薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ強度に関する基礎的研究

2014 年 1 月

DAING MOHAMAD NAFIZ BIN DAING IDRIS

目　次

第 1 章　緒　論　1

第 2 章　薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響
2.1　緒言　5
2.2　実験方法および実験装置
2.2.1　試験歯車　5
2.2.2　歯元応力測定　8
2.3　実験結果および考察
2.3.1　厚肉はすば歯車対の歯元応力　15
2.3.2　歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響　17
2.3.3　歯元応力分布に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響　17
2.3.4　最大歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響　22
2.4　結　言　23

第 3 章　薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響
3.1　緒言　24
3.2　実験方法および実験装置
3.2.1　試験歯車　24
3.2.2　歯元応力測定　26
3.3　実験結果および考察
3.3.1　厚肉はすば歯車対の歯元応力　27
3.3.2　非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力　29
3.3.3　かみ合い歯面の影響　37
3.3.4　ウェブ構造の影響　38
3.4　結　言　41

第 4 章　薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響（β_0=10, 20, および 30°）
4.1　緒言　43
4.2　実験方法および実験装置
4.2.1　試験歯車　43
4.2.2　歯元応力測定　44
4.3　実験結果および考察
4.3.1　厚肉はすば歯車対の歯元応力　45
4.3.2　対称ウェブ構造の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響　50
4.3.3　非対称ウェブ構造の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響　55
4.3.4　歯元応力分布に及ぼすウェブ構造およびねじれ角の影響　60

4.3.5　最大歯元応力に及ぼすウェブ構造およびねじれ角の影響　72
4.3.6　伝達トルクに及ぼすねじれ角の影響　73
4.4　結　言　75

第 5 章　薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度
5.1　緒言　76
5.2　実験方法および実験装置
5.2.1　試験歯車　76
5.2.2　曲げ疲労試験　79
5.3　実験結果および考察
5.3.1　厚肉はすば歯車対の歯元応力　82
5.3.2　曲げ疲労強度に及ぼすリム・ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響　82
5.3.3　曲げ疲労き裂に及ぼすリム・ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響　85
5.4　結　言　89

第 6 章　結　論　90

謝　辞　92

付　録　93

参考文献　111

関連報告　116

主な記号表（Nomenclature）

a	:	中心距離（Center distance）
b	:	歯幅（Face width）
b_w	:	ウェブ厚さ（Web thickness）
d	:	基準円直径（Reference diameter）
d_a	:	歯先円直径（Tip diameter）
d_b	:	基礎円直径（Base diameter）
E	:	ヤング率（Young’s modulus）
F_t	:	円周力（Circumferential load）
F_{tu}	:	曲げ疲労限度荷重（Bending fatigue limit circumferential load）
L	:	全かみ合い長さ（Length of path of contact）
j_t	:	正面円周方向バックラッシ（Transverse backlash）
j_{bt}	:	作用線方向バックラッシ（Transverse base backlash）
m_n	:	歯直角モジュール（Normal module）
m_t	:	軸直角モジュール（Transverse module）
N	:	荷重繰返し数（Number of load cycles）
p_{bt}	:	正面法線ピッチ（Transverse base pitch）
r	:	基準円半径（Reference radius）
r_a	:	歯先円半径（Tip radius）
r_b	:	基礎円半径（Base radius）
l_w	:	リム厚さ（Rim thickness）
x	:	座標軸（Coordinate axis）
y	:	座標軸（Coordinate axis）
z	:	歯数（Number of tooth）
z_1	:	試験（駆動）歯車の歯数（Number of tooth of driving gear）
z_2	:	支持（相手, 被動）歯車の歯数（Number of tooth of driven gear）
α_a	:	歯先角（Tip angle）
α_n	:	正面圧力角（Normal pressure angle）
α_t	:	歯直角基準圧力角（Transverse standard pressure angle）
α_{wt}	:	かみ合い圧力角（Pressure angle at the pitch cylinder）
β_0	:	ピッチ円筒上のねじれ角（Helix angle on pitch cylinder）
β_b	:	基礎円筒ねじれ角（Base helix angle）
ε_a	:	正面かみ合い率（Transverse contact ratio）
ε_β	:	かさなりかみ合い率（Overlap ratio）
ε_γ	:	全かみ合い率（Total contact ratio）
θ	:	接線角度（Tangential angle）

σ	:	歯元応力（Root stress）
σ_c	:	圧縮歯元応力（Compressive root stress）
σ_t	:	引張歯元応力（Tensile root stress）

添え字（Suffixes）

1	:	駆動（試験）歯車（Driving gear, test gear）
2	:	被動（支持）歯車（Driven gear, supporting gear）
c	:	圧縮（Compression）
max	:	最大（Maximum）
min	:	最小（Minimum）
solid	:	一体歯車（Solid gear）
t	:	引張，軸直角（Tension; transverse section）

第 1 章　緒論

本論文では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力および曲げ疲労強度について取り上げている．はすば歯車は平歯車に比べて動荷重が小さく許容荷重が大きくとれる利点があり，運転中における振動や騒音が低いなどの特徴を持っているため，動力伝達用歯車としてますます多く使用されている．近年，自動車などの歯車装置に対する高速・軽量化の要求が強まってくるとともに，リム厚さが薄く，薄いウェブ部を有する薄肉ウェブ構造はすば歯車が多く採用されてきている．動力伝達用歯車として薄肉ウェブ構造はすば歯車を用いることによって自動車の二酸化炭素の排出量の削減に繋がるため非常に注目されるようになった．しかし，それらの薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計は，相当平歯車に対して得られた資料に基づいて，平歯車に対する強度計算式に近似的修正を加えた式を適用して行われているのが現状である[(1.1)~(1.3)]ため，当初の軽量化が十分に達成できていないように思われる．薄肉歯車の場合，歯元部のみならず歯車リム部の変形および発生応力が問題となり，薄肉歯車の設計に当たっては，これらの変形が正常に支障をきたさないように考える必要があるため，より精密な薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計法の確立が強く望まれている．

薄肉平歯車の歯元曲げ強度などに関する研究[(1.4)~(1.21)]はたくさん報告されている．小田・佐山・林らの研究[(1.4)~(1.7)]は溶接構造歯車や薄肉平歯車の負荷歯の引張側，圧縮側の歯元応力，曲げ疲労強度について検討を加える．新井らの研究[(1.8)]では，薄肉スポーク平内歯車の歯元応力，曲げ疲労強度について検討を加えられている．鄭らの研究[(1.9)~(1.12)]では，薄肉内歯平歯車の歯元実応力計算のための近似式が提案されている．日高・石田らの研究[(1.13)~(1.15)]では，薄肉内歯平歯車および薄肉中間歯車に対して主として光弾性法による歯元応力解析を行なって，これらの歯元応力状態について検討が加えれている．小田・宮近・小出らの研究[(1.16)~(1.19)]では，種々の薄肉平歯車に対して，BEM や FEM による応力解析と歯元応力測定および種々の負荷条件の曲げ疲労強度について検討を加え，薄肉平歯車の曲げ強度評価を提案し，その有効性を確かめられた．Bibel・Handschuh らの研究[(1.20)]では，薄肉平歯車の曲げ強度に及ぼすリム厚さの影響，Lewicki らの研究[(1.21)]では，薄肉平歯車のき裂進展に及ぼすリム厚さの影響について検討を加えられている．

はすば歯車の接触線が歯すじに対して傾いているため，接触線上の荷重分布は等分布でないため歯幅方向の各断面における歯元応力分布は一様でない．また，はすば歯車は両すじ端に不完全部を有しており，このため歯元応力分布はこの不完全部の影響を受けて一層複雑になっているものと考えられる．はすば歯車の接触線上の荷重分担，歯元応力，運転性能，曲げ疲労強度，実用歯元曲げ応力計算式などについての研究は多く報告されている．はすば歯車に関する基礎的研究はかなり前に行っており，藤田の研究[(1.22)]では，無限幅の片持ち平板を用いて垂直に集中荷重が作用する場合の歯元応力計算をし，Wellauer らの研究[(1.23)~(1.24)]では，無限幅の片持ち平板を用いて集中荷重が作用する場合の歯元応力はモーメント・イメージ法で求めることを提案され，林および Niemann らの研究[(1.25)~(1.26)]では，接触線上の荷重分布について検討を加えられている．これらに基づいて，釘宮の研究[(1.27)]では，かみ合っているはすば歯車対の公称応力の計算法を求め，梅澤らと戸部らの研究[(1.28)~(1.31)]では，はすば歯車の歯のたわみについて検討を加え，久保・梅澤の研究[(1.32)]では，これらの研究をさらに発展させ，歯に集中荷重が作用する場合のかみ合い歯対の間に荷重分担係数およびかみ合っているはすば歯車対の接触線上の荷重分布の計算方法を提案されている．久保・梅澤計算法は，荷重分担係数と荷

重分布[1.32]，歯に集中荷重が作用する場合の歯元曲げモーメント[1.29), (1.31]，また応力集中の影響[1.33]~[1.35]を考慮して，はすば歯車の歯元応力計算法を導いた．他の歯元応力計算法で行った研究[1.36]~[1.37]はあるが，重なりかみ合い率$\varepsilon_\beta \leqq 8.13$のはすば歯車に対して久保・梅澤の計算方法による歯元応力計算結果と測定結果がよく一致することが確かめられた[1.32], [1.38]~[1.39]．さらに種々の荷重条件に対するはすば歯車の曲げ疲労強度の解明および曲げ疲労強度の向上をはかるために，小田・島富・小出・宮近らの研究[1.32], [1.39]~[1.45]では，はすば歯車の曲げ疲労強度に及ぼすねじれ角，転位と荷重変動の影響，はすば歯車の曲げ疲労破壊機構，はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式，浸炭焼入れはすば歯車の曲げ疲労強度などについて明らかにされてきている．これら以外の研究は多数行っており，はすば歯車の振動特性運転性能，最適設計法など[1.46]~[1.53]について検討を加えられている．

一方，薄肉平歯車や厚肉はすば歯車に比べて，薄肉はすば歯車の曲げ強度に関する根本問題である歯元曲げ強度設計についての研究がほとんど行われていない．薄肉歯車の場合には，リムが薄くなってくると歯底中央部からリムが割れるような損傷がある[1.4][1.21]．これには，リム厚さとリム支持方法が大きな影響を持ち，その強度の推定をするためには，かなり複雑な有限要素法（FEM）によるたわみの影響関数の計算および非線形連立積分方程式による同時かみ合う時の各接触線における歯元応力分布の計算をしなくてはならない．実際の歯車装置では，薄いリムおよびウェブを持つ薄肉ウェブ構造はすば歯車はよく使用されているため，これらの歯車の歯元曲げ強度設計法の確立をはかるために，歯元応力や曲げ疲労強度などついて明らかにする必要があると考えられる．薄肉はすば歯車に関する従来の研究は小田・小出・宮近らの研究[1.54]~[1.55]がある．小田・小出・宮近らの研究は，薄肉ウェブ構造はすば歯車の運転性能および 3D-FEM による薄肉非対称ウェブ構造はすば内歯車対の実用歯元応力計算について検討を加えられている．また，American Gear Manufacturers Association (AGMA)は薄肉リム歯車の強度低下を考慮するバックアップ比[1.56]を報告されているが，薄肉平歯車の設計方法を直接薄肉はすば歯車に適用することは問題があると考えられる．薄肉はすば歯車の曲げ強度設計を行うための基礎となる厚肉歯車の歯元曲げ強度設計については，これまで多くの研究が行われているが，薄肉はすば歯車の歯元曲げ強度に関する研究はまだ十分に明らかにされておらず，設計基準の確立が強く望まれている．

本論文では，このような情勢を考慮して，種々のねじれ角，リム・ウェブ厚をもつ薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力状態，曲げ疲労強度およびき裂発生・進展について明らかにすることにより，薄肉はすば歯車の歯元曲げ強度設計のための基礎資料を得ることを目的とする．まず，種々のリム・ウェブ厚さをもつねじれ角β_0=20°の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最大歯元応力が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置），最大歯元応力に及ぼすリム厚さおよびウェブ厚さなどの影響について明らかにする．

次に，β_0=20°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し， かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最悪かみ合い位置，最大歯元応力に及ぼすリム厚さ，ウェブ厚さおよびかみ合い歯面などの影響について明らかにするとともに，対称ウェブ構造の場合の歯元応力状態，最大歯元応力などとの比較検討を行い，歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響について明らかにする．また，対称・非対称ウェブ構造歯車の重量比を比較し，最大歯元応力と重量の関係について検討を加える．

同一モジュール，歯数，歯幅を有する薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響について検討するための基礎として，β_0=10 および 30°の薄肉対称・非対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最悪かみ合い位置および最大歯元応力に及ぼすリム厚さ，ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響について検討を加え，これらの結果およびβ_0=20°の場合との比較検討を行い，最大歯元応力に及ぼすねじれ角の影響について明らかにする．

さらに，薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度設計法を確立するためには，薄肉ウェブ構造はすば歯車対に対し，歯元応力測定結果より求めた最悪かみ合い位置を考慮して曲げ疲労試験を行い，曲げ疲労強度およびき裂発生・進展に及ぼすリム・ウェブ厚さやウェブ構造の影響について明らかにする．また，得られた薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労試験結果は一体歯車の場合と，薄肉歯車の歯元応力測定結果より求めた歯元応力状態などとの比較を行い，これらの結果について検討を加える．

図 1.1 は本研究のフロー図を示す.

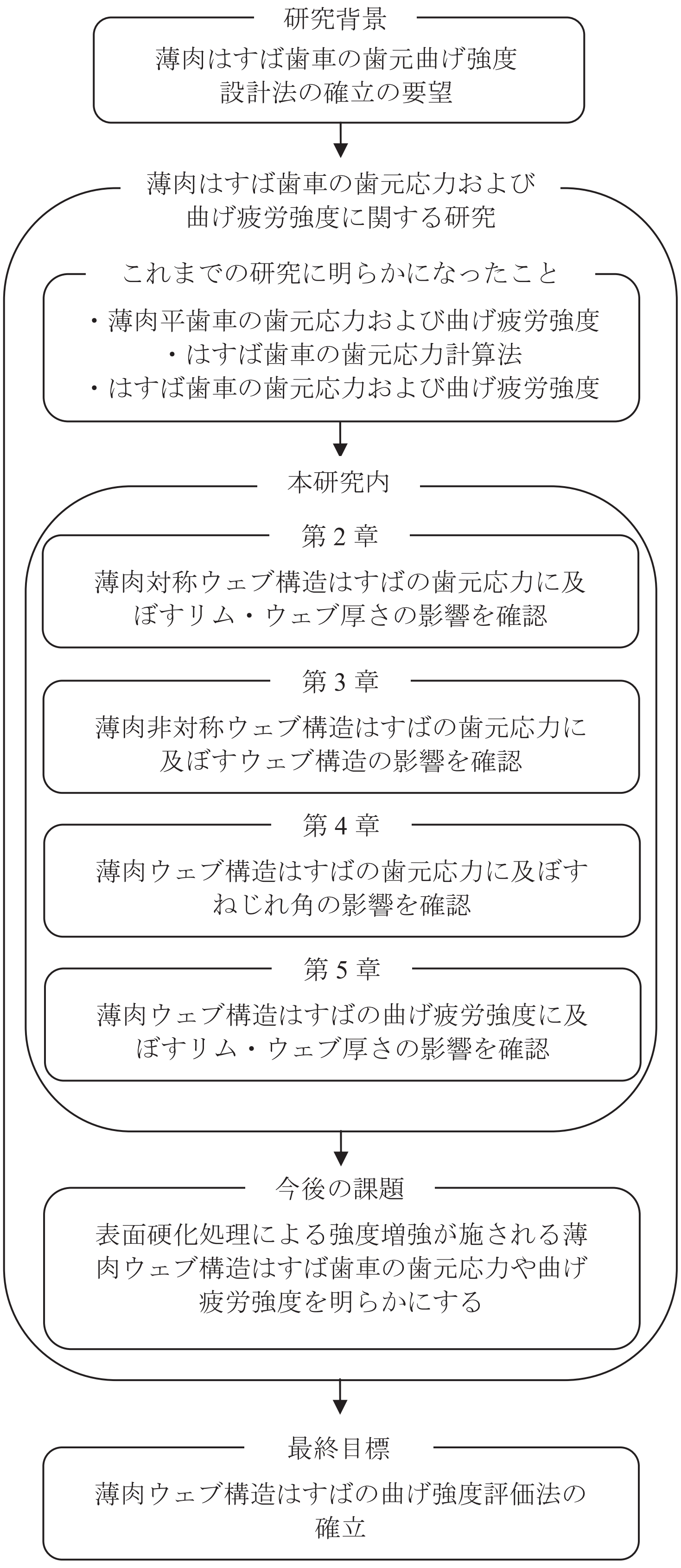


Fig. 1.1 Research flowchart

第 2 章　薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

2. 1　緒　言

はすば歯車は，歯すじが軸に対して傾いているため，平歯車の場合に比べて，かみ合い率を大きくとることができ，動荷重が小さく，また振動･騒音も小さくできるなどの多くの利点を有するので[2.1]，自動車を始め多くの産業用機械の動力伝達装置に用いられている．近年，自動車などの歯車装置に対する軽量化の要求が強まってくるにともない，リム厚さが薄く，薄いウェブ部を有する薄肉ウェブ構造はすば歯車が多く採用されてきている．しかし，それらの歯元曲げ強度設計は，厚肉はすば歯車の歯元応力計算法に基づいて行われているため，当初の軽量化が十分に達成できていないように思われる．このため，より精密な歯元曲げ強度設計法の確立が強く望まれている．厚肉はすば歯車の歯元応力については，歯元応力計算法[2.2)~(2.3]や歯元応力測定結果[2.3)~(2.7]などが報告されており，実用歯元曲げ応力計算式[2.8]が導かれている．しかし，薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合には，リムやウェブの変形が大きいため，厚肉歯車の場合のような種々の諸元の場合に適用できる実用的な歯元応力計算式を直接薄肉ウェブ構造歯車に適用することは問題があると考えられる. 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力はリム厚さやウェブ厚さなど大きな影響を持ち，その強度の推定をするためには，かなり複雑な有限要素法（FEM）によるたわみの影響関数の計算および非線形連立積分方程式による同時かみ合う時の各接触線における歯元応力分布の計算をしなくてはならない.

そこで本実験では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力状態を求める方法としては，従来の研究[2.2)~(2.7]によく用いられているひずみゲージ法による歯元応力測定を行うことが有効であると考えられる．これまで，薄肉はすば歯車に関する研究結果は報告されている[2.9)~(2.10]が，これらは薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度についてまだ十分に明らかにされていない. リム厚さやウェブ厚さは，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力状態に及ぼす影響が大きいと考えられるため，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度に関する研究を進めるためには，まず，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすリム厚さおよびウェブ厚さの影響について明らかにしておかなければならない.

本章では，種々のリム厚さやウェブ厚さをもつねじれ角β_0=20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最大歯元応力σ_{cmax}が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置），最大歯元応力に及ぼすリム厚さおよびウェブ厚さなどの影響について明らかにしている.

2. 2　実験方法および実験装置

2. 2. 1 試験歯車

表 2.1 は，歯直角モジュール m_n = 4，歯直角圧力角α_n = 20°，歯数 z_1/z_2 = 36/24，歯幅 b = 30 mm/35 mm，ねじれ角β_0 = 20°の歯元応力測定に用いたはすば歯車対の主諸元およびかみ合い率の計算結果を示す. 歯車の材料は S45C である．駆動（試験）歯車とかみ合う被動（相手，支持）歯車は，材質，m_n，α_n およびβ_0は同じであるが，支持歯車の歯数は z_2 = 24 であり，歯幅は試験歯車より少し大きく b = 35 mm になる．表 2.2 は，歯車材料の化学成分を示す．図 2.1 は，歯元応力測定に用いた試験歯車対の写真を示す．歯元応力に及ぼすリム厚さ l_w，ウェブ厚さ b_w の影響について検討を加えるために，図 2.2 に示

すように試験歯車を円周方向に 90° 間隔で四つのパートに分割し，図 2.2 に示す l_w, b_w にエンドミル加工した．一体歯車部分は歯車対の歯当たり調整を行うために設けており，その詳細については 2. 2. 2 節で述べている．支持歯車は一体はすば歯車である．また，試験歯車は左ねじれとなっており，支持歯車は右ねじれである．試験歯車対はホブ切りのままで，それらの精度は旧 JIS 4 級（新 JIS N8 級）程度である．

Table 2.1 Dimensions and calculated results of test helical gear pairs

Normal module	m_n	4
Normal pressure angle	α_n	20°
Number of teeth	z_1 / z_2	36 / 24*
Face width	b mm	30 / 35*
Transverse backlash	j_t μm	640
Helix angle	β_0	20°
Transverse module	m_t	4.257
Transverse pressure angle	α_t	21.173°
Base helix angle	β_b	18.747°
Reference diameter	d_1 mm	153.242
	d_2 mm	102.162*
Tip diameter	d_{a1} mm	161.242
	d_{a2} mm	110.162*
Base diameter	d_{b1} mm	142.896
	d_{b2} mm	95.264*
Transverse base pitch	p_{bt}	12.470
Transverse base backlash	j_{bt}	596.796
Pressure angle at the pitch cylinder	α_{wt}	22.033°
Center distance	a mm	128.511
Length of path of contact	L	16.815
Transverse contact ratio	ε_α	1.348
Overlap contact ratio	ε_β	0.817
Total contact ratio	ε_γ	2.165
Material		S45C
Accuracy		JIS Grade 4 (N8)

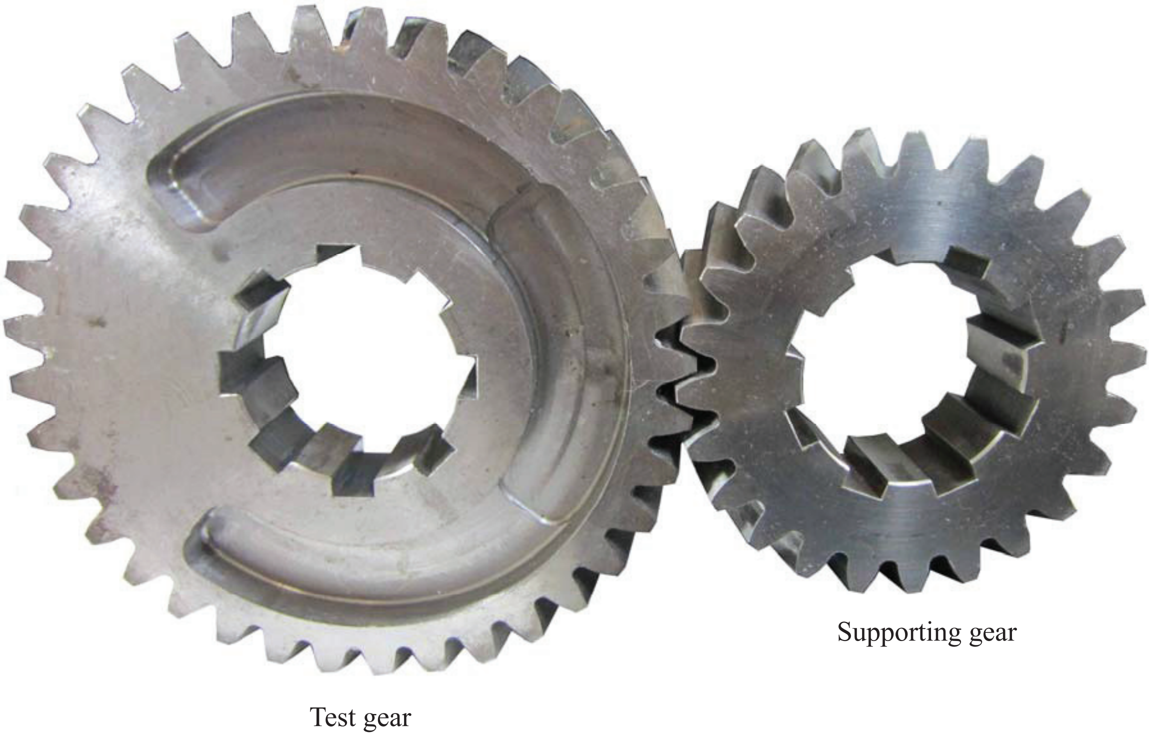
*: Driven (Mating / supporting) gear

Table 2.2 Chemical compositions of gear material(mass %)

Material	C	Si	n	P	S
S45C	0.42～ 0.48	0.15～ 0.35	0.60～ 0.90	≦0.030	≦0.035

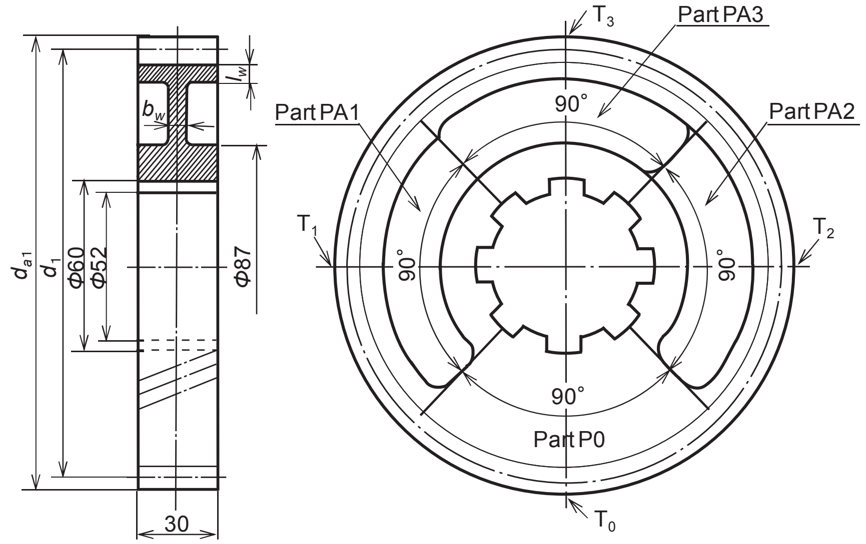
(a) Test gear

(b) Supporting gear



(c) Gear pairs in mesh

Fig. 2.1 Photographs of test gear pairs used in measurement of root stresses



Gear part sign		P0	PA1	PA2	PA3
Gear structure		Solid	Symmetric web		
Rim thickness	l_w mm	∞*	$2m_n$**	$1.5\ m_n$	
Web thickness	b_w mm	-	7.5		5

*∞: solid gear **m_n: normal module

Fig. 2.2 Shape and geometry of test gear (With symmetric web)

2. 2. 2 歯元応力測定

歯車対は図 2.3 に示す油圧式静的負荷かみ合い試験機に組付けた. 本静的負荷かみ合い試験機は, 一対の歯車対を任意のかみ合い位置でかみ合わせて負荷を与える方式のもので, 油圧を発生させる燃料噴射用ポンプとその駆動装置, 圧力制御装置, トルク発生部および歯車支持装置からなっている. 試験歯車(③)はトルク発生部(⑤)と同一軸に組取付けられ, 支持歯車(②)は調整フランジ(①)と繋いでいる軸に取付けた. 試験歯車対はスプライン軸に取付けられ, 回転方向に滑らないように強く固定されている.

本実験において与える歯車対のバックラッシ量はJISに規定されている4級歯車の円周方向の最大バックラッシ量 j_t = 640 μm とする. バックラッシ設定を行う時, 支持歯車の軸端を固定し, 図 2.4 に示すてこ式ダイヤルゲージの針が駆動歯車の歯に当てて駆動歯車の軸をかみ合い進む方向に動かした. 支持歯車の軸受台は円周方向に対して調節できるとなっており歯車対の j_t が 640 μm になるまで支持歯車の軸受台を調節しながらバックラッシ設定を行った. 本実験に用いるような歯車対の中心距離は a = 105～150 mm の範囲で任意に変えることができる. 図 2.5 に示すように, かみ合っている歯から数えて試験歯車の場合では 10 枚目、相手歯車の場合では 7 枚目の歯先間距離を歯車対の中心距離 a と一致させることによって, 歯幅中央がピッチ点でかみ合うように設定できる. 図2.6に示すように, 特定の2枚の歯先間距離を読み取り顕微鏡で測定し, これらの歯先間距離を調節することによって表 2.1 に示す a = 128.511 mm に設定した. そして, 歯当たりの確認は, 光明丹を用いて図 2.7 に示す全歯幅にわたって歯当たりが均一になるようにして行った. 均等に当たらない(片当たりしている)場合, 支持歯車の軸受台を調節し再度バックラッシ設定から歯当たり調整を行う. 光明丹は厚みがあるので歯当たり確認

を行う時，光明丹の厚みによって歯当たりに影響を及ぼす．全歯幅にわたって歯当たりが均等に当たるように見えても，実際は歯車対がまだ片当たりしている状態の可能性が高い．光明丹は薄く塗ることは基本であるが，作業者によって塗り厚みが異なる．そこで本実験では歯車対の片当たりをなくすために薄肉歯車部分の歯元応力測定を行う前に，厚肉歯車部分の歯元応力測定による歯当たり調整を行うことを提案した．

歯元応力測定は静的負荷かみ合い時の歯元応力をひずみゲージ法にて測定した．図 2.8 に示すようにかみ合う歯の圧縮側歯元すみ肉部において，接線角度θ = 30°（θ：歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角）の Hofer 危険断面位置にゲージ長さ 0.2 mm のひずみゲージを 6 mm の間隔で 5 枚（ゲージ 1, 5 は歯幅端より 3 mm 中央寄り）接着して，円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合に対して行った．ひずみゲージを接着した歯の位置は，図 2.2 に示す各パート(P0〜PA3)の中央の歯 T_0 〜T_3 である．図 2.9 は，歯元応力測定に用いた各かみ合い位置を作用平面上の接触線で示す（接触線⑤〜⑪では回転角 1° 間隔で，その他の接触線では 2° 間隔とした）．歯幅中央のピッチ点になる位置の接触線は⑦とし，本実験ではピッチ点かみ合い位置（P）という．図 2.10 は，本実験に用いた静的負荷かみ合い試験機および周辺機器の写真を示す．負荷は，油圧ジャッキにより所定の荷重になるように設定できる．静的負荷かみ合い試験を行う時，支持歯車の軸端を固定し，試験歯車軸にトルクを加えることによって，試験歯車の歯に負荷を与え静的負荷かみ合い試験を行うことができる．負荷トルクは試験歯車側の軸に接着したトルク検出用ひずみゲージにより検出され，その出力ひずみを動ひずみ計およびオシロスコープを用いて読み取ることによって設定できる．静的負荷かみ合い時の歯元応力は試験歯車の歯に接着したひずみゲージより検出され，そのひずみ量（歯元応力）は静ひずみ計にて読み取る．

歯元応力測定による歯当たり調整は厚肉歯車部分の歯元応力測定を行い，久保・梅澤の計算方法[2.2]より求めた歯元応力計算値と比較する．計算値と測定値がほぼ一致になる状態が基準とし，この条件が得られるまで支持歯車の軸受台の位置を調節し歯元応力測定を繰り返し行う．図 2.11 は，支持歯車の軸受台の調節方法を示す．図 2.11 に示すように，支持歯車の軸受台を微調整し調整した量はダイヤルゲージにて測定する．

図 2.12 は，β_0 = 20°薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力測定のフロー図を示す．

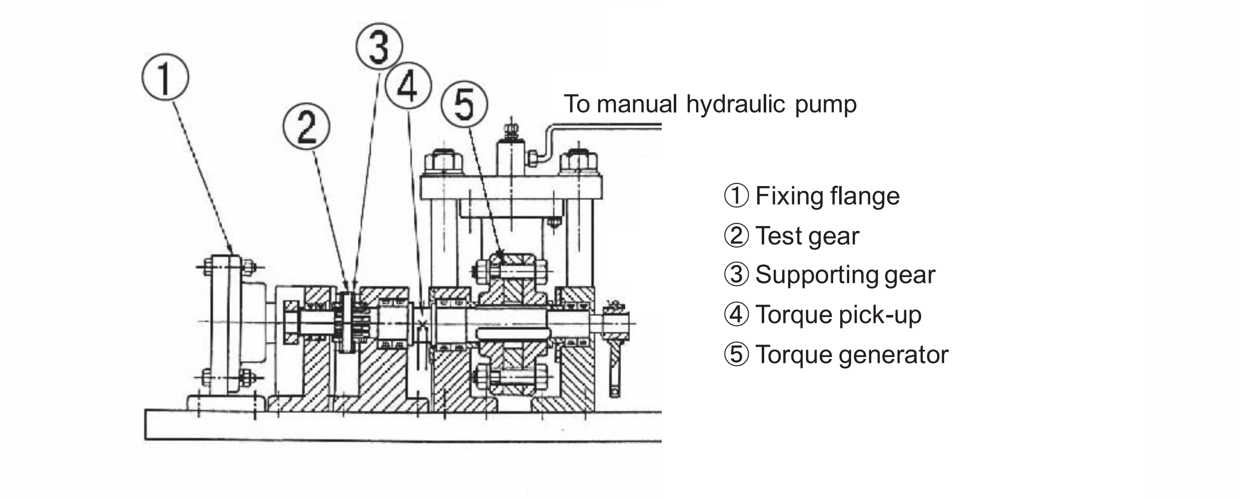


Fig.2.3 Static load test machine

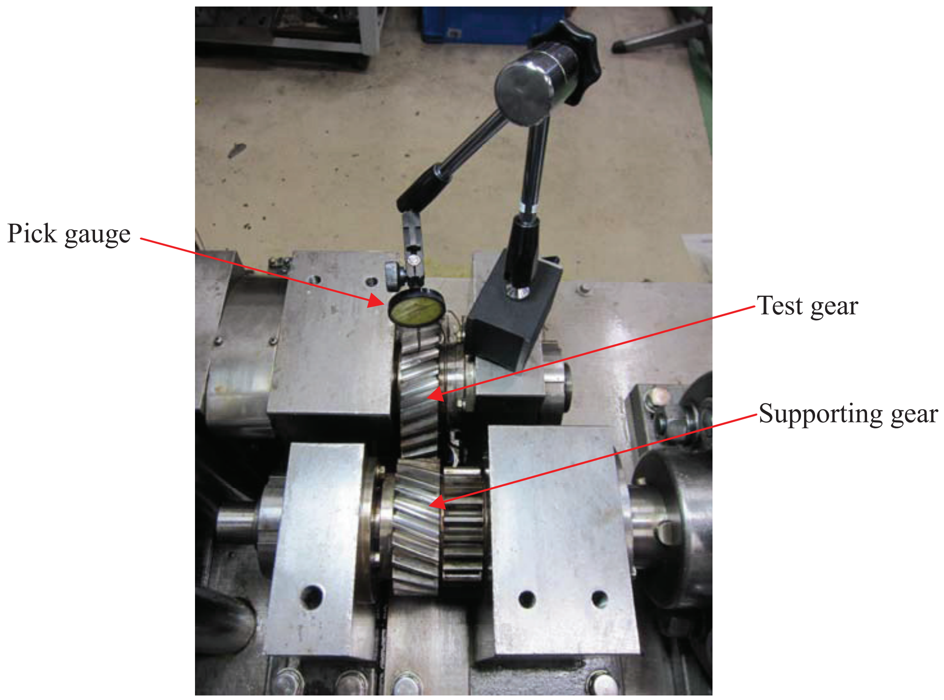


Fig. 2.4 Photograph of setting of backlash

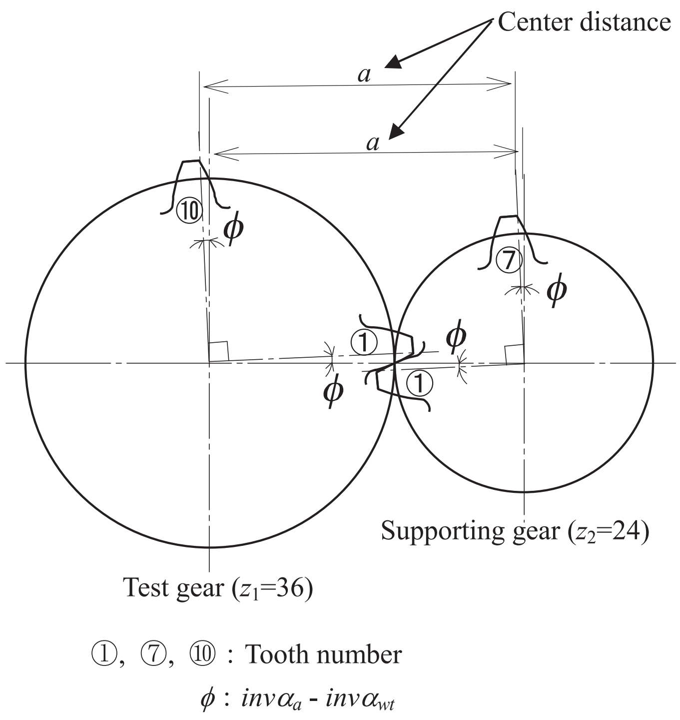


Fig. 2.5 Schematic illustration of setting of meshing position (z_1 / z_2 = 36/24)

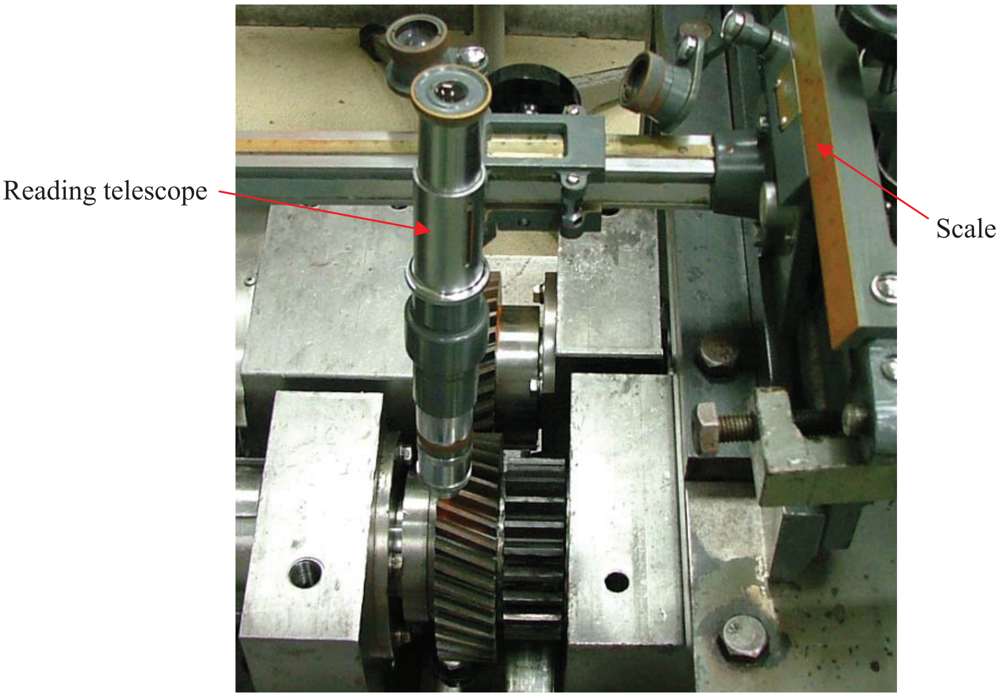
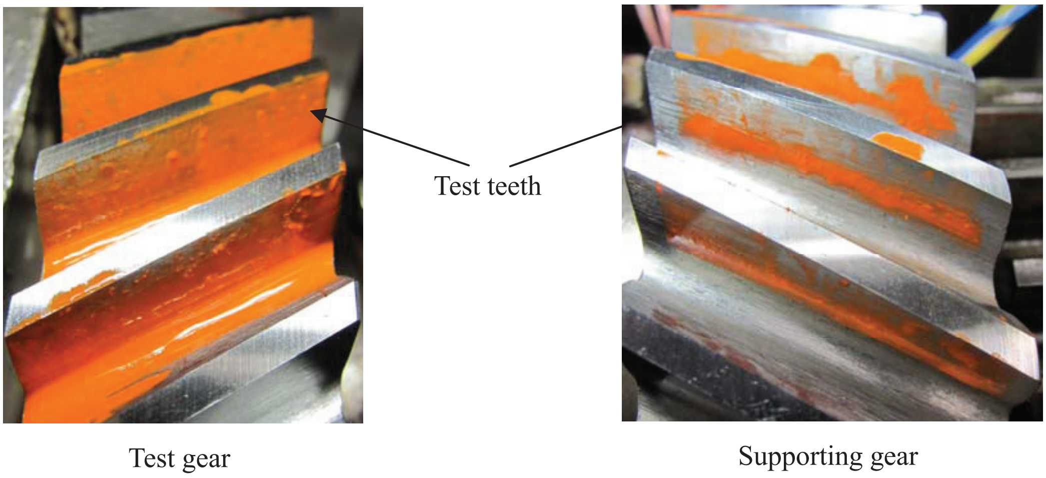
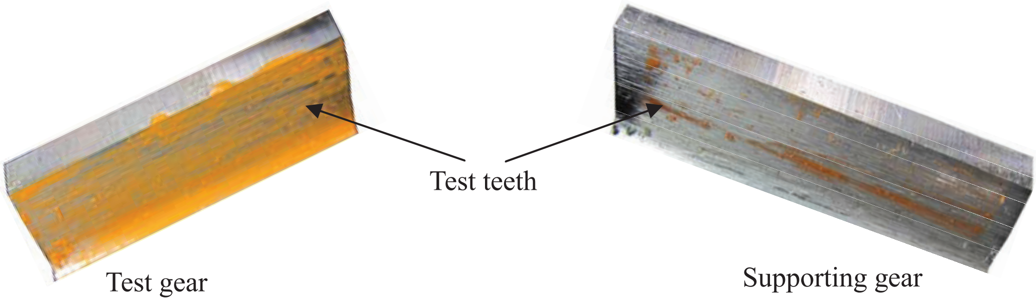


Fig. 2.6 Photographs of setting of pitch point meshing position



(a) Red lead thickness is thick



(b) Red lead thickness is thin

Fig. 2.7 Photograph of tooth bearing adjustment by using red lead

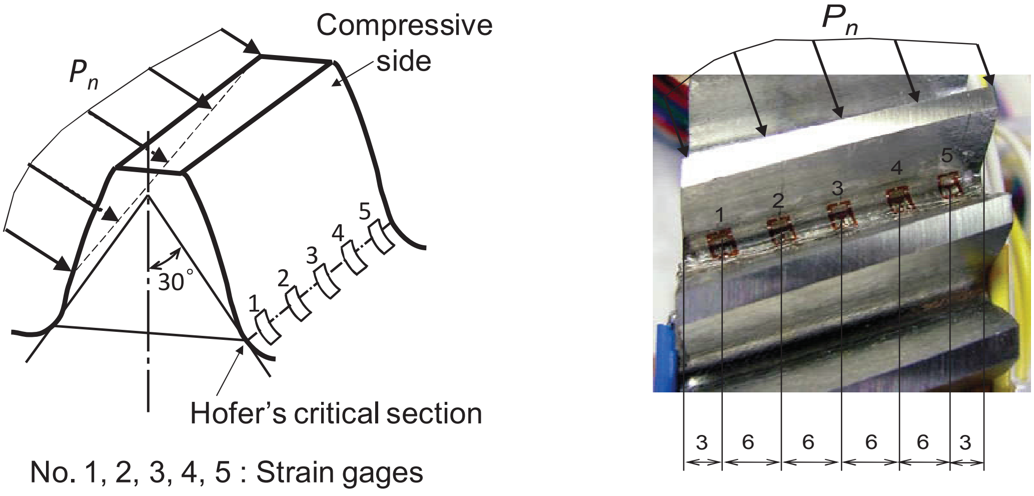


Fig. 2.8 Positions of strain gages

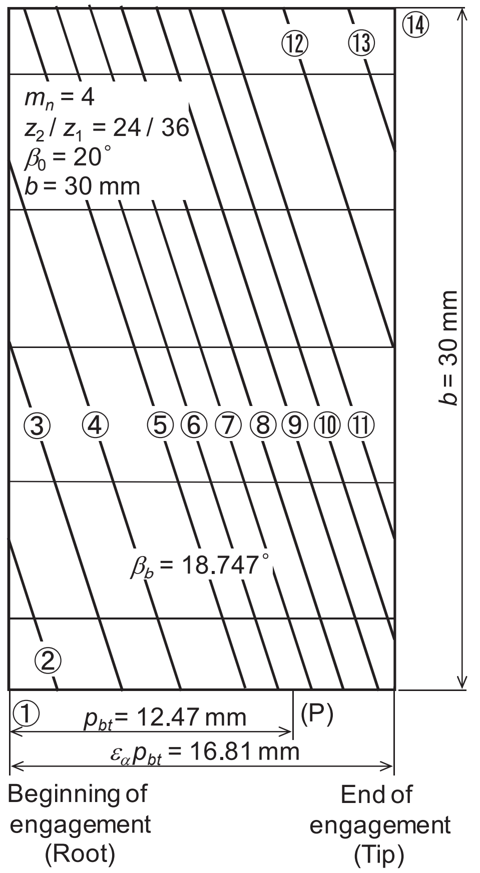


Fig. 2.9 Contact lines on the plane of action used in measurement of root stresses

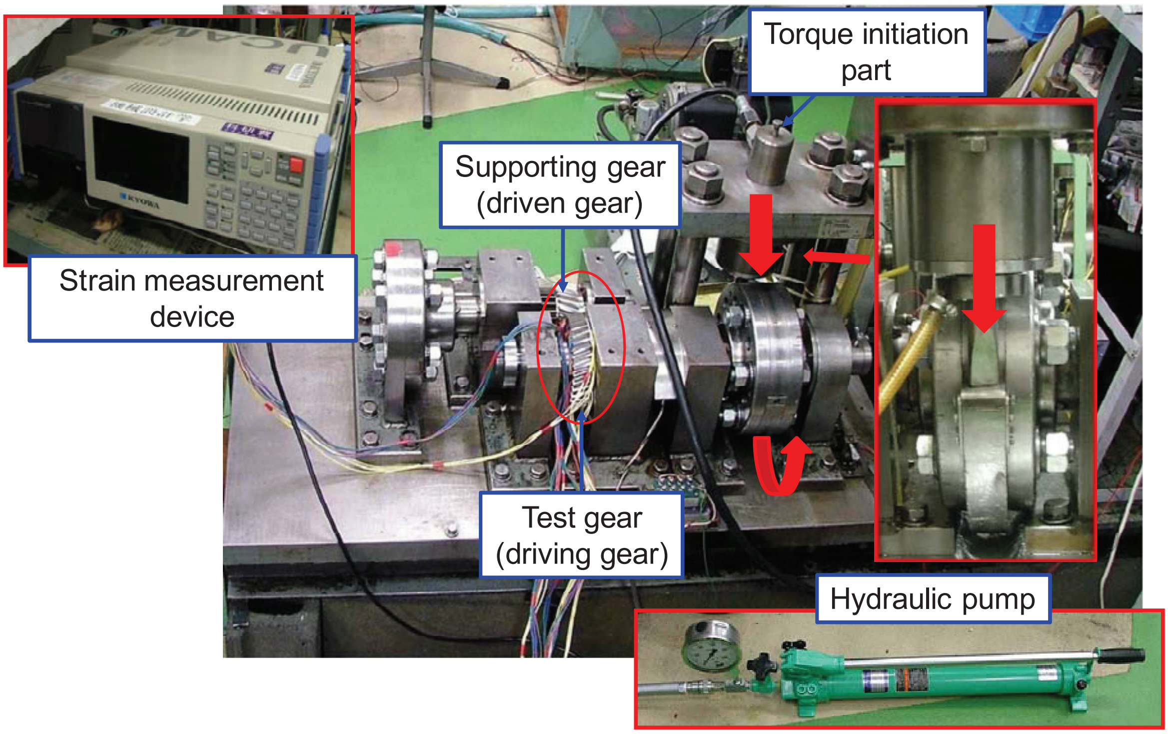


Fig. 2.10 Photographs of static bending test machine and peripherals

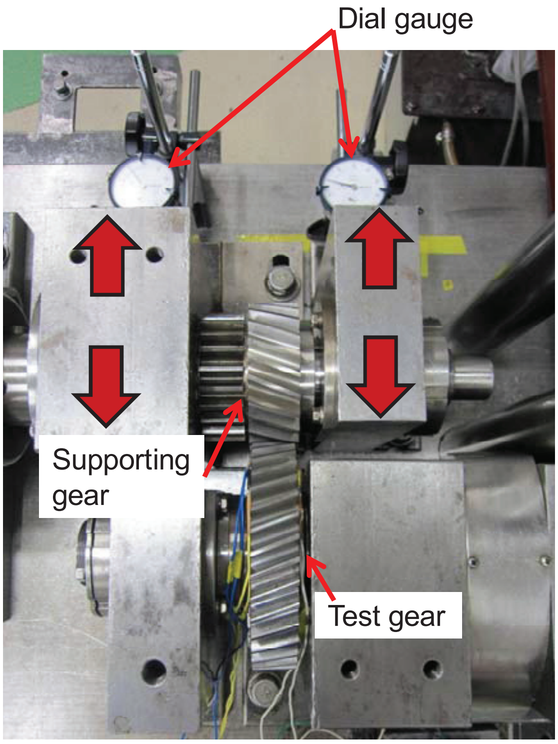


Fig. 2.11 Photograph of tooth bearing by means of root stresses measurement of Part P0 (Solid gear)

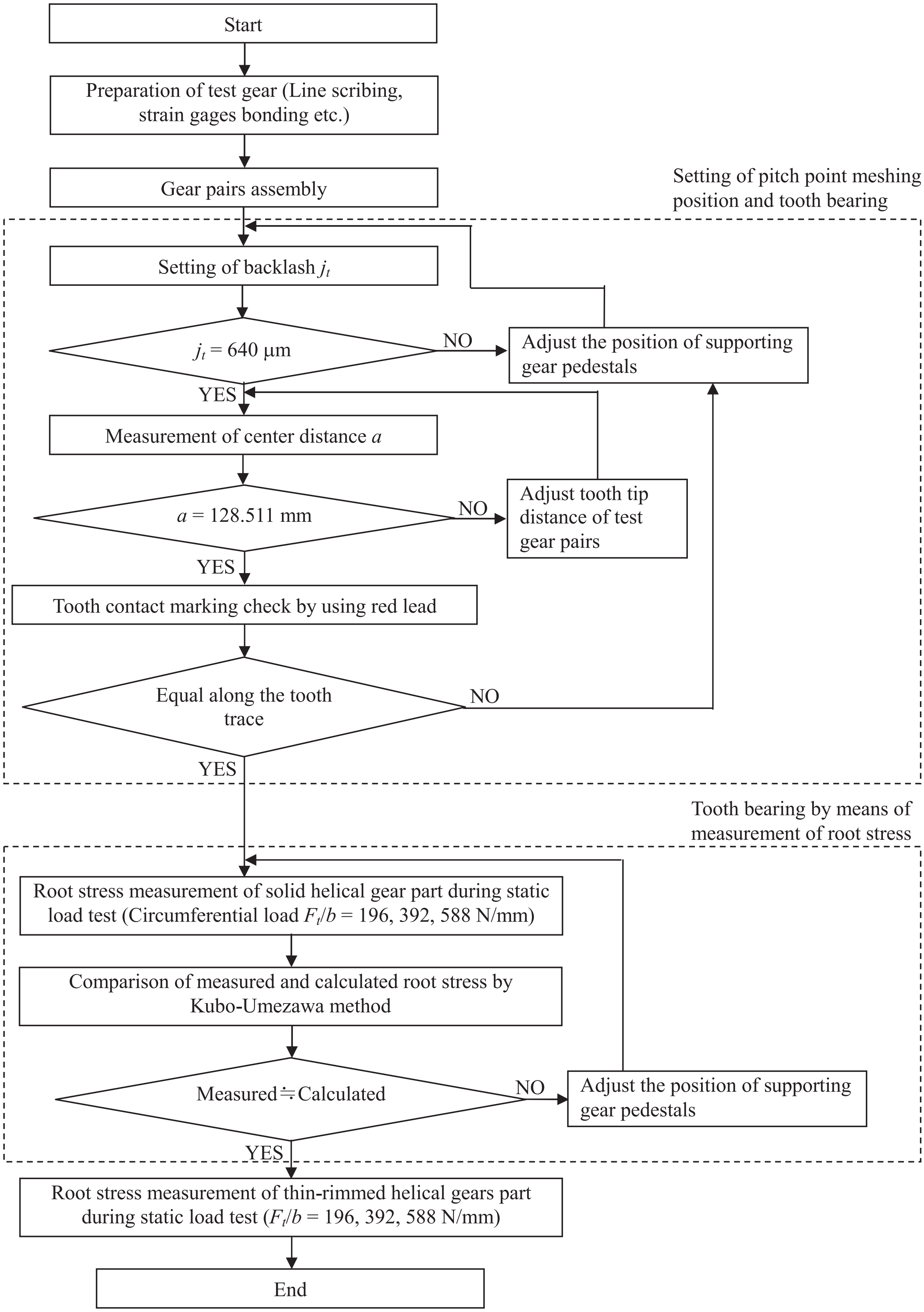


Fig. 2.12 Flowchart of root stresses measurement of thin-rimmed helical gears (β_0=20°)

2. 3　実験結果および考察

2. 3. 1 厚肉はすば歯車対の歯元応力

図 2.13, 2.14 は，図 2.2 に示す試験歯車の Part P0（一体歯車）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm（b=30mm：歯幅）が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定値と計算値を比較して示す．図 2.13, 2.14 中の横軸は，かみ合い位置とかみ合う歯対の数を，縦軸は歯元応力をとっている．また，計算値は久保・梅澤方法(2.2)を用いて求めたもので，測定値は測定された歯元ひずみにヤング率 E = 206 GPa を乗じて求めたものである．矢印↓はσ_{cmax}発生位置を表す．歯幅端の歯面とのなす角が鋭角になる歯幅端を Acute side (A. side)，鈍角になる歯幅端を Obtuse side (Ob. side)としている．図 2.13 は，光明丹による歯当たり確認を行った後の歯元応力の測定値と計算値の比較を示す．図 2.13 より Ob. side 歯幅端では測定値は計算値と大きく異なり歯車対は片当たりしている状態であることがわかる．図 2.14 は，歯元応力測定による歯当たり調整が約 10 回行った後の歯元応力測定値と計算値の比較を示す．図 2.14 より測定値と計算値はほぼ一致しているので歯車対は片当たりしていないと考えられる．

従来の研究(2.11)では，はすば歯車対の最悪かみ合い位置は歯元応力が最大となるかみ合い位置として歯元応力が計算され，全かみ合い率ε_γが，$\varepsilon_\gamma < 2$ の場合には歯幅中央軸直角断面における外の一対かみ合い位置（O. P. : Outer point）になるが，$\varepsilon_\gamma \geqq 2$ の場合には歯先のかみ合い終りから一正面法線ピッチ戻ったかみ合い位置になるとされている．しかし，これらの最悪かみ合い位置は，歯のたわみを考慮していないので，このかみ合い位置が最悪にならないものと考えられる．また，最悪かみ合い位置は，リム，ウェブ厚さが薄くなると変化するものと考えられる．図 2.14 より全かみ合い率がε_γ= 2.165（ε_γ>2）に対し，σ_{cmax}が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置）はピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置（P）］付近に発生し，図 2.9 の作用平面上の接触線⑦であることがわかる．

本実験では，歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響について明らかにすることを目的としているので，試験歯車対の Part P0 の一体歯車対になる部分が図 2.13 に示す歯元応力になる状態を基準（片当たりがない状態）として，薄肉歯車対の部分になる Part PA1～PA3 の歯元応力の測定を行っている．

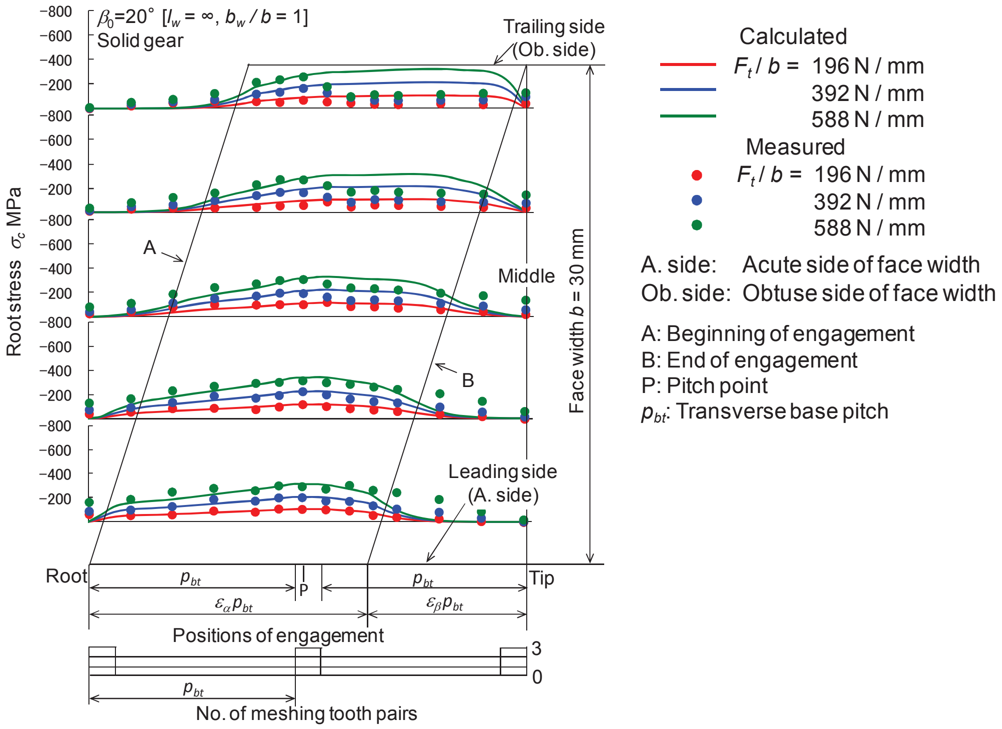


Fig. 2.13 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by using red lead (P0, β_0=20°)

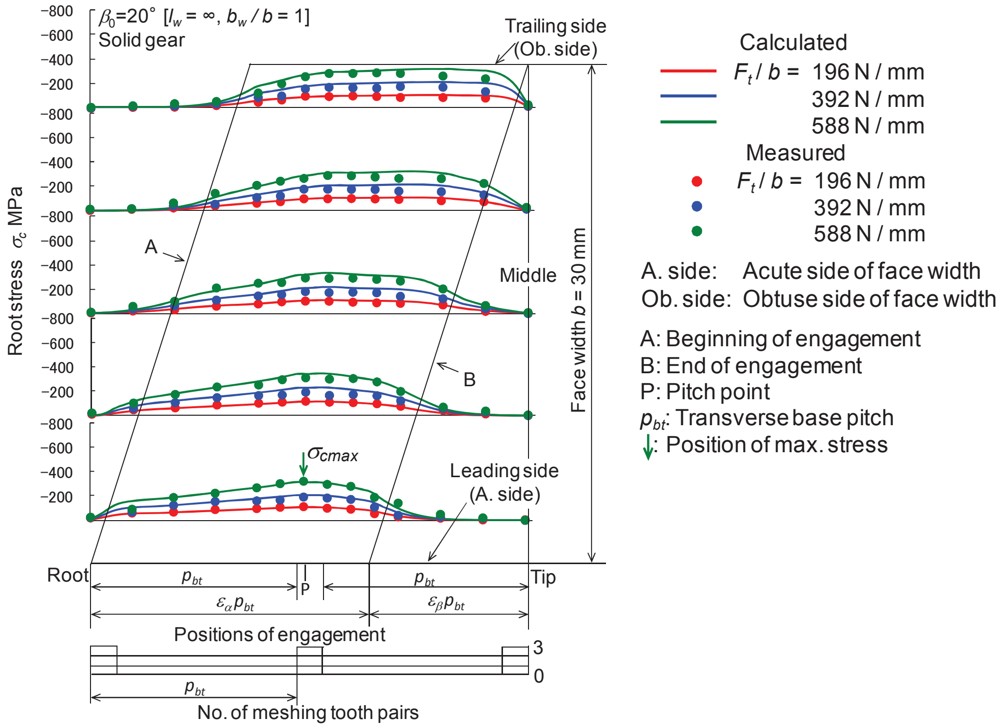


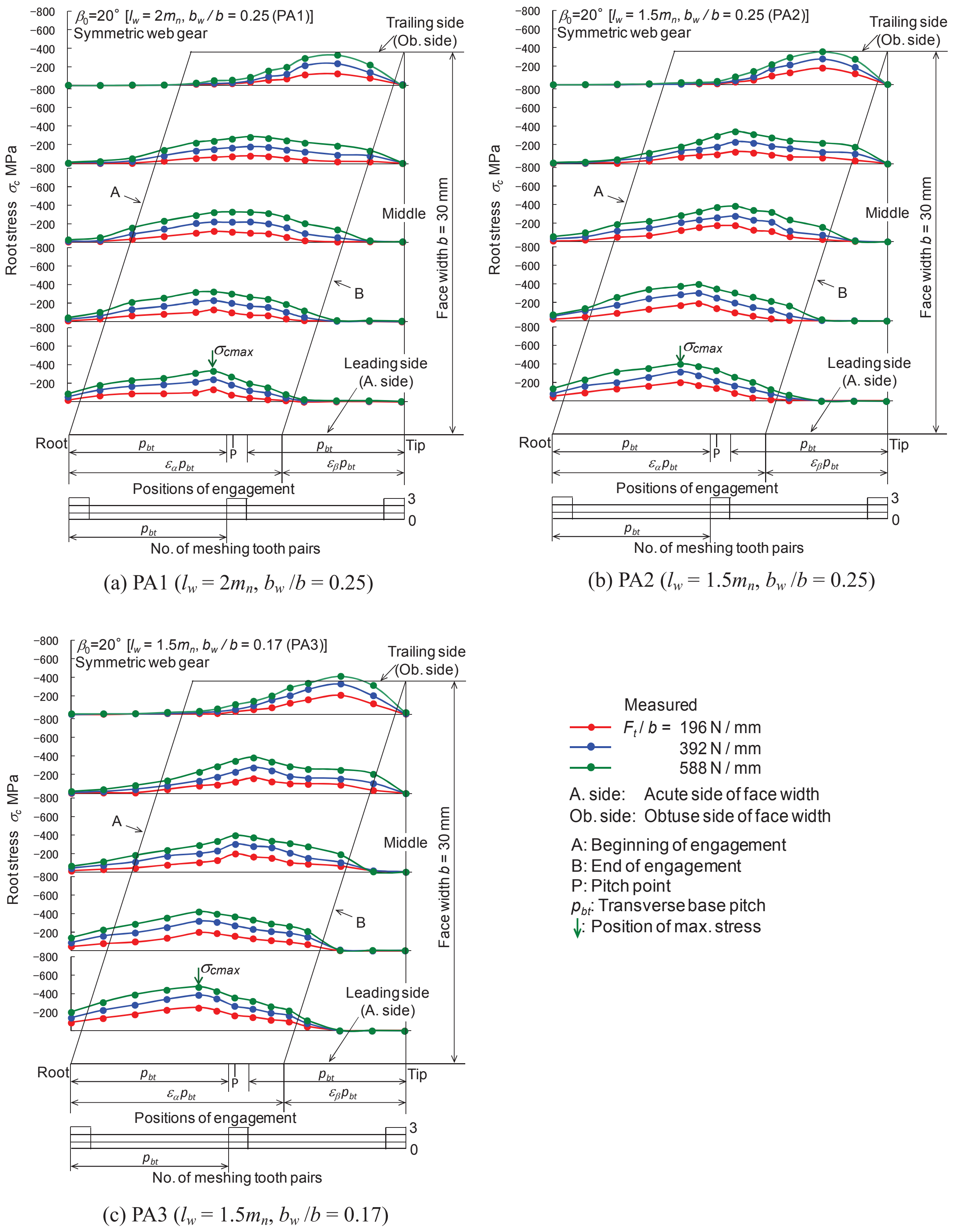
Fig. 2.14 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by means of measurement of root stresses (P0, β_0=20°)

2. 3. 2 歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

図 2.15 は，リム厚さ $l_w = 2m_n$（m_n：歯直角モジュール），ウェブ厚さ $b_w /b = 0.25$（b：歯幅，図 2.2 の Part PA1），$l_w = 1.5m_n$, $b_w /b = 0.25, 0.17$（図 2.2 の Part PA2, PA3）の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に，$F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す．図 2.14, 2.15 より，薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合には，両歯幅端のリム厚さが薄いため，一体歯車の場合に比べて両歯幅端の応力がかなり大きくなることがわかる．また，薄肉歯車の場合にはリム部の変形が大きくなるため，かみ合い始めよりも前から，かみ合い始め側の歯幅端から歯幅中央の広い範囲にわたって応力が生じるが，反対側の歯幅端の歯元にはほとんど生じないことがわかる．図 2.15(b), (c)より，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化は，図 2.15(a)の場合とよく似た傾向を示すが，リム厚さの薄い両歯幅端の歯元応力は，リム厚さおよびウェブ厚さの減少とともに大きくなることがわかる．図 2.15 より σ_{cmax} 発生するかみ合い位置は, PA1 の場合には，ピッチ点かみ合い位置（P）よりずれて少し戻ったかみ合い位置（P より約 1°戻った回転角）に発生し，PA2 および PA3 場合には, P よりずれて少し戻ったかみ合い位置（P より約 2°戻った回転角）になることがわかる．これは, PA2 および PA3 の歯幅端のリム厚さが薄いため，かみ合い始めでは歯幅端のリム部のたわみが大きくなることによると考えられる．また, PA1, PA2 および PA3 の最悪かみ合い位置は,図 2.9 の作用平面上の接触線⑥（PA1）と⑤（PA2, PA3）である．

2. 3. 3 歯元応力分布に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

図 2.16 は，図 2.14 から求めた $F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合の P0 の歯元応力分布を示す．図 2.17 は，図 2.15 から求めた $F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合の PA1, PA2 および PA3 の歯元応力分布を示す．図 2.16, 2.17 中の横軸は歯幅方向の位置を, 縦軸は歯元応力値をとっている．図 2.16, 2.17 中の番号は，図 2.9 の接触線番号に対応している．図 2.16, 2.17 の歯元応力分布を比較すると薄肉歯車の P 点かみ合い位置付近の各かみ合い位置における歯元応力変化は一体歯車の場合と大きく異なることがわかる．図 2.17 より，歯元応力分布は，リム厚さ，ウェブ厚さの減少とともに局所的になり，歯元応力の歯幅方向における変化は，リム厚さ，ウェブ厚さの減少とともに大きくなることがわかる．また，かみ合い位置がかみ合い始めから最悪かみ合い位置までの範囲において，Ob. side の歯幅端の応力が薄肉歯車の場合にはほとんど零になることがわかる．

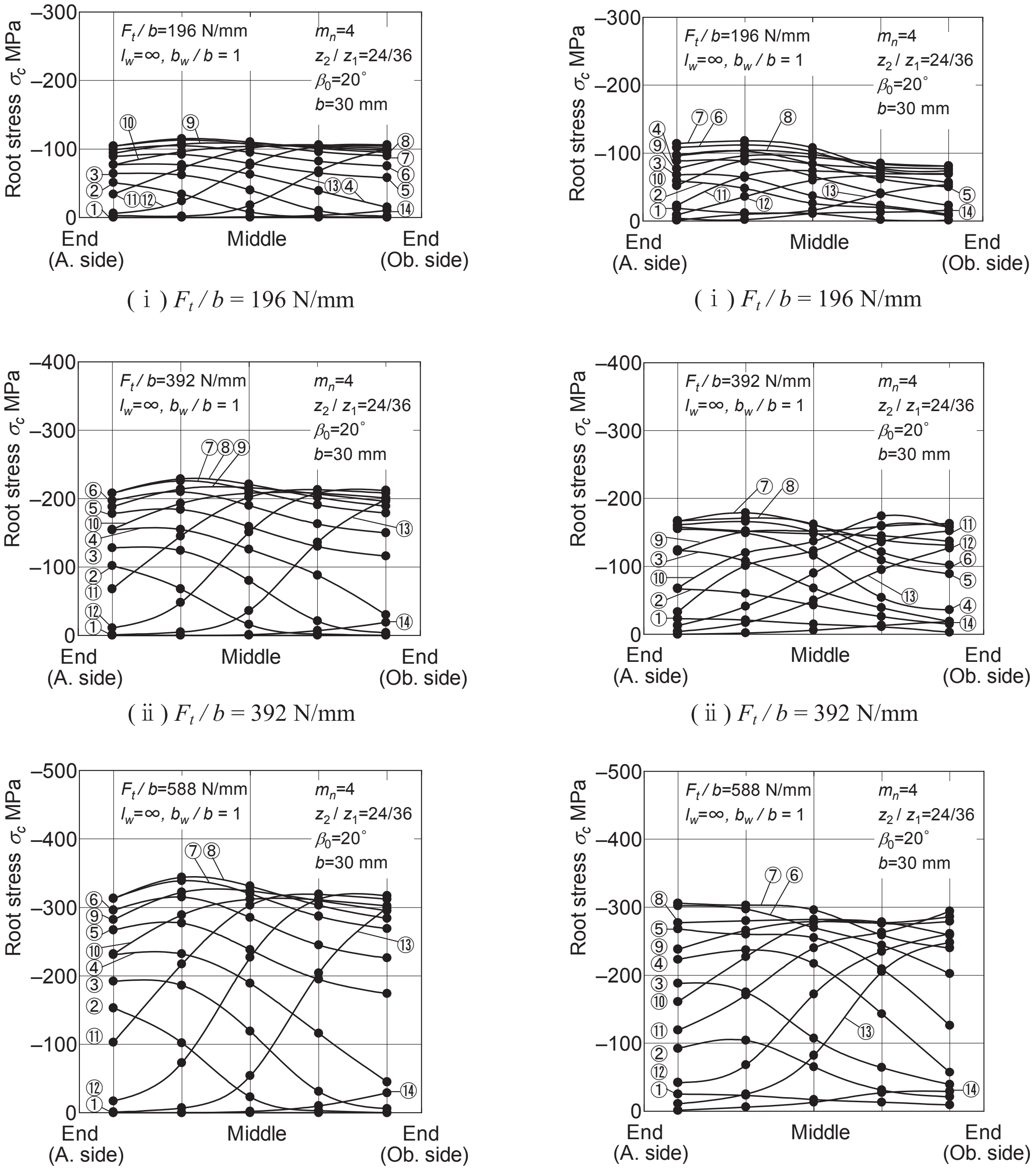


(a) PA1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$)

(b) PA2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$)

(c) PA3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$)

Fig. 2.15 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (β_0=20°)



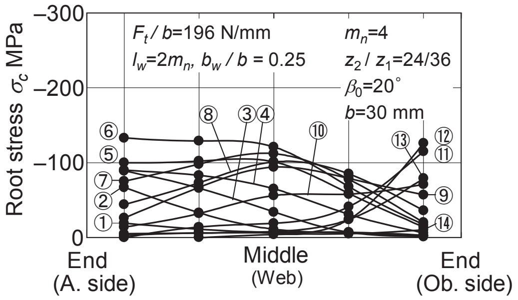
(i) F_t / b = 196 N/mm　　(i) F_t / b = 196 N/mm

(ii) F_t / b = 392 N/mm　　(ii) F_t / b = 392 N/mm

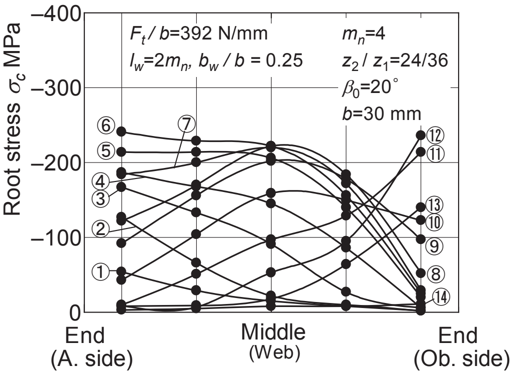
(iii) F_t / b = 588 N/mm　　(iii) F_t / b = 588 N/mm

(a) Calculated　　(b) Measured

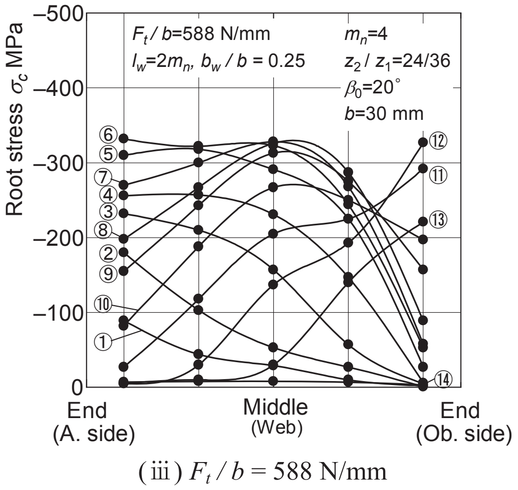
Fig. 2.16 Root stresses distributions of solid helical gear (P0, β_0=20°)



(i) F_t / b = 196 N/mm

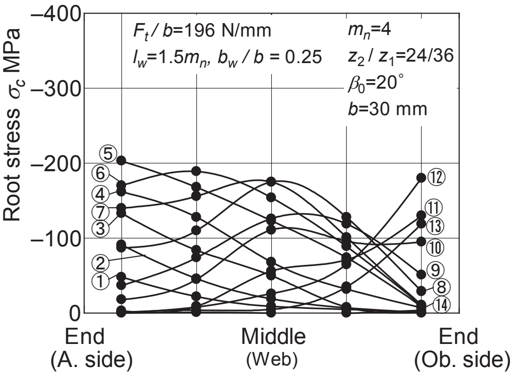


(ii) F_t / b = 392 N/mm

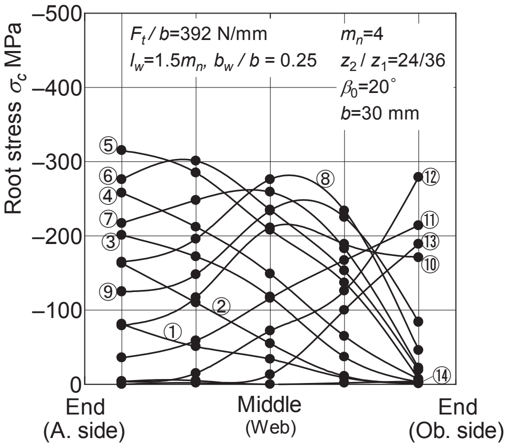


(iii) F_t / b = 588 N/mm

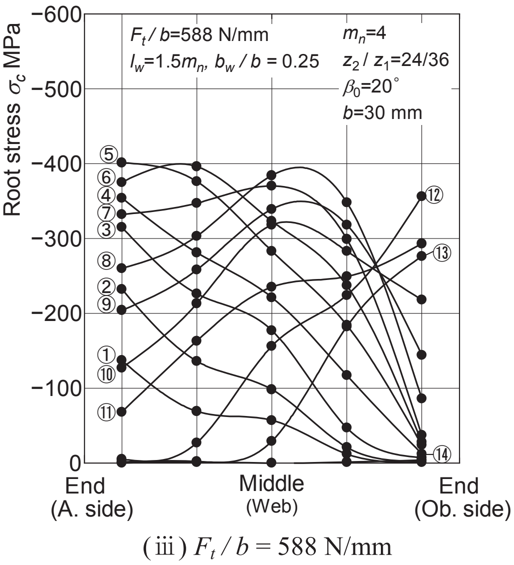
(a) PA1 (l_w =2m_n, b_w /b=0.25)



(i) F_t / b = 196 N/mm



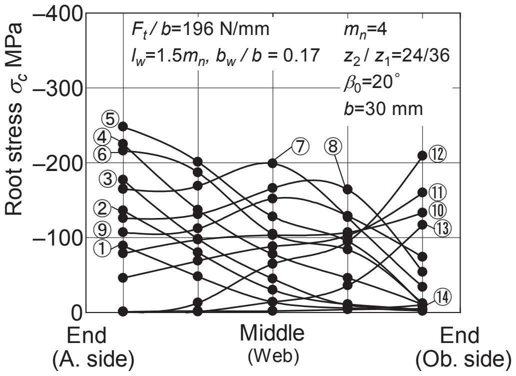
(ii) F_t / b = 392 N/mm



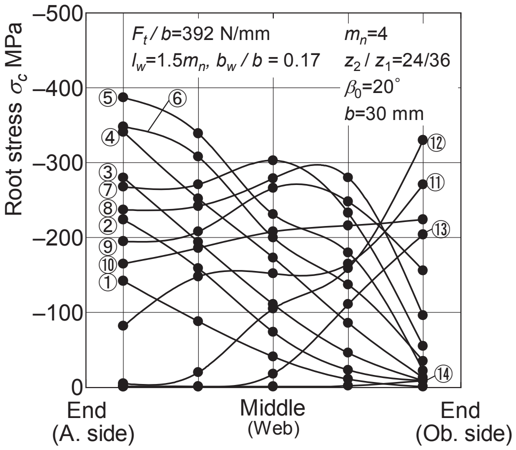
(iii) F_t / b = 588 N/mm

(b) PA2 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.25)

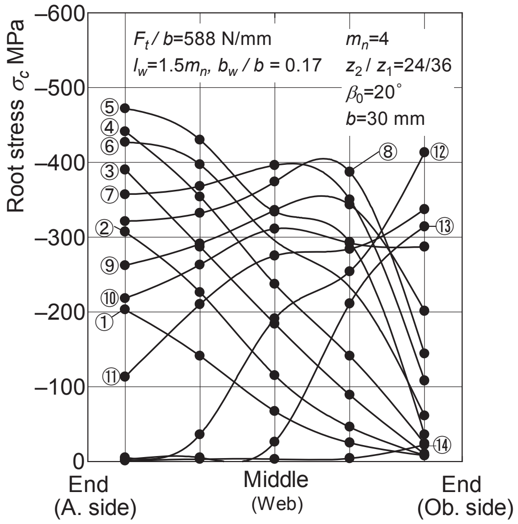
Fig. 2.17 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, symmetric web) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



(ii) F_t / b = 392 N/mm



(iii) F_t / b = 588 N/mm

(c) PA3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.17)

Fig. 2.17 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, symmetric web) [Continued, 2/2]

2. 3. 4 最大歯元応力分布に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

図 2.18 は，各リム厚さ，ウェブ厚さ(Part P0〜PA3)のはすば歯車に，F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の最悪かみ合い位置での歯元応力分布を示す．図 2.18 より，l_w, b_w の減少とともに，両歯幅端の歯元応力の差が増大することがわかる．

図 2.19 は，歯元応力測定結果より求めた各薄肉ウェブ構造はすば歯車に対する最大歯元応力 σ_{cmax} と円周力 F_t/b の関係を示す．図 2.19 より，σ_{cmax} は，一体歯車の場合には，F_t/b に比例して増加するのに対して，薄肉歯車の場合には，F_t/b に比例せず l_w, b_w の減少とともに増大することがわかる．これは，一体歯車の場合に比べて薄肉歯車の場合には，リム部の変形量が大きくなることによると考えられる．

図 2.20 は，最大歯元応力増加率 σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$［$(\sigma_{cmax})_{solid}$: solid（一体歯車）の σ_{cmax}］を示す．図 2.20 より，l_w, b_w が小さくなると σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$ が大きくなることがわかる

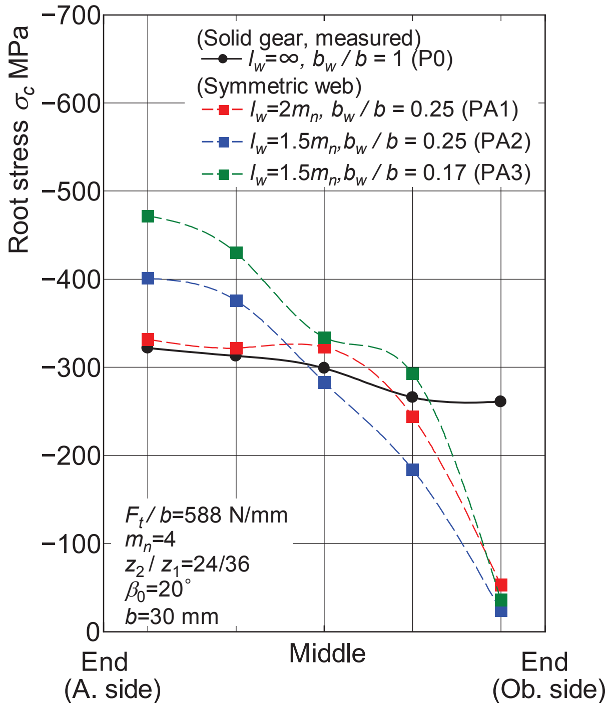


Fig. 2.18 Root stresses distributions at the worst meshing positions (F_t/b = 588 N/mm)

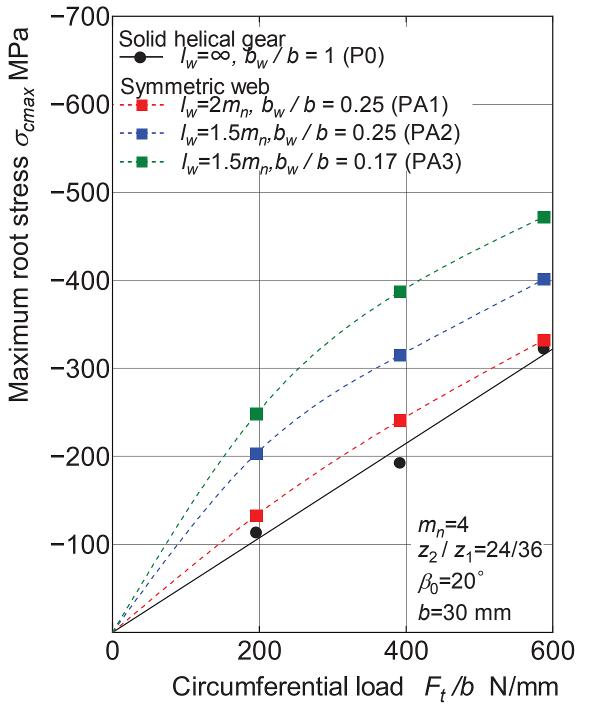


Fig. 2.19 Relation between circumferential load F_t/b and maximum root stress σ_{cmax}

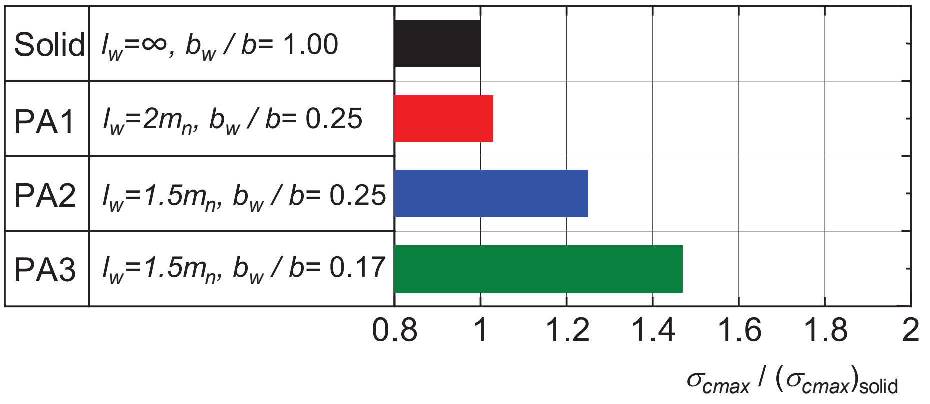


Fig. 2.20 Maximum root stress increment ratio σ_{cmax} /$(\sigma_{cmax})_{solid}$ (F_t/b = 588 N/mm)

2. 4　結言

本章では，ねじれ角β_0=20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力について検討を加えた．得られた主な点を要約すると以下のとおりである．

(1)　薄肉ウェブ構造はすば歯車（駆動歯車）の場合には，リム部の変形が大きくなるため，かみ合い始めよりも前から，かみ合い始め側の歯幅端から歯幅中央の広い範囲にわたって応力が生じるが，反対側の歯幅端の歯元にはほとんど生じない．また，両歯幅端のリム厚さが薄いため，一体（厚肉）歯車の場合に比べて両歯幅端の応力がかなり大きくなる．

(2)　最大歯元応力σ_{cmax}が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置）は，リム厚さ $l_w = 2m_n$（m_n：歯直角モジュール, PA1）および $l_w = 1.5m_n$（PA2 および PA3）の場合には，ピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置 (P)］よりずれて少し戻ったかみ合い位置になる．これは，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯幅端のリム厚さが薄いため，かみ合い始めでは歯幅端のリム部のたわみが大きくなることによると考えられる．

(3)　σ_{cmax} は，リム・ウェブ厚さにかかわらず A. side（鋭角側）歯幅端付近に発生する．

(4)　σ_{cmax} は，一体歯車の場合には，円周力 F_t/b に対して直線的に（比例して）増加するが，薄肉対称ウェブ構造歯車の場合には，直線に比べて変化が異なる（比例しない）．

(5)　薄肉ウェブ構造はすば歯車の最大歯元応力増加率$\sigma_{cmax} / (\sigma_{cmax})_{\mathrm{solid}}$［$(\sigma_{\mathrm{cmax}})_{\mathrm{solid}}$：solid（一体歯車）の$\sigma_{\mathrm{cmax}}$］は，リム・ウェブ厚さが小さくなると増大する．

第 3 章　薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響

3. 1　緒　言

第 2 章では, β_0=20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に対して, 静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し, かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化, 最大歯元応力σ_{cmax}が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置）, 最大歯元応力に及ぼすリム厚さおよびウェブ厚さなどの影響について明らかにした. ところで薄肉はすば歯車の場合は, 非対称ウェブ構造も歯車装置に広く用いられている. 自動車用オートマチックトランスミッション（AT）用歯車装置をはじめ, 航空機, 船舶, 建設機械などの歯車装置に多く採用されているが, それらの歯元曲げ強度については, まだ十分には明らかにされていない. 従来の研究[3.1]では, 三次元有限要素法（3D-FEM）による薄肉非対称ウェブ構造はすば内歯車の歯元応力計算方法は報告されているが, 薄肉外歯車の場合にはたわみの影響関数などが異なるため, これらの計算方法は薄肉外歯車にそのまま適用することができない.

リム厚さ, ウェブ厚さだけでなくリム部の支持方法も薄肉はすば歯車の歯元応力状態に大きな影響を持つため, 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響について明らかにしておかなければならない. リム部の支持方法によって歯の剛性が変化するため非対称ウェブ構造と対称ウェブ構造の歯元応力状態はかなり異なる[3.2)~(3.8]と考えられる. 薄肉歯車の場合, 歯元部のみならず歯車リム部の変形および発生応力が問題となり, 薄肉歯車の設計に当たっては, これらの変形が正常運転に支障をきたさないように考える必要がある.

本章では, 種々のリム・ウェブ厚さをもつβ_0=20°薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車に対して, 静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し, かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化, 最悪かみ合い位置, 最大歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さ, かみ合い歯面およびウェブ構造の影響について検討を加える. これらの結果および薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の場合との比較検討を行い, 歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響について明らかにしている. また, 対称・非対称ウェブ構造歯車の最大歯元応力と重量比を比較し, 最適なリム・ウェブ厚さやウェブ構造について検討を加える.

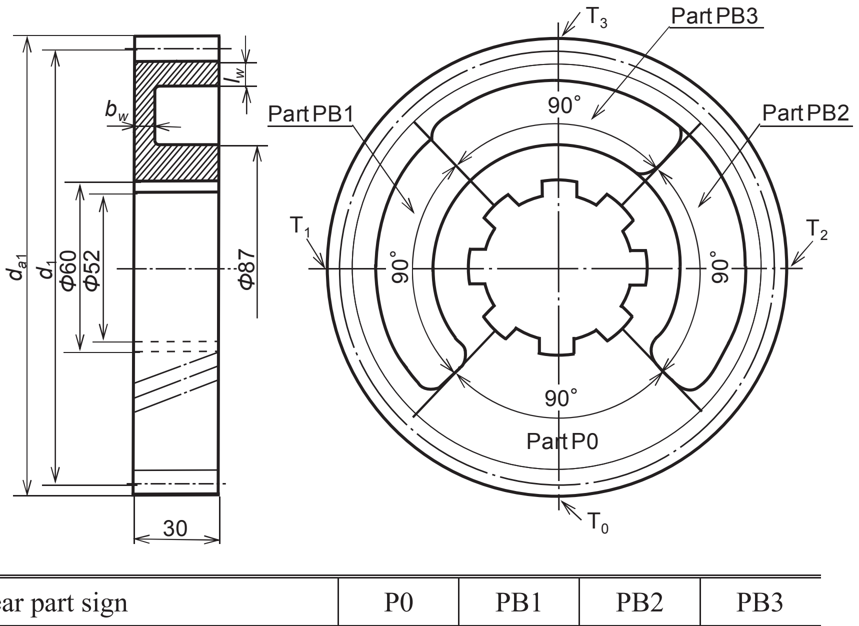
3. 2　実験方法および実験装置

3. 2. 1 試験歯車

対称ウェブ構造試験歯車対と同様, 歯直角モジュール m_n = 4, 歯直角圧力角α_n = 20°, 歯数 z_1/z_2 = 36/24, 歯幅 b = 30 mm/35 mm の非対称ウェブ構造歯車の歯元応力測定に用いたはすば歯車対の主諸元およびかみ合い率の計算結果は, 表 2.1 に示した. 図 3.1 は, 非対称ウェブ構造の歯元応力測定に用いた試験歯車の写真を示す. 図 3.1(a)はウェブ側を示し, 図 3.1(b)はウェブがない側を示す. また, 図 3.1(b)に示すように, 試験歯車は厚肉（一体）歯車および非対称ウェブ構造部分がある. 支持歯車は図 2.1(b)に示すように厚肉はすば歯車である. 図 3.2 は, 図 3.1 に示す試験歯車の形状・寸法を示す. 中心角 90°間隔で四つのパートに分割し, 図 3.2 に示すリム厚さ l_w, ウェブ厚さ b_w にエンドミル加工をした. 一体歯車部分は歯車対の歯元応力測定による歯当たり調整を行うために設けており, その詳細については第 2 章の 2. 2. 2 節で述べていた. 試験歯車対はホブ切りのままで, それらの精度は旧 JIS 4 級（新 JIS N8 級）程度である.

(a) Web side (b) Opposite side of web

Fig. 3.1 Photographs of test gear pairs used in measurement of root stresses



Gear part sign		P0	PB1	PB2	PB3
Gear structure		Solid	Asymmetric web		
Rim thickness	l_w mm	∞^*	$2m_n^{**}$	$1.5\ m_n$	
Web thickness	b_w mm	-	7.5	15	7.5

$^*\infty$: solid gear $^{**}m_n$: normal module

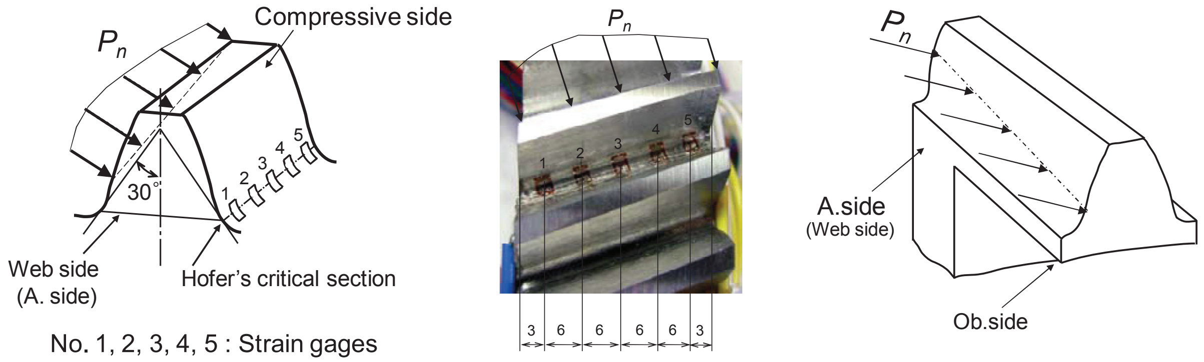
Fig. 3.2 Shape and geometry of test gear (With asymmetric web)

3. 2. 2 歯元応力測定

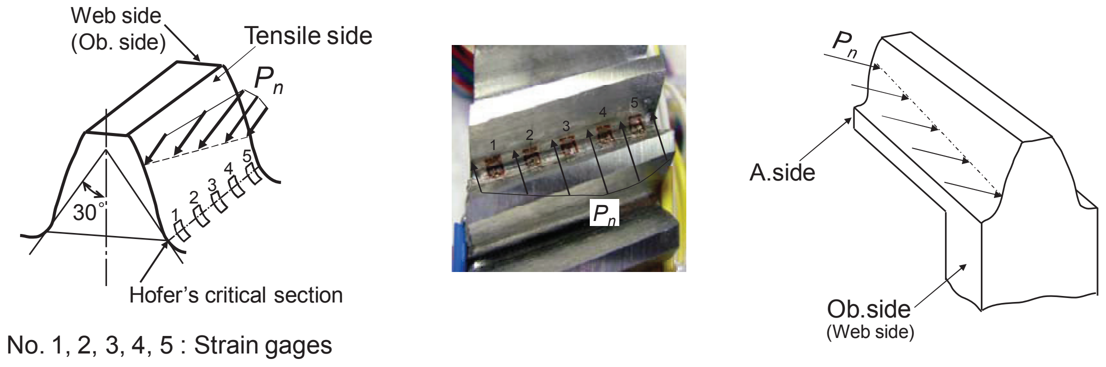
歯車対は図 2.3 に示す油圧式静的負荷かみ合い試験機に組付けた. バックラッシ設定, 中心距離測定および光明丹による歯当たり確認については第 2 章 2. 2. 2 節に述べた.

歯元応力測定による歯当たり調整および薄肉歯車部分の歯元応力測定はひずみゲージ法にて測定した. 図 3.3 は, 非対称ウェブ構造に対して, かみ合い歯面とひずみゲージの位置の関係を示す. 図 3.3(a)は, かみ合い始めがウェブ側の歯幅端になる場合（Mesh 1）, またかみ合い歯面の影響を検討に加えるために, 図 3.3(b)は, かみ合い始めがウェブの無い側の歯幅端になる場合（Mesh 2）のかみ合い歯面を示す. 対称ウェブ構造の場合と同様に非対称ウェブ構造試験歯車の歯元応力測定は, 図 3.3 に示すようにかみ合う歯の圧縮側（Mesh 1）または引張る側（Mesh 2）歯元すみ肉部において, 接線角度$\theta = 30°$（θ : 歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角）の Hofer の危険断面位置にゲージ長さ 0.2 mm のひずみゲージを 6 mm の間隔で 5 枚（ゲージ 1, 5 は歯幅端より 3 mm 中央寄り）接着して, 円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合に対して行った. ひずみゲージを接着した歯の位置は, 図 3.2 に示す各パート(P0～PB3)の中央の歯 T_0～T_3 である.

歯元応力測定に用いた各かみ合い位置の作用平面上の接触線, 静的負荷かみ合い試験機, 周辺機器, 実験方法などは対称ウェブ構造と同様であり, これらの詳細ついては第 2 章 2. 2. 2 節に述べていた. なお, 図 2.12 の歯元応力測定フロー図は, 非対称ウェブ構造はすば歯車の場合にも適用する.



(a) Mesh 1 (Web side is at the beginning of engagement)



(b) Mesh 2 (Web side is at the end of engagement)

Fig. 3.3 Positions of strain gages

3. 3　実験結果および考察

3. 3. 1 厚肉はすば歯車対の歯元応力

図 3.4 は，図 3.2 に示す試験歯車の Part P0（一体歯車, mesh 1）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm（b=30mm：歯幅）が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定値と計算値を比較して示す．図 3.4 中の横軸は，かみ合い位置とかみ合う歯対の数を，縦軸は歯元応力をとっている．また，計算値は久保・梅澤方法(3.9)を用いて求めたもので，測定値は測定された歯元ひずみにヤング率 E = 206 GPa を乗じて求めたものである．矢印↓はσ_{cmax}発生位置を表す．歯幅端の歯面とのなす角が鋭角になる歯幅端を Acute side (A. side)，鈍角になる歯幅端を Obtuse side (Ob. side)としている．図3.4 より測定値と計算値はほぼ一致しているので歯車対は片当たりしていないと考えられる．図 2.13, 3.4 を比較するとかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力測定結果はほぼ同じであり，最悪かみ合い位置は，どちらもピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置（P)］付近になり，図 2.9 の作用平面上の接触線⑦であることがわかる．

図 3.5 は，図 3.3(b)に示す試験歯車のかみ合い歯面が mesh 2 の場合の Part P0（一体歯車）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力の測定値と計算値を比較して示す．図 3.5 より，かみ合いの進行にともなう歯元応力変化の測定値は計算値とほぼ一致していることがわかる．また，最悪かみ合い位置は，かみ合い歯面が mesh 1 の場合と同様に図 2.9 に示す⑦（ピッチ点）であることがわかる．

本実験では, Part P0（Mesh 1, 2）部分の歯元応力測定値と計算値がほぼ一致にする状態（片当たりがない状態）, かつ Part P0 部分（Mesh 1）と対称ウェブ構造の Part P0 部分の歯元応力測定値ほぼ一致になる状態を基準として，以後の薄肉歯車部分 Part PB1～PB3 の部分の歯元応力測定を行っている．

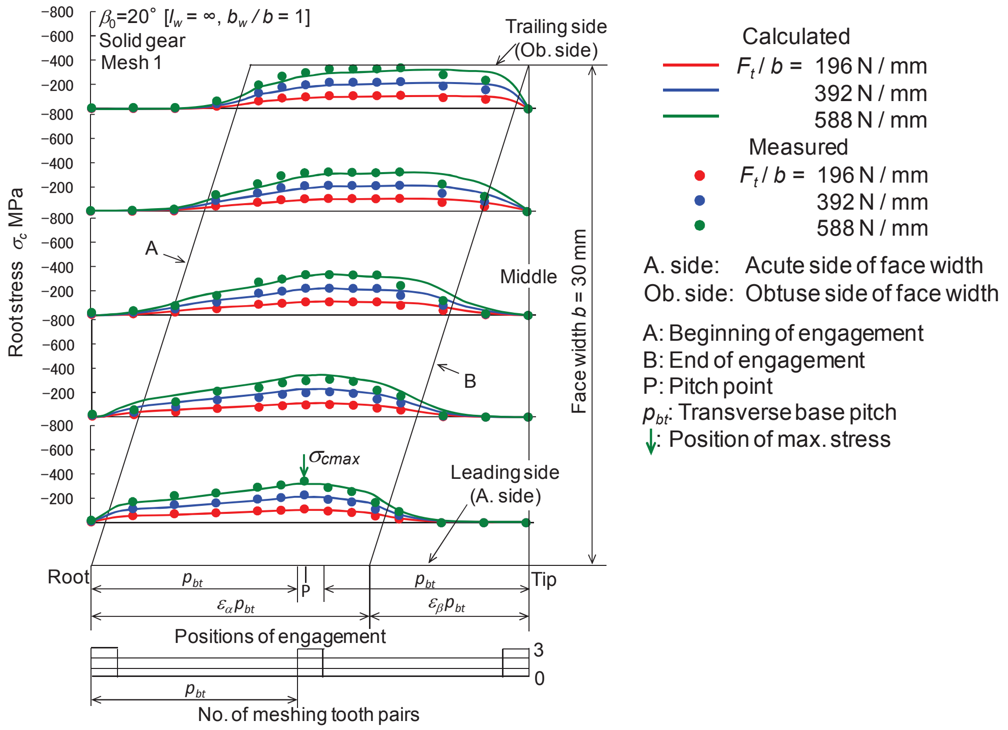


Fig. 3.4 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by means of measurement of root stresses (P0, β_0=20°, mesh 1)

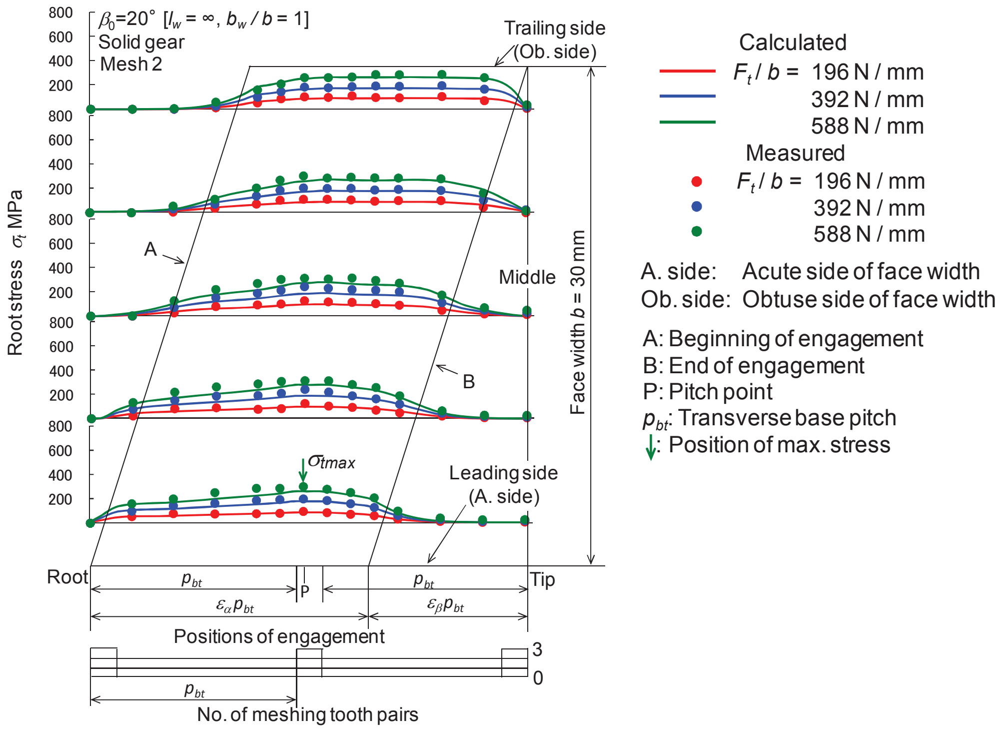


Fig. 3.5 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by means of measurement of root stresses (P0, β_0=20°, mesh 2)

3. 3. 2 非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力

図 3.6 は，リム厚さ l_w = $2m_n$（m_n：歯直角モジュール），ウェブ厚さ b_w /b = 0.25（b：歯幅，図 3.2 の Part PB1），l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.5, 0.25（図 3.2 の Part PB2, PB3）の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のかみ合い歯面が mesh 1 の場合に，F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す．図 3.6 より，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力は，リム厚さが薄いため，かみ合い始めよりも前から発生し，ウェブ側の歯幅端（かみ合い始め側，鋭角側の歯幅端，A. side）の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，ウェブがない側の歯幅端（鈍角側の歯幅端，Ob. side）の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$ よりも大きく，$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，$l_w$, b_w の減少とともに増大するのに対し，$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，逆に減少することがわかる．最悪かみ合い位置は，どの薄肉はすば歯車でもピッチ点かみ合い位置（P）よりずれて少し戻ったかみ合い位置（P より約 1°戻った回転角）になることがわかる．また，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の最悪かみ合い位置は，図 2.9 の作用平面上の接触線⑥である．図 3.4, 3.6 を比べると，一体はすば歯車（Part P0）の場合とは異なることがわかる．これは，一体歯車の場合に比べて薄肉はすば歯車（Mesh 1）の場合には，鋭角側(ウェブ側)の歯幅端の分布荷重が大きくなること，また，リム部の変形量が大きくなることによると考えられる．

図 3.7 は，図 3.6 から求めた F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の Part PB1, PB2 および PB3 のかみ合い歯面が mesh 1 の場合の歯元応力分布を示す．図 3.7 中の横軸は歯幅方向の位置を，縦軸は歯元応力値をとっている．図 3.7 中の番号は，図 2.9 の接触線番号に対応している．図 3.7 より，l_w の減少とともに，両歯幅端にわたって歯元応力が大きくなることがわかる．また，b_w の減少とともに，A. side の歯幅端で最大歯元応力が大きくなることがわかる．

図 3.8 は，Part PB1, PB2, PB3 のかみ合い歯面が mesh 2 の場合に，F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す．図 3.8 より，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力は，リム厚さが薄いため，かみ合い始めよりも前から発生し，ウェブがない側の歯幅端（かみ合い始め側）の$\sigma_{tmax(\mathrm{A.\ side})}$は，ウェブ側の歯幅端の$\sigma_{tmax(\mathrm{Ob.\ side})}$ よりも大きく，また，両歯幅端では，σ_{tmax} は，l_w, b_w の減少とともに増大することがわかる．PB1 および PB3 の場合では，最悪かみ合い位置は，P0 の場合と同様にピッチ点かみ合い位置（P）付近になり，図 2.9 の作用平面上の接触線⑦であることがわかる．一方，PB2 の場合では，最悪かみ合い位置は，P よりずれて少し進んだかみ合い位置（P より約 1°進んだ回転角）に発生し，図 2.9 の作用平面上の接触線⑧であることがわかる．これは，ウェブ厚さが大きいため，他の歯車に比べて歯幅中央のたわみが大きくなることによると考えられる．

図 3.9 は，図 3.5 から求めた F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の P0 の歯元応力分布を示す．図 3.10 は，図 3.8 から求めた F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の Part P0, PB1, PB2 および PB3 のかみ合い歯面が mesh 2 の場合の歯元応力分布を示す．図 3.10 より，l_w, b_w の減少とともに，両歯幅端にわたって歯元応力が大きくなり，最大歯元応力が発生する歯幅方向の位置は A .side の歯幅端であることがわかる．

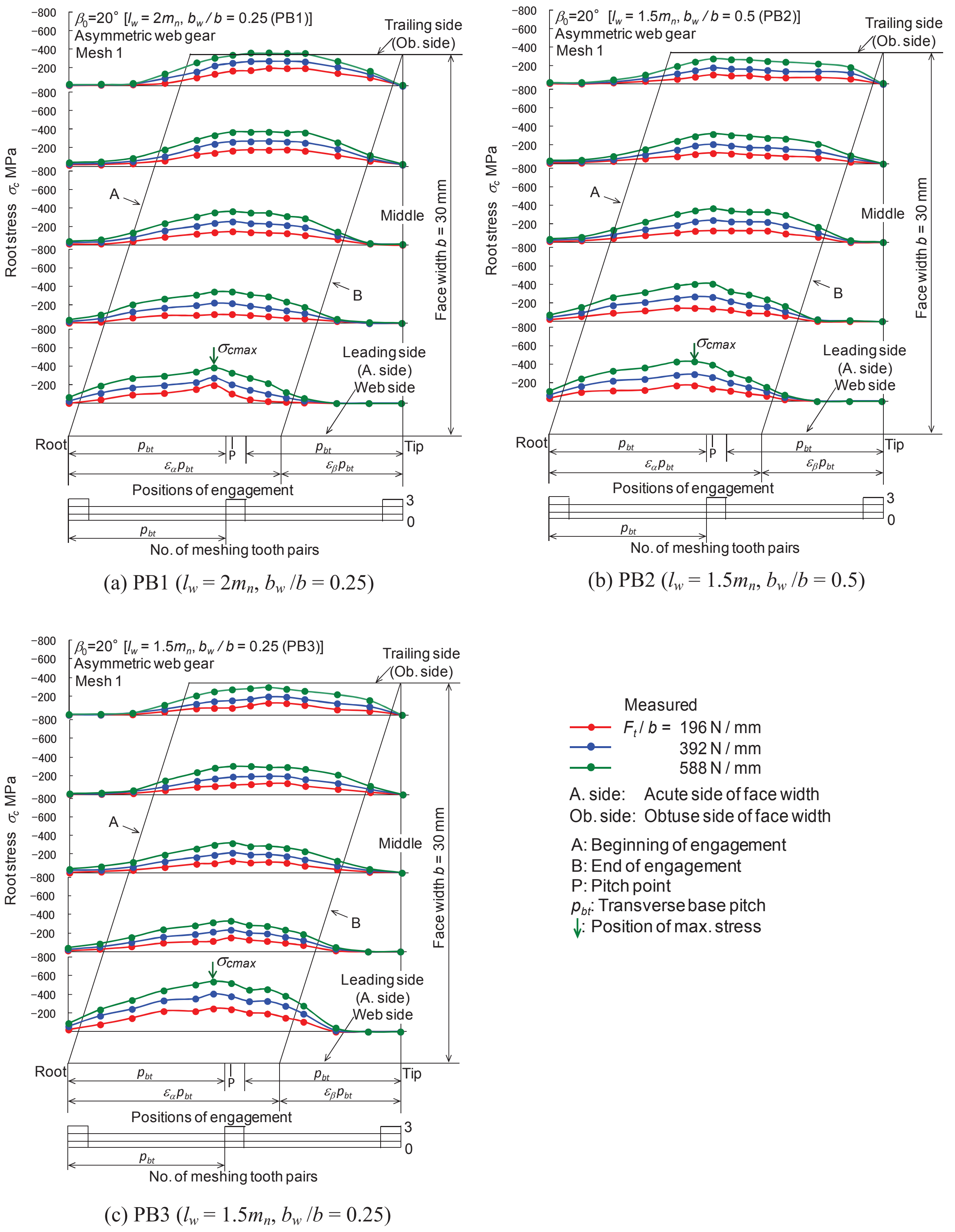
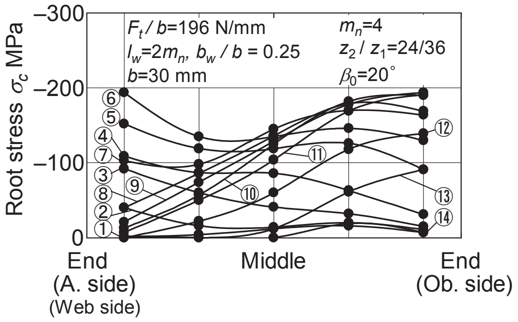
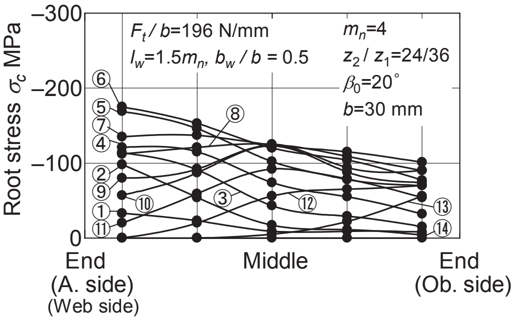


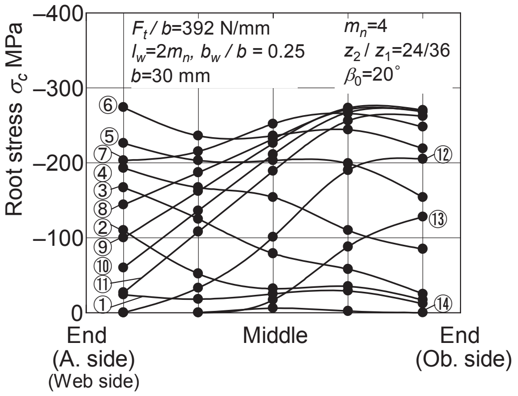
Fig. 3.6 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (β_0=20°, mesh 1)



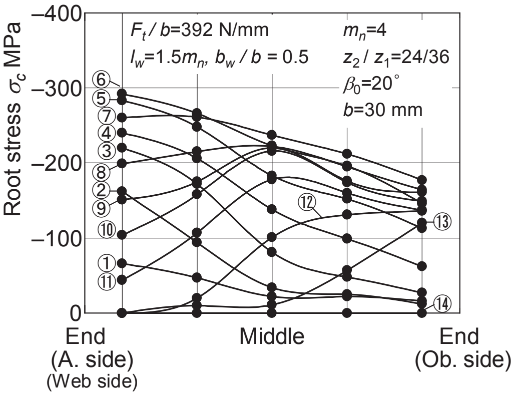
(i) F_t/b = 196 N/mm



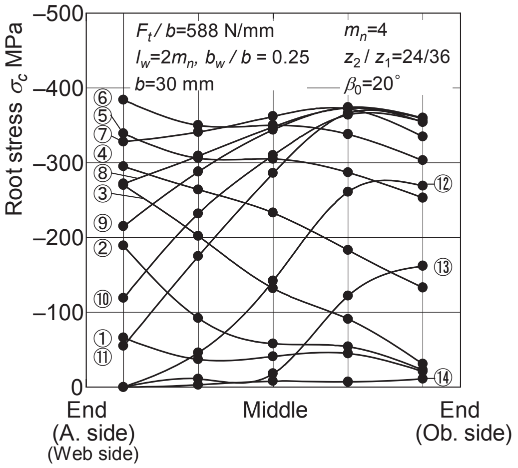
(i) F_t/b = 196 N/mm



(ii) F_t/b = 392 N/mm

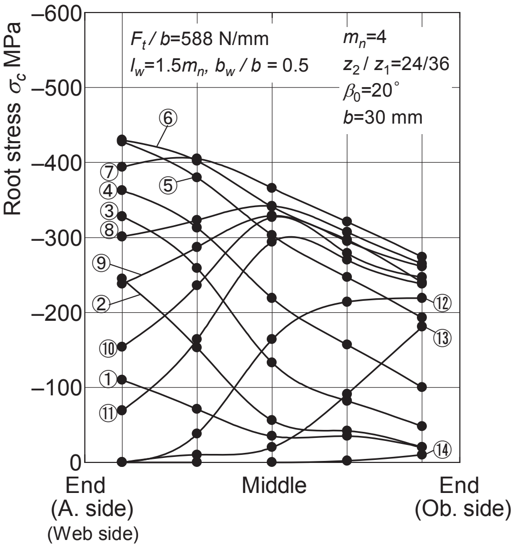


(ii) F_t/b = 392 N/mm



(iii) F_t/b = 588 N/mm

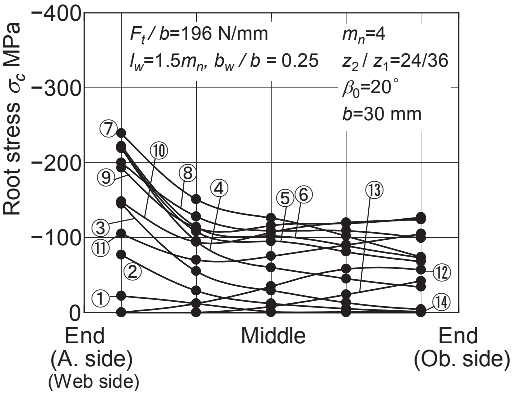
(a) PB1 (l_w =2m_n, b_w/b=0.25)



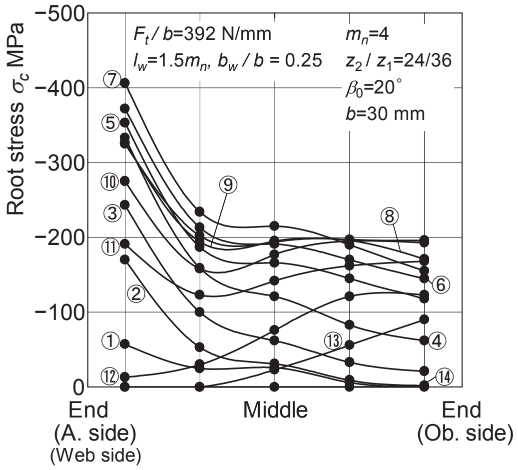
(iii) F_t/b = 588 N/mm

(b) PB2 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.5)

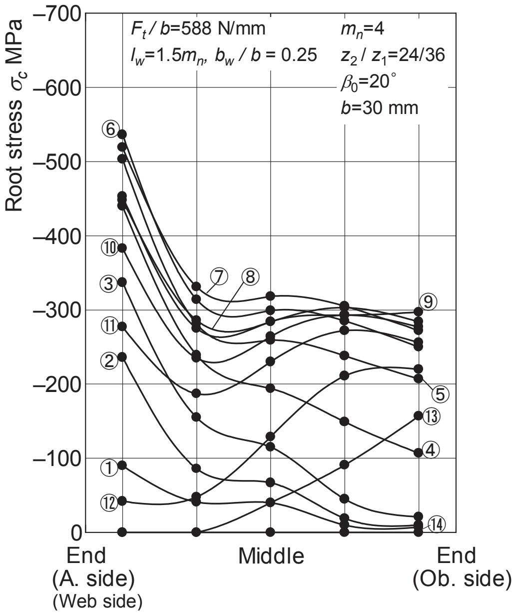
Fig. 3.7 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 1) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



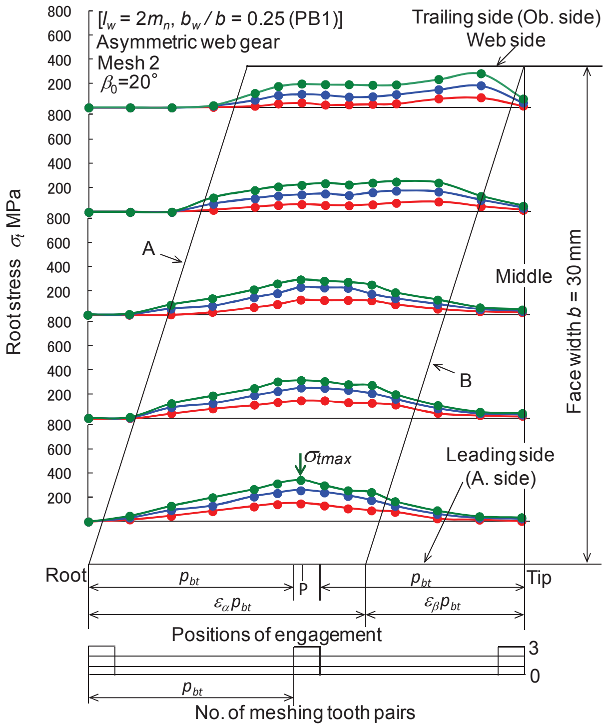
(ii) F_t / b = 392 N/mm



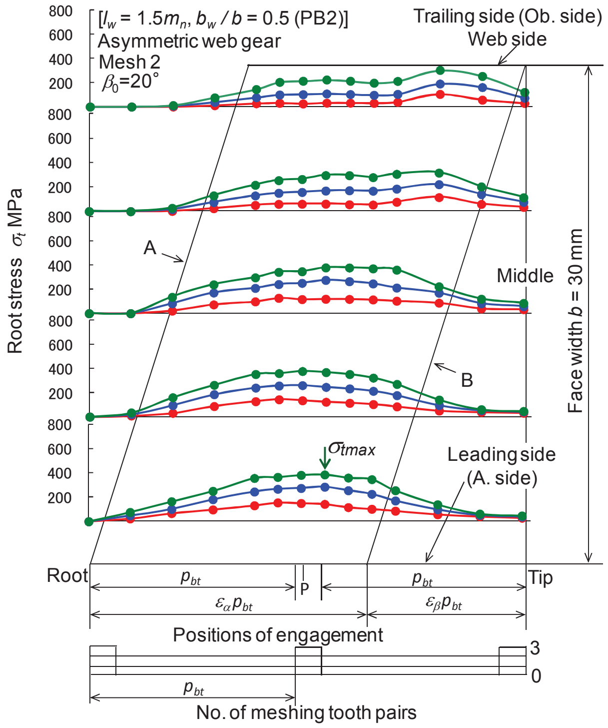
(iii) F_t / b = 588 N/mm

(c) PB3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.25)

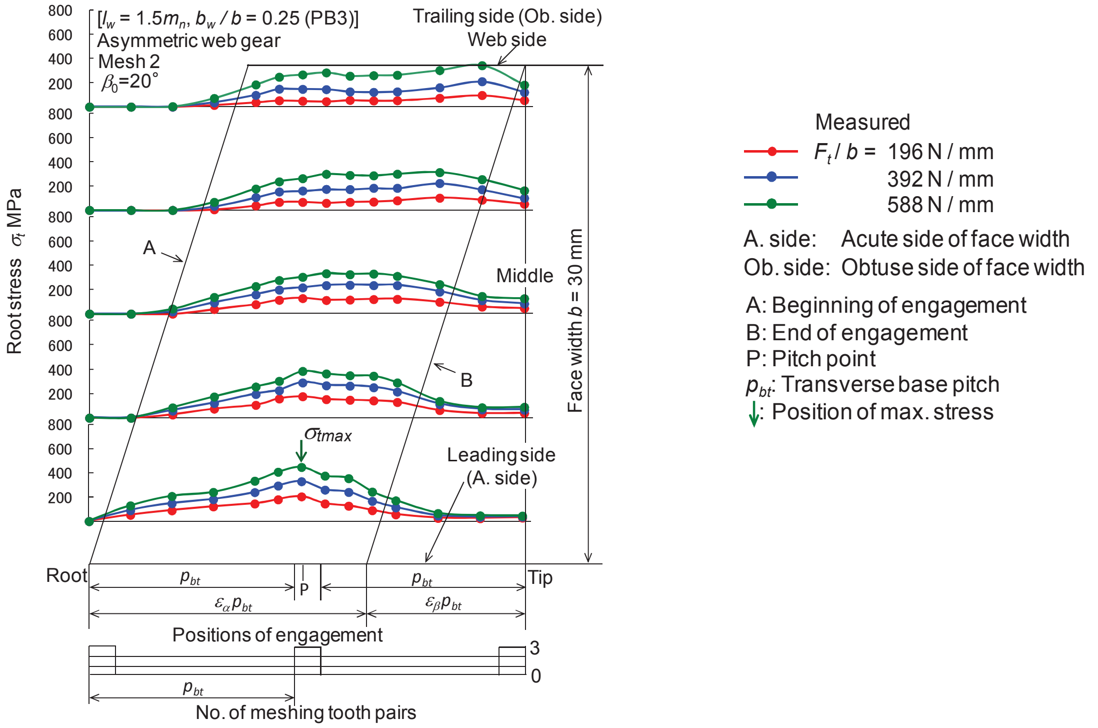
Fig. 3.7 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 1) [Continued, 2/2]



(a) PB1 ($l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$)



(b) PB2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.5$)



(c) PB3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.25$)

Fig. 3.8 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (β_0=20°, mesh 2)

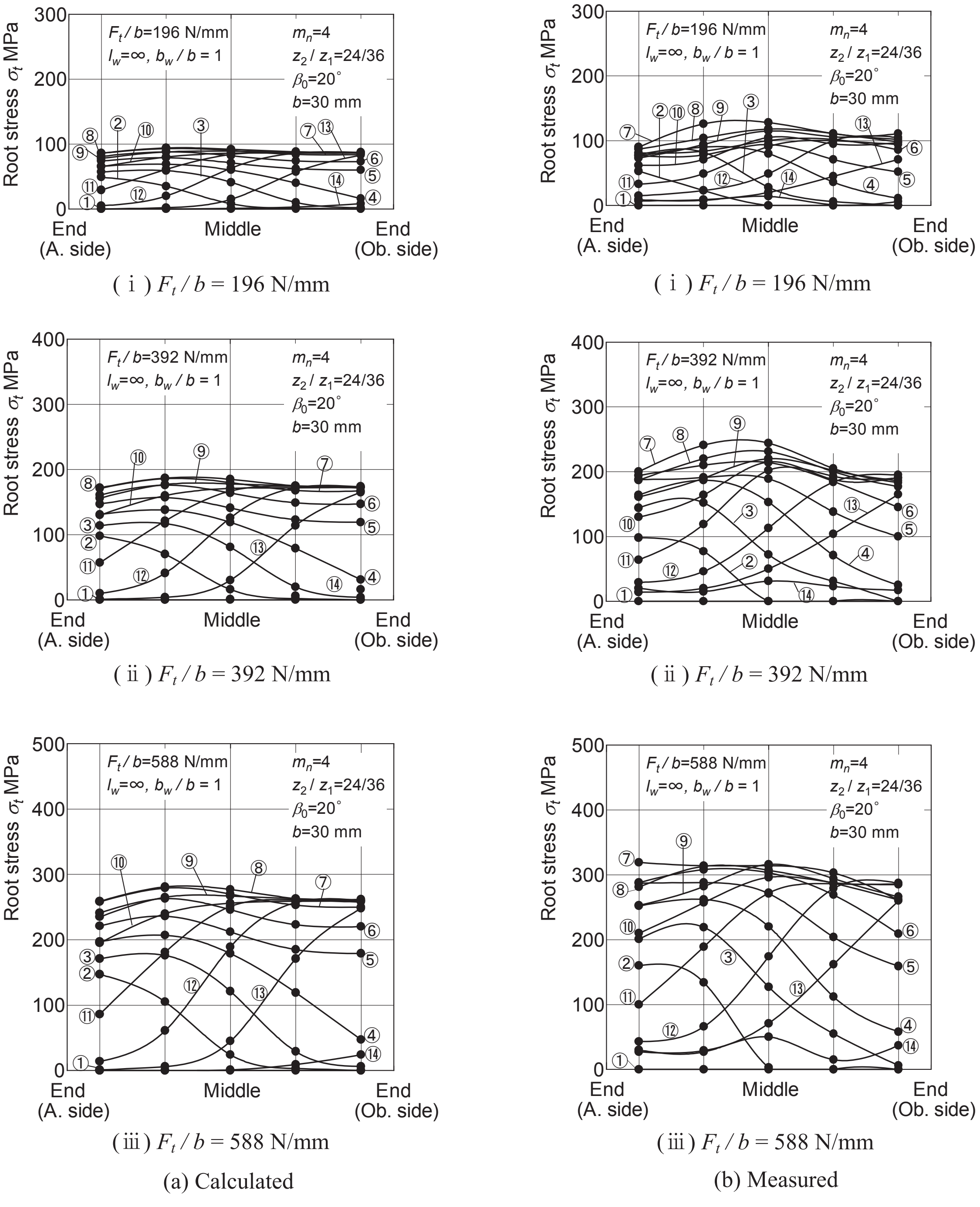
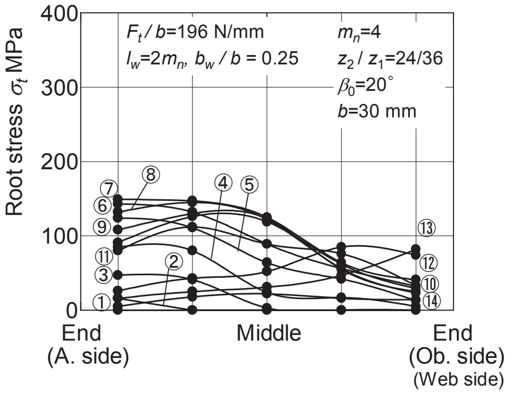
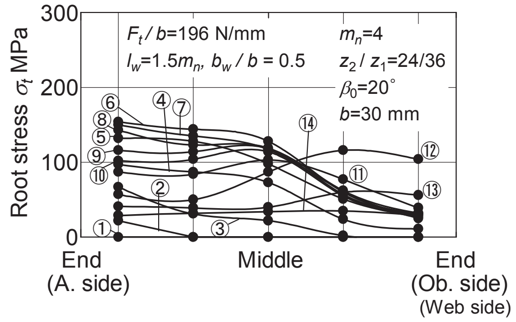


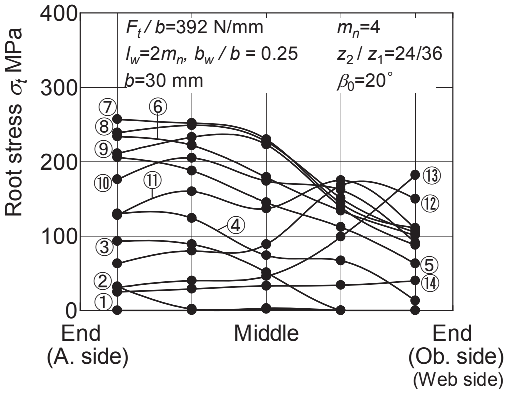
Fig. 3.9 Root stresses distributions of solid helical gear (P0, β_0=20°, mesh 2)



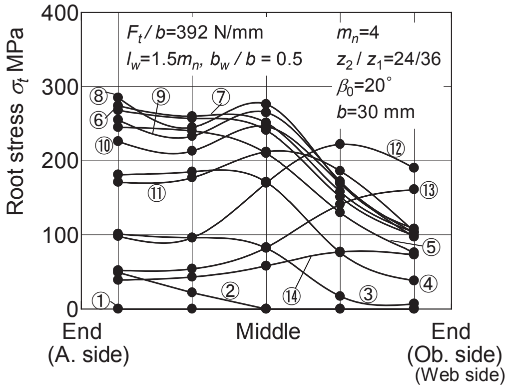
(i) F_t/b = 196 N/mm



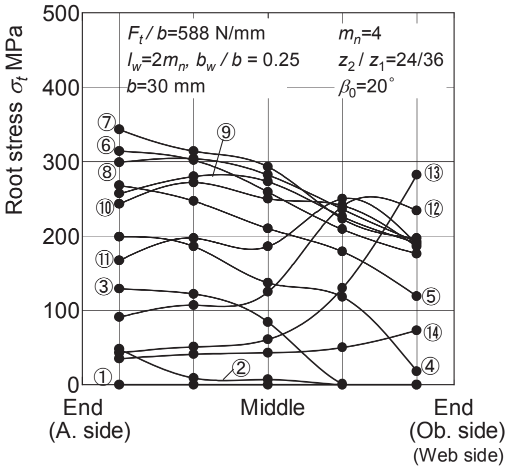
(i) F_t/b = 196 N/mm



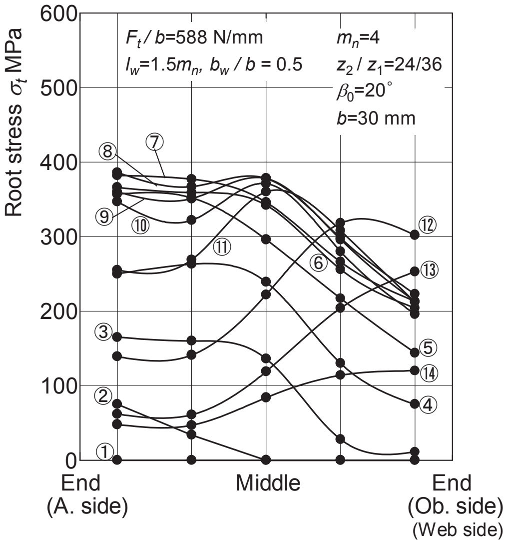
(ii) F_t/b = 392 N/mm



(ii) F_t/b = 392 N/mm



(iii) F_t/b = 588 N/mm

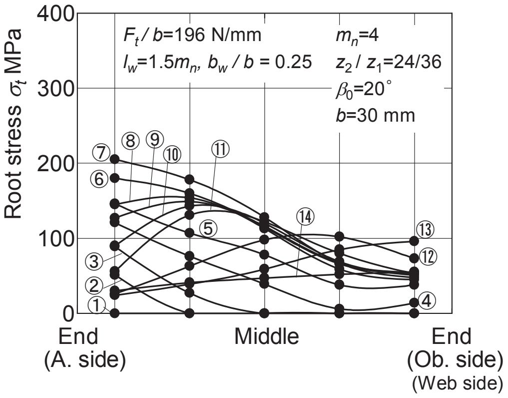


(iii) F_t/b = 588 N/mm

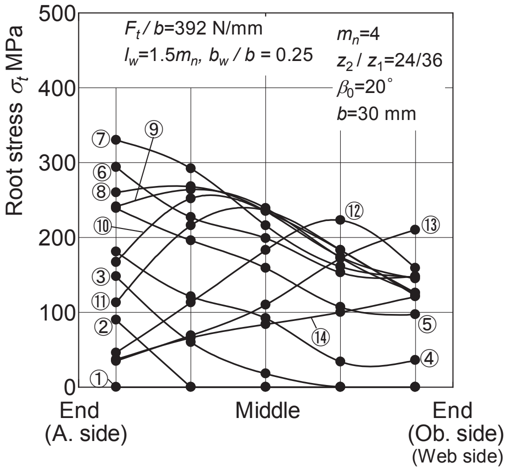
(a) PB1 (l_w =2m_n, b_w/b=0.25)

(b) PB2 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.5)

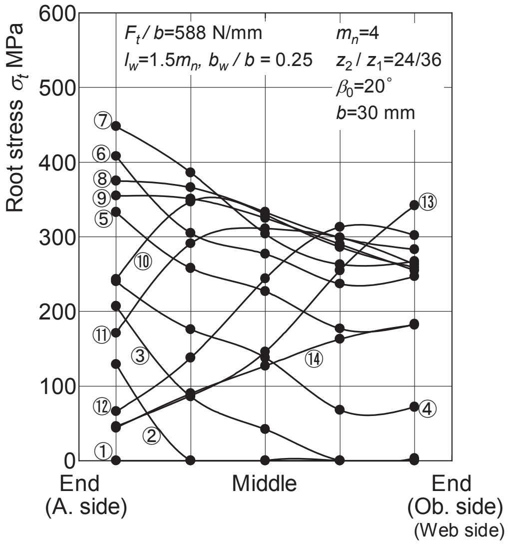
Fig. 3.10 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 2) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



(ii) F_t / b = 392 N/mm



(iii) F_t / b = 588 N/mm

(c) PB3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.25)

Fig. 3.10 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 2) [Continued, 2/2]

3. 3. 3 かみ合い歯面の影響

図 3.11 は，図 3.4, 3.6 の歯元応力測定結果より求めた一体はすば歯車および薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車（Mesh 1）の最大歯元応力σ_{cmax}と円周力 F_t/b の関係を示す．図 3.12 は，図 3.5, 3.8 の歯元応力測定結果より求めた一体はすば歯車および薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車（Mesh 2）の最大歯元応力σ_{tmax} と円周力 F_t/b の関係を示す．図 3.11, 3.12 より，σ_{cmax}, σ_{tmax} は，一体はすば歯車の場合には，F_t/b に比例して増加するのに対し，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の場合には，いずれのかみ合い歯面でも，直線に比べて変化が異なり，F_t/b に比例せず増加することがわかる．これは，一体歯車の場合に比べて薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の場合には，リム部の変形量が大きくなることによると考えられる．

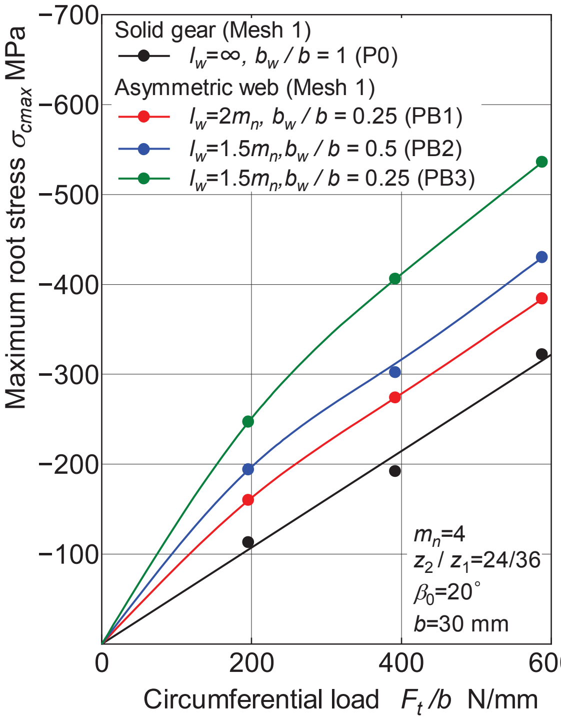


Fig. 3.11 Relation between circumferential load F_t/b and maximum root stress σ_{cmax} (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 1)

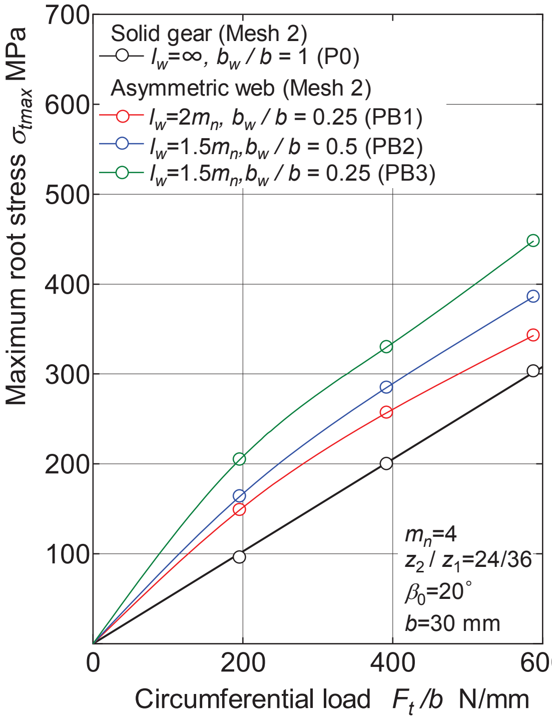


Fig. 3.12 Relation between circumferential load F_t/b and maximum root stress σ_{tmax} (β_0=20°, measured, asymmetric web, mesh 2)

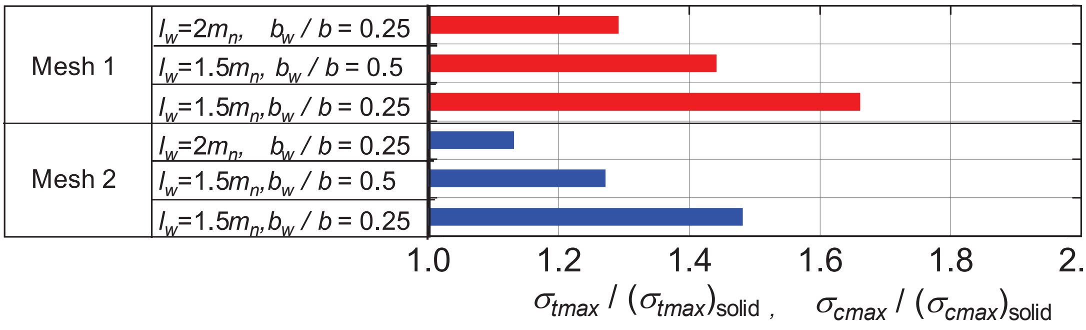


Fig. 3.13 Effects of contacting surface on maximum root stress increment ratio (β_0=20°, Asymmetric web, mesh 1 and 2)

図 3.13 は，図 3.11, 3.12 より求めた F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の各リム・ウェブ厚さの最大歯元応力増加率 σ_{max} / $(\sigma_{max})_{solid}$［$(\sigma_{max})_{solid}$：一体歯車の σ_{cmax}, mesh 1 の場合］および σ_{tmax} / $(\sigma_{tmax})_{solid}$［$(\sigma_{tmax})_{solid}$：一体歯車の σ_{tmax}, mesh 2 の場合］を比較して示す．図 3.13 より σ_{max} / $(\sigma_{max})_{solid}$ は，いずれも l_w, b_w の減少とともに増大することがわかる．また，同一 l_w, b_w では，σ_{tmax} / $(\sigma_{tmax})_{solid}$ よりも σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$ の方が大きくなりその増加割合は約 12～14%であることがわかる．本実験で用いた薄肉はすば歯車では，PB3 の場合には，σ_{max} / $(\sigma_{max})_{solid}$ は，mesh 2 では 1.48, Mesh 1 では 1.66 とかなり大きくなる．このことより，σ_{max} / $(\sigma_{max})_{solid}$ は，mesh 2 より mesh 1 の場合のほうが大きいので，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度は，mesh 1 の歯面によって支配される．

3. 3. 4 ウェブ構造の影響

3. 3. 3 節より，かみ合い始めがウェブの無い側の歯幅端になる場合 (Mesh 2)よりかみ合い始めがウェブ側の歯幅端になる場合 (Mesh 1) のほうが最大歯元応力が大きいので，ウェブ構造の影響を検討するにあたり対称ウェブ構造の結果と非対称ウェブ構造の Mesh 1 の結果のみ比較する．

図 3.14 は，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25（PB3）］，薄肉対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17（PA3）］および一体はすば歯車に円周力 F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の歯元応力を比較して示す．図 3.14 より，A. side の最大歯元応力 $\sigma_{cmax(A.\ side)}$ は，薄肉非対称ウェブ構造，薄肉対称ウェブ構造，一体はすば歯車の順に小さくなるのに対し，Ob. side の最大歯元応力 $\sigma_{cmax(Ob.\ side)}$ は，薄肉対称ウェブ構造，一体はすば歯車，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の順に小さくなることがわかる．

図 3.15 は，F_t/b = 588 N/mm が作用する場合に，図 2.16, 2.17, 3.7 の歯元応力分布より求めた一体，各薄肉ウェブ構造はすば歯車（Part PA1～PA3, Part PB1～PB3）の最悪かみ合い位置での歯元応力分布を示す．図 3.15 より，l_w, b_w の減少とともに，両歯幅端の歯元応力の差が増大することがわかる．また，Ob. side の応力は，対称ウェブ構造の場合には，ほぼゼロになるが，非対称ウェブ構造の場合には，ゼロより高くなることがわかる．

図 3.16 は，図 2.19, 3.11 より求めた各はすば歯車に対する最大歯元応力 σ_{cmax} と円周力 F_t/b の関係を示す．図 3.16 より，σ_{cmax} は，一体歯車の場合には，F_t/b に比例して増加するのに対して，対称ウェブ構造および非対称ウェブ構造はすば歯車の場合には，F_t/b に比例せず l_w, b_w の減少とともに増加することがわかる．これは，一体はすば歯車の場合に比べて薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合には，リム部の変形量が大きくなることによると考えられる．

図 3.17 は，各リム厚さ・ウェブ厚さの薄肉対称・非対称ウェブ構造はすば歯車の最大歯元応力比 σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$ を比較して示す．図 3.17 より，σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$ は，いずれも，l_w, b_w の減少とともに増大すること，また，同一 l_w, b_w では非対称ウェブ構造のほうが対称ウェブ構造の場合よりもかなり大きいことがわかる．本実験で用いたはすば歯車の σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$ は，l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25 の場合には，対称ウェブ構造の場合では 1.03，非対称ウェブ構造の場合では 1.29，l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25 の場合には，対称ウェブ構造の場合では 1.25，非対称ウェブ構造の場合では 1.66 とかなり大きくなるので，歯の曲げ強度設計において注意を要する．

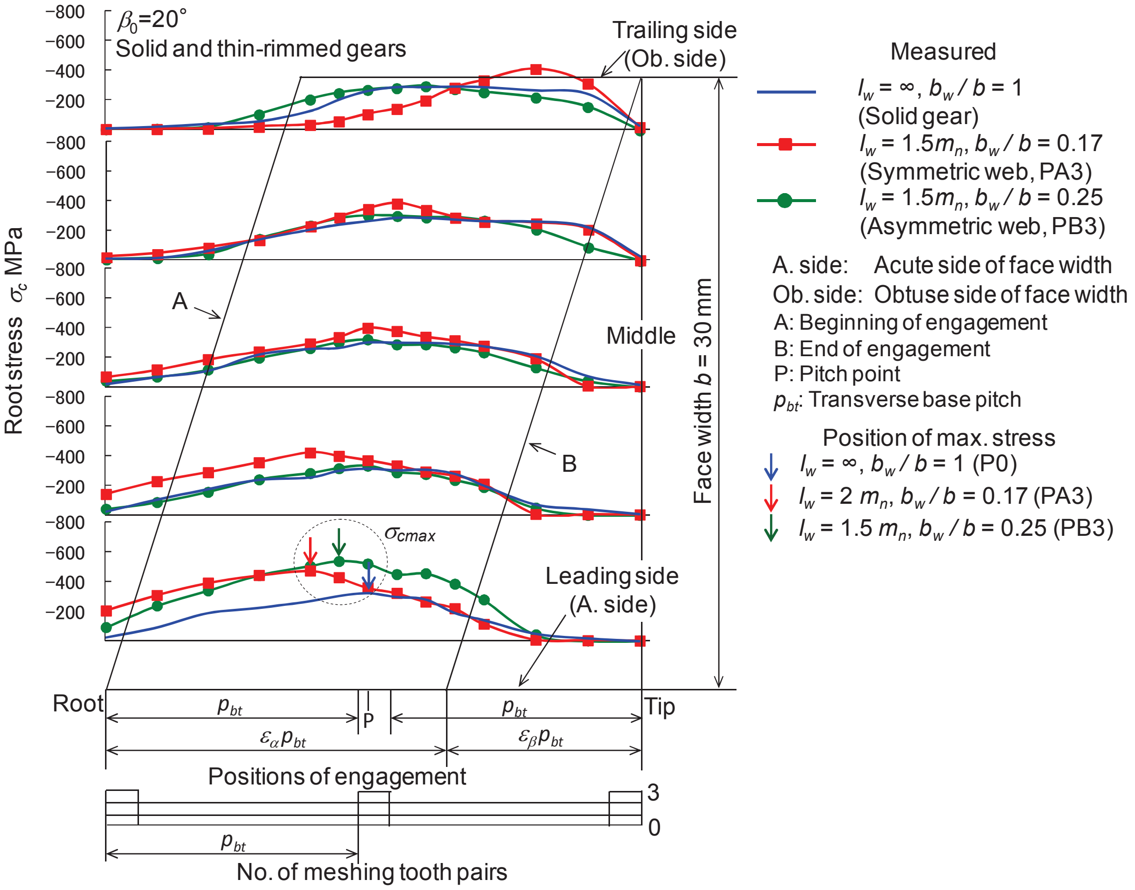


Fig. 3.14 Effects of web structure on root stresses (β_0=20°, measured)

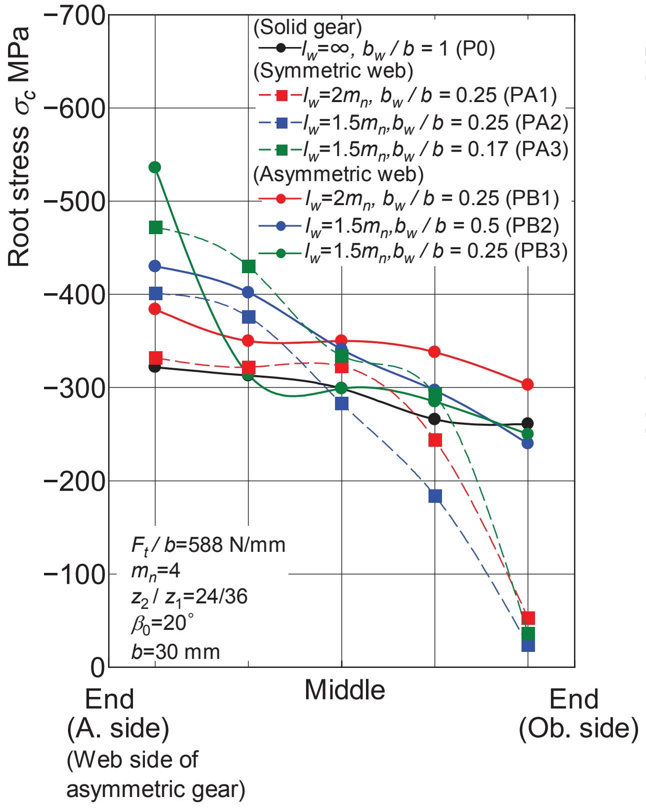


Fig. 3.15 Root stresses distributions at the worst meshing positions (F_t/b = 588 N/mm)

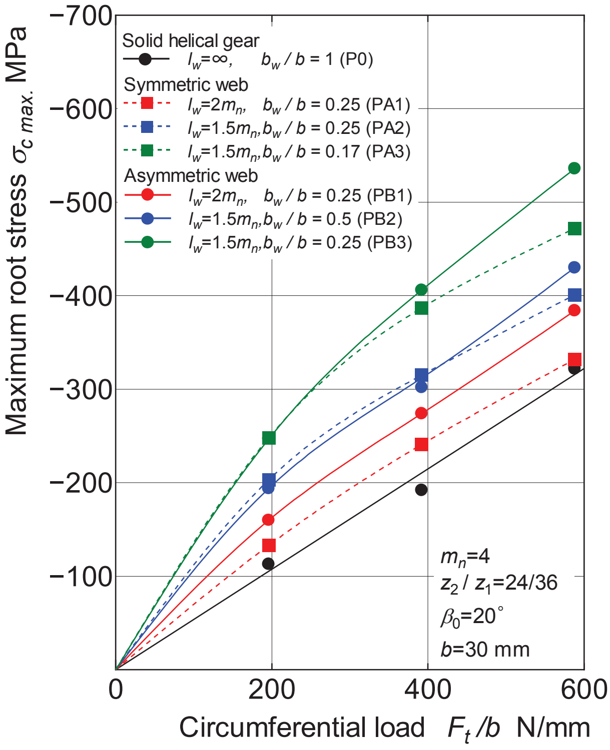


Fig. 3.16 Relation between circumferential load F_t/b and maximum root stress σ_{cmax} (β_0=20°, symmetric and asymmetric web)

図 3.18 は，各リム厚さ・ウェブ厚さの薄肉対称・非対称ウェブ構造はすば歯車の重量比 W/W_{solid}［W_{solid}：一体歯車の重量］を示す．図 3.17, 3.18 の結果より，本研究で用いたような薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合には，強度の低下を最小限として軽量化をはかる適切な l_w, b_w は，薄肉対称・非対称ウェブ構造では共に $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$ であると考えられる．なお，ウェブ構造としては対称構造のほうが非対称構造の場合よりも強度の面では有利となるため，非対称構造のウェブの歯幅方向位置は可能な限り歯幅中央に近づけるのが望ましいものと思われる．

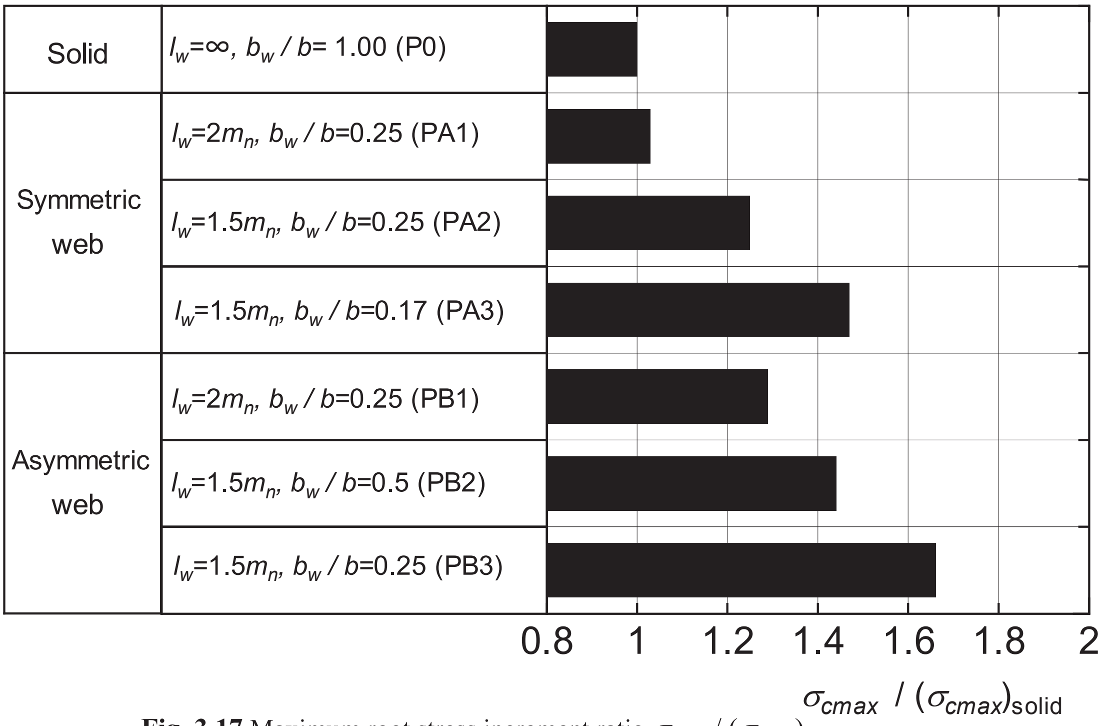


Fig. 3.17 Maximum root stress increment ratio $\sigma_{cmax} / (\sigma_{cmax})_{solid}$
(Symmetric and asymmetric web, F_t/b = 588 N/mm)

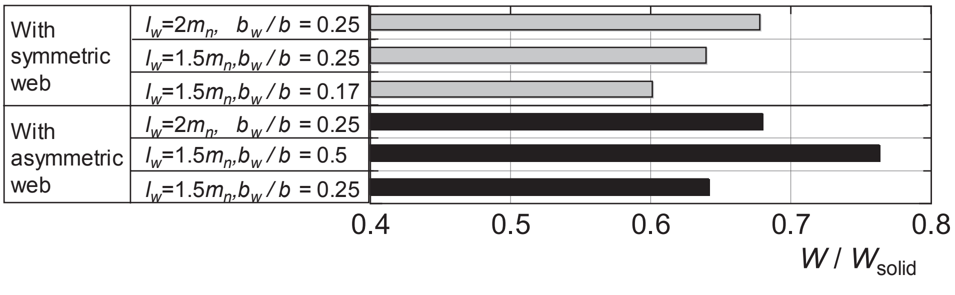


Fig. 3.18 Weight ratio W / W_{solid} (Symmetric and asymmetric web)

3.4　結言

本章では，ねじれ角β_0=20°薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力，歯元応力に及ぼすかみ合い歯面およびウェブ構造の影響について検討を加えた．得られた主な点を要約すると以下のとおりである．

(1) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のかみ合い歯面が mesh 1（Mesh 1: かみ合い始めがウェブ側の歯幅端になる場合）の場合では，ウェブがある側（鋭角側: A. side）の歯幅端の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，ウェブがない側（鈍角側: Ob. side）の歯幅端の$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$よりも大きく，$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，リム厚さ$l_w$，ウェブ厚さ$b_w$の減少とともに増大するのに対し，$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，逆に減少する．

(2) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のかみ合い歯面が mesh 2（Mesh 2: かみ合い始めがウェブのない側の歯幅端になる場合）の場合では，ウェブがない側（A. side）の歯幅端の$\sigma_{tmax(\mathrm{A.\ side})}$は，ウェブ側（Ob. side）の歯幅端の$\sigma_{tmax(\mathrm{Ob.\ side})}$ よりも大きく，また，両歯幅端では，σ_{tmax} は，l_w, b_w の減少とともに増大する．

(3) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のσ_{max} が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置）は，かみ合い歯面はが mesh 1 の場合では，リム・ウェブ厚さに関わらずピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置 (P)］になる．一方，かみ合い歯面が mesh 2 の場合では，ウェブ厚さが薄い場合 $b_w/b = 0.25$（b：歯幅, PB1, PB3）では，σ_{max} は P 付近に発生するに対し，ウェブが厚い場合 $b_w/b = 0.5$（PB2）では， P よりずれて少し進んだかみ合い位置になる．

(4) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のσ_{max} は，リム・ウェブ厚さに関わらずいずれのかみ合い歯面でも, A. side 歯幅端付近に発生する．

(5) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のσ_{max} は，一体歯車の場合には，円周力 F_t/b に比例して増加するのに対し，非対称ウェブ構造はすば歯車の場合には，いずれのかみ合い歯面でも，直線に比べて変化が異なる（比例しない）．

(6) 薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の場合では，最大歯元応力増加率σ_{max} / $(\sigma_{max})_{\mathrm{solid}}$ は, mesh 2 よりも mesh 1 のほうが大きいので，薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度は, mesh 1 の歯面によって支配される．

(7) 本実験に用いた厚肉・薄肉はすば歯車の A. side 歯幅端の$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，非対称ウェブ構造，対称ウェブ構造，一体歯車の順に小さくなるのに対し，Ob. side 歯幅端の$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，対称ウェブ構造，一体歯車，非対称ウェブ構造の順に小さくなる．

(8) 薄肉ウェブ構造はすば歯車の最大歯元応力増加率σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\mathrm{solid}}$ は, $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$ の場合には，対称ウェブ構造では 1.03，非対称ウェブ構造では 1.29, $l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.25$ の場合には,

対称ウェブ構造では 1.25, 非対称ウェブ構造では 1.66 とかなり大きくなるので, 歯車の曲げ強度設計において注意を要する. 強度の低下を最小限として軽量化をはかる適切な l_w, b_w は, 薄肉対称・非対称ウェブ構造では共に $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$ であると考えられる. なお, ウェブ構造としては対称構造のほうが非対称構造の場合よりも強度の面では有利となるため, 非対称構造のウェブの歯幅方向位置は可能な限り歯幅中央に近づけるのが望ましいものと思われる.

第 4 章　薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響 (β_0=10, 20, および 30°)

4. 1　緒　言

第 2, 3 章では，ねじれ角β_0=20°薄肉対称・非対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最大歯元応力σ_{cmax}が発生するかみ合い位置（最悪かみ合い位置），最大歯元応力に及ぼすリム厚さ，ウェブ厚さ，かみ合い歯面およびウェブ構造の影響について明らかにし，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度向上に期待できるリム厚さ，ウェブ厚さおよびウェブ構造について検討した．はすば歯車の全かみ合い率，接触線の傾き，作用平面上の接触線長さ，全かみ合い長さおよび荷重分担率などはねじれ角に大きく依存している．従来の研究[4.1]~[4.5]では, 厚肉はすば歯車の歯元応力，曲げ強度などに及ぼすねじれ角の影響は報告されているが，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響はほとんど報告されていない.

一般的に，β_0=10°から 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車がよく使用されており，それらの歯元曲げ強度設計は，歯車に対する強度計算式に近似的修正を加えた式を適用して，平歯車に対して得られた資料に基づいて行われている[4.6]. この修正を行うための代表的係数として，はすば歯車の相当平歯車に対して計算される歯元応力と実際のはすば歯車の歯元応力との相違を考慮するためのねじれ角係数を用いられている[4.7]~[4.9]．しかし，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力状態は，リム厚さが薄いためリム部（基礎部）の変形量が増大し，厚肉はすば歯車の場合とは大きくことなるため，厚肉歯車の歯元応力計算式を直接薄肉ウェブ構造歯車に適用することは問題があると考えられる．そのため, 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計を確立するために，歯元応力に及ぼすねじれ角の影響について明らかにすることが重要である.

本章では, β_0=10 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合いの進行にともなう歯元応力の変化，最悪かみ合い位置，最大歯元応力に及ぼすリム厚さ，ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響について検討を加える．これらの結果およびβ_0=20°の場合との比較検討を行い, 最大歯元応力に及ぼすねじれ角およびウェブ構造の影響について明らかにしている.

4. 2　実験方法および実験装置

4. 2. 1 試験歯車

β_0=20°薄肉ウェブ構造はすば歯車と同様，歯直角モジュール m_n = 4，歯直角圧力角α_n = 20°，歯数 z_1/z_2 = 36/24，歯幅 b = 30 mm/35 mm のβ_0=10 および 30°の薄肉ウェブ構造歯車の歯元応力測定に用いたはすば歯車対の主諸元およびかみ合い率の計算結果は，表 4.1 に示す．対称ウェブ構造の試験歯車の形状と寸法は図 2.2 に示しており，非対称ウェブ構造は図 3.2 に示した．リム厚さ l_w，ウェブ厚さ b_w はβ_0=20°薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合と同じである. 一体歯車部分は歯車対の歯元応力測定による歯当たり調整を行うために設けており，その詳細については第 2 章の 2. 2. 2 節で述べていた．試験歯車対はホブ切りのままで，それらの精度は旧 JIS 4 級（新 JIS N8 級）程度である.

Table 4.1 Dimensions of test helical gear pairs

Normal module	m_n	4	
Normal pressure angle	α_n	20°	
Number of teeth	z_1 / z_2	36 / 24*	
Face width	b mm	30 / 35*	
Transverse backlash	j_t μm	640	
Helix angle	β_0	10°	30°
Transverse module	m_t	4.062	4.619
Transverse pressure angle	α_t	20.283°	22.796°
Base helix angle	β_b	9.391°	28.024°
Reference diameter	d_1 mm	146.222	166.276
	d_2 mm	97.480*	110.852*
Tip diameter	d_{a1} mm	154.222	174.284
	d_{a2} mm	105.480*	118.856*
Base diameter	d_{b1} mm	137.154	153.292
	d_{b2} mm	91.436*	102.210*
Transverse base pitch	p_{bt}	11.969	13.377
Transverse base backlash	j_{bt}	600.315	590.010
Pressure angle at the pitch cylinder	α_{wt}	21.326°	23.519°
Center distance	a mm	122.696	139.314
Length of path of contact	L	16.966	16.197
Transverse contact ratio	ε_α	1.418	1.211
Overlap contact ratio	ε_β	0.415	1.194
Total contact ratio	ε_γ	1.833	2.405
Material		S45C	
Accuracy		JIS Grade 4 (N8)	

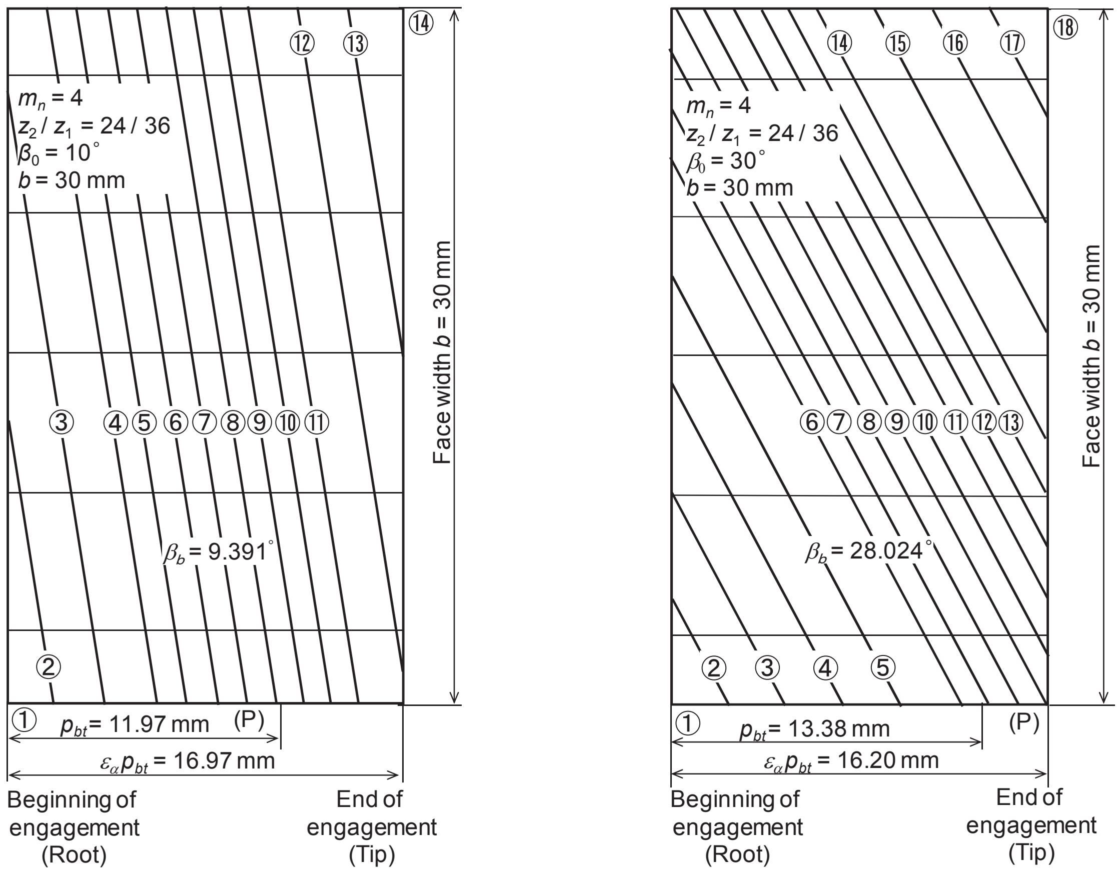
*: Driven (Supporting) gear

4. 2. 2 歯元応力測定

歯車対は図 2.3 に示す油圧式静的負荷かみ合い試験機に組付けた．バックラッシ設定，中心距離測定および光明丹による歯当たり確認については第 2 章 2. 2. 2 節に述べた．

歯元応力測定による歯当たり調整および薄肉歯車部分の歯元応力測定はひずみゲージ法にて測定した．ひずみゲージの接着位置は，対称ウェブ構造の場合では，図 2.8 に示し，非対称ウェブ構造の場合では，図 3.3(a)に示した．図 4.1 は，歯元応力測定に用いた各かみ合い位置を作用平面上の接触線で示す（β_0=10°の接触線④～⑪とβ_0=30°の接触線⑤～⑪では回転角 1° 間隔で，その他の接触線では 2° 間隔とした）．歯幅中央のピッチ点になる位置の接触線は⑦（β_0=10°の場合）または⑧（β_0=30°の場合）とする．β_0=30°の場合では，かみ合い始め側の歯幅端から反対側の歯幅端までの接触線はないので歯元応力状態に影響があると考えられる．歯元応力測定に用いた静的負荷かみ合い試験機，周辺機器，実験方法などについては第 2 章 2. 2. 2 節に述べていた．

図 4.2, 4.3 は，β_0 = 10 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力測定のフロー図を示す．



(a) β_0=10°　　　(b) β_0=30°

Fig. 4.1 Contact lines on the plane of action used in measurement of root stresses

4. 3　実験結果および考察

4. 3. 1 厚肉はすば歯車対の歯元応力

図 4.4 は, β_0=10°の試験歯車の Part P0（一体歯車）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm（b=30mm：歯幅）が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定値と計算値を比較して示す. 図 4.5 は, β_0=30°の試験歯車の Part P0（一体歯車）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm（b=30mm：歯幅）が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定値と計算値を比較して示す. 図 4.4, 4.5 中の横軸は, かみ合い位置とかみ合う歯対の数を, 縦軸は歯元応力をとっている. また, 計算値は久保・梅澤方法(4.10)を用いて求めたもので, 測定値は測定された歯元ひずみにヤング率 E = 206 GPa を乗じて求めたものである. 矢印↓はσ_{cmax}発生位置を表す. 歯幅端の歯面とのなす角が鋭角になる歯幅端を Acute side (A. side), 鈍角になる歯幅端を Obtuse side (Ob. side)としている. 図 4.4(a), 4.5(a)は光明丹による歯当たり確認を行った後の歯元応力の測定値と計算値の比較を示す. 図 4.4(a), 4.5(a)より全体的に歯元応力測定値は計算値と大きく異なり歯車対は片当たりしている状態であることがわかる. 図 4.4(b), 4.5(b)は, 歯元応力測定による歯当たり調整が約 10 回行った後の歯元応力測定値と計算値の比較を示す. 図 4.4(b)よりβ_0=10°の試験歯車の Part P0 測定値と計算値はほぼ一致しているので歯車対は片当たりしていないと考えられる. 図 4.5(b)よりβ_0=30°の試験歯車の Part P0 の A. side 歯幅端および歯先側の歯元応力測定値と計算値はほぼ一致しているが歯幅中央付近より Ob. side 歯幅端にわたって歯元側の歯元応力測定値と計算値は一致していないことがわ

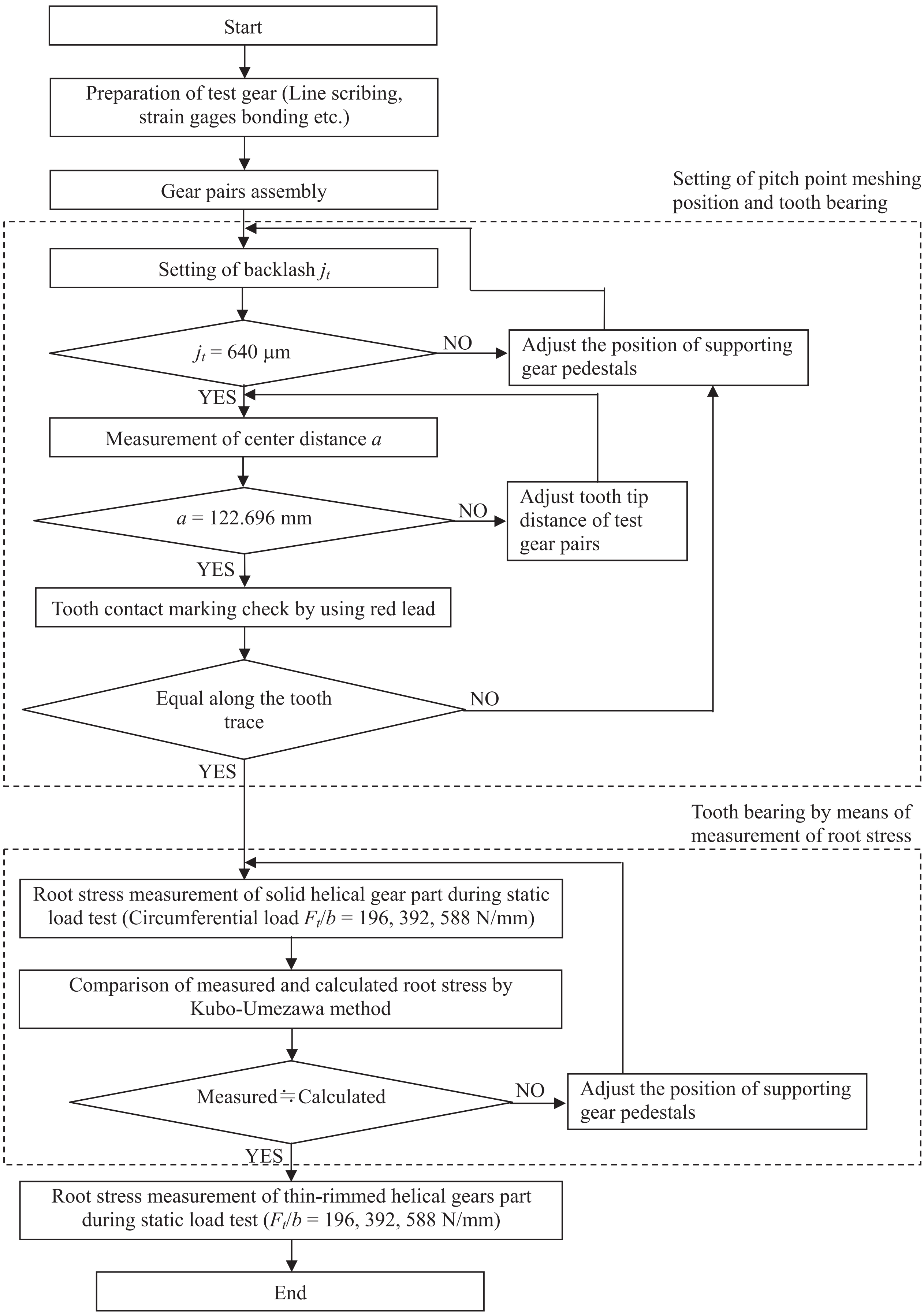


Fig. 4.2 Flowchart for root stresses measurement of thin-rimmed helical gears (β_0=10°)

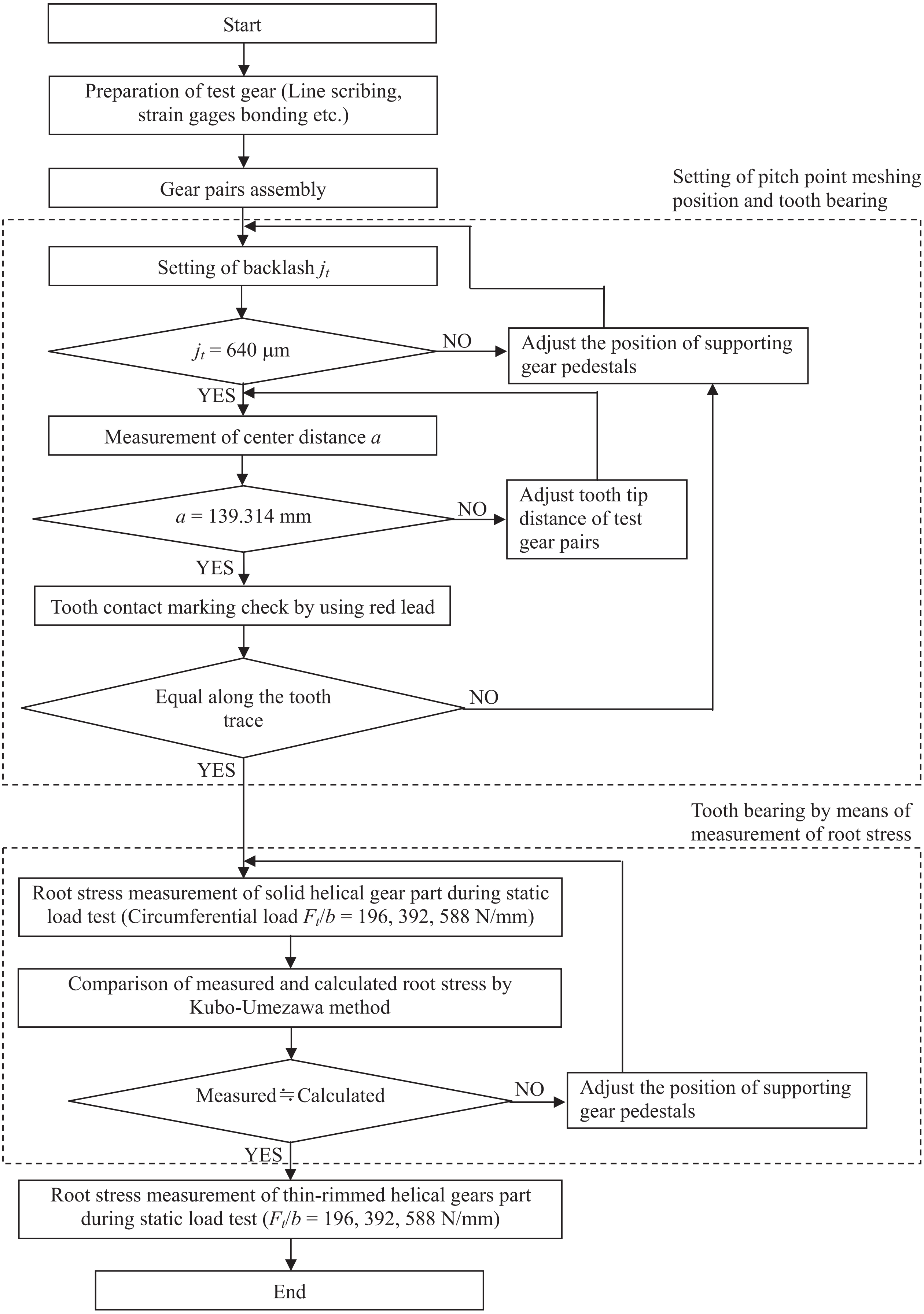
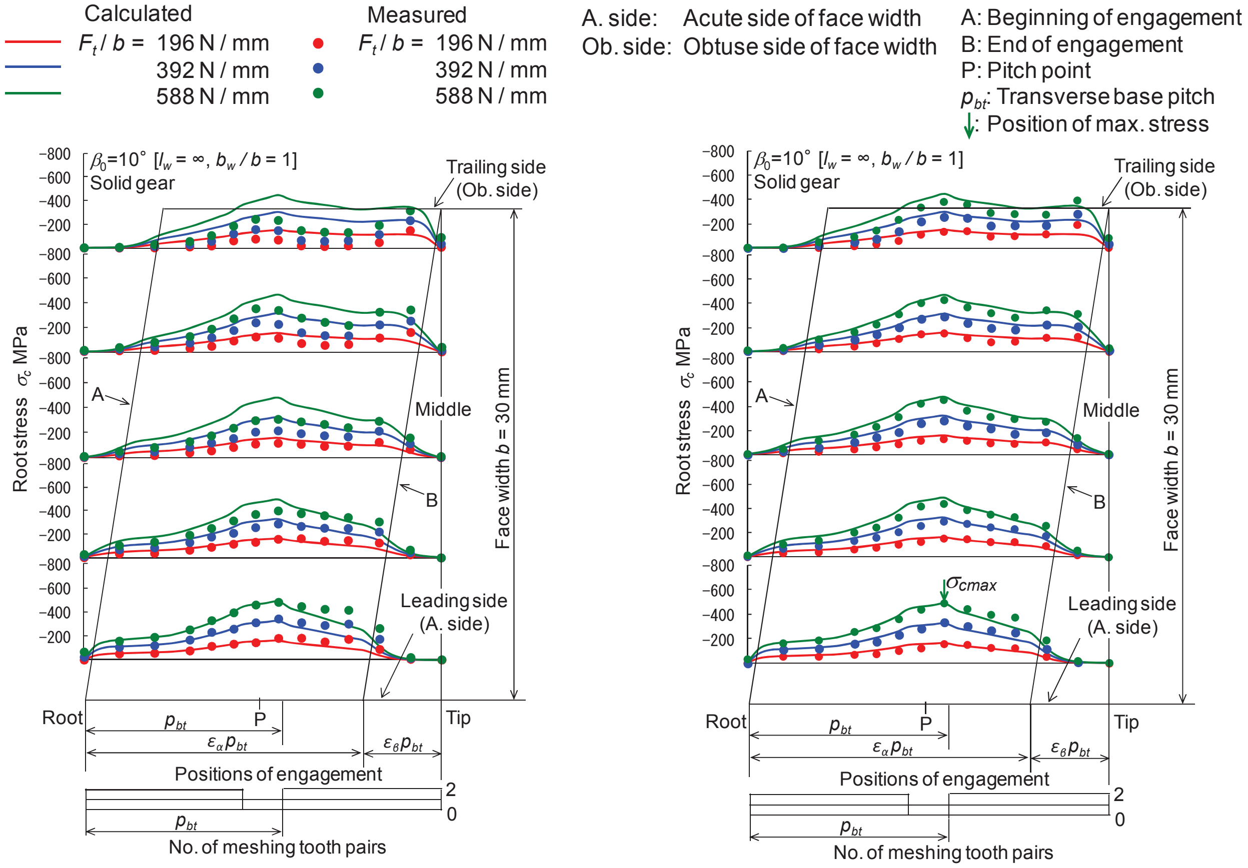


Fig. 4.3 Flowchart for root stresses measurement of thin-rimmed helical gears (β_0=30°)

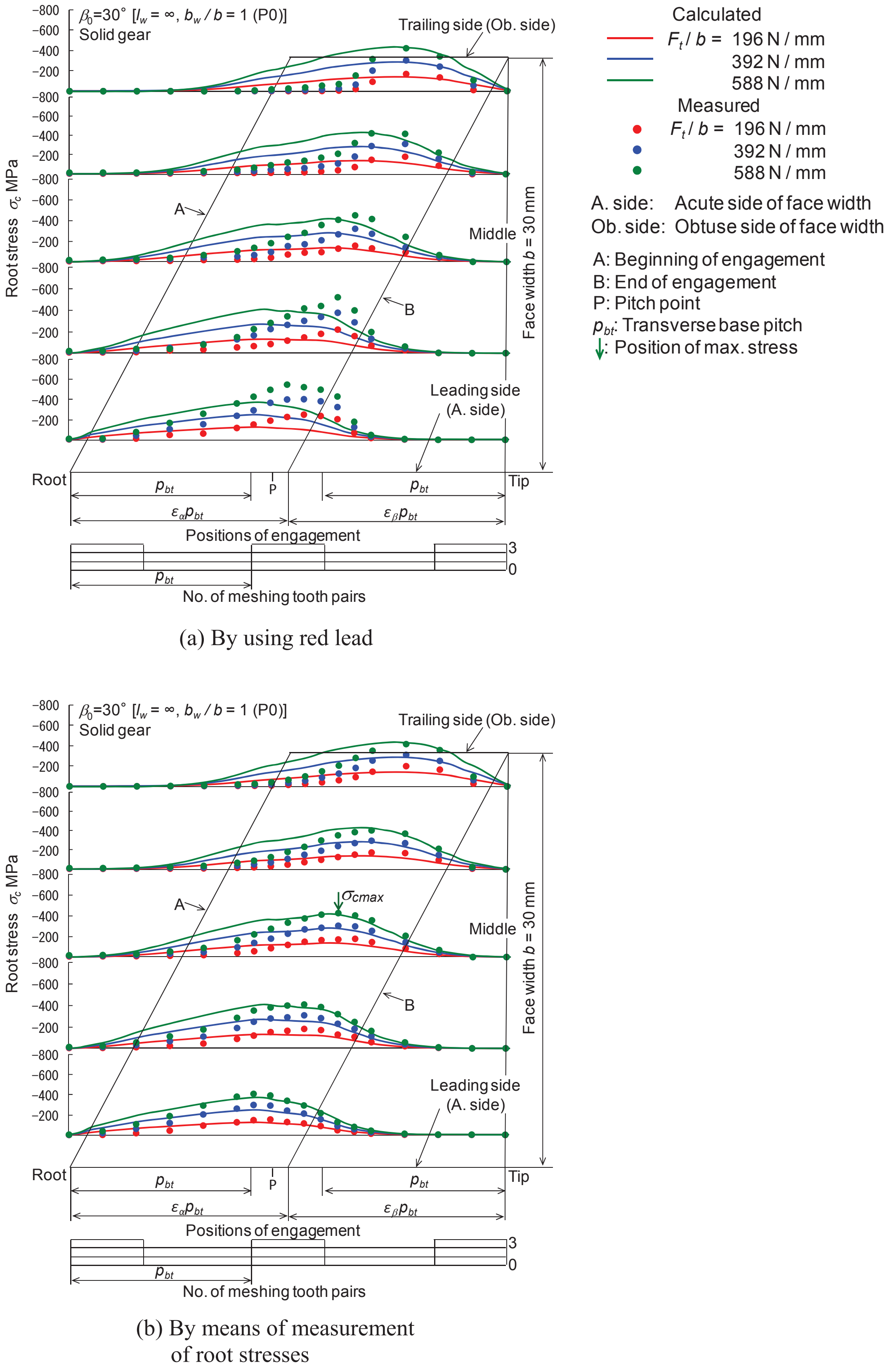
かる．これは，計算値が歯のたわみ量が考慮しないため実歯元応力とかなり異なると考えられる．そのためβ_0=30°の試験歯車の Part P0 ではこの歯元応力状態をもって歯元応力測定値と計算値はほぼ一致していると判断し歯車対は片当たりしていないと考えられる．本章では，β_0=10 および 30°の試験歯車の Part P0 の歯元応力測定値が図 4.4(b), 4.5(b)に示す歯元応力状態を基準（片当たりがない状態）として，以後の薄肉歯車部分 Part PA1～PA3 および Part PB1～PB3 の部分の歯元応力測定を行っている．



(a) By using red lead

(b) By means of measurement of root stresses

Fig. 4.4 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing (P0, β_0=10°)



(a) By using red lead

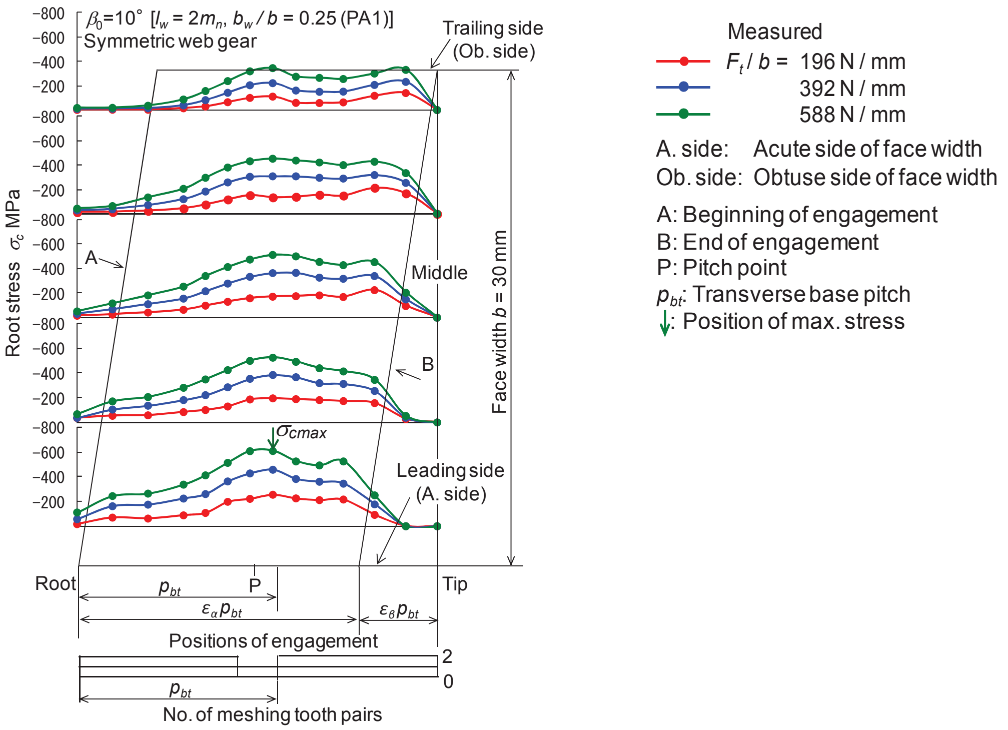
(b) By means of measurement of root stresses

Fig. 4.5 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing (P0, β_0=30°)

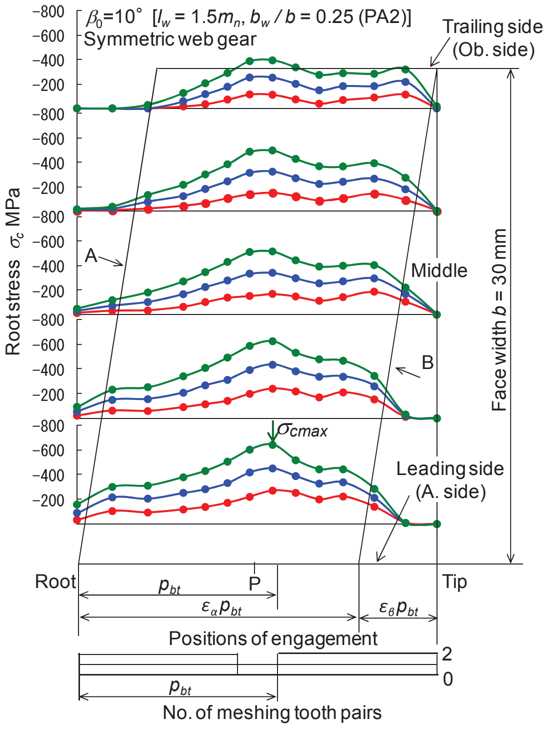
4. 3. 2 対称ウェブ構造の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響

図 4.6 は，リム厚さ $l_w = 2m_n$（m_n：歯直角モジュール），ウェブ厚さ $b_w / b = 0.25$（b：歯幅, Part PA1），$l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$, 0.17 (Part PA2, PA3) のβ_0=10°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に，F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す．図 4.7 は, $l_w = 2m_n$,　$b_w / b = 0.25$（Part PA1）, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$, 0.17（Part PA2, PA3）のβ_0=30°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に，F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す.

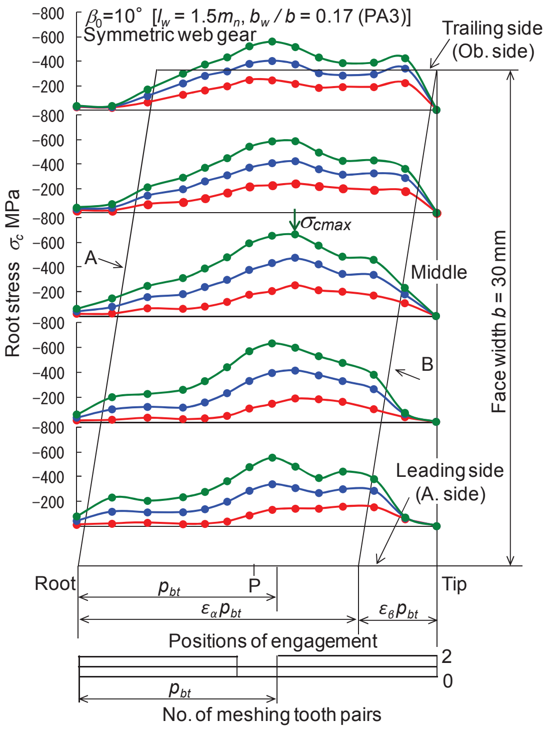
図 4.8 は，図 2.15, 4.6, 4.7 から求めた F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の P0, PA1, PA2 および PA3 のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を比較して示す．図 4.8(a)より，β_0=10°の場合には，一体歯車の場合に比べて A. side 歯幅端から歯幅中央までの応力が大きくなることがわかる．一方, Ob. side 歯幅端では, $b_w / b = 0.25$（PA1, PA2）の薄肉はすば歯車の場合には，一体歯車に比べて応力が若干低いが $b_w / b = 0.17$（PA3）の薄肉はすば歯車の場合には，一体歯車に比べて応力が大きくなることがわかる．図 4.8(a)より P0，および $b_w / b = 0.25$（PA1, PA2）の最大歯元応力σ_{cmax}発生するかみ合い位置は, O. P. （P 点より約 1°進んだかみ合い位置）になるが, $b_w / b = 0.17$（PA3）の場合ではウェブが薄いためσ_{cmax}発生するかみ合い位置は, O. P.より少しずれた位置（P 点より約 2°進んだかみ合い位置）になる．図 4.8(b)より, β_0=20°の場合には，歯幅全体にわったて一体歯車の場合に比べて薄肉歯車の歯元応力のほうが大きくなっており A. side, Ob. side 歯幅端では一体歯車より薄肉歯車応力が応力がかなり大きくなることがわかる．σ_{cmax} 発生するかみ合い位置ついては第 2 章に明らかにした．図 4.8(c)より, β_0=30°の場合には，歯幅中央付近では一体歯車に比べて薄肉歯車の歯元応力のほうが大きくなっており A. side 歯幅端では薄肉歯車の歯元応力は一体歯車とほとんど変わらないが Ob. side 歯幅端では $l_w = 2m_n$（PA1）の薄肉歯車の歯元応力が一体より低く $l_w = 1.5m_n$（PA2, PA3）の薄肉歯車の歯元応力が一体より若干大きくなることがわかる．図 4.8(c)より一体歯車および薄肉対称ウェブ構造はすば歯車のσ_{cmax}発生するかみ合い位置は，ピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になる位置（P)］よりずれて少し進んだかみ合い位置（P より約 4～5°回転角）になることがわかる．図 4.8 より各ねじれ角の一体はすば歯車と薄肉対称ウェブ構造はすば歯車のかみ合い進行にともなう歯元応力変化を比較すると, β_0=10 および 20°に比べてβ_0=30°の薄肉歯車の歯元応力は一体歯車の歯元応力とほぼ変わらないことがわかる.



(a) PA1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$)

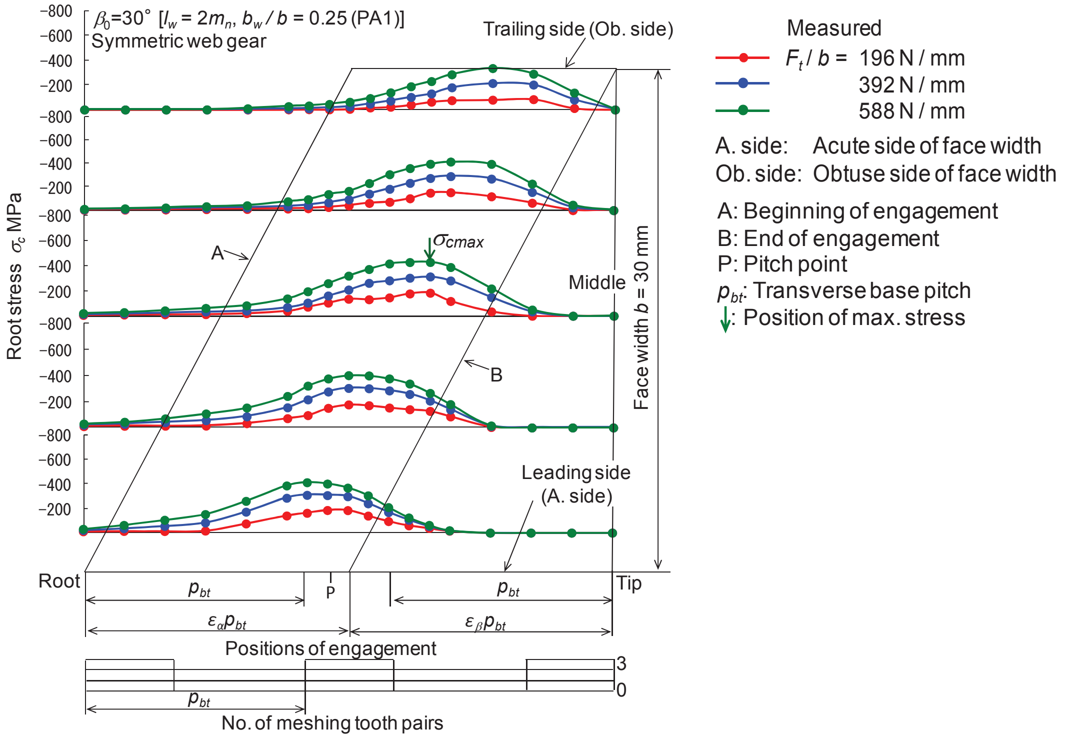


(b) PA2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$)

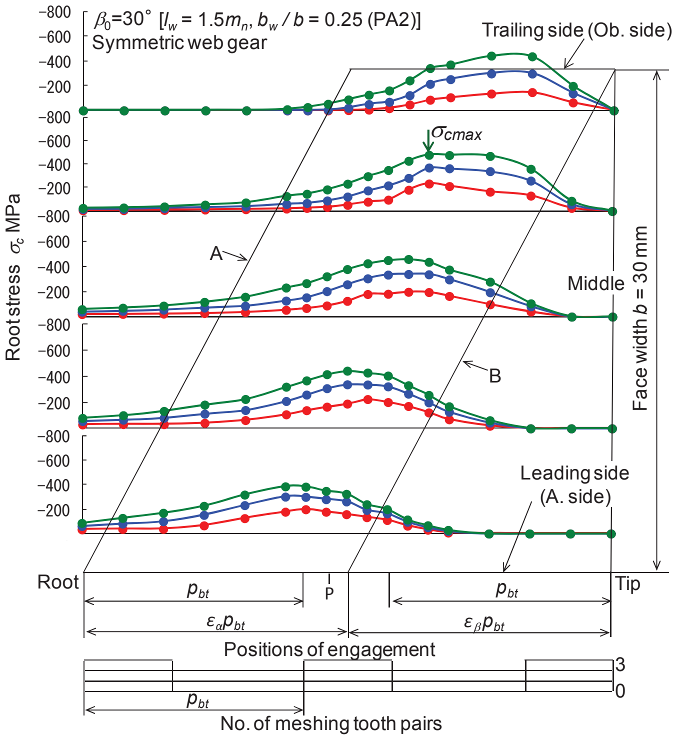


(c) PA3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$)

Fig. 4.6 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (β_0=10°)

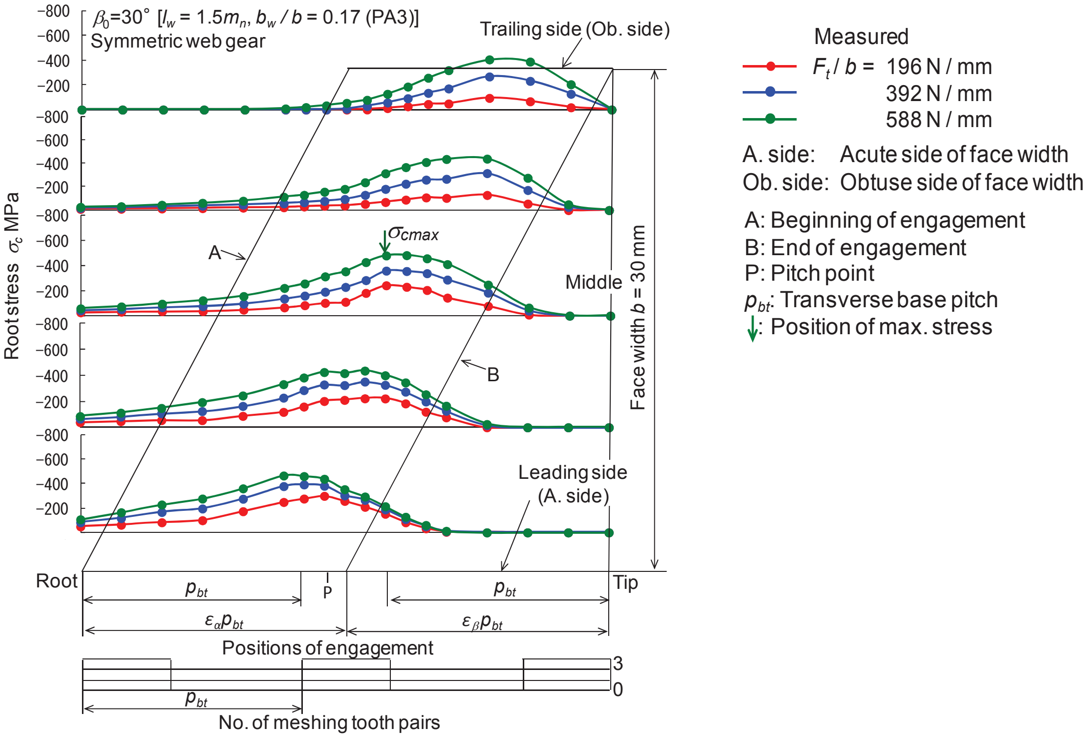


(a) PA1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$)



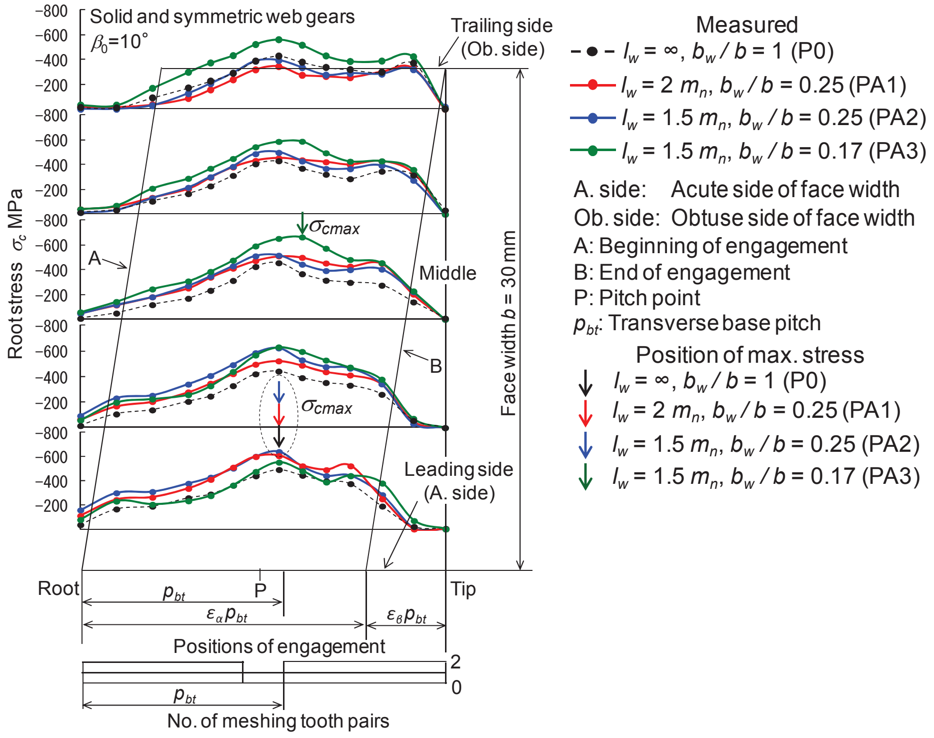
(b) PA2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$)

Fig. 4.7 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (β_0=30°) [1/2]



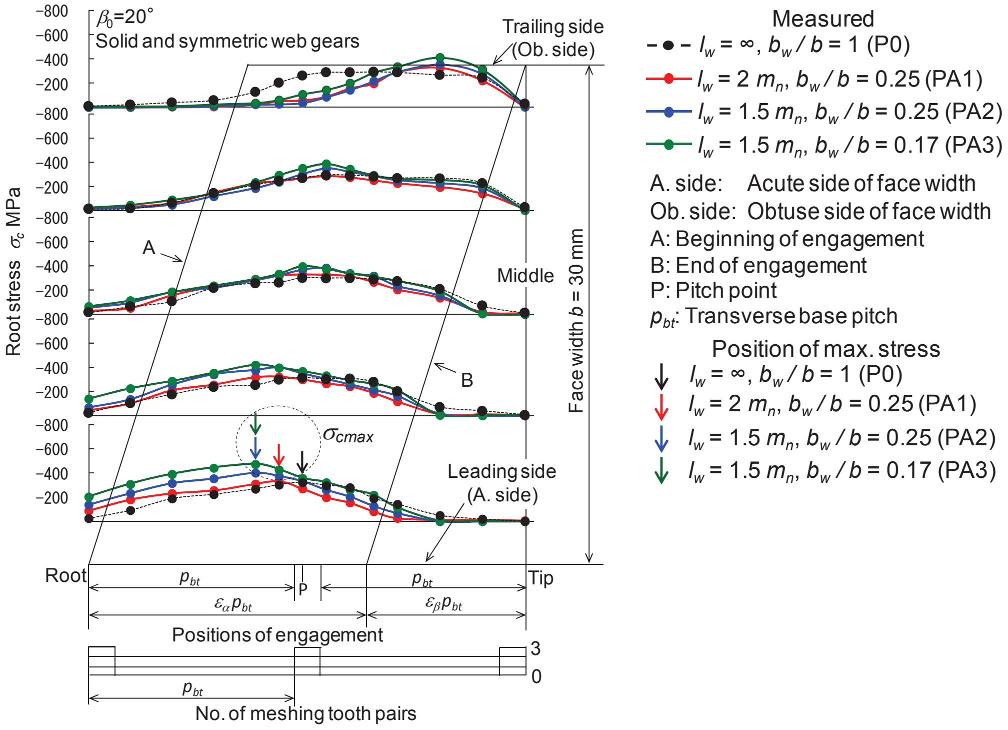
(c) PA3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w /b = 0.17$)

Fig. 4.7 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (β_0=30°) [Continued, 2/2]

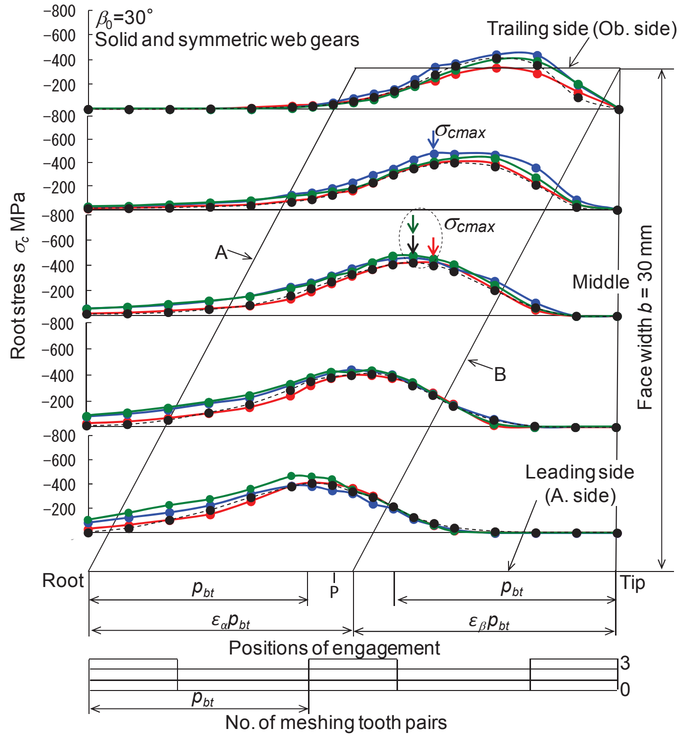


(a) β_0=10°

Fig. 4.8 Measured root stresses of solid helical gear and thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (F_t/b = 588 N/mm) [1/2]



(b) β_0=20°



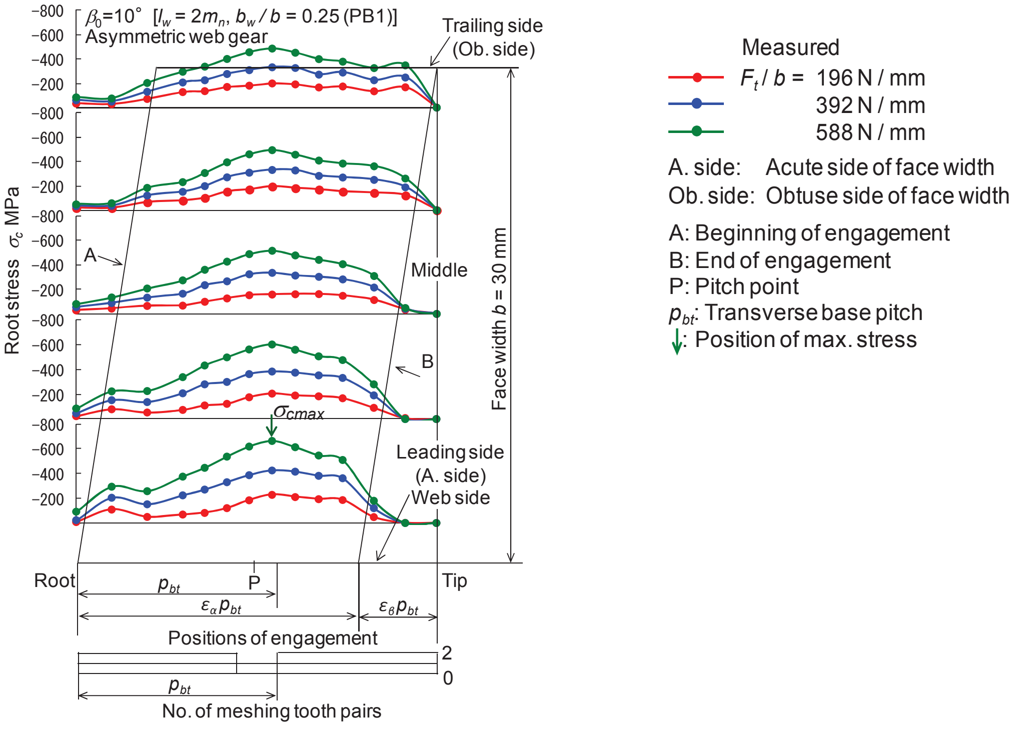
(c) β_0=30°

Fig. 4.8 Measured root stresses of solid helical gear and thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement (F_t/b = 588 N/mm) [Continued, 2/2]

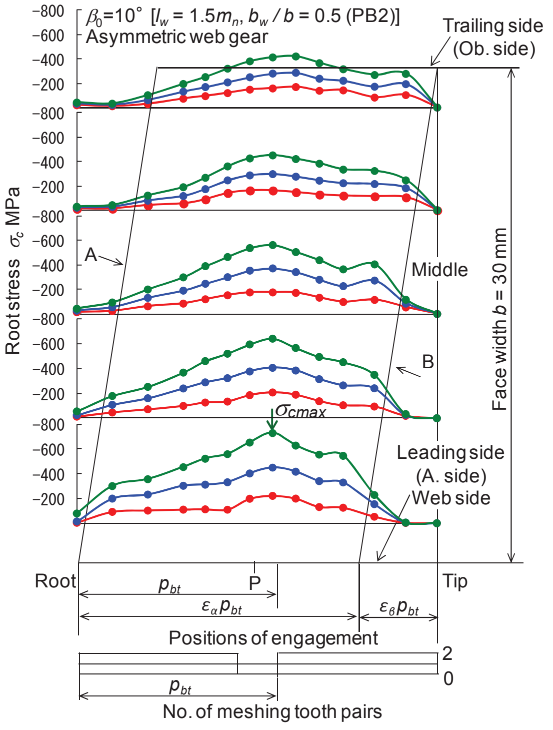
4. 3. 3 非対称ウェブ構造の歯元応力に及ぼすねじれ角の影響

図 4.9 は, $l_w = 2m_n$, $b_w /b = 0.25$（図 4.2 の Part PB1）, $l_w = 1.5m_n$, $b_w /b = 0.5, 0.25$（図 4.2 の Part PB2, PB3）のβ_0=10°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車に, F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す. 図 4.10 は, $l_w = 2m_n$, $b_w /b = 0.25$（図 4.2 の Part PB1）, $l_w = 1.5m_n$, $b_w /b = 0.5, 0.25$（図 4.2 の Part PB2, PB3）のβ_0=30°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車に, F_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す.

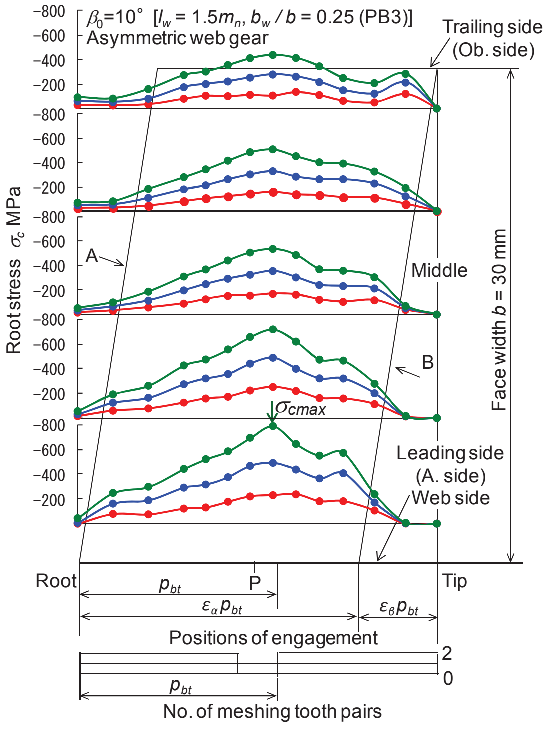
図 4.11 は, 図 3.6, 4.9, 4.10 から求めた F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の P0, PB1, PB2 および PB3 のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を比較して示す. 図 4.11(a)より, β_0=10°の場合には, 薄肉はすば歯車の歯元応力は一体歯車に比べて A. side 歯幅端から歯幅中央までの応力がかなり大きくなることがわかる. 一方, Ob. side 歯幅端付近では, リムが薄いのに対し薄肉歯車の歯元応力は一体歯車に比べてほぼ同じになることがわかる. 図 4.11(a)よりリム・ウェブ厚さに関わらずσ_{cmax}発生するかみ合い位置は, O. P.（P 点より約 1°進んだ回転角）になる. 4.11(b)より, β_0=20°の場合には, A. side 歯幅端から歯幅中央にわったて一体歯車の場合に比べて薄肉歯車の歯元応力のほうが大きくなっており Ob. side 歯幅端では一体歯車より $l_w = 1.5m_n$（PB2, PB3）薄肉歯車の歯元応力が小さくなることがわかる. σ_{cmax}発生するかみ合い位置ついては第 3 章に明らかにした. 図 4.11(c)より, β_0=30°の場合には, A. side 歯幅端では薄肉歯車の歯元応力は一体歯車よりかなり大きくなり Ob. side 歯幅端では薄肉歯車より一体歯車のほうが歯元応力が高くなることがわかる. 図 4.11(c)より薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車のσ_{cmax}発生するかみ合い位置は, ピッチ点かみ合い位置（P）付近になることがわかる. 図 4.8(c), 4.11(c)を比較すると, β_0=30°の場合には, σ_{cmax}発生するかみ合い位置はねじれ角に依存して大きく変化する.



(a) PB1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$)

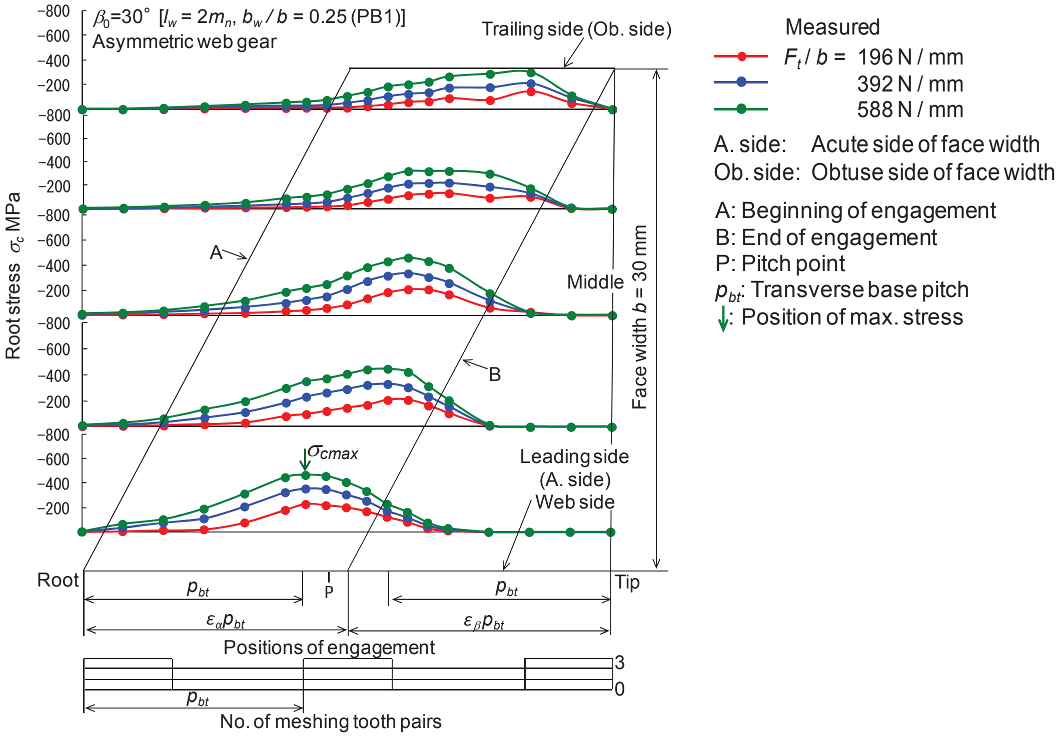


(b) PB2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.5$)

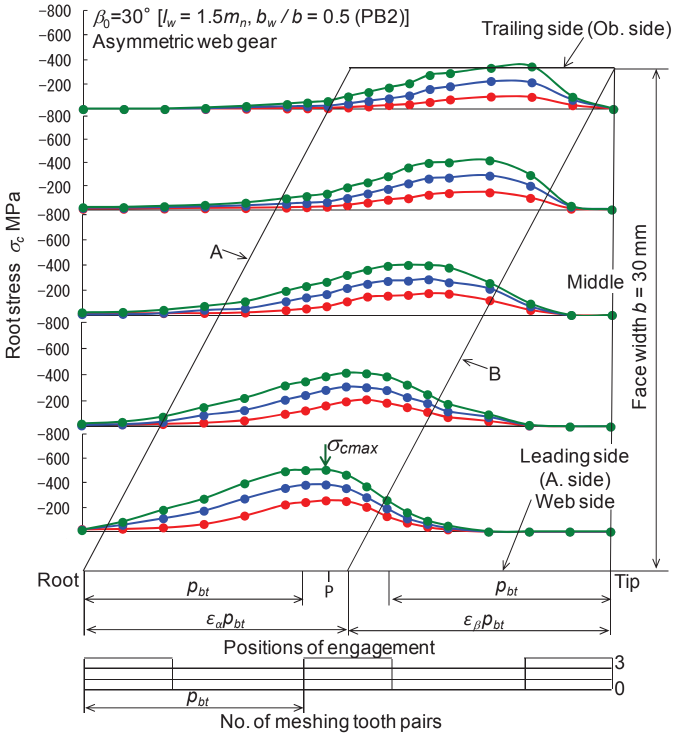


(c) PB3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$)

Fig. 4.9 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (β_0=10°)

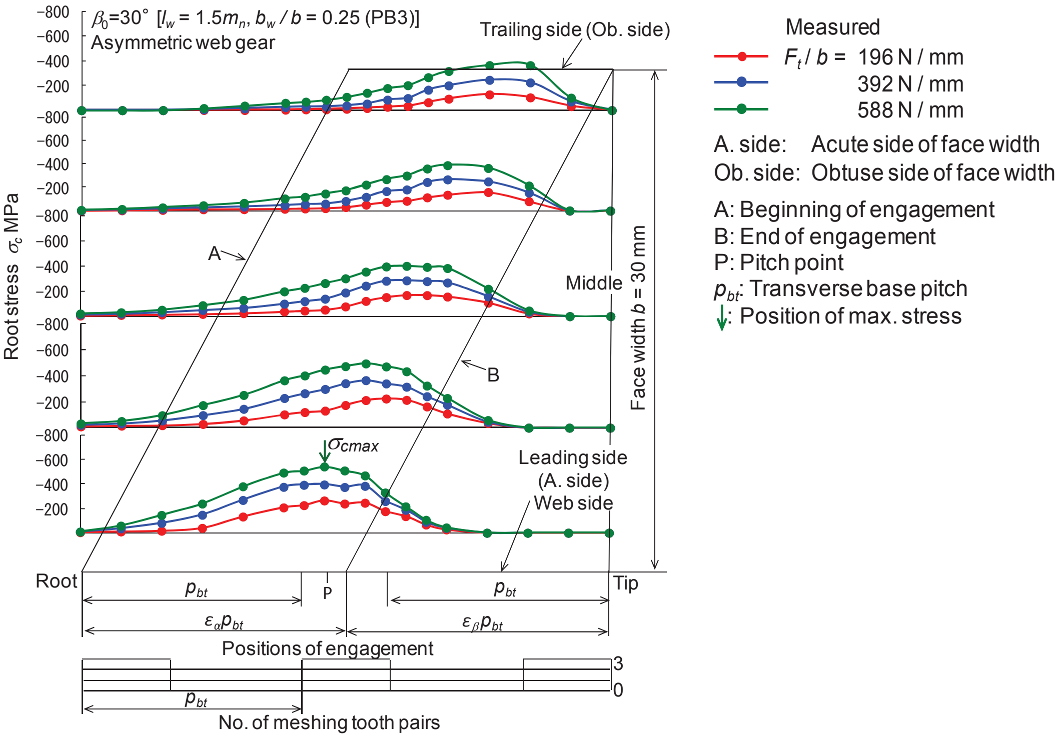


(a) PB1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$)



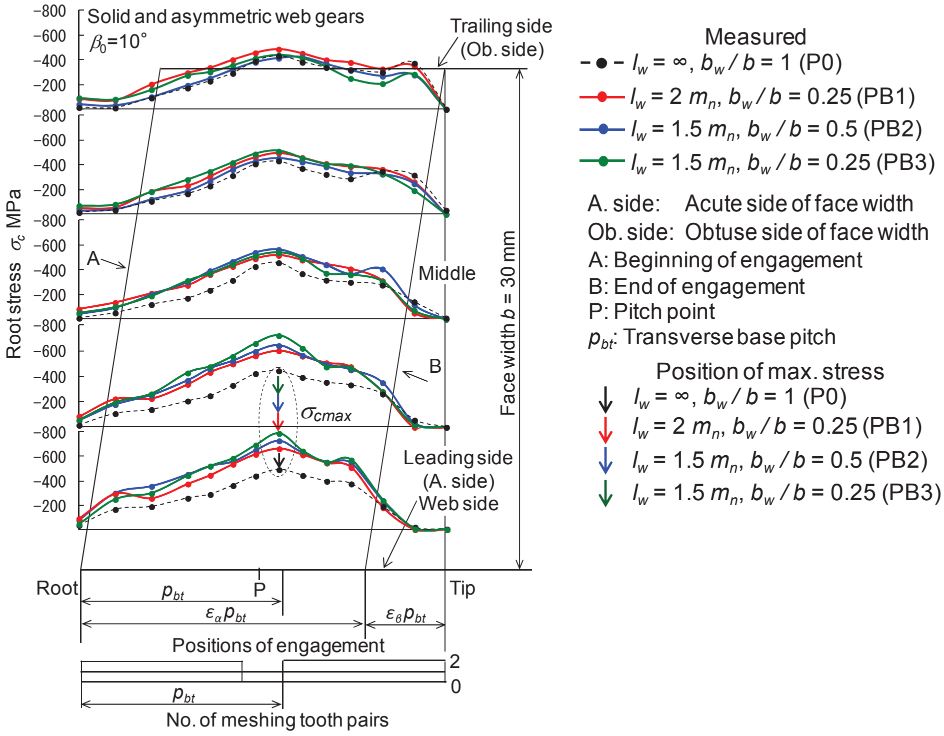
(b) PB2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.5$)

Fig. 4.10 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (β_0=30°) [1/2]



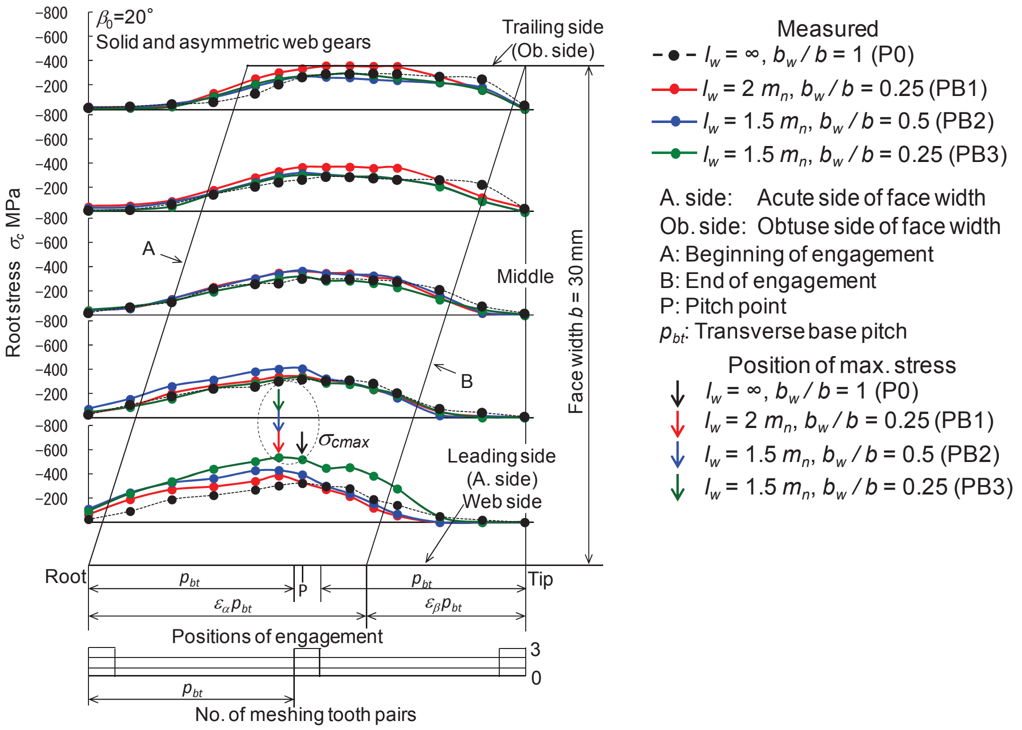
(c) PB3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.25$)

Fig. 4.10 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (β_0=30°) [Continued, 2/2]

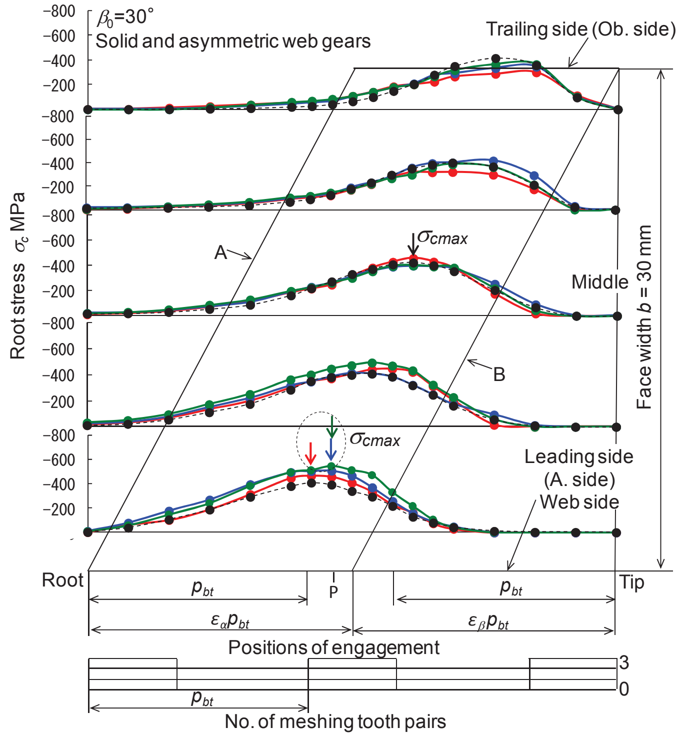


(a) β_0=10°

Fig. 4.11 Measured root stresses of solid helical gear and thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (F_t/b = 588 N/mm) [1/2]



(b) β_0=20°



(c) β_0=30°

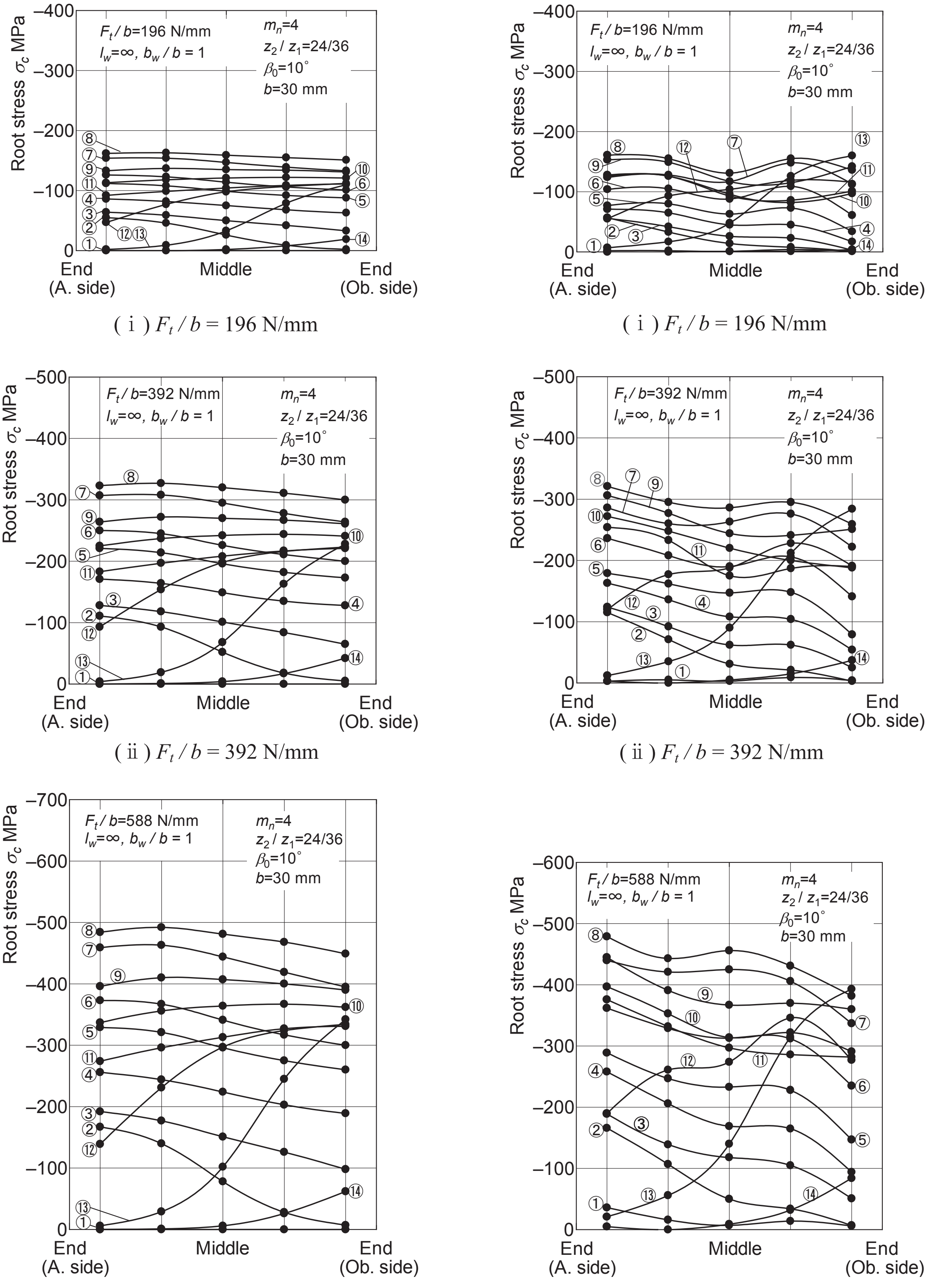
Fig. 4.11 Measured root stresses of solid helical gear and thin-rimmed helical gears with asymmetric web arrangement (F_t/b = 588 N/mm) [Continued, 2/2]

4. 3. 4 歯元応力分布に及ぼすウェブ構造およびねじれ角の影響

図 4.12 は，図 4.4 から求めたβ_0=10°の一体はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.13 は，図 4.6 から求めたβ_0=10°の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.14 は，図 4.9 から求めたβ_0=10°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.12, 4.13, 4.14 中の横軸は歯幅方向の位置を，縦軸は歯元応力値をとっている．図 4.12, 4.13, 4.14 中の番号は，図 4.1(a)の接触線番号に対応している．図 4.13, 4.14 より歯幅方向の応力変化は，対称ウェブ構造より非対称ウェブ構造の場合のほうが大きい．図 4.12, 4.13, 4.14 より最悪かみ合い位置は，図 4.1(a)の作用平面上の接触線⑧（P0, PA1, PA2, PB1, PB2, PB3）と⑨（PA3）であることがわかる．

図 4.15 は，図 4.5 から求めたβ_0=30°の一体はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.16 は，図 4.7 から求めたβ_0=30°の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.17 は，図 4.10 から求めたβ_0=30°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車にF_t/b = 196, 392, 588 N/mm が作用する場合の歯元応力分布を示す．図 4.15, 4.16, 4.17 中の横軸は歯幅方向の位置を，縦軸は歯元応力値をとっている．図 4.15, 4.16, 4.17 中の番号は，図 4.1(b)の接触線番号に対応している．図 4.16, 4.17 より歯幅方向の応力変化は対称ウェブより非対称ウェブ構造の場合のほうが大きい．図 4.15, 4.16, 4.17 より最悪かみ合い位置は，図 4.1(b)の作用平面上の接触線⑦（PB1），⑧（PB2, PB3），⑫（P0, PA3）および⑬（PA1, PA2）であることがわかる．

図 4.18 は，β_0=10, 20 および 30°の歯元応力分布（測定結果）から求めたF_t/b = 588 N/mm が作用する場合の最悪かみ合い位置での歯元応力分布を表す．図 4.18 より対称ウェブの場合には，σ_{cmax}が発生する位置はリム・ウェブ厚さおよびねじれ角に依存して変化し，β_0=10°の PA3 やβ_0=30°の場合には，σ_{cmax}は歯幅中央（ウェブ直上）に発生するのに対し，他の部分やβ_0=20°の場合には，σ_{cmax}は A. side 側の歯幅端に生じる．一方，非対称ウェブの場合には，リム・ウェブ厚さおよびねじれ角にかかわらずウェブ側（A. side 側）の歯幅端に生じる．これは，ウェブの無い側のリム部の剛性が小さいため，ウェブ側の歯幅端の分担荷重が増大することによると考えられる．



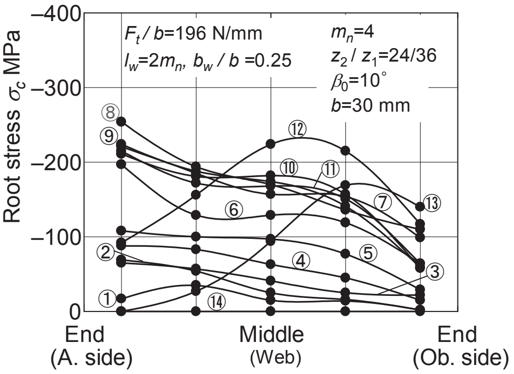
(i) F_t / b = 196 N/mm (i) F_t / b = 196 N/mm

(ii) F_t / b = 392 N/mm (ii) F_t / b = 392 N/mm

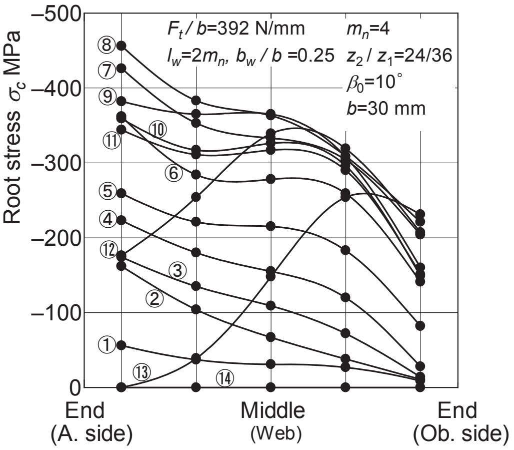
(iii) F_t / b = 588 N/mm (iii) F_t / b = 588 N/mm

(a) Calculated (b) Measured

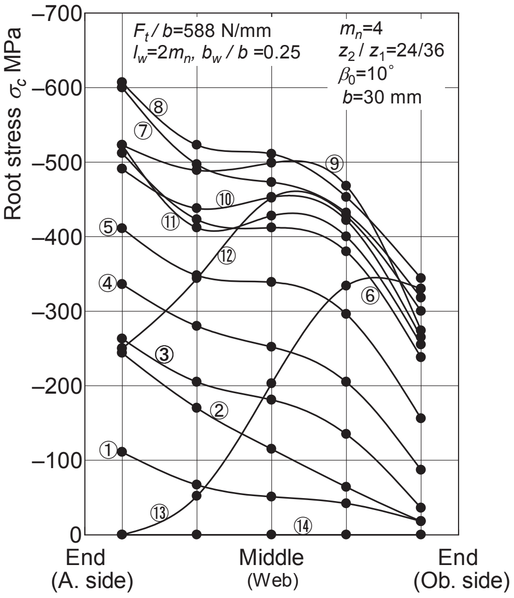
Fig. 4.12 Root stresses distributions of solid helical gear (β_0=10°)



(i) F_t/b = 196 N/mm

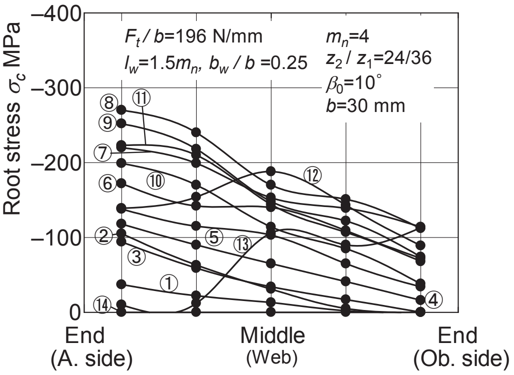


(ii) F_t/b = 392 N/mm

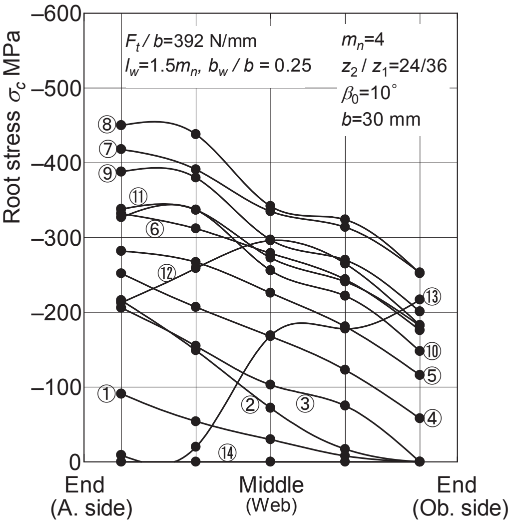


(iii) F_t/b = 588 N/mm

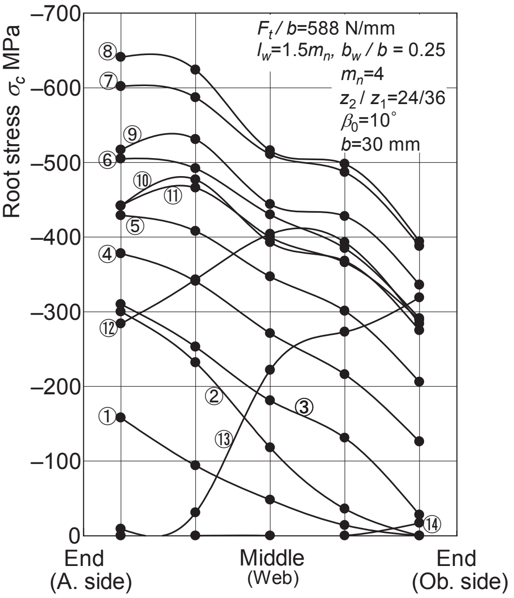
(a) PA1 (l_w =2m_n, b_w/b=0.25)



(i) F_t/b = 196 N/mm



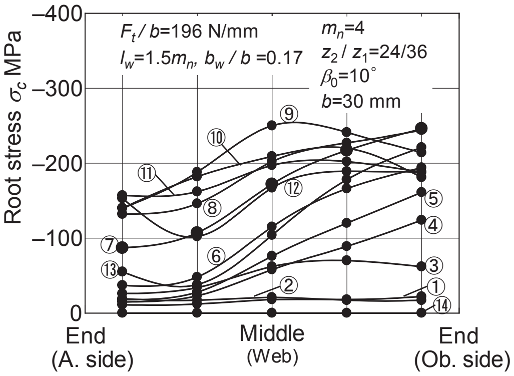
(ii) F_t/b = 392 N/mm



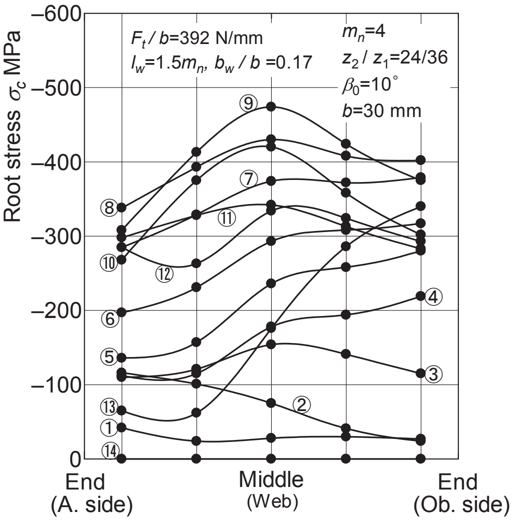
(iii) F_t/b = 588 N/mm

(b) PA2 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.25)

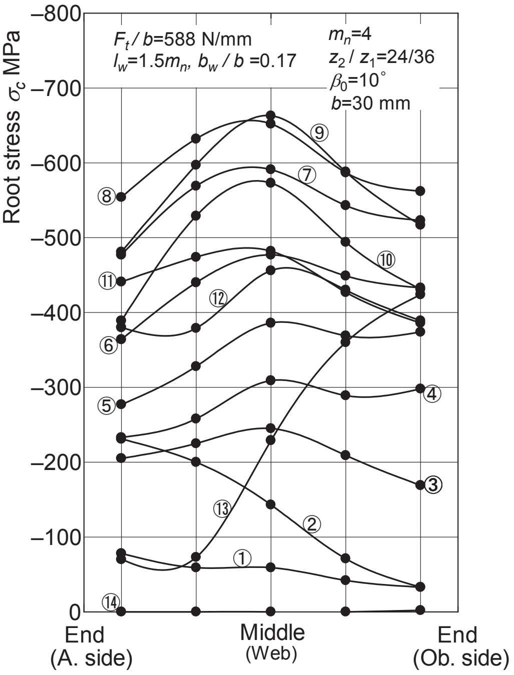
Fig. 4.13 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=10°, measured, symmetric web) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



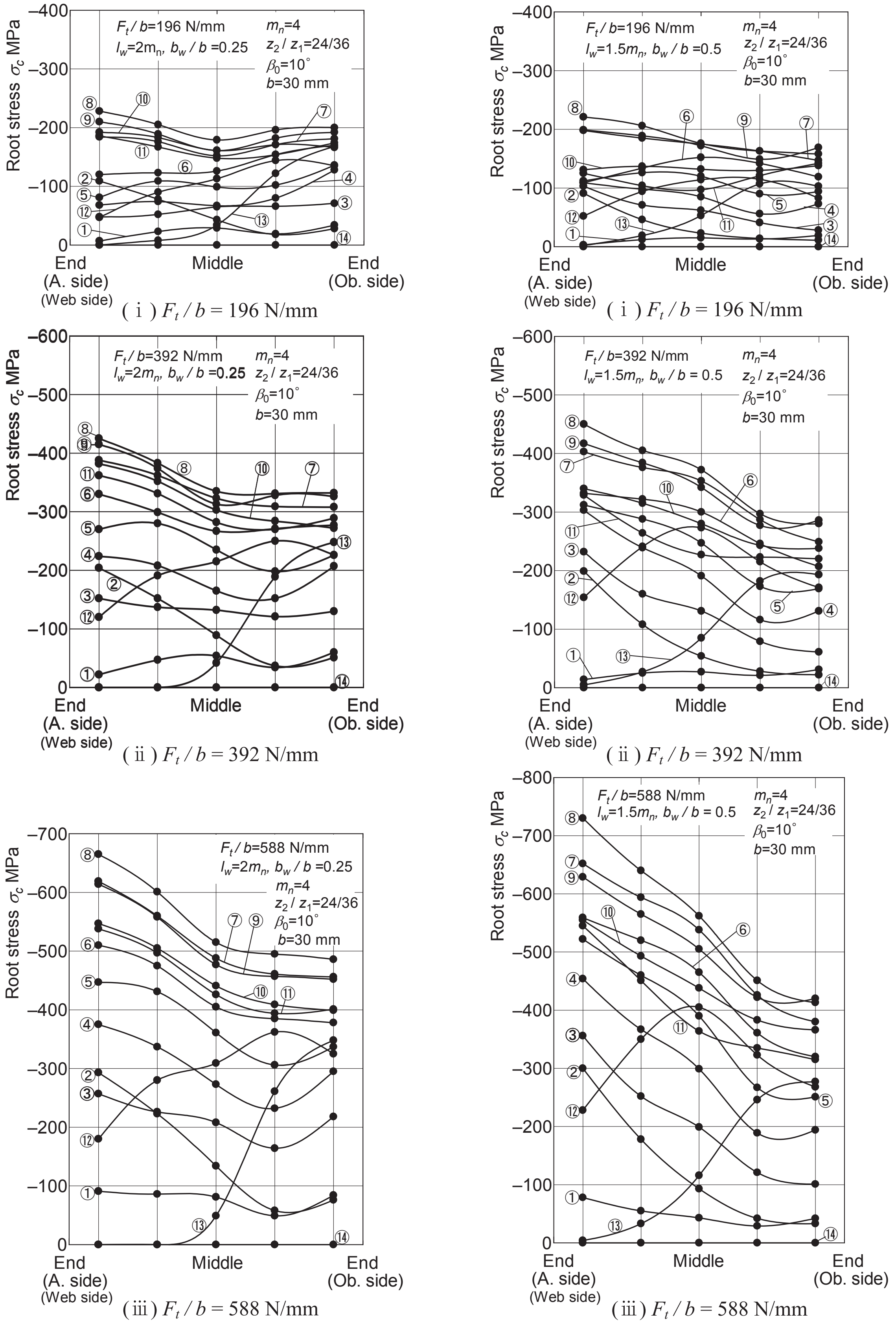
(ii) F_t / b = 392 N/mm



(iii) F_t / b = 588 N/mm

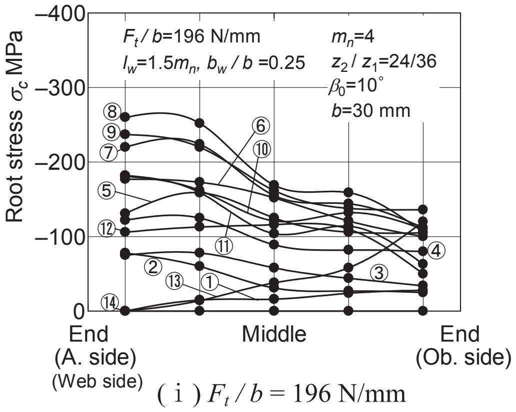
(c) PA3 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.17)

Fig. 4.13 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=10°, measured, symmetric web) [Continued, 2/2]

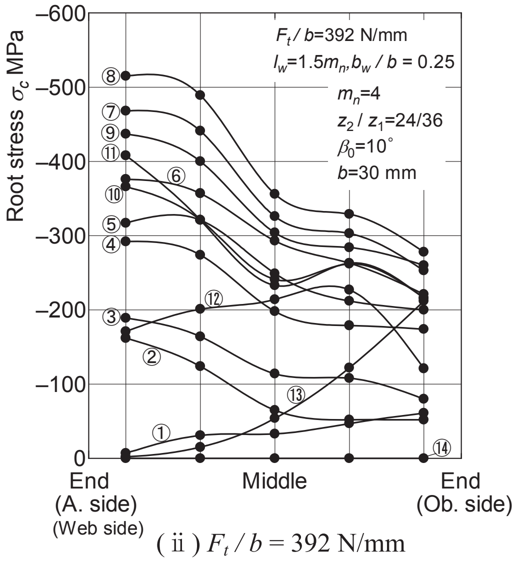


(a) PB1 (l_w =2m_n, b_w /b=0.25)　　(b) PB2 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.5)

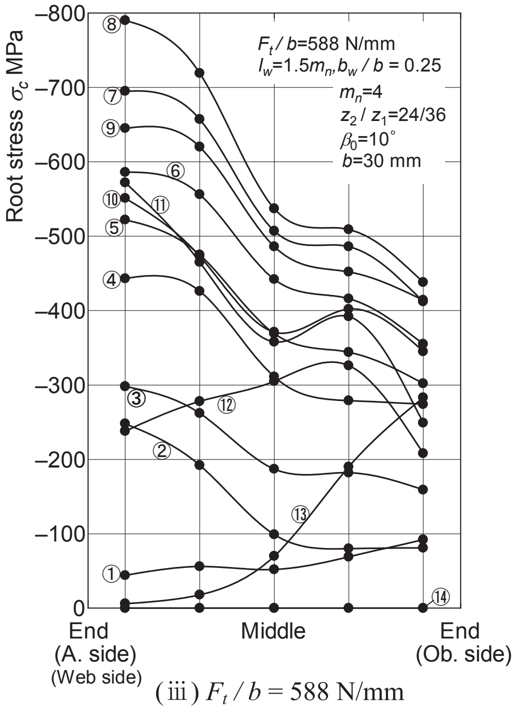
Fig. 4.14 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=10°, measured, asymmetric web) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



(ii) F_t / b = 392 N/mm



(iii) F_t / b = 588 N/mm

(c) PB3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.25)

Fig. 4.14 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=10°, measured, asymmetric web) [Continued, 2/2]

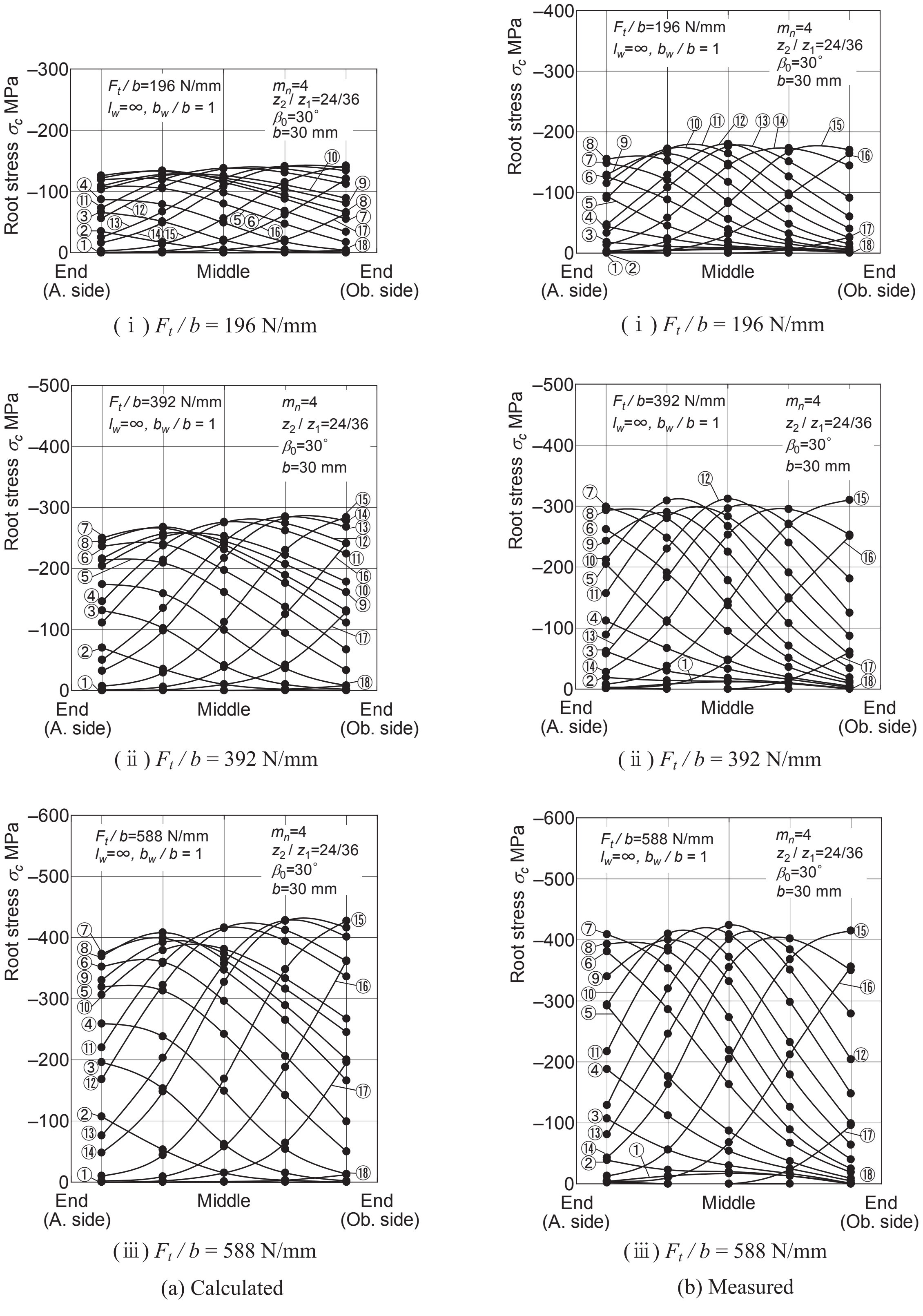
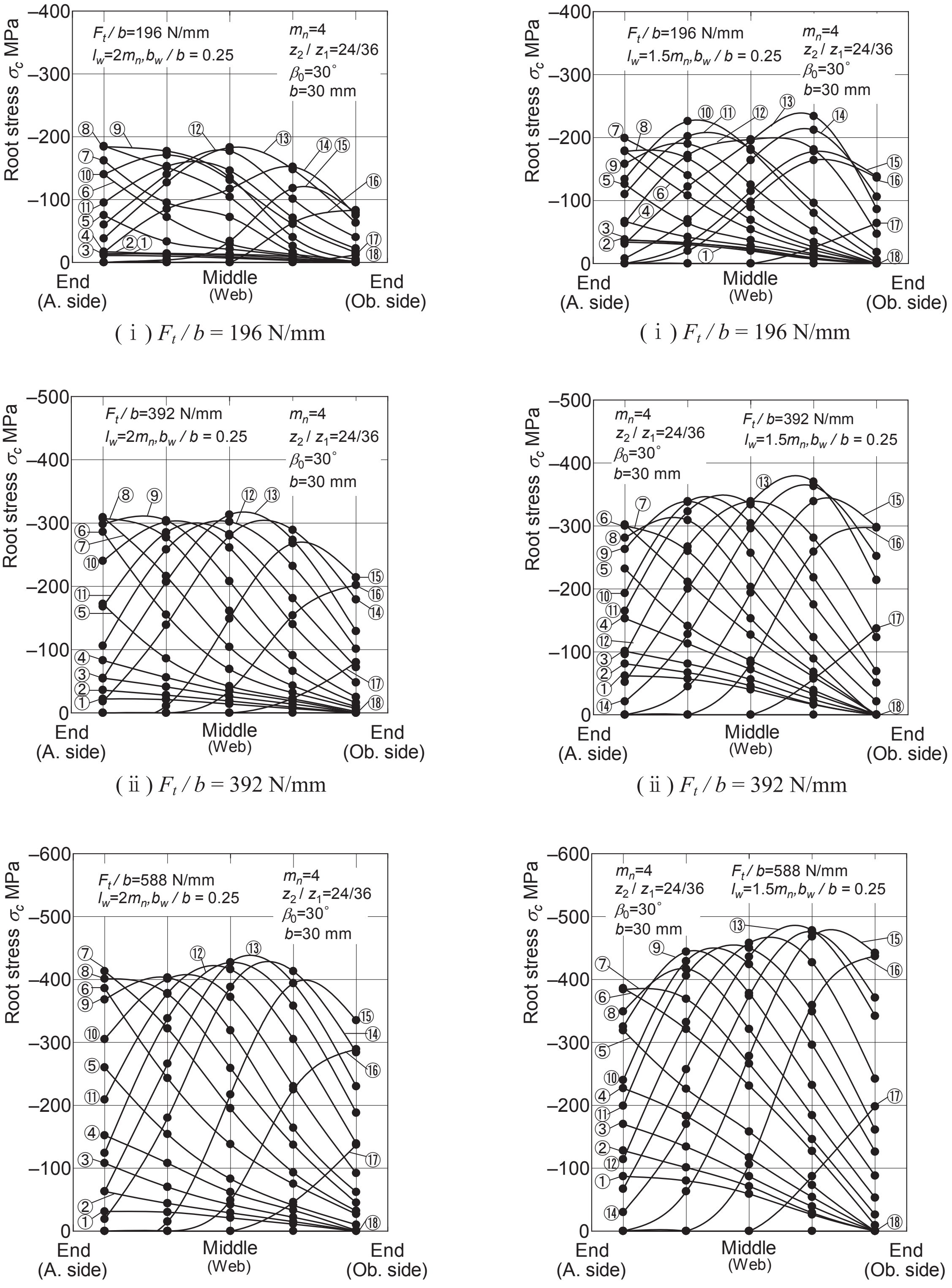


Fig. 4.15 Root stresses distributions of solid helical gear (β_0=30°)



(i) F_t/b = 196 N/mm

(i) F_t/b = 196 N/mm

(ii) F_t/b = 392 N/mm

(ii) F_t/b = 392 N/mm

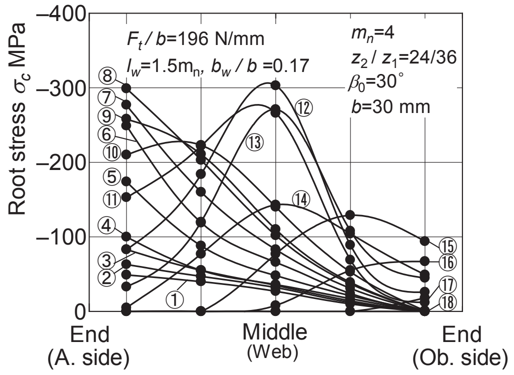
(iii) F_t/b = 588 N/mm

(iii) F_t/b = 588 N/mm

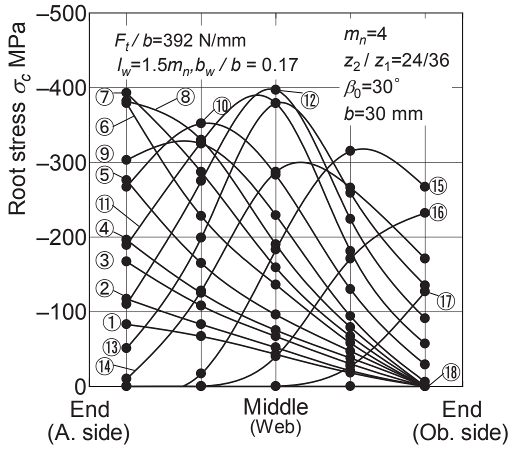
(a) PA1 (l_w =2m_n, b_w/b=0.25)

(b) PA2 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.25)

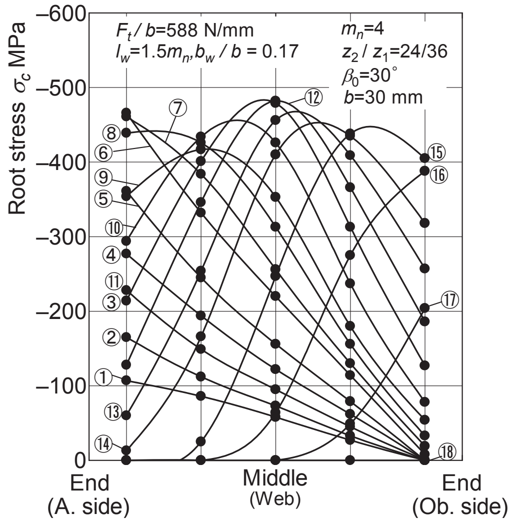
Fig. 4.16 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=30°, measured, symmetric web) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



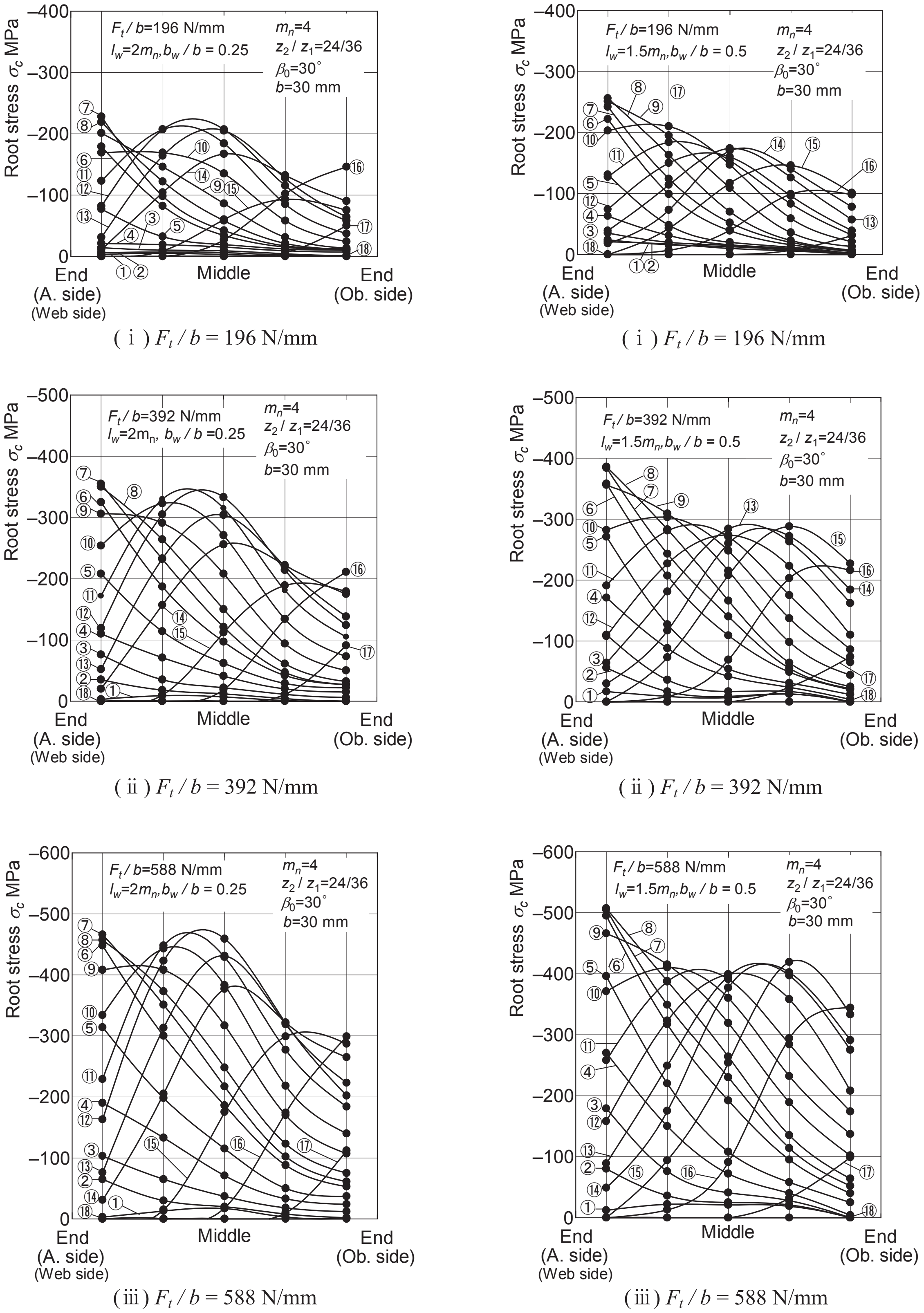
(ii) F_t / b = 392 N/mm



(iii) F_t / b = 588 N/mm

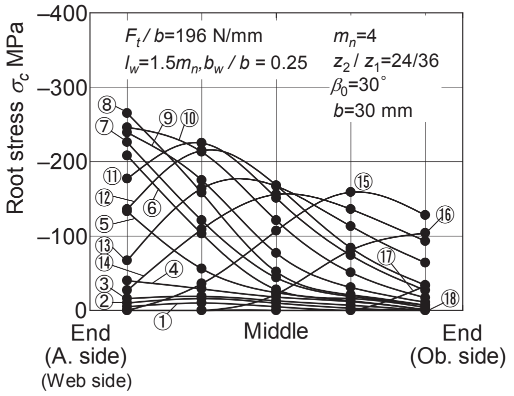
(c) PA3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.17)

Fig. 4.16 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=30°, measured, symmetric web) [Continued, 2/2]

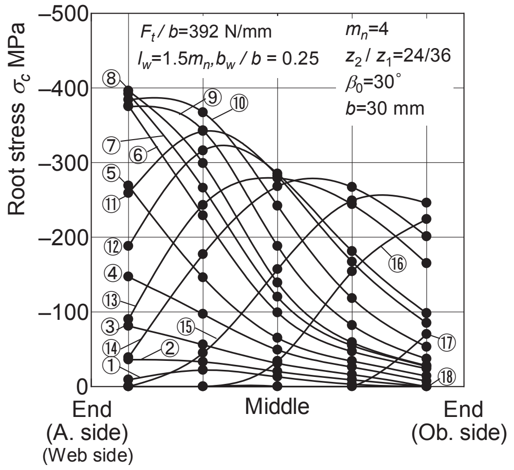


(a) PB1 (l_w =2m_n, b_w/b=0.25) (b) PB2 (l_w =1.5m_n, b_w/b=0.5)

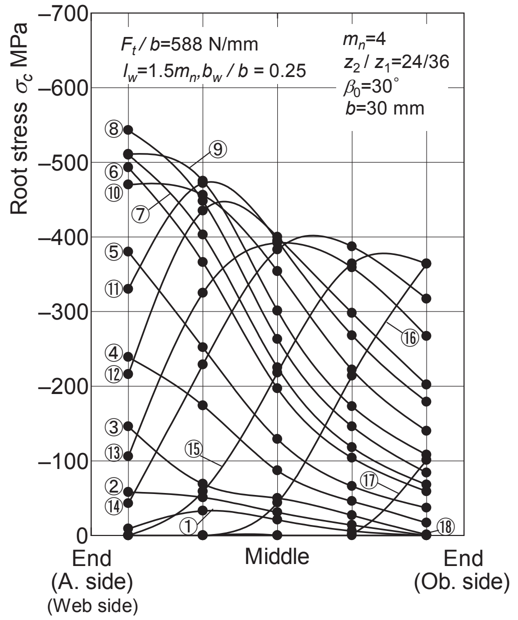
Fig. 4.17 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=30°, measured, asymmetric web) [1/2]



(i) F_t / b = 196 N/mm



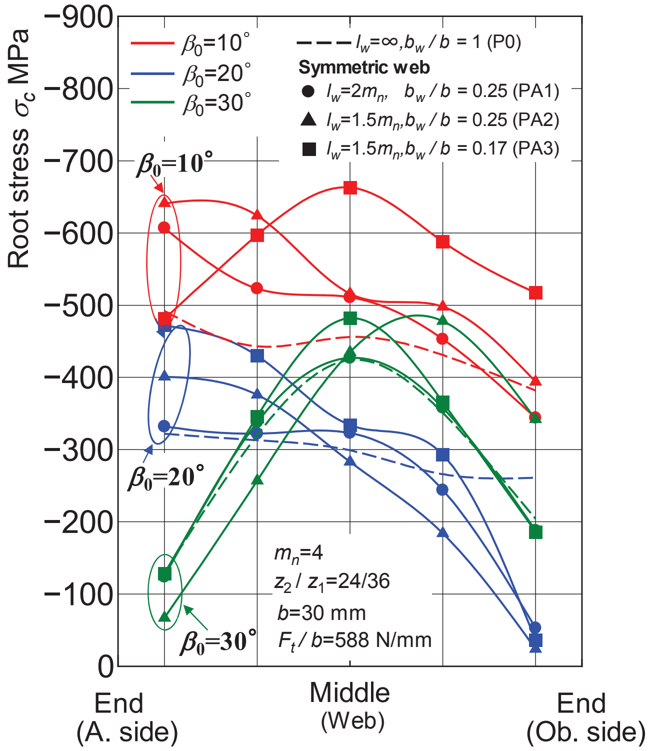
(ii) F_t / b = 392 N/mm



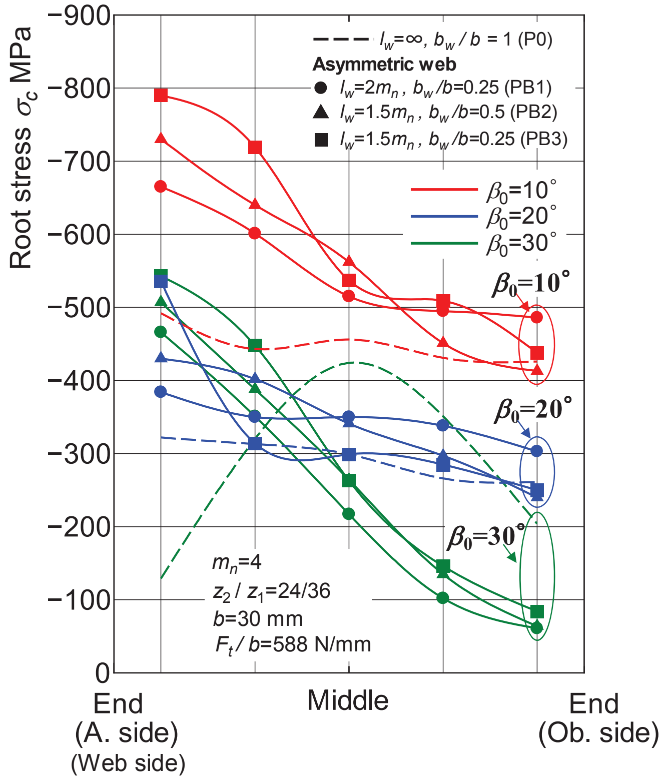
(iii) F_t / b = 588 N/mm

(c) PB3 (l_w =1.5m_n, b_w /b=0.25)

Fig. 4.17 Root stresses distributions of thin-rimmed helical gears (β_0=30°, measured, asymmetric web) [Continued, 2/2]



(a) Symmetric web arrangement



(b) Asymmetric web arrangement

Fig. 4.18 Root stresses distribution at the worst meshing position (F_t/b = 588 N/mm)

4. 3. 5 最大歯元応力に及ぼすウェブ構造およびねじれ角の影響

図 4.19 は，図 4.6, 4.9 より求めたβ_0=10°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25（PB3）］，薄肉対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17（PA3）］および一体はすば歯車に円周力 F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の歯元応力測定結果を比較して示す．図 4.19 より，A. side の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，非対称ウェブ構造，対称ウェブ構造，一体歯車の順に小さくなるのに対し，Ob. side の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，対称ウェブ構造，一体歯車，非対称ウェブの順に小さくなることがわかり，図 3.14 に示したβ_0=20°の場合と同じ傾向を示す．

図 4.20 は，図 4.7, 4.10 より求めたβ_0=30°の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25（PB3）］，薄肉対称ウェブ構造はすば歯車［l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17（PA3）］および一体はすば歯車に円周力 F_t/b = 588 N/mm が作用する場合の歯元応力測定結果を比較して示す．図 4.20 より，$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，非対称ウェブ構造，対称ウェブ構造，一体歯車の順に小さくなるのに対し，$\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，対称ウェブ構造，一体歯車，非対称ウェブ構造の順に小さくなり，Ob. side では図 3.14, 4.19 に示したβ_0=10 および 20°の場合と同じ傾向を示す．

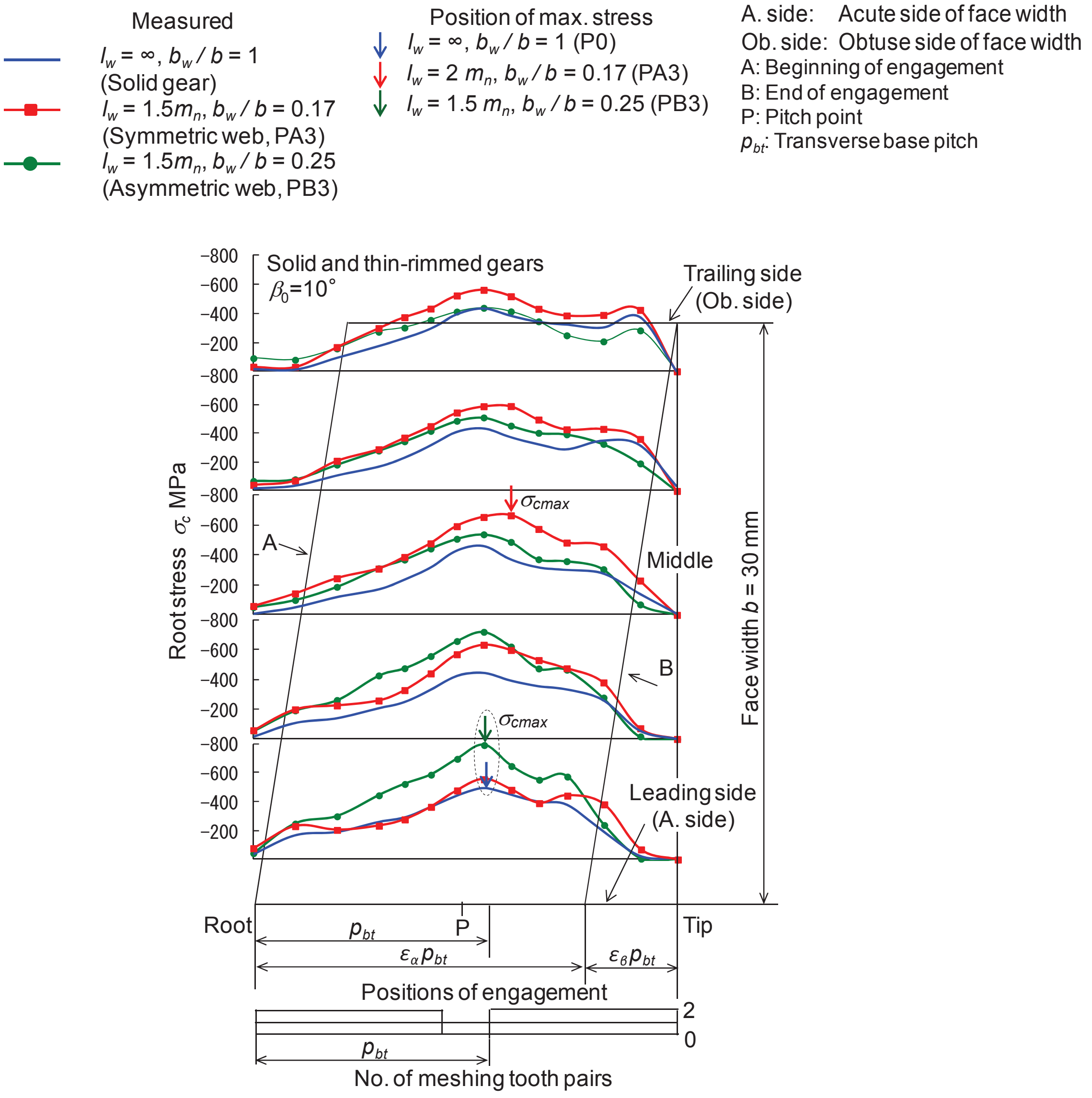


Fig. 4.19 Effects of web structure on root stress (β_0=10°)

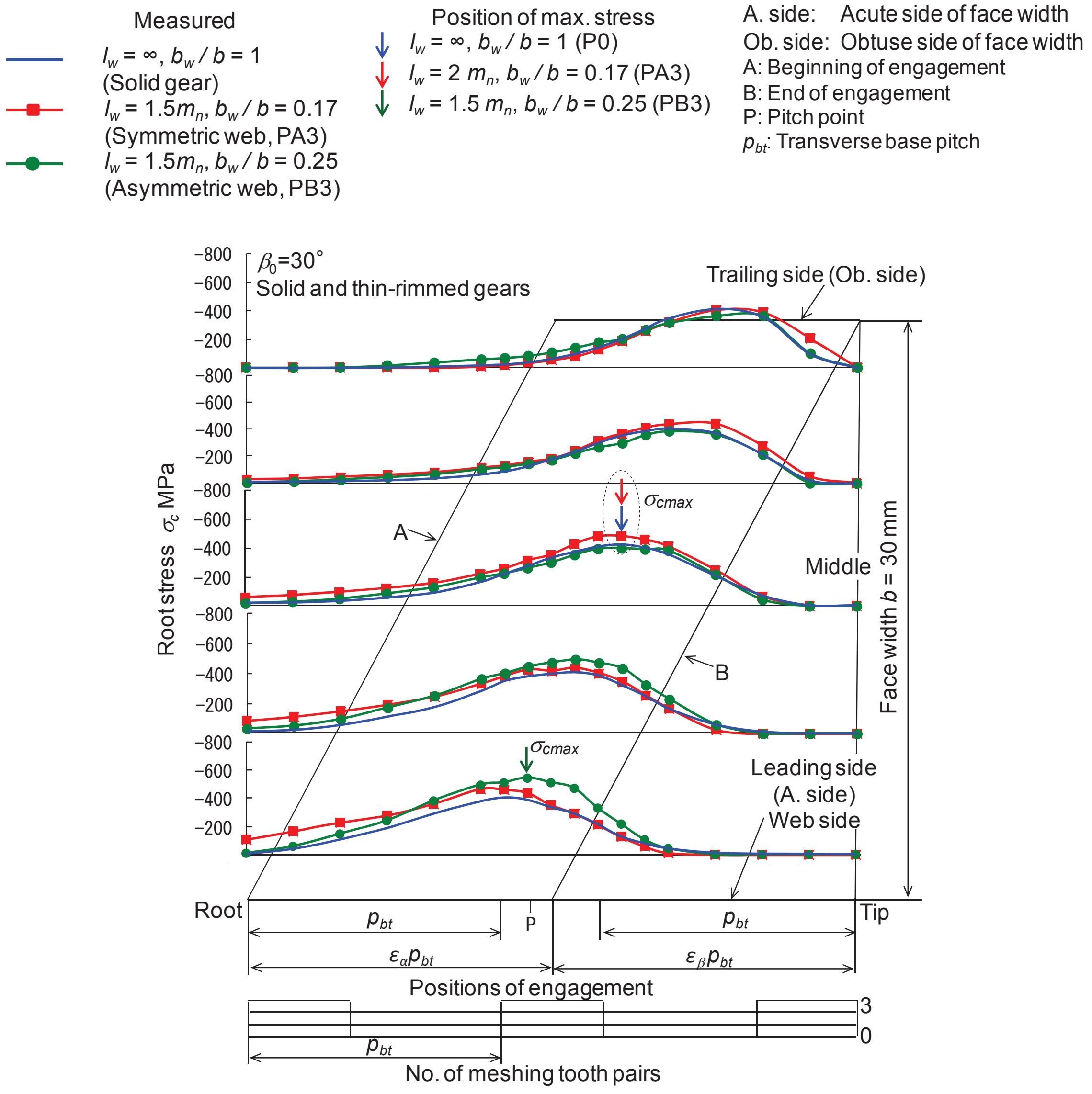


Fig. 4.20 Effects of web structure on root stress (β_0=30°)

図 4.21 は，本実験に用いた各薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力測定結果より求めた最大歯元応力増加率σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\rm solid}$［$(\sigma_{cmax})_{\rm solid}$: β_0=20°一体はすば歯車のσ_{cmax}］を各リム・ウェブ厚さ，ウェブ構造で比較して示す．図 4.21 よりσ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\rm solid}$は，各ウェブ構造を比較すると $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$ の場合が最も小さく，非対称ウェブよりも対称ウェブの場合のほうが小さいことがわかる．また，σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\rm solid}$は$\beta_0$=20°の場合において最も小さいので，本実験のような薄肉はすば歯車の場合には，β_0=20°の採用によって曲げ強度の向上が期待できると考えられる．

4. 3. 6 伝達トルクに及ぼすねじれ角の影響

本実験では，静的負荷かみ合い試験による歯元応力測定を行う時，各薄肉ウェブ構造はすば歯車に円周力（ピッチ円周上での単位歯幅あたりの荷重）F_t/b = 196, 392 と 588 N/mm を与える．各試験歯車対のモジュールは同じであるが，ピッチ円直径（P. C. D.）は異なる．そこで，β_0=20°の歯車を基準

として，β_0=10 と 30°の歯車の P. C. D.を同じにし，トルクが一定の場合のσ_{cmax}を算出する．図 4.22 は，その計算結果と図 4.21 より求めたσ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$を比較して示す．図 4.22 より計算したβ_0=10 および 30°のσ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$は，β_0=10°の場合では約 10%増大すること，β_0=30°の場合では約 10%減少するため伝達トルクはねじれ角に依存することがわかる．

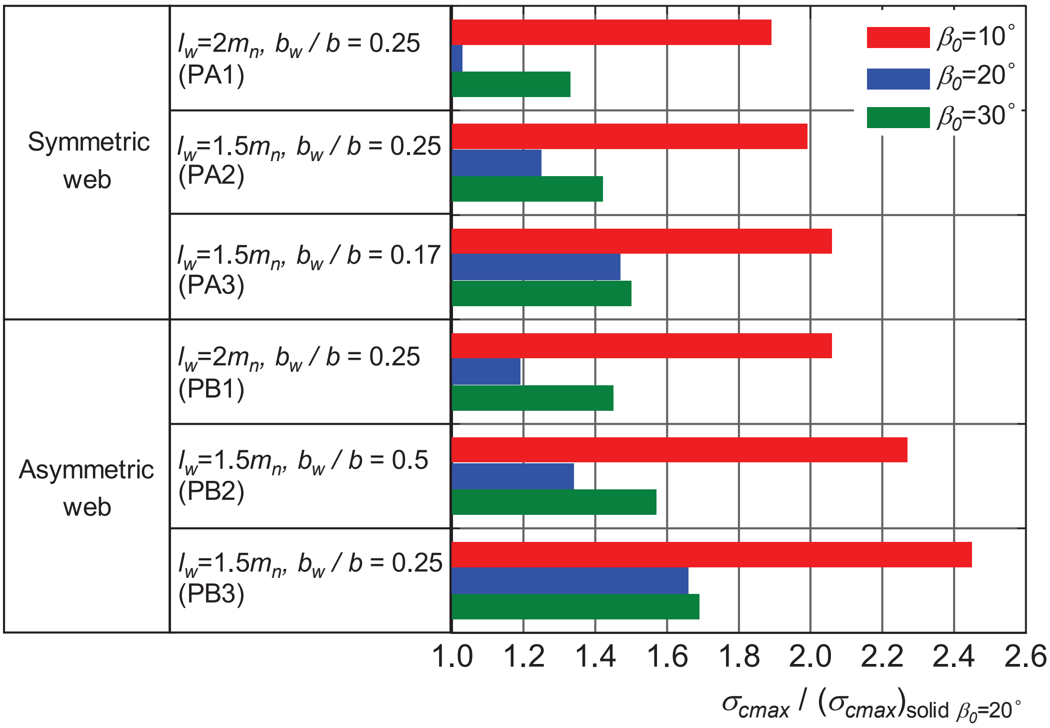


Fig. 4.21 Maximum root stress increment ratio σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid\beta_0=20°}$ (F_t/b = 588 N/mm)

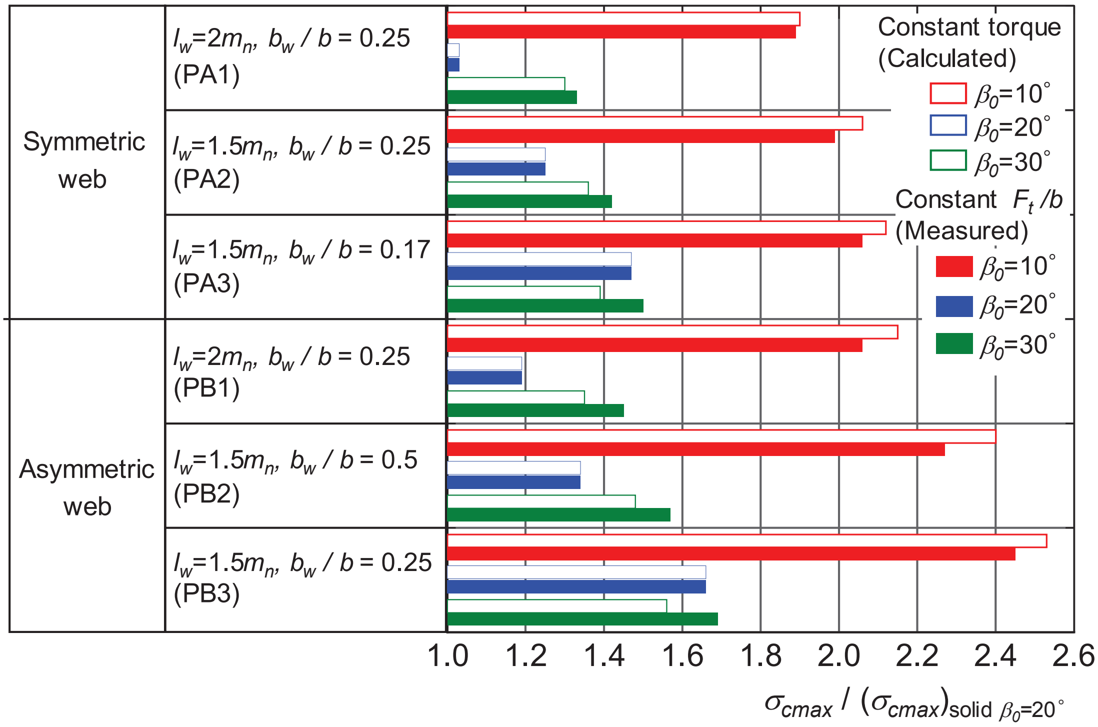


Fig. 4.22 Comparison of σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid\beta_0=20°}$ between constant F_t/b and constant torque

4.4　結言

本章では，薄肉はすば歯車のねじれ角β_0=10 および 30°歯元応力測定結果およびβ_0=20°の場合との比較検討を行い，歯元応力に及ぼすねじれ角およびウェブ構造の影響について検討に加えた．得られた主な点を要約すると以下のとおりである．

(1)　β_0=10, 20 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車の最大歯元応力σ_{cmax}は，全かみ合い率が 2 より小さい（ε_γ<2）場合，外の一対かみ合い位置（O. P. : Outer point）近傍に生じるが，全かみ合い率が 2 より大きい（ε_γ>2）場合では，ピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置（P)］より少しずれる位置になる．また，ねじれ角が大きいβ_0=30°の場合には，ウェブ構造に依存してσ_{cmax}が発生するかみ合い位置は大きく変化する．

(2)　対称ウェブ構造の場合には，リム・ウェブ厚さおよびねじれ角によってσ_{cmax}は A. side（鋭角側）歯幅端，または，歯幅中央（ウェブ直上）に発生する．一方，非対称ウェブ構造の場合には，リム・ウェブ厚さおよびねじれ角にかかわらずウェブ側の A. side 歯幅端でσ_{cmax}が発生する．

(3)　β_0=10, 20 および 30°の薄肉はすば歯車の歯元応力分布をそれぞれの一体歯車の場合と比較すると薄肉歯車の P 点（歯幅中央のピッチ点になる位置）かみ合い位置付近の各かみ合い位置における歯元応力変化は一体歯車の場合と大きく異なり，歯幅方向の応力変化は対称ウェブより非対称ウェブ構造の場合のほうが大きい．

(4)　β_0=10, 20 および 30°のはすば歯車の A. side（鋭角側）歯幅端の最大歯元応力$\sigma_{cmax(\mathrm{A.\ side})}$は，非対称ウェブ構造，対称ウェブ構造，一体歯車の順に小さくなるのに対し, Ob. side（鈍角側）歯幅端の最大歯元応力 $\sigma_{cmax(\mathrm{Ob.\ side})}$は，ねじれ角に依存して変化する．

(5)　最大歯元応力増加率σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\mathrm{solid}}$［$(\sigma_{cmax})_{\mathrm{solid}}$: β_0=20°一体はすば歯車のσ_{cmax}］は，リム厚さ $l_w = 2m_n$（m_n : 歯直角モジュール），ウェブ厚さ b_w/b = 0.25［(b=30mm : 歯幅）PA1］の場合が最も小さくなっており，非対称ウェブ構造よりも対称ウェブ構造の場合のほうが小さい．また，σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{\mathrm{solid}}$は$\beta_0$=20°の場合が$\beta_0$=10 および 30°の場合よりも小さいので，本実験に用いたような薄肉はすば歯車の場合には，β_0=20°の採用によって曲げ強度の向上が期待できると考えられる．

第 5 章　薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度

5. 1　緒　言

近年，乗用車などのギヤボックスは，軽量であることが非常に重要視され，薄肉ウェブ構造はすば歯車がますます多く使用されるようになってきたが，有用な基礎資料などが少なく歯元曲げ強度についてはまだ明確になっていない．第 2～4 章では，ねじれ角β_0=10，20 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車のかみ合い進行にともなう歯元応力の変化，最悪かみ合い位置（最大歯元応力σ_{cmax}が発生するかみ合い位置）およびσ_{cmax}に及ぼすリム・ウェブ厚さ，ウェブ構造およびねじれ角の影響などについては明らかにしたが，これらの結果は歯元曲げ強度設計を行う際の参考資料としてまだ不十分と考えられ，薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度や曲げ疲労破壊機構などについて明らかにすることも重要である．

従来の研究[(5.1)~(5.10)]では，厚肉はすば歯車の曲げ疲労強度などについてたくさん報告されているが，薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究はほとんど報告されていない．薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力状態は，リム厚さが薄く，荷重作用時のリムの変形量が大きいため，かみ合う歯対への荷重分担は，厚肉歯車とは大きく異なる．薄いリムおよびウェブを有する薄肉はすば歯車の場合には，円環部の弾性変形は厚肉歯車に比べて異なるため，き裂発生・進展は異なる．また，薄肉はすば歯車の曲げ疲労強度やき裂発生・進展には，リム・ウェブ厚さおよびウェブ構造に依存して変化すると考えられる．薄肉歯車の場合には，リム厚さとリム支持方法が大きな影響を持ち，リムが薄くなってくると歯底中央部からリムが割れるような損傷がある[(5.11)~(5.12)]．このような情勢を考慮して，種々の薄肉はすば歯車の曲げ疲労強度および曲げ疲労き裂の発生・進展について明らかにして，より正確な薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計資料を得ることを目的とする．本実験は，静的負荷かみ合い曲げ疲労試験法を採用し，この方法では，運転試験法に比べ，試験結果を評価する際，動荷重などの影響を考慮する必要がなく，また一対の試験歯車があれば S-N 曲線を得ることができ経済的に試験が行える特徴を有している．

本章では，β_0=20°の薄肉ウェブ構造はすば歯車対に対して，歯元応力測定結果より求めた最悪かみ合い位置にて試験歯車対をかみ合わして曲げ疲労試験を行い，曲げ疲労強度およびき裂発生・進展に及ぼすリム・ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響について明らかにしている．

5. 2　実験方法および実験装置

5. 2. 1 試験歯車

表 2.1 は，曲げ疲労試験に用いたはすば歯車対の主諸元を示した. 図 5.1 は，曲げ疲労試験に用いた試験歯車の写真を示す．支持歯車の写真は図 2.1(b)に示した．図 5.2 は，曲げ疲労試験に用いた対称・非対称ウェブ構造はすば歯車の形状・寸法を示す．中心角 30°の部分を一体はすば歯車，残り 330°の部分を図 5.2 に示す l_w, b_w にエンドミル加工した．一体歯車部分は歯車対の歯当たり調整を行うために設けており，その詳細については第 2 章 2. 2. 2 節で述べていた. 試験歯車対はホブ切りのままで，それらの精度は旧 JIS 4 級（新 JIS N8 級）程度である．

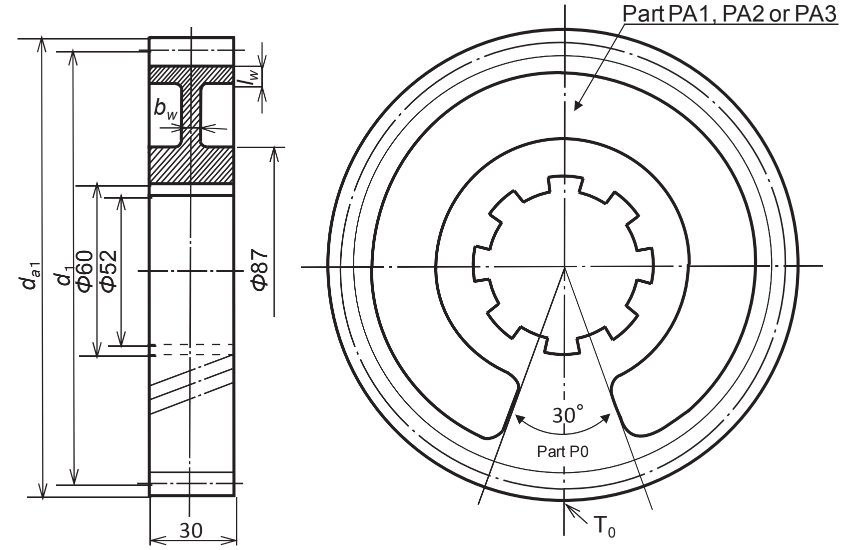
(a) Symmetric web

Web side

Opposite side of web

(b) Asymmetric web

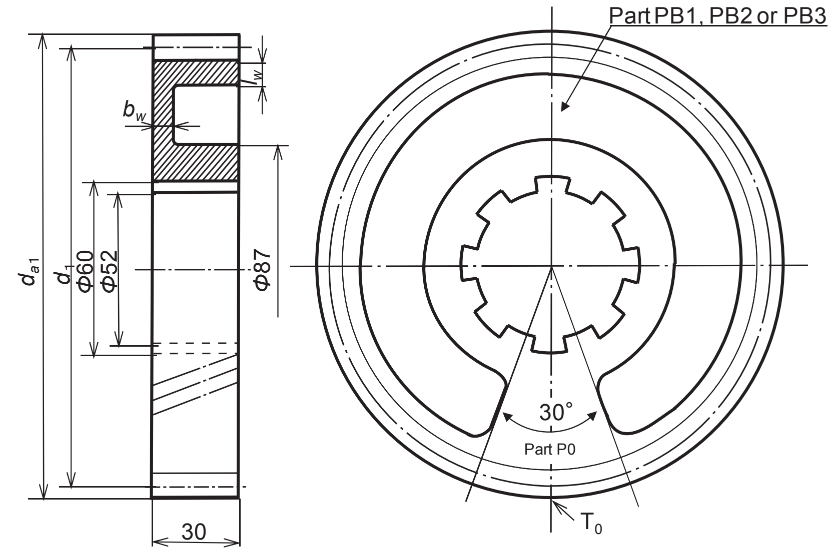
Fig. 5.1 Photographs of test gears used in bending fatigue test



Gear part sign		P0	PA1	PA2	PA3
Gear structure		Solid	Symmetric web		
Rim thickness	l_w mm	∞*	$2m_n$**	1.5 m_n	
Web thickness	b_w mm	-	7.5		5

*∞: solid gear **m_n: normal module

(a) Symmetric web gear



Gear part sign		P0	PB1	PB2	PB3
Gear structure		Solid	Asymmetric web		
Rim thickness	l_w mm	∞*	$2m_n$**	1.5 m_n	
Web thickness	b_w mm	-	7.5	15	7.5

*∞: solid gear **m_n: normal module

(b) Asymmetric web gear

Fig. 5.2 Shape and geometry of test gears used in bending fatigue tests

5. 2. 2 曲げ疲労試験

歯車対は図 5.3 に示す油圧式静的負荷かみ合い・曲げ疲労試験機に組付けた. バックラッシ設定, 中心距離測定および光明丹による歯当たり確認については第 2 章 2. 2. 2 節に述べた. 図 5.3 に示す曲げ疲労試験機は, 一対の歯車対を任意のかみ合い位置でかみ合わせて繰返し負荷を与える方式のもので, 油圧を発生させる燃料噴射用ポンプとその駆動装置, 圧力制御装置, トルク発生部および歯車支持装置からなっている. 荷重負荷装置は, 静的負荷試験と共用で, 圧力発生部を切り換えることによっていずれの試験（歯元応力測定または曲げ疲労試験）に使用できるようになっている.

本実験において, 第2～4 章の歯元応力測定結果との比較検討, また, 歯元応力測定結果より求めた最悪かみ合い位置にて歯車対をかみ合わして曲げ疲労試験を行うため, 曲げ疲労試験用歯車対の歯当たり状態は歯元応力測定用歯車対とほぼ同じ状態にしておかなければならない. そのため, 曲げ疲労試験を行う前に試験歯車の一体歯車部分の歯元応力を測定し, 久保・梅澤法[5.13]より求めた歯元応力計算値と比較して, 計算値と測定値がほぼ同じになる (片当たりしない) まで歯当たり調節を行う. 歯元応力測定による歯当たり調整はひずみゲージ法にて測定した. ひずみゲージの接着枚数は, 図 2.8, 3.3 に示した歯元応力測定用歯車の場合と異なり, 曲げ疲労試験用歯車の場合では, 図 5.4 に示すようにかみ合う歯の圧縮側歯元すみ肉部において, 接線角度 $\theta = 30°$（θ : 歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角）の Hofer の危険断面位置にゲージ長さ 0.2 mm のひずみゲージを 12 mm の間隔で 3 枚（ゲージ 1, 3 は歯幅端より 3 mm 中央寄り）接着した. 歯元応力測定に用いた各かみ合い位置の作用平面上の接触線, 静的負荷かみ合い試験機, 周辺機器, 実験方法などは対称ウェブ構造と同様であり, これらの詳細ついては第 2 章 2. 2. 2 節に述べていた.

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, 相手歯車（支持歯車）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って, 試験歯車の歯に繰返し負荷を与え曲げ疲労試験を行うことができる. 負荷トルクは試験歯車側の軸に接着したトルク検出用ひずみゲージにより検出され, その出力ひずみを動ひずみ計およびオシロスコープを用いて読み取ることによって設定できる. この試験機の荷重繰返し速度は約 500 回/分である. 本試験機による曲げ疲労試験方法は, 動力循環式歯車運転試験機などによる運転試験方法に比べ, 試験結果を評価する際, 動荷重などの影響を考慮する必要がなく, また一対の試験歯車で S-N 曲線を得ることができ, 経済的に試験が行える特徴を有している. なお, この曲げ疲労試験方法は試験歯車対の最悪かみ合い位置を考慮する必要がある.

曲げ疲労試験機を用いた試験において荷重の繰り返し数 N が 5×10^6 を超えても歯が折損しないときの荷重をもって曲げ疲労限度荷重とした. 図 5.5 は, $\beta_0 = 20°$薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労試験のフロー図を示す.

① Fixing flange
② Test gear
③ Supporting gear
④ Torque pick-up
⑤ Torque generator
⑥ Automatic stopper
⑦ Pressure controller
⑧ Injection pump
⑨ Counter

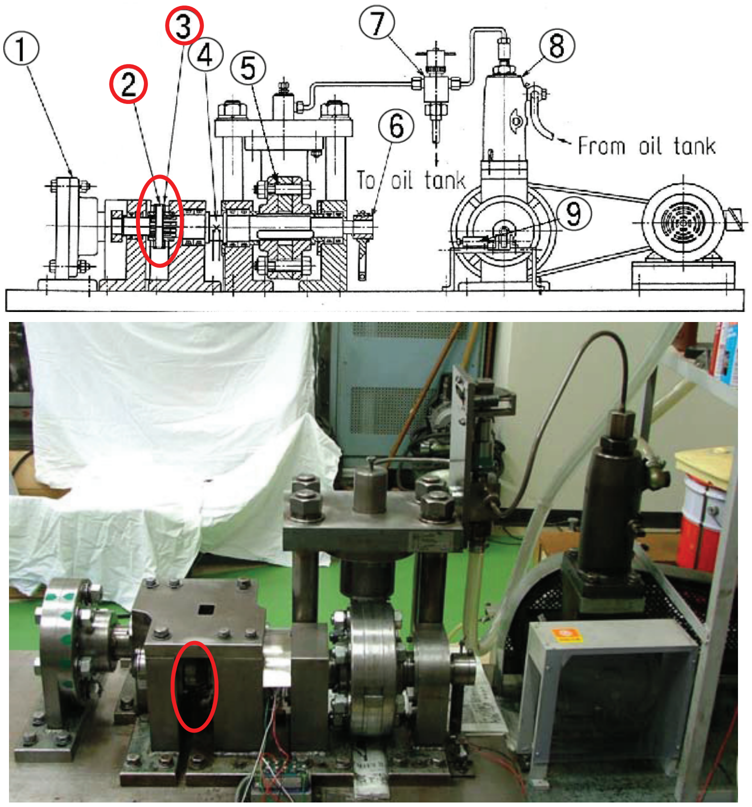
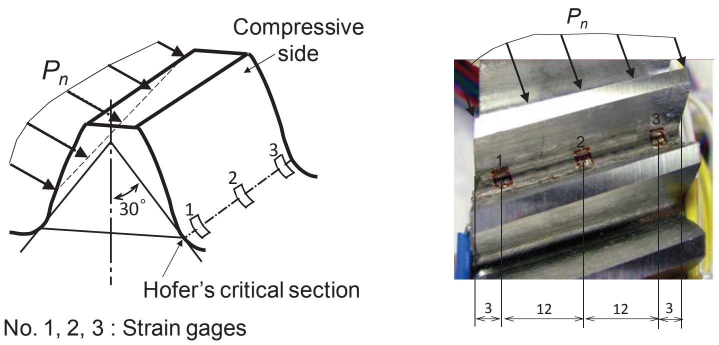
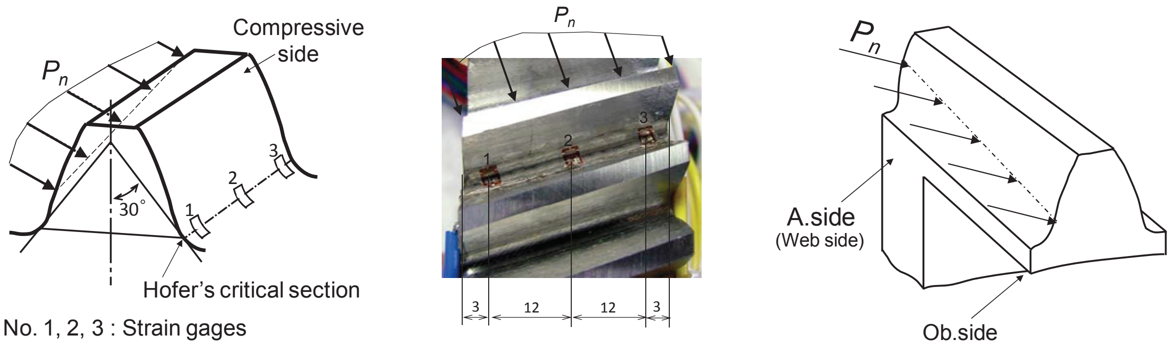


Fig.5.3 Static load bending fatigue test machine



(a) Symmetric web gear



(b) Asymmetric web gear

Fig. 5.4 Positions of strain gages

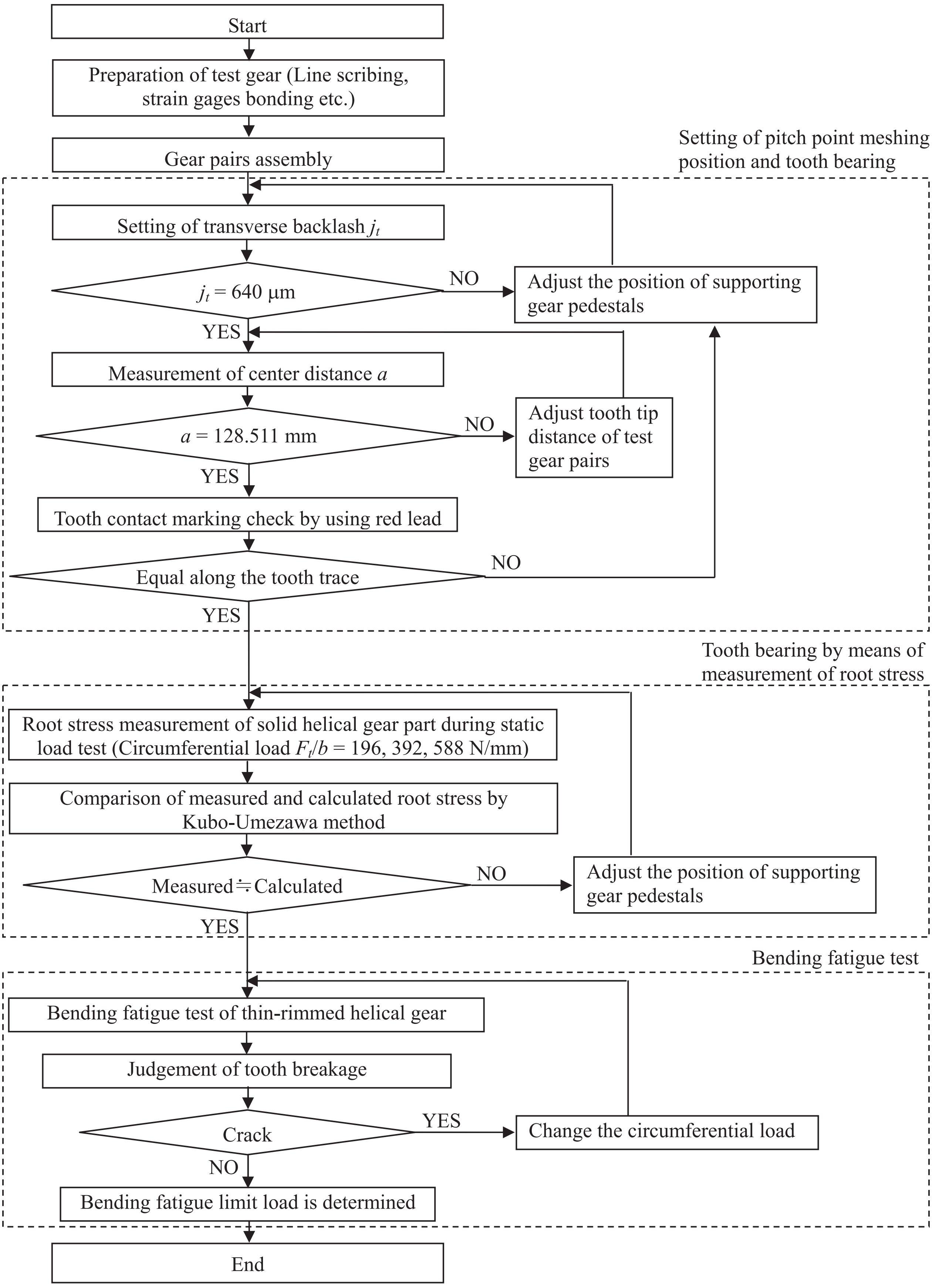


Fig. 5.5 Flowchart of bending fatigue tests

5. 3　実験結果および考察

5. 3. 1 厚肉はすば歯車対の歯元応力

図 5.6, 5.7 は，図 5.2(a)に示すβ_0=20°のリム厚さ l_w ＝ 1.5m_n（m_n：歯直角モジュール），ウェブ厚さ b_w /b = 0.17（b：歯幅, PA3）の薄肉非対称ウェブ構造曲げ疲労試験用歯車の Part P0（一体歯車）に円周力 F_t/b = 196, 392, 588 N/mm（b=30mm：歯幅）が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定値と計算値を比較して示す．図 5.6, 5.7 中の横軸は，かみ合い位置とかみ合う歯対の数を，縦軸は歯元応力をとっている．また，計算値は久保・梅澤方法(5.13)を用いて求めたもので，測定値は測定された歯元ひずみにヤング率 E ＝ 206 GPa を乗じて求めたものである．矢印↓は σ_{cmax} 発生位置を表す．歯幅端の歯面とのなす角が鋭角になる歯幅端を Acute side (A. side)，鈍角になる歯幅端を Obtuse side (Ob. side)としている．図 5.6 は，光明丹による歯当たり確認を行った後の歯元応力の測定値と計算値の比較を示す．図 5.6 より全体的に歯元応力測定値は計算値と大きく異なり歯車対は片当たりしている状態であることがわかる．図 5.7 は，約 10 回歯元応力による歯当たり調整をした後の歯元応力測定値と計算値の比較を示す．図 5.7 より試験歯車の Part P0 測定値と計算値はほぼ一致しているので歯車対は片当たりしていないと考えられる．また，図 2.14, 3.4 に示す歯元応力測定用歯車の歯元応力測定結果（両歯幅端と歯幅中央）と比べたらほぼ同じである．曲げ疲労試験歯車対の Part P0 の一体歯車対になる部分が図 5.7 に示す歯元応力になる状態を基準（片当たりがない状態）として，薄肉歯車対の部分になる Part PA1～PA3 および Part PB1～PB3 の曲げ疲試験を行っている．

5. 3. 2 曲げ疲労強度に及ぼすリム・ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響

図 5.8 は，図 5.2(a)に示す l_w = 2m_n, b_w /b = 0.25（b : 歯幅, PA1）, l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.25, 0.17（PA2, PA3）の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車，図 5.2(b)に示す l_w = 2m_n, b_w /b = 0.25（PB1）, l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.5, 0.25（PB2, PB3）の薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車および一体歯車の曲げ疲労試験結果を示す．縦軸はピッチ円周上の円周力 F_t，横軸は荷重繰返し数 N を示す．図 5.8 の矢印→は，繰り返し数 N が 5×10^6 を超えても歯が折損しない場合を表す. 図 5.9 は，曲げ疲労試験結果より求めた曲げ疲労限度荷重 F_{tu} を示す. 図 5.8, 5.9 より, F_{tu} は l_w, b_w の減少とともに減少し，対称ウェブの場合では，一体歯車の場合より PA1 の F_{tu} は約 9%, PA2 や PA3 の F_{tu} は約 19%減少することがわかる．一方，非対称ウェブの場合では，一体歯車の場合より PB1 および PB2 の F_{tu} は約 14%, PB3 の F_{tu} は約 19%減少することがわかる. 図 5.9 より F_{tu} は，対称ウェブ構造の場合には, l_w = 2m_n より l_w = 1.5m_n の場合のほうが低いので本実験に用いたような対称ウェブ構造はすばの場合では l_w ＞ 2m_n を採用することによって曲げ強度の向上が期待できると考えられる．一方，非対称ウェブ構造の F_{tu} は，薄いリム・厚いウェブをもつ PB2 の場合には, PB1 と同じになるので l_w < 1.5m_n を採用する場合，ウェブの歯幅方向位置は可能な限り歯幅中央に近づけると曲げ強度の向上が期待できると考えられる．

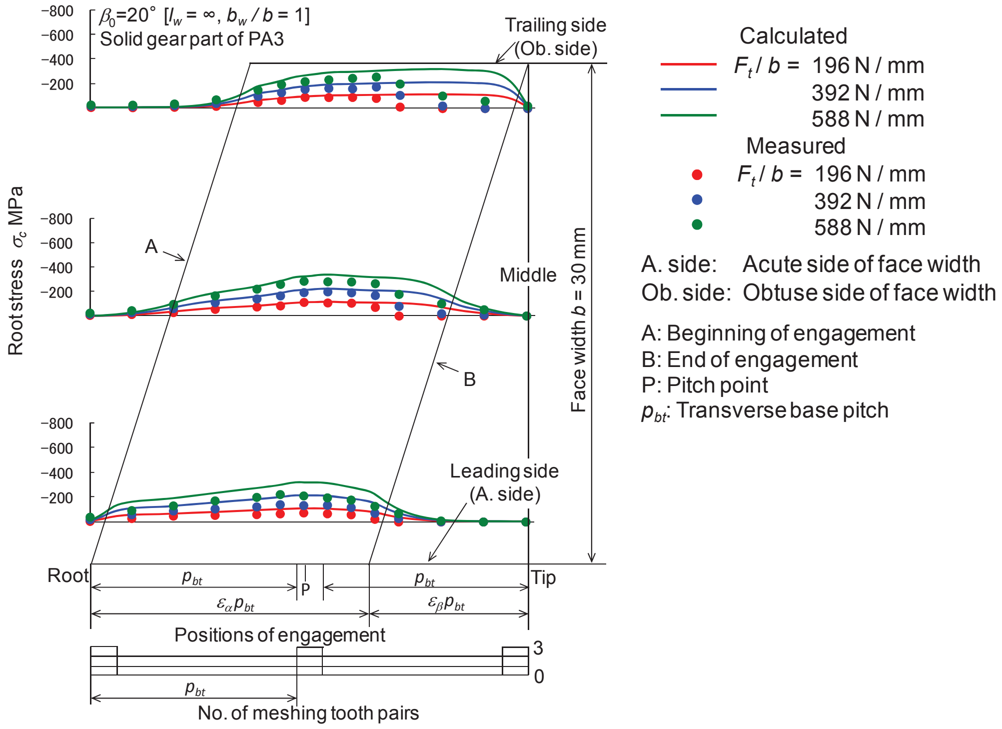


Fig. 5.6 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by using red lead (Part P0 of PA3, β_0=20°)

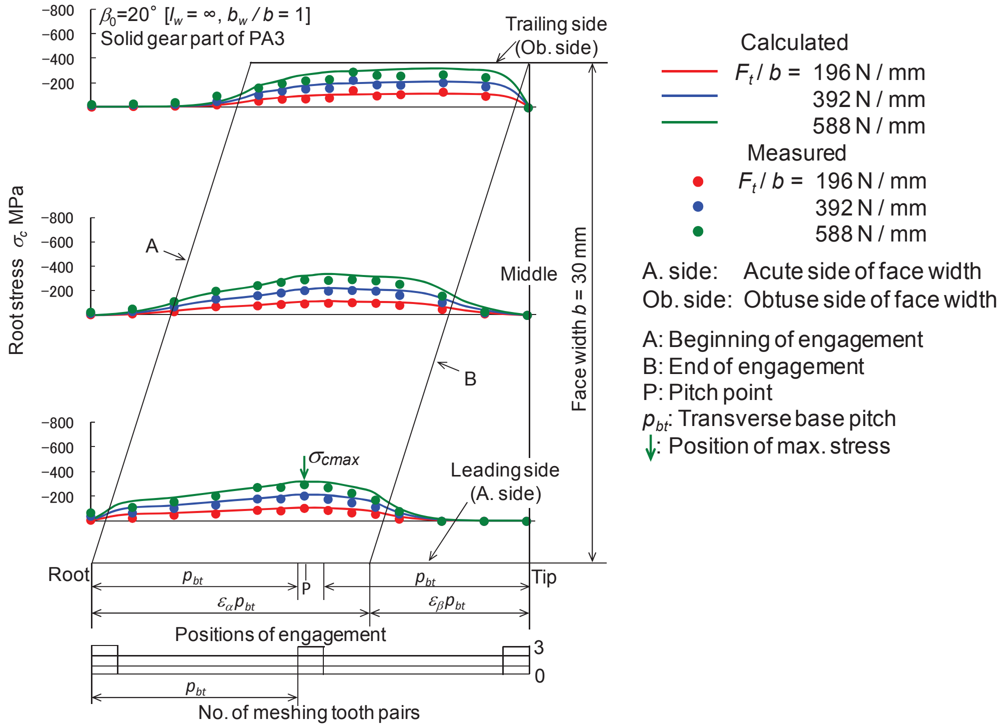


Fig. 5.7 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by means of measurement of root stresses (Part P0 of PA3, β_0=20°)

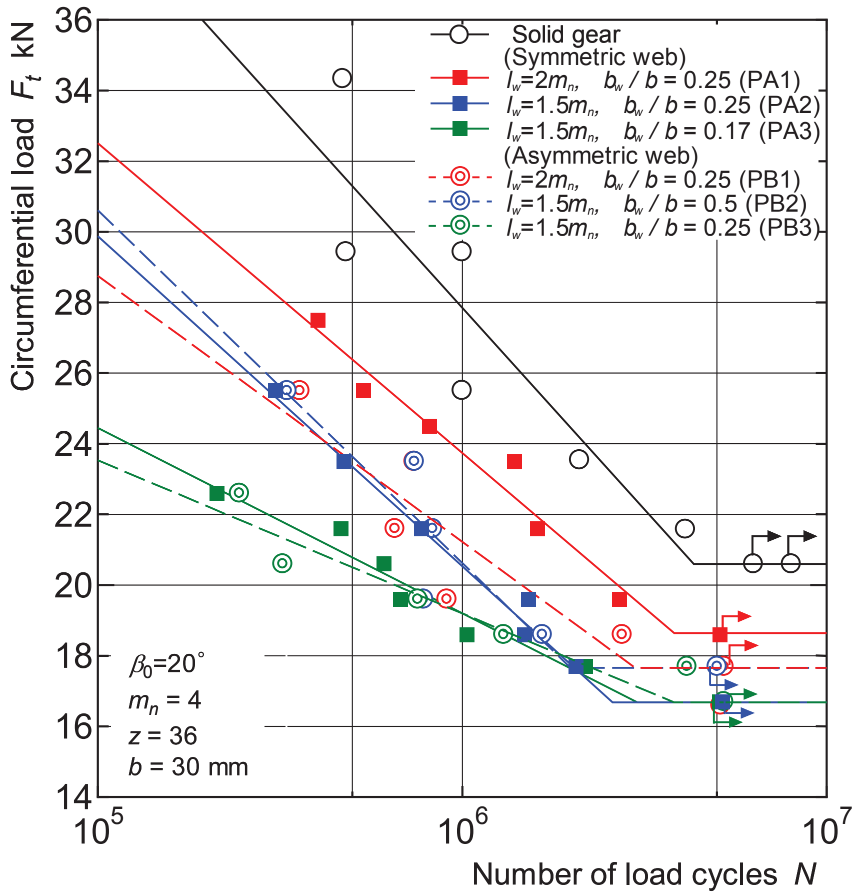


Fig. 5.8 Bending fatigue tests results (S-N curves, β_0=20°)

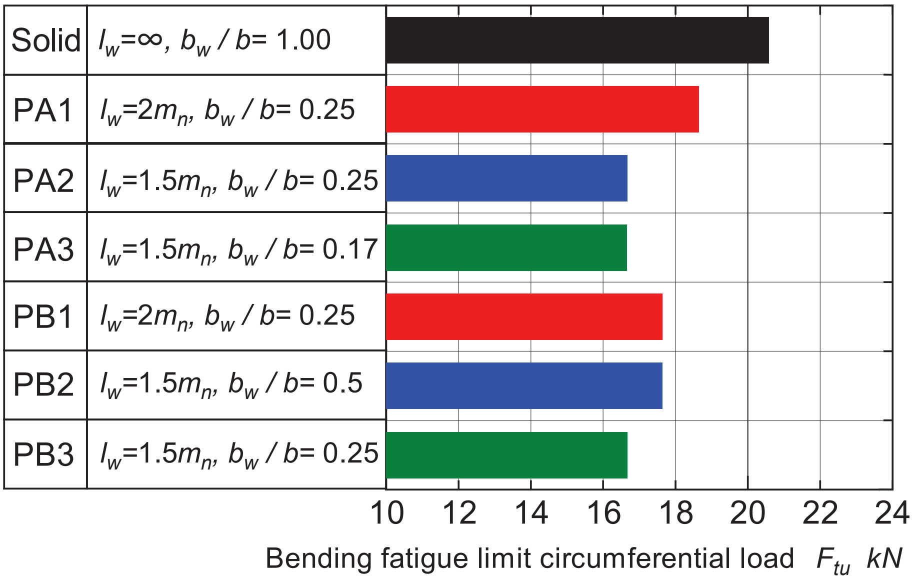


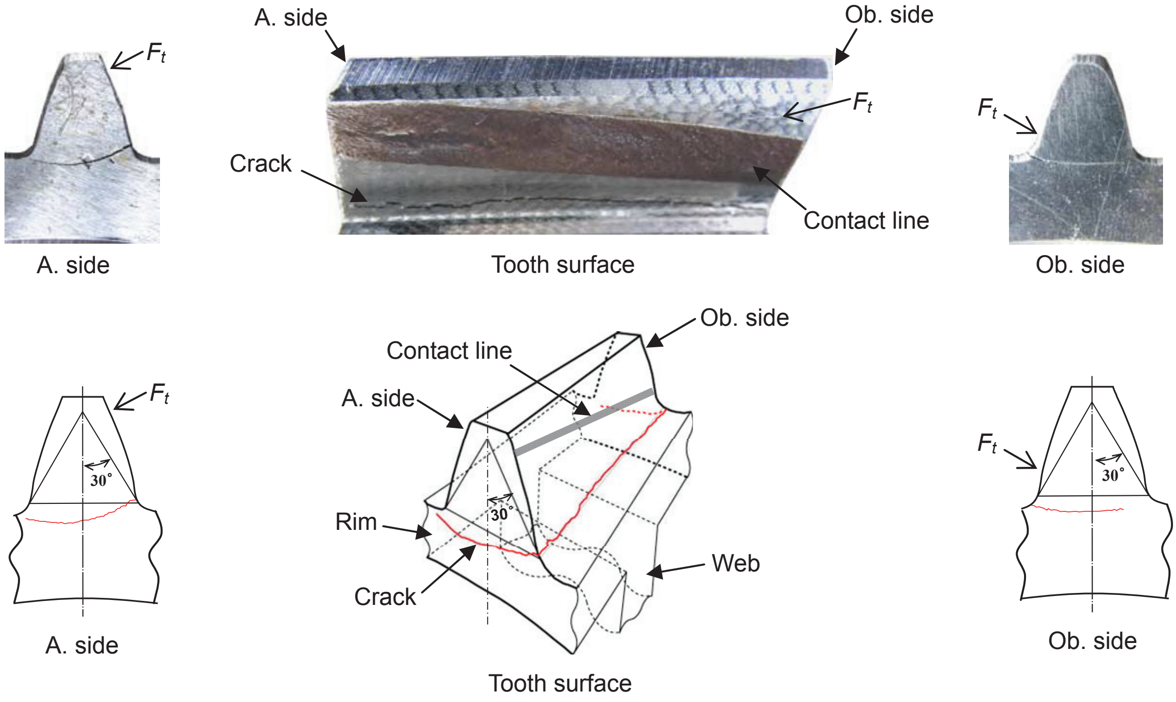
Fig. 5.9 Bending fatigue limit circumferential load (β_0=20°)

5. 3. 3 曲げ疲労き裂に及ぼすリム・ウェブ厚さおよびウェブ構造の影響

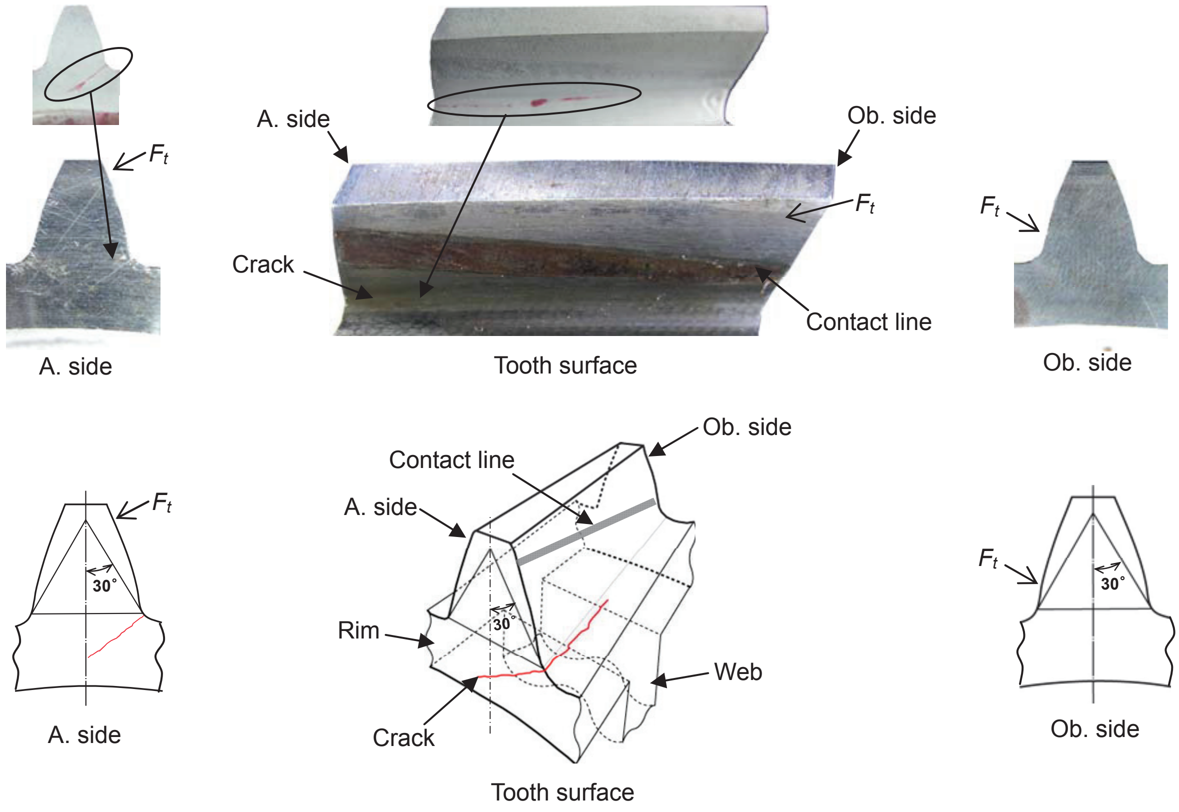
図 5.10 は, 図 5.8 の曲げ疲労試験時の対称ウェブ構造の曲げ疲労き裂の発生・進展状況の例を写真およびイラストで示す．カメラでき裂が撮影しにくい場合, カラーチェック（専用液体を歯面・側面に塗る）によるき裂確認を行った．そのため, 一部の写真ではき裂が赤色で示している．図 5.10 より曲げ疲労き裂は PA1 では, A. side, Ob. side ともに Hofer 危険断面付近に生じ, 歯幅全体に伝ぱすること, PA2 では A. side の Hofer 危険断面付近より発生し, 歯幅中央およびリムを切断する方向に伝ぱすること, PA3 では A. side の Hofer 危険断面付近と Ob. side の歯底付近に生じ, 歯幅中央に向かって伝ぱすることがわかる．なお, PA2 においてはリム厚さがウェブ厚さに比べて薄いため, き裂の進展速度は歯幅中央で遅くなり停止したものと考えられる．

図 5.11 は, 図 5.8 の曲げ疲労試験時の非対称ウェブ構造の曲げ疲労き裂の発生・進展状況の例を写真およびイラストで示す．き裂が目視で確認しにくい場合, カラーチェック（専用液体を歯面・側面に塗る）を行ったため, 写真ではき裂が赤色になっている．図 5.11 より曲げ疲労き裂は, PB1 や PB3 では, A. side（ウェブがある側）に Hofer 危険断面付近に生じ, 歯および歯幅中央を切断する方向に伝ぱするが Ob. side（ウェブがない側）歯幅端まで伝ぱしないことがわかる．一方, PB2 曲げ疲労き裂は, A. side に Hofer 危険断面付近に生じ, 歯を切断する方向に伝ぱするが歯幅中央あたりまでしか伝ぱしないことがわかる．なお, PB2 においてはウェブ厚さが厚いため, き裂の進展速度は歯幅中央で遅くなり停止したものと考えられる．

なお, 図 5.10, 5.11 に示した曲げ疲労き裂の発生・進展状況以外の写真およびイラストは付録の図 6.1～6.6 に示す.

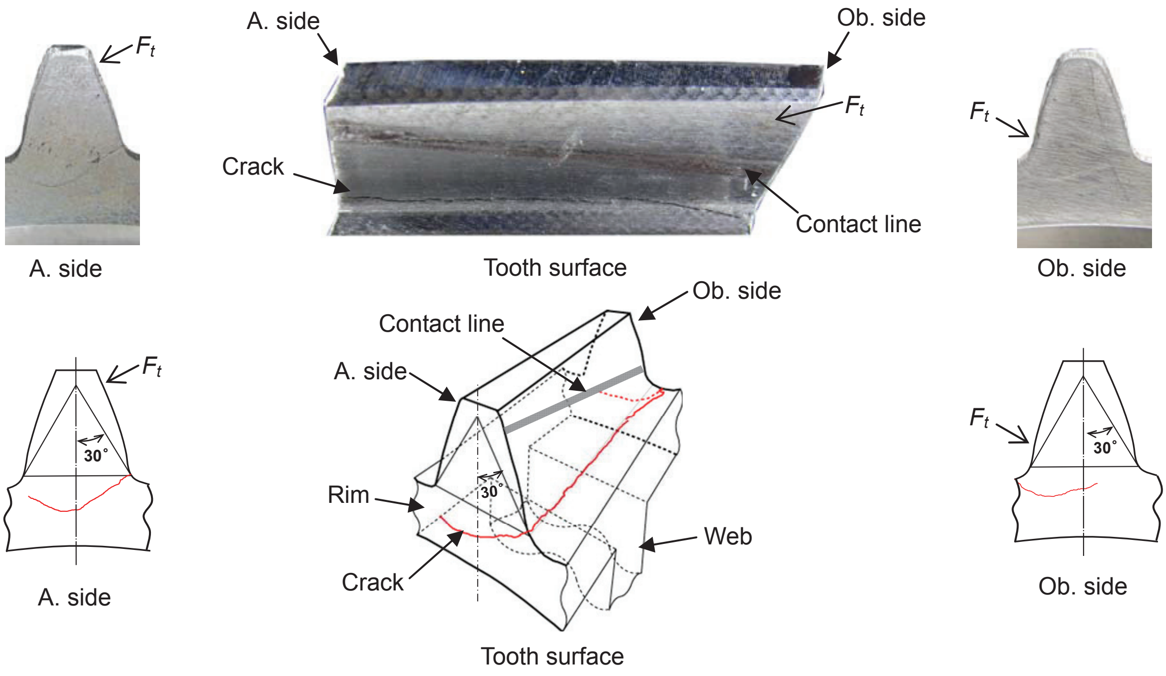


(a) PA1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$), $F_t = 21.6$kN, $N = 1.61\times10^6$



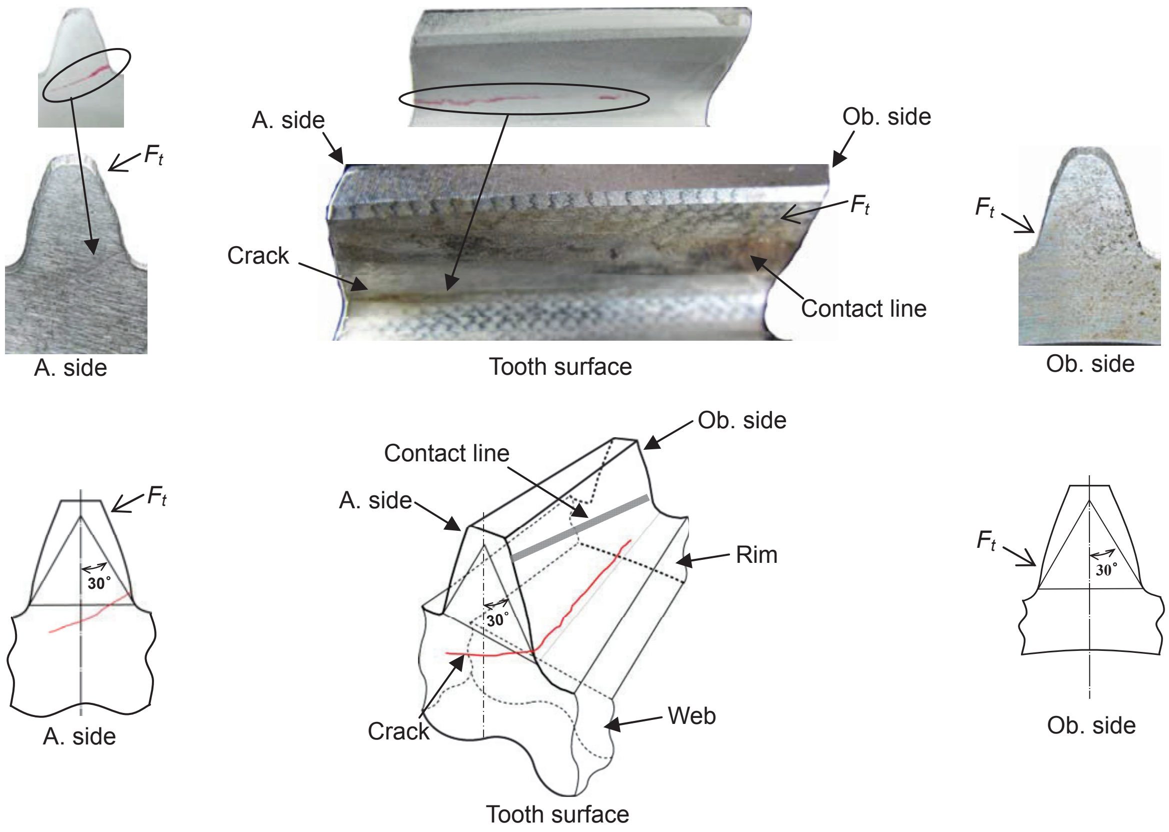
(b) PA2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$), $F_t = 21.6$kN, $N = 7.73\times10^5$

Fig. 5.10 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (Symmetric web, β_0=20°) [1/2]



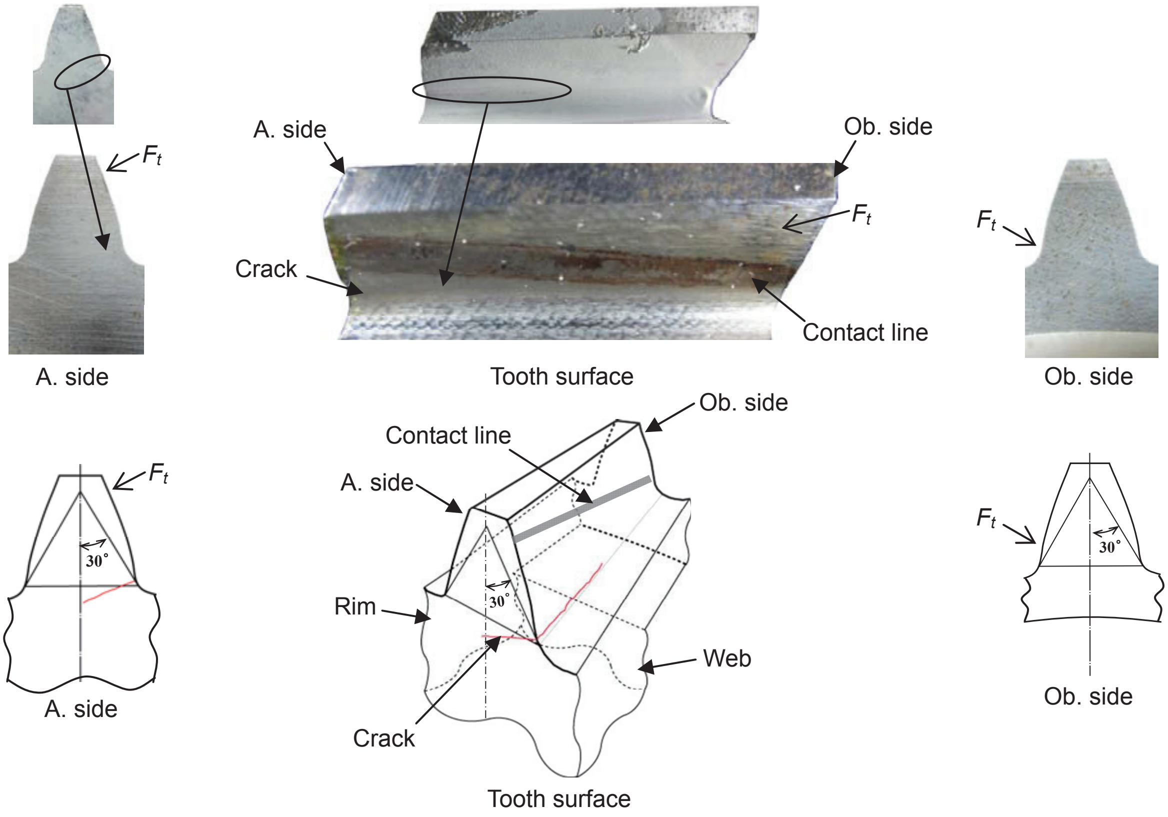
(c) PA3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$), $F_t = 18.6$kN, $N = 1.03\times10^6$

Fig. 5.10 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (Symmetric web, β_0=20°) [Continued, 2/2]

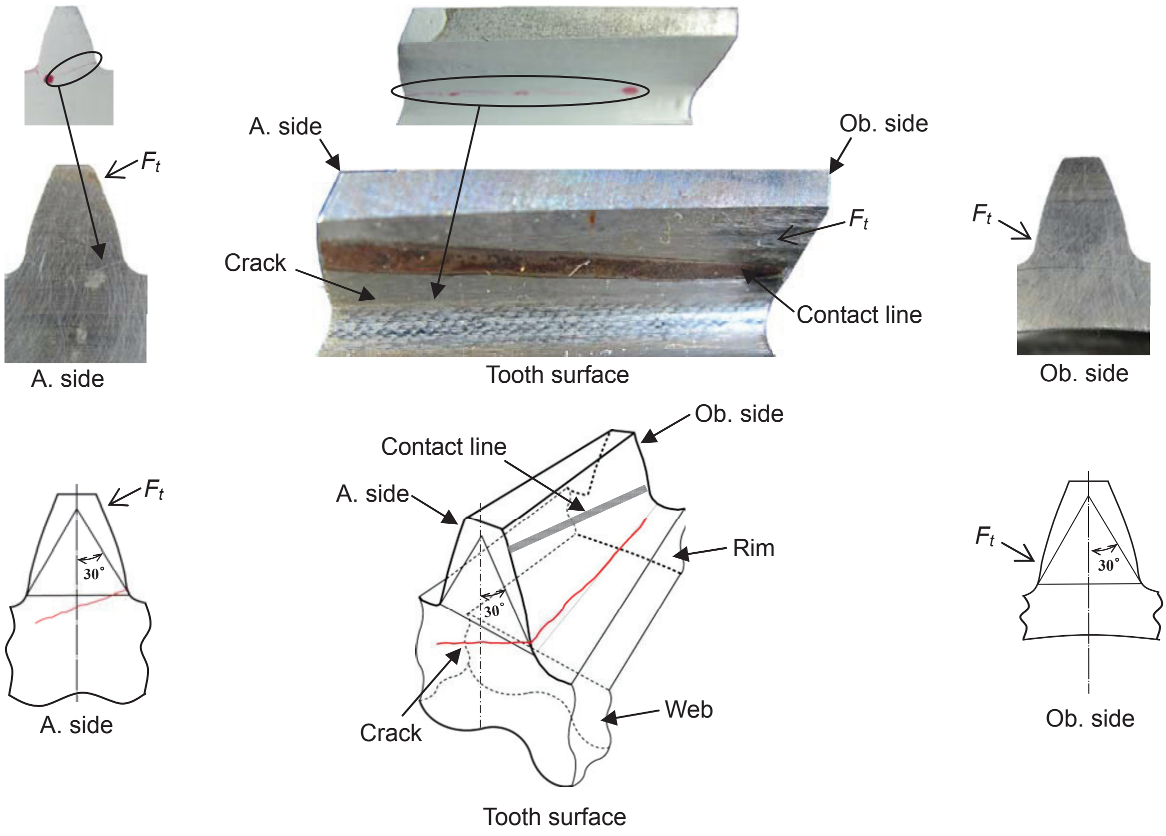


(a) PB1 ($l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$), $F_t = 23.5$kN, $N = 7.37\times10^5$

Fig. 5.11 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (Asymmetric web, β_0=20°) [1/2]



(b) PB2 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.5$), $F_t = 19.6$kN, $N = 7.84\times10^5$



(c) PB3 ($l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$), $F_t = 22.5$kN, $N = 3.01\times10^5$

Fig. 5.11 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (Asymmetric web, β_0=20°) [Continued, 2/2]

5.4　結言

本章では，β_0=20°の薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労強度およびき裂発生・進展に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響について検討することを目的として，種々のリム厚さ，ウェブ厚さの薄肉ウェブ構造はすば歯車に対して曲げ疲労試験を行なった．本章で得られた主な点を要約すると以下のとおりである．

(1)　薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労限度荷重 F_{tu} は，リム厚さ $l_w = 2m_n$（m_n：歯直角モジュール），ウェブ厚さ $b_w/b = 0.25$（b：歯幅, PA1）の場合は一体歯車に比べて約 9%低下し，さらに l_w, b_w を薄くなると $l_w = 1.5\ m_n$, $b_w\ /b = 0.25$（PA2）および $l_w = 1.5\ m_n$, $b_w\ /b = 0.17$（PA3）の F_{tu} は約 19%低下する．

(2)　非対称ウェブ構造の F_{tu} は, $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$（PB1）および $l_w = 1.5m_n$, $b_w\ /b = 0.5$（PB2）の場合は一体歯車に比べて約 14%低下するのに対し, $l_w = 1.5\ m_n$, $b_w\ /b = 0.17$（PB3）の F_{tu} は約 19%低下する．

(3)　対称ウェブ構造の曲げ疲労き裂は, PA1 では, A. side, Ob. side ともに Hofer 危険断面付近に生じ, 歯幅全体に伝ぱすること, PA2 では A. side の Hofer 危険断面付近より発生し，歯幅中央およびリムを切断する方向に伝ぱすること, PA3 では A. side の Hofer 危険断面付近と Ob. side の歯底付近に生じ，歯幅中央に向かって伝ぱすることがわかる．なお, PA2 においてはリム厚さがウェブ厚さに比べて薄いため，き裂の進展速度は歯幅中央で遅くなり停止したものと考えられる．

(4)　非対称ウェブ構造の曲げ疲労き裂は，PB1，PB2 および PB3 では，A. side（ウェブがある側）に Hofer 危険断面付近に生じ，歯および歯幅中央を切断する方向に伝ぱするが Ob. side（ウェブがない側）歯幅端まで伝ぱしない．なお，非対称においては，ウェブ側に応力が集中しているためウェブがない側にき裂の進展速度が遅くなり停止したものと考えられる．

第 6 章　結論

本論文は，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計を行うための基礎資料を得るために行なったものである．ねじれ角β_0=10, 20 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車に対して，ひずみゲージ法を用いて静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，かみ合い進行にともなう歯元応力の変化，最大歯元応力σ_{cmax} および最悪かみ合い位置（σ_{cmax} が発生するかみ合い位置）に及ぼすリム厚さ l_w，ウェブ厚さ b_w，ウェブ構造およびねじれ角の影響などについて明らかにしている．さらに，薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労試験を行い，種々のリム厚さ，ウェブ厚さやウェブ構造をもつ薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労特性について検討を加えている．本論文で得られた成果を総括すれば次のとおりである．

第 1 章では，本研究の目的を述べるとともに従来行われた主な研究を紹介し，本研究の位置付け，意義ならびに研究内容の概要を述べた．

第 2 章では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計を行うための基礎となる歯元応力に及ぼす l_w，b_w の影響を明らかにするために，まずβ_0=20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，σ_{cmax}，最悪かみ合い位置，σ_{cmax} 発生する歯幅方向の位置，σ_{cmax} に及ぼす l_w, b_w について検討した．その結果，σ_{cmax} は，l_w, b_w が薄くなると増大し，l_w, b_w にかかわらずピッチ点かみ合い位置［歯幅中央のピッチ点になるかみ合い位置（P)］よりずれて少し戻ったかみ合い位置に発生することを明らかにした．また，歯幅方向に対してσ_{cmax} は l_w, b_w にかかわらず A. side（鋭角側）の歯幅端付近に発生することを明らかにした．

第 3 章では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計を行うための基礎となる歯元応力に及ぼすウェブ構造の影響について明らかにするために，β_0=20°薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，歯元応力に及ぼす l_w, b_w の影響，σ_{cmax}，最悪かみ合い位置，σ_{cmax} 発生する歯幅方向の位置，歯元応力に及ぼすかみ合い歯面の影響について検討した．得られた結果は，第 1 章から求めた対称ウェブ構造の結果との比較検討をした．その結果，σ_{cmax} は，l_w, b_w が薄くなると増大し，l_w, b_w にかかわらず P よりずれて少し戻ったかみ合い位置に発生すること，歯幅方向に対して l_w, b_w にかかわらず A. side 歯幅端付近に発生することを明らかにした．また，非対称ウェブ構造のσ_{cmax} は対称ウェブ構造より大きいため，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計において注意を要し，ウェブ構造としては対称ウェブ構造のほうが非対称ウェブ構造の場合よりも強度の面では有利となることを明らかにした．

第 4 章では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計をさらに進めるための基礎となる歯元応力に及ぼすねじれ角の影響について明らかにするために，β_0=10 および 30°の薄肉ウェブ構造はすば歯車に対して，静的負荷かみ合い時の歯元応力を測定し，σ_{cmax}，最悪かみ合い位置，σ_{cmax} 発生する歯幅方向の位置，σ_{cmax} に及ぼす l_w，b_w について検討した．これらの結果およびβ_0=20°の場合との比較検討を行い，σ_{cmax} に及ぼすねじれ角の影響について検討した．その結果，σ_{cmax} は，全かみ合い率が 2 より小さい（ε_γ<2）場合には O. P.近傍に生じ，全かみ合い率が 2 より大きい（ε_γ>2）場合には P より少しずれる位置になり，β_0=30°の場合にはウェブ構造に依存して発生するかみ合い位置は大きく変化することなどを明らかにした．また，最大歯元応力増加率σ_{cmax} / $(\sigma_{cmax})_{solid}$［$(\sigma_{cmax})_{solid}$: β_0=20°一体はすば歯車のσ_{cmax}］は，β_0=20°の場合がβ_0=10 および 30°の場合よりも小さいので，これらの結果に基づい

て，本実験に用いたような薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合にはβ_0=20°の採用によって曲げ強度の向上が期待できることを明らかにした.

第 5 章では，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元曲げ強度設計法を確立するためには，種々のβ_0=20°薄肉ウェブ構造はすば歯車に対して，曲げ疲労試験を行い，曲げ疲労限度荷重および曲げ疲労き裂の発生・進展に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響を求め，得られた結果は歯元応力測定結果との比較検討を加えるとともに種々のリム厚さ，ウェブ厚さおよびウェブ構造をもつ薄肉ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労特性について明らかにした.

以上のように，薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力および曲げ疲労強度を明らかにすることにより，本論文では薄肉ウェブ構造はすば歯車に対する歯元曲げ強度設計のための有用な基礎資料を得ることができた.

謝　辞

本研究は，鳥取大学教授・宮近幸逸博士のご指導のもとに遂行されたものであり，日常の議論を通じて多くの知識や示唆を頂き，終始懇切なご指導とご鞭撻を賜りました．ここに深甚なる謝意を表します．

また，本研究に対して，種々のご教示，ご助言をいただいた鳥取大学教授・小出隆夫博士，教授・小畑良洋博士，准教授・小野勇一博士に対して深く感謝申し上げます．

本研究を進めることにあたって，実験，試験機の整備および試験歯車製作などにご協力いただいた鳥取大学工学部技術職員・坂本憲一氏，同信頼性・設計工学研究室の卒業生ならびに同研究室の在学生の皆様に厚く御礼申し上げます．本研究を遂行するにあたり，共同研究メンバーとして日々一緒に頑張っていただいた浅野隆弘氏および竹内健人氏に改めてお礼を申し上げます．

本研究に関して，種々のご助言，励ましをいただいた鳥取大学工学部機械工学科の諸先生方および職員の方々，試験歯車製作などにご協力いただいた鳥取大学工学部ものづくり教育実践センターの方々に厚くお礼申し上げます．

鳥取大学に留学するにあたり，学費や生活費など支援してくださいました Universiti Malaysia Pahang および Ministry of Education, Malaysia に心よりお礼申し上げます．なお，鳥取大学在学中，勉強や生活など支援してくださいました国際交流センター，国際交流係，工学部教務係の方々に厚くお礼申し上げます．

最後に，長年にわたり日本へ留学や本研究論文筆にあたり，全面的な理解と協力により，陰ながら私を支えてくれた家族に深く感謝する次第であります．

付　録

1. はすば歯車のかみ合い率の計算方法

1.1 ねじれ角$\beta_0 = 10°$はすば歯車の場合（軸直角の値）

$m_n = 4$，$\alpha_n = 20°$，$z_2/z_1 = 24/36$，$\beta_0 = 10°$，$j_t = 640$ μm，$b = 30$ mm

Transverse module: $$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta_0} = 4.062$$

Transverse pressure angle: $$\alpha_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_0}\right) = 20.283^\circ$$

Base helix angle: $$\beta_b = \tan^{-1}(\tan\beta_0 \cos\alpha_t) = 9.391^\circ$$

Reference radius: $$r_1 = \frac{m_t z_1}{2} = 73.111 \quad \text{mm}$$

$$r_2 = \frac{m_t z_2}{2} = 48.740 \quad \text{mm}$$

Tip radius: $$r_{a1} = \frac{m_t z_1}{2} + m_n = 77.111 \quad \text{mm}$$

$$r_{a2} = \frac{m_t z_2}{2} + m_n = 52.740 \quad \text{mm}$$

Base radius: $$r_{b1} = \frac{m_t z_1}{2}\cos\alpha_t = 68.577 \quad \text{mm}$$

$$r_{b2} = \frac{m_t z_2}{2}\cos\alpha_t = 45.718 \quad \text{mm}$$

Transverse base pitch: $$p_{bt} = \pi m_t \cos\alpha_t = 11.969 \quad \text{mm}$$

Transverse base backlash: $$j_{bt} = j_t \cos\alpha_t = 600.315 \quad \mu\text{m}$$

Pressure angle at the pitch cylinder: $$\alpha_{wt} = inv^{-1}\left(\frac{j_{bt}}{2m_t \sin\alpha_t}\cdot\frac{2\tan\alpha_n}{z_1 + z_2} + inv\alpha_t\right) = 21.326^\circ$$

Center distance: $a = \frac{(z_1 + z_2) m_t}{2} \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}} = 122.696$ mm

Length of path of contact: $L = \sqrt{{r_{a1}}^2 - {r_{b1}}^2} + \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - \alpha \sin\alpha_{wt} = 16.966$ mm

Transverse contact ratio: $\varepsilon_\alpha = \frac{L}{p_{bt}} = 1.418$

Overlap contact ratio: $\varepsilon_\beta = \frac{b \tan\beta_0}{m_t \pi} = \frac{b \sin\beta_0}{m_n \pi} = 0.415$

Total contact ratio: $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.833$

1.2 ねじれ角$\beta_0 = 20°$はすば歯車の場合（軸直角の値）

$m_n = 4$，$\alpha_n = 20°$，$z_2/z_1 = 24/36$，$\beta_0 = 20°$，$j_t = 640$ µm，$b = 30$ mm

Transverse module: $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta_0} = 4.257$

Transverse pressure angle: $\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_0} = 21.173^\circ$

Base helix angle: $\beta_b = \tan^{-1}(\tan\beta_0 \cos\alpha_t) = 18.747^\circ$

Reference radius: $r_1 = \frac{m_t z_1}{2} = 76.621$ mm

$r_2 = \frac{m_t z_2}{2} = 51.081$ mm

Tip radius: $r_{a1} = \frac{m_t z_1}{2} + m_n = 80.621$ mm

$r_{a2} = \frac{m_t z_2}{2} + m_n = 55.081$ mm

Base radius: $r_{b1} = \frac{m_t z_1}{2} \cos\alpha_t = 71.448$ mm

$$r_{b2} = \frac{m_t z_2}{2} \cos\alpha_t = 47.632 \quad \text{mm}$$

Transverse base pitch: $p_{bt} = \pi m_t \cos\alpha_t = 12.470$ mm

Transverse base backlash: $j_{bt} = j_t \cos\alpha_t = 596.796$ μm

Pressure angle at the pitch cylinder: $\alpha_{wt} = inv^{-1}\left(\frac{j_{bt}}{2m_t \sin\alpha_t}\frac{2\tan\alpha_n}{z_1 + z_2} + inv\alpha_t\right) = 22.033^\circ$

Center distance: $a = \frac{(z_1 + z_2)m_t}{2}\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}} = 128.511$ mm

Length of path of contact: $L = \sqrt{r_{a1}{}^2 - r_{b1}{}^2} + \sqrt{r_{a2}{}^2 - r_{b2}{}^2} - a\sin\alpha_{wt} = 16.815$ mm

Transverse contact ratio: $\varepsilon_\alpha = \frac{L}{p_{bt}} = 1.348$

Overlap contact ratio: $\varepsilon_\beta = \frac{b\tan\beta_0}{m_t\pi} = \frac{b\sin\beta_0}{m_n\pi} = 0.817$

Total contact ratio: $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2.165$

1.3 **ねじれ角**$\beta_0 = 30°$はすば歯車の場合（軸直角の値）

$m_n = 4$，$\alpha_n = 20°$，$z_2/z_1 = 24/36$，$\beta_0 = 30°$，$j_t = 640$ μm，$b = 30$ mm

Transverse module: $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta_0} = 4.619$

Transverse pressure angle: $\alpha_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_0}\right) = 22.796^\circ$

Base helix angle: $\beta_b = \tan^{-1}(\tan\beta_0 \cos\alpha_t) = 28.024^\circ$

Reference radius: $$r_1 = \frac{m_t z_1}{2} = 83.138 \quad \text{mm}$$

$$r_2 = \frac{m_t z_2}{2} = 55.426 \quad \text{mm}$$

Tip radius: $$r_{a1} = \frac{m_t z_1}{2} + m_n = 87.142 \quad \text{mm}$$

$$r_{a2} = \frac{m_t z_2}{2} + m_n = 59.428 \quad \text{mm}$$

Base radius: $$r_{b1} = \frac{m_t z_1}{2} \cos\alpha_t = 76.646 \quad mm$$

$$r_{b2} = \frac{m_t z_2}{2} \cos\alpha_t = 51.105 \quad mm$$

Transverse base pitch: $$p_{bt} = \pi m_t \cos\alpha_t = 13.377 \quad mm$$

Transverse base backlash: $$j_{bt} = j_t \cos\alpha_t = 590.010 \quad \mu m$$

Pressure angle at the pitch cylinder: $$\alpha_{wt} = inv^{-1} \quad \frac{j_{bt}}{2m_t \sin\alpha_t} \quad \frac{2\tan\alpha_n}{z_1 + z_2} + inv\alpha_t \quad = 23.519^\circ$$

Center distance: $$a = \frac{(z_1 + z_2) m_t}{2} \quad \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}} = 139.314 \quad mm$$

Length of action line: $$L = \sqrt{{r_{a1}}^2 - {r_{b1}}^2} + \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - \alpha \sin\alpha_{wt} = 16.197 \quad \text{mm}$$

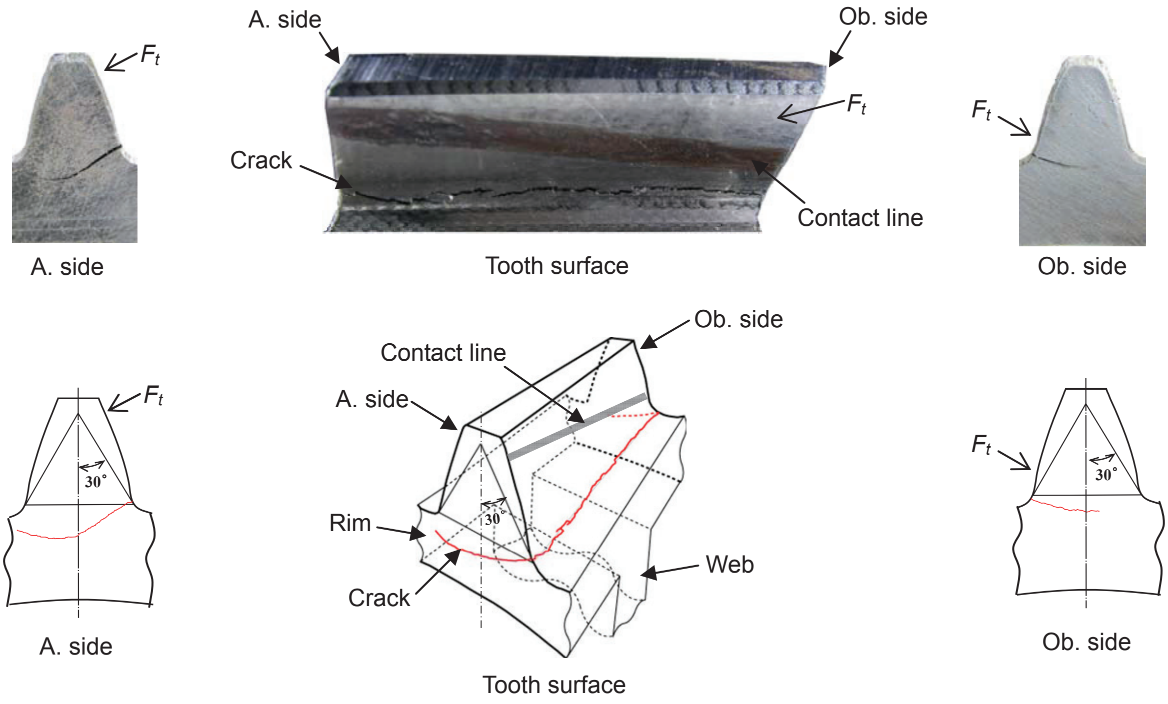
Transverse contact ratio: $$\varepsilon_\alpha = \frac{L}{p_{bt}} = 1.211$$

Overlap contact ratio: $$\varepsilon_\beta = \frac{b\tan\beta_0}{m_t \pi} = \frac{b\sin\beta_0}{m_n \pi} = 1.194$$

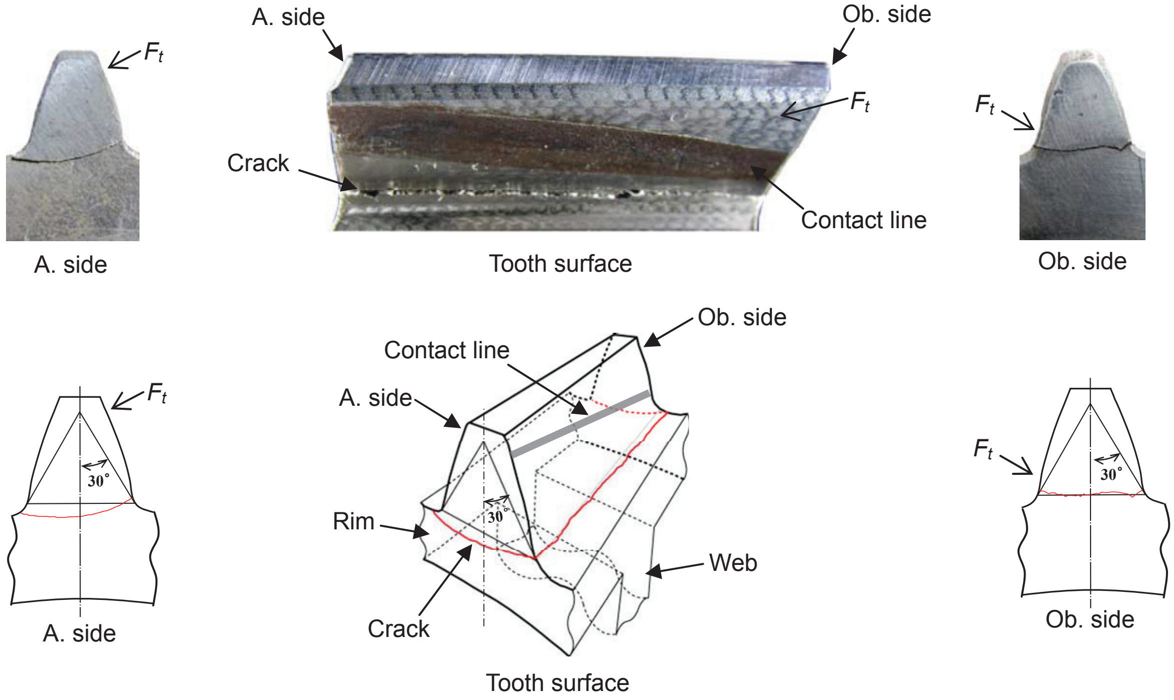
Total contact ratio: $$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2.405$$

2. 曲げ疲労き裂の発生・進展状況の写真およびイラスト(図 5.10, 5.11 に示した結果以外)

2.1 **ねじれ角**$\beta_0 = 20°$薄肉対称ウェブ構造はすば歯車, $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$（Part PA1）の場合

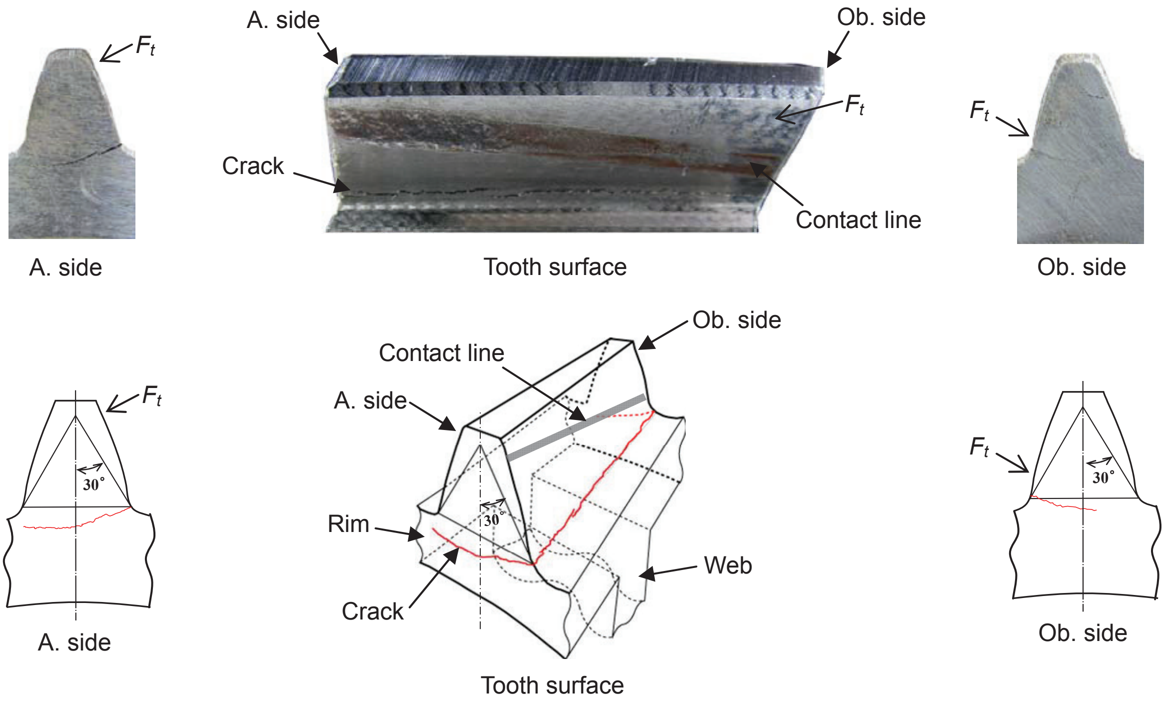


(a) $F_t = 27.4$kN, $N = 4.02\times10^5$

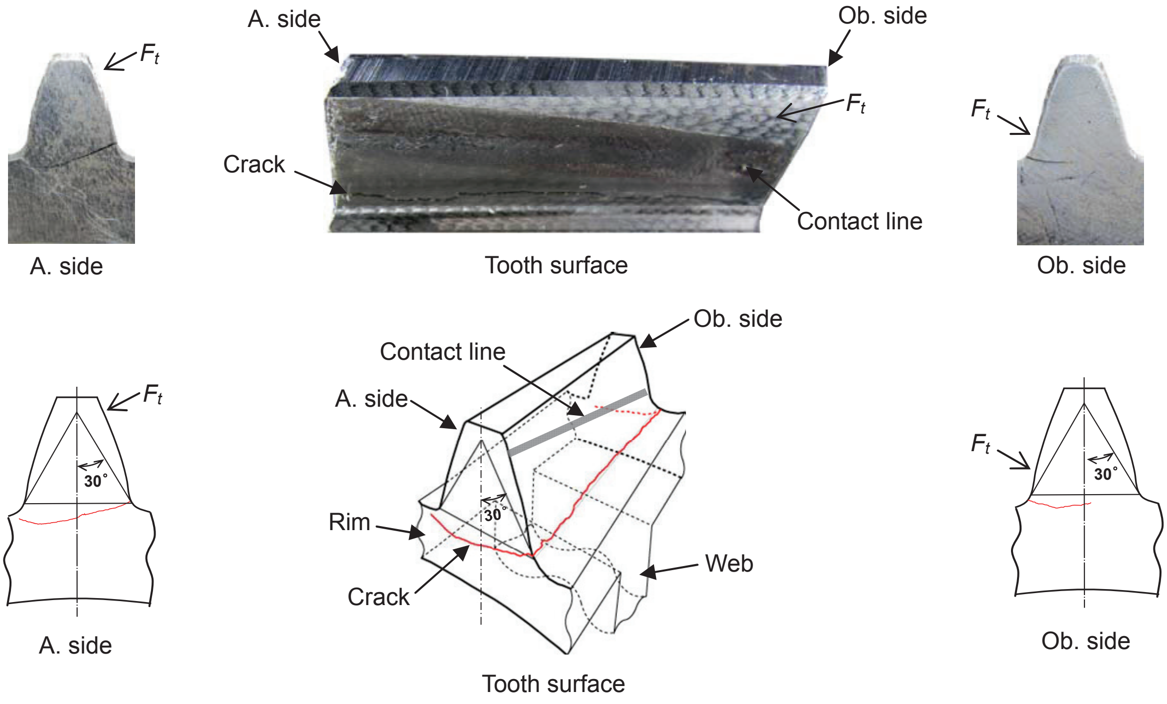


(b) $F_t = 25.5$kN, $N = 5.35\times10^5$

Fig. 6.1 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA1, $l_w = 2m_n$, $b_w/b = 0.25$) [1/3]

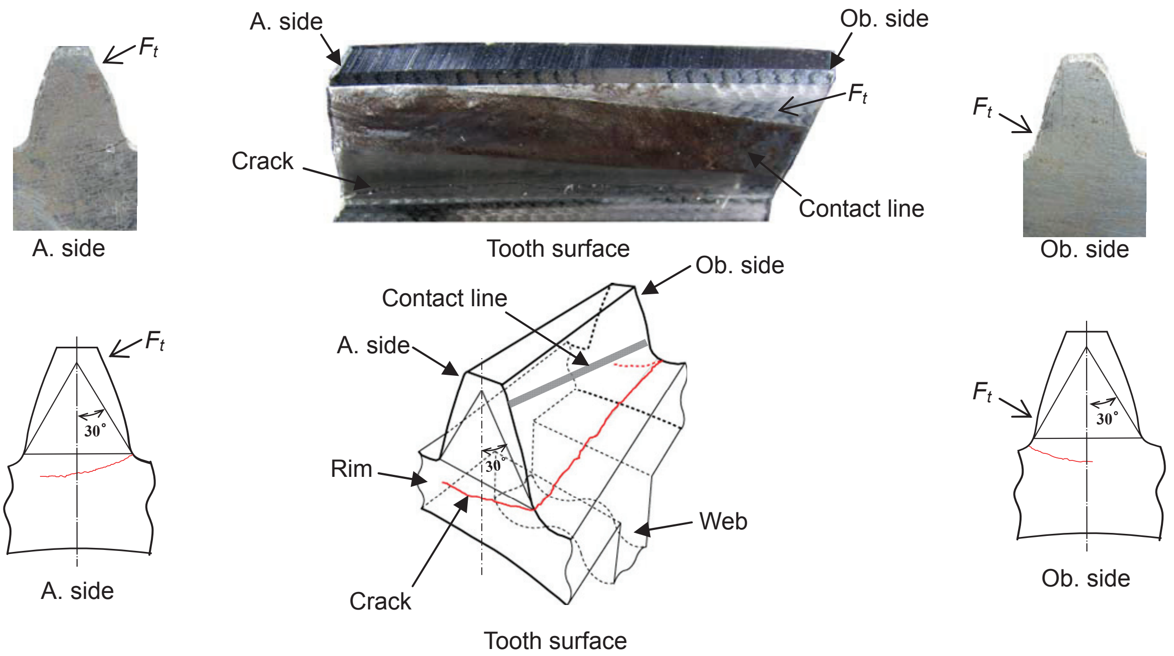


(c) $F_t = 24.5\text{kN}$, $N = 8.12\times10^5$



(d) $F_t = 23.5\text{kN}$, $N = 1.39\times10^6$

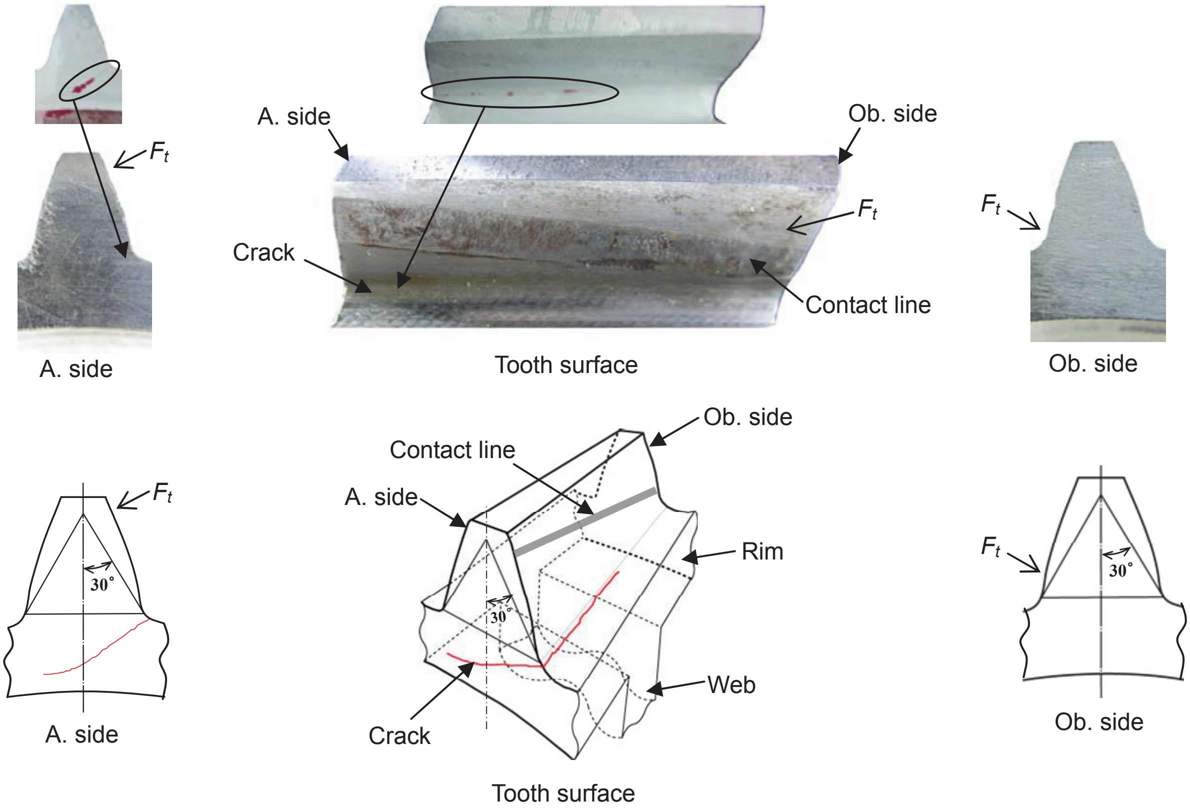
Fig. 6.1 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA1, $l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 2/3]



(e) F_t = 19.6kN, N = 2.70×10^6

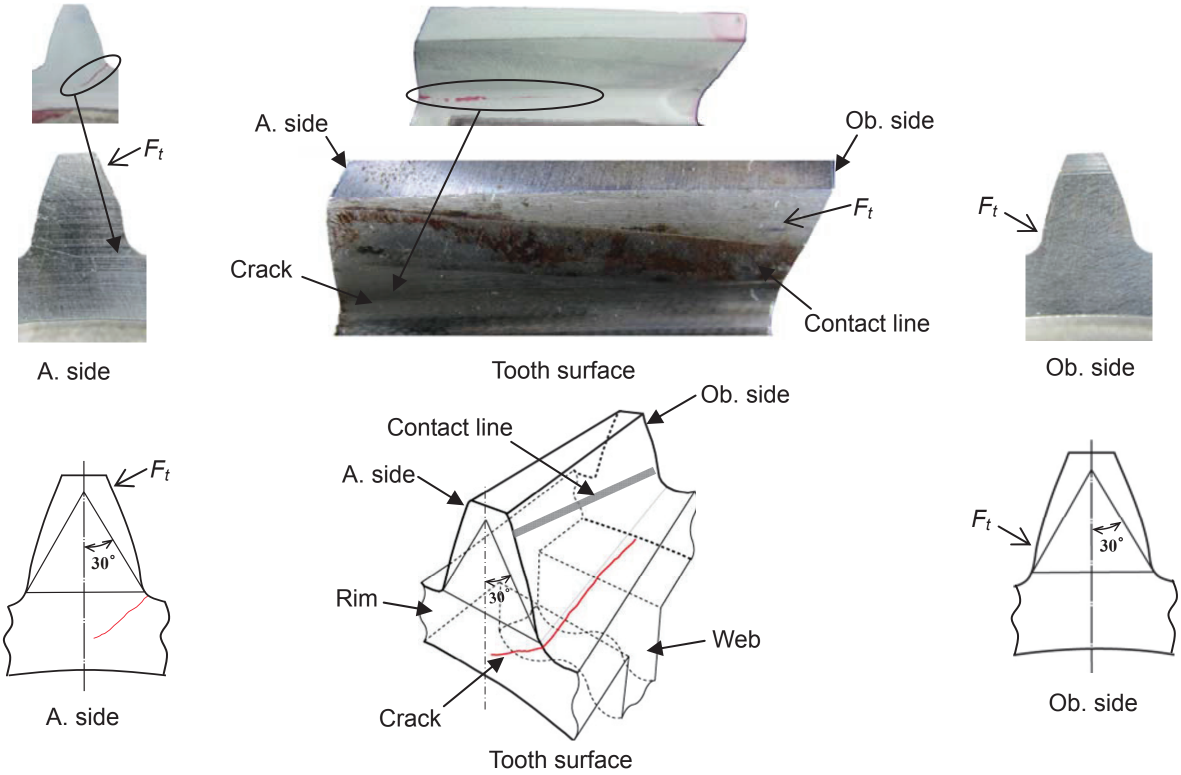
Fig. 6.1 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA1, l_w = 2m_n, b_w / b = 0.25) [Continued, 3/3]

2.2 ねじれ角β_0 = 20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車, l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.25（Part PA2）の場合

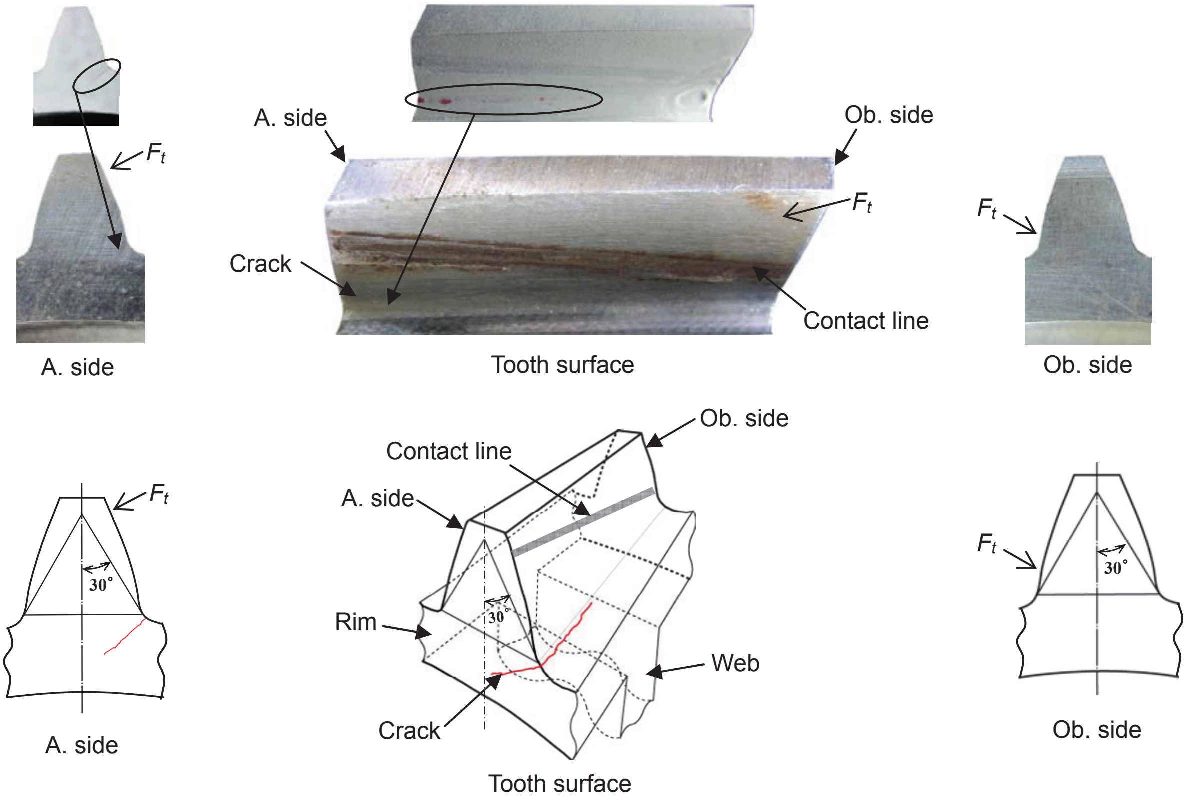


(a) F_t = 25.5kN, N = 3.07×10^5

Fig. 6.2 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA2, l_w = 1.5m_n, b_w / b = 0.25) [1/3]

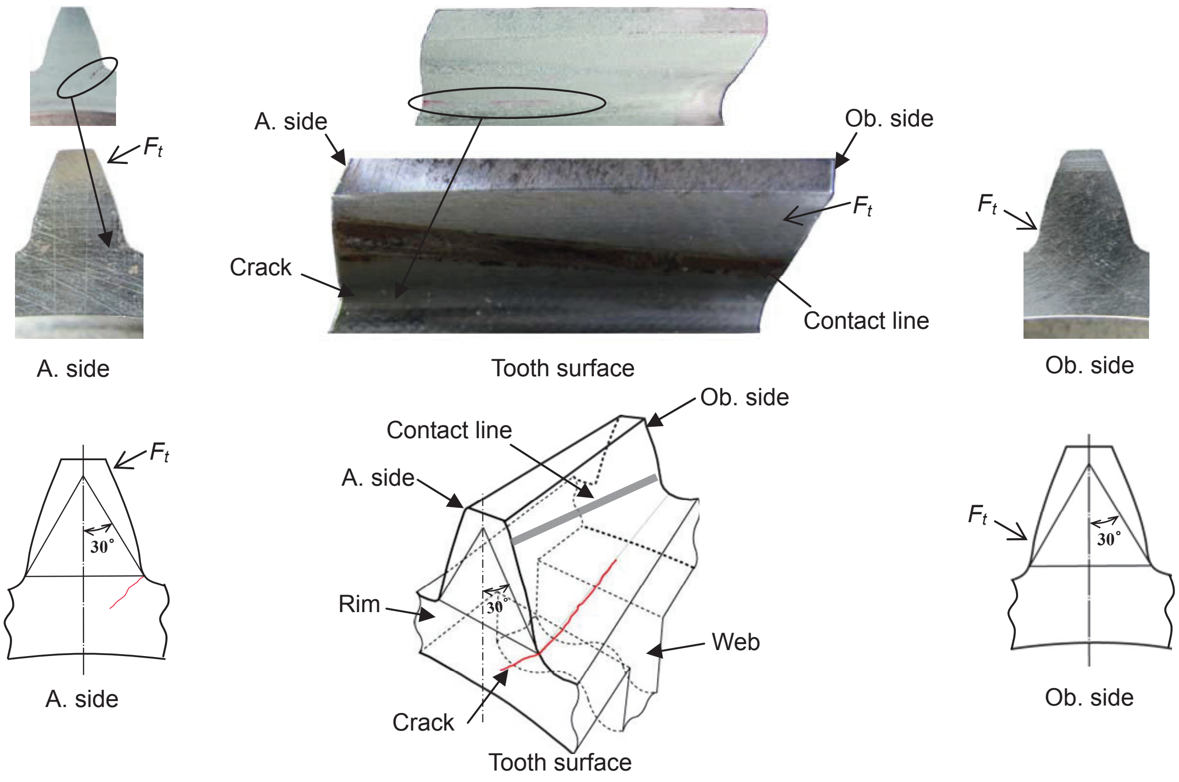


(b) $F_t = 23.5\text{kN}$, $N = 4.91\times10^5$

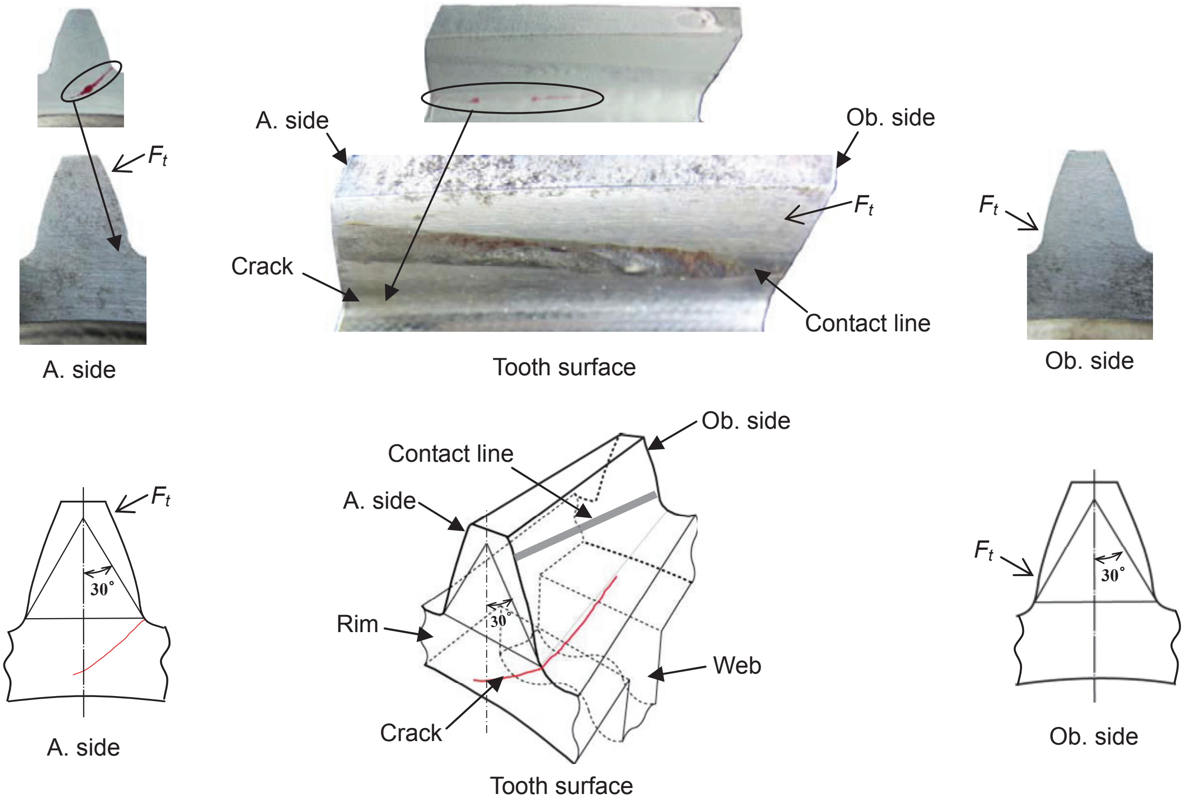


(c) $F_t = 19.6\text{kN}$, $N = 1.52\times10^6$

Fig. 6.2 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA2, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 2/3]



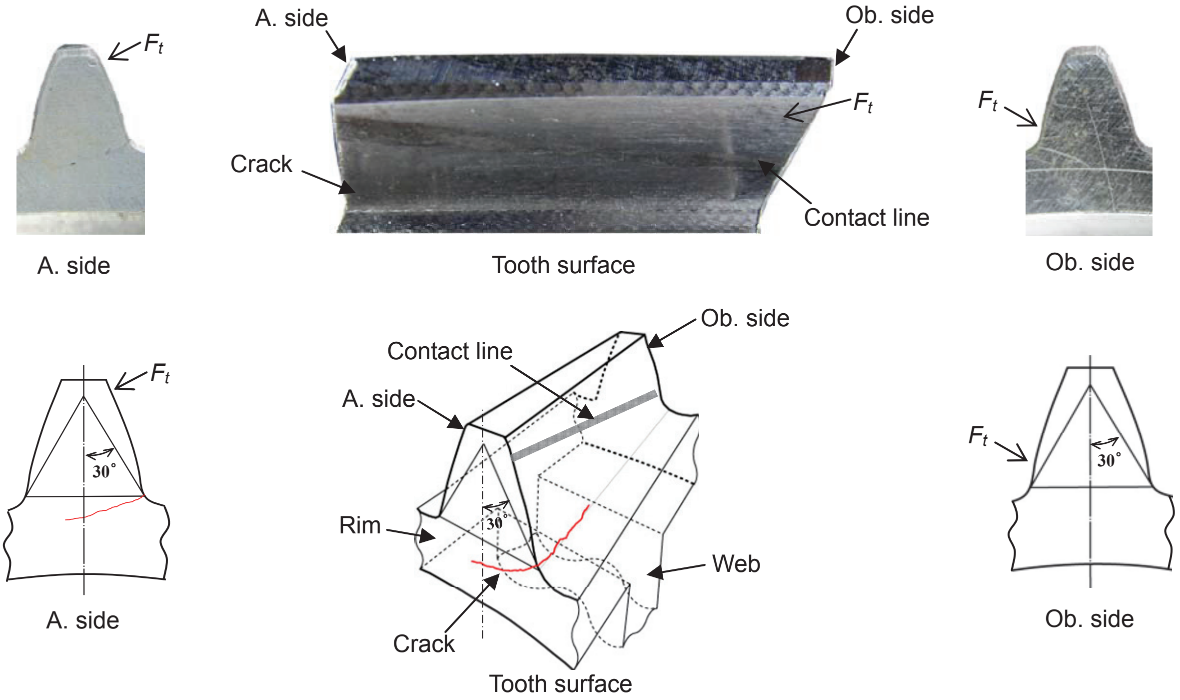
(d) $F_t = 18.6$kN, $N = 2.48\times10^6$



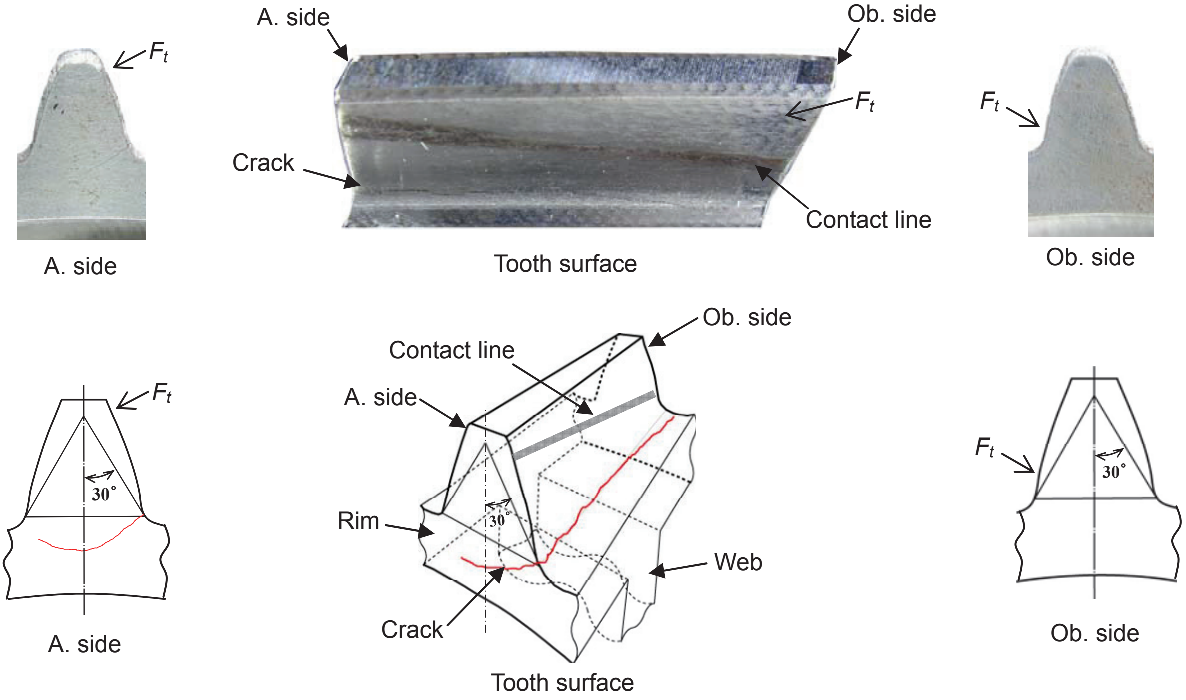
(e) $F_t = 17.6$kN, $N = 2.05\times10^6$

Fig. 6.2 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA2, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 3/3]

2.3 ねじれ角β_0 = 20°薄肉対称ウェブ構造はすば歯車, $l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.17$（Part PA3）の場合

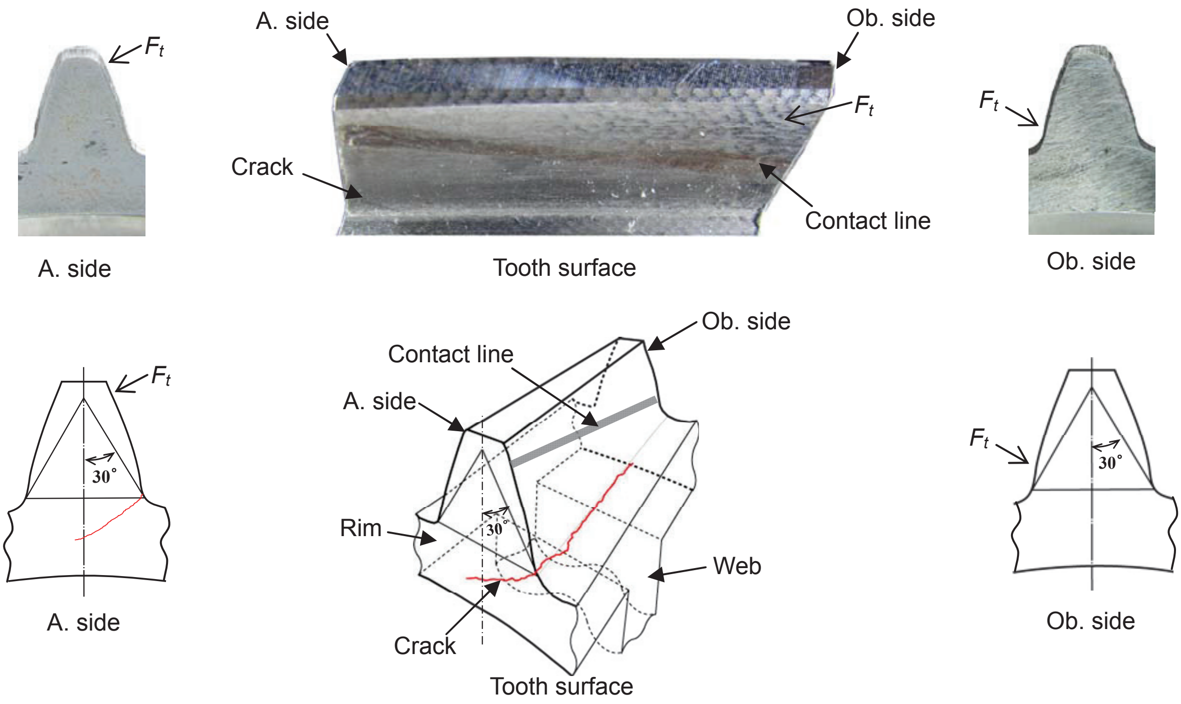


(a) F_t = 22.5kN, $N = 2.12 \times 10^5$

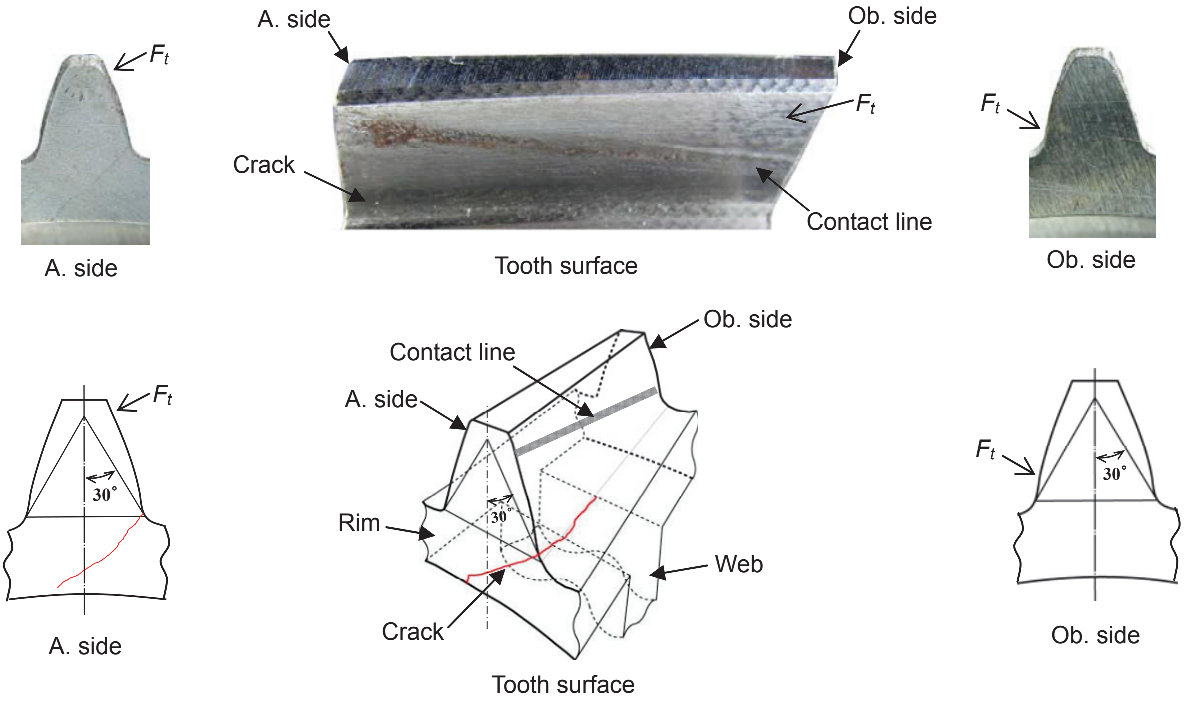


(b) F_t = 21.6kN, $N = 4.65 \times 10^5$

Fig. 6.3 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA3, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$) [1/3]

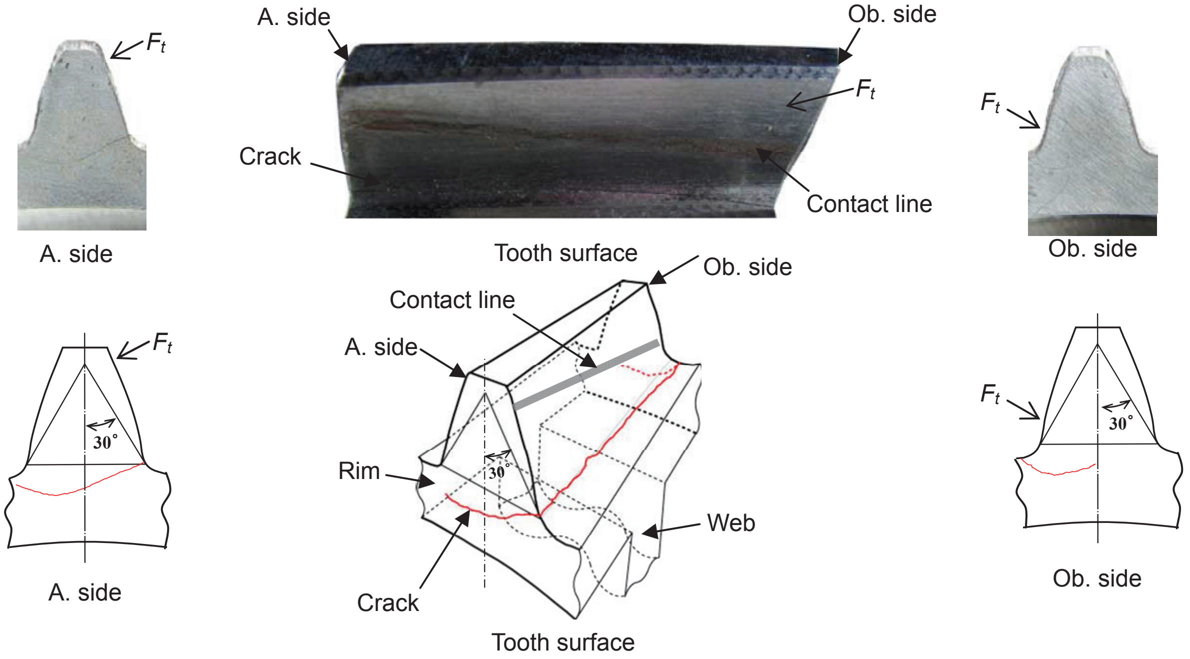


(c) $F_t = 20.6\text{kN}$, $N = 6.10\times10^5$



(d) $F_t = 19.6\text{kN}$, $N = 6.76\times10^5$

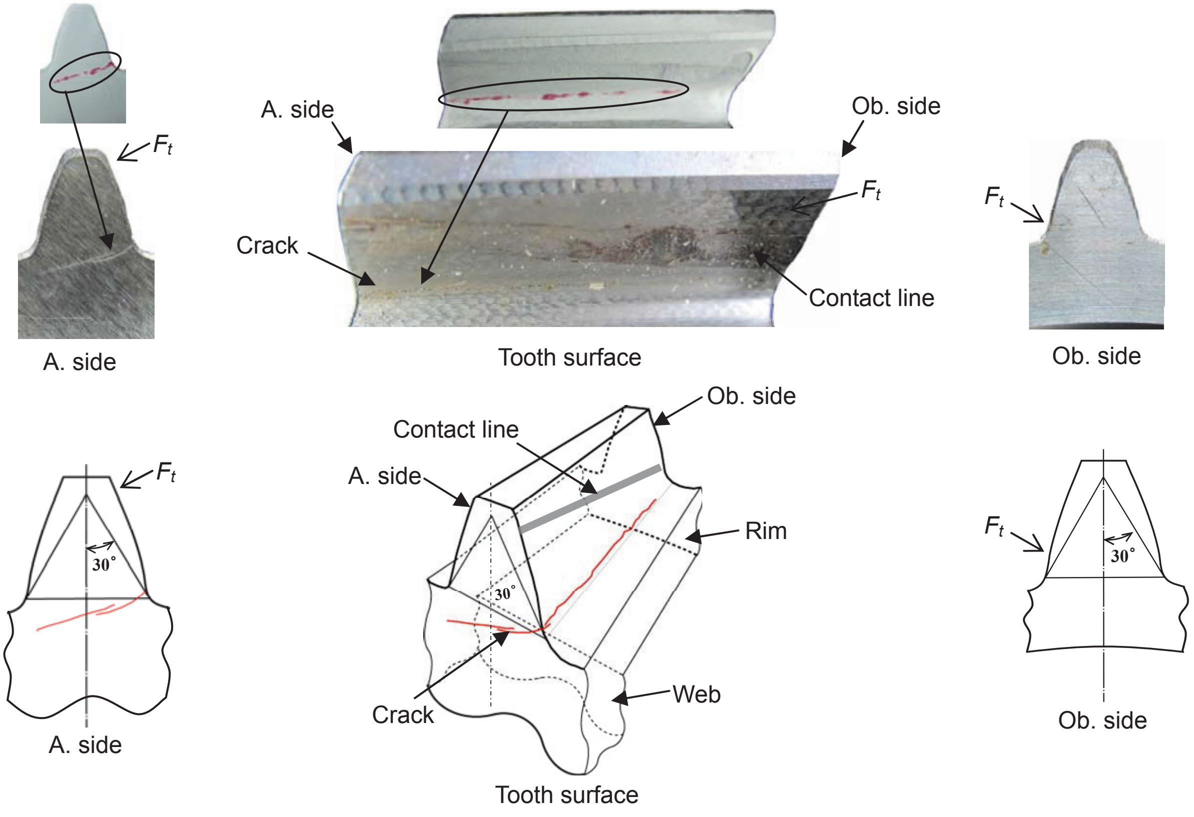
Fig. 6.3 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA3, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$) [Continued, 2/3]



(e) $F_t = 17.6$kN, $N = 2.18\times10^6$

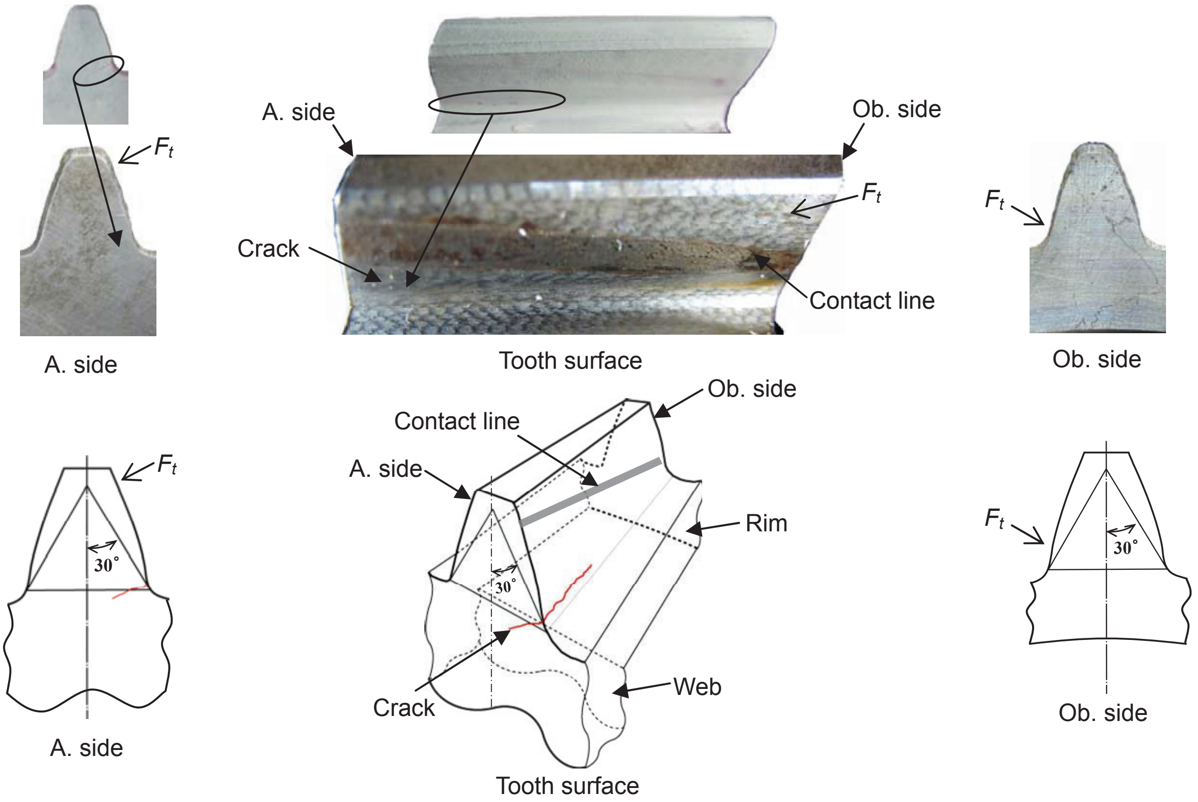
Fig. 6.3 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, symmetric web, PA3, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.17$) [Continued, 3/3]

2.4 **ねじれ角**$\beta_0 = 20°$薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車, $l_w = 2m_n$, $b_w /b = 0.25$（Part PB1）の場合

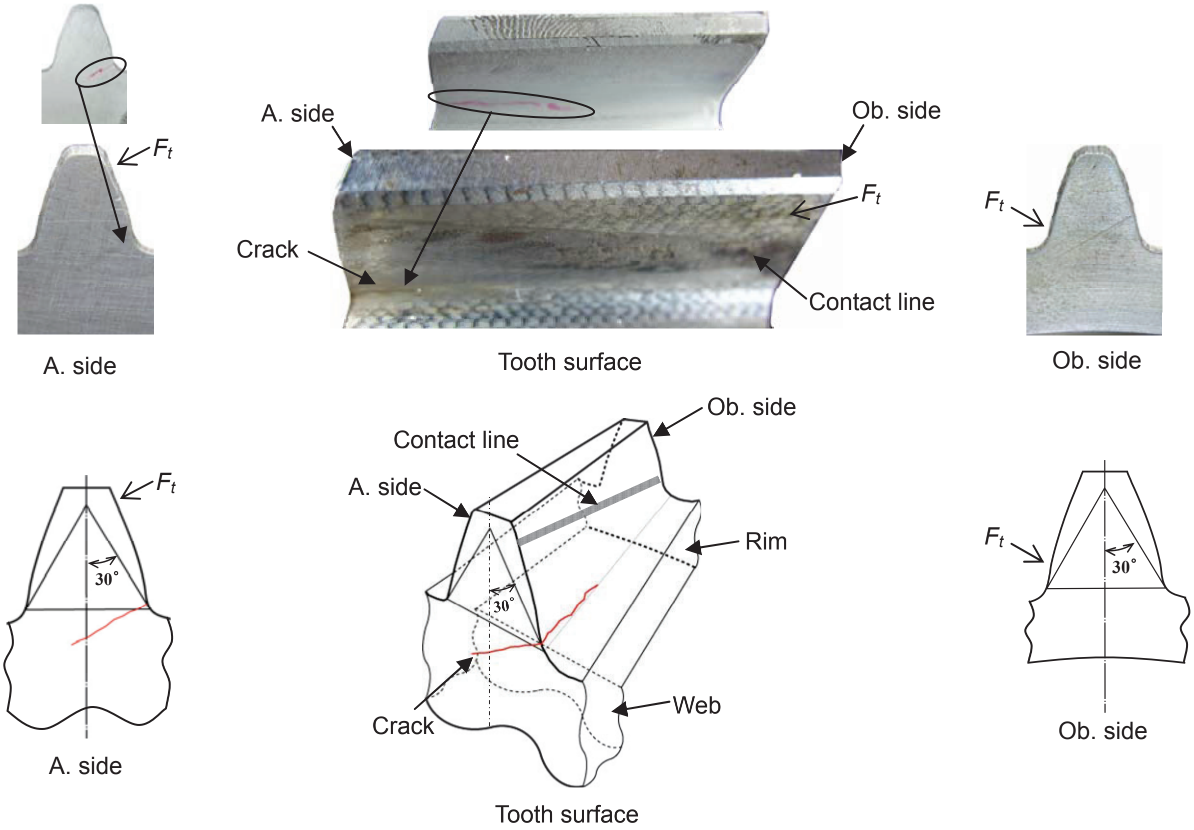


(a) $F_t = 25.5$kN, $N = 3.59\times10^5$

Fig. 6.4 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB1, $l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$) [1/3]

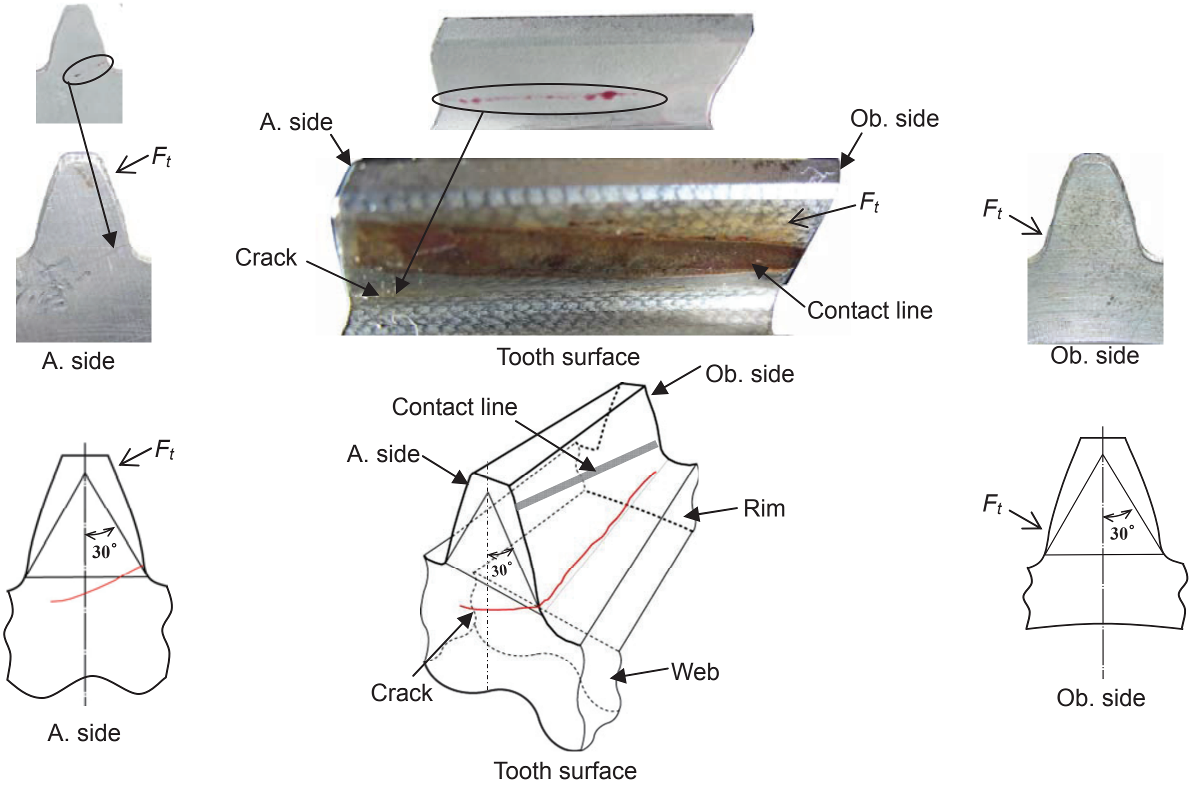


(b) $F_t = 21.6$kN, $N = 6.54\times10^5$



(c) $F_t = 19.6$kN, $N = 9.08\times10^5$

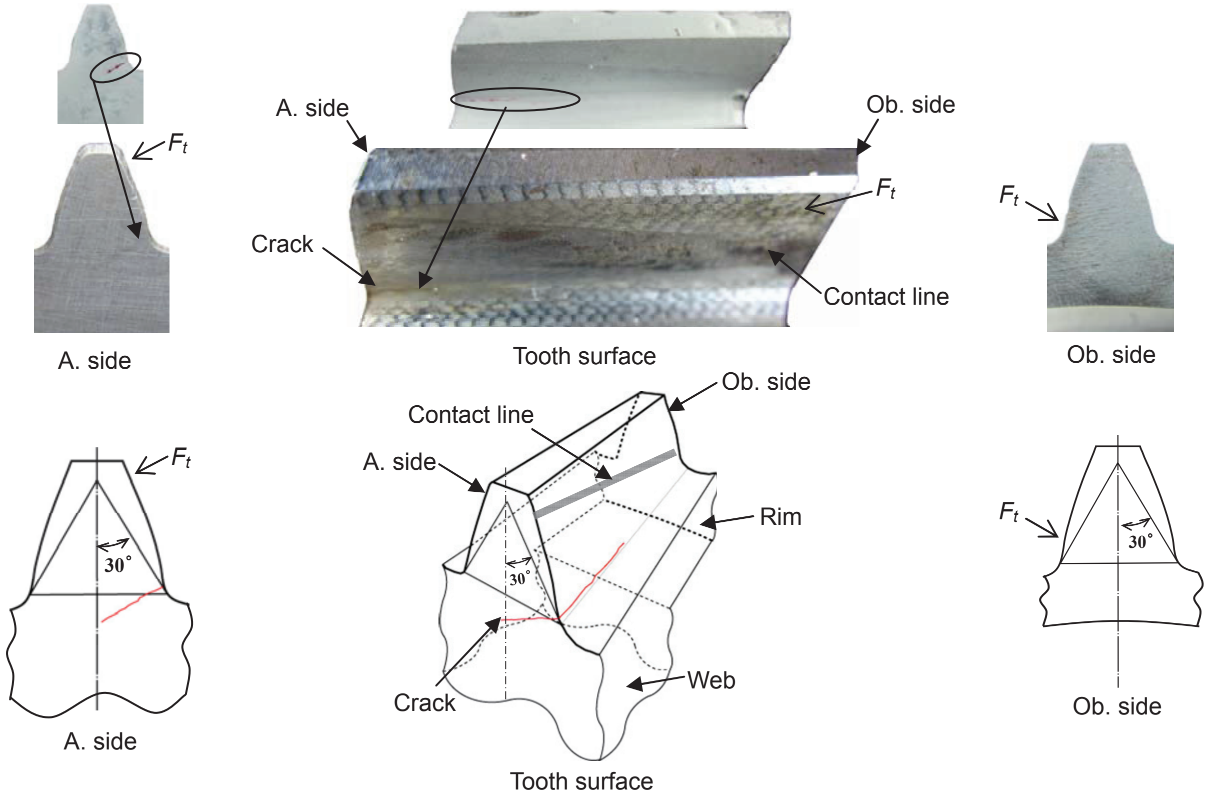
Fig. 6.4 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB1, $l_w = 2m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 2/3]



(d) F_t = 18.6kN, N = 2.75×10^6

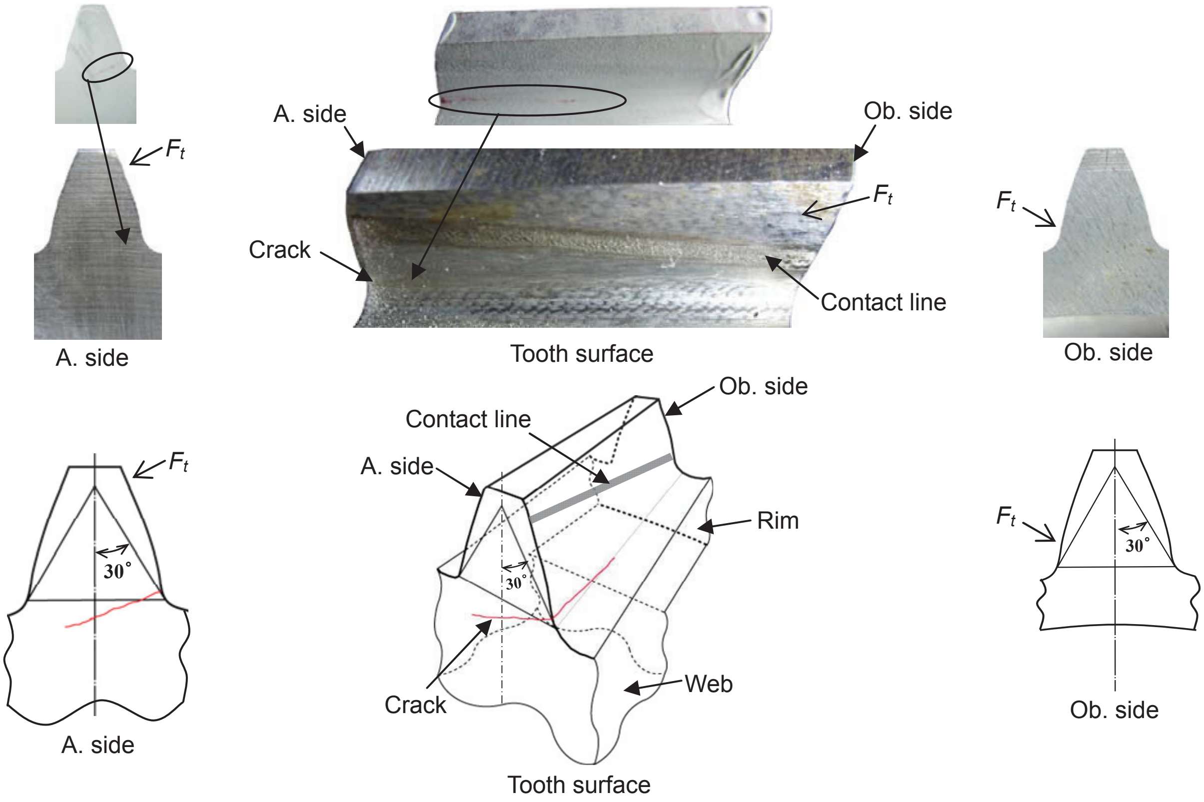
Fig. 6.4 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB1, l_w = 2m_n, b_w / b = 0.25) [Continued, 3/3]

2.5 ねじれ角β_0 = 20°薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車, l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.5（Part PB2）の場

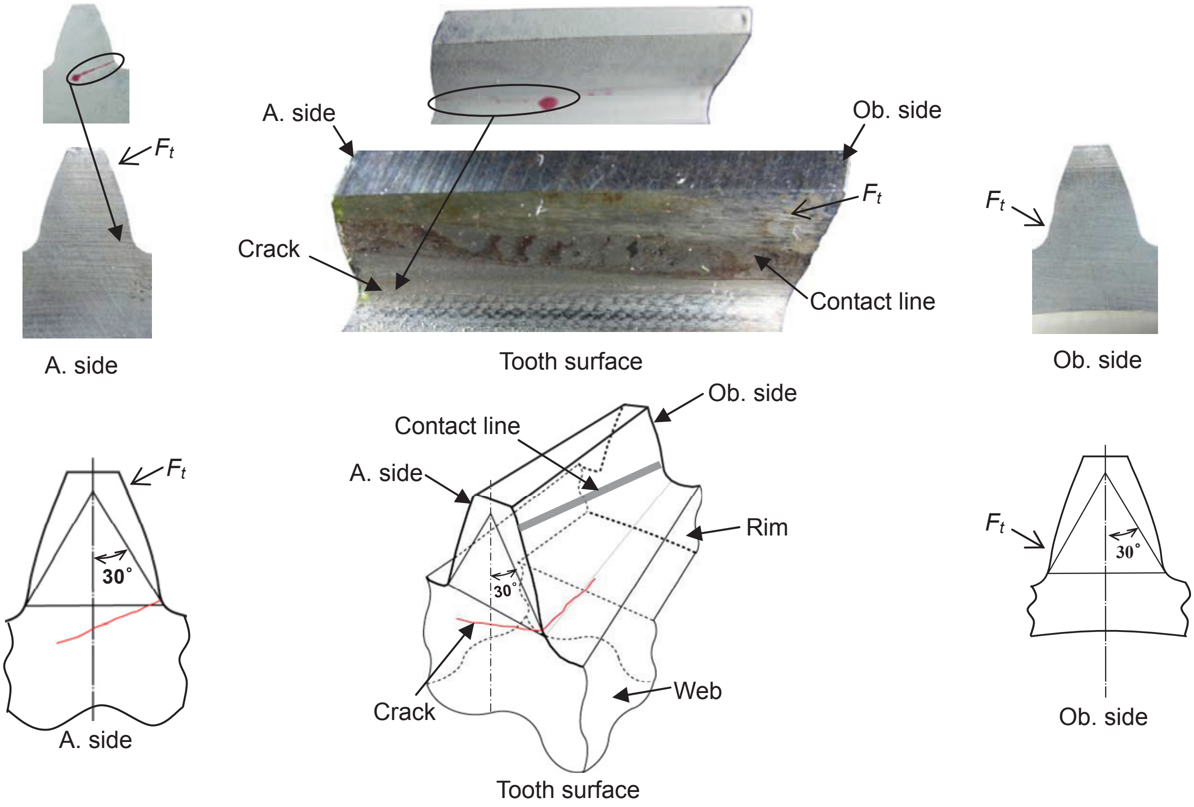


(a) F_t = 25.5kN, N = 3.31×10^5

Fig. 6.5 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB2, l_w = 1.5m_n, b_w / b = 0.5) [1/3]

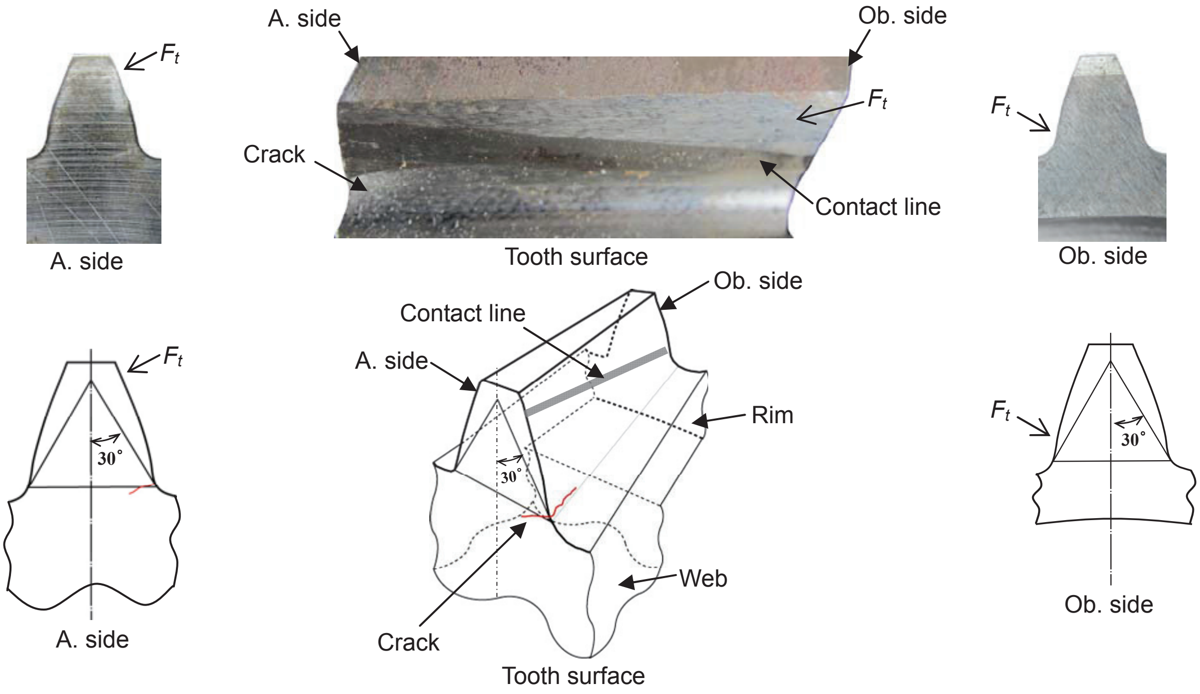


(b) $F_t = 23.5$kN, $N = 7.40\times10^5$



(c) $F_t = 21.6$kN, $N = 8.30\times10^5$

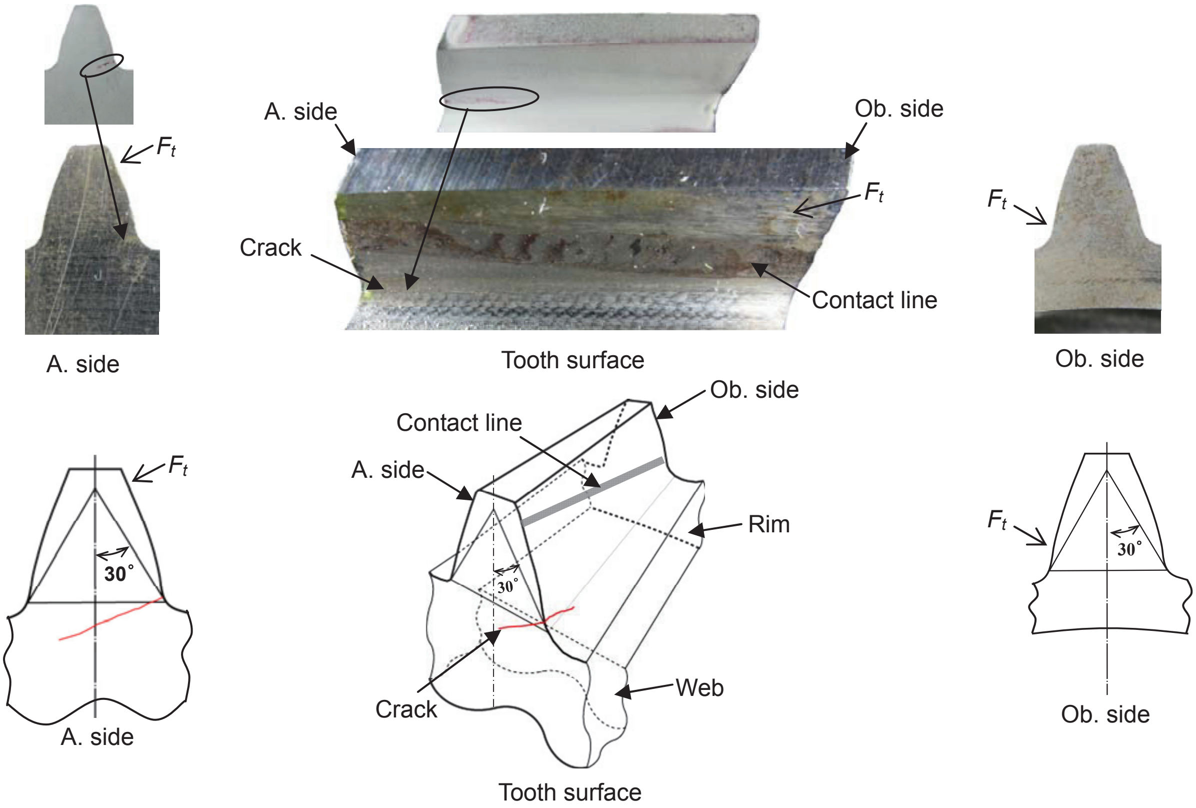
Fig. 6.5 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB2, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.5$) [Continued, 2/3]



(d) F_t = 18.6kN, N = 1.66×10^6

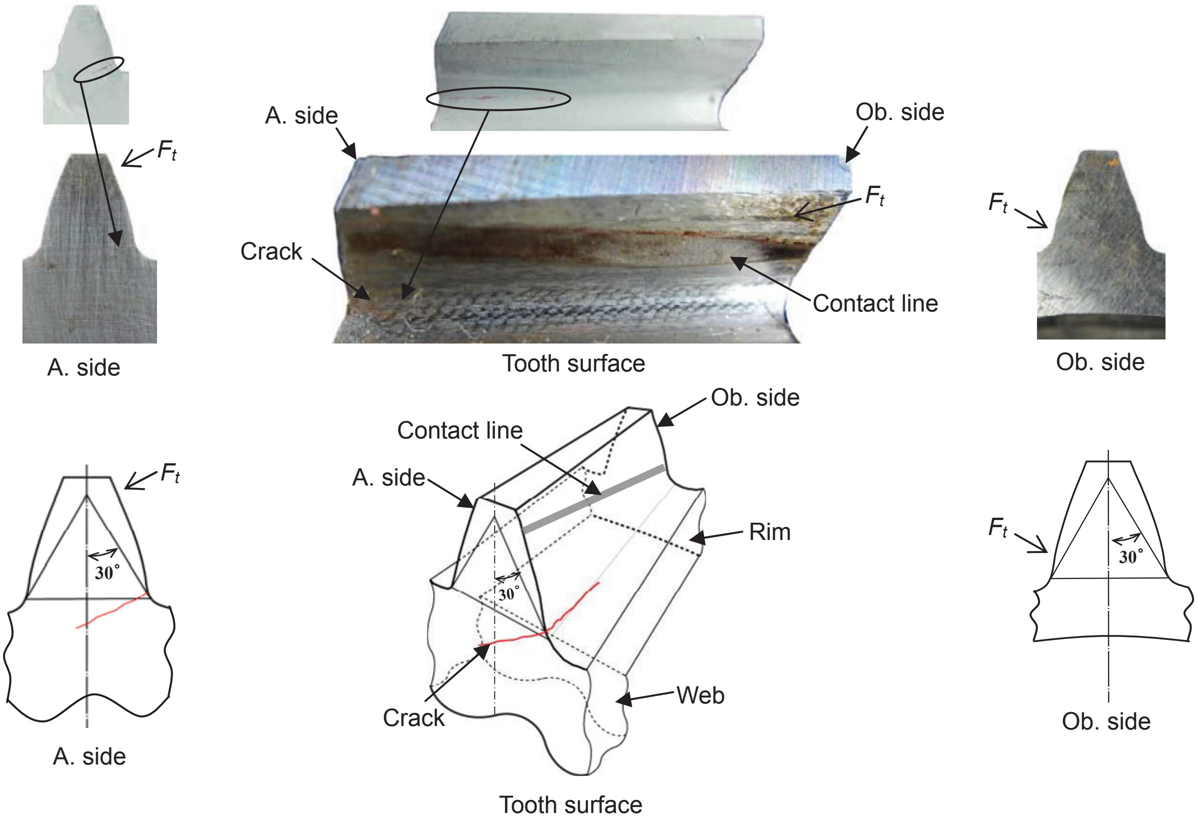
Fig. 6.5 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB2, l_w = 1.5m_n, b_w / b = 0.5) [Continued, 3/3]

2.6 ねじれ角β_0 = 20°薄肉非対称ウェブ構造はすば歯車, l_w = 1.5m_n, b_w /b = 0.25（Part PB3）の場

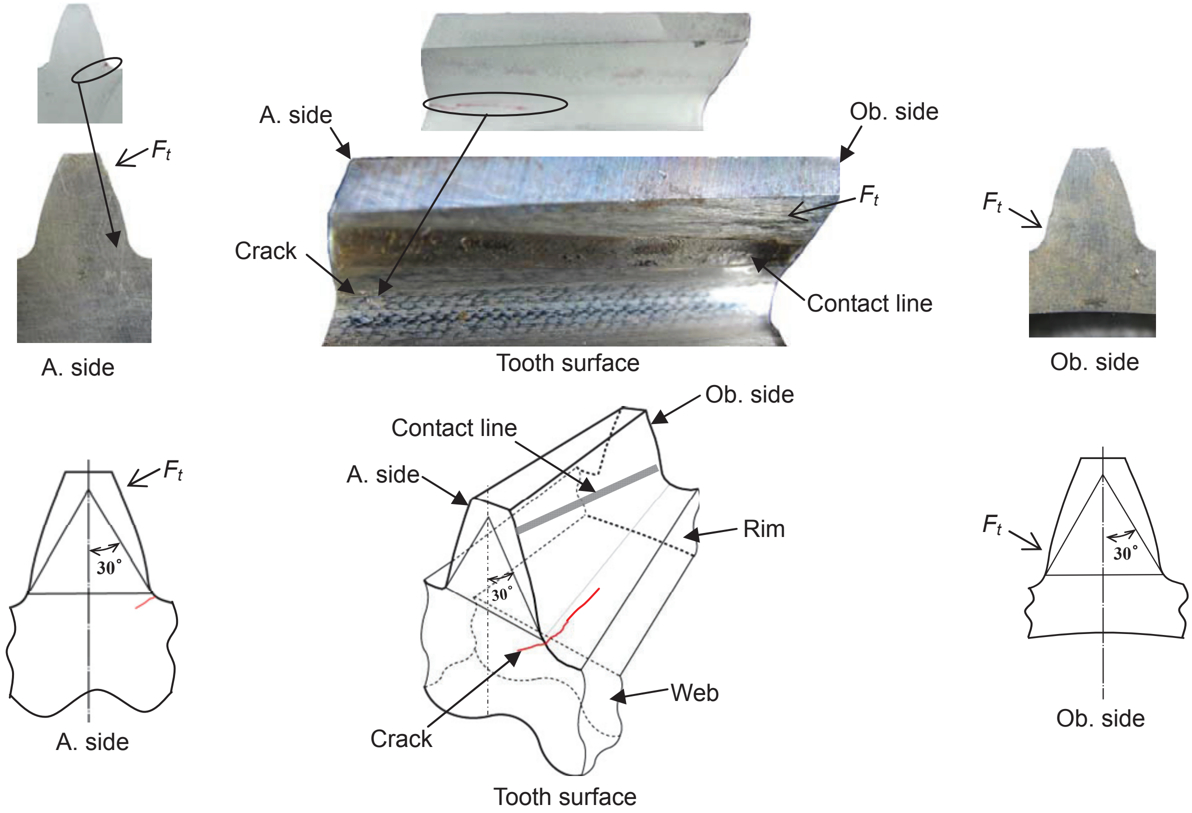


(a) F_t = 20.6kN, N = 3.22×10^5

Fig. 6.6 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB3, l_w = 1.5m_n, b_w / b = 0.25) [1/3]

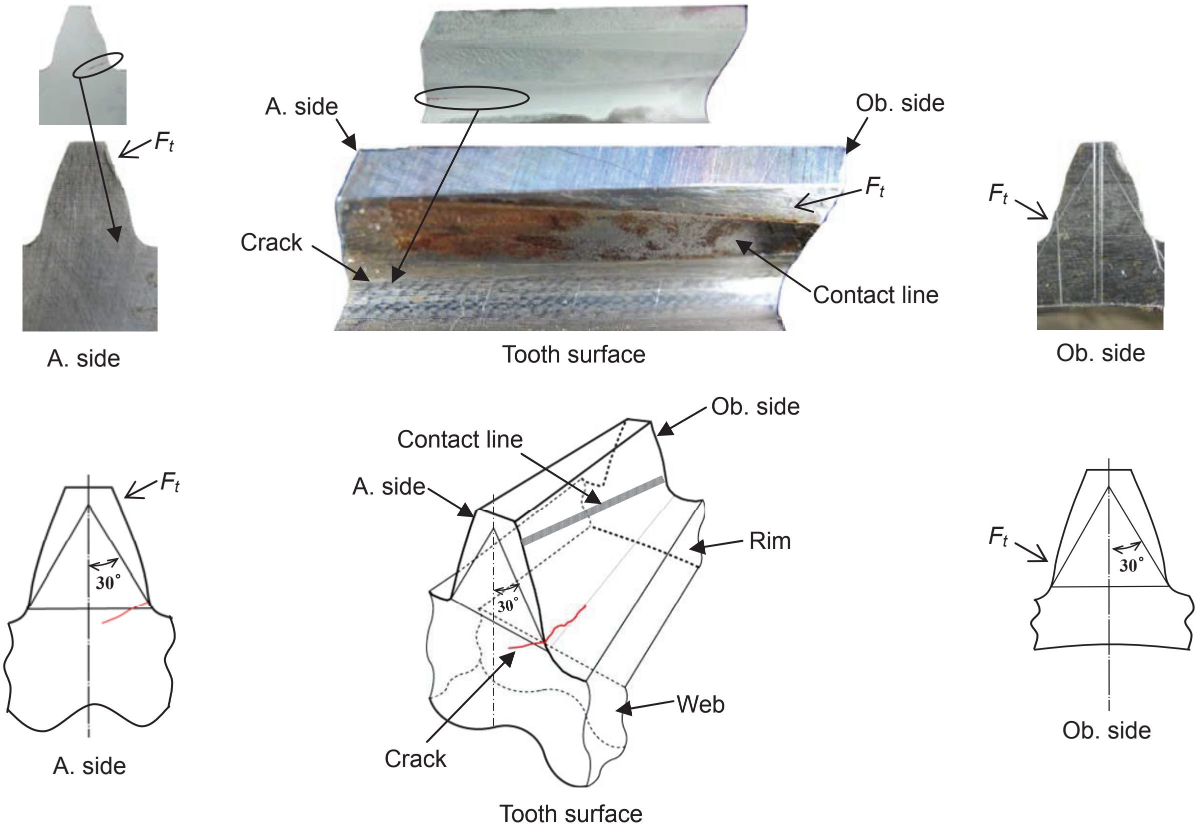


(b) $F_t = 19.6\text{kN}$, $N = 7.56\times10^5$



(c) $F_t = 18.6\text{kN}$, $N = 1.30\times10^6$

Fig. 6.6 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB3, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 2/3]



(d) $F_t = 17.6$kN, $N = 4.14\times10^6$

Fig. 6.6 Photographs and illustrations of bending fatigue cracks (β_0=20°, asymmetric web, PB3, $l_w = 1.5m_n$, $b_w / b = 0.25$) [Continued, 3/3]

参考文献

(1.1) 日本機械学会, 技術資料, 歯車強さ設計資料, (1996), 6-84.

(1.2) 日本機械学会編, 機械工学便覧, デザイン編β4 機械要素・トライボロジー, (2005), β4-72-118.

(1.3) International Standard, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 3 : Calculation of Tooth Bending Strength, ISO 6336-3 : 2006(E), 1-42.

(1.4) 小田 哲・佐山武英・島富泰司, 溶接構造歯車に関する研究（第 1 報, 歯元応力分布および曲げ疲労強度に及ぼすリム厚さの影響）, 日本機械学会論文集, 45-393, C (1979), 575-583.

(1.5) 小田 哲・永村和照・青木浩二, 有限要素法による薄肉平歯車の歯元応力解析, 日本機械学会論文集, 46-411, C (1980), 1432-1443.

(1.6) 佐山武英・林 国一・梅澤清彦, 溶接構造歯車に関する研究（第 12 報, 歯幅中央にウェブをもつ薄肉リム歯車の歯元応力計算法）, 日本機械学会論文集, 52-474, C (1986), 770-774.

(1.7) 佐山武英・林 国一・梅澤清彦, 溶接構造歯車に関する研究（第 13 報, 歯幅中央にウェブをもつ薄肉リム歯車の歯元最悪応力計算式の提案）, 日本機械学会論文集, 52-474, C (1986), 775-780.

(1.8) 新井典久・原田 進・会田俊夫, 薄肉平歯車の曲げ強度特性に関する研究, 日本機械学会論文集, 47-413, C (1981), 47-56.

(1.9) 鄭 泰亨・鈴木敏之・会田俊夫・藤尾博重・久保愛三・, 薄肉リム歯車の歯元応力に関する研究（第 2 報, 歯元応力の近似式）, 日本機械学会論文集, 48-432, C (1982), 1217-1226.

(1.10) 鄭 泰亨・鈴木敏之・久保愛三・藤尾博重, 薄肉リム歯車の歯元応力に関する研究（第 3 報, 歯元応力近似計算の検討）, 日本機械学会論文集, 49-438, C (1983), 209-217.

(1.11) 鄭 泰亨・片山尚人・久保愛三・矢部 寛, 薄肉リム歯車の歯元応力に関する研究（第 4 報, 内歯車の歯元, 歯底応力近似式）, 日本機械学会論文集, 49-442, C (1983), 1038-1047.

(1.12) 鄭 泰亨・片山尚人・久保愛三・矢部 寛, 薄肉リム歯車の歯元応力に関する研究（第 5 報, 内歯車をピンカップリング支持する場合の歯元歯底応力）, 日本機械学会論文集, 49-444, C (1983), 1398-1406.

(1.13) 日高照晃・石田 武・稲男 健, 薄肉内歯平歯車の曲げ応力の解析, 精密機械, 49-5, C (1983), 617-623.

(1.14) 石田 武・日高照晃・滝沢秀晴, 薄肉中間歯車の曲げ応力の解析（歯面荷重および円環部と歯車軸との間のすきまが応力に与える影響）, 日本機械学会論文集, 50-459, C (1984), 2132-2138.

(1.15) 石田 武・日高照晃・滝沢秀晴, 薄肉中間歯車の曲げ応力の解析（円環部厚さが応力に与える影響）, 日本機械学会論文集, 51-462, C (1985), 359-365.

(1.16) 小田 哲・宮近幸逸・小出隆夫・水根正人, 境界要素法による薄肉平歯車の歯元応力解析, 日本機械学会論文集, 51-466, C (1985), 1312-1319.

(1.17) 小田 哲・宮近幸逸・佐藤 進・久保愛三, 薄肉スポーク平歯車の歯元応力, 日本機械学会論文集, 56-532, C (1990), 3380-3386.

(1.18) 小田 哲・宮近幸逸, 種々の負荷条件下における薄肉平歯車の曲げ疲労強度, 日本機械学会論文集, 59-567, C (1993), 3520-3525.

(1.19) 宮近幸逸・小田 哲・小出隆夫・藤原伸二, 薄肉平歯車の曲げ強度評価, 日本機械学会論文集, 61-582, C (1995), 386-391.

(1.20) Bibel, G. D., Reddy, S. K., Handschuh, R. F., Savage, M., Journal of Machine Design, Transactions of the ASME, 116(4), (1994), 1157-1162.

(1.21) Lewicki, D. G., Ballarini, R., Effects of Rim Thickness on Gear Crack Propagation Path, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 119(1), (1997), 88-95.

(1.22) 藤田公明, クラウニングした歯車の歯元応力, 日本機械学会論文集, 26-163, (1960), 430-440.

(1.23) Wellauer, E. J., An Analysis of Factors Used for Strength Rating Helical Gears, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, (1960), 205-211.

(1.24) Wellauer, E. J., Seireg, A., Bending Strength of Gear Teeth By Cantilever-Plate Theory, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, (1960), 213-222.

(1.25) 林 国一, はすば歯車における歯の接触線上の荷重分布（第 1 報, 基礎的考察）, 日本機械学会論文集, 28-193, (1962), 1093-1101.

(1.26) Niemann, G., Maschineelemente, Bd. 2, (1965), S. 76, Springer-Verlag.

(1.27) Kugimiya, H., Stresses in Helical Gear Teeth, Bulletin of JSME, 9-36, (1966), 816-829.

(1.28) 梅澤清彦, 歯車のための有限幅ラック形片持はりのたわみと歯元応力（第 2 報, 歯元応力と実験）, 37-297, (1971), 1041-1050.

(1.29) 梅澤清彦, はすば歯車の負荷かみ合い試験（第 1 報, たわみの近似式）, 日本機械学会論文集, 38-308, C (1972), 896-904.

(1.30) 梅澤清彦, 石川一郎, 歯車の歯面接触による近寄り, 38-315, (1972), 2979-2987.

(1.31) Tobe, T., Kato, M., Inoue, K., Bending of Stub Cantilever Plate and Some Applications to Strength of Gear Teeth, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 100(2), (1978), 374-387.

(1.32) 久保愛三・梅澤清彦, 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.

(1.33) 会田俊夫・寺内喜男, 平歯車の曲げ応力について（第 1 報, すみ肉部応力と内部応力）, 日本機械学会論文集, 27-128, (1961), 853-868.

(1.34) 会田俊夫・寺内喜男, 平歯車の曲げ応力について（第 2 報, 歯の応力集中係数と曲げ応力計算式）, 日本機械学会論文集, 21-178, (1961), 862-868.

(1.35) 会田俊夫・小田 哲・田村喜昭, 歯車の曲げ疲れ強さに関する研究（第 8 報, 歯の圧縮側応力計算式と運転時の歯元応力）, 日本機械学会論文集, 33-252, (1967), 1321-1330.

(1.36) 小田 哲・永村和照・難波千秋, はすば歯車の歯元応力に及ぼす重なりかみ合い率の影響, 鳥取大学研究成果リポジトリ, (1977), 31-38.

(1.37) 小田　哲・島冨康司, 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, 45-395, C (1979), 826-833.

(1.38) 久保愛三・平沢 博・山田富稔, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究（第 3 報, 大形はすば歯車の強さ計算）, 日本機械学会論文集, 44-384, (1978), 2897-2907.

(1.39) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第 4 報曲げ疲労強度に及ぼす転位の影響）, 日本機械学会論文集, 50-450, C (1984), 362-369.

(1.40) 小田 哲・島冨康司・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, 45-395, C (1979), 834-841.

(1.41) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第 3 報, 曲げ疲労破壊機構）, 日本機械学会論文集, 48-429, C (1982), 715-722.

(1.42) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第 5 報, 曲げ疲労強度に及ぼす転位の影響）, 日本機械学会論文集, 50-450, C (1984), 715-722.

(1.43) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車のねじれ角係数, 日本機械学会論文集, 52-479, C (1986), 1966-1971.

(1.44) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式, 日本機械学会論文集, 52-479, C (1986), 1979-1984.

(1.45) Oda, S., Koide, T., Umezawa, K., Root Stresses of Helical Gears with Higher Pressure Angle, Bulletin of JSME, 59-255, (1986), 3149-3156.

(1.46) 小田 哲・小出隆夫, はすば歯車の曲げ疲労強度に及ぼす基準圧力角の影響, 日本機械学会論文集, 53-494, C (1987), 2149-2154.

(1.47) Miyachika, K., Ando, K., Xue, W. D., Imaduddin Helmi, B. W. N., Effects of Case Depth, Side-Face Carburizing and Helix Angle on Residual Stress and Bending Fatigue Strength of Case-Carburized Helical Gears, Proceedings of ASME Power Transmission and Gearing Conference, (2009), 295-304.

(1.48) 釘宮 肇, はすば歯車の動的歯元応力について, 日本機械学会論文集, 30-214, (1964), 661-671.

(1.49) 久保愛三・山田耕作・会田俊夫・佐藤 進・播野守良, 超高速歯車装置に関する研究（第 5 報, はすば歯車の動的挙動）, 日本機械学会論文集, 39-321, (1973), 1682-1689.

(1.50) 清野 慧, 会田俊夫, 藤井賢治, はすば歯車の振動に関する研究（第 1 報, 理論解析）, 日本機械学会論文集, 43-373, (1977), 3556-3566.

(1.51) 佐藤 進, 松久 寛, 吉田 豊, はすば歯車の騒音におよぼすねじれ角などの影響について, 日本機械学会論文集, 47-422, C (1981), 1375-1382.

(1.52) 梅澤清彦, 鈴木俊夫, 北條春夫, 佐藤太一, 動力伝達用はすば歯車の振動特性（かみあい率と振動挙動）, 日本機械学会論文集, 50-456, C (1984), 1458-1464.

(1.53) 小森正晴・久保愛三, はすば歯車の諸元・歯面形状精度・支持剛性の統合最適設計法, 日本機械学会論文集, 69-685, C (2003), 2489-2496.

(1.54) 小田 哲・小出隆夫・宮近幸逸, 薄肉ウェブ構造はすば歯車の運転性能, 日本機械学会論文集, 51-462, C (1985), 372-380.

(1.55) 小田 哲・宮近幸逸・堀川浩司・住谷 章・小谷正和, 薄肉非対称ウェブ構造はすば内歯車の歯元応力に及ぼす歯車諸元の影響, 日本機械学会論文集, 63-613, C (1997), 3223-3228.

(1.56) 日本歯車工業会, 歯車工業創立 50 周年記念誌, 50 年のあゆみ, (1990), 87-98.

(2.1) 文献(1.2)と同じ

(2.2) 文献(1.37)と同じ

(2.3) 文献(1.37)と同じ

(2.4) 文献(1.36)と同じ

(2.5) 文献(1.38)と同じ

(2.6) 文献(1.41)と同じ

(2.7) 文献(1.43)と同じ

(2.8) 文献(1.44)と同じ

(2.9) 文献(1.54)と同じ

(2.10) 文献(1.55)と同じ

(3.1) 文献(1.33)と同じ

(3.2) Oda, S., Nagamura, K., Aoki, K., Stress Analysis of Thin Rim Spur Gears by Finite Element Method, Bulletin of JSME, 24-193, (1981), 1273-1280.

(3.3) Oda, S., Sayama, T., Koide, T., Study on Welded Structure Gears (3rd Report, Effect of Web Arrangements on Dynamic Loads), Bulletin of JSME, 25-209, (1982), 1821-1827.

(3.4) Oda, S., Sayama, T., Koide, T., Uekubo, M.,Study on Welded Structure Gears (4th Report, Effects of Web Arrangements on Gear Vibrations), Bulletin of JSME, 26-213, (1982), 446-452.

(3.5) Oda, S., Miyachika, K., Koide, T., Miyachika, K., Dynamic Behavior of Thin-rimmed Helical Gears with Various Web Arrangments, Bulletin of JSME, 28-244, (1985), 2434-2441.

(3.6) Oda, S., Miyachika, K., Koide, T., Fujii, T., Dynamic Behavior of Thin Rim Spur Gears with Various Web Arrangments, Bulletin of JSME, 29-247, (1986), 241-248.

(3.7) 小田 哲・宮近幸逸・Cao Xuan THANH・難波千秋, 薄肉非対称ウェブ構造平内歯車の歯元応力, 日本機械学会論文集, 63-610, C (1997), 2111-2117.

(3.8) 宮近幸逸・小田 哲・任 宏光・Teck Foo YONG, 高野泰齊, 薄肉非対称ウェブ構造高圧力角平内歯車の歯元応力, 日本機械学会論文集, 67-660, C (2001), 2636-2642.

(3.9) 文献(1.32)と同じ

(4.1) 文献(1.37)と同じ

(4.2) 文献(1.41)と同じ

(4.3) 文献(1.47)と同じ

(4.4) 文献(1.51)と同じ

(4.5) Oda, S., Shimatomi, Y., Study on Bending Fatigue Strength of Helical Gears (1st Report, Effect of Helix Angle on Bending Fatigue Strength), Bulletin of JSME, 23-177, (1980), 453-460.

(4.6) 文献(1.2)と同じ

(4.7) 文献(1.31)と同じ

(4.8) Broβmann, U., Dissertation, TU-Munchen, (1979), 61.

(4.9)　文献(1.43)と同じ
(4.10)　文献(1.32)と同じ

(5.1)　文献(1.29)と同じ
(5.2)　文献(1.37)と同じ
(5.3)　文献(1.38)と同じ
(5.4)　文献(1.39)と同じ
(5.5)　文献(1.40)と同じ
(5.6)　文献(1.41)と同じ
(5.7)　文献(1.42)と同じ
(5.8)　文献(1.46)と同じ
(5.9)　文献(1.47)と同じ
(5.10)　文献(4.5)と同じ
(5.11)　文献(1.4)と同じ
(5.12)　文献(1.21)と同じ
(5.13)　文献(1.32)と同じ

関連報告

【第 2 章】

(1) 宮近幸逸・Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris・小出隆夫・ Imaduddin Helmi Bin Wan Nordin・安藤和彦, 薄肉はすば歯車の歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響, 日本機械学会論文集, 77-775, C (2011), 597-603.

【第 3 章】

(2) Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris, Kouitsu Miyachika, Imaduddin Helmi Bin Wan Nordin and Takao Koide, Root Stresses of Thin-Rimmed Helical Gears with Asymmetric Web Arrangement, Proceedings of The 4th International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, (2011), 23-24.

(3) Kouitsu Miyachika, Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris and Takao Koide, Root Stresses of Thin-rimmed Helical Gears with Web Arrangement, The 2nd IFTOMM Asian Conference on Mechanism and Machine Science, (2012), Paper no. 119 on USB Memory.

【第 4 章】

(4) Miyachika Kouitsu and Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris, Effects of Helix Angle on Root Stresses of Thin-Rimmed Helical Gears (Cases of β_0=10° and β_0=20°), Proceedings of the 5th International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, (2013), 22.

(5) Kouitsu Miyachika and Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris, Effects of Helix Angle on Root Stresses of Thin-Rimmed Helical Gears with Various Web Arrangements, Proceedings of The ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences And Computers and Information in Engineering Conference, (2013), Paper no. DETC2013-12852 on CD-ROM.

(6) 宮近幸逸・ダイン モハマド ナフィズ ビン ダイン イドリス・浅野隆宏, 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力に及ぼすウェブ構造およびねじれ角の影響（ねじれ角β_0=10, 20 および 30°）, 日本機械学会 MPT シンポジウム（伝動装置）講演論文集, 13-17, (2013), 255-259.

【第 5 章】

(7) Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris・宮近幸逸・小出隆夫, 薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力と曲げ疲労強度に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響, 日本機械学会第 12 回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, 12-14, (2012), 107-110.

(8) 宮近幸逸・ダイン モハマド ナフィズ ビン ダイン イドリス, 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力と曲げ疲労強度に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響, 日本機械学会 2013 年度年次大会講演論文集, 13-1, (2013) , Paper no. S112013 on CD-ROM.

(9) K. Miyachika, B. D. I. Daing Mohamad Nafiz, S. Oda, K. Ando, Root Stress and Bending Fatigue Strength of Thin-rimmed Helical Gears with Web Arrangement, Proceedings of The 2013 International Conference on Gears, VDI-Berichte, 2199.1, (2013), 609-620.