

スリッパージョイントタイプスピンドル最適設計による 寿命延長

Lifetime Extension of Slipper Type Spindle Joint by Optimum Design

青木 辰郎 AOKI Tatsuro JFE スチール 西日本製鉄所（福山地区）設備部熱延設備室 主任部員（係長）
井上 達彰 INOUE Tatsuki JFE スチール 西日本製鉄所（福山地区）設備部鋼材設備室長（課長）

要旨

近年、環境負荷低減の観点から自動車の軽量化のニーズが高まっており、自動車用鋼板として使用されるハイテン鋼板の需要が拡大している。ハイテン鋼板を製造する場合、製造設備への負荷が増加するため、設備仕様の見極め及び高強度化改善が重要となる。JFE スチール西日本製鉄所（福山地区）では、ハイテン鋼板の製造範囲を拡大するため、設備の増強を実施した。特にスリッパージョイントタイプスピンドルについて詳細検討を行い、強度バランスを最適化することにより強度を向上させた。

Abstract:

Recently, the need for weight reduction of automobiles in order to reduce the environmental burden has been increasing, and the demand for high tension steel sheets used for automobiles has been increasing. High tension steel sheet production requires increase of the load on manufacturing equipment. Therefore, it is important to precisely identify equipment specifications and improve strength accordingly. In the JFE Steel West Japan Works (Fukuyama), some drive systems were replaced to expand the manufacturing range of the high tension steel sheets. In particular, JFE Steel examined the slipper joint type spindle in detail, and optimized the strength balance and achieved strength improvement.

1. はじめに

今後、自動車用鋼板として需要増が見込まれる板厚1.2 mm × 幅1400 mm、引張強度1180 MPaの板を圧延するには、圧延機の駆動系増強が必要である。圧延トルクを現状の約1.2倍に増強するため、疲労破壊が懸念されるNo.1スタンドのスリッパージョイント型スピンドル（以下、SJ）の最適強度設計が課題である。SJとは、駆動軸から圧延ロール（以下、WR）軸へ動力を伝達する自在継手で、WR径変動に伴う軸同士のずれを許容する構造を有している。圧延機内の設備的な制約の中でSJ本体の疲労強度を改善するため、今回、技術的な対策としてSJ全体の強度バランスを最適化することでSJ強度の向上を達成したので報告する。

2. 設計課題

2.1 設計方針

ハイテン鋼板の製造範囲拡大について事前に圧延トルクのシミュレーションを行ったところ、**図1**に示すようにNo.1 仕上スタンドの圧延トルクがおよそ30%増加すること

が判明した。**図2**に各仕上スタンドの最大トルクの推定値及び現状の設備仕様を示す。この結果から、**図3**に示すような、No.1-3スタンドの各種駆動系の高強度化が必要となることが分かった。本論文では圧延機駆動系高強度化のうち、No.1スタンドのSJについて詳細検討を行った。

SJ設計方針を**図4**に示す。SJの高強度化において最大の制約となるのが、現状の設備取合いである。基本的にはSJの外径を拡大することによりSJの強度を向上させることができるが、SJの前後の設備は既設流用とするため、寸法の

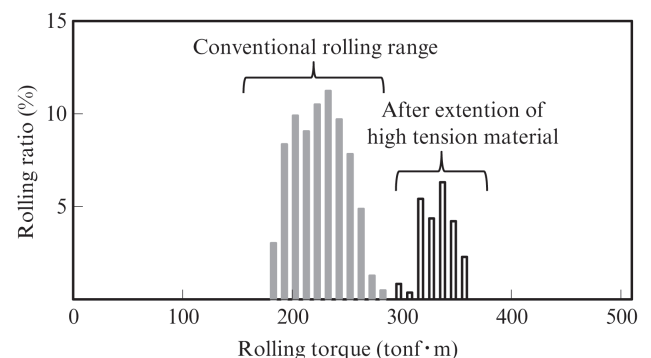


図1 尖頭圧延トルク分布

Fig. 1 Distribution of peak rolling torque

2019年3月19日受付

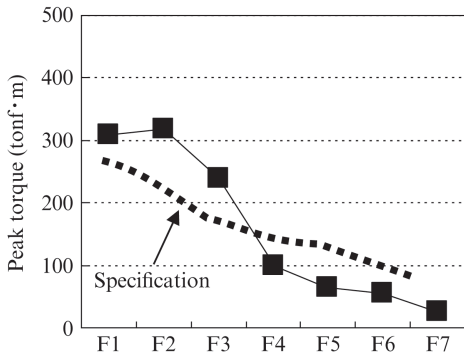


図2 設備仕様と最大尖頭トルクの関係

Fig. 2 Relationship between machine specification and max

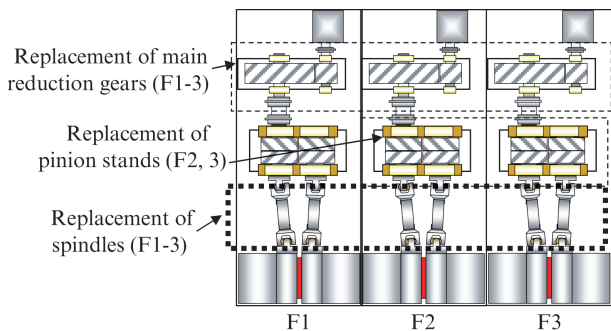


図3 駆動系改造箇所 (F1-3)

Fig. 3 Replacement parts of drive system

制約が生じる。そこで圧延時のロール径に応じた既設設備の取合い状況を調査した上で、運用ロール径を含めて見直し、SJの外径寸法を決定した。その後、SJのライナーワニ口部形状、給脂用の穴の位置及びスリッパ寸法について、FEM解析を用いて評価し、強度バランスの最適化を図った。

2.2 現状の取合い

SJの外径最適化のため、既設設備の圧延時のSJ最少隙間を調査した。その結果を図5に示す。SJの隙間が最少となるのはWR径が最少のとき(φ718mm)であり、その際上下WR用SJの最少隙間は、ピニオンスタンド側で45.96mm,

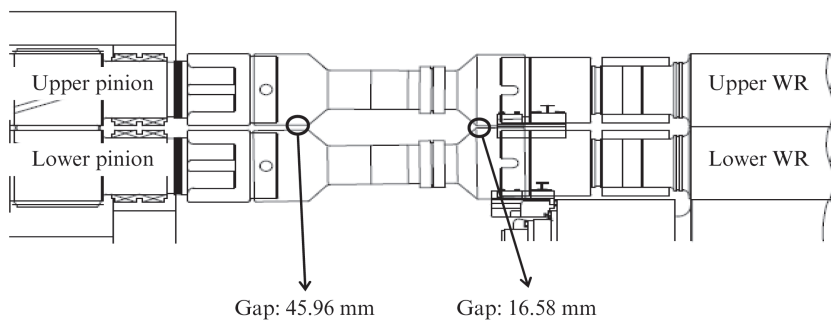


図5 現状のSJ取合

Fig. 5 Conventional arrangement of SJ

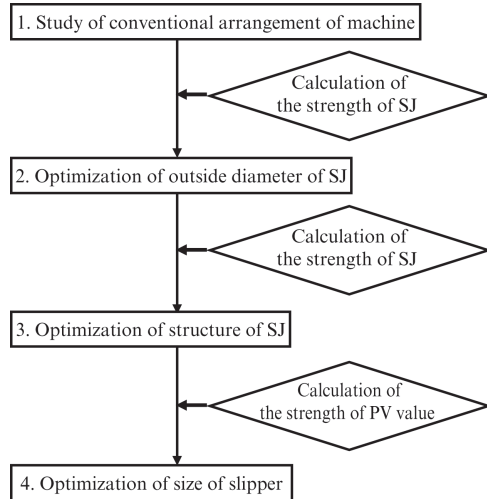


図4 SJ設計アプローチ方法

Fig. 4 Investigation flow of design

WR側で16.58mmである。したがって、現状のWR運用範囲においてはSJ間の隙間が非常に小さく、SJ外径の大幅な拡大は困難である。

2.3 強度評価方法

次に現状のSJの強度評価を、FEM解析を用いて行った。FEM解析の境界条件及び荷重条件を図6に示す。解析時間を短縮し、かつ最弱部を詳細に評価するため、SJの先端ワニ口部及びシャフトの一部のみモデル化し、軸端部を完全固定とした。荷重条件はトルクが台形荷重で負荷されるものと考え、以下の式で面圧を与えた。

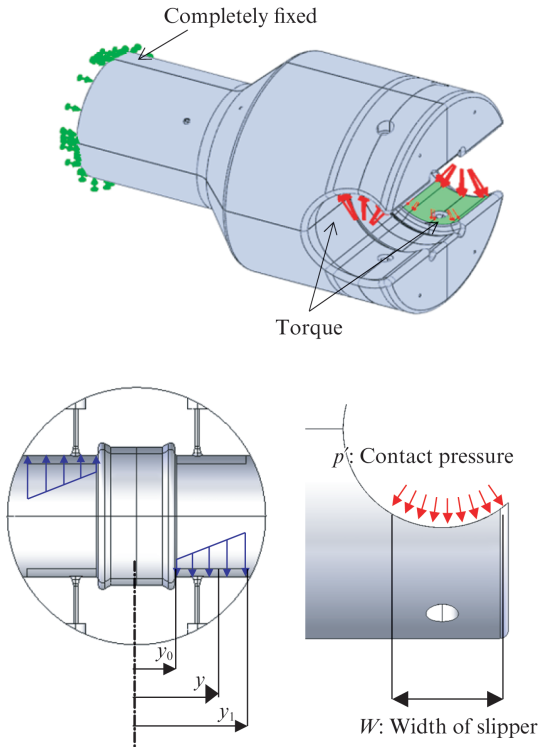
$$\lambda = \frac{3}{2} \cdot \frac{T}{y^3 - y_0^3} \cdot \frac{1}{w} \dots\dots\dots (1)$$

$$p = \lambda \cdot y \dots\dots\dots (2)$$

また、スリッパに作用する力は、上記の台形荷重による面圧 p 及びスピンドル本体に作用する面圧 p' との力の釣り合いより以下の式で与えられる。

1) 鉛直方向

$$p \cdot A - p' \cdot A \cos \theta = 0 \dots\dots\dots (3)$$



2) 水平方向

$$p' \cdot \frac{A'}{2} \sin \theta - p \cdot \frac{A'}{2} \sin \theta \dots\dots\dots (4)$$

FEM 解析の結果を図 7 (a) に示す。最弱部は SJ ワニ口部の給脂穴であり、最大 424 MPa の応力が発生している。また、過去にこの給脂穴を起点にして亀裂が発生した経緯もあるため、強度評価結果は妥当と考えられる。

2.4 現状の強度バランス評価

2.3 項で示したように、SJ ではグリース給脂穴で最大応力 424 MPa が発生していた。また、ハーフカップリングでは図 7 (b) に示すように、SJ と接続する舌部根元で最大応力 456 MPa が発生していた。この結果から算出した、SJ 及び

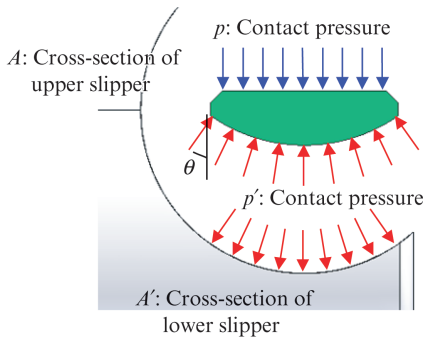
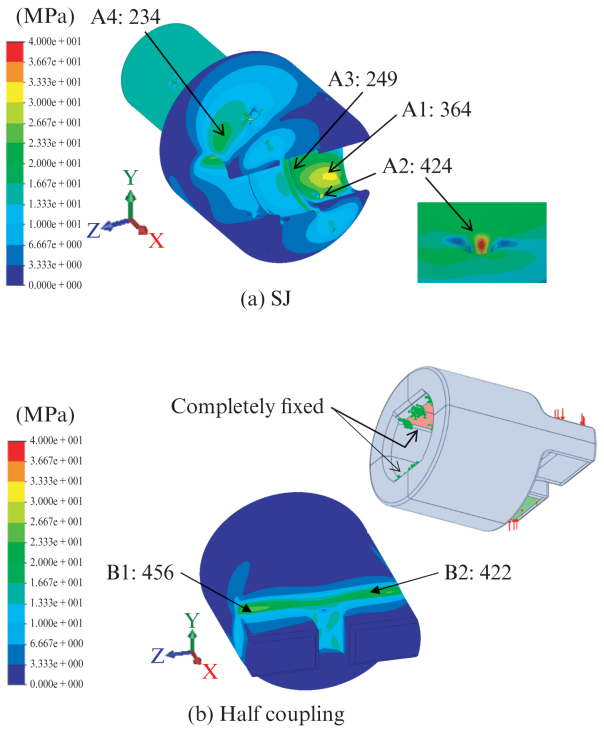


図 6 FEM 解析方法

Fig. 6 Method of FEM analysis

図 7 FEM 解析結果 (従来構造)

Fig. 7 Results of FEM analysis (Conventional)

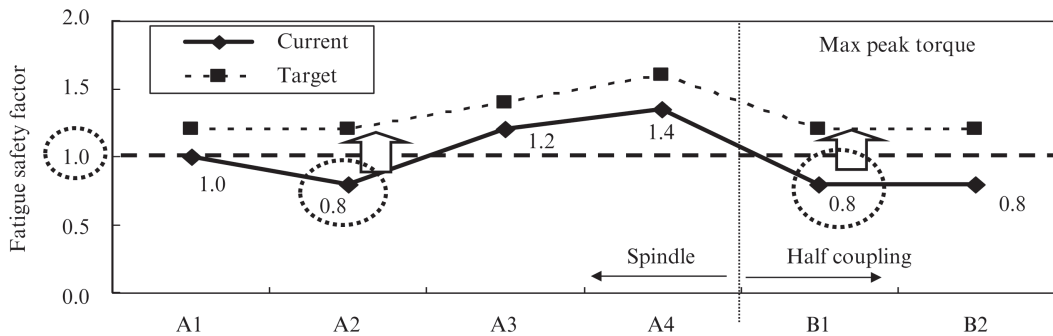


図 8 SJ・ハーフカップリング疲労安全率 (従来構造)

Fig. 8 Fatigue safety factor of SJ and half coupling (Conventional)

ハーフカップリング各部の疲労安全率をまとめたものを図8に示す。それぞれ最大応力発生部において疲労安全率が1を下回っており、強度不足であることが判明した。また、負荷分布及び修正マイナー則¹⁾を用いた寿命評価の結果、疲労寿命も5年と短く、最低目標値10年に未達であることから、高強度化改造が必要なが明らかになった。

3. 最適設計

3.1 外径最適化

SJ 高強度化のため、はじめに最大外径をどこまで拡大できるか検討した。その結果、現状のWR運用径を最少718 mm から730 mm にすることで、SJ の外径を700 mm から712 mm へ拡大可能であることが分かった。また、ハーフ

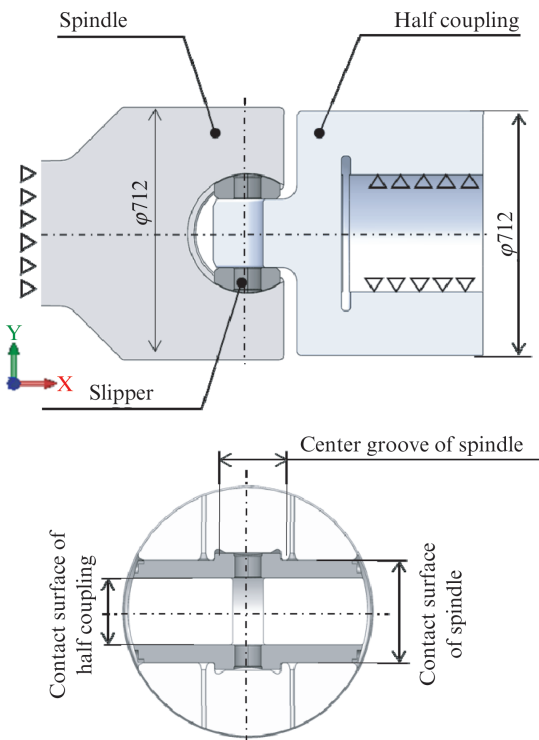


図9 SJ寸法

Fig. 9 Dimension of SJ

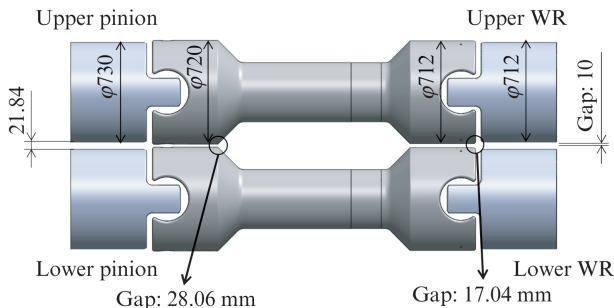


図10 SJ外径拡大時のSJ取合い

Fig. 10 SJ arrangement after expanding outside diameter

カップリングは、舌部の段付きRをR19からR40まで拡大することで応力集中の低減を図った。SJの詳細寸法を図9に、外径拡大時の設備取合いを図10に示す。最少隙間は既設とほぼ同等の17.04 mmとなり、干渉を回避できることを確認した。

3.2 ワニ口部寸法の最適化

続いてSJのスリッパが収納されるワニ口部の寸法を最適化した。基本的な考え方として、従来SJの当たり面に近い高応力場に存在した給脂孔を、SJの当たり面から遠ざけて低応力場に移動させることとした。給脂孔位置を様々に変更してFEM解析を実施したところ、給脂孔位置を25 mm動かした点で応力低減効果が大きくなったため、この位置を新たな給脂孔位置とした。給脂孔変更前後のFEM解析結果を図11に示す。給脂孔位置の変更により最大応力が424 MPaから285 MPaへと約30%低減した。

3.3 スリッパ寸法の最適化

最後にスリッパ寸法を最適化した。スリッパ寸法の最適化にあたり、条件としてスリッパ最少厚みを17.5 mmに設定した。この値は、スリッパ厚みが所定のトルクに対して薄すぎると割れ等が懸念されるため、図12(b)に示すモーター定格トルクとスリッパ厚みの関係の過去実績から設定したものである。さらに、PV値もSJにおいて重要な値となるため、既設と同等以下となるよう設定した。これらの条件のもとで検討した結果、ロール側ではSJ当たり面外径を295 mm、スリッパ幅を187 mmにすることでスリッパ最少厚み17.5 mmを確保し、PV値は71.1 kgf/mm²・mm/sと現状の77.6 kgf/mm²・mm/s以下となった。また、

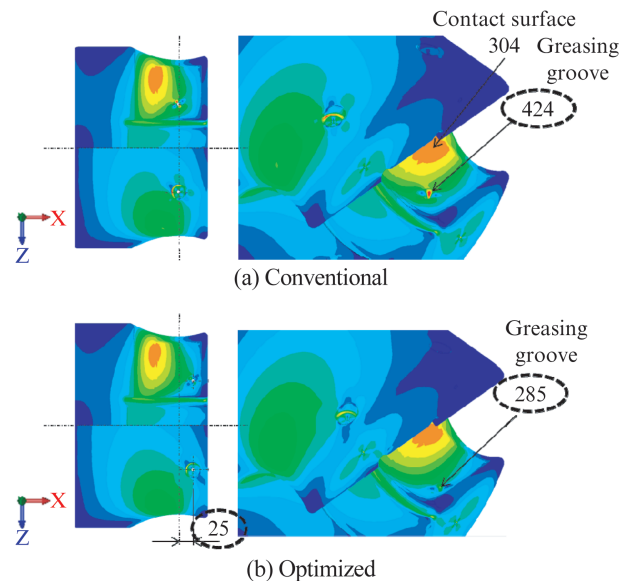
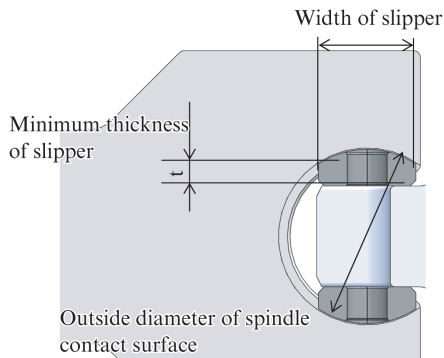
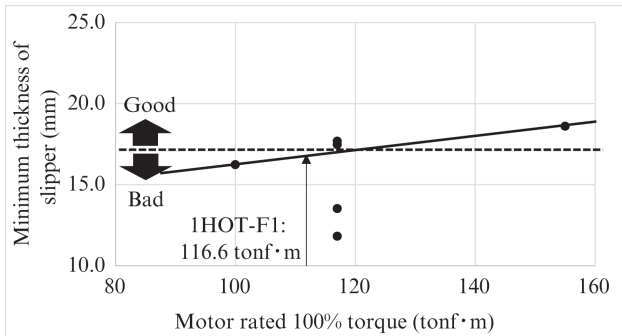


図11 給脂孔周辺応力分布

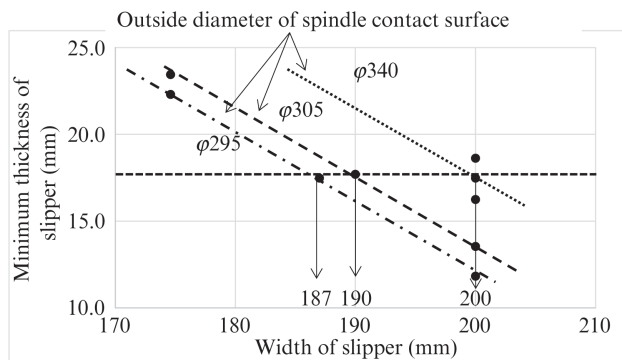
Fig. 11 Stress distribution around greasing groove



(a) Structure of slipper



(b) Relationship between thickness of slipper and motor rate torque



(c) Relationship between thickness of slipper and width of slipper

図 12 スリッパ寸法最適化

Fig. 12 Optimization of the size of slipper

ピニオンスタンド側ではSJ当たり面外径を 305 mm, スリッパ幅を 190 mm にすることでスリッパ最少厚み 17.7 mm を確保し, PV 値は $72.6 \text{ kgf/mm}^2 \cdot \text{mm/s}$ となった。これらスリッパ形状の寸法検討結果を図 12 に示す。

3.4 強度バランス改善結果

強度向上策実施後の FEM 解析結果を図 13 に示す。SJ, ハーフカップリングとも最大応力が図 7 の従来構造に比較して大きく低下している。これら発生応力から各部の疲労安全率を整理したものを図 14 に示す。従来は SJ, ハーフカップリングとも最弱部において安全率が 0.8 であったものが, 強度向上によって SJ では 1.5 に, ハーフカップリングでは 1.2 にと大幅に向上している。SJ, ハーフカップリングのいずれ

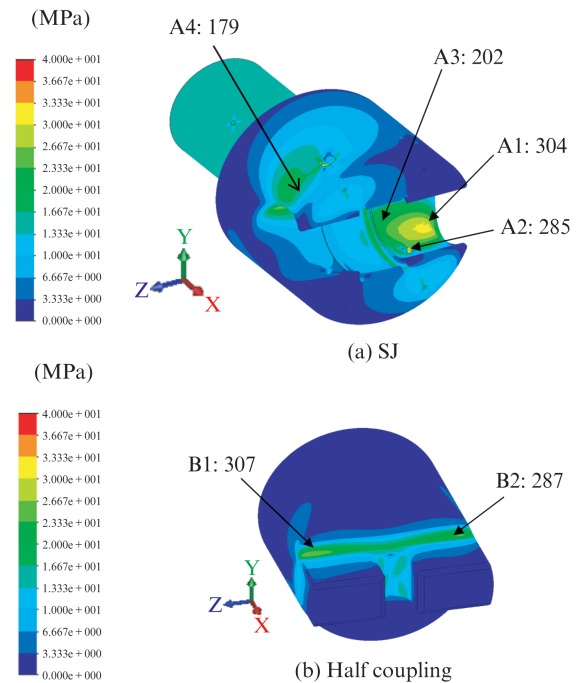


図 13 FEM 解析結果 (最適化構造)

Fig. 13 Results of FEM analysis (Optimized)

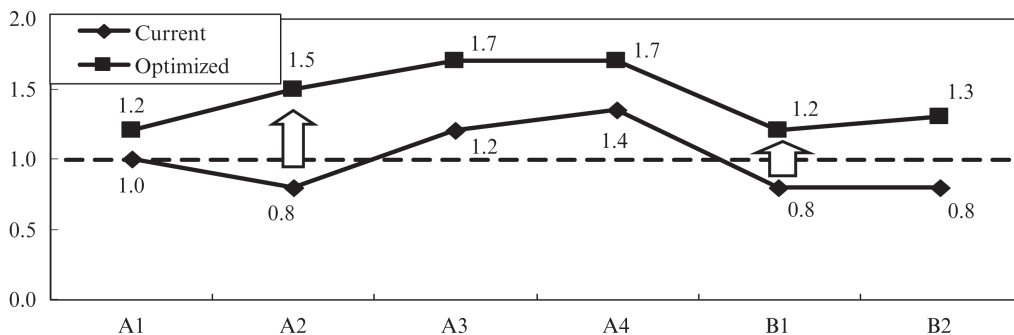


図 14 SJ・ハーフカップリング疲労安全率 (最適化構造)

Fig. 14 Fatigue safety factor of SJ and half coupling (Optimized)

もすべての個所で安全率が1を上回っており、修正マイナー則を用いた寿命評価結果では、従来の5年からほぼ無限に近くなるまで疲労寿命を延長させることができた。

4. おわりに

取合い調査，FME 解析等を用いた各種詳細検討を行い SJ の強度バランス最適化を達成した。本技術は、従来メーカーに委ねていた SJ の各種寸法の詳細検討を社内で行ったものであり、社内の技術力向上に大いに寄与している。

参考文献

- 1) Miner, M.A.J. Appl. Mech. 1945, no. 12, p. 159.



青木 辰郎



井上 達彰