

熱間圧延機における 複合圧延ロールの疲労強度解析 (その 2)

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

3つの危険箇所における疲労破壊 のリスク評価

図 11 は、前回の図 8、図 9、および図 10 に示す 3つの臨界点、 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ および C_0^0 を示している。表 4 に、ロール回転中のこれら 3つの危険箇所における最大応力、最小応力、平均応力、および応力振幅を示す。このうち、 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ はかなり大きな圧縮応力振幅を受けている。大きな圧縮応力下での疲労破壊は、ボールベアリングやローラーベアリングならびにバックアップロール表面に焦点を当てた転がり接触疲労に関するいくつかの論文でのみ扱われてい

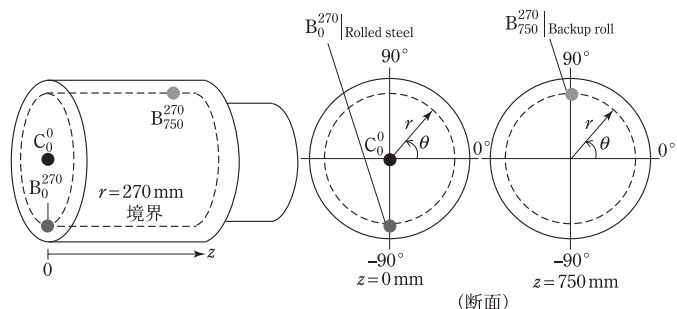
表 4 3つの危険箇所における最大応力、最小応力、平均応力、および応力振幅。

臨界点	$\sigma_{r\max}$	$\sigma_{r\min}$	σ_m	σ_a
$B_0^{270} _{\text{Rolled steel}}$	115	-347	-116	231
$B_{750}^{270} _{\text{Backup roll}}$	86	-265	-90	176
C_0^0	169	35	102	67

る⁵¹⁾⁵²⁾。言い換えれば、大きな圧縮応力場の下での通常の疲労強度に関するデータは見当たらない⁵³⁾。すなわち、大きな圧縮応力下での耐久限界線は、利用できるものが存在しないので、新たに規定する必要がある。

いくつかの実験的研究により、圧縮平均応力下での疲労寿命が調査されている^{54)~56)}。図 12 は、平均応力が 0 未満の 3 種類の圧縮荷重振幅を示している。疲労寿命は、き裂の発生、き裂の伝ば、そして最終的な破壊で構成される。き裂発生段階では、平均応力が正か負かに関係なく、疲労寿命は応力振幅によって支配される。図 12 に示すように、一定の応力振幅の下では、疲労き裂が同様に発生する⁵⁴⁾。代わりに、き裂伝ば段階では、平均応力の減少に伴い、き裂成長率が敏感に減少し、疲労寿命が大幅に増加する。図 12 (b) の $\sigma_{\max} = 0$ および図 12 (c) の $\sigma_{\max} < 0$ では、疲労き裂は伝播せず、最終的な破損が生じないことが知られている⁵⁴⁾⁵⁵⁾。ただし、 $\sigma_{\max} > 0$ では図 13 (a)、最終的な破壊に必要な引張応力の量 $\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m > 0$ は、これまで議論されていないため不明である。 $\sigma_{\max} < 0$ の大

図 11 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ 、 $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ および C_0^0 で示された 3つの危険箇所。その位置は過去の報告も参考にして決めている。



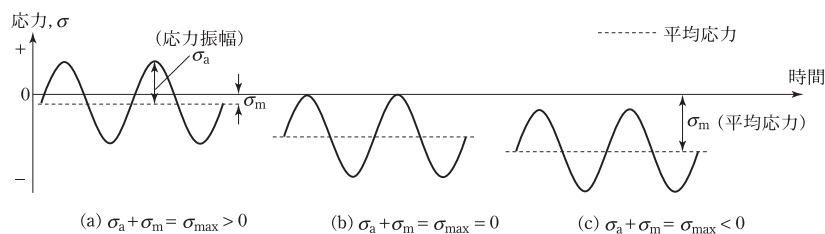


図 12 平均応力 $\sigma_m < 0$ の場合の 3 種類の圧縮荷重振幅.

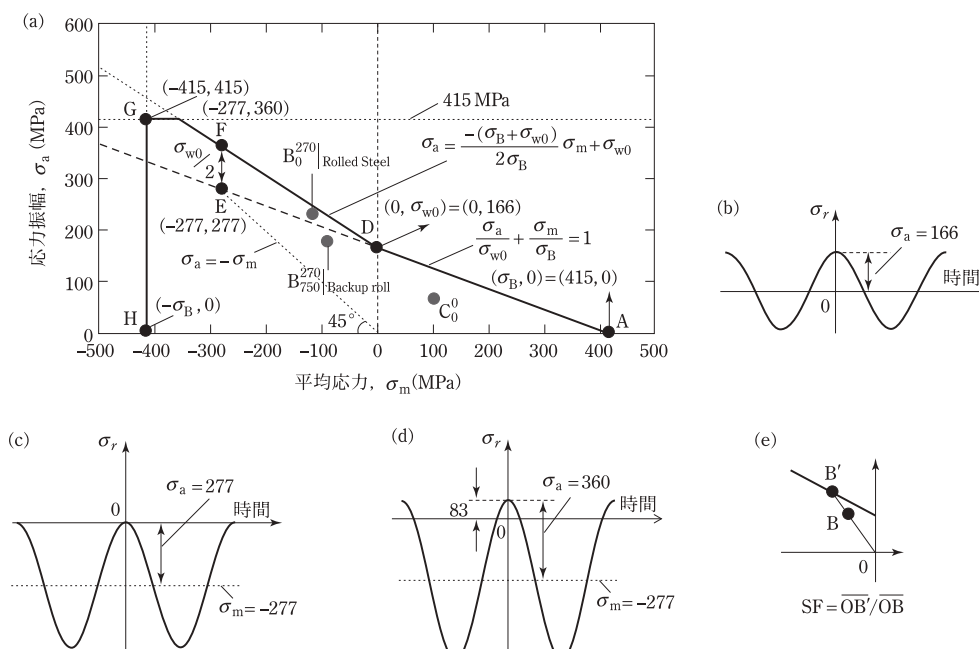


図 13 (a) 3 つの危険箇所での疲労破壊を評価するための疲労耐久線図 (応力振幅と平均応力の関係), (b) D 点の応力, (c) E 点の応力, (d) F 点の応力, (e) 相対安全率の定義.

きさによって異なるものと考えられる.

図 13 は, 応力振幅と平均応力の関係 (耐久線図, $\sigma_a - \sigma_m$ 線図) を示しており, 大きな圧縮荷重振幅 $\sigma_m \leq 0$ での疲労限界を説明している. まず, 圧縮平均応力 $\sigma_m < 0$ および応力振幅 $\sigma_a > 0$ に対して, 平均引張強度 σ_B を適用できると仮定する. それらは式 (3) で表すことができる.

$$|\sigma_m| < \sigma_B, \quad |\sigma_a| < \sigma_B \quad (3)$$

$\sigma_m \geq 0$ に対して式 (4) で定義された, いわゆる修正グッドマンの法則を仮定する.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \leq 1 \quad (4)$$

限界線 $\sigma_a/\sigma_{w0} + \sigma_m/\sigma_B = 1$ は, 負の領域 $\sigma_m < 0$ まで拡張できる⁵⁷⁾.

図 12 (b) の片振圧縮荷重 $\sigma_a + \sigma_m = \sigma_{\max} = 0$ を考えてみよう. 図 13 では, 原点からの縦座標から 45° の角度の点線で $\sigma_m = -\sigma_a$ を示している. 前述のように, 領域 (5) では疲労最終破壊は発生しない.

$$\sigma_a + \sigma_m = \sigma_{\max} \leq 0 \quad (5)$$

交点 $\sigma_a/\sigma_{w0} + \sigma_m/\sigma_B = 1$ と $\sigma_a + \sigma_m = 0$ を点 E とする (図 13 (c) を参照). 点 E は式 (5) を満たしているため, 最終破断は生じない. したがって, 点 E の代わりに, 最終的な破損を引き起こすために一定量の正の引張応力が生じる点 F を疲労限界と見なす⁵⁸⁾. 最大引張 / 圧縮応力 $\sigma_r = 166$ MPa が生じる点 D (図 13 (b) を参照) が両振疲労限界である. 点 E では最大圧縮応力 $\sigma_r = 554$ MPa = 277 MPa $\times 2$ が点 D の 3 倍以上となり, より深刻な損傷

が蓄積されている。よって、点 F に必要な引張応力の量は、点 D よりも小さい必要がある。これらより、点 F でのこの引張応力には、半分の値 $\sigma_{w0}/2 = 83 \text{ MPa}$ が必要であると仮定する (図 13 (d) を参照)。図 13 の点 D と点 F を通る線を引くことにより、疲労限度を推定する。範囲は次の式で表すことができる。

$$\sigma_a \leq -\frac{\sigma_B + \sigma_{w0}}{2\sigma_B} \sigma_m + \sigma_{w0} \quad (6)$$

大きな圧縮荷重振幅に対して、疲労限度は式 (3)～(6) から決定され、図 13 (a) の点 A, D, F, G, H を通る太い実線で表される。図 13 (a) は、表 4 の 3 つの危険箇所 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$, $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ および C_0^0 での結果を示している。表 5 は、図 13 (e) で $SF = \overline{OB'}/\overline{OB}$ として定義された安全率を示している。SF 値が大きいほど、SF 値が小さい別のポイントよりもそのポイントが相対的に安全であることを意味する。したがって、相対安全率 SF を使用して、疲労破壊のリスクを相対的に評価できる。相対安全率 $SF \geq 1$ であるが、 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$ は $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ や C_0^0 より相対的に危険である。表

表 5 $SF = \overline{OB'}/\overline{OB}$ として定義された相対安全率。連続 FEM 解析を適用することにより、3 つ危険箇所について求めたもの (図 13 (e) 参照)。

臨界点	安全係数, SF
$B_0^{270} _{\text{Rolled steel}}$	1.09
$B_{750}^{270} _{\text{Backup roll}}$	1.43
C_0^0	1.55

5 より、HSS/DCI 境界上の点 B_0^{270} 付近での疲労き裂の発生が、以前に発生したいくつかのロール破損の原因である可能性を示している。

C_0^0 は比較的安全であるが、図 13 (a) では、ロールの中心でよく観察される材料の欠陥が考慮されていない。最近日高らは、DCI 試験片の極値の統計を使用して最大欠陥サイズを評価し、DCI 接合部の最小疲労限度が溶接接合部よりも大きいことを確認した⁵⁹⁾⁶⁰⁾。この研究では、ロール中心点 C_0^0 での疲労破壊リスクを正確に評価する次の式が適用される⁶¹⁾。

$$\sigma_{w0} = \frac{1.56(H_V + 120)}{(\sqrt{area})^{1/6}} \quad (7)$$

ここで、 σ_{w0} は MPa 単位であり、欠陥を含む材料の完全に逆方向の荷重下での疲労限界である。 H_V の単位は kgf/mm^2 で、ビッカース硬度の数値である。 $\sqrt{area}$ は μm 単位で、最大主応力に垂直に投影された欠陥/き裂面積の平方根である。図 14 に球状欠陥径 $2a = 0, 5000, 10000 \mu\text{m}$ を仮定したときの疲労限 σ_{w0} を $\sqrt{area} = \sqrt{\pi a^2}$ で示す。ここで、 $5 \text{ mm} (= 5000 \mu\text{m})$ の欠陥サイズはロールメーカー各社で経験的に知られている寸法であり、ここでは安全上の理由から $10 \text{ mm} (= 10000 \mu\text{m})$ の欠陥サイズも考慮する。図 14 は、欠陥径が $2a = 0$ から $2a = 5000 \mu\text{m}$ に変化すると、疲労限 σ_{w0} が $\sigma_{w0} = 166 \text{ MPa}$ から $\sigma_{w0} = 87 \text{ MPa}$ に減少することを示している。 $2a = 10000 \mu\text{m}$ の場合、疲労限度 σ_{w0} は $\sigma_{w0} = 78 \text{ MPa}$ に低下する。表 6 は、相対安全率 SF が欠陥サイズの増加に伴って減少することを示

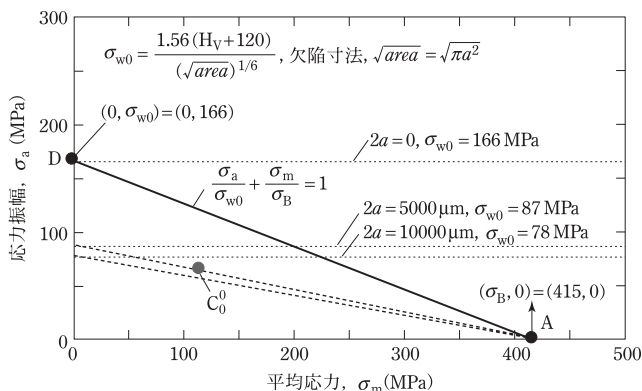


図 14 $\sqrt{area} = \sqrt{\pi a^2}$ により球状欠陥直径 $2a = 0, 5000, 1000 \mu\text{m}$ を仮定した場合の C_0^0 点での疲労破壊を評価するための疲労耐久線図。

表6 ロール中心 C_0^0 での欠陥を考慮したときの相対安全率, $SF = \overline{OB'}/\overline{OB}$. 球状欠陥の直径 $2a=0, 5000, 10000$ と $\sqrt{area} = \sqrt{\pi a^2}$ から求めたもの.

直径変化 (μm)	安全係数, SF
$2a=0$	1.55
$2a=5000$	0.98
$2a=10000$	0.91

している. 図14は, 点 C_0^0 が欠陥の寸法によって危険になることを示している. 欠陥サイズが5 mmの場合, 表5の点 C_0^0 での疲労破壊のリスクは, 欠陥のない点 C_0^0 よりも格段に大きくなる.

残留応力と圧延応力の重ね合わせによる実ロール圧延時の応力の推定

図15(a)に示すように, ここでは, 疲労破壊リスクを評価するために, ロールの残留応力から圧延応力までの連続的な解析を実行した. そして,

危険箇所 $B_0^{270}|_{\text{Rolled steel}}$, $B_{750}^{270}|_{\text{Backup roll}}$ および C_0^0 を σ_a - σ_m 線図上で考慮する. ただし, 実際のロール回転では, 荷重履歴によって塑性変形による応力が変化するため, σ_a と σ_m の結果が変わる場合がある. ロールごとに別の連続的解析を行う必要があるためその違いを明確にするために多くの計算が必要である. そこで, ここでは簡単な評価方法を考える. 図15(b)は, 残留応力と圧延応力を単純に重ね合わせる重ね合わせの方法を示している. 図16は, 図15(b)に示す重ね合わせ法で得られた3つの臨界点をは応力振幅と平均応力を用いた疲労耐久線で評価した図を示している. 表7は, 重ね合わせによって得られた安全率SFを, 以前の連続FEM解析の結果と比較する. 表7に示すように, 重ね合わせのSFは, 連続分析のSFよりも小さくなっている. 言い換えると, 図15(a)のFEM連続結果は図15の重ね合わせの結果よりも安全であるため, 重ね合わせ法はより安全な方法で疲労破壊の

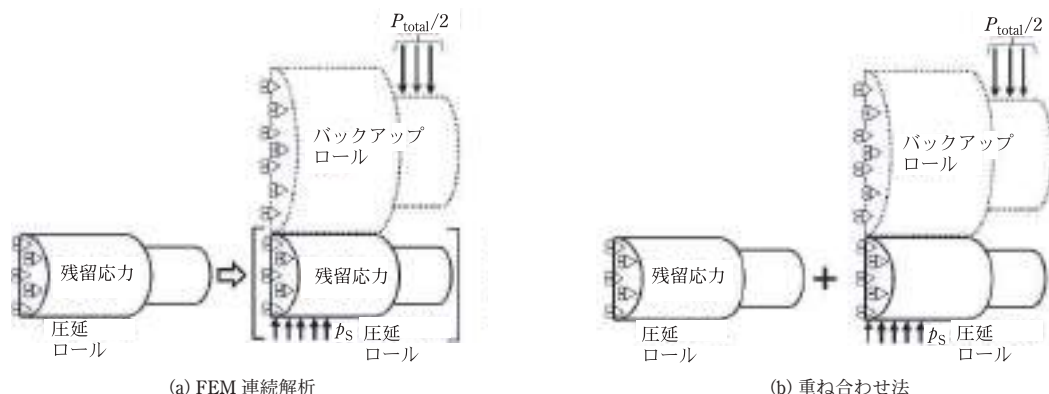


図15 実ロール圧延時の応力を求めるための(a)FEM連続解析と(b)重ね合わせ法の説明図.

図16 3つの危険箇所での疲労破壊のリスクを評価するための疲労耐久線図. 連続FEM解析によって得られた点線の円と, 残留応力と圧延応力を重ね合わせて得られた色付きの円の比較.

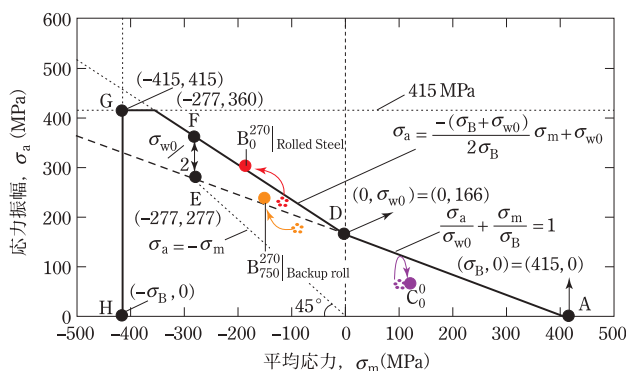


表 7 3つの危険箇所に関する連続 FEM (図 16 の点線の円) と単純な重ね合わせ (図 16 の色付きの円) によって得られた相対安全率 SF の比較.

臨界点	連続 FEM 解析	重ね合わせ法
B_0^{270} Rolled steel	1.09	> 0.95
B_{750}^{270} Backup roll	1.43	> 1.27
C_0^0	1.55	> 1.49

リスクを評価できる. すなわち, 結果を重ね合わせるだけで, 転がり応力を安全側に推定できると結論付けることができる. 表 7 の結果は, 典型的な帯鋼のさまざまな圧延の負荷履歴について参考となる.

結論

この解説では, 4 段式圧延機での圧延中に複合圧延ロールに発生する圧延応力を 3 次元弾塑性 FEM 接触解析によって考察して取り扱った. 初期残留応力を考慮し, 疲労破壊のリスクを評価するために連続的に解析した結果を示した. 本研究では, 現在の製鉄所における平均値とみなせる以下の圧延条件を仮定した³⁴⁾. 圧延ロールの直径 $D_w = 660$ mm, 長さ $L = 1800$ mm, 高クロム鋼バックアップロールの直径 $D_B = 1400$ mm で, 長さ $L = 1800$ mm, 圧延鋼の幅 $W = 1200$ mm, 標準圧延力 $P_{\text{total}} = 16400$ kN³⁴⁾³⁵⁾. 得られた結論は次のように要約できる.

1. 疲労破壊の危険性を評価するために, 焼入れ-焼戻し-圧延の連続 FEM 解析を実行した. 解析と経験に基づいて 3 つの危険箇所に着目することにより, 最も危険な点が HSS/DCI 境界点 B_0^{270} (r, z) = (270 mm, 0) にあると結論付けることができる. 圧延される鋼から最大の応力振幅が生じる. もう 1 つの危険箇所は, バックアップロールの接触により, (r, z) = (270 mm, 750 mm) である B_{750}^{270} に位置する.
2. 相対安全係数 SF を使用することにより, 疲労破壊のリスクを論じた. その結果 HSS/DCI 境界上のポイント B_0^{270} および B_{750}^{270} 付近での疲労き裂の発生が, 以前のいくつかのロール破損の原因である可能性を示した.

3. ロール 1 回転ごとの連続 FEM 解析は時間を要するため, 残留応力と圧延応力を重ね合わせる簡便な評価方法を検討した. 図 16 (a) の FEM 連続解析結果は, 図 16 (b) の重ね合わせの結果よりも安全であるため, 重ね合わせ法によって簡便に安全側に破壊のリスクを評価できることが示された.

参考文献

- 51) T. Sakai, B. Lian, M. Takeda, K. Shiozawa, N. Oguma, Y. Ochi, M. Nakajima and T. Nakamura: Int. J. Fatigue, **32** (2010), 497.
- 52) E. Zalnezhad, A. A. D. Sarhan and P. Jahanshahi: Int. J. Adv. Manuf. Technol., **70** (2014), 2211.
- 53) K. H. Schroder: A Basic Understanding of the Mechanics of Rolling Mill Rolls, Eisenwerk Sulzau-Werfen, ESW-Handbook, Tenneck, Austria, (2003).
- 54) H. Nisitani and N. Yamashita: Trans. JSME, **32** (1966), 1456.
- 55) H. Nisitani and M. Goto: Trans. JSME Part A, **50** (1984), 1926.
- 56) Y. Akiniwa, K. Tanaka and N. Taniguchi: Trans. JSME Part A, **53** (1987), 1768.
- 57) A. Ince and G. Glinka: Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., **34** (2011), 854.
- 58) K. Kasaba, T. Sano, S. Kudo, T. Shoji, K. Katagiri and T. Sato: J. Nucl. Mater., **258-263** (1998), 2059.
- 59) T. Hidaka, N.-A. Noda, Y. Sano, N. Kai and H. Fujimoto: ISIJ International, **59** (2019), 1860.
- 60) T. Hidaka, N.-A. Noda, Y. Sano, N. Kai and H. Fujimoto: ISIJ International, **60** (2020), 1006.
- 61) Y. Murakami: Metal Fatigue: Effect of small defects and nonmetallic inclusions, Elsevier Science, Kidlington, Oxford, UK, (2002).

付録 A. 複合圧延ロールの残留応力シミュレーションの概要

前回の図 5 は, 先の論文^{30)~33)}で説明したシミュレーション手法を用いて残留応力分布を求めた結果である. この付録 A では, それら論文の残留応力シミュレーションの概要を簡単に紹介する. 鉄鋼業界における国際競争の激化に伴い, より厳しい圧延条件の下で高品質の圧延製品が安定して

得られるようになってきている。圧延ロールの残留応力は、これらの技術的課題や製造コストと密接に関係しているため、ロールメーカーは、ロー

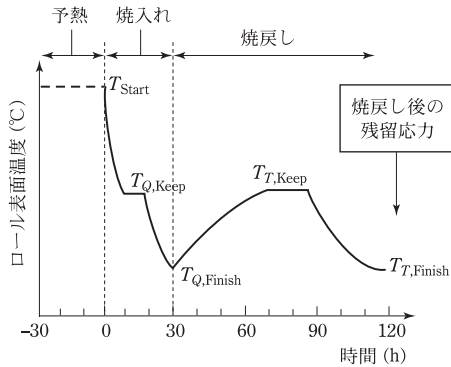


図 A1 複合圧延ロールの加熱焼入れ焼戻し処理。

ル表面の残留応力を確認するために、X線回折法や超音波法など、多くの実用的な測定方法を適用した。これらの非破壊的な方法では内部応力が得られないため、ザックスボーリング法やディスクカット法などの破壊検査が行われており、費用と手間がかかる⁴⁷⁾⁴⁸⁾。この意味で、様々な異なる

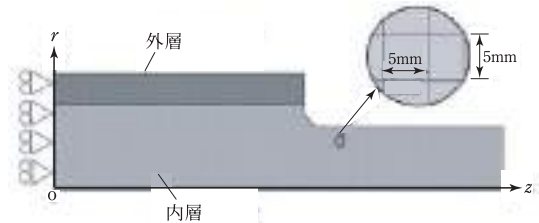


図 A2 加熱処理をシミュレートするための複合圧延ロールの軸対称 FEM モデル。

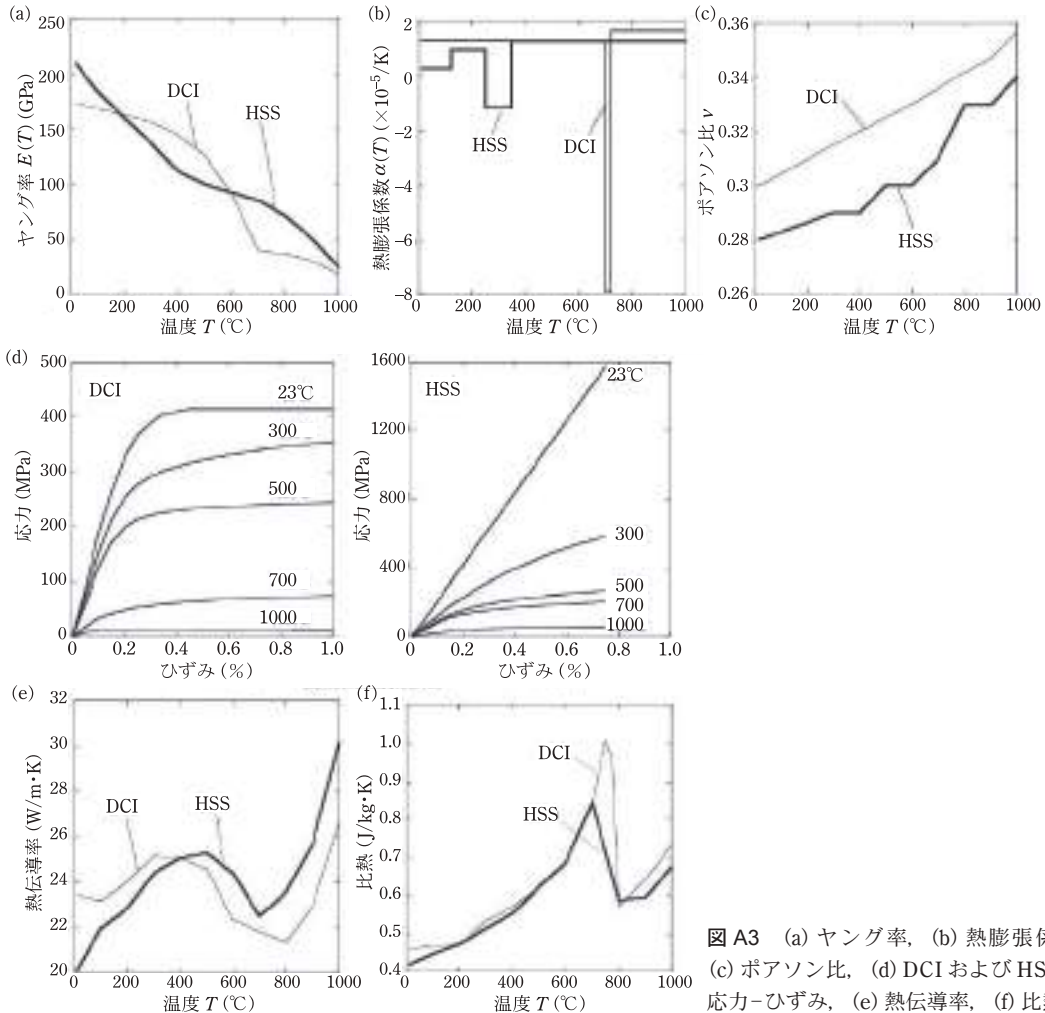


図 A3 (a) ヤング率, (b) 熱膨張係数, (c) ポアソン比, (d) DCI および HSS の応力-ひずみ, (e) 熱伝導率, (f) 比熱。

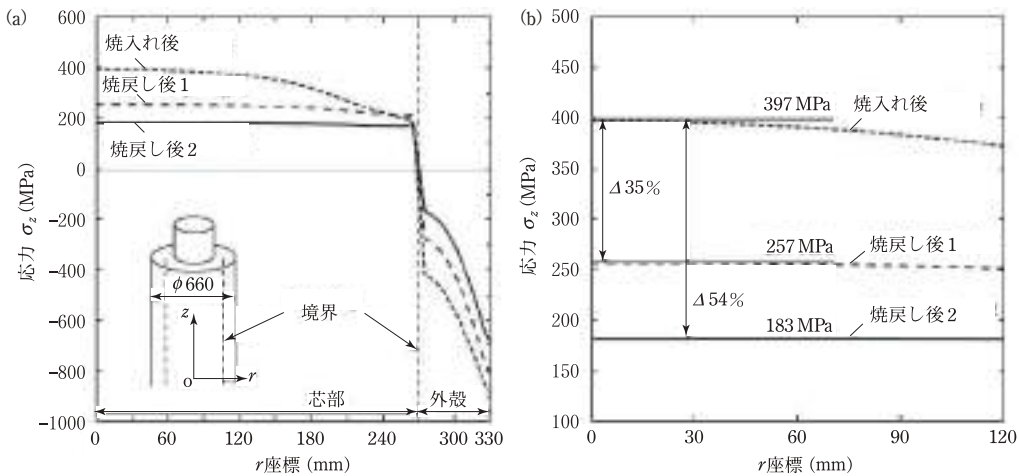


図 A4 (a) 焼入れ後、一次焼戻し後、二次焼戻し後の応力分布、(b) 最大応力範囲の詳細。

熱処理下でのロールの表面から内部までの残留応力分布を求め得る残留応力シミュレーション技術が要求されている。図 A1 は、予熱、急冷、焼戻しからなる熱処理中の複合圧延ロールの表面温度履歴を示している。予熱工程では、ロール全体が $T_{\text{start}} = 1050^\circ\text{C}$ の均一な温度まで加熱され、数時間保持される。その後、空冷によりロール温度は急速に低下する。その後、ロールを再び炉に入れ、 $T_{\text{Q,Keep}}$ に維持して、急冷による過度の熱応力を防ぐ。保持時間の後、ロールは $T_{\text{Q,Finish}}$ の温度になるまでゆっくりと冷却される。焼入れ処理後、2 回の焼戻し処理を行い、残留応力を解放し、安定した組織を得る。このプロセスの後、生成された残留応力は、圧延解析の連続 FEM 解析の初期条件として使用される。前回の図 5 に示すような予熱、焼入れ、焼き戻し中の複合圧延ロールの残留応力の予測は、FEM シミュレーションによって効率的に実現でき、実測よりも低コストで高精度である。以前の研究では^{30)~33)}、図 A2 に示すように、ロールの半分の長さの軸対称 FEM モデルが考慮されていた。図 A3 は、ヤング率、熱膨張係数、ポアソン比、DCI と HSS の両方の応力-ひずみ特性、熱伝導率、および焼入れプロセス中の比熱を示している。図 A4 に焼入れ後、1 次焼戻し後、2 次焼戻し後の応力分布を示す。1 回目の焼戻し後、最大引張応力は 35% 減少し、2 回目の焼戻し後、最

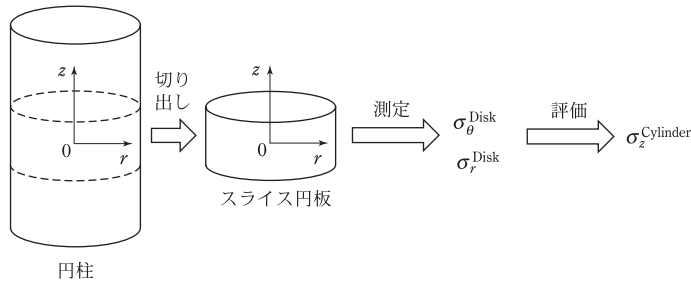
大引張応力は 54% 減少した。

付録 B. ロール内部の内部残留応力を測定するためのディスクカット法の概要

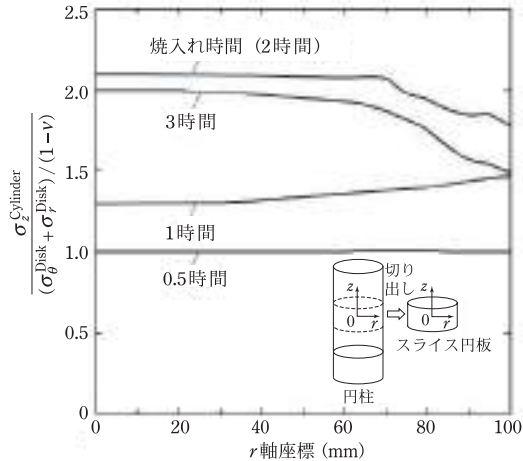
付録 B では、ディスクカット法 (円板切出し法) について簡単に紹介する。図 B1 は、中央部分のロール胴部からスライスされた薄いディスクを示している⁴⁹⁾。ディスクをスライスする過程で、シリンダー表面の円周方向および軸方向の歪みが歪ゲージを使用して記録された。スライスされたディスクの軸応力 Q_z^{Disk} は完全に解放されるため、スライスされたディスクの残留応力は平面応力になる。次に、スライスされたディスク応力 σ_r^{Disk} と $\sigma_\theta^{\text{Disk}}$ が得られ、円柱応力 $\sigma_z^{\text{Cylinder}}$ が推定される。円柱とディスクの熱弾性応力を計算するには、次の式を使用できる。ディスクが温度分布 $T(r)$ を受けるとき、熱応力 σ_r^{Disk} と $\sigma_\theta^{\text{Disk}}$ は式 (B1) と式 (B2) で与えられる。一方、円柱応力 $\sigma_z^{\text{Cylinder}}$, $\sigma_r^{\text{Cylinder}}$, $\sigma_\theta^{\text{Cylinder}}$ は、式 (B3)、式 (B4)、式 (B5) で与えられる。

$$\sigma_r^{\text{Disk}} = \alpha E \left(\frac{1}{b^2} \int_0^b T(r) r dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) r dr \right) \quad (\text{B1})$$

$$\sigma_\theta^{\text{Disk}} = \alpha E \left(-T(r) + \frac{1}{b^2} \int_0^b T(r) r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) r dr \right) \quad (\text{B2})$$



図B1 ディスクカット法によるロールの内部応力の求め方の模式図。



図B2 焼入れ時間を変えたときの複合ロールのロール中心付近での応力比 $\frac{\sigma_z^{\text{Cylinder}}}{(\sigma_r^{\text{Disk}} + \sigma_{\theta}^{\text{Disk}}) / (1 - \nu)}$ 。

$$\sigma_r^{\text{Cylinder}} = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \left(\frac{1}{b^2} \int_0^b T(r) r dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) r dr \right) = \frac{1}{1 - \nu} \sigma_r^{\text{Disk}} \quad (\text{B3})$$

$$\sigma_{\theta}^{\text{Cylinder}} = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \left(\frac{1}{b^2} \int_0^b T(r) r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) r dr - T(r) \right) = \frac{1}{1 - \nu} \sigma_{\theta}^{\text{Disk}} \quad (\text{B4})$$

$$\sigma_z^{\text{Cylinder}} = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \left(\frac{2}{b^2} \int_0^b T(r) r dr - T(r) \right) = \sigma_{\theta}^{\text{Cylinder}} + \sigma_r^{\text{Cylinder}} \quad (\text{B5})$$

上式より、同一温度分布における円板応力と円柱応力の関係は次のように表せる。

$$\sigma_z^{\text{Cylinder}} = \frac{1}{1 - \nu} \sigma_{\theta}^{\text{Disk}} + \sigma_r^{\text{Disk}} \quad (\text{B6})$$

ここで、 b は円柱の半径、 $T(r)$ は温度分布、 E はヤング率、 α は熱膨張係数、 ν はポアソン比である。式 (B6) に示すように、応力 $\sigma_z^{\text{Cylinder}}$ は、塑性がない場合、ディスク応力 $\sigma_{\theta}^{\text{Disk}}$ と σ_r^{Disk} から正確に

求めることができる。図B2は、付録Aの図A3と同じ材料特性を使用して、さまざまな焼入れ時間での複合ロールと円板の応力比 $\sigma_z^{\text{Cylinder}} / [(\sigma_r^{\text{Disk}} + \sigma_{\theta}^{\text{Disk}}) / (1 - \nu)]$ を求めた結果である^{30)~33)}。式 (B1) で表される弾性応力とは異なり、図B2の縦軸に示す応力の比は焼入れ時間によって異なる。ほとんどの場合、この比は1より大きいため、注意が必要である。たとえばロールの応力 $\sigma_z^{\text{Cylinder}}$ は、値 $(\sigma_r^{\text{Disk}} + \sigma_{\theta}^{\text{Disk}}) / (1 - \nu)$ の2倍になる場合がある。付録Aに示す数値シミュレーション法は内部応力を求めることができるので有用である。

式番号、図表番号、文献番号は前回のつづき。

のだ・なおき NODA Nao-Aki

1984 九州大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。九州工業大学工学部講師・助教授を経て、教授。焼入れ式ローラや特殊ボルト等の産学連携に関する研究に従事。日本設計工学会論文賞受賞。日本機学会材料力学部門賞業績賞。日本機械学会フェロー。自動車技術会フェロー。2019-2021 日本材料学会九州支部長。2022.04 九州工業大学名誉教授。

さの・よしかず SANO Yoshikazu

1967 九州大学大学院機械修了。日立金属株式会社。1992 技師長。1996 九州大学より博士(工学) 授与。学術研究員。九州工業大学支援研究員を経て(株)ホーシン技術顧問。焼入れ式ロールの構造設計に関する研究に従事。(公社)日本設計工学会2019年度論文賞受賞。

たかせ・やすし TAKASE Yasushi

1985 九州工業大学技術職員。1993 同工学部設計生産工学科夜間主コース卒業。2002 技術専門職員。2007「任意寸法の試験片に対して正確な応力集中係数を与える計算式に関する研究」で博士(工学)。2020年度日本塑性加工学会教育賞受賞。

ほった・げんじ HOTTA Genji

1979 九州工業大学卒業。(株)日鉄エレクトックスを経て2008 有明工業高等専門学校機械工学科教授。2012 熊本大学より博士(工学) 授与。2019より九州工業大学客員教授。2021 西日本工業大学客員教授。日本技術士会ものづくり部会長。2021年度技術士功労章受章。