it is found that mechanical elements significantly affect equipment life and cause unexpected shut down. The life prolongation of mechanical elements was tackled by substantial improvement. As a result, a looseness-free nut, the life prolongation technology of a hydraulic cylinder and a cross bearing of the universal joint have been developed and applied to commercial production lines. Owing to these efforts the countermeasures brought about significant life prolongation of equipment.

1 緒 言

メンテナンスコストの極小化、定修周期の延長による生産性の向上の観点から、機械要素品の長寿命化は非常に重要な課題である。Fig. 1 に示すように、機械要素の設備トラブル全体に占める割合は、時間割合において 80%、件数割合でも 75% を占めている。これらのトラブルを機械要素別に示したものが Fig. 2 である。機械要素として、極めて一般的に使われているボルト・ナットが、実は製鉄所におけるトラブル発生の最大の原因となっている。また、シリンダやユニバーサルジョイントといった汎用機械要素のトラブルも少なくない。

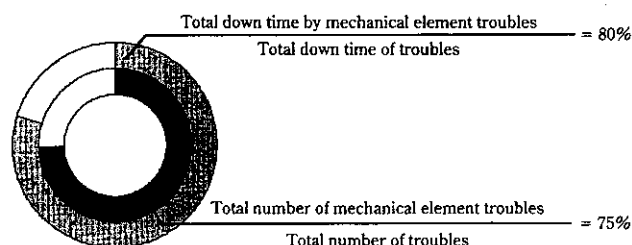


Fig. 1 Analysis of down time caused by mechanical elements

これら機械要素におけるトラブルを詳細に分析するとボルト・ナットにおいては弛みの発生が、シリンダにおいてはパッキンの不良、ユニバーサルジョイントにおいては、クロスの剛性設計に問題のあることが明らかとなってきた。

このため、川崎製鉄では設備機械要素レベルまで対象を広げ、汎用技術を超越した機械要素の自社開発を積極的に展開している。

本報告では、上記 3 点の機械要素を本質から改善し長寿命化を実現した事例として、弛み防止ナットの開発、油圧シリンダの長寿命

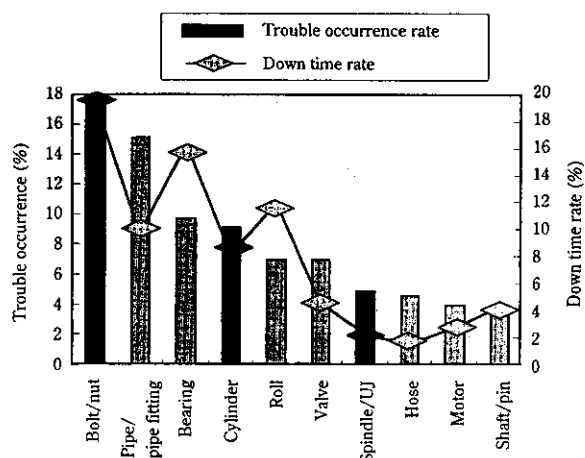


Fig. 2 Trouble occurrence rate and down time rate of several mechanical elements

* 平成12年11月15日原稿受付

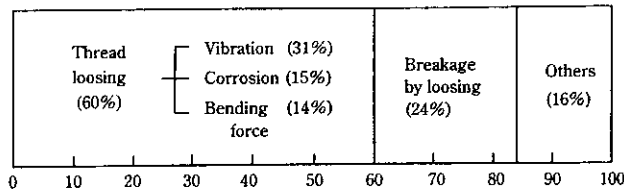


Fig. 3 Analysis of bolt and nut trouble

Table 1 Classification of thread loosening cause

Thread loosening without rotation	Early stage loosening
	Depression loosening (Thread face and base face)
	Micromotion wear (Thread face)
	Overladen external force
Thread loosening with rotation	Thermal factor
	Vibration at axial direction
	Vibration at horizontal and vertical directions
	Vibration at rotation direction

化技術, ユニバーサルジョイントの適正剛性クロスベアリングの開発について示す。

2 弛み防止ナットの開発

2.1 ボルト・ナットトラブル解析

Fig. 3 にボルト・ナットトラブルの現象・要因別分類を示す。振動が原因でボルト・ナットが弛みトラブルに発展した件数が最も多く、次に弛みが原因となってボルト自身のねじ部が折損したのとなっており、これらの弛み起因の総和は全体の約 85% を占めている。

2.2 弛みのメカニズムと弛み防止ナットの必要機能¹⁻³⁾

Table 1 に示すようにナットの弛みは「ナットが戻り回転をしないで発生する弛み」と「ナットが戻り回転して発生する弛み」に大別できる。前者の代表的なものはボルト頭下、およびナット座面の面圧が大きい場合に接触面で塑性変形が進行し、陥没が生じることでボルトが軸力を失い締付け力が低下する現象である。また、後者では振動外力によって、締結部に衝撃力が加わるとねじ山斜面に滑りが生じ、最終的に摩擦係数は 0 となってねじの自立条件が損なわれ、弛みに発展する現象である。実際に現場で発生する弛みは、前者と後者が同時に進行し弛みに発展しているため、これらの弛みのメカニズムから見た弛み防止ナットに必要な機能を、以下のように設定した。

- (1) ナット締結時の面圧緩和のために座金付とする。
- (2) 振動に対する抵抗力確保のため、ボルト軸直角方向にせん断力を加え弛み防止効果を向上させる。
- (3) 施工性を良好にするためワンタッチ締結可能とする。

2.3 弛み防止ナットの構造と弛み防止機構

Fig. 4 に本開発ナットの構造、および弛み防止機構を示す。 δ 分だけねじ部を偏芯させたインナーナットを親ナットに格納し、ナット上部をか締めることによりインナーナットを保持させている。親ナット締め付けと同時にこの偏芯インナーナットがボルトに軸直角方向のせん断力 (F) による曲げ応力を与えることで弛み防止効果を向上させている。^{4,5)}

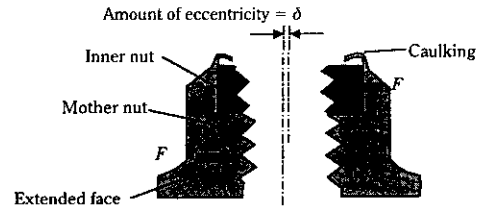


Fig. 4 Section of looseness-free nut

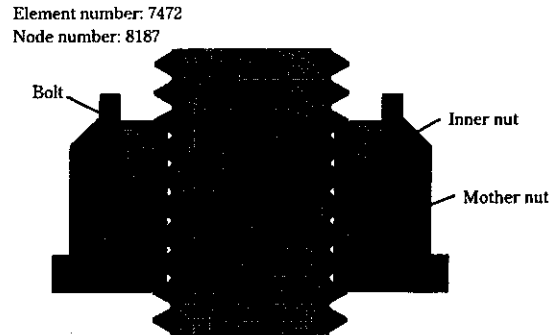


Fig. 5 Model of FEM analysis

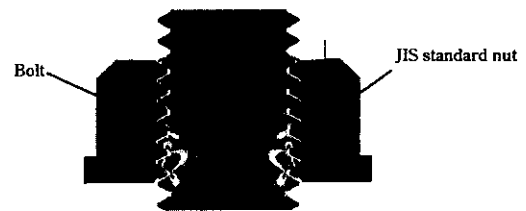


Fig. 6 Mises stress distribution of JIS standard nut (only axial force applied)

2.4 FEM 解析

本開発の偏芯インナーナットの偏芯量が及ぼすボルトねじ部への影響を評価するために FEM 解析を行った。

2.4.1 解析モデル

解析モデルは Fig. 5 に示すような 2 次元モデルを採用した。ねじ部の局部応力評価のために要素数は 7472 個、節点数は 8187 個となった。またインナーナット、親ナット、ボルトの各パーツ間の接触を考慮する必要があるため接触問題として扱った。

2.4.2 解析結果

通常のボルト・ナット締結でのねじ部有効断面の軸方向応力を高張力材料の降伏点 $\times 0.7$ としたときのミーゼス応力の分布図を Fig. 6 示す。ボルトとナットのねじ噛み合い部のねじ谷底第 1 山目に最も大きな応力が発生し、2 山、3 山と徐々に応力は低下している。この 1 山目のねじ部局局面圧はねじ部材料の許容面圧とほぼ同等まで達しており、振動などにより外力が付加された場合、最初に 1 山目ねじ面が塑性陥没（へたり）し、さらに 2 山目、3 山目とへたりが進行してボルト軸力が開放されナットの弛みに発展する。

一方、Fig. 7 にはインナーナットが偏芯した状態（偏芯量 = 0.20 mm）でのボルト・ナットのミーゼス応力分布図を示す。インナーナットによるボルトへの軸直角方向せん断力による曲げ応力は、インナーナット偏芯側のボルト部、および相反する側の格納ナットに作用している。後者では、ボルトのねじの全面で荷重を受け持っており、適正な偏芯量を与えることで、ボルト・ナットねじ部面圧分

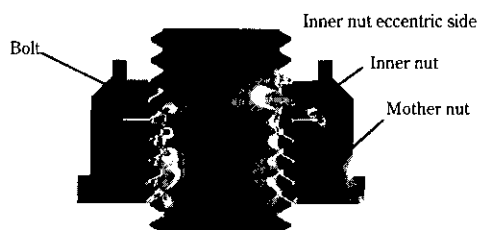


Fig. 7 Mises stress distribution of looseness-free nut (axial force and amount of eccentricity (δ) = 0.20 mm)

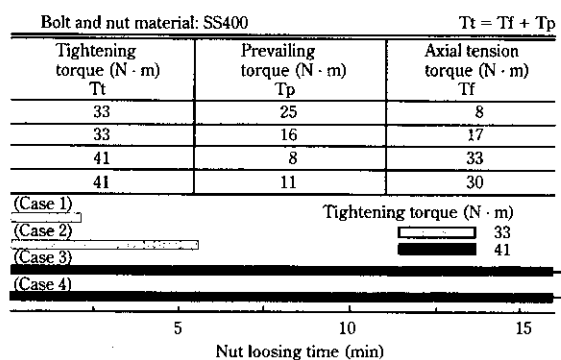


Fig. 8 Result of the nut loosening experiment

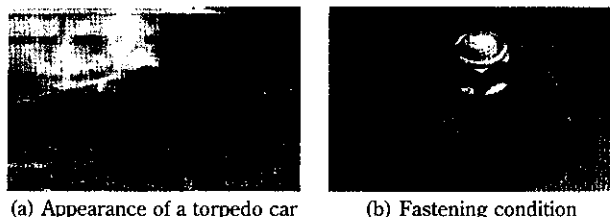


Photo 1 Application example of looseness-free nut

布の均一化が可能であり、一般的なボルト・ナット締結で発生している局所的なねじ山のへたりによるボルトの弛みを防止することができる。

2.5 高速振動実験による弛み防止評価

高速振動実験⁹⁾でナットの弛み防止の評価を行った。その結果をFig. 8に示すが、締付けトルク = プリベリングトルク + 軸力寄与分トルクの関係から、軸力に寄与するトルクが低いケース1およびケース2の場合では、軸力に寄与しているトルクは8 N・m、17 N・m程度であり、これは今回用いた供試ボルト・ナットの材料降伏点の20~40%程度の軸力しか確保できていないため、早期に弛んだものである。ケース3、ケース4では軸力寄与分トルクが一般的な締結力並の70%程度有り、これにインナーナットの偏芯分によるボルトへのせん断力増加により、弛み防止効果が働き、17 min (3万回)の振動実験をクリアできたものと判断できる。すなわち適正な軸力と適正な偏芯量によりボルトに効果的な弛み防止機能を加えることが可能になることが本実験で判明した。

2.6 製鉄所での適用例

今回開発した弛み防止ナット⁷⁾の製鉄所内レール締結、振動発生部位へ適用している。Photo 1にトビードカー線への適用例を示す。

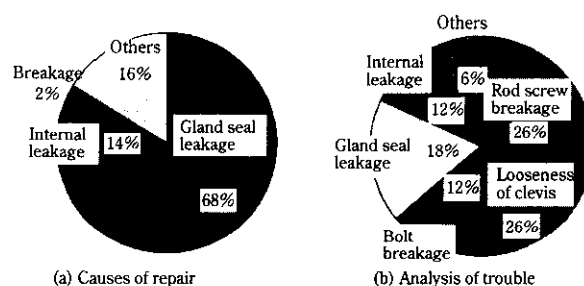


Fig. 9 Damage analysis of hydraulic cylinder

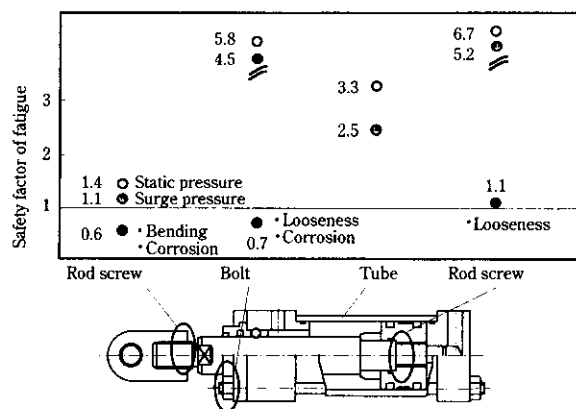


Fig. 10 Calculated result of fatigue strength

2.7 まとめ

弛み防止特性、ワンタッチでナットが締付けできるなど施工性に優れてた、新しい弛み防止ナットを開発し、所内トラブル抑止に貢献している。

3 川崎製鉄におけるシリンダの長寿命化技術

3.1 シリンダ寿命の実態

製鉄設備環境下で使用されるシリンダは、振動、衝撃、熱、腐食粉塵などの強制劣化要因による構成部品の破損、損耗の加速により寿命が極めて短い場合が多々ある。Fig. 9に製鉄所でのシリンダ補修要因と故障原因の分析結果を示す。これら短寿命シリンダは、設備停止、メンテナンス負荷増大要因となっており、製鉄設備環境下に応じた長寿命化技術が必要であった。

3.2 シリンダ構成部品の強度バランスの改善

シリンダ構成部品の最弱部はロッド先端ネジ部である。Fig. 10に強度バランスの計算例 ($\phi 125 \times \phi 71 \times 14$ MPa)を示す。静的な定格最大負荷を繰返し負荷させた場合の先端ネジ部の疲労安全率は1.4であるが、サージ圧を考慮すると1.1程度まで低下、さらに駆動物摺動部の摩擦によるミスアライメントで発生する曲げ応力 (突き出し量 200 mm, ミスアライメント 0.1 mm)、腐食による疲労限低下を考慮すれば0.6まで低下する。シリンダ各部の強度バランスは圧延機などで使用されるシリンダのロッド先端ネジ部の破損が多い事実と一致している。

また、タイボルトの疲労安全率は5.8であるが、サージ圧、弛み

Table 2 Rod surface treatment to prolong cylinder life

Environment	Surface treatment	Surface hardness (Hv)	Thickness of treatment (mm)
General	Hard chrome plating	800	0.05
Corrosion	Hard chrome carbide plating	900	0.05
Wear corrosion	Tungsten carbide spray coating	1 200	0.05

(座面陥没、振動)、腐食を考慮することにより 0.7 程度まで低下し、疲労破壊に至ると推定される。

これらに対する信頼性向上のため、ロッド先端のネジはロッド・クレビス一体化（強度向上）とロッド材質のステンレス鋼化（腐食防止）を、クレビスピン部は隙間拡大（曲げ荷重発生防止）を、また、タイボルトについては腐食防止と 2 章で報告した自社開発弛み防止ナットを適用した。

3.3 シリンダ構成部品の損耗と対応

シリンダの寿命は Fig. 9 (a) に示すようにグラウンドシール部の漏れで決まる。グラウンドシール部はポンピング作用によりシールがなされているが、(1) 式に示すようにシールの摩耗、弾性低下による接触圧力勾配の鈍化⁹⁾で、ロッドに付着して持ち出される作動油膜厚さ hm が増加すると漏れに至る。

$$hm = \sqrt{\frac{8\pi\mu U}{9|dp/dx|_{\max}}} \quad (1)$$

hm : 油膜厚さ、 U : 摺動速度、 μ : 作動油の粘性係数、 dp/dx : 作動油入り口側の接触圧力勾配

シールの摩耗はシール材自体の耐摩耗性と摩耗を促進するロッドの表面粗度、および、油中の異物に左右される。摩耗量 V とゴム物性値の関係を (2) 式⁹⁾ に示す。

$$V \propto \mu WL / (H\sigma\epsilon) \quad (2)$$

V : 摩耗量、 W : 荷重、 L : 摺動距離、 H : ゴム硬さ、 μ : 摩擦係数、 σ : 引張強さ、 ϵ : 破壊伸び

一方、シールの弾性低下はシール材の酸化劣化により発生する。

これらの関係より、シールゴム材質として高強度で酸化安定性に優れた水素添加ニトリルゴムの採用を標準化すると同時に、浄油機を全所的に増設して、油からの異物による摩耗を防いだ。また、摩耗促進要因であるロッドの表面粗度劣化防止として各種ロッド表面処理比較試験結果より、Table 2 に示すような環境条件に応じたロッド表面処理の使い分けを行った。

3.4 大型シリンダの長寿命化技術

製鉄所では圧延機の油圧圧下シリンダなど、大型で高圧のシリンダが多数使用されている。これらは特殊な構造のものが多く、一品ごとの長寿命化技術が必要となる。ここでは、圧延工場油圧圧下シリンダのグラウンドシール形状の最適化による長寿命化の例を示す。本シリンダのグラウンドシールには従来 U パッキンを使用していた。Fig. 11 (a) に示すようにヒール部のむしれ、リップ溝底からの割れが発生している。むしれはパッキン収納ケース加圧時の弾性変形によるはみ出し隙間（ロッドとケースの隙間）の増加、割れはパッキンとロッドの潤滑不良に起因した摺動摩擦熱によるパッキン材の

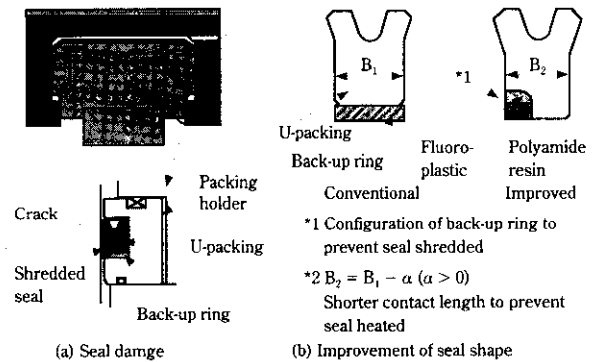


Fig. 11 Damage and improvement of high-pressure cylinder

強度低下が原因であった。バックアップリング形状・材質、パッキンヒール逃げ代をパラメータとした FEM 計算により、パッキン変形によるはみ出し、ロッドとの接触長が少ない Fig. 11 (b) に示す形状に最適化した。これにより、大幅な寿命延長を達成している。¹⁰⁾

3.5 まとめ

油圧シリンダの故障分析結果に基づき、ロッド、クレビスの部品強化と個別パッキン設計技術により、トラブルを従来の 35%、寿命は 1.8 倍と大幅に改善した。

4 ユニバーサル型ジョイントスピンドルにおける長寿命クロスベアリングの開発^{11,12)}

4.1 背景

ユニバーサル型ジョイント (UJ) スピンドルは摩擦エネルギー損失が小さく伝達効率が高い、騒音・振動が小さいといった長所から数多くの圧延工場に主駆動系スピンドルとして使用されている。反面ジョイント部の構造が複雑化することから駆動系の中で修繕費用がかさむ設備となっているケースが多い。一般にジョイント部に位置するクロスベアリング (クロス BRG) の疲労寿命が取替周期を決定し、クロス BRG の長寿命化は UJ 修繕費用削減の主要課題である。Fig. 12 に一般的な UJ スピンドル全体構造図を示す。

4.2 クロスベアリング損傷形態からの原因推定

クロス BRG の寿命延長のためには寸法の見直しによる容量拡大が最も効果的であるが、ミルスピンドルは、その外径寸法が圧延ロール径の制約を受ける関係上、大幅な拡大は望めない状況にある。

中でもクロス BRG においては揺動回転により局部的に高面圧接触となるため、表層部の疲労はく離現象が短期間で発生するという

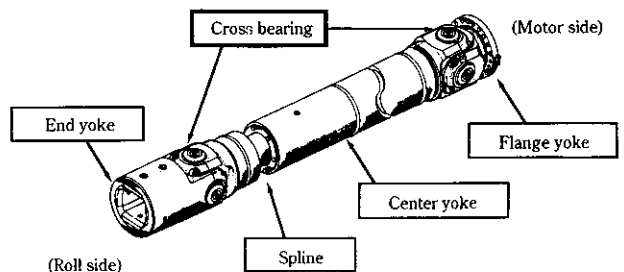


Fig. 12 Structure of universal joint

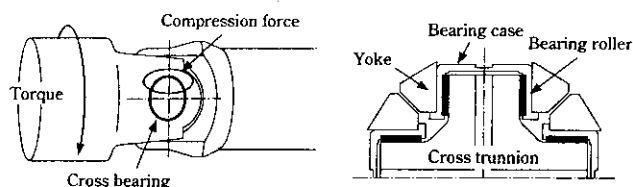


Fig. 13 Section structure of cross bearing

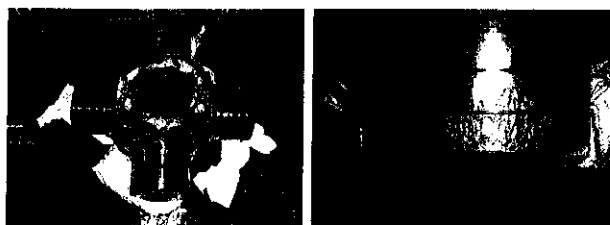


Photo 2 Damage condition of cross trunnion

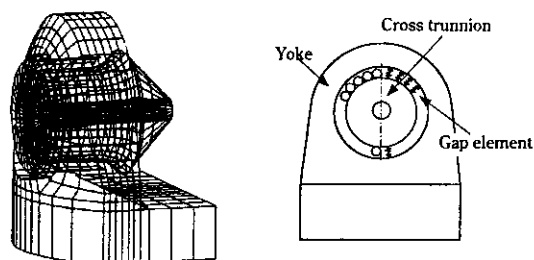


Fig. 14 Finite element model for 3-dimensional analysis

問題を抱えていた。構造の代表例を Fig. 13 に、はく離損傷状態を Photo 2 に示す。一般に複列（2～5 列程度）円筒コロ構造となっており、動力伝達機構上クロスピン先端部（最外径部）に位置するコロに最大荷重が作用し、当該部クロスピン表層部の疲労はく離が発生する。したがってこの偏荷重分布を平滑化し、コロ 1 本当たりの最大荷重値を低減すれば寿命延長につながると考えられる。

ここで着目した点はヨークとクロスピンの剛性バランスであり、オリジナル品ではヨークと比較してクロスピンの剛性が勝っていたため先端偏荷重傾向が顕著に現れていたと考えた。

4.3 低剛性クロスピンの開発

4.3.1 解析モデル

クロスピンの剛性を下げるには、ピン中心部を貫通している潤滑用の穴形状を変更することが最も単純である。穴形状最適化の検討には、Fig. 14 に示すヨークとクロスピンの組合せによる弾性体非線形接触有限要素法モデルを用いた。また、BRG コロには 2 次元弾性体ギャップにモデル化した。FEM 解析モデルの有意性を検証するため BRG コロ荷重測定実験値との比較を行った。Fig. 15 に示す通りほぼ一致しており、モデルの有効性を確認した。

4.3.2 形状決定

ヨークとクロスピンのたわみ量は負荷トルクに左右されるため、本検討においては評価トルクとして平均トルク、および最大トルクを用いた。これは平均トルクがクロス BRG の疲労寿命に、最大トルクがクロスフィレット部の疲労強度にそれぞれ影響を及ぼすと考えられるためである。形状検討における評価項目は以下の通りであ

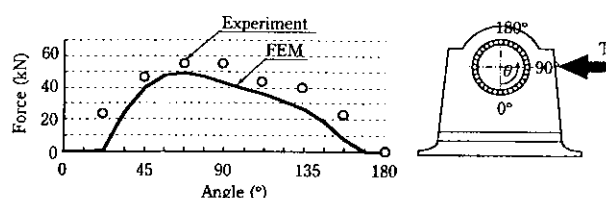


Fig. 15 Comparison of force distribution on the first line roller

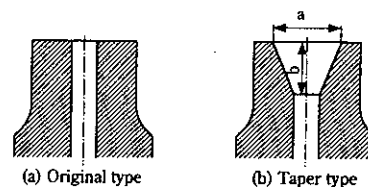


Fig. 16 Analysis case (Constant diameter of taper edge)

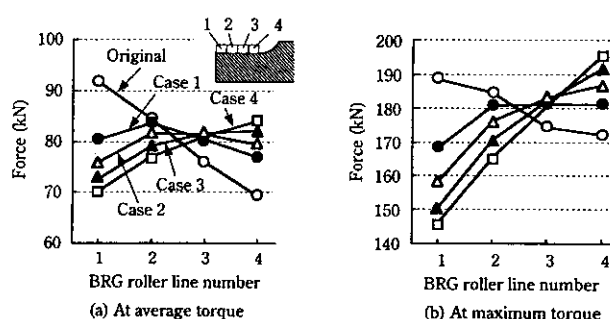


Fig. 17 Distribution of force in cross axial direction at maximum force angle

る。

- (1) 平均トルク作用下での BRG コロ 1 本あたりの最大荷重値を最小限に抑える。
- (2) 最大トルク作用下でのクロスフィレット部疲労強度を確保する。
- (3) 最大トルク作用下での BRG コロ 1 本あたりの最大荷重値をオリジナル品の最大荷重値以下とする。

低剛性クロスピンの穴形状として Fig. 16 (b) に示す先端拡がりのテーパ形状を取り上げ、テーパの深さ b および端部の直径 a をパラメータとして最適形状を究明した。直径 $a = 135 \text{ mm}$ で固定のもとで深さ b を変更し解析を行った結果を Fig. 17 に示す。これより平均トルク作用下における BRG コロ荷重低減効果が最大となるのは Case 2 であることが分かる。また、最大トルク作用下においても Case 2 ではオリジナル品の最大荷重値以下となり条件を満足する。

同様に直径 a をパラメータとして種々解析を行った結果から Case 2 の形状が剛性バランスからみた最適形状であることが分かる。

4.3.3 クロスフィレット部の強度検討

Fig. 18 に Case 2 でのフィレット部応力解析結果を示す。この最大発生応力値から疲労安全率は、 $S_f = 1.11$ であり、オリジナル品 ($S_f = 1.17$) よりわずかに強度低下するが、疲労強度的には問題ないことが確認できた。

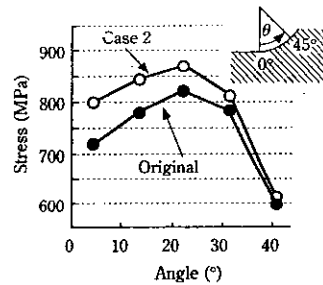
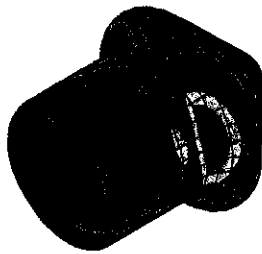


Fig. 18 Distribution of stress in cross fillet (At maximum torque)

4.4 実機適用結果

剛性低下クロスピンを水島製鉄所熱間圧延工場仕上ミル (F1, 2) UJ に実機適用した結果、従来のはく離発生期間の約 2 倍の期間使用後もはく離現象は観察されず、寿命延長効果を確認した。

5 結言

製鉄設備を構成する汎用機械要素の長寿命化技術の開発に取り組み、以下の成果を得た。

- (1) 所内ボルト・ナットトラブル要因のワースト 1 であるねじ弛みに対して、弛み防止ナットを開発し、トラブル抑止に貢献している。
- (2) 油圧シリンダの故障分析結果に基づき、ロッド、クレビスの部品強化と個別パッキン設計技術により、トラブルを従来の 35%、寿命は 1.8 倍と大幅に改善した。
- (3) ユニバーサルジョイントでは、剛性低下クロスピンを開発し、実機の適用例でも 2 倍の長寿命化を達成している。

最後に、弛み防止ナット開発に際し、大洋ナット工業(株)殿、ユニバーサルジョイントの開発には(株)中村自工殿の多大なご支援に対し、関係各位に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 松本啓介：「ねじ締結“新”常識のうそ」, (1996), [日経 BP 社]
- 2) 山本 晃：「ねじ締結の理論と計算」, (1985), [養賢堂]
- 3) 山本 晃：「ねじ締結の原理と設計」, (1995), [養賢堂]
- 4) 川崎製鉄(株)：特開 2000-027838
- 5) Kawasaki Steel Corp.：U. S. Patent, Canada Patent 99F00076
- 6) 小野力生、池田栄治：「弛み防止ナット「ユルマナイト」」, 川崎製鉄技報, 33(2000)1, 53-55
- 7) 小野力生、松田恵嗣、小笠原信夫、高田重信：「弛み防止ナットの開発」, 第 18 回設計シンポジウム, (2000)
- 8) 兼田 宏：トライボロジスト, 43, 2(1998)
- 9) 内山吉隆：日本ゴム協会誌, 61(1988)
- 10) 越智 潔、中西和之、高田重信、松田恵嗣：設備管理学会春季研究発表会, 「製鉄所におけるシリンダの信頼性向上活動」, (2000)
- 11) 石川貴章、高木 清、紺野洋司：材料とプロセス, 10(1997), 1026
- 12) 川崎製鉄(株), (株)中村自工：特開 2000-074088