



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

Fundamental Study on Bending Strength of Thin-
Rimmed Helical Gears with Web Arrangements

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 ($\beta_0=10, 20, \text{および } 30^\circ$)	
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	76
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 : 齒元応力 (Root stress)
 σ_c : 圧縮齒元応力 (Compressive root stress)
 σ_t : 引張齒元応力 (Tensile root stress)

添え字 (Suffixes)

- 1 : 駆動 (試験) 齒車 (Driving gear, test gear)
2 : 被動 (支持) 齒車 (Driven gear, supporting gear)
c : 圧縮 (Compression)
max : 最大 (Maximum)
min : 最小 (Minimum)
solid : 一体齒車 (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られている。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 $\epsilon_{\beta} \leq 8.13$ 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に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 $\beta_0=20^\circ$ 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、 $\beta_0=20^\circ$ 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， $\beta_0=10$ 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 $\beta_0=20^\circ$ 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。

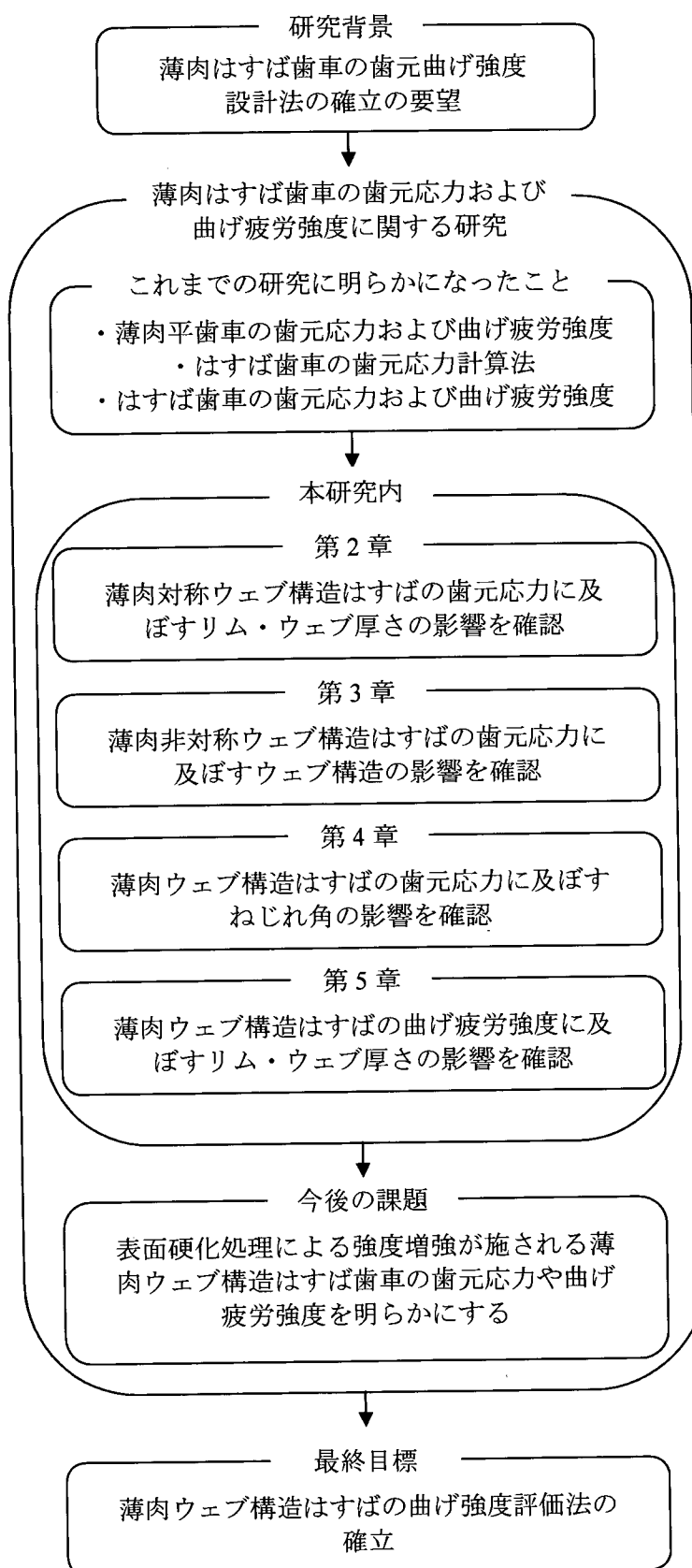


Fig. 1.1 Research flowchart

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ければならぬ。

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くなければならない。

本章では、種々のリム厚さやウェブ厚さをもつねじれ角 $\beta_0=20^\circ$ 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_{max} 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 $\alpha_n=20^\circ$ 、歯数 $z_1/z_2=36/24$ 、歯幅 $b=30\text{ mm}/35\text{ mm}$ 、ねじれ角 $\beta_0=20^\circ$ 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 $b=35\text{ mm}$ 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 μ m	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 %)

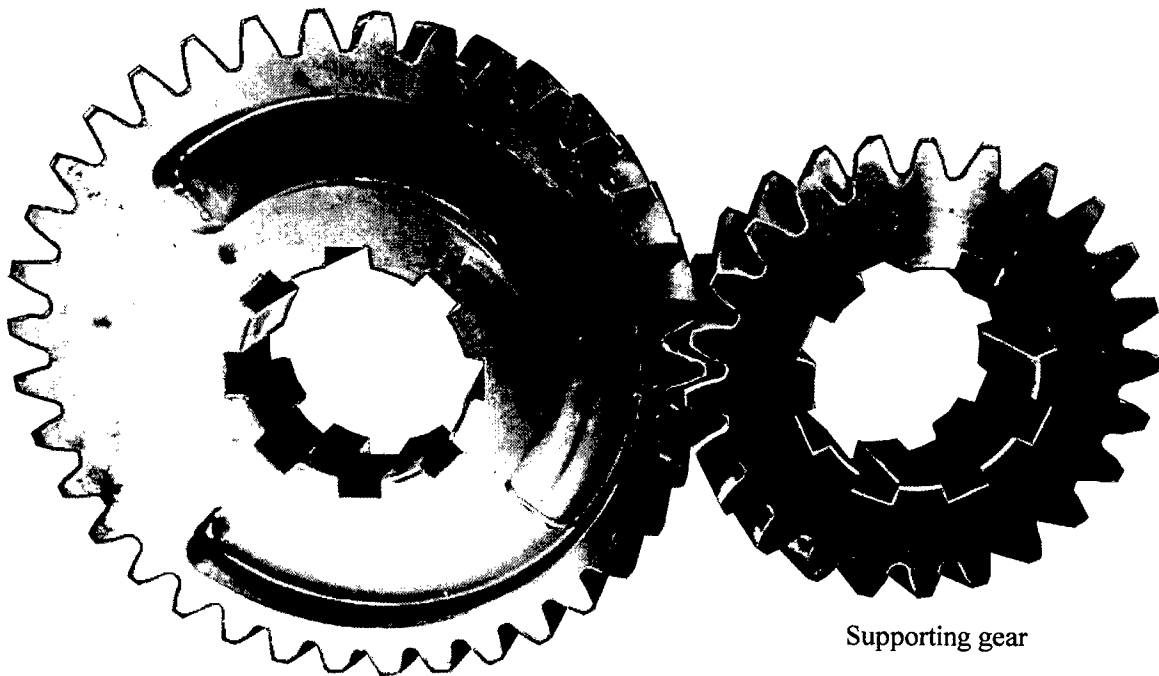
Material	C	Si	Mn	P	S
S45C	0.42~	0.15~	0.60~	≤ 0.030	≤ 0.035
	0.48	0.35	0.90		



(a) Test gear



(b) Supporting gear

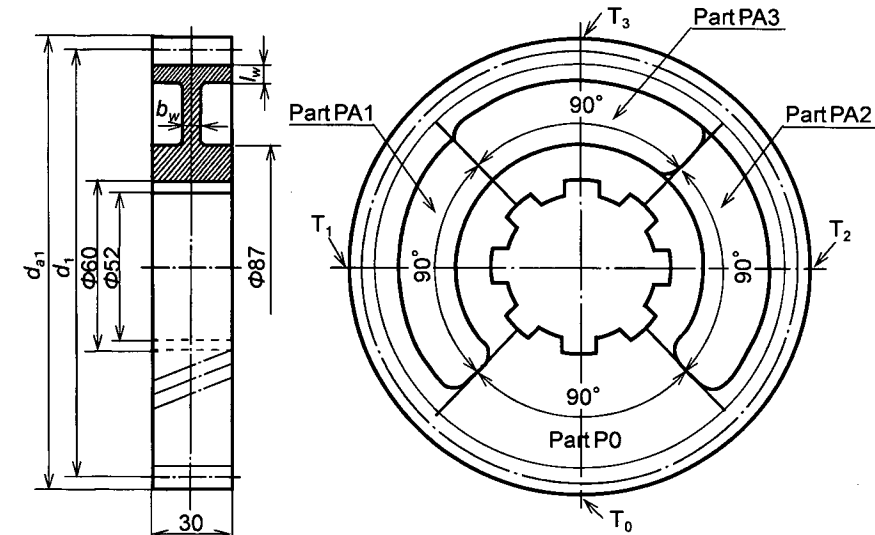


Test gear

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、一对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 $j_i = 640 \mu\text{m}$ 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_i が $640 \mu\text{m}$ 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 $a = 105 \sim 150 \text{ mm}$ 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 $a = 128.511 \text{ mm}$ 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 $\theta = 30^\circ$ (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 $F_t/b = 196, 392, 588 \text{ N/mm}$ 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 $T_0 \sim T_3$ 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、 $\beta_0 = 20^\circ$ 薄肉ウェブ構造はすば歯車の歯元応力測定のプロフローを示す。

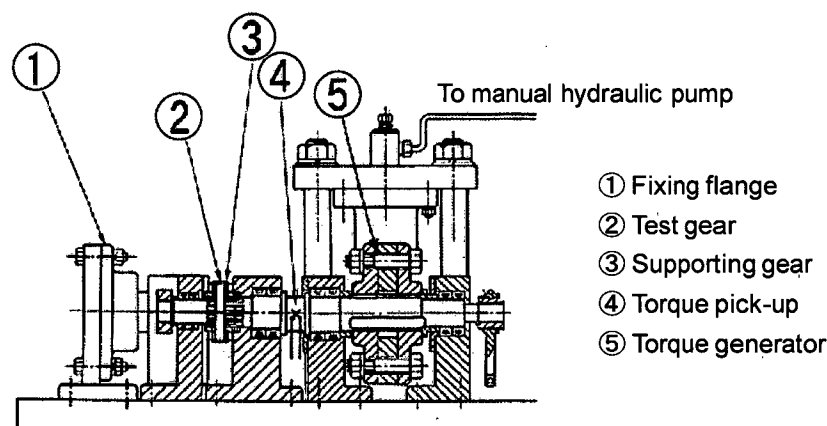


Fig.2.3 Static load test machine

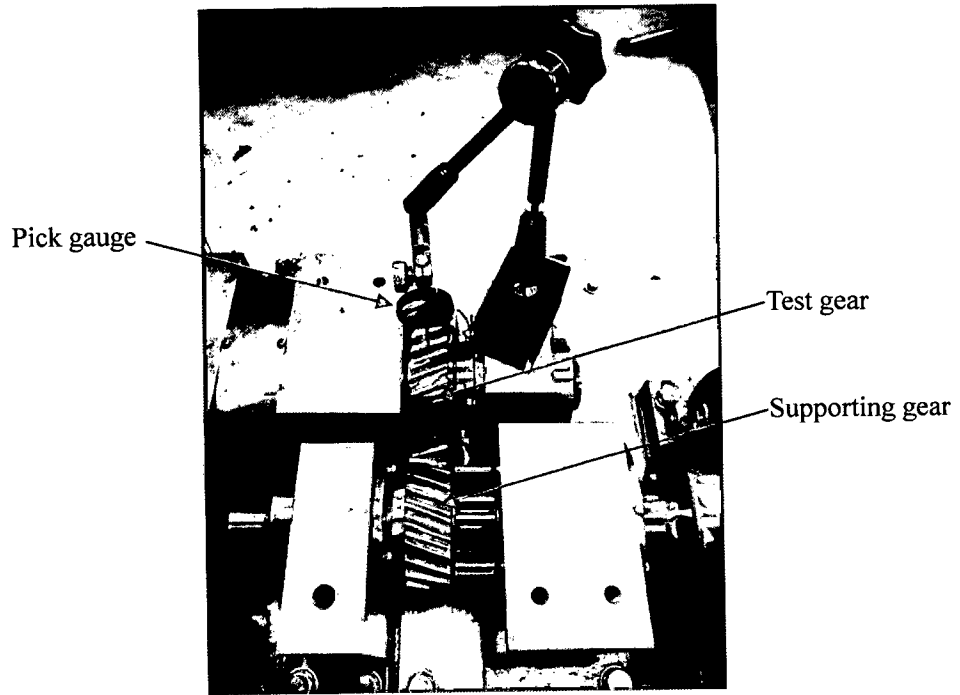


Fig. 2.4 Photograph of setting of backlash

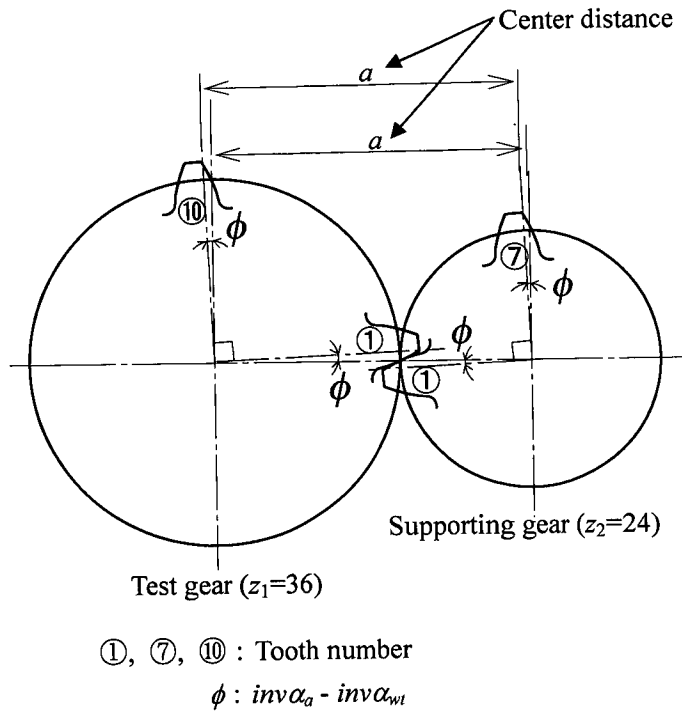


Fig. 2.5 Schematic illustration of setting of meshing position ($z_1 / z_2 = 36/24$)

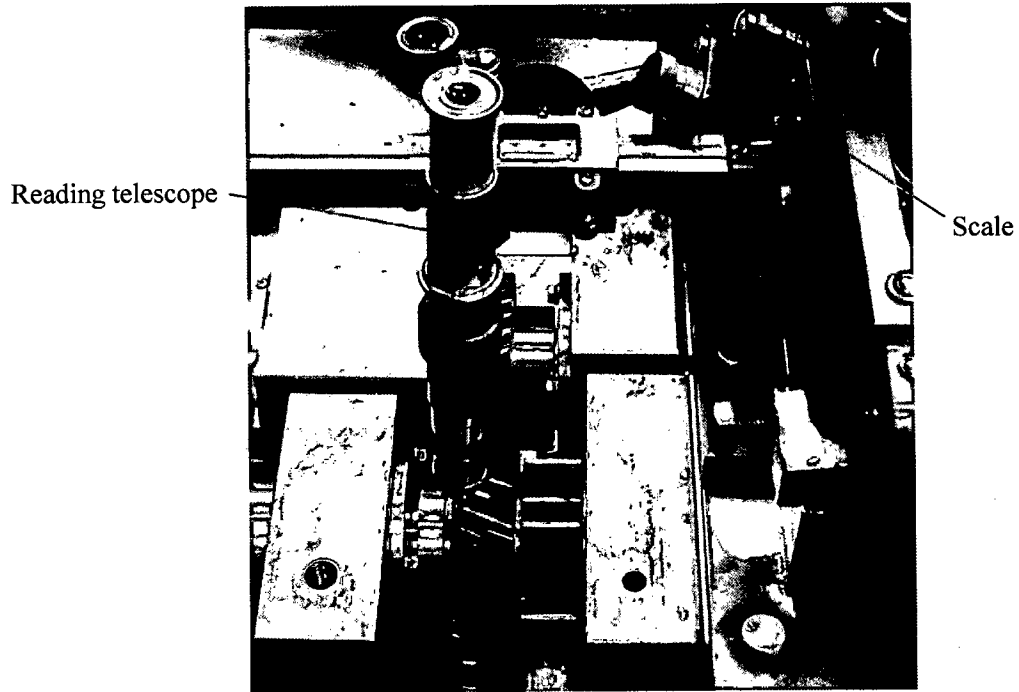
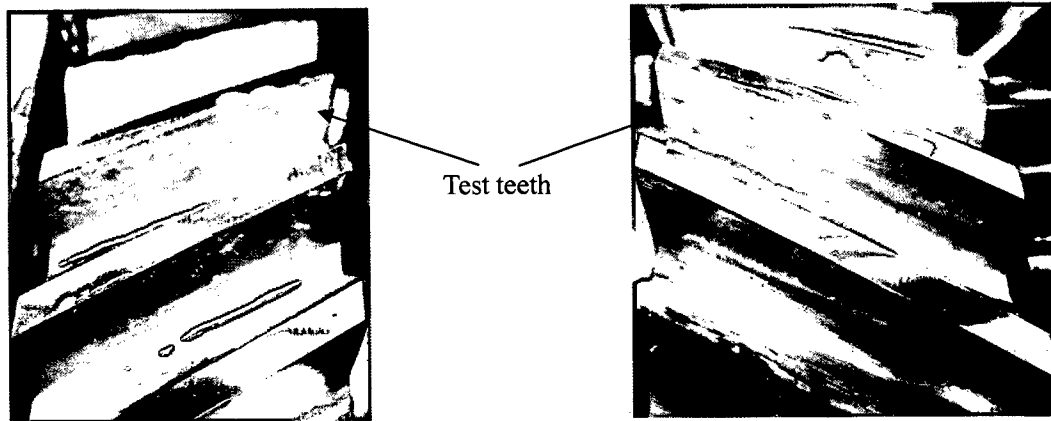


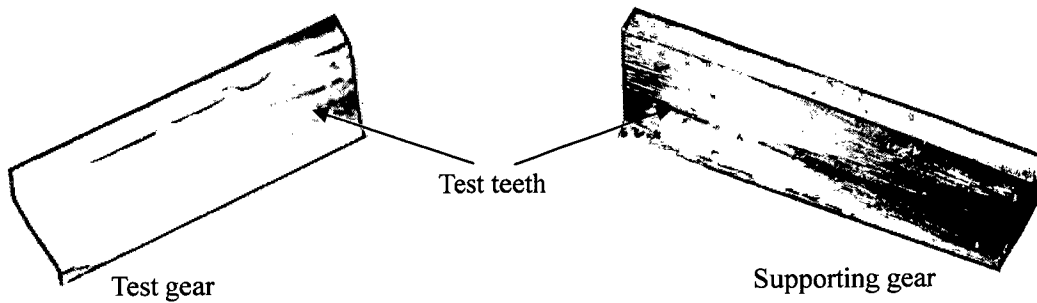
Fig. 2.6 Photograph of setting of pitch point meshing position



Test gear

Supporting gear

(a) Red lead thickness is thick



Test gear

Supporting gear

(b) Red lead thickness is thin

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

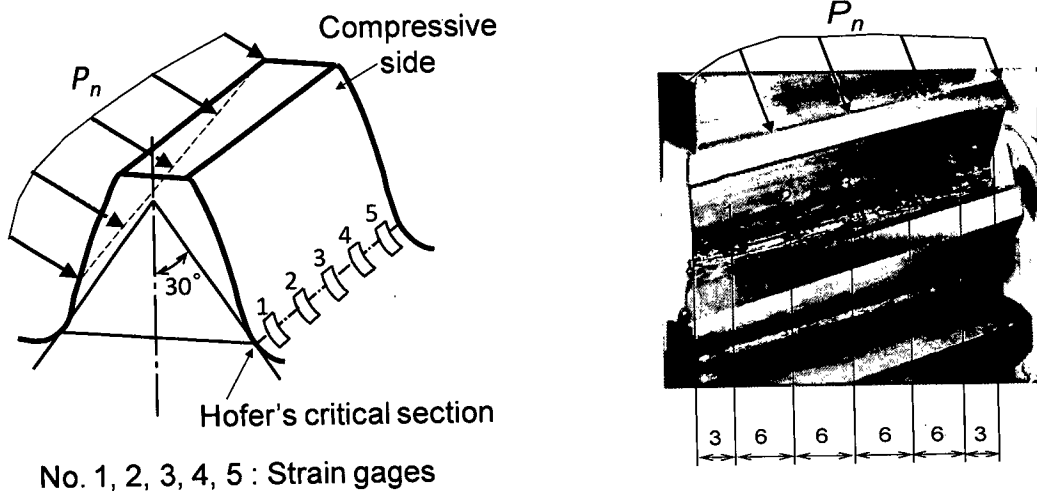


Fig. 2.8 Positions of strain gages

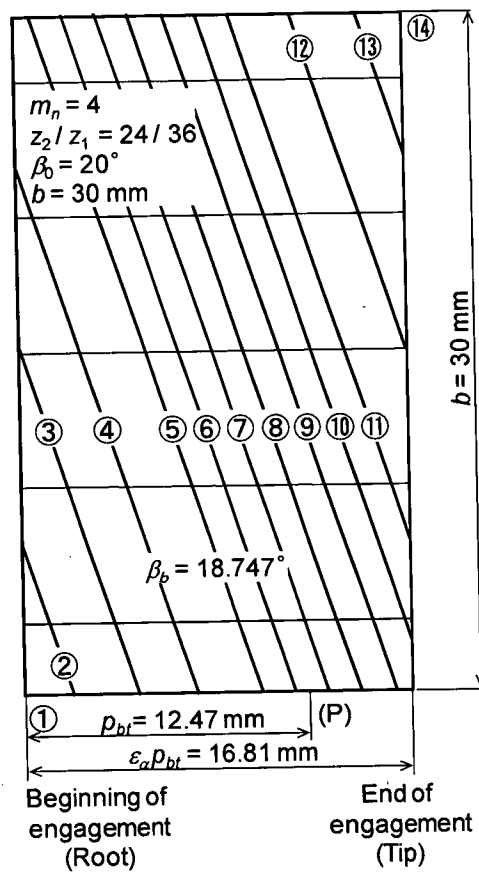


Fig. 2.9 Contact lines on the plane of action used in measurement of root stresses

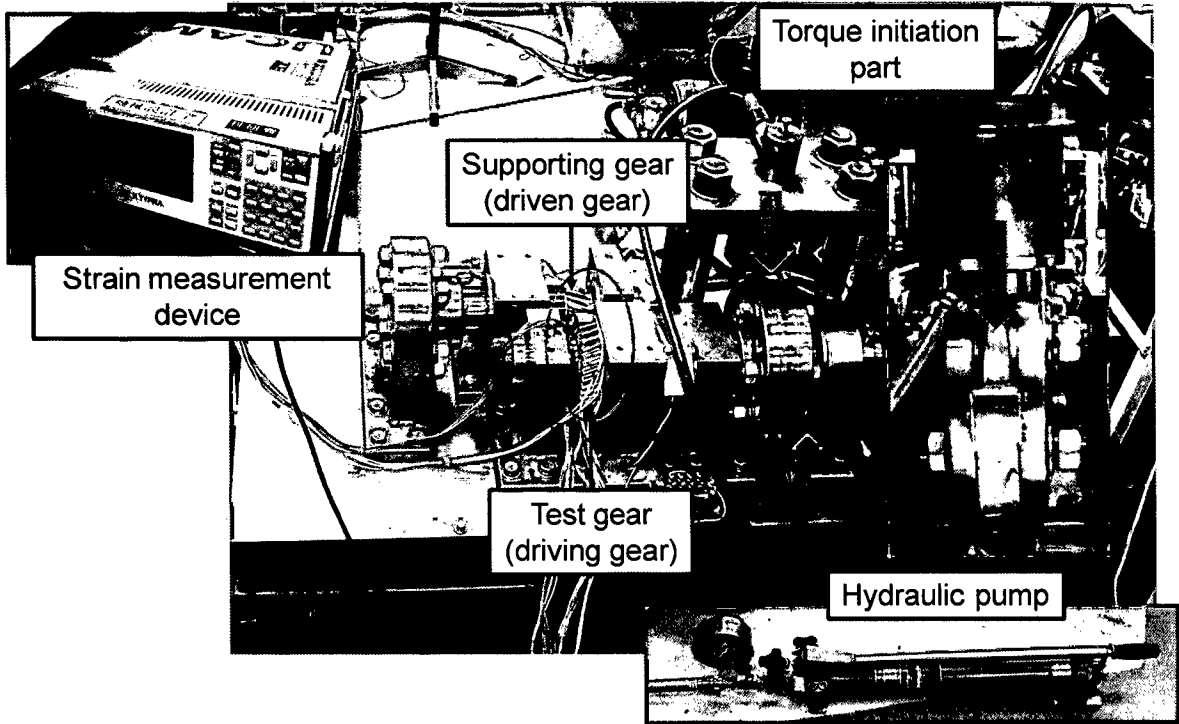


Fig. 2.10 Photographs of static bending test machine and peripherals

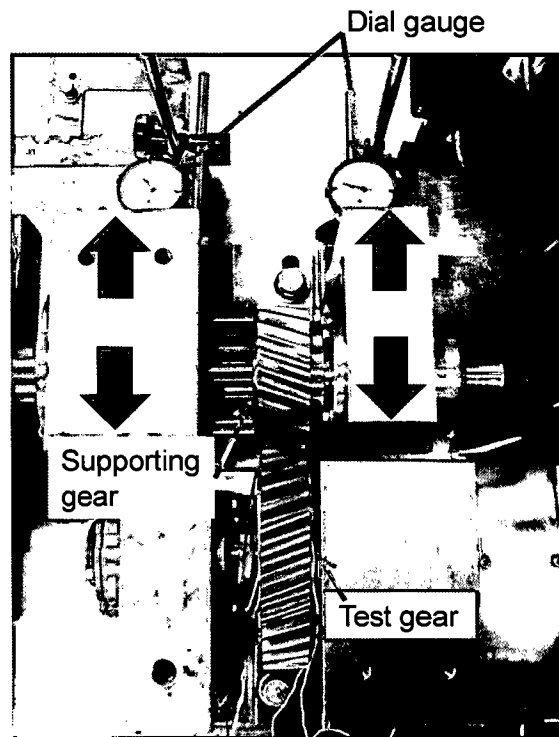


Fig. 2.11 Photograph of tooth bearing by means of root stresses measurement of Part P0 (Solid gear)

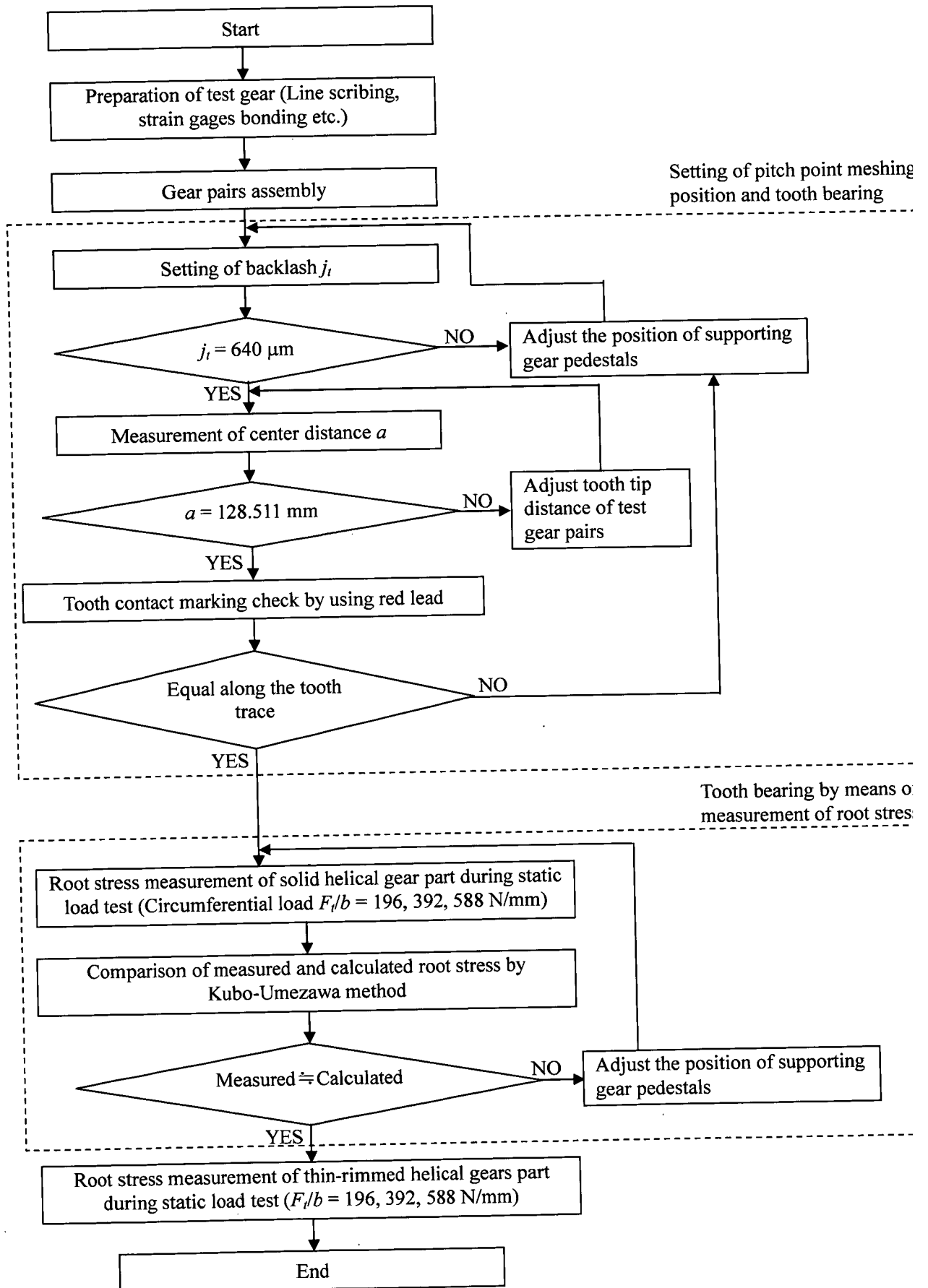


Fig. 2.12 Flowchart of root stresses measurement of thin-rimmed helical gears ($\beta_0=20^\circ$)

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 ($b=30$ mm : 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_{max} 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对かみ合い位置 (O. P. : Outer point) になるが, $\varepsilon_\gamma \geq 2$ 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 $\varepsilon_\gamma = 2.165$ ($\varepsilon_\gamma > 2$) に対し, σ_{max} 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.

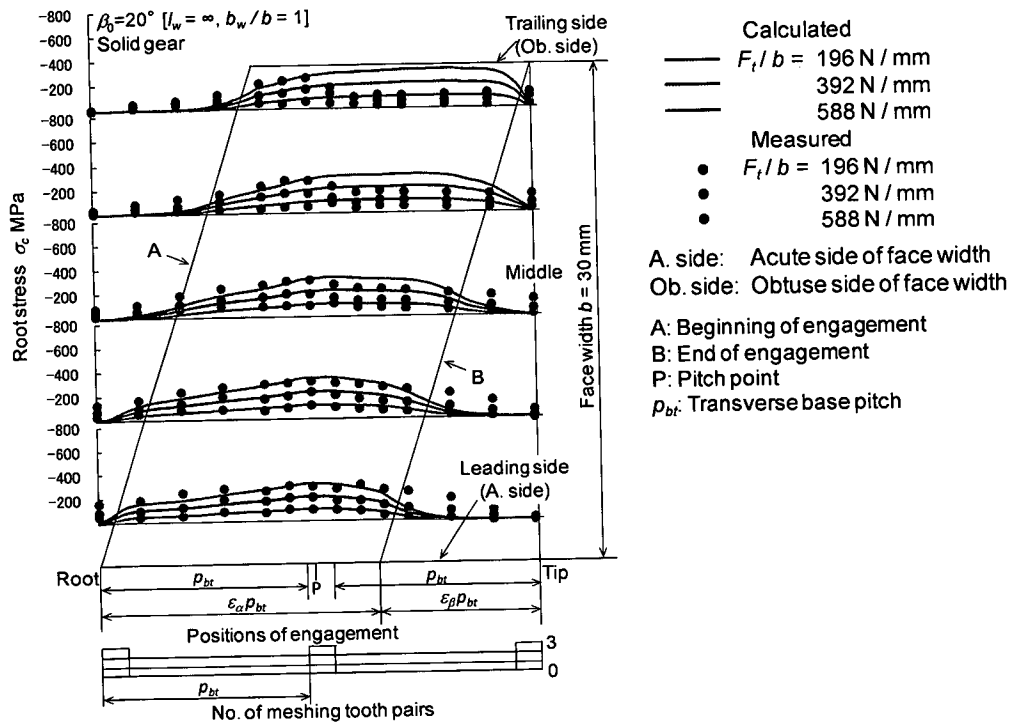


Fig. 2.13 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by using red lead ($P0, \beta_0 = 20^\circ$)

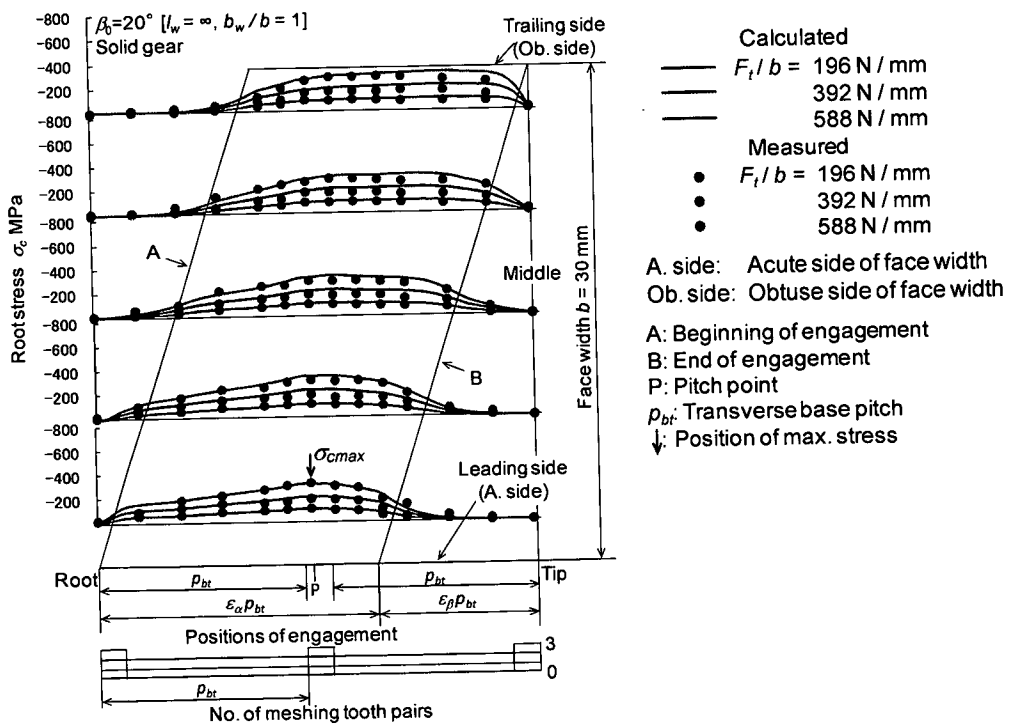


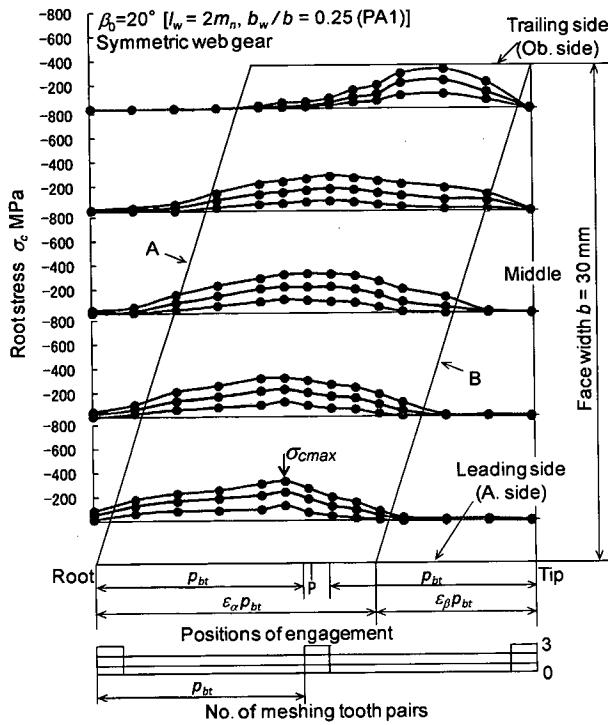
Fig. 2.14 Calculated root stresses and measured root stresses after tooth bearing by means of measurement of root stresses ($P0, \beta_0 = 20^\circ$)

2.3.2 歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

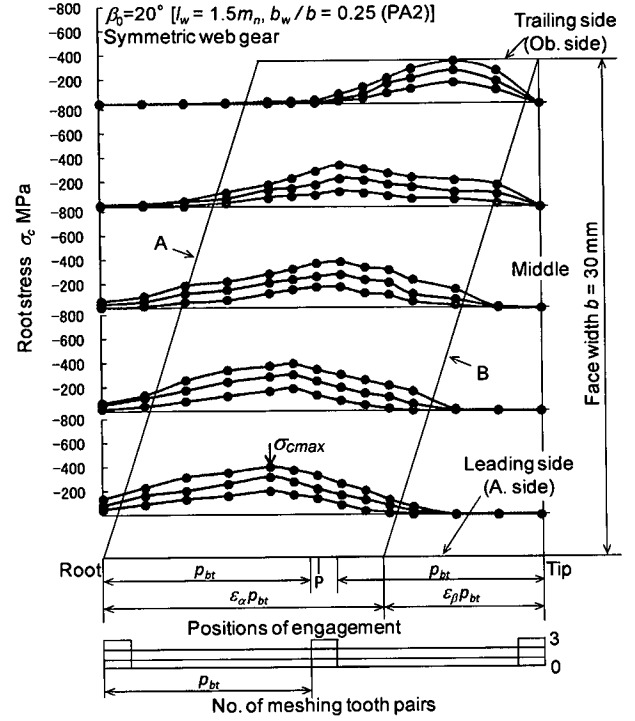
図 2.15 は、リム厚さ $l_w = 2m_n$ (m_n : 歯直角モジュール), ウェブ厚さ $b_w/b = 0.25$ (b : 歯幅, 図 2.2 の Part PA1), $l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.25, 0.17$ (図 2.2 の Part PA2, PA3) の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に、 $F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す。図 2.14, 2.15 より、薄肉ウェブ構造はすば歯車の場合には、両歯幅端のリム厚さが薄いため、一体歯車の場合に比べ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

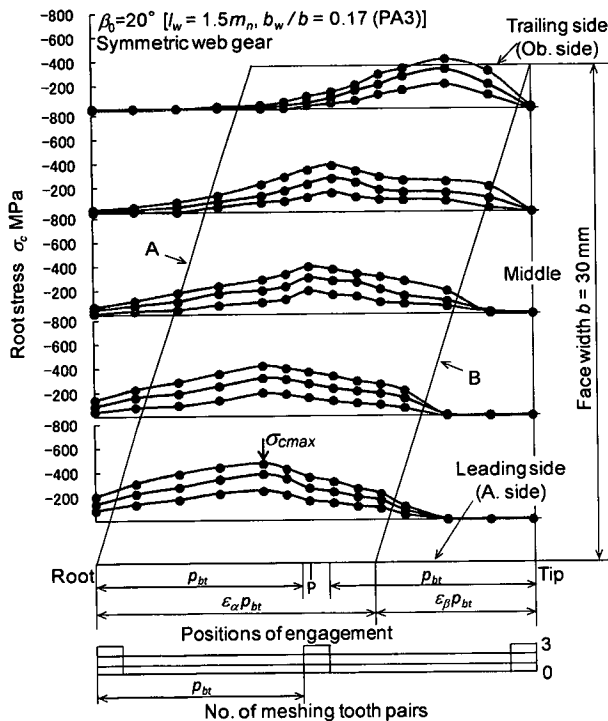
図 2.16 は、図 2.14 から求めた $F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合の P0 の歯元応力分布を示す。図 2.17 は、図 2.15 から求めた $F_t/b = 196, 392, 588$ N/mm が作用する場合の PA1, PA2 および PA3 の歯元応力分布を示す。図 2.16, 2.17 中の横軸は歯幅方向の位置を、縦軸は歯元応力値をとっている。図 2.16, 2.17 中の番号は、図 2.9 の接触線番号に対応している。図 2.16, 2.17 の歯元応力分布を比較すると薄肉歯車の P 点かみ合い位置付近の各かみ合い位置における歯元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 ($l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25$)



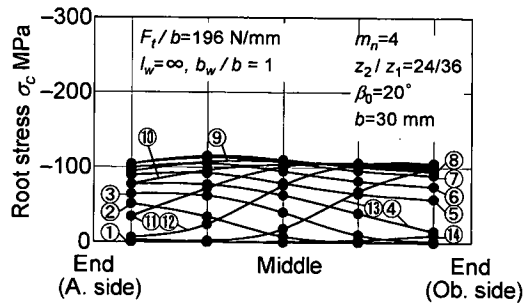
(b) PA2 ($l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25$)



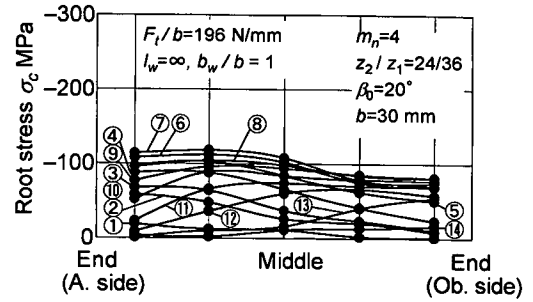
(c) PA3 ($l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17$)

- Measured
- $F_t/b = 196$ N/mm
 - 392 N/mm
 - 588 N/mm
- A. side: Acute side of face width
Ob. side: Obtuse side of face width
- A: Beginning of engagement
B: End of engagement
P: Pitch point
 p_{bt} : Transverse base pitch
↓: Position of max. stress

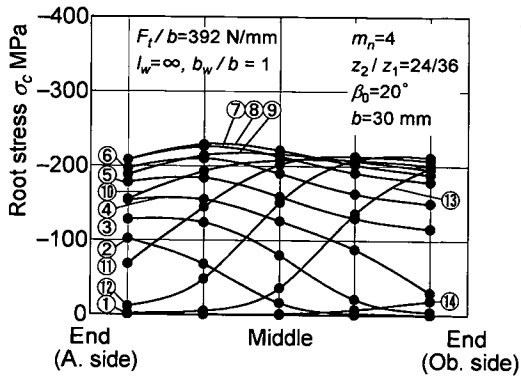
Fig. 2.15 Measured root stresses of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement ($\beta_0=20^\circ$)



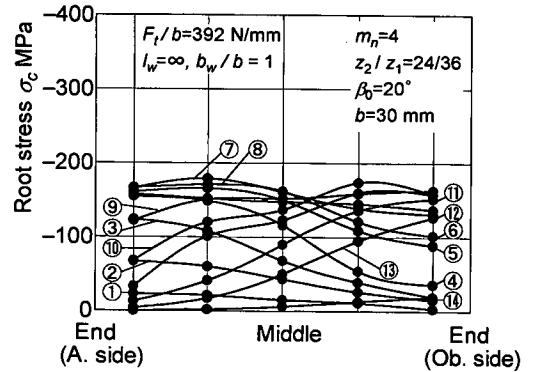
(i) $F_t/b = 196 \text{ N/mm}$



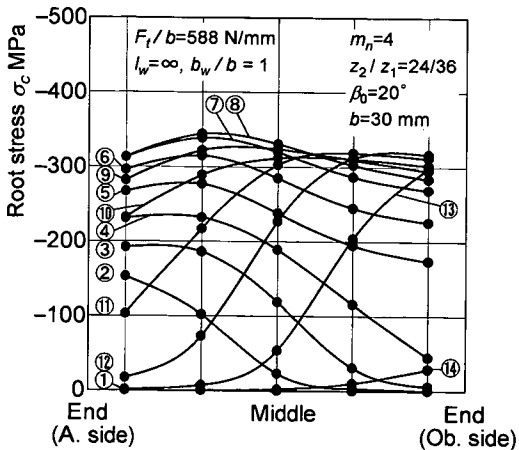
(i) $F_t/b = 196 \text{ N/mm}$



(ii) $F_t/b = 392 \text{ N/mm}$

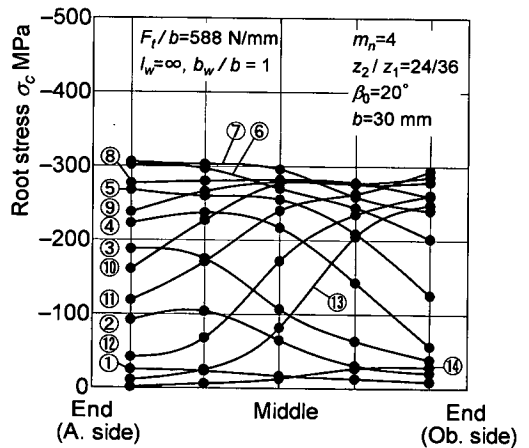


(ii) $F_t/b = 392 \text{ N/mm}$



(iii) $F_t/b = 588 \text{ N/mm}$

(a) Calculated



(iii) $F_t/b = 588 \text{ N/mm}$

(b) Measured

Fig. 2.16 Root stresses distributions of solid helical gear (P0, $\beta_0=20^\circ$)