

ONLINE ISSN: 2188-9023 PRINT ISSN: 0919-2948

Volume 54, Number 1, Page 45-60

Category: Paper

Received date: 17 April 2018

Accepted date: 31 July 2018

J-STAGE Advance publication date: 11 September 2018

Publication date: 5 January 2019

Corresponding author: Kengo NOJIMA (E-mail address: nojima-k@tiit.or.jp)

DOI: 10.14953/jjsde.2018.2805

Copyright©2019 Japan Society for Design Engineering

有限要素解析を援用した浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度の推定

Estimation of Bending Fatigue Strength of Case-Carburized Helical Gears Using Finite Element Analysis

野嶋 賢吾*¹, 緒方 健悟*², 田中 求*³, 西 遼佑*⁴, 小野 勇一*⁵, 小出 隆夫*⁶
(Kengo NOJIMA) (Kengo OGATA) (Motomu TANAKA)
(Ryosuke NISHI) (Yuichi ONO) (Takao KOIDE)

Abstract

Case-carburized helical gears are widely used for mechanical devices. Since fracture of a tooth of a helical gear may lead to the total loss of a helical gear device, we need to accurately estimate the bending fatigue strength of helical gears for designing helical gear devices. In this paper, we developed a method for numerically estimating the bending fatigue strength of case-carburized helical gears in three steps. First, we calculated the tooth root stress of helical gears by the finite element method (FEM). Second, we calculated the carbon concentration, the residual austenite amount and the residual stress of helical gears using FEM-based heat treatment simulations. Third, we estimated the bending fatigue strength of helical gears by applying the first and second results to the endurance limit diagram. To verify the validity of our method, we compared the estimated values of the bending fatigue limit of the helical gears calculated by our method with the experimental values obtained from bending fatigue tests. For the helix angle $\beta_0 \leq 25^\circ$, the estimated values agreed with the experimental values within the error range of $\pm 10\%$. However, for $\beta_0 = 30^\circ$, the estimated values did not agree with the experimental values. Thus, we demonstrated that our method is applicable to $\beta_0 \leq 25^\circ$.

Key words

helical gear, case-carburized gear, bending fatigue strength, root stress analysis, heat treatment analysis, FEM

日本設計工学会2017年度秋季大会研究発表講演会(2017年10月8日)にて発表

- * 1 正会員, (地独)鳥取県産業技術センター(〒689-3522 米子市日下1247), nojima-k@tiit.or.jp
- * 2 非会員, 鳥取大学大学院(〒680-0945 鳥取市湖山町南4-101), ken53.belkakunn.0523@gmail.com
- * 3 非会員, 鳥取大学大学院(同上), tanaka0331motomu@gmail.com
- * 4 正会員, 鳥取大学(同上), nishi@tottori-u.ac.jp
- * 5 正会員, 鳥取大学(同上), ono@tottori-u.ac.jp
- * 6 正会員, 鳥取大学(同上), koide@tottori-u.ac.jp

1 緒言

はすば歯車は、運転がなめらかで低騒音であることから平歯車と同様に非常に多く用いられる¹⁾。歯車の設計においては、歯元強度と歯面強度の両者への対策が必要であるが、歯の折損は歯車装置の全損につながるため、まずは歯元の疲労強度を正確に推定することが重要である。はすば歯車は、浸炭焼入れして使用されることが一般的であり、その設計においては、(i)歯元応力の推定と、(ii)浸炭焼入れされた歯車材料の疲労強度の推定が求められる。上記の(i)と(ii)には、次のような課題がある。

まず、(i)歯元応力の推定については、はすば歯車は、歯すじ方向に歯がねじれていることや、歯幅端の一方には鋭角、他方には鈍角の不完全部を有することから、平歯車に比べかなり複雑な歯元応力分布となる。従来、はすば歯車の歯元応力の推定には、ISO 6336-3による方式²⁾(以下、ISO式と略す)や、ISO式と同一思想の日本機械学会式、AGMA式およびBS式などが一般に用いられてきた³⁾。歯車装置の最適化を目的とした高度な解析をともなう設計には、久保・梅澤の方法⁴⁾が用いられる場合もある。

ISO式は、仮想平歯車により計算される歯元応力に各種の修正係数を加える方式であり、その計算結果はねじれ角 $\beta_0 \leq 25^\circ$ において保証され、 $\beta_0 > 25^\circ$ に適用する場合には有限要素法(Finite Element Method, 以下、FEMと略す)や応力測定などによる詳細な検証を行うことが推奨されている。筆者らの研究⁵⁾でもISO式を $\beta_0 > 30^\circ$ に適用する場合、歯元応力を過小評価する恐れがあることを指摘している。

一方、久保・梅澤の方法は、かみ合い進行にともなう歯面荷重分布状態の変化を計算する理論と、実験結果をもとに作成された関数を用いる方法である。また、久保・梅澤の方法は歯車の各種誤差の影響を考慮できる高度な計算手法であり、自動車用トランスミッションの設計にも用いられている⁶⁾。しかし、久保・梅澤の方法を利用するためには、現状では計算プログラムを自作する必要がある、多くの機械設計者が利用できるISO式のような環境は整っていない。

こうしたなかで、機械設計者が3D-CAD操作の延長で扱えるFEMは急速に普及しており、ISO式と久保・梅澤の方法を補完する設計ツールとして有用⁷⁾と考えられるが、FEMによる歯元応力解析結果を用いて浸炭焼入れはすば歯車の疲労強度を評価した事例は見当たらない。

次に、(ii)浸炭焼入れされた歯車材料の疲労強度の推定については、浸炭部の疲労強度に対して炭素濃度(浸炭部の硬さ)のほか、残留応力および残留オーステナイト量などの影響が大きいことが知られている^{7), 8)}。これらの値は、歯車材料の成分元素や熱処理条件で異なるため、個別の条件に対する検討が必要であり、種々の条件において浸炭焼入れはすば歯車の疲労強度に影響を及ぼす因子を実験的に調べる研究も行われている⁹⁾。筆者らも浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度に及ぼすねじれ角、両歯幅端の硬化層および歯元応力分布の影響に関する研究¹⁰⁾を進めている。しかし、疲労試験をともなう実験評価には、多大な労力、時間、費用を要するため、熱処理解析により浸炭焼入れされた歯車材料の疲労強度を推定できるようになることが望まれる。

そこで、本研究では、FEM解析を援用した浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度推定法について検討した。FEMによる歯元応力解析と熱処理解析(炭素の拡散解析、弾塑性応力解析、熱伝導・熱伝達解析、相変態解析)を行い、これらの解析より得られた歯元応力、炭素濃度(硬さ)および残留応力を耐久限度線図に適用して、浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度を推定した。さらに、浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労試験も行い、本研究で用いた曲げ疲労強度推定法の妥当性を検証した。

2 解析対象はすば歯車

表 1 に本研究で用いるはすば歯車対の主要諸元を示す。本研究では、ねじれ角 $\beta_0=10^\circ$ から 30° までのはすば歯車対を解析対象とした。表中の記号の添え字の 1 と 2 は、それぞれ駆動歯車と被動歯車を示し、歯幅はそれぞれ $b_1=20\text{mm}$ および $b_2=30\text{mm}$ であり、歯数はいずれも $z_1=z_2=36$ 枚である。歯車材料は JIS SNC815 であり、この材料にガス浸炭焼入れした場合の疲労強度を推定した。

Table 1 Dimensions of test helical gear pairs

Normal module	m_n	3
Number of teeth	z_2/z_1	36/36
Normal pressure angle	α_n (deg)	20
Face width	b_2/b_1 (mm)	30/20
Helix angle	β_0 (deg)	10, 20, 25, 30
Circumferential backlash	j_t (mm)	0.60
Material		SNC815

3 FEM による歯元応力解析

3.1 歯車モデル

解析用の歯車モデルは、歯車誤差のない標準はすば歯車であり、図 1(a)に示す「歯車計算ソフト GCSW for Web¹¹⁾」から出力される軸直角歯形（図 1(a)中の破線は $\beta_0=10^\circ$ の歯形を示す）をもとに、SolidWorks[®] 2016¹²⁾のヘリカルカーブおよびスイープ機能を用いて、図 1(b)に示すような 3D はすば歯車モデルを作成した。

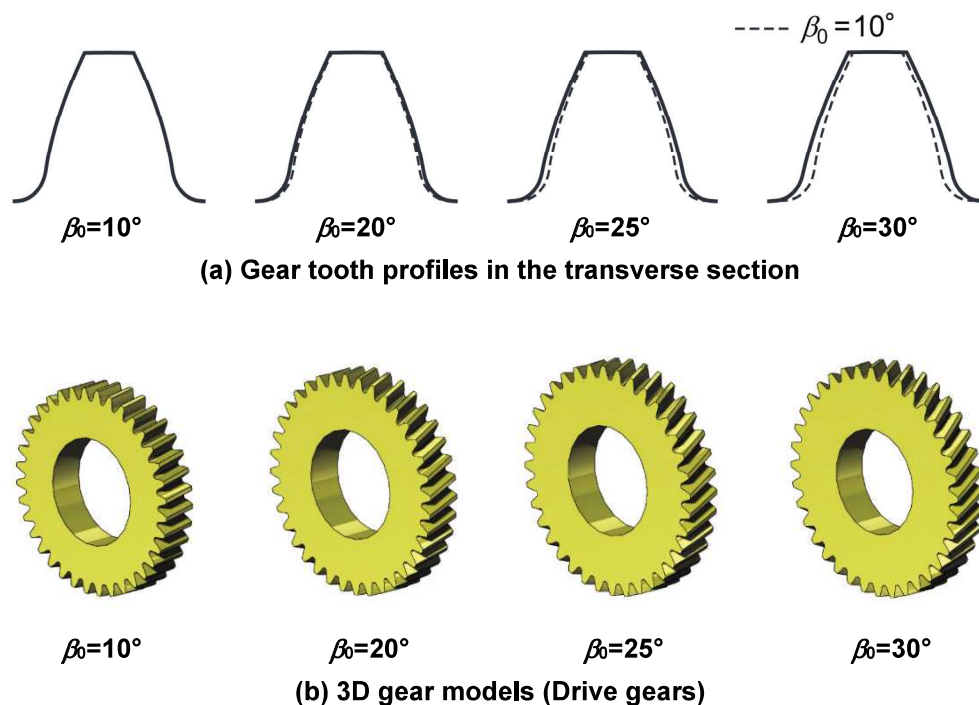


Fig. 1 Helical gear models for root stress analysis by FEM

3.2 歯元応力解析条件

FEMによる汎用構造解析ソフトウェアであるSolidWorks® Simulation 2016¹³⁾を用いて、表1に示すはすば歯車対を静的にかみあわせた場合の線形・接触解析を行った。解析における歯車対のかみ合い位置は、着目する歯がかみ合いを開始する位置からかみ合いを終了する位置までの各かみ合い位置とした。FEMによる計算結果の妥当性については、小田らによる浸炭焼入れはすば歯車対のひずみゲージ法による歯元応力測定結果¹⁴⁾との比較検証により確認している⁵⁾。

図2に歯車対のFEMメッシュ（四面体要素）を示す。解析では、接触部である作用歯面および応力評価部である歯元すみ肉部のメッシュサイズを細かくし、それ以外の場所ではメッシュサイズを粗くした。なお、初期メッシュサイズは、作用歯面では1mm程度、歯元すみ肉部では0.3mm程度とし、精度の悪い部分の要素を再分割する手法であるアダプティブh法¹⁵⁾を用いて3回の繰り返し計算を行った。解析に用いた歯は、駆動歯車と被動歯車のいずれにおいても5枚である。解析における拘束条件は、被動歯車の軸穴面およびモデル切断面を完全固定、駆動歯車の軸穴面を円周方向のみ自由とし、駆動歯車の軸穴面にトルクを与えた。計算に用いたヤング率 E とポアソン比 ν は、それぞれ $E=210\text{GPa}$ および $\nu=0.3$ である。

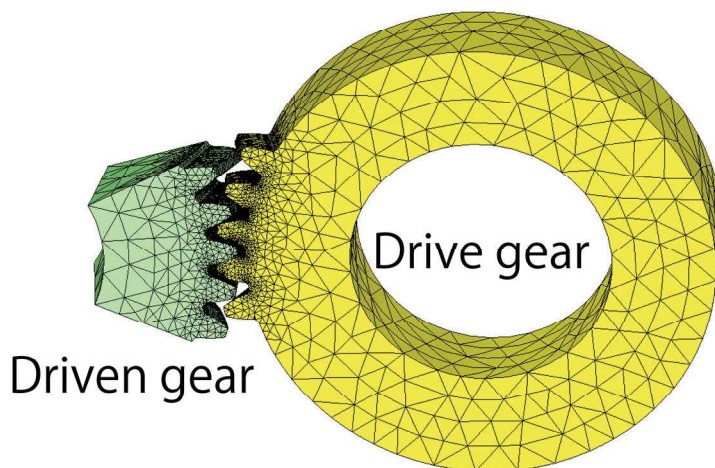


Fig. 2 FEM mesh for root stress analysis

4 FEMによる熱処理解析

4.1 熱処理解析条件

FEMによる汎用熱処理シミュレーションソフトウェアであるDEFORM® Ver.11.1 (HT)¹⁶⁾を用いて、表1に示す駆動歯車に図3および表2に示す熱処理条件でガス浸炭焼入れした場合の炭素濃度、組織変化、残留応力などの熱処理解析を行った。浸炭処理は一般的に、加熱温度 $T_h=900\sim 950^\circ\text{C}$ 程度¹⁷⁾で行われ、表面の炭素濃度が約0.8%¹⁷⁾になるよう浸炭・拡散時のカーボンポテンシャル(C_p , C_d)および浸炭・拡散時間(t_e , t_d)が調整され、所望の有効硬化層深さ d_e （ビッカース硬さ $\text{HV}\geq 550$)を得ている。本研究においてもこのような一般的な熱処理条件を設定した。条件Bは浸炭焼入れ歯車において推奨される $d_e=0.15\sim 0.2m$ ¹⁸⁾ (m :モジュール)程度を得られる条件であり、すべての β_0 のはすば歯車についてこの条件で解析した。解析結果に及ぼす熱処理条件の影響を調査するため、 $\beta_0=20^\circ$ のはすば歯車については、条件Bよりも d_e が小さくなる条件Aと、大きくなる条件Cでの解析も行った。焼入れ温度はいずれの条件においても 850°C であり、この温度から 65°C の油中で冷却されるものとした。

本研究では浸炭焼入れ工程を、(i)加熱工程、(ii)浸炭・拡散工程および(iii)冷却工程（焼入れ工程）の3工程に分け、前工程の結果を後工程に引継ぎながら解析した。解析時間を短縮するため、(i)加熱工程および(ii)

浸炭・拡散工程では、ほぼ歯車全体が均一に加熱されるものと仮定している。ここで、各工程で実施する具体的な連成解析の内容は、次のとおりである。(i)加熱工程：熱伝導解析－相変態解析－弾塑性応力解析、(ii)浸炭・拡散工程：熱伝導解析－弾塑性応力解析－炭素拡散解析、(iii)冷却工程：熱伝導・熱伝達解析－相変態解析－弾塑性応力解析である。

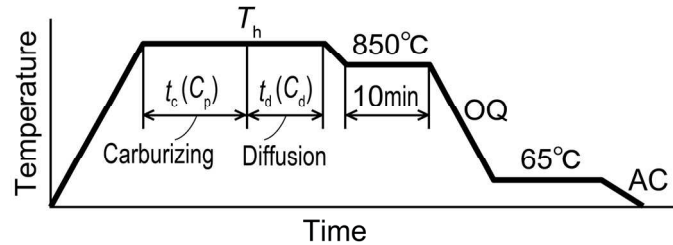


Fig. 3 Heat treatment conditions (OQ: Oil quenching, AC: Air cool)

Table 2 Heat treatment conditions

Symbol		A	B	C
Treating temperature	T_h (°C)	900	930	930
Carburizing time	t_c (min)	80	180	480
Carburizing carbon potential	C_p (%)	1.1	1.2	0.9
Diffusion time	t_d (min)	30	90	360
Diffusion carbon potential	C_d (%)	0.8	0.8	0.9

図4に駆動歯車のFEMメッシュ（四面体要素）を示す。周期境界条件を与えることにより、36枚の歯のうち1歯を解析対象とした。熱処理解析では、浸炭部のメッシュサイズを特に細かく設定し、浸炭部のメッシュサイズは0.2~0.3mm程度としている。熱処理解析には、図5に示すSNC815の機械的・熱的性質などの各種材料データ¹⁰⁾を用いた。ポアソン比 ν および密度 ρ の値は一定とし、 $\nu=0.3$ および $\rho=7850\text{kg/m}^3$ を与えた。塑性域の変形抵抗 $\bar{\sigma}$ については、 $\bar{\sigma} = Y(T, C) + H(T, C)\bar{\varepsilon}$ で表される線形硬化モデル¹⁹⁾を適用して算出した。ただし、 T は温度、 C は炭素濃度、 $Y(T, C)$ は初期降伏応力（図5(b)）、 $H(T, C)$ は線形等方硬化係数（図5(c)）、 $\bar{\varepsilon}$ は相当塑性ひずみである。なお、ベイナイト相、オーステナイト相、マルテンサイト相が混

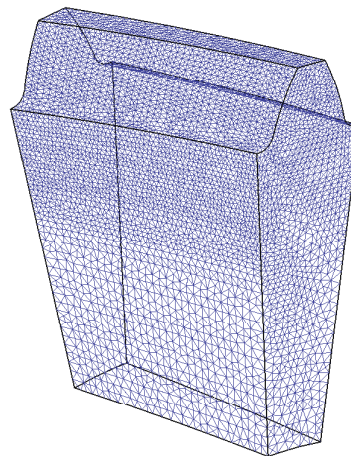


Fig. 4 FEM mesh ($\beta_0=30^\circ$)

合体として存在する場合には、混合則²⁰⁾により各相の物質特性と体積分率から混合体の物質特性を求めた。

焼入れでは冷却の進行にともない引張応力と圧縮応力による塑性変形がそれぞれ発生するため、塑性変形履歴により降伏点が増加する現象（Bauschinger 効果）を考慮できる移動硬化則¹⁹⁾を適用した。また、相変態中に応力が存在すると降伏点が増加する現象である変態塑性の影響については、オーステナイトからマルテンサイトに変態する場合のみを考慮し、SNCM420HK の実験値²¹⁾を参考にし、変態塑性係数 $K=5 \times 10^{-5} \text{MPa}^{-1}$ を与えた。相変態速度関係式には、オーステナイトからベイナイト変態の進行には KJMA(Kolmogorov-Johnson-Mehl-Avrami)の式²²⁾を、マルテンサイト変態の進行には Magee の式²³⁾を用いた。浸炭工程における拡散係数 D は、炭素濃度依存性が考慮されている Tibbetts の実験式¹⁷⁾を用い、炭素移行係数 β は、プロパンを原料とする雰囲気ガスの場合の $\beta=1.25 \times 10^{-5} \text{cm/s}$ ¹⁷⁾を与えた。油焼入れ工程における熱伝達率は、温度依存性が考慮されている油冷の場合の値²⁴⁾を用い、熱伝達率に及ぼす試験片の焼入れ時の姿勢や形状の影響は考慮せず、すべての冷却面に均一な値を与えた。

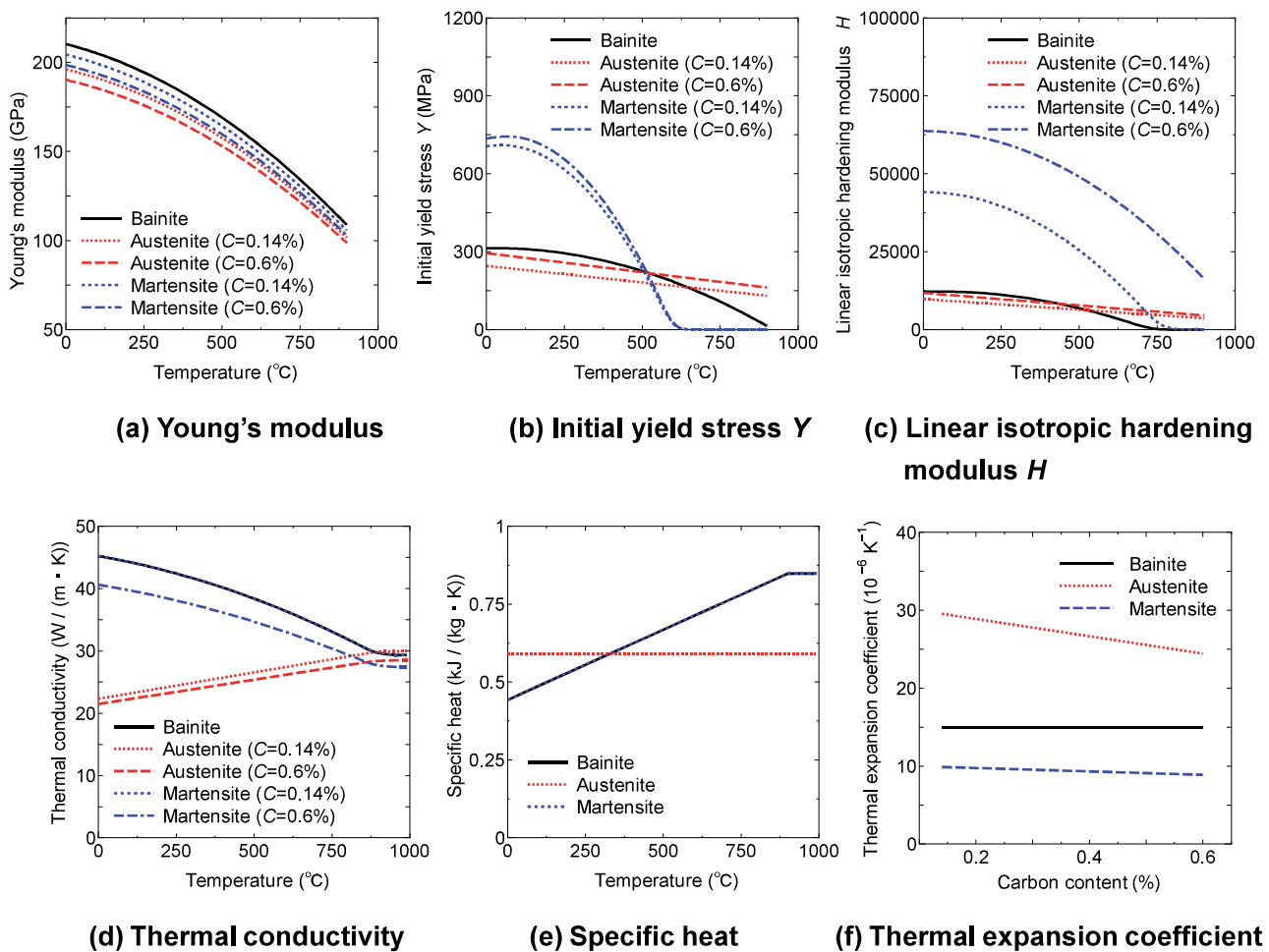


Fig. 5 Material characteristics (SNC815)

5 曲げ疲労試験

5.1 試験歯車

曲げ疲労試験に用いたのはすば歯車対は、SNC815 材をホブ切り後、**図 3** および **表 2** に示す条件でガス浸炭焼入れされたものであり、歯車精度は JIS N8 級程度である。

5.2 曲げ疲労試験機

図6に本研究で用いた曲げ疲労試験機²⁵⁾の模式図を示す。この試験機は歯車対を任意のかみ合い位置でかみあわせて繰り返し負荷を与える方式のパーセータ試験機であり、油圧を発生させる燃料噴射用ポンプとその駆動装置、トルク発生部および歯車支持装置により構成される。試験歯車（駆動歯車）はトルク発生部と同一軸に取り付けられ、支持歯車（被動歯車）の軸端を固定し、試験歯車軸に脈動油圧によるねじりトルクを加えることにより試験歯車の歯に繰り返し負荷を与える。試験機の荷重繰り返し速度はおおよそ毎分500回である。

曲げ疲労試験は、最大応力が発生するかみ合い位置（以下、最悪かみ合い位置と略す）で行った。なお、 $\beta_0=25^\circ$, 30° のはずば歯車対では3歯かみ合いとなり、本試験機により歯を折損させることが困難であったため、図7に示すように支持歯車の歯を切除し、1歯かみ合いで試験を行った。1歯かみ合いにすることによる歯元応力への影響については、事前にFEMで歯元応力解析し、図8に示すとおりその影響は無視できる

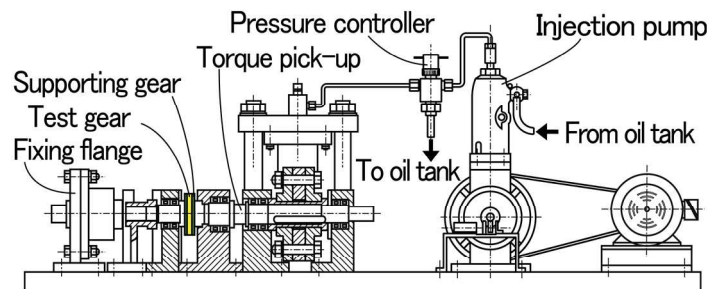


Fig. 6 Bending fatigue test machine

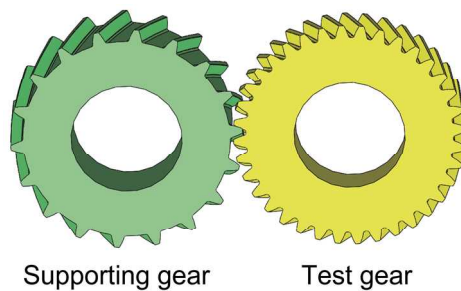


Fig. 7 Test helical gears pair

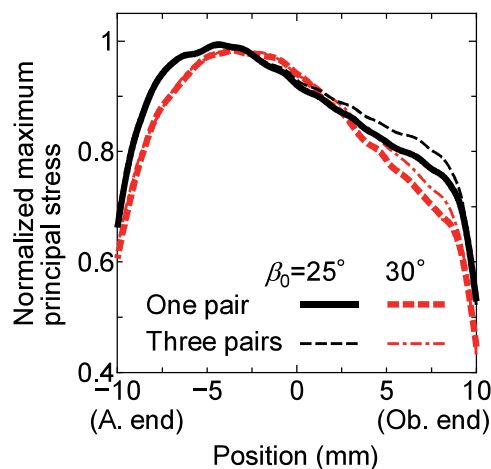


Fig. 8 Distributions of normalized maximum principal stress at tooth roots

程度に小さいことを確認している。図8は、最悪かみ合い位置において $\beta_0=25, 30^\circ$ のはずば歯車対を1歯および3歯でかみあわせた各場合において、 30° 接線法により決定される危険断面³⁾(以下、歯元と略す)における各歯幅位置での最大主応力(ただし、歯幅位置の全範囲における最大主応力の最大値で割ることで規格化している)を示したものである。図8中のA. endは鋭角側の歯幅端、Ob. endは鈍角側の歯幅端である。

6 FEMによる歯元応力解析結果

図9は、試験歯車に円周力 $F_t=23.5\text{kN}$ を与えた場合の各歯幅位置における歯元応力(最大主応力)のかみ合い始めから、かみ合い終わりまでの変化を示す。図中の $b=0\text{mm}$ は歯幅中央、 $b=-10\text{mm}$ および $b=10\text{mm}$ はそれぞれ歯幅端の鋭角側(A. end)および鈍角側(Ob. end)であることを示し、また、破線は歯幅中央部がピ

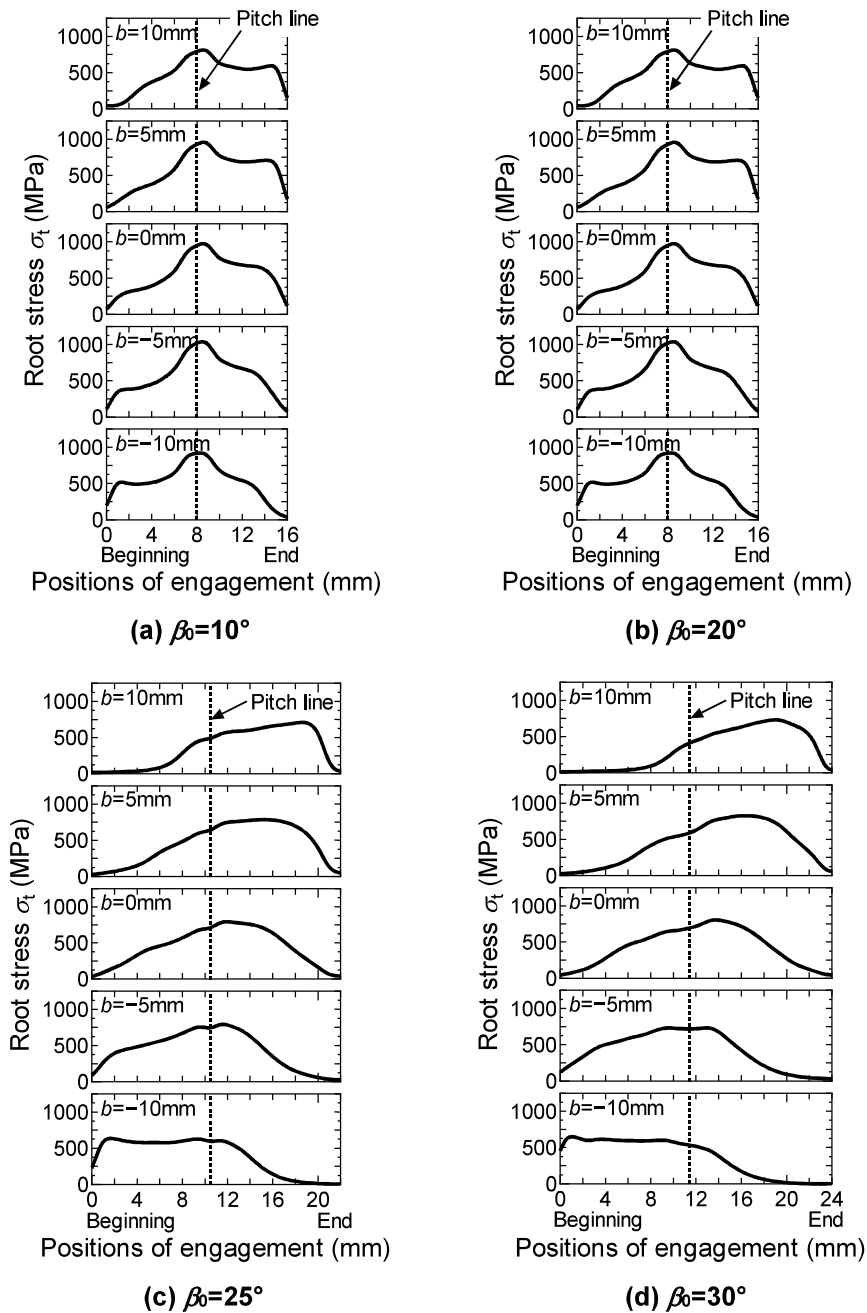


Fig. 9 Root stress wave forms

タッチ点でかみ合う位置を示す。かみ合い進行にともなう歯元応力の変化は、 β_0 の増大にしたがい小さくなり、 $\beta_0 \geq 20^\circ$ では $\beta_0 = 10^\circ$ の場合のような明確なピークはみられず、 β_0 の増大にしたがい最大応力と同程度の高い応力が発生するかみ合い位置が増える傾向がみられる。いずれの β_0 においても、最悪かみ合い位置は歯幅中央部がピッチ点でかみ合う位置付近であり、最悪かみ合い位置における歯元応力分布は図10に示すとおりになる。歯元応力に及ぼす β_0 の影響については、 $\beta_0 = 10^\circ$ では1歯かみ合いとなるため、 $\beta_0 \geq 20^\circ$ の場合に比べて歯元応力が大きくなる。また、 β_0 の増大にしたがい最大応力の発生位置は図中に丸印のプロットで示すとおり A. end 寄りから歯幅中央寄りに移動し、 $\beta_0 \geq 20^\circ$ では最大応力に比べて両歯幅端付近の応力が小さくなる傾向がより顕著になる。

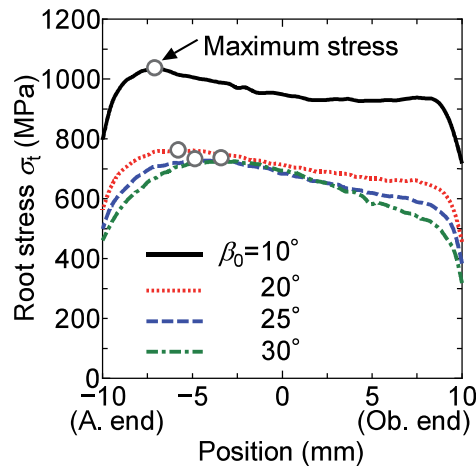


Fig. 10 Root stress distributions on worst meshing positions

7 FEMによる熱処理解析結果

7.1 ビッカース硬さ分布

図11は、 $\beta_0 = 20^\circ$ のはすば歯車を条件A, B, Cで浸炭焼入れした場合の歯幅中央断面におけるビッカース硬さ（以下、HV硬さと略す）の計算値と実験値であり、硬さの計算値は、熱処理解析により求めた炭素濃度をHV硬さに変換^{26), 27)}したものである。いずれの熱処理条件においても計算値は実験値とよく一致し、熱処理解析における炭素の拡散解析の妥当性を確認することができる。

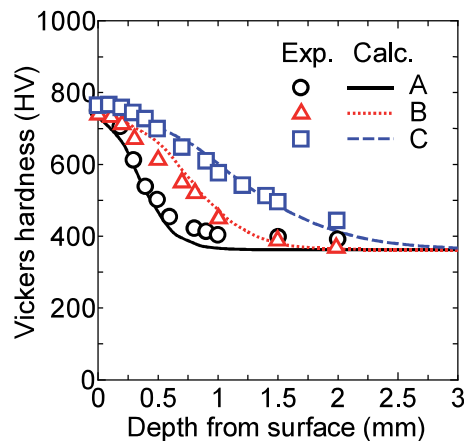


Fig. 11 Vickers hardness distributions ($\beta_0 = 20^\circ$)

7.2 残留応力

図 12 は、 $\beta_0=20^\circ$ のはすば歯車を条件 A, B, C で浸炭焼入れした場合の各歯幅位置における歯元の最表面の圧縮残留応力 (最小主応力), 残留オーステナイト量, 炭素濃度の計算結果である. 本計算による残留応力の絶対値は, 浸炭焼入れ平歯車に対して行われた残留応力の測定結果²⁸⁾および実験で取得した温度と熱膨張率の関係および温度と降伏応力を用いて相変態解析を模擬した FEM による残留応力解析結果²⁹⁾と同程度のオーダーの値となった. 圧縮残留応力の絶対値は, 条件 A, B, C の順に小さくなり, 条件 C では特に小さくなる. このような小さな圧縮残留応力が得られた理由は, 炭素濃度が高くなるほど残留オーステナイト量が増加する³⁰⁾からだと考えられる. 本熱処理条件では, 炭素濃度は条件 A, B, C の順に大きくなり,

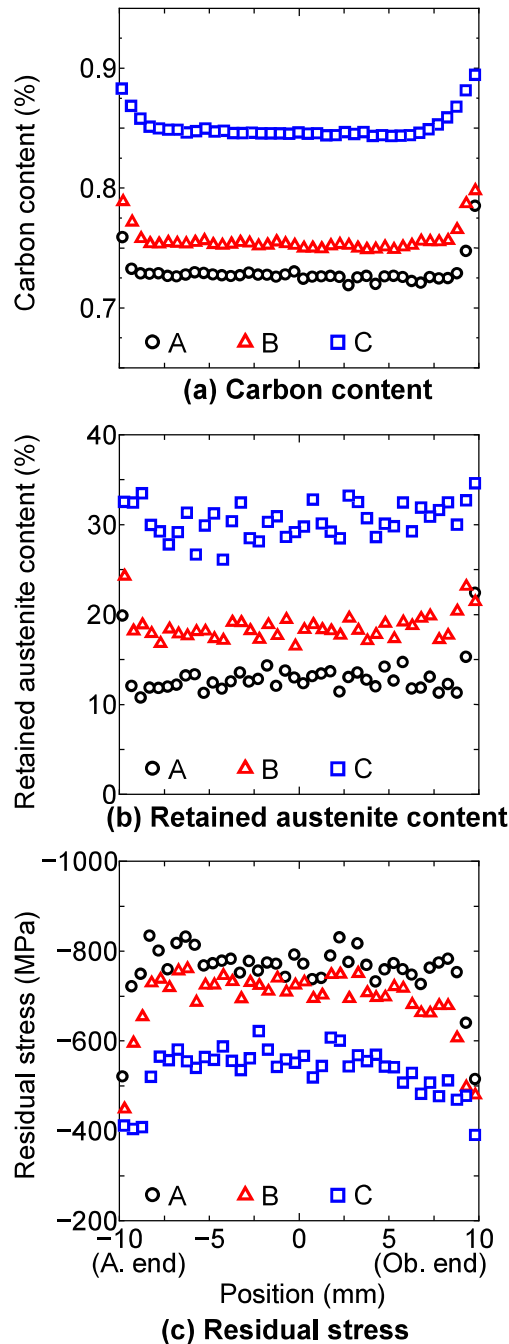


Fig. 12 Results of heat treatment analysis ($\beta_0=20^\circ$)

条件 C では残留オーステナイト量が 30%程度にまで増加する。オーステナイトはその比容積がマルテンサイトと比べて小さいため、条件 C では圧縮残留応力が特に小さくなったと考えられる。

図 13 は、 $\beta_0=10, 20, 25, 30^\circ$ のはずば歯車を条件 B で浸炭焼入れした場合の各歯幅位置における歯元的最表面の圧縮残留応力の計算結果である。同一熱処理条件の場合、残留応力に及ぼす β_0 の影響は小さく、いずれの β_0 においても圧縮残留応力は両歯幅端(A. end, Ob. end)付近で大きく減少する傾向がみられる。

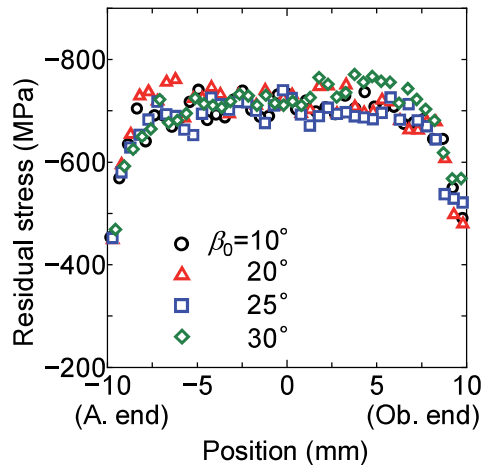


Fig. 13 Residual stress distributions (Condition B)

8 曲げ疲労限度の推定

8.1 曲げ疲労限度の推定モデル

会田ら²⁸⁾は、残留応力は疲労強度に対して平均応力として作用する³¹⁾という考え方にもとづき、耐久限度線図³¹⁾を用いて浸炭焼入れ平歯車の曲げ疲労強度を計算している。本研究では、この計算法をはずば歯車に発展させ、図 14 に示す耐久限度線図を用いて浸炭焼入れはずば歯車の曲げ疲労強度を推定した。浸炭焼入れ材の疲労強度に対しては、残留応力のほかに残留オーステナイト量も影響を及ぼすことが知られている。例えば、有効硬化層深さ $d_e=0.8\text{mm}$ の SCM420 の浸炭焼入れ材では、残留オーステナイト量が 16.6%で疲労強度が最大となり、その残留オーステナイト量よりも高くても低くても疲労強度は低下するという報告⁷⁾がある。残留オーステナイト量と残留応力には相関関係があり、残留応力の値には残留オーステナイト量の影響が含まれているものと考えられる。疲労強度に対するこの両者の影響を分離して扱うことは困難であるため、本研究では残留応力のみを考慮して疲労強度を推定することとした。ここで、図 14 中の σ_w は両振り曲げ疲労限度、 σ_T は真破断力、 σ_r は残留応力、 σ_{up} は σ_r の寄与を含む片振り曲げ疲労限度、 σ_{uop} は σ_r の寄与を含まない片振り曲げ疲労限度である。会田らが求めた σ_T 、 σ_{uop} 、 σ_w と HV 硬さとの関係²⁸⁾に従い、熱処理解析で求めた HV 硬さ (図 11) を用い図 15 に示すとおり σ_T 、 σ_{uop} 、 σ_w を算出した。

なお、初期の残留応力は荷重の繰返しにより減衰する³¹⁾ことが明らかにされているので、会田らの方法²⁸⁾と同様に初期の残留応力の 85%の値が全繰返し期間にわたって作用するものとした。残留応力 σ_r を考慮した片振り曲げ疲労限度 σ_{up} は、図 14 より式(1)で与えられる。

$$\sigma_{up} = \left(1 - \frac{\sigma_r}{\sigma_T}\right) \sigma_{uop} \quad (1)$$

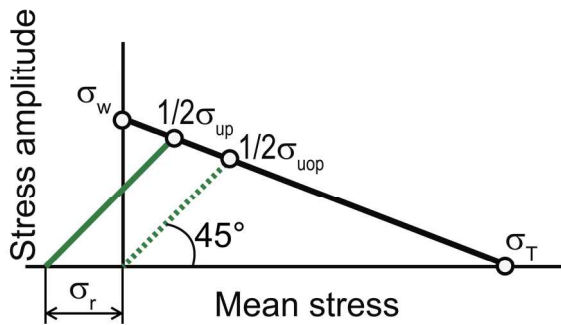


Fig. 14 Endurance limit diagram

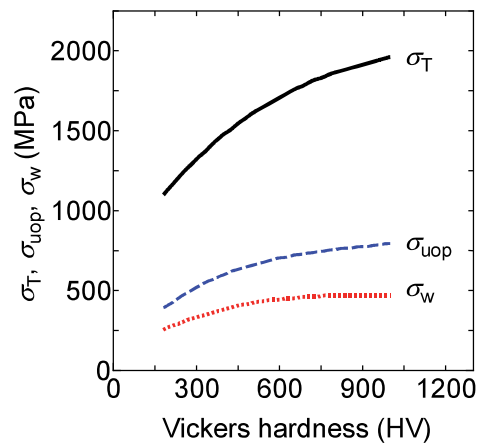


Fig. 15 Relationship between σ_T , σ_{uop} , σ_w and HV²⁸⁾

8.2 曲げ疲労限度の推定値

図 16 に、 $\beta_0=30^\circ$ 、条件 B の場合の歯元最表面の各歯幅位置における σ_{up} と歯元応力 σ_t の計算結果を示す。 σ_{up} は熱処理解析結果にもとづき 図 15 と式(1)を用いて求めた。なお、疲労試験にはホブ切り加工のまま(未研削)のはすば歯車を使用しているため、疲労強度に及ぼす表面粗さの影響を考慮し、式(1)に表面粗さ係数 $\zeta=0.8^{32)}$ を乗じて σ_{up} を求めた。本研究では、図 16 に示すとおり σ_{up} と σ_t の曲線が接する点における応力の値を疲労限度の推定値 σ_{est} とする。この具体的な手順としては、駆動歯車に加えるトルク T_q と σ_t との線形関係を利用し、任意の T_q で求めた σ_t の値にもとづき、 σ_{up} と σ_t の曲線が接する T_q の値を適宜求めるというものである。この推定値 σ_{est} を 図 17 に示す S-N 曲線から得られた疲労限度の実験値 σ_{exp} と比較した(図 18)。ここで、図 17 に示す歯元応力 σ_t は、 T_q にもとづき FEM で計算した最大歯元応力であり、図 18 に示す疲労限度 σ_{exp} は、荷重繰返し数が 5×10^6 回を超えても歯が折損しないときの最大歯元応力とした。図 18(a) は $\beta_0=20^\circ$ の場合の結果であり、疲労限度の推定における熱処理条件の影響を示すものである。条件 C では、熱処理解析において圧縮残留応力が条件 A および B に比べて特に小さくなり、 σ_{est} が最も小さくなった。この傾向は疲労試験による σ_{exp} でもみられた。ゆえに、圧縮残留応力の低下による疲労限度の低下を計算により再現することができた。図 18(b) は条件 B の場合の結果であり、疲労限度の推定における β_0 の影響を示すものである。 $\beta_0 \leq 25^\circ$ においては σ_{est} と σ_{exp} はよく一致し、 σ_{est} の値は σ_{exp} に対して $\pm 10\%$ の誤差の範囲に収まっ

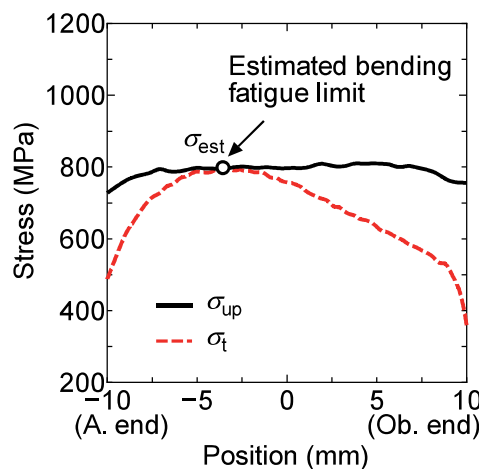
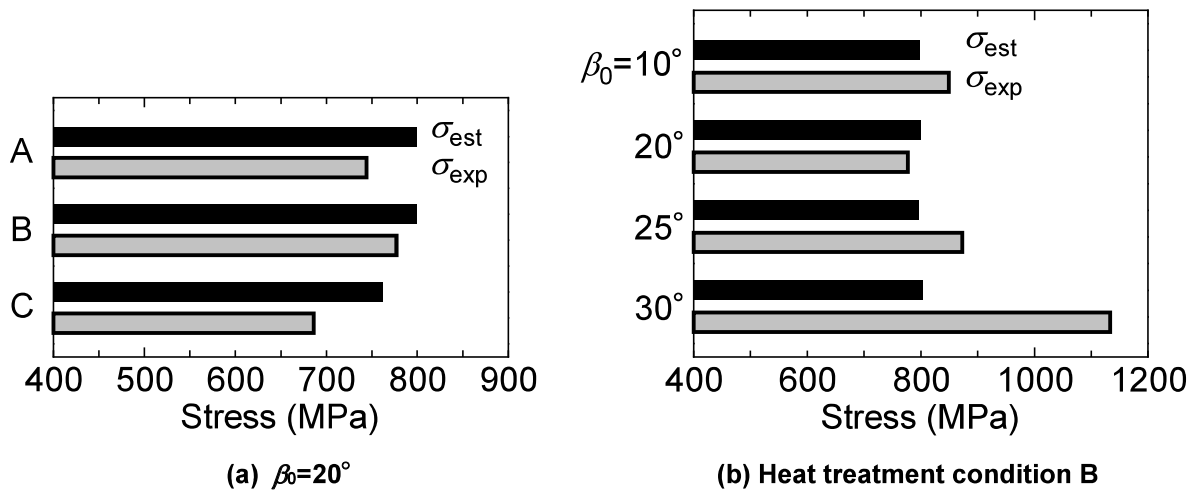
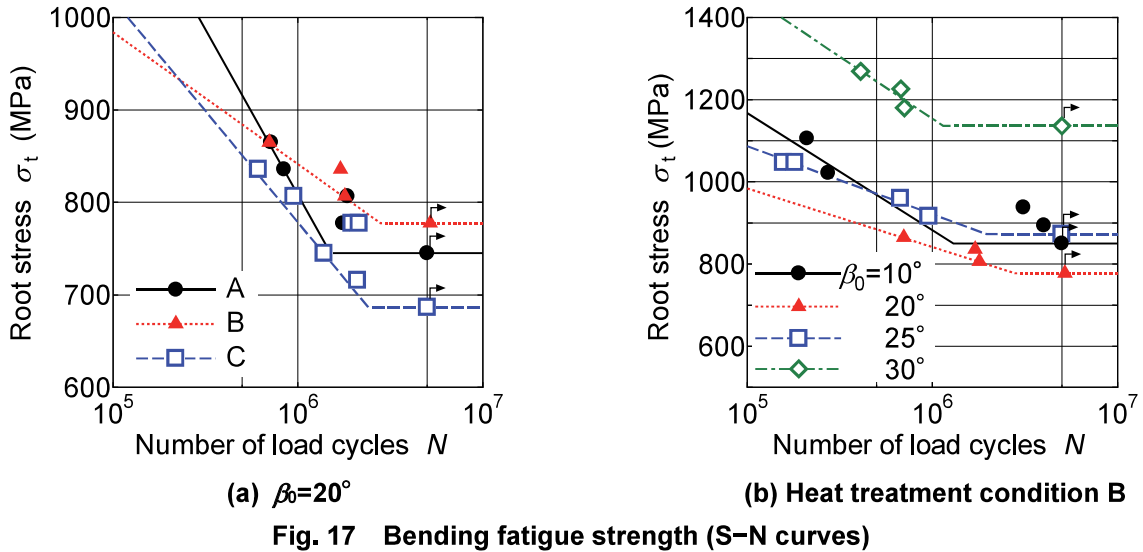


Fig. 16 Estimated bending fatigue limit ($\beta_0=30^\circ$)



た。しかし、 $\beta_0=30^\circ$ では σ_{est} の値は σ_{exp} よりも30%程度小さく、 $\beta_0 \leq 25^\circ$ の場合と比べてかなり安全側の予測になる傾向がみられた。

σ_{est} が σ_{exp} よりも30%程度安全側になった理由としては、次の二つの理由が複合的に影響を及ぼしているものと考えられる。一点目は、はすば歯車では、 β_0 が大きくなるほど最大応力と同程度の高い応力が発生する範囲が狭くなる傾向があるためであると考えられる。この可能性を検討するため、**図 10**で示した歯元応力分布において最大応力の95%以上の値が発生する幅 $b_{0.95}$ が歯幅 b_1 に占める割合 $b_{0.95}/b_1$ を求め、 β_0 の変化に対する $b_{0.95}/b_1$ および $\sigma_{est}/\sigma_{exp}$ の値の変化の傾向を比較した。**図 19**に示すとおり β_0 の変化に対する $b_{0.95}/b_1$ と $\sigma_{est}/\sigma_{exp}$ の変化の傾向はよく一致し、 $b_{0.95}/b_1$ が最小となる $\beta_0=30^\circ$ では、 $\sigma_{est}/\sigma_{exp}$ の値も最小となった。このことから、最大応力のみならず最大応力と同程度の応力が発生する幅 $b_{0.95}$ も疲労強度に影響を及ぼしている可能性があることが推察される。二点目は、応力集中係数が大きくなると、応力集中係数と切欠き係数とが一致しなくなり、安全側の予測になる³¹⁾からだと考えられる。小田らの報告²⁵⁾では、はすば歯車の疲労強度(時間強度)に及ぼす β_0 の影響として、はすば歯車では β_0 が大きくなるほど歯元すみ肉部の曲率半径が小さくなり、応力集中係数が増大するという考察がなされている。この考察にもとづくと、 $\beta_0=30^\circ$ では $\beta_0 \leq 25^\circ$ の場合に比べて応力集中係数が大きく、応力集中係数と切欠き係数が一致しなくなり、より安全側の

予測になった可能性があると考えられる。

本研究では、歯元の最表面に発生する最大応力のみを用いて σ_{est} を推定したため、 $\beta_0=30^\circ$ では σ_{est} と σ_{exp} が一致しなくなったと考えられる。 $\beta_0 \geq 30^\circ$ のはずば歯車では、この傾向がより顕著に現れることが示唆されるため、 $\beta_0 \geq 30^\circ$ の場合の評価応力の取扱いについては今後の検討課題である。

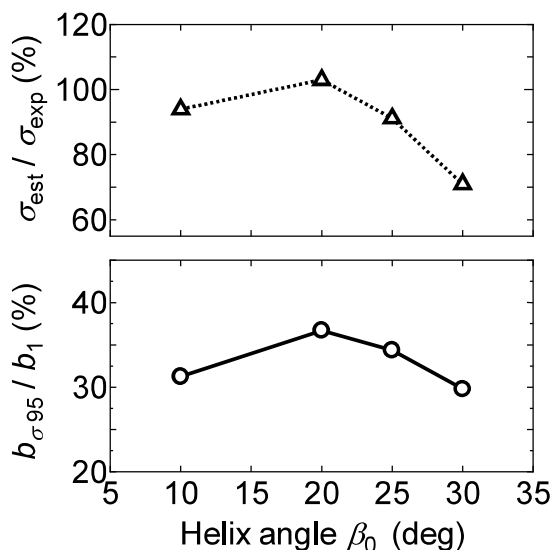


Fig. 19 Influence of the width of maximum root stresses on the estimation of the bending fatigue strength

9 結言

本研究では、FEMによる歯元応力解析と熱処理解析の結果を耐久限度線図に適用し、ねじれ角 $\beta_0=10^\circ$ から 30° までの浸炭焼入れはずば歯車の曲げ疲労強度を推定した。得られた結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 本研究手法による浸炭焼入れはずば歯車の曲げ疲労限度の推定値 σ_{est} は、ねじれ角 $\beta_0 \leq 25^\circ$ では、パルセータ試験機による実験値 σ_{exp} に対して $\pm 10\%$ の誤差の範囲に収まり、両者の値はかなりよく一致した。ゆえに、一連の曲げ疲労強度推定法の有効性が示された。
- (2) $\beta_0=30^\circ$ では σ_{est} の値は σ_{exp} よりも30%程度小さい結果となり、 $\beta_0 \leq 25^\circ$ の場合とは異なる傾向がみられた。本研究では、歯元の最表面で発生する最大応力を評価応力として取扱ったが、 $\beta_0=30^\circ$ では最大応力のみによる評価では不十分であることが示唆された。この点については今後の検討課題であり、 $\beta_0 \geq 30^\circ$ のはずば歯車を対象にした曲げ疲労強度の推定を継続する予定である。
- (3) $\beta_0=20^\circ$ の場合における熱処理条件の影響の検証結果としては、残留オーステナイト量が過大となり圧縮残留応力が低下することに起因すると考えられる σ_{exp} の低下傾向を、 σ_{est} でも再現できることを確認した。

参考文献

- 1) 成瀬長太郎：歯車の基礎と設計，養賢堂，(1994)，35。
- 2) ISO 6336-3: Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength, 2nd Ed., Corrected version, International Organization for Standardization, (2007).

- 3) 日本機械学会 編：技術資料 歯車強さの設計資料，丸善，(1979), 2-49.
- 4) 久保愛三，梅沢清彦：誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究（第1報，基礎的考察），日本機械学会論文集，43, 371 (1977), 2771-2783.
- 5) 野嶋賢吾，小出隆夫：大ねじれ角はすば歯車の歯元応力解析，日本設計工学会 2015 年度秋季大会研究発表講演会 講演論文集 (2015), 59-62.
- 6) 卯月千秋，平岡昌巳，中田雅之，舘野義和，水野孝樹，トランスミッション用外接はすば歯車の歯元曲げ応力予測技術の実用化：Honda R&D Technical Review, 13, 1 (2001), 81-90.
- 7) 山崎嘉啓，長谷川潔，中西博，岡崎章三，鈴木恵，中村宏：浸炭処理鋼の疲労強度に及ぼす残留オーステナイトの影響：材料，31, 348 (1982), 915-921.
- 8) 岡本康治，富永昌武，荻野兵衛，西山幸夫：真空浸炭した Cr-Mo 鋼 (SCM420) の疲労強度におよぼす浸炭層組織の影響，日本金属学会誌，46, 8 (1982), 827-834
- 9) 岡田義夫，田原廣光，松本隆，吉田誠：トランスミッション用浸炭歯車の疲労強度解析 一材質的要因と疲労強度の関係について一，自動車技術会論文集，45 (1990), 72-77.
- 10) Nojima, K., Ogata, K., Tanaka, M., Nishi, R., Ono, Y. and Koide, T. : Bending fatigue strength of case-carburized helical gears (In the case of large helix angles), Journal of Mechanical Science and Technology, 31, 12 (2017), 5657-5663.
- 11) <http://www.khkgears.co.jp/gear_technology/gcswforweb.html> (accessed 2018-04-11).
- 12) <<https://www.solidworks.com/ja>> (accessed 2018-04-11).
- 13) <<https://www.solidworks.com/product/solidworks-simulation>> (accessed 2018-04-11).
- 14) 小田哲，島富泰司，川合信行：はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第2報，浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度），日本機械学会論文集 C 編，45, 395 (1979), 834-841.
- 15) 岸正彦，(非線形 CAE 協会 監修)：構造解析のための有限要素法実践ハンドブック，森北出版株式会社，(2006), 210.
- 16) <<https://www.deform.com/products/deform-ht/>> (accessed 2018-04-11).
- 17) 河田一喜：本当によくわかる窒化・浸炭・プラズマ CVD 高機能表面改質法の基礎と応用，日刊工業新聞社，(2012), 109-254.
- 18) 日本熱処理技術協会 編：熱処理ソースブック 第1巻（浸炭および浸炭窒化处理），日本熱処理技術協会，(2008), 179-191.
- 19) de Souza Neto, E. A., Perić, D. and Owen, D. R. J., (寺田賢二郎 監訳)：非線形有限要素法 弾塑性解析の理論と実践，森北出版株式会社，(2012), 198-213.
- 20) 巨東英：焼入れシミュレーションの現状と展望 3. 浸炭・窒化・焼入れシミュレーション，材料，55, 7 (2006), 712-717.
- 21) 宮尾光介，王志剛，井上達雄：歯車の浸炭焼入過程における変態塑性を考慮した温度，組織および応力の解析，材料，35, 399 (1986), 1352-1357.
- 22) 山口豪，王志剛，井上達雄：歯車の浸炭焼入過程における炭素濃度依存性を考慮した温度，組織および応力の解析，材料，33, 375 (1984), 1470-1476.
- 23) 井上達雄，有本享三：変態一熱一力学に基づいた熱処理シミュレーション用 CAE システム“HEARTS”の開発と応用，材料，44, 496 (1995), 103-109.
- 24) Arimoto, K., Kim, H., Narazaki, M., Lambert, D. and Wu, W. T. : Mechanism of Quench Distortion on Steel with Keyway, in: Proc. the 21st ASM Heat Treating Society Conference (2001), 144-150.
- 25) 小田哲，島富泰司：はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第1報，曲げ疲労強度に及ぼすねじれ角の影響），日本機械学会論文集 C 編，45, 395 (1979), 826-833.

- 26) 戸部俊美, 加藤正名, 井上克己: 浸炭焼入れ平歯車の残留応力の簡易推定, 日本機械学会論文集 C 編, 52, 476 (1986), 1402-1410.
- 27) 薛衛東: 浸炭焼入れ薄肉歯車の残留応力と曲げ疲労強度に関する基礎的研究, 博士論文, 鳥取大学 (2004), <<http://repository.lib.tottori-u.ac.jp/Repository/metadata/2624>> (accessed 2018-04-11).
- 28) 会田俊夫, 小田哲, 草野昂三郎, 伊藤芳澄: 歯車の曲げ疲れ強さに関する研究 (第 7 報, 浸炭焼入れ歯車の曲げ疲れ強さ), 日本機械学会論文集, 33, 252 (1967), 1314-1320.
- 29) 藤尾博重, 迫田雅治: 硬化層厚さをかえた浸炭焼入れ歯車の残留応力の理論解析, 日本機械学会論文集 C 編, 50, 449 (1984), 179-186.
- 30) 村井暢宏, 津村輝隆: 浸炭鋼の残留オーステナイト量に及ぼす合金元素と炭素ポテンシャルの影響, 鉄と鋼, 84, 6 (1998), 446-451.
- 31) 日本材料学会 編: 疲労設計便覧, 養賢堂, (1995).
- 32) 中村宏, 堀川武: 金属疲労の基礎と疲労強度設計への応用, コロナ社, (2008), 59.