

# 第 1 章 緒 論

## 1・1 研究の背景

### 1・1・1 研究のねらい

近年急速に普及しつつあるハイブリッド自動車や、電気自動車<sup>(1)～(4)</sup>に搭載されるアクチュエータは、動力源の電動化に伴い、電動化が求められる。また、内燃機関を動力源とした従来型の自動車においては利便性や快適性が求められ、自動ドア(図 1・1)等の電動アクチュエータを応用した装備が標準化しつつある。このため電動アクチュエータの需要は、現在だけでなく今後も拡大すると考えられる<sup>(5)～(7)</sup>。



Fig.1・1 Applications of electric actuators

電気自動車やハイブリッド自動車の普及のためには、二次電池の容量拡大と低コスト化が大きな課題である。電池の革新は今後も進むと思われるが、電力消費を抑えることも重要である。電気自動車は、走行するために不可欠である駆動モータやその制御装置、エアコン、ヒータ等で主な電力を消費する。二次電池の容量が十分ではない現在の電気自動車には、まだ必要最低限の電動補機しか搭載されていない。しかし、近い将来電気自動車にも、安全機能の充実や利便性向上が求められ、より多くの電動アクチュエータが必要になるであろう。次世代の電動アクチュエータには、小型・軽量、静粛であることに加え、電力省費の小さいことが必要とされる。

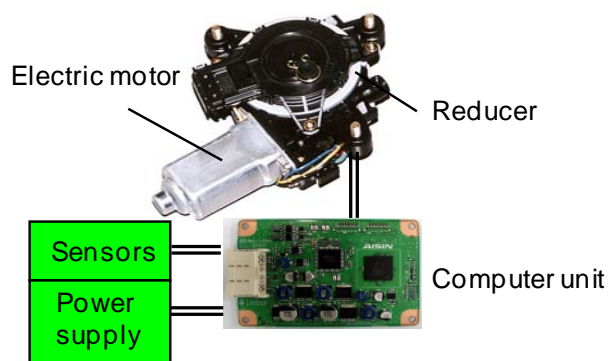


Fig.1・2 Composition of electric actuator

図1・2に示す電動アクチュエータの構成要素の中で、減速機は重要な共通要素のひとつである。もし、減速機の動力伝達効率を高くすることができれば、動力損失が減少するため、より小型のモータが使用できるからである。これにより、電動アクチュエータユニットは小型になり、かつ消費電力も少なくなる。しかし、消費電力の少ない小型モータは、一般に低トルク・高回転数型であるため、これを自動車用のアクチュエータとして使用するには、減速機の減速比を大きくする必要がある。減速機の体格を大きくすることなく減速比を大きくするためには、小歯数の歯車をピニオンとして用いるのがよい。

一般的に、電動アクチュエータに用いられる歯車には、減速比を大きくできるウォームギヤが多く使われている。しかし、ウォームギヤは歯面のすべりによる動力損失が大きいため、一般に動力伝達効率が低く、したがってより大きなモータが必要になる。

これに対し、はすば歯車やフェースギヤなどの、動力伝達効率が高い歯車機構のピニオンの歯数を2や3と、小さくすることができれば、大減速比と同時に高い動力伝達効率を得ることができる<sup>(7)~(10)</sup>。また、このピニオンは、異種のギヤ（例えば、はすば歯車やフェースギヤ）を相手歯車として組み合わせることができる。つまり、ひとつのピニオンで、モータ軸に対する出力軸配置の異なるふたつの大減速機構が構成できる。このアイデアにより、電動アクチュエータが小型・軽量、省電力になるだけでなく、これらを自動車へ搭載する際の、取り付け自由度を大きくすることもできる。（図1・3）

本論文は、これら大きな減速比と高い動力伝達効率を両立させることが可能な、歯車機構に使用する、ピニオン(小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車(図1・3の赤色の歯車)とギヤ(図1・3真中の図の青色のはすば歯車)について論ずる。

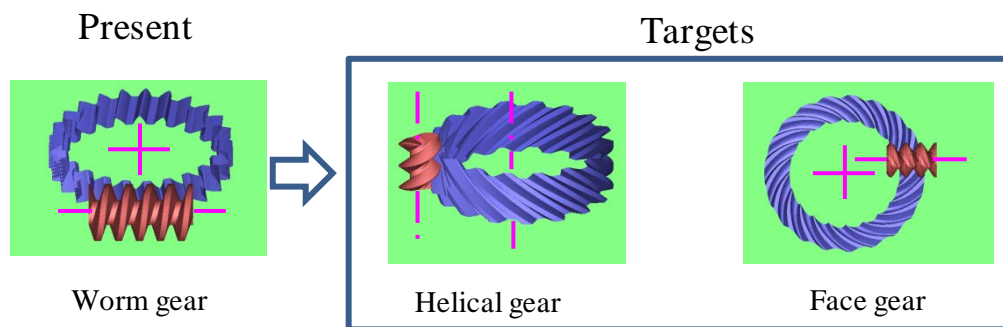


Fig.1・3 Gears with high reduction ratio

### 1・1・2 対象歯車の特徴

図1・4は、本研究で論じるピニオン（小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車）の外観写真である。これらは全て、歯数2のインボリュートはすば歯車に属する。

図1・5は、代表的な小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の、軸直角断面を示している。歯数の小さいインボリュート歯車で発生する切り下げを防ぐために、これらの歯車の歯形は比較的大きな正の転位を与えて設計する。そのため、相手ギヤ（はすば歯車）との正面かみ合い率は1以下である。総かみあい率1以上を確保するためには、この歯車に大きなねじれ角が必要になる。

しかしながら、軸受にかかるスラスト荷重を小さくするために、この歯車のねじれ角は小さくべきである。このことから、著者は実用上のねじれ角を  $30\sim 60^\circ$  と考える。このようなねじれ角は、一般的なはすば歯車より大きく、また、ウォームのそれより小さい。また、歯数が小さいことにより、同じモジュールのねじやウォームより歯底円が小さくなり、機械加工が困難になると考えられる。

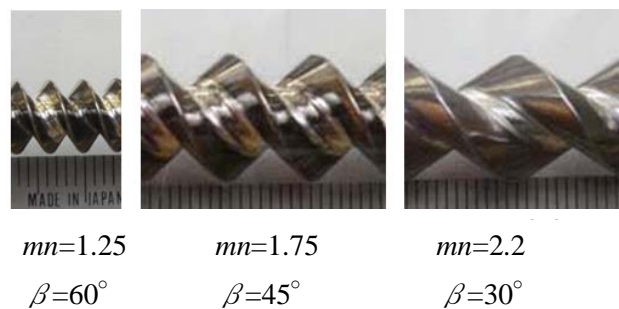


Fig.1・4 Outer views of the target gears

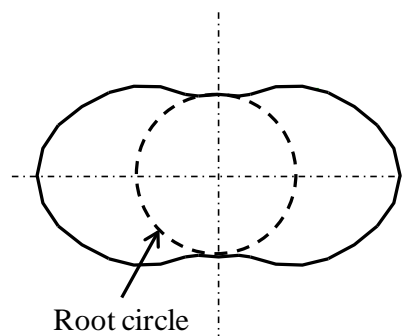


Fig.1・5 Gear profile on axial plane

高効率かつ大減速が可能なはすば歯車減速機構のギヤは、主に樹脂製のはすば歯車を想定している。しかし、より高容量の電動アクチュエータのギヤには、鋼製のはすば歯車が想定される。これらのギヤはピニオンと同じ、大きなねじれ角が付与される。本研究の第6章および第7章で論ずる、鋼製のギヤ（大ねじれ角を有するはすば歯車）の代表例の写真を図1・6に示す。



Fig.1・6 Another target gear : Output gear

本研究で論ずるはすば歯車は、図1・7に示すように様々な自動車用電動アクチュエータに組み込むことが可能である。また、小型・軽量・省電力を特長とするこれらの電動アクチュエータは、電気自動車やハイブリッド自動車への搭載も期待できる。



Fig. 1・7 Expected applications of target gears

高効率・大減速を実現できるはすば歯車機構は、高速回転型モータを使用するため、設置する場所によっては、歯車のかみあい騒音や、振動が問題になる場合が考えられる。また、かみあいによる耐久性性能も過去の知見がないため、あらかじめ確認しておく必要がある。これらの歯車の歯面の精度や性状が製造方法により異なるため、製造方法の選定にあたり、各種加工が歯車のかみあい性能に及ぼす影響を検討する。

### 1・1・3 製造方法の検討

本研究で扱う歯車を用いた高効率電動アクチュエータは、自動車の小型・軽量・省エネルギー化に貢献できる。さらに、歯車の製造面においても、環境負荷の低い工法を選定・開発することが望ましい。しかし、選定した工法・工程を実用化するためには、高品質で生産性が高く、低コストで、世界のどこでも生産できることが必要である。対象歯車を、切り屑を出さず、生産性が高い工法として知られている冷間成形転造で製造できれば、高効率電動アクチュエータの実用化に大きく貢献することができる。

成形転造とは、「円筒状の素材を回転させて、工具(ダイス)により局所的な塑性変形を徐々に

繰り返し与え、全体の製品形状を創成していく、「回転加工」の一つである<sup>(41)</sup>。成形転造は、すでにねじやスプライン、小型ウォームの製造に用いられている。また、成形機械やダイスも一般に普及しており、もし成形転造でこの歯車を成形できれば、世界中どこでも製品を製造することができるはずである。

転造は、その実用化から約 100 年の歴史を有するため、数多い文献が存在する。その中で、素材上にすでに歯溝が存在する仕上転造に関する研究<sup>(42)~(46)</sup>は多い。一方、成形転造は素材に歯溝は存在せず、まさにこの歯溝の成形に課題があるといわれる。歯溝成形の機構を解明するため、歯溝の無い円筒の変形を扱った基礎的研究がある<sup>(47)~(51)</sup>。また、有限要素法を用いて、歯溝の成形メカニズムの解明を試みた研究もある<sup>(52)~(55)</sup>。しかし、概して歯車の成形転造の研究は、実験的なアプローチ<sup>(56)~(60)</sup>と経験やノウハウによる条件設定が主流と思われる。

本研究の対象とするはすば歯車を、歯切りで製作したことを述べた文献は存在する<sup>(8)~(10)</sup>。しかし、成形転造に関しての文献は存在しない。そこで成形転造の可能性と課題を整理するためまず、歯数 2、モジュール 1.25、ねじれ角 45°のはすば歯車を、国内外の一流の転造専門メーカーや研究機関に依頼して、実際に試作を試みた。しかし、いずれも図 1・8 の写真のように所定の歯車の形すら得られなかった。成形転造に携わる技術者・研究者の経験では、この種の歯車を成形転造できる可能性は小さいとされた。これらの経緯から、過去の知見に基づいて本研究で扱う小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を成形転造するのは、容易ではないことがわかった。



Fig.1・8 Outer view of formed gear at initial stage

## 1・2 研究の概要

本研究の目的は、次世代の高効率電動アクチュエータに使用するはすば歯車を、冷間で成形転造によって製造し、自動車部品として実用化することである。また、暗黙知であった成形メカニズムを、歯車のかみあい等の幾何学アプローチにより解明する（形式知化する）ことも目的とする。

第 2 章ではまず、モジュール 0.9mm、歯数 2、ねじれ角 60° の比較的成形が容易と思われる小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を、代表的な歯切り法であるホブ切りと、ラック式成形転造で試作した。また工法の違いによる歯面の加工目が、歯車のかみあい性能へ及ぼす影響を考察した。さらに、自動車用高効率電動アクチュエータで想定される、様々な諸元の小歯数はすば歯車をラック式成形転造で試作し、成形精度を調べその成形の可能性と技術的な課題を検討した。

第3章では、歯数2、モジュール1.25mm、ねじれ角45°のはすば歯車をラック式成形転造で成形した。成形精度の向上を目的に、ダイスと素材の同時かみあい歯数に着目し、成形誤差の発生メカニズムを考察した。また、成形誤差を低減するための新しい転造方法を提案した。

第4章では、さらに成形精度の向上をめざし、丸ダイス式成形転造を試みた。その中で、ダイスの押し込み運動が素材の成形誤差に及ぼす影響について考察し、これをもとに成形誤差の低減方法を提案した。

第5章では、丸ダイス式成形転造中の素材の歩み（転造中に素材が、意図せずに軸方向に移動する現象）の低減を目的に、歩みの発生メカニズムを、幾何学的に考案した。さらに、歩みを低減するための新しいダイス設計法を提案した。

第2章から第5章までの研究の成果により、モジュール2.2mm、ねじれ角30°から60°までの諸元を持つ、小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を、高精度で成形転造する目処ができた。

第6章から第7章は、高効率はすば歯車減速機構におけるギヤの、成形転造に関する研究である。

第6章では、負荷容量が大きい減速装置に必要な、モジュール2mm、ねじれ角35°、歯数34のはすば歯車の成形転造の可能性を検討した。

第7章では、第6章で成形転造したはすば歯車を、浸炭焼き入れ・焼き戻しし、その焼き入れひずみの傾向や大きさ、残留応力の変化について、ホブ切りされたはすば歯車と比較し考察した。

なお、各章を補足するための予備実験や、追加実験については、「付録AからC」で巻末にまとめ、主となる論文（第2章から第7章）の論旨や流れが理解されやすいように配慮した。

### 1・3 専門用語

本研究で用いた、転造分野で用いられる代表的な技術用語について説明する。

#### 1・3・1 ラック転造と丸ダイス転造

本研究では、ラックダイスを用いた成形転造(ラック転造)と、丸ダイスを用いた成形転造(丸ダイス転造)の、二つの転造法について研究した。

##### 1・3・1・1 ラック転造

図1・10に示すように、素材に対向して配置した二つのラック型ダイスを、素材の接線方向で互いに反対方向へ平行移動させ、ダイスの歯形を創成運動により、素材へ転写する転造方法を示す。押し込みは、ダイスの歯形を変化させ実現している。転造サイクルは、ラックダイスの長さ内で完結する。素材は、ダイスにより連れまわりする。

転造盤には、ダイスを移動させる機構が備わり、ダイスの押し込みの機構を必要としない。ダイスの駆動は一般に、ラックアンドピニオン機構が用いられ、動力源も油圧式が多く、機械コストが比較的低価格である。ダイスの歯形を変えることができ、後に解説する「割出し」が比較的容易であることにより、成形精度を高めることも可能と考えられる。

背反としては、その成形プロセスがダイスの長さ内で完結するため、成形できる歯の大きさや

成形精度は、ダイス長さに依存する。しかし、ダイスの長さにも限界があり、市販されているダイス長さは最大で約 900mm である。本研究において、第 2 章から第 3 章までは、ラック転造による成形転造を試みた。

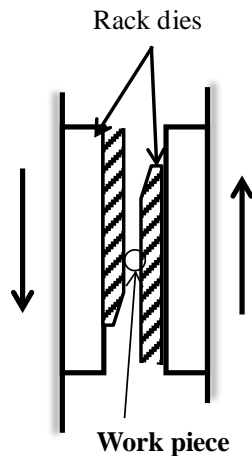


Fig.1・10 Rack rolling

### 1・3・1・2 丸ダイス転造

図 1・11 は丸ダイス転造の説明図である。はすば歯車形をした二つのダイスを、素材に対向して配置し、ダイスを回転させながら、素材の中心へ向けて押し込む転造法を意味する（インフィードまたはプランジ式とも呼ばれる）。左右ダイスの押し込み速度および回転速度は、同期制御される。素材は、ダイスに連れまわりする。ダイス一個内の歯形は、全て同じである。丸ダイス転造の特長は、ダイスの累積回転数を増すことにより、成形荷重を低減できることであり、より大きな歯を持つ歯車が成形できる（または成形荷重をより小さくできる）ことにある。また、逐次成形により、成形精度を向上することも可能である。さらに、ダイスの回転方向を転造中に切り替えることができる市販の転造盤も存在する。転造盤は、ダイス回転と押し込みの両方の機能を備えている必要があり、ラック転造盤と比較して、機械の構造が複雑になる。また、ダイスの歯形は全て一定であるため、後に解説する「割出し」が困難とされている。本研究において、第 4 章から第 7 章までは、この丸ダイス転造で素材を成形した。

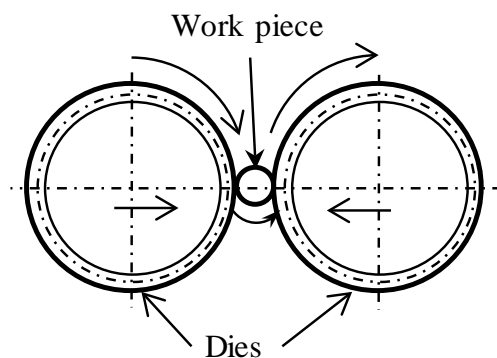


Fig.1・11 Round die rolling

### 1・3・2 歯すじのうねり

小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の歯すじには、図1・12に示すように、歯幅方向に同じつるまき線が、複数現れる。つまり、成形転造においては素材の一つの歯すじに、何枚ものダイスの歯が同時にかみ合うことになる。成形誤差の特徴として、「歯すじのうねり」と呼ばれる形状誤差が発生する。歯すじのうねりは、図1・13に示すように、歯すじ測定曲線において周期的に歯すじ曲線がうねることである。歯すじのうねりは、ウォームやねじの成形転造の場合に多く報告されている。また、これらは歯車のかみ合い騒音に影響する歯面誤差とされている。

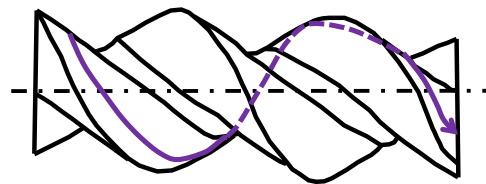


Fig.1・12 Helix on target gears

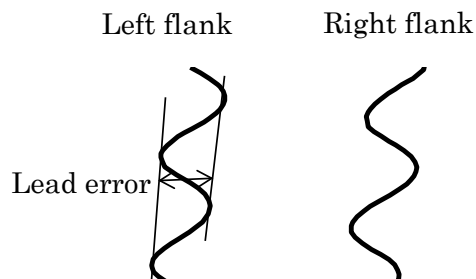


Fig. 1・13 Helix deviations on target gears

### 1・3・3 割り出し

成形転造は仕上げ転造と異なり、素材に歯溝は存在せず、円筒形をしている。また、素材はダイスに連れまわりするため、転造初期にダイスの歯先と素材外周が接触してから、素材の外周に正しい歯溝が成形するまで、ダイスの歯先で素材外周（歯底）を、所定の歯数に割出すような、素材の直径、ダイスの歯先ピッチ（外径）にする必要がある。正しい歯溝が成形されるとダイスの歯はこの歯溝に倣って成形が進む。この現象は、一般に「割り出し」と呼ばれている。ラックダイスの場合は、先に述べたように、ダイスの歯形を変化させることができ（ピッチを変えることができ）、（図1・14の左図）、比較的容易に割出しができる。しかし、丸ダイスではダイスの歯形は全て同じである。ダイス外周と素材外周が最初に接触した時、正確に素材の外周を割出すためのダイスの歯先円と、ダイスが押し込まれ最終の仕上げの位置で、所定の歯車を成形できるダイスの歯形（歯車諸元）の、両方を満足するのは容易ではない（図1・14の右図）。本研究では、第5章で、正確に割り出しができる丸ダイスについて論じる。割り出しが正確でない場合、図1・15



に示すように、転造初期に素材外周に成形される歯溝が、所定のはずば歯車と異なる不具合が発生する。その結果、所定の歯車が成形できないか、歯車の形はできても成形精度が悪化する。また、成形荷重を大きくする可能性がある。正確な割り出しは丸ダイス成形転造の重要な技術的な課題である。

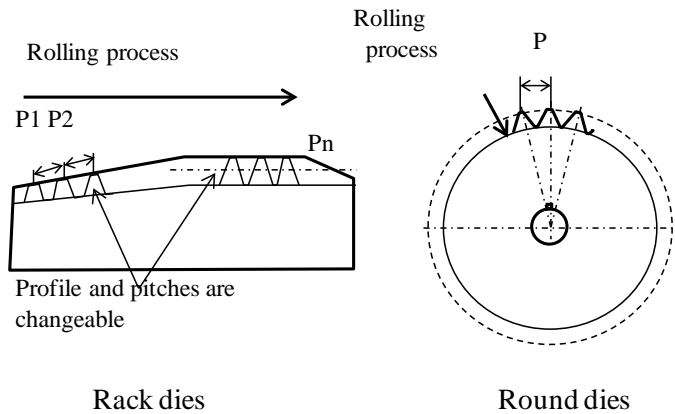


Fig.1・14 Pitch on die tips

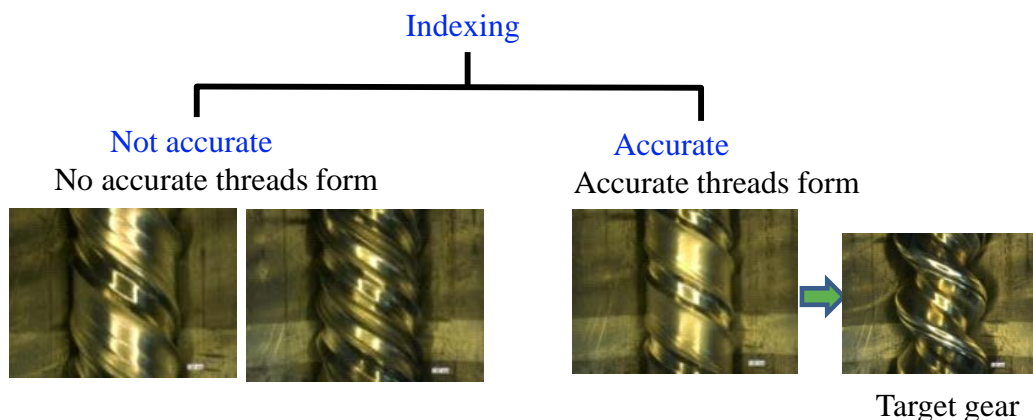


Fig. 1・15 Consequences of index

#### 1・3・4 歩み

一般に、ねじやウォームなど進み角が小さく（ねじれ角が大きく）リードが小さい素材を成形する場合、図1・16に示すように、転造中に素材が、意図せずその軸方向へ移動する現象が認められる。この原因や移動量、移動方向について、過去の知見では十分に明らかにされていなかった。また、歩みを抑えるため軸方向を拘束すると、精度の悪化が認められるため、その発生源に対策することが望ましい（第2章）。歩みの結果、図1・16に示すように、素材の成形部両端に不完全成形部が発生する。これは、減速装置の歯車のかみあいに参加できない部分となり、図1・17に示すように、減速装置の厚さの増大につながる。ウォームギヤの場合は例えば、不完全成形部が減速装置の厚みの増大に、直接的に影響することはないが（図1・17の左の図）、本研究で扱うはずば歯車の場合、不完全成形部は、減速装置の厚みの増大につながる。つまり、小歯数・大ねじれ角を有するはずば歯車の成形転造では、不完全成形部の原因である歩みを低減すること

が必要である。(図1・17の右の図)



Fig.1・16 Work piece shift during a rolling process

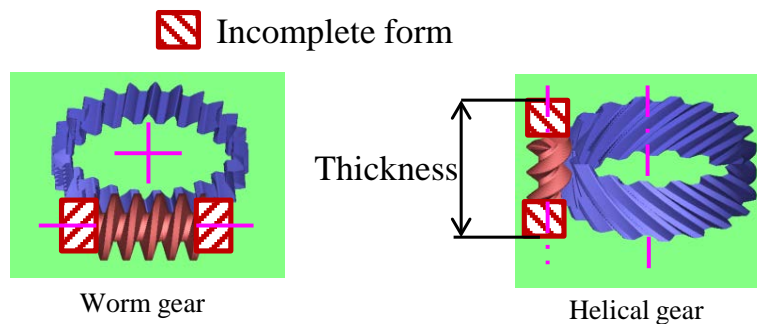


Fig.1・17 Consequence of incomplete form

## 文 献

- (1) 秋山勇治, “最近の精密小形モータの動向と技術的ポイント”, 機械設計, vol. 21, No. 6(1988), pp. 2-8.
- (2) 日渡良爾, 岡野邦彦, 山本博巳, 高崎昌洋, 藤井康正, “プラグインハイブリッド車導入が日本の電力需要へ及ぼす影響”, 電力中央研究所研究報告(2006), pp. 1-21.
- (3) “ハイブリッド自動車用二次電池の市場動向”, 機能材料, Vol. 29, No. 2(2009), pp. 79-83.
- (4) 篠田幸男, 関知道次, “世代自動車の普及量予測と電力への影響”, 電気学会電力系統技術研究会資料(2010) pp. 37-42.
- (5) 永田英理, 日本機械学会 P-SCD348 分科会研究成果報告書, (2007), pp. 72-74.
- (6) 飯沼和久, 日本機械学会 P-SCD359 分科会研究成果報告書, (2010), pp. 20-23.
- (7) Nagata, E., “Form Rolling of Helical Gears with Small Number of Teeth and Large Helix Angle Using Round Dies”, Proceedings of 1<sup>st</sup> International Conference on Ingot, Casting, Rolling and Forging (2012-6), pp. 1-8.

- (8) 石橋彰・吉野英弘・中島巖, “小歯車の歯が2~4枚の高歯数比歯車対の設計・製作と負荷能力の研究：第1報,  $z_1=2$  と3の場合の設計・製作および歯面の負荷能力”, 日本機械学会論文集C編, Vol.47, No.416 (1981), pp.507-515.
- (9) Chen, C.-F. & Tsay, C.-B., *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 45 (2005), pp. 1531-1541.
- (10) 大島史洋, 吉野英弘, 永田英理, “高減速比フェースギヤに関する研究：第2報, ギヤの歯切り”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 75, No. 758 (2009), pp. 212-217.
- (11) 日本塑性加工学会編 塑性加工技術シリーズ 11 回転加工-転造とスピニング-(1998) コロナ社
- (12) 森脇一郎, 越智健, 長坂通均, “シェービング盤を用いた歯車の転造仕上げに関する研究(ダイス押し込み力の測定)”, 日本機械学会機素潤滑部門講演会講演論文集, (2001), pp. 51-54.
- (13) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 橋本慎也, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究(第2報, 転位係数の影響)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 49, No. 445 (1983), pp. 1555-1563.
- (14) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究(第3報, 負荷経路およびダイス歯車進入量の影響)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 51, No. 467 (1985), pp. 1541-1549.
- (15) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 獅山晴之, 藤井則之, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究(第4報, クラウニングダイスによる加工)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 51, No. 467(1985), pp. 1550-1558.
- (16) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 山田寿, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究(第5報, ダイス歯車の歯形修整)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 53, No. 493(1987), pp. 1989-1995.
- (17) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 山田寿, 牧哲生, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究(第6報, 転造仕上げによる被加工歯車の歯形修整)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 55, No. 511(1989), pp. 729-735.
- (18) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 獅山晴之, “はすば歯車の軸交差方式転造仕上げに関する研究(第2報, コンピュータシミュレーション)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 52, No. 474(1986), pp. 562-569.
- (19) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 藤田昌克, “はすば歯車の軸交差方式転造仕上げに関する研究(第3報, ダイス歯車の歯先修整)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 53, No. 486(1987), pp. 436-443.
- (20) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, 山田寿, 井澤康浩, “焼入れ歯車の転造上げ加工に関する研究(第1報, 基礎的考察)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 55, No. 511(1989), pp. 723-728.
- (21) 森脇一郎, 岡本隆, 久保愛三, “焼入れ歯車の転造上げ加工に関する研究(第2報, クラウニングダイスによる加工)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 56, No. 528(1990), pp. 2263-2269.
- (22) 植松整三, “仕上げ転造用工具の歯形修整法”, 日本機械学会東北支部地方講演会講演論文集, (2001), pp. 63-64.

- (23) 植松整三, “平歯車の仕上げ転造における歯形誤差の発生機構 (第 1 報) - 歯形のくぼみ発生機構 -”, 精密工学会誌, Vol. 54, No. 1 (1988), pp. 139-144.
- (24) 植松整三, 加藤正名, “平歯車の仕上げ転造における歯形誤差の発生機構 (第 2 報) - 圧力角誤差の発生機構 -”, 精密工学会誌, Vol. 55, No. 10 (1989), pp. 139-144.
- (25) 植松整三, 加藤正名, “平歯車の仕上げ転造における歯形誤差の発生機構 (第 4 報) - 圧力角誤差の発生機構 -”, 本機械学会東北支部・精密工学会東北支部地方講演会講演論文集, (1988), pp. 104-105.
- (26) 植松整三, 加藤正名, “強制変位方式による平歯車の仕上げ転造 (第 1 報) - 加工機構 -”, 精密工学会誌, Vol. 56, No. 3 (1990), pp. 563-568.
- (27) 植松整三, 加藤正名, “強制変位方式による平歯車の仕上げ転造 (第 2 報) - 加工精度 -”, 精密工学会誌, Vol. 56, No. 11 (1990), pp. 2105-2110.
- (28) 植松整三, 加藤正名, “歯形修整した工具による強制変位方式による平歯車の仕上げ転造”, 日本機械学会東北支部・精密工学会東北支部地方講演会講演論文集, (1993), pp. 339-341.
- (29) 植松整三, 高橋達也, “仕上げ転造の幾何学と転造効果の評価法”, 山形大学紀要 (工学), Vol. 22, No. 2 (1993), pp. 125-131.
- (30) 植松整三, 加藤正名, “生産性を考慮した強制変位方式による仕上げ転造”, 日本機械学会東海支部三重地方講演会講演論文集, (1992), pp. 415-418.
- (31) 植松整三, 加藤正名, “平歯車の仕上げ転造における歯形誤差の発生機構 (第 5 報: 変位制御方式による転造)”, 精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1988), pp. 819-820.
- (32) 久野精市郎, “ラック形工具による歯車の仕上転造 - 精度の向上 (第 1 報) -”, 愛知工業大学研究報告 B, No. 13 (1978), pp. 77-81.
- (33) 久野精市郎, “ラック形工具による歯車の仕上転造 - 精度の向上 (第 2 報) -”, 愛知工業大学研究報告 B, No. 14 (1979), pp. 37-43.
- (34) 久野精市郎, “ラック形工具による歯車の仕上転造 - 精度の向上 (第 3 報) -”, 愛知工業大学研究報告 B, No. 15 (1980), pp. 77-82.
- (35) 久野精市郎, “ラック形工具による歯車の仕上転造 - 精度の向上 (第 4 報) -”, 愛知工業大学研究報告 B, No. 16 (1981), pp. 49-54.
- (36) 尾崎龍夫, 西村邦夫, 岡本文明, “バニシ転造の歯形解析 (第 1 報, 強制駆動の場合)”, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 365 (1977), pp. 359-368.
- (37) 尾崎龍夫, 今村哲久, “バニシ転造の歯形解析 (第 2 報, 転造加工方式の影響及びその実験による検討)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 45, No. 398 (1979), pp. 1158-1164.
- (38) 尾崎龍夫, 船津和幸, 渕郁雄, “バニシ転造の歯形解析 (第 3 報, はすば歯車の転造成形および工具修整歯形)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 473 (1986), pp. 130-137.
- (39) 尾崎龍夫, 岩本和徳, 堀川順一, “バニシ転造の歯形解析 (第 4 報, はすば歯車の転造における素材修整歯形)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 489 (1986), pp. 2914-2919.
- (40) 尾崎龍夫, “バニシ転造の歯形について”, 不二越技報, Vol. 37, No. 1 (1981), pp. 1-10.

- (41) 井上和夫, 植松整三, “歯車の仕上転造”, 日本機械学会誌, Vol. 78, No. 682 (1975), pp. 798-803.
- (42) 竹増光家, 尾崎龍夫, 村上功, “ねじ状工具による歯車の仕上げ転造 (3次元弾塑性有限要素法による歯形解析)”, 第44回塑性加工連合講演会講演論文集 (1993), pp. 501-504.
- (43) 竹増光家, 前田浩幸, 尾崎龍夫, “ねじ状工具による歯車の仕上げ転造 (第2報, 弾塑性有限要素法による数値歯形解析)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 71, No. 701 (2005), pp. 251-2579.
- (44) 寺内善男, 田原道人, 若岡信利, “歯車の転造仕上げに関する研究 (第1報, 歯形上の塑性押し込み量分布について)”, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 375 (1977), pp. 4327-4336.
- (45) Sigl, Lorenz, S., Rau, G., and Krehl, M., “Properties of Surface Densified P/M Gears”, Special Publications, Society of Automotive Engineers, SP-1950 (2005), pp. 47-52.
- (46) Kauffmann, P., Gorgels, C., and Kolcke, F., “Gear-Rolling Study”, Advances in Powder Metallurgy and Particulate Materials, Vol. 1 (2009), pp. 6. 47-6. 58.
- (47) 井川謙一, “円柱の横据え込みにおける弾性応力場 (転造の変形機構に関する基礎的研究I)”, 第33回塑性加工連合講演会講演論文集 (1982), pp. 247-250.
- (48) 井川謙一, “円柱の横据え込みにおける弾性応力場 (転造の変形機構に関する基礎的研究II)”, 塑性加工春季講演会講演論文集 (1983), pp. 281-284.
- (49) 井川謙一, 竹内万正, “円柱の横据え込みにおける弾性応力場 (転造の変形機構に関する基礎的研究III)”, 第34回塑性加工連合講演会講演論文集 (1983), pp. 547-550.
- (50) 竹増光家, 尾崎龍夫, “ラック状工具の押し込み”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 52, No. 474 (1986), pp. 794-798.
- (51) 堤成晃, 加藤隆雄, 田中繁一, “転造過程に関する基礎的研究 (軸直角断面におけるゆがみの生起と変形過程)”, 昭和60年度塑性加工春季講演会講演論文集 (1985), pp. 413-416.
- (52) 井川謙一, 高橋誠, “有限要素法による円柱の横据え込みの解析 (その1) -転造の変形機構に関する基礎的研究V”, 昭和60年度塑性加工春季講演会講演論文集 (1985), pp. 405-408.
- (53) 鈴木秀人, 西野創一郎, 齊藤琢磨, “歯車転造に係わる FEM シミュレーション”, 日本機械学会第75期通常総会講演会講演論文集 (II) (1998), No. 98-1, pp. 221-222.
- (54) 松井一晃, 森孝男, “有限要素法による転造加工解析の基礎的検討”, 北信越支部第46期総会・講演会論講演文集 (2009), pp. 75-76.
- (55) 松井一晃, 森孝男, “転造加工解析に及ぼすワーク材料特性”, 日本機械学会第22回計算力学講演会CDROM論文集 (2009), No. 09-21, pp. 252-253.
- (56) 井上和夫, 植松整三, 鏡光夫, “歯車転造機構の研究 (第1報) -転造中のかみあい状態が精度に及ぼす影響-”, 精密機械, Vol. 41, No. 9 (1975), pp. 866-871.
- (57) 青砥久仁夫冷間転造歯車の精度傾向の把握東北学院大学工学部研究報告, Vol. 20, No. 1 (1985) pp. 11-13.
- (58) 植松整三, “歯車転造中の角速度が歯形誤差に及ぼす影響”, 精密工学会誌, Vol. 54, No. 7 (1988), pp. 1334-1339.

- (59) 志澤保，川井俊紀，加藤直樹，西村文孝，“齒形転造成形における型歪調査”，型技術者会議講演論文集（2000），pp. 124－125.
- (60) 星野雅俊，福田秀之，“エネルギー評価による転造加工条件の最適化”，第10回品質工学研究発表大会論文集（2002），pp. 310－313.

## 第2章 小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の成形転造 (成形可能性の検討)

### 2・1 緒言

自動車の電動化が進むと、電動アクチュエータはより消費電力の少ないものが求められるであろう。このような高効率電動アクチュエータ減速装置の小歯車として用いられる小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の、高精度かつ生産性の高い量産工法を開発することが、高効率の電動アクチュエータの早期実用化には不可欠である。

本章では、小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を、むくの円柱素材から冷間転造で成形する工法について、その可能性を検討する。これまでに、このようなはすば歯車に対する歯切り加工の報告<sup>(1)~(3)</sup>はあるが、転造についての報告はないようである。一方、歯車の成形転造に関する研究では、自動車用ウォーム<sup>(4)~(6)</sup>または自動車用ステアリングピニオン<sup>(7)~(15)</sup>を対象とした研究は多いが、その知見を本研究で扱う歯数が2で歯底径が小さく、ねじれ角が30~60°という極端な小歯数のはすば歯車には、容易に適用できない。

本章ではこのようなはすば歯車をまず、過去の知見をもとに、試行錯誤での改良を加えて転造で成形し、歯車精度、歯面の面粗度、加工硬化等をホブ切りで加工したものと比較した。その後、それぞれの工法で加工したはすば歯車を小歯車とし、はすば大歯車と組み合わせ、減速装置に組み込み、その性能を比較した。さらに、様々な諸元のはすば歯車の成形転造も試み、転造での成形可能性とその課題について論じる。

### 2・2 成形転造およびホブ切りでの歯車の加工

小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を、むくの円柱素材(直径5.3mm,長さ42mm)からの冷間成形転造と、一般的なホブ切りで加工し、それぞれの歯車の加工精度を比較した。加工対象歯車の諸元を表2・1に示す。なお、転位係数については、ラックダイスとのかみあいにおいてアンダーカットがおきないように設定した。

Table 2・1 Gear data

Normal module (mm)	0.9
Number of teeth	2
Normal pressure angle (deg.)	17.5
Helix angle (deg.)	60
Tip diameter (mm)	7.6
Root diameter (mm)	3.3
Material	S45C Steel(JIS G4051)

自動車用ステアリングピニオンの成形転造では、歯車とラック型ダイスの同時かみ合い歯数の変動に起因するとされる、歯すじのうねりの発生が報告されている<sup>(7)~(18), (15)</sup>。また、重なりかみ合い率を整数とすることで、歯すじのうねりを低減可能であることも示されている。これらの報告で取り扱われているのは歯車の歯数は5以上で、本研究で取り扱う歯車の歯数に対して大きく、歯底直径もより大きいが、これらの報告を参考にして、歯車の歯幅は重なりかみ合い率がおおむね3.0になるように設定した。

### 2・2・1 成形転造

成形転造には、生産性が高く安価なラックダイスを用い、転造盤はNHKビルダー社製縦型油圧式転造盤CT-600を用いた。その模式図を図2・1に示し、ラックダイス概略を図2・2に示す。

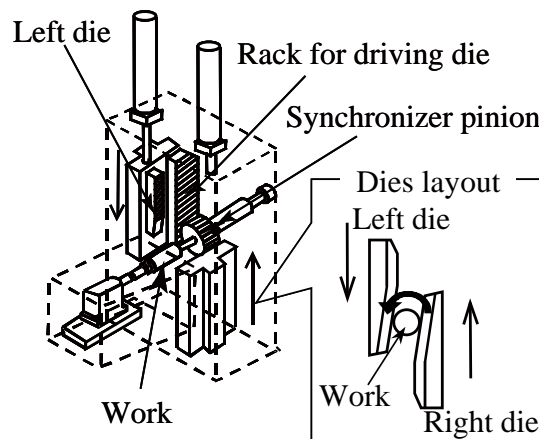


Fig.2・1 Overview of form rolling machine

ダイスは久野<sup>(16), (17)</sup>、および葉山<sup>(18)</sup>らの示した条件を参考にして、粗加工、仕上げ加工、逃げに相当する各部分の長さ、および歯形を設計した。一対のダイスは同一諸元を有する。なお、ラック移動速度は7m/min,ラックの推力は合計で7,800Nであった。切削油は出光BR20を使用した。

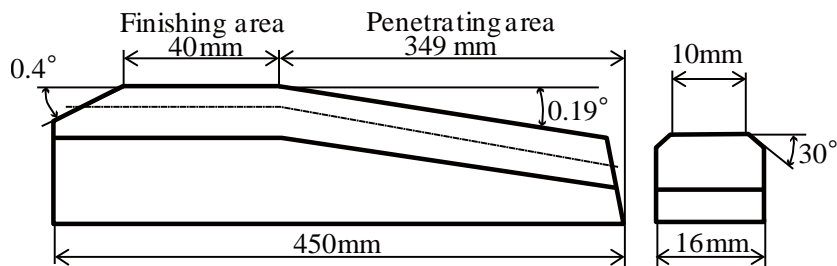


Fig.2・2 Schematic design of rack dies



本研究で加工した歯車は、歯底径が 3.25mm と小さいため、両側のラックダイスからの負荷のわずかな差のため転造後に歯車中心軸が湾曲すると予想される。これを緩和するため井川<sup>(3)</sup>、相崎<sup>(9)</sup> および炭谷の報告<sup>(15)</sup> を参考にして、図 2・3 のように歯形成用のラックダイスの両端に幅 4mm のフラットダイスを取り付け、素材の保持をスパンの大きい両端支持はりの状態からラックダイス歯幅両端での固定状態に近づけることにより、湾曲を小さくする構造とした。

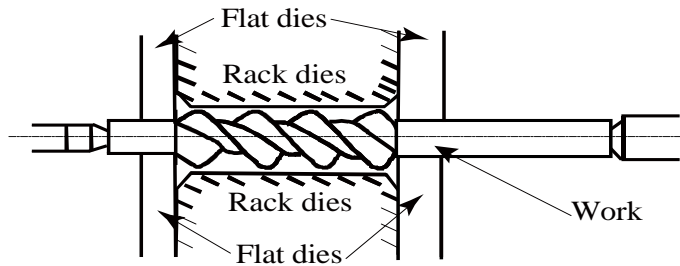


Fig.2・3 Schematic design of setting using flat dies

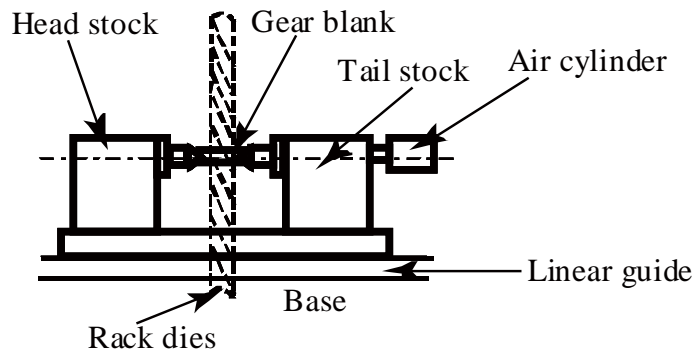


Fig.2・4 Gear blank support unit and machine base

さらに、転造成形中に素材が伸びることも予想して図 2・4 のように、芯押し台のヘッドストック側は固定したが、テールストック側を可動式にし、空気圧により素材を押し込み支持することができるようにした。なお、図 2・4 にはリニアガイドが示されているが、これについては後述する。

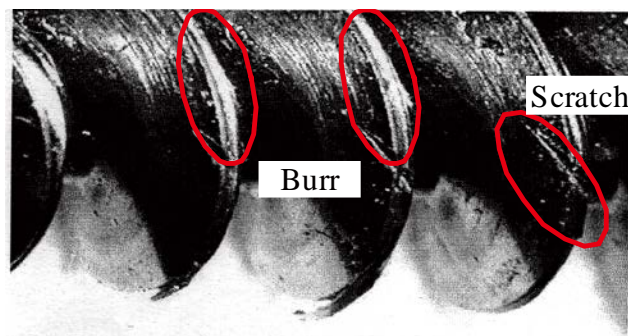


Fig.2・5 Photograph of a form rolled gear

以上の方法で転造成形されたはずば歯車を観察すると、図2・5に示すように歯先のばりや、歯面の傷が認められた。また、転造成形された歯車の歯先円にダイヤルゲージを当て、歯車を軸中心に回転させて測定した歯先円径の振れは、0.35mmと非常に大きく、ねらいに反して、中心軸が湾曲していることが分かった。これは市販の転造ウォームの誤差0.05~0.1mmと比較して大きいものである。

歯先のばりや歯面のきずが発生した原因を考える。ねじの成形転造では、成形中に素材が軸方向に移動する歩みと呼ばれる現象<sup>(19)~(21)</sup>が報告されている。この歩みが生じる機構は定かではないが、ねじに近い形状となる小歯数・大ねじれ角を有するはずば歯車の成形転造でも歩みが生じるものと考えられる。ところが、本章で用いた転造法ではフラットダイスで素材の両端を拘束し、ヘッドストック側を固定したため、この歩みを拘束していることになる。その結果、素材の自然な運動が妨げられることになり、ばり、きずや中心軸の湾曲を引き起こしたものと考えられる。そこで、図2・4のように、芯押し台と転造盤本体の間にリニアガイドを設置し、フラットダイスを取り外すことで、芯押し台が軸方向に移動できる構造にした。素材の歩みを拘束しないようにすることで、歯先のばりや歯面のきずの発生を抑えることができると考えた。フラットダイスを無くし、リニアガイドを付加した装置を用いて、歯車の成形転造を行い、芯押し装置のヘッドストック側にレーザ変位計を取り付け素材の軸方向変位を測定することで、素材の歩みについて調査した。この装置を用いることにより、ばりの無い歯面が得られた(2・4, 図2・19のWork B)。また歯先円の振れも0.05mmとなり、中心軸の湾曲も低減できた。したがって、以降で述べる成形転造歯車は、この方法を用いて加工することにした。図2・6にラックダイスの送りと素材の軸方向位置の関係を示す。粗加工中には素材に2mm程度の歩みが発生していることがわかる。なお、仕上げ加工中の正の方向への急激な素材の移動は、スラスト力によるものであると考えられる。

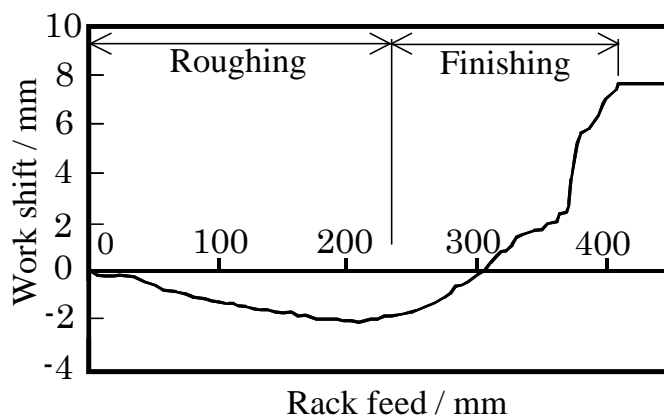


Fig.2・6 Work shift during form rolling

### 2・2・2 ホブ切り

ホブ切りには、カシフジ製縦型 CNC ホブ盤 KN151 を用いた。本論文で取り扱う小歯数、大ねじれ角を有するはすば歯車を加工するためには、ホブヘッドを一般的な加工条件に比べて非常に大きく傾ける必要がある。さらに、素材の直径が 5.3mm と小さいため、ホブヘッドとテーブル、あるいは芯押しが干渉する可能性もある。これらを考慮し、外径 80mm, 1 条, 16 溝のホブを用いた。また、加工条件は、ホブ周速度 80m/min, 垂直送り速度 0.5mm/rev.とした。切削油は出光ダフニカット HS32 を用いた。

### 2・2・3 成形転造歯車とホブ切り歯車の比較

図 2・7 は、成形転造歯車、およびホブ切り歯車の歯形誤差、歯すじ誤差測定記録例である。ホブ切り歯車には、歯数の少ない歯車でよく見られる、ピッチ円付近が窪んだ歯形形状(図 2・7 の A 部)となっているが、成形転造歯車では誤差の小さな歯形形状が得られている。また、歯すじ形状にはうねりが認められる。成形転造歯車の歯すじのうねり(図 2・7 の B 部)は 50 $\mu$ m 弱程度と、ホブ切り歯車の 20 $\mu$ m 程度に対し、ほぼ 2 倍強となっている。また、その周期は、素材 1 回転につき 2 周期存在することがわかる。しかし、歯すじのうねり量は市販のウォームの歯すじ形状誤差と同等水準であった。

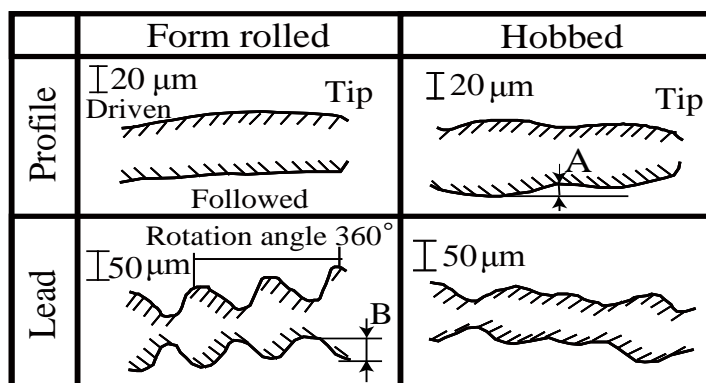


Fig.2・7 Profile and lead errors of each gears

図 2・8 は、成形転造歯車、およびホブ切り歯車それぞれの歯すじ方向の表面粗さ曲線である。ホブ切り歯車の歯面では、ホブの垂直送りによるおよそ 10 $\mu$ m の最大高さ粗さが認められる。一方、成形転造歯車では、歯面の最大高さ粗さは 1 $\mu$ m 以下であり、ホブ切りより成形転造の方が滑らかな歯面が得られるといえる。このことは、図 2・9 に示したそれぞれの歯面の電子顕微鏡写真からもわかる。

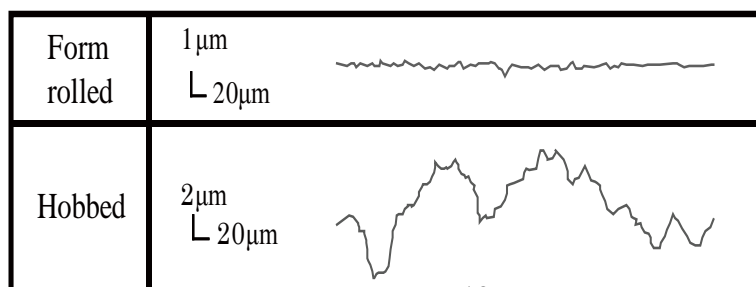


Fig.2・8 Surface roughness of gear flank

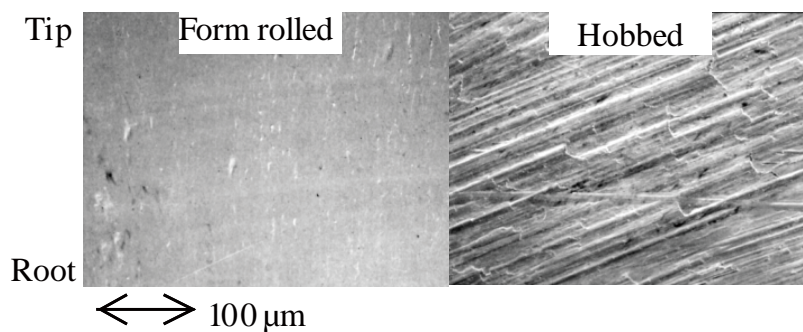


Fig.2・9 Surface of gear flank

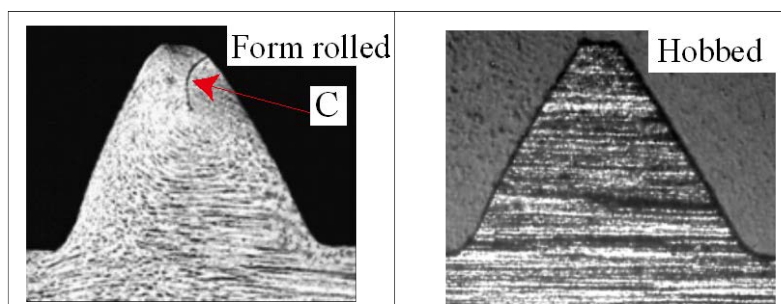


Fig.2・10 Axial sections of gear teeth

図2・10は、成形転造歯車、およびホブ切り歯車を軸断面で切断した後、樹脂に埋め込み、研磨、エッチングして金属顕微鏡で観察して得た写真である。なおここには示していないが、加工前の素材には、軸に平行な塑性流動が観察された。このことを考慮すると、ホブ切り歯車では素材にあった流動から大きな変化は見受けられない。一方、転造成形歯車では、歯形に沿った流動や円周方向への流動（軸断面に垂直な方向）が白黒の点として観察される。また、歯先部分には材料が歯の内側に回りこみ、“歯先のまくれ”と呼ばれる不完全結合部分（図2・10左図のC部）が認められる。しかし、かみ合い範囲外の歯先付近であること、および相手歯車として樹脂歯車を想定しており、歯車の強度については問題がないと考えている。

次に、転造成形、およびホブ切り材料の加工硬化を調べるため、歯の表面および内部のビッカース硬さを測定した。図2・11は、ピッチ点付近から歯面法線方向内部へ、図2・12は歯底から軸方向内部へのビッカース硬さ分布を示す（測定位置、方向を図中に模式的に示している）。

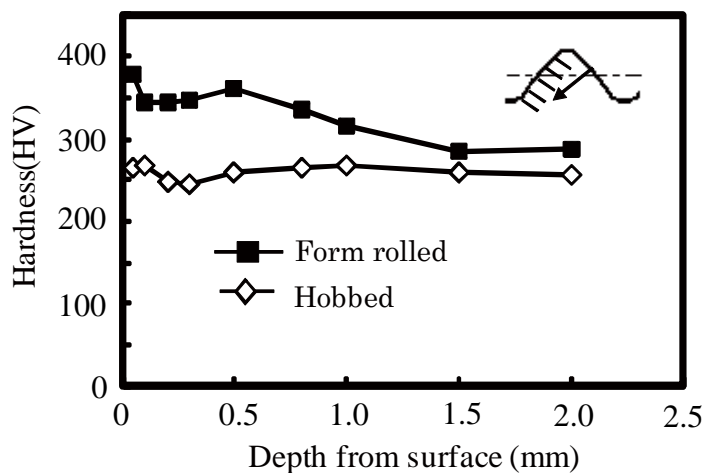


Fig.2・11 Hardness of a tooth (tooth flank)

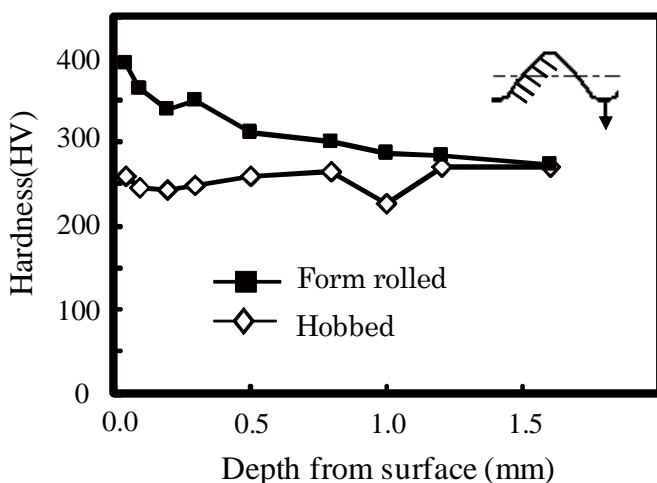


Fig.2・12 Hardness of a tooth (tooth bottom)

ホブ切り歯車では、加工硬化に起因する硬さの変化はほとんど見られない。一方、成形転造歯車では、歯の表面より約 1.0mm にわたって母材硬さ約 260HV より高硬度である領域が認められる。すなわち、成形転造によって、歯の表面には加工硬化が生じていることがわかる。

### 2・3 運転性能の評価

本研究では、成形転造歯車を自動車用電動アクチュエータに適用することを考えており、対となる大歯車には射出成形樹脂歯車を想定している。そこで、成形転造歯車を小歯車とし、樹脂歯車を大歯車として運転性能の評価を行った。比較のため、ホブ切り歯車を小歯車とした場合につ

いても調べた。そして、2・2・3で述べた歯面の表面粗さや硬さが、動力伝達効率、および歯面摩耗に及ぼす影響について検討した。

### 2・3・1 動力伝達効率の評価

ガラス繊維含有率33wt%のポリアミド樹脂をホブ切りした歯数34のはすば歯車を大歯車として、自作の動力吸収式歯車運転試験装置を用いて実験を行った。図2・13に、実験装置の模式図を示す。

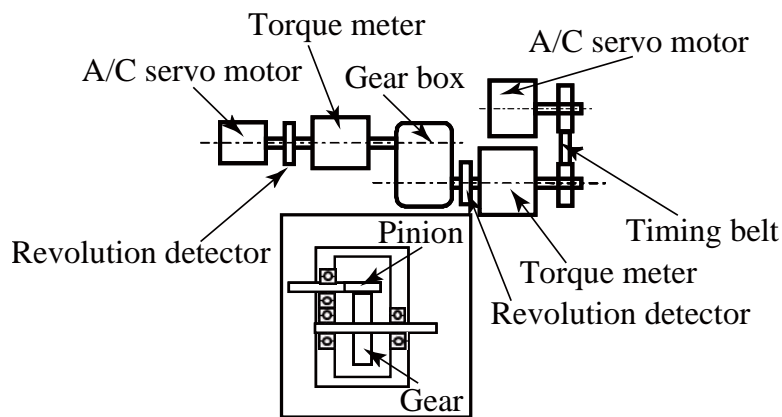


Fig.2・13 Power transmission testing

実験条件は、入力側サーボモータの回転速度を  $2000\text{min}^{-1}$  一定とし、出力軸トルクを  $0.5\sim 5.0\text{Nm}$  まで変化させたものと、出力側サーボモータのトルクを  $2.0\text{Nm}$  で一定とし、入力回転速度を  $500\sim 3000\text{min}^{-1}$  まで変化させる2条件とし、いずれもグリス潤滑を施して、室温環境で、1条件につき2つの歯車対に対して実験した。

図2・14に入力回転速度を  $2000\text{min}^{-1}$  一定とし、出力トルクを変化させた時の動力伝達効率の変化を示す。なお、伝達効率の絶対値は、成形転造歯車の伝達効率の最大値を1.0とした場合の値である。図2・14から、実験条件に関わらず、ホブ切り歯車に比べ成形転造歯車は、伝達効率が約5%高いことがわかる。

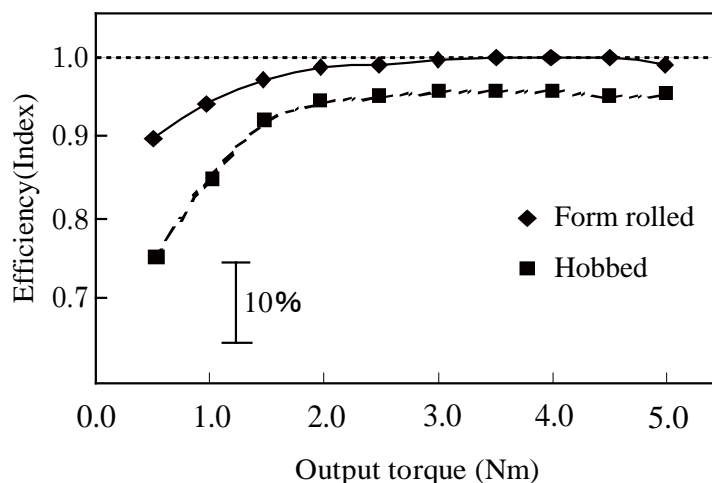


Fig.2・14 Transmission efficiency under rotation speed  
2000min<sup>-1</sup>

また、出力トルクを 2.0Nm で一定とし、入力回転速度をで変化させる時の動力伝達効率の変化を図 2・15 に示す。これについても図 2・14 と同様に実験条件に関わらず、ホブ切り歯車に比べ転造成形歯車は、伝達効率が約 5% 高いことがわかる。これは成形転造成形歯車の歯面粗度が小さいことにより、歯面間の摩擦係数が小さかったこと<sup>(24)</sup> が起因していると考えられる。

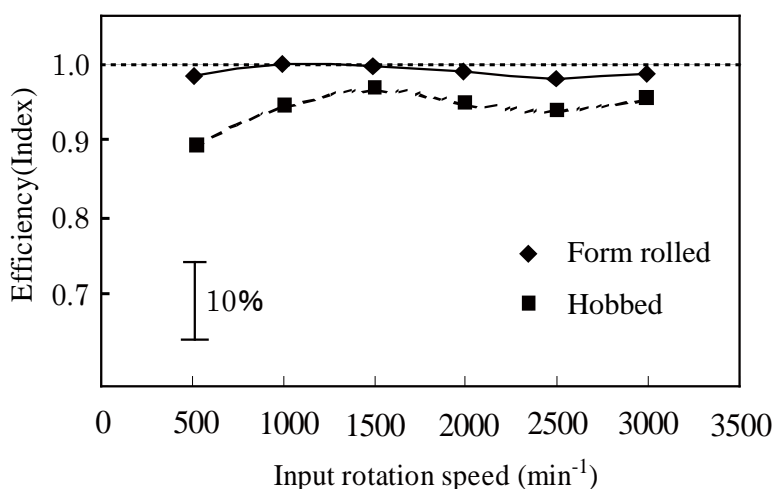


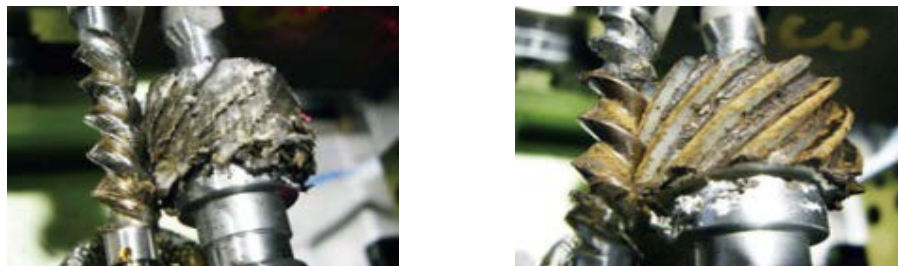
Fig.2・15 Transmission efficiency under torque 3Nm

また、2・2・3 で述べたのと同様に転造成形歯車の歯すじのうねりは 50 $\mu$ m 弱と、ホブ切り歯車に比べて 2 倍強にもなっていたが、この結果よりこの程度の歯すじのうねりは、動力伝達効率に大きく影響することはないと考えられる。

### 2・3・2 耐久性能の評価

ガラス繊維含有率 33wt% のポリアミド樹脂製で、歯数 12 の射出成形はすば歯車を大歯車として、かみあい耐久実験を行った。材料の樹脂は未着色のものを使用した。実験装置は 2・3・1 のものと同一であるが、回転速度、もしくは出力トルクの急激な変化を検知して自動的に停止させた。運転条件は、室温環境下で、入力軸回転速度 3000min<sup>-1</sup>、負荷トルク 7.0Nm とし、潤滑剤にはグリスを用いて、3 つの歯車対について実験を行った。実験終了は、試験機が自動停止した時、もしくは出力軸の累積回転回数が 6.0 $\times 10^6$  に達したとき (約 33 時間) とした。なお、実験中は試験機を連続運転したが、1 日約 8 時間で一時停止した。一時停止した後も試験歯車は脱着せず、また摩耗粉も除去せずに運転を再開した。ホブ切り歯車を用いた歯車対では、いずれも樹脂大歯車が累積回転数 0.8 $\times 10^6$  から 1.0 $\times 10^6$  の間で破損した。一方、成形転造歯車を用いた歯車対では、いずれも 6.0 $\times 10^6$  にて実験が自動的に終了するまで破壊しなかった。図 2・16 に耐久試験後の歯車対の外観写真を示す。また図 2・17 に転造小歯車を用いた歯車対それぞれの、耐久試

験前後の歯形，および歯すじ誤差測定記録例を示す．ホブ切り歯車を用いた歯車対では，歯面の損傷が激しかったため，歯形，および歯すじ誤差を測定できなかった．耐久試験後の転造歯車を用いた歯車対では，樹脂大歯車の歯形方向における，相手歯車とかみあう領域の摩耗はおよそ  $90\mu\text{m}$  におよび，かみあいに関与しない歯元部分との間で大きな段差がみられる．



(A) Hobbed pinion and gear pair

(B) Rolled pinion and gear pair

Fig.2・16 Photograph of gears after endurance testing

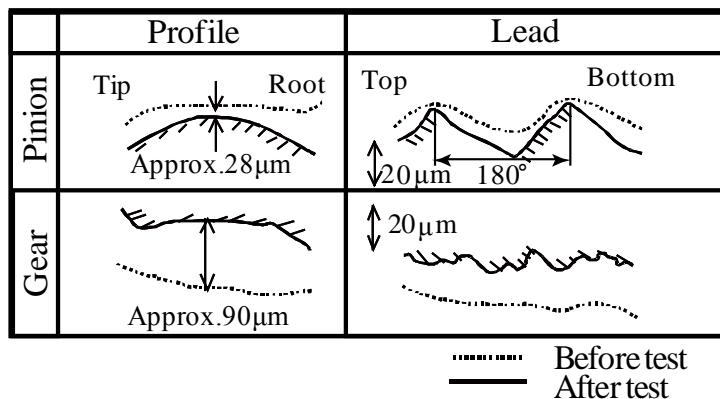


Fig.2・17 Profile and lead errors before and after endurance testing using form rolled pinion

一般に，金属歯車歯面の表面粗さが大きいと，射出成形樹脂歯車歯面のガラス繊維の少ない表層が早期に摩耗する．そして，硬いガラス繊維が表面に露出し，金属小歯車歯面の摩耗を促進させ，さらに，露出したガラス繊維が脱落し，樹脂大歯車歯面の摩耗も促進させることが知られている．このことを考慮して，成形転造歯車の歯面粗度が小さかったことから，樹脂大歯車歯面が摩耗しにくく，ガラス繊維が露出しにくかったため，成形転造歯車を小歯車に用いた方が運転性能が高かったと考えられる．一方，成形転造歯車の歯すじのうねりはホブ切り歯車に比べて大きかったが，動力伝達効率と同様，耐久性能に大きく影響することはないと考えられる．



## 2・4 転造成形可能な歯車諸元の範囲

自動車用小型電動アクチュエータの減速装置への適用を想定し、諸元の異なる種々のはすば歯車について、成形転造可能性を検討する。歯数は2で一定とし、歯直角モジュールを0.32～2.2、ねじれ角を30～60°の範囲で変化させ、8種類の諸元を設定した。表2・2に歯車諸元の概略を示す。材料は2・2と同様S45Cとした。用いたラックダイスは、転造盤の負荷容量を考慮して、歯直角モジュール1.75以上の3種類の歯車に対しては全長600mmと少し長くすることにより成形荷重が低くなるようにした。なお、他の5種類の歯車に対しては450mmとした。その他の転造条件は2・2・1で示したのと同じである。

過去に、歯数15以上の一般的なはすば歯車やスプラインについて、その諸元と成形転造限界との関係を、炭谷<sup>(14)</sup>は、歯直角モジュールあたりの歯たけと、歯直角モジュールあたりの歯幅により、評価している。また、成形可否は、諸元どおりの大径まで歯先が盛り上がるかどうかで、判定されている。

Table 2・2 Gear data of form rolled gears

	Number of teeth	Normal module	Normal pressure angle (deg.)	Helix Angle(deg.)	Tip dia. (mm)	Root dia. (mm)	Face width (mm)
A	2	0.32	17.5	60	3.2	1.0	11
B	2	0.9	17.5	60	7.56	3.25	10
C	2	1.17	17.5	45	8.2	2.8	16
D	2	1.25	17.5	45	7.8	3.5	17
E	2	1.5	17.5	30	7.5	3.3	30
F	2	1.75	17.5	45	11.3	5.2	24
G	2	2	17.5	35	11.4	5	23
H	2	2.2	17.5	30	12	5.1	30

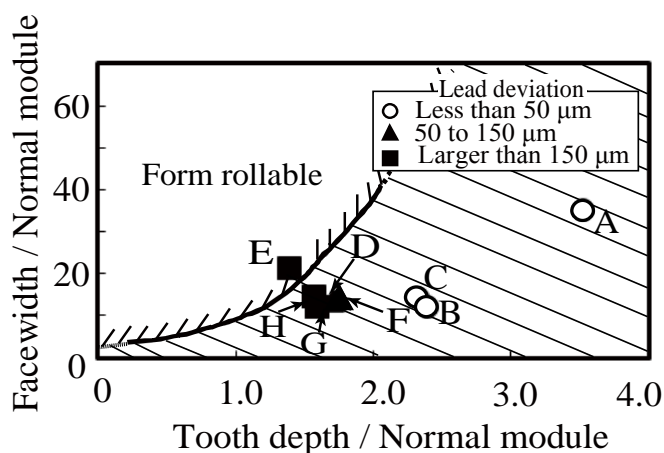


Fig.2・18 Capability evaluation of form rolled gear  
using Sumitani's chart

図2・18は、ここで対象としたはすば歯車の諸元を炭谷の図<sup>(14)</sup>にプロットしたものであるが、ここで目標とした諸元の歯車は、ほぼ全て成形転造できない領域に位置する。しかし、実際は成形精度に差異があるものの、8種すべて転造成形することができた。したがって、本章で扱ったはすば歯車の成形性評価には、別の尺度が必要である。参考として図2・19に代表的なはすば歯車の成形転造後の外観写真を示す。

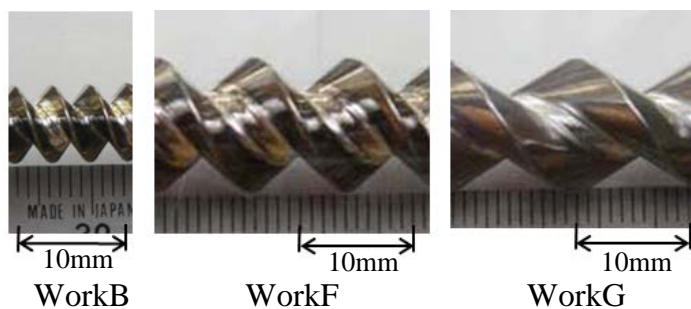


Fig.2・19 Photographs of form rolled gears

そこで、成形転造歯車の成形限界を成形精度で評価することを考えた。成形精度は、歯すじのうねりで評価した。歯形誤差や歯すじの勾配誤差については、ダイスの歯面修整等で補正可能であるが、歯すじのうねりについては過去の研究<sup>(7)~(10), (15)</sup>においても課題として取り上げられ、容易に低減できない形状偏差ととらえたからである。歯すじの精度等級分類は、本研究で取り扱っている諸元のはすば歯車が適用できる規格がないため、歯すじのうねりの大きさ50 $\mu\text{m}$ 未満、50 $\mu\text{m}$ 以上150 $\mu\text{m}$ 以下、150 $\mu\text{m}$ 超の3段階に分類し、2・2・3節で述べた市販の転造歯車の精度水準が50 $\mu\text{m}$ であったことと、2・3において50 $\mu\text{m}$ の歯すじのうねりが、その運転性能に大きくは影響がなかったことから、50 $\mu\text{m}$ までの歯車を成形転造可能であると判断した。歯すじのうねりと歯車諸元の関係を、ねじれ角を横軸、歯直角モジュールを縦軸としてプロットし、図2・20に結果を示す。

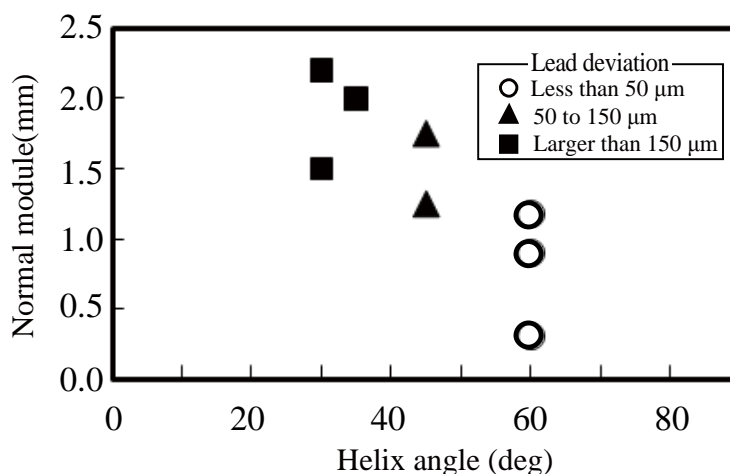


Fig.2・20 New capability evaluation of form rolled gears

諸元が 8 種類と少なく，正確なことはいえないが，図の右下，すなわちねじれ角が大きく歯直角モジュールが小さくなるにしたがって，転造成形しやすくなることがわかる．また，本研究で示した方法・条件では，歯直角モジュール 1.25，ねじれ角 45° 付近が成形限界と考えられる．

## 2・5 結言

自動車用アクチュエータの減速装置への適用を想定した，小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を，ラック型ダイスを用いて冷間転造成形し，成形転造歯車の歯車精度，歯面粗度，加工硬化，運転性能を，ホブ切り歯車と比較した．さらに，諸元の異なる種々のはすば歯車の成形転造可能性についても検討した．その結果，以下に示すことがわかった．

- (1) 素材の歩みを拘束してはすば歯車を成形転造すると，歯先のばりや歯面のきずが発生する．素材の歩みを拘束せずに成形転造すると，ばりやきずを抑えることができる．
- (2) 成形転造小歯車と相手歯車にガラス繊維強化樹脂大歯車を用いて運転試験を行い，動力伝達効率を調べたところ，ホブ切り小歯車を用いた場合と比べて，動力伝達効率が約 5% 高かった．
- (3) 相手歯車にガラス繊維強化樹脂射出成形歯車を用いて，成形転造小歯車の耐久性能を調べたところ，ホブ切り歯車に比べて 6 倍以上長寿命であった．
- (4) (2) および (3) の結果は，成形転造歯車の歯すじうねりが 50 $\mu\text{m}$  であればうねりの大きさが影響することなく，歯面粗度が小さいために得られたと考えられる．
- (5) ねじれ角を横軸，歯直角モジュールを縦軸にとってまとめることで，小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の諸元の成形転造可能な範囲を見出すことができた．

## 文 献

- (1) 永田英理，日本機械学会 P-SCD348 分科会 研究成果報告書 (2007)，pp. 72-74.
- (2) 飯沼和久，日本機械学会 P-SCD359 分科会 研究成果報告書 (2010)，pp. 20-23.
- (3) 石橋彰，吉野英弘，中島巖，“小歯車の歯が 2~4 枚の高減速比歯車対の設計・製作と負荷能力の研究 I”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 47，No. 416 (1981)，pp. 507-515.
- (4) Chen-fa, C. & Chung-Bian, T. “Tooth Profile Design for the Manufacture of Helical Gear Sets with Small Number of Teeth”，International Journal of Machine Tools & Manufacturing, Vol. 45 (2005)，pp. 1531-1541.
- (5) 大島史洋，吉野英弘，永田英理，“高減速比フェースギヤのホブ切りについて”，日本機械学会機素潤滑部門講演会公演論文集，(2006)，pp. 233-236.

- (6) 新仏利仲, 天野秀一, 吉澤稔, “CNC 転造機によるウォーム・ギヤ加工”, 日本機械学会第三回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集, (2001), pp. 165-166.
- (7) Bowersox, M. , “Getting Started in Worm Rolling”, American Machinist, Vol. 127, No. 12(1983), pp. 77-78.
- (8) 星野雅俊, 福田秀之, “エネルギー評価による転造加工条件の最適化”, 第10回品質工学研究発表大会論文集 (2002), pp. 310-313.
- (9) 井川正治・村山公正・金子忍 “はすば歯車 (ステアリングピニオン) の冷間転造加工技術の開発”, トヨタ技術, Vol. 38, No. 2 (1988), pp. 230-237.
- (10) 相崎優, 加藤正名, “ピニオン転造のかみあい長さ変動による歯面誤差-乗用車用ステアリングピニオンの転造技術開発第1報-”, 塑性と加工, Vol. 41, No. 469, (2000), pp. 151-155.
- (11) 相崎優, 加藤正名, “奇数歯転造ピニオンの歯面の解析について-乗用車用ステアリングピニオンの転造技術開発第2報-”, 塑性と加工, Vol. 41, No. 478 (2000), pp. 1108-1112.
- (12) 佐藤善治, “歯車の転造成形の現状とその将来” 機械と工具, Vol. 126, No. 12, (1982), pp. 55-63.
- (13) 斉藤琢磨, 鶴田国之, 朽木孝良, 小谷純久, “ラック型ダイスによるピニオンギヤの転造加工 第1報 まくれ込み現象の解析”, 日本機械学会関東支部・工学会茨城講演会講演論文集, (1997), pp. 85-86.
- (14) 脇平浩一郎, 藤原秀之, “ヘリカルピニオン用フォーミングラック”, R&D/神戸製鋼技報, pp. 35-4, (1985), pp. 137.
- (15) 炭谷優, 村岡明, 永森真一, 朝倉俊一, “フォーミングラックと転造盤1” ツールエンジニア, Vol. 35-1, (1994), pp. 130-133.
- (16) 炭谷優, “フォーミングラックと転造盤3” ツールエンジニア, 35-3, (1994), 130-133.
- (17) 炭谷優 “フォーミングラックと転造盤6” ツールエンジニア, Vol. 35-6, (1994), pp. 130-133.
- (18) 久野精市朗, “ラック形工具による転造歯車素材の割り切り”, 愛知工業大学研究報告 B 専門関係論文集 (1982), pp. 63-67.
- (19) 久野精市朗, “歯車転造におけるラック形工具の設定”, 愛知工業大学研究報告 B 専門関係論文集 (1991), pp. 49-54.
- (20) 日本塑性加工学会編, 塑性加工技術シリーズ 11 回転加工 改定第4版, (1998), p. 10-60, コロナ社.
- (21) 片山一郎, “リードスクリュウ転造における歩みとその影響”, 塑性加工春季講演会公演論文集, (1995), pp. 311-313.
- (22) オーエスジー TECHNICAL DATA (1993), pp.7-11.
- (23) 日本塑性加工学会編:塑性加工シリーズ 11 (1990), p. 32-35, コロナ社.
- (24) 仙波正荘:歯車 第4巻 新版, (1983), p. 319-324, 日刊工業新聞社.

## 第3章 小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の成形転造 (歯すじ誤差の低減)

### 3.1 結 言

これまでに、自動車用高効率電動アクチュエータの歯車装置の小歯車に適用することを目的として、小歯数かつ大ねじれ角を有するはすば歯車を、円筒素材から冷間で成形転造する可能性を検討した。その結果、成形転造したはすば歯車の歯すじには、うねりが生じることがわかった。また、この歯すじのうねりは、モジュールが大きいほど、ねじれ角が小さいほど、大きくなる傾向があることもわかった。小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を歯車装置に用いる際、より大モジュール・小ねじれ角の成形転造歯車が求められる可能性もある。また、歯すじのうねりは高速回転時における騒音を悪化させる要因にもなるといわれていることもあり、歯すじのうねりの低減手法を検討しておく必要がある。

ねじや歯車の転造成形によって発生する形状偏差については、例えば自動車用ステアリングピニオンの歯すじ誤差<sup>(1)~(5)</sup>、ウォームの転造成形初期の形状ひずみ<sup>(6)~(8)</sup>、そしてねじの円筒歪の解析について論じたもの<sup>(9)</sup>がこれまでに報告されている。さらに、歯形誤差と転造成形過程での転造トルクや素材の回転速度の変動との因果関係に関する報告<sup>(10)</sup>もある。しかしながら、歯すじのうねりの発生原因についての系統的な説明は、いずれも未だなされていないようである。

本章では、成形転造中のラックと素材の接触状態に着目し、歯すじのうねりの発生メカニズムについて調査した。さらに、歯すじのうねりの低減手法についても検討した。

### 3.2 重なりかみ合い率と歯すじ誤差との関係

図3.1に、本章で取り扱う成形転造はすば歯車の外観の一例を示す。図3.1に示すように、このはすば歯車は、一般的な円筒はすば歯車とは形状が大きく異なる。過去の論文にも述べられている転造はすば歯車の歯すじ測定曲線に認められる歯すじ誤差は、図3.2に示すような周期を有するもので、歯すじのうねりと呼ばれている。この歯すじのうねりは、歯数5~10の自動車ステアリング用ピニオンの転造成形において、ラックと歯車との重なりかみ合い率がおよそ整数になるようにすることにより低減できることが報告されている<sup>(1)~(3)</sup>。これらを参考に、本研究で取り扱う歯数がより小さい歯車について、歯車とラックとの重なりかみ合い率が歯すじのうねりに及ぼす影響について調べた。



Fig.3.1 An example of form rolled gears  
( $m_n = 1.25$ ,  $z = 2$ ,  $\beta = 45^\circ$ )

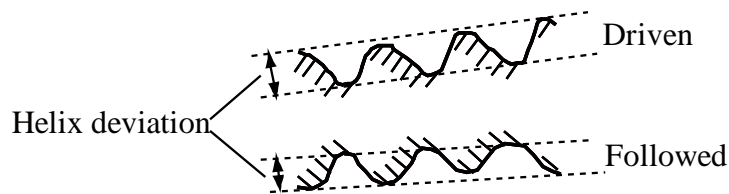


Fig.3・2 Helix deviations

### 3・2・1 成形転造および歯すじ精度の測定

転造成形には、生産性が高く安価なラックダイスを用い、転造盤にはNHKビルダー社製縦型油圧式転造盤 CT-600 を用いた。図 3・3 に転造盤の模式図を示す。ラックダイス全長は 450mm である。加工対象歯車の諸元を表 1 に示す。重なりかみ合い率を変化させるために、表 3・1 の歯車の歯幅を変化させて実験に用いた。成形転造後の歯車の歯すじ精度の測定には、CNC 歯車測定機を用いた。

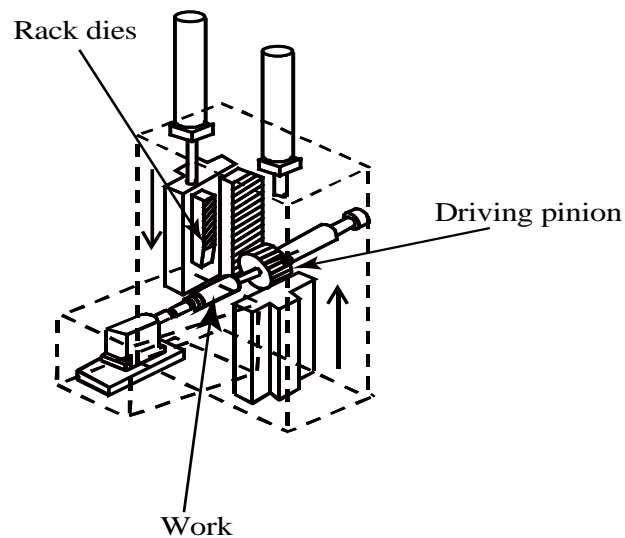


Fig.3・3 Form rolling machine

Table3・1 Gear data

Number of teeth	2
Normal module (mm)	1.25
Normal pressure angle (deg)	17.5
Profile shift coefficient	1.1
Helix angle (deg)	45
Tip diameter (mm)	7.8
Root diameter (mm)	3.5
Material	S45C Steel(JISG4051)

### 3・2・2 歯すじのうねりに及ぼす重なりかみ合い率の影響

図3・4に、重なりかみ合い率と転造成形歯車の歯すじのうねりの関係を示す。重なりかみ合い率がおよそ整数である場合に、歯すじのうねりが小さくなっていることがわかる。前報で述べているように歯すじのうねりが50 $\mu\text{m}$ 程度であれば運転性能に大きくは影響しなかった<sup>(3)</sup>ことから、歯すじのうねりの低減目標を50 $\mu\text{m}$ とする。図3・4から、重なりかみ合い率がおおむね整数になるような歯幅とすることで、目標を達成できるといえる。

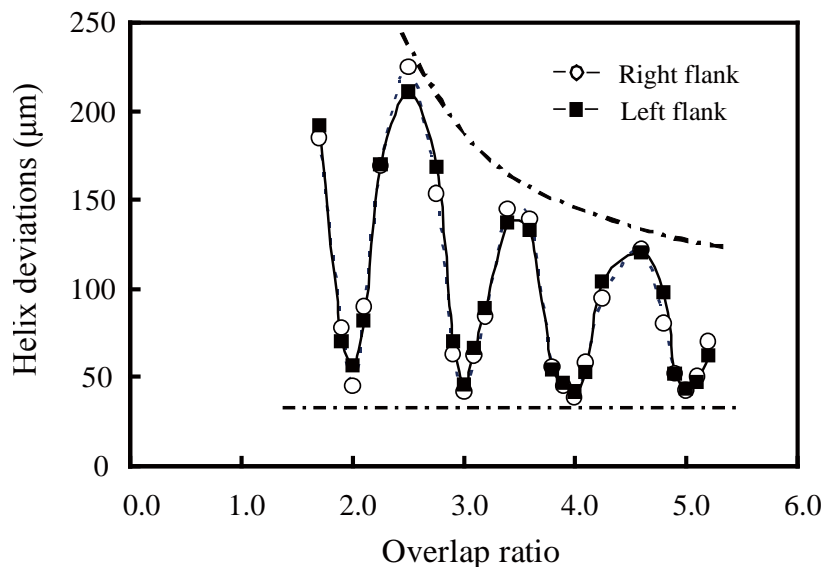


Fig.3・4 Relationships between helix deviations and overlap ratio

### 3・3 歯すじのうねりと歯車精度のばらつき

小歯数で大ねじれ角を有するはすば歯車は、ねじやウォームと同様に、1回転して軸方向に歯形位置が並進するごとに同じ歯すじが素材上に現れるため、ひとつの歯溝がダイスの異なる歯面と同時に接触する。そのため、素材とダイスの接触を論ずる際には、測定したデータを図3・5に示したように歯車の回転位相を用いて整理すると、素材の回転に対し周期性を持った測定データを解釈しやすいと考えられる。したがって、歯車の回転位相による、転造成形はすば歯車の歯厚、歯底円径、歯すじのうねり、歯形こう配誤差のばらつきを調べた。測定対象は表3・1と同じ諸元のはすば歯車で、歯幅はラックとの重なりかみ合い率が約2.8の歯車である。歯車の歯厚は、オーバーボール法(ボール直径5.0mm)により測定した。歯車の歯底円径は、ノギス等を用いて簡単に測定することが困難であったため、X線CTスキャンを用いた歯車の形状測定より得た座標データから作成した三次元CADモデルを用いて算出した。歯形こう配誤差、歯すじ曲線は、CNC歯車測定器を用いて測定した。

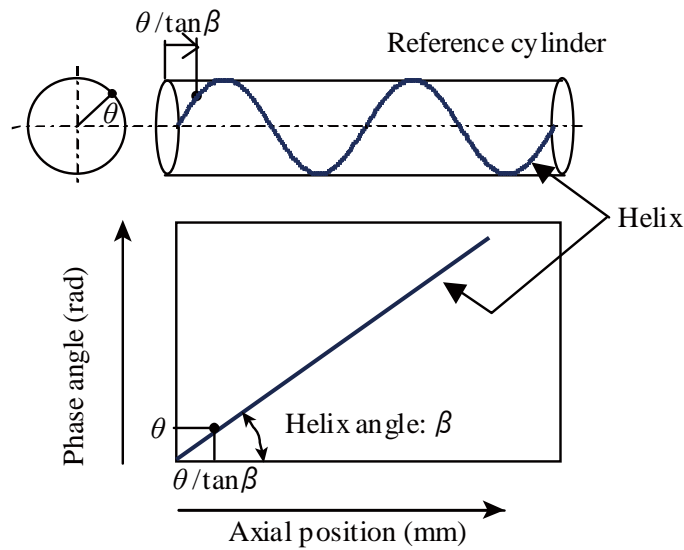


Fig.3.5 Concept of the phase angle

### 3.3.1 歯厚および歯底円径のばらつき

測定した歯車の歯厚のばらつきは、およそ  $15\mu\text{m}$  であった。図 3.6 は、測定した歯厚と歯車の回転位相との関係を示した模式図である。歯厚の最大および最小値は、歯車の回転位相  $\pi/2[\text{rad}]$  毎に現れることがわかった。一方、歯底円径のばらつきはおよそ  $5\mu\text{m}$  であり、歯底円径も回転位相  $\pi/2[\text{rad}]$  毎に歯厚と同位相で最大および最小値が現れることがわかった。

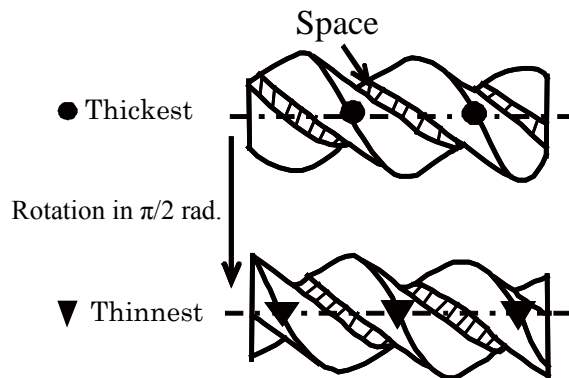


Fig.3.6 Distribution image of tooth

### 3.3.2 歯すじ誤差および歯形こう配誤差

図 3.7 は、転造成形歯車の歯元から歯先までの範囲で 3 つの異なる直径位置で測定した、歯すじ曲線の測定例を示す。測定した歯すじ曲線は回転位相を合わせて表示した。図 3.7 から、歯すじ曲線は測定直径位置にかかわらず、同一位相で  $\pi[\text{rad}]$  の回転位相を周期として変動していることがわかる。

図 3.8 は、左右歯面における歯形こう配誤差の測定例を示す。歯形こう配誤差についても、歯すじ曲線と同様、 $\pi[\text{rad}]$  の回転位相を周期として、変動していることがわかる。



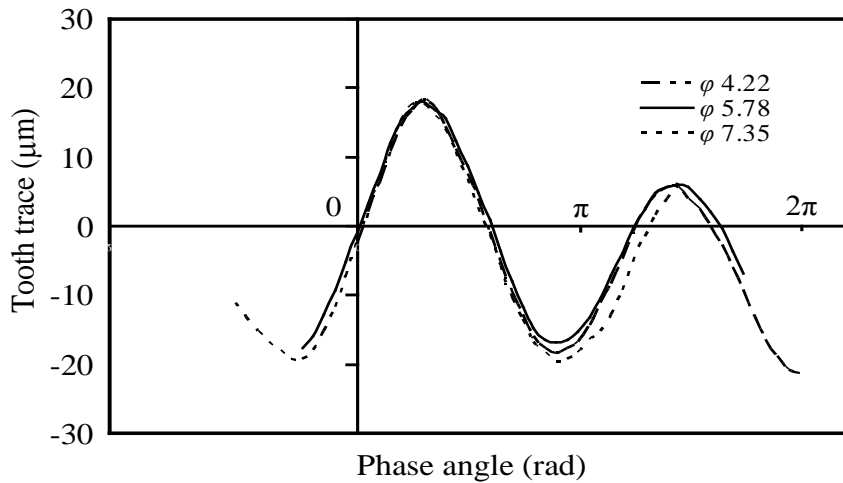


Fig.3・7 Tooth trace

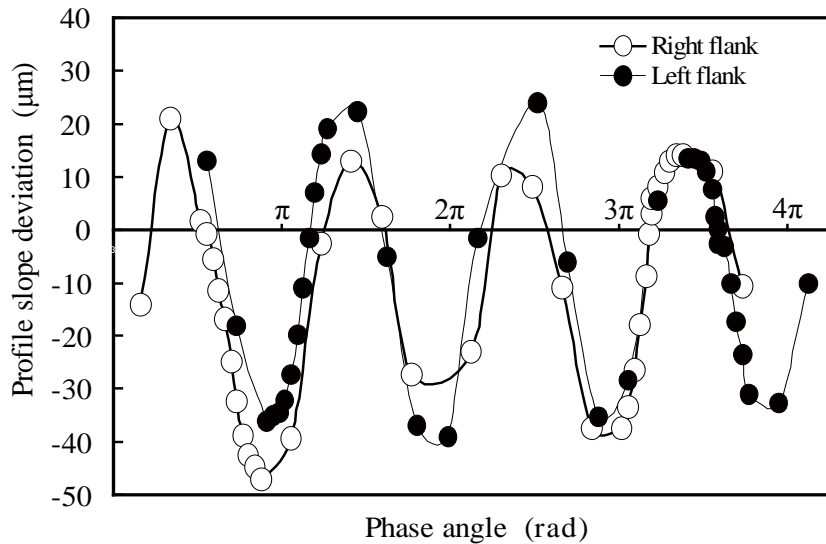


Fig.3・8 Profile slope deviation

### 3・3・3 形状誤差発生要因の仮定

図 3・9 は、歯厚、歯底円の分布、左右歯面の歯すじ曲線、および歯形こう配誤差を歯車の回転位相をそろえて歯面上に模式的に示したものである。歯厚および歯底円径の最大、および最小値が  $\pi/2$ [rad] の回転位相毎に交互に現れていたことから、素材円柱断面の歯切りピッチ円はおおむね楕円形状になっていると推定できる。

両角 は、歯車を歯車測定器に取り付ける際偏心させると、歯形こう配誤差には歯車一回転分の回転位相を周期とした変動が発生する<sup>(11)</sup>ことを報告している。このことから、ピッチ円が楕円になっていると仮定すると、歯形こう配誤差は  $\pi$ [rad]の周期で変動することになり、図 3・8 からもこの傾向が認められる。

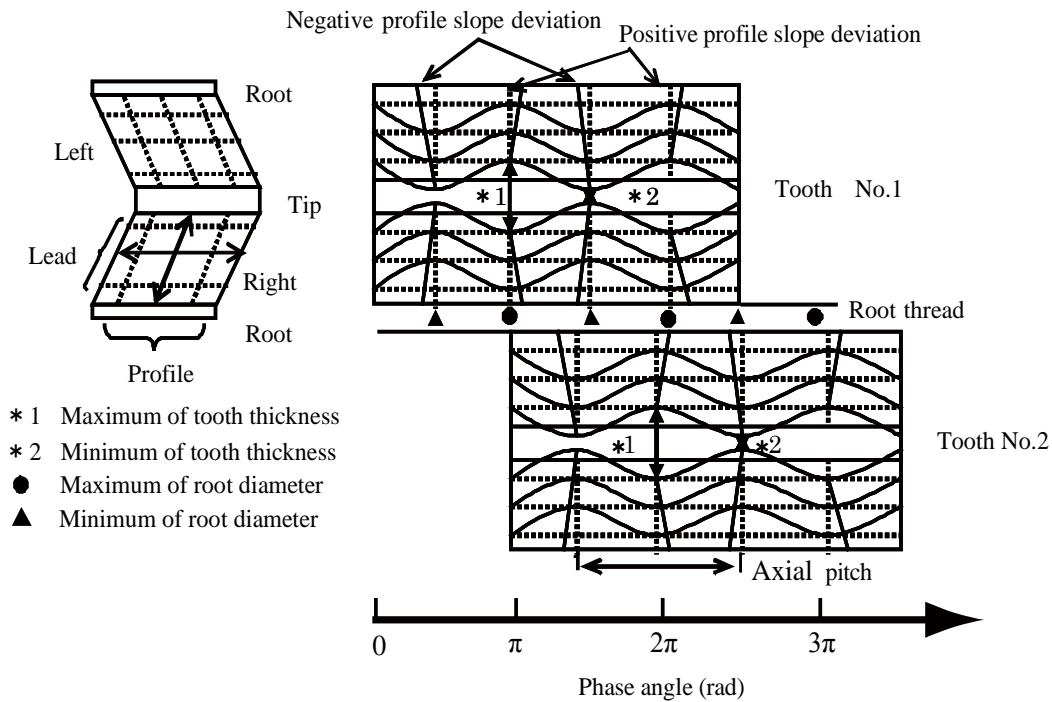


Fig.3・9 Schematic diagram of tooth thickness, profile root radii, slope error, and helix deviation on tooth flanks of form rolled gear

歯すじのうねりについても、歯形こう配誤差と同様に、歯車の回転位相約  $\pi$ [rad]の周期性が確認できることから、歯切りピッチ円が楕円になっていると仮定する。次章では、歯切りピッチ円が楕円であるとして創成した歯車の歯すじにうねりが発生するか、解析的に検証した。

### 3・4 歯すじのうねり発生の検証

#### 3・4・1 歯切りピッチ円が楕円である場合の創成歯形の計算法

3・3・3 で述べたように、ここでは歯切りピッチ円が楕円である場合の歯車歯形の創成について述べる。基準ラックに対応する可換歯形列は、基準ラックの歯溝を切れ刃とする歯切り工具が創成する歯形を歯数毎に求めることによって得られる。ここでは歯数が与えられた、すなわち歯切りピッチ円径が与えられたときに創成される歯形を求める方法について論じる<sup>(12)</sup>。

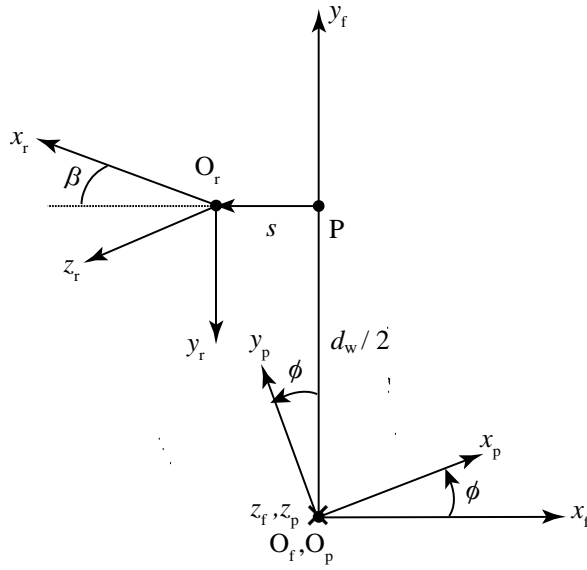


Fig. 3・10 Coordinate systems

今, 図 3・10 に示したように, 歯切り工具, 創成されるピニオン, およびフレームに固定された座標系,  $x_c - y_c - z_c$ ,  $x_p - y_p - z_p$ , および  $x_f - y_f - z_f$  (それぞれ歯切り工具座標系, ピニオン座標系およびフレーム座標系と呼ぶ) を定義する. ラックの並進距離  $s$  とピニオンの回転角  $\phi$  は, 歯切りピッチ円径を  $d_w$  とすると,

$$s(\phi) = (d_w / 2) \cdot \phi \quad (1)$$

の関係がある. ただし, これまでに述べたように, 本論文では歯切りピッチ円が楕円であると仮定する. 図 3・10 の歯切りピッチ円径  $d_w$  は, 歯切りピッチ円 (楕円) の長径を  $d_{w\text{major}}$ , 短径を  $d_{w\text{minor}}$  とすると,  $\phi$  の関数

$$d_w(\phi) = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{w\text{major}}}{2} \cos \phi\right)^2 + \left(\frac{d_{w\text{minor}}}{2} \sin \phi\right)^2} \quad (2)$$

で表すことができる.

一方, 歯切り工具座標系およびピニオン座標系とフレーム座標系の関係は, 並進  $s(\phi)$  とねじれ角  $\beta$  の回転の二種類の座標変換行列を用いる必要があるが, 同次座標の概念を用いれば, 一種類の座標変換行列で表せる. 一方, フレーム座標系からピニオン座標系への座標変換行列  $\mathbf{M}_{pf}(\phi)$  は,

$$\mathbf{M}_{pf}(\phi) = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

と表すことができる。歯切り工具とそれが創成する歯形がかみ合うための機構学的必須条件を歯切り工具座標系で表すと、

$$\mathbf{N}_r(\alpha) \cdot \mathbf{v}_r(\alpha, s) = 0 \quad (4)$$

なる方程式が成り立つ。ここで、 $\alpha$  は圧力角を表すパラメータ、 $\mathbf{N}_r(\alpha)$  は歯切り工具歯形  $\mathbf{r}_c(\alpha)$  の外向き法線ベクトル、 $\mathbf{v}_r(\alpha, s)$  は歯切り工具が  $s$  だけ並進した時の  $\mathbf{r}_c(\alpha)$  のピニオン座標系の同じ点との相対速度ベクトルである。

相対速度ベクトルは自由ベクトルなので、フレーム座標系でも考えることができる。したがって、 $\mathbf{v}(\alpha, s)$  はカッタ座標系からフレーム座標系への座標変換行列  $\mathbf{M}_{fc}(\phi)$  を用いて、

$$\mathbf{v}(\alpha, s) = \mathbf{v}_t - (\mathbf{M}_{fc}(\phi) \cdot \mathbf{r}_c(\alpha)) \times \boldsymbol{\omega} \quad (5)$$

となる。 $\mathbf{v}_t$  は歯切り工具の並進速度ベクトルであり、大きさは  $r\omega$  に等しいとする。ここで  $\omega$  はピニオンの回転角速度である。したがって、相対速度ベクトルは、結局、

$$\mathbf{v}(\alpha, s) = \omega \cdot \mathbf{v}_r(v, s) \quad (6)$$

と表すことができる。

式 (6) より、方程式 (4) をフレーム座標系で表すと、 $\omega \neq 0$  であり、また  $s$  は  $\phi$  の関数であるから、

$$\mathbf{N}_r(\alpha, \phi) \cdot \mathbf{v}(\alpha, \phi) = 0 \quad (7)$$

となり、これを  $\phi$  について解き、

$$\phi = \phi(\alpha) \quad (8)$$

を得る。

歯切り工具歯形をフレーム座標系、もしくはピニオン座標系で表し、式 (8) の解を代入すると、ピニオン歯形  $\mathbf{r}_p(\alpha)$  が

$$\mathbf{r}_p(\alpha) = \mathbf{M}_{pf}(\phi) \cdot \mathbf{M}_{fc}(\phi) \cdot \mathbf{r}_c(\alpha) \quad (9)$$

より求められる。なお、ここではピニオン座標系で表している。

### 3.4.2 歯すじ曲線と歯すじのうねり

次に、歯すじ曲線、歯すじのうねりの算出方法について述べる。歯幅に対する歯すじのうねりは、創成された歯面上のある一点における法線ベクトル  $\mathbf{N}$  と、創成された歯面がツルーインボリュート曲線で構成される歯面上のある一点の法線ベクトル  $\mathbf{N}_{inv}$  の方向余弦に対して、基礎円の半径  $d_b/2$  をかけることで求められる、歯すじ方向への形状偏差  $l_d$

$$l_d = \cos^{-1}(\mathbf{N} \cdot \mathbf{N}_{inv}) \cdot d_b / 2 \quad (10)$$

に対して、その平均  $l_{dmean}$  を引くことで求めることができる。すなわち、歯すじのうねり  $l_e$  は、

$$l_e = l_d - l_{dmean} \quad (11)$$

であり、また  $l_e$  を歯幅に対してプロットすれば歯すじ曲線が得られる。

なお、ツルーインボリュート曲線で構成される歯面上のある一点における法線ベクトル  $\mathbf{N}_{inv}$  は、

$$\mathbf{N}_{inv} = (-\sin \phi_{temp}, \cos \phi_{temp}, 0) \quad (12)$$

で表される。

ここで  $\phi_{temp}$  は、

$$\phi_{temp} = \frac{z}{r_b} \tan \beta_b - \alpha_v \quad (13)$$

で求めることができる。ここで、 $\beta_b$  は基礎円筒上ねじれ角、 $z$  は歯面上のある点の  $z$  座標、 $\alpha_v$  は V シリンダ上での圧力角である。

図 3・11 は、表 3・1 の歯車諸元を用いて、歯切りピッチ楕円の長径、短径をそれぞれ  $0.0 \sim 50 \mu\text{m}$  の範囲で変化させて計算した歯すじ曲線を示す。なお、ここでは楕円の長径と短径から求められる離心率ごとに示した。図 3・11 より、歯すじ曲線は一定周期を有し、さらに歯切りピッチ円の離心率が大きくなると振幅が大きくなることがわかる。さらに、歯すじ曲線の 2 周期分の歯幅は、ピニオン 1 回転分の回転位相に相当する。このことから、歯切りピッチ円径と等しい楕円径で工具が接触するときには歯すじ誤差が 0 となり、そうでないときには歯すじがうねると考えられる。その結果、歯すじ曲線は楕円の回転位相と同期することになる。

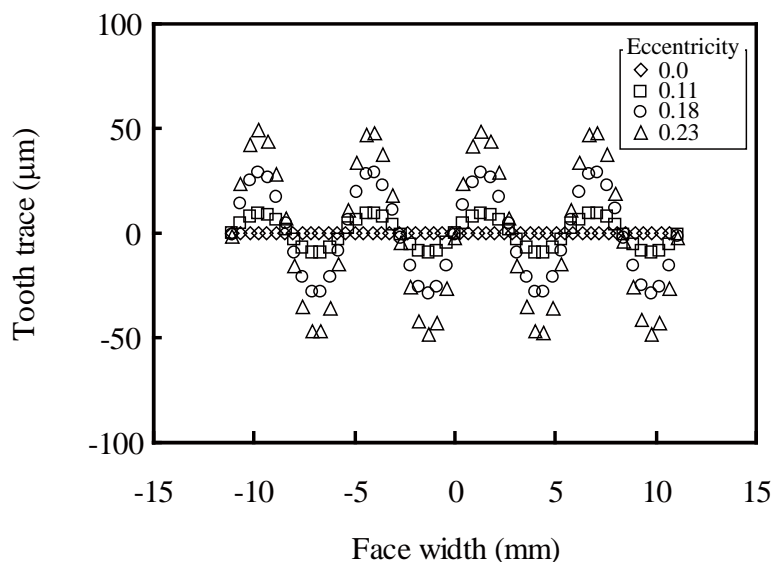


Fig.3・11 Tooth trace

次に、歯すじ曲線の振幅の最大値を歯すじのうねりと定義し、図 3・12 にこの定義にしたがって求めた歯すじのうねりと楕円の離心率の関係を示す。図 3・12 から、楕円の離心率が大きくなると、歯すじのうねりが増大することがわかる。

なお、図 3・6 の歯底円径のばらつきがおよそ  $5\mu\text{m}$  であった転造成形歯車のうねりの測定結果と、図 3・12 の計算結果を比較したところ、歯すじ誤差曲線から求めたうねりは  $40\mu\text{m}$ 、計算結果は  $58.3\mu\text{m}$  でありおおむね一致している。このことから、歯すじのうねりの発生要因は歯切りピッチ円が楕円になっていたためといえる。

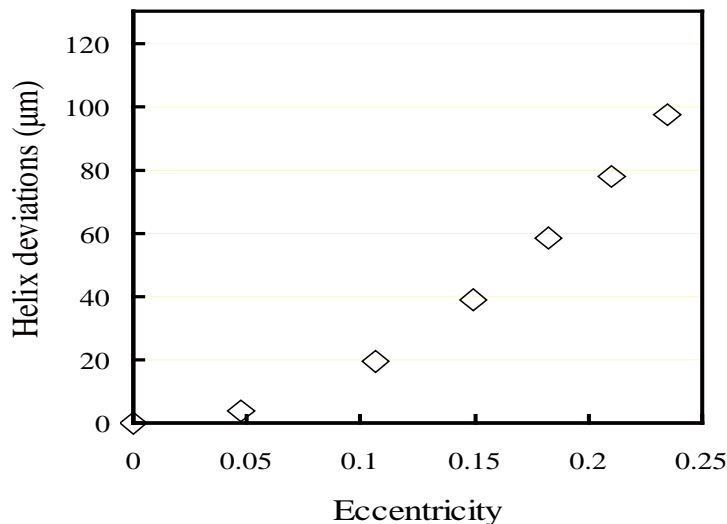


Fig.3・12 Helix deviations

### 3・5 歯切りピッチ円が楕円に変化するメカニズム

3・4 では、歯切りピッチ円が楕円である場合、創成される歯車歯形の歯すじ方向に回転位相角  $\pi[\text{rad}]$  を周期とするうねりが発生することを確認した。ここでは、転造過程に素材のピッチ円が楕円になるメカニズムについて検証する。成形転造中、ラックダイスによって素材半径方向に作用する転造力の変動により、ラックダイスが押し込み方向に変位している可能性がある。そこで、成形転造中の、素材押し込み方向へのラックダイスの変位を測定した。

#### 3・5・1 実験装置・条件

用いた転造盤、およびラックダイスは、2・1 で述べたものと同じである。成形転造対象は、3. と同じ諸元を有するはすば歯車である。図 3・13 に示すように、左右のラックダイスホルダの研削面の転造成形一過程における押し込み量の変動を、レーザ変位計を用いて測定した。

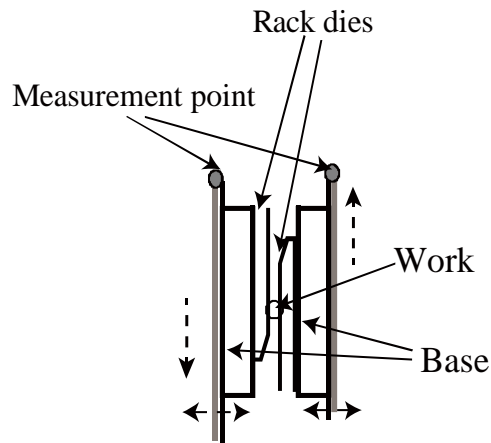


Fig.3・13 Schematic diagram of measurement of variations in rack penetrations

### 3・5・2 押し込み方向へのラックダイスの変動

図3・14に、転造成形1過程中の左右それぞれのダイスの押し込み量の変動を示す。なお、図3・14に転造成形中の歯車の成形状態を表した模式図を併せて示した。左右のダイスは、どちらも押し込み方向におおむね一定の周期で変動していることがわかる。

図3・15は、図3・14の波形をフーリエ変換することで、かみ合い周波数に対する振幅強度に換算したものである。14Hz 付近のピークはラックと歯車のかみ合い一次成分に、28Hz 付近のピークはかみ合い二次成分に対応する。図3・15から、かみ合い一次成分のピークが大きいことがわかる。このことから、歯車の回転位相  $180^\circ$  を主周期として、ダイスの押し込み量の変動が発生しているといえる。

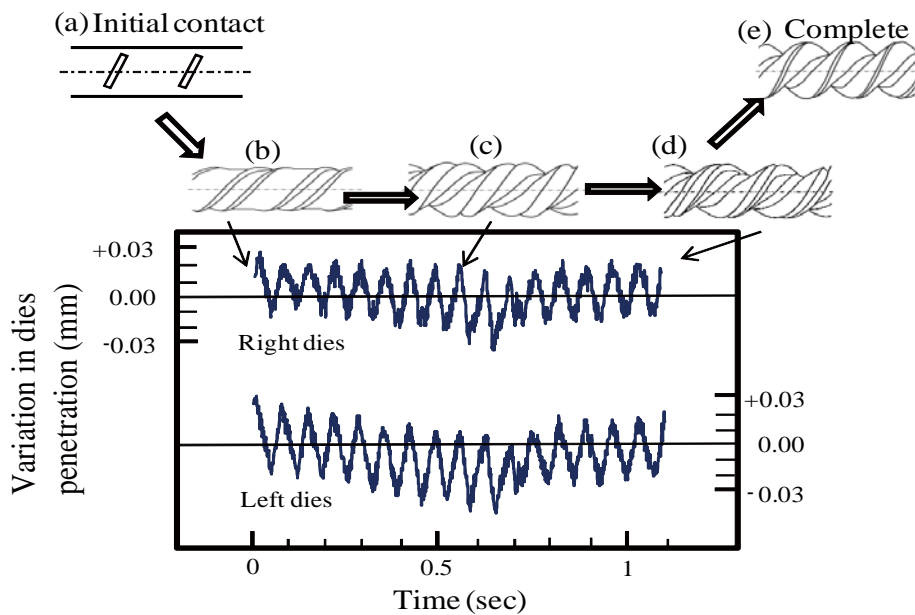


Fig.3・14 Variations in dies penetration

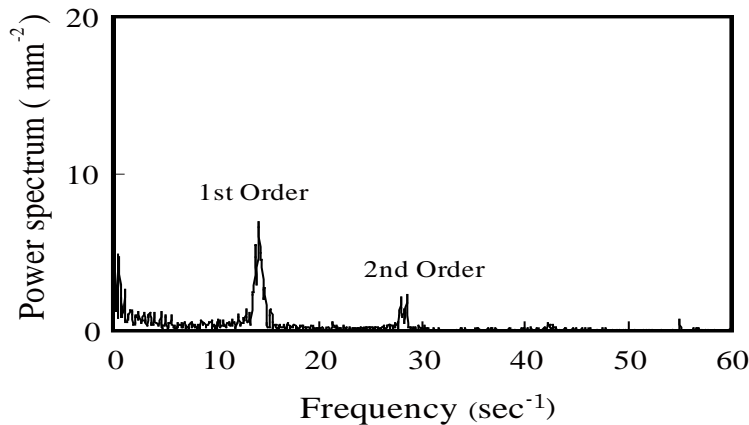


Fig.3・15 Power spectrum

### 3・5・3 転造成形中のラックの荷重分担率の変動

本研究で対象にしている歯数2で大ねじれ角を有するはすば歯車の、同時かみ合い歯数について考える。図3・16に、小歯数・大ねじれ角のはすば歯車とラックの同時かみ合い歯数の変化について、作用平面上で概念的に示す。対象の歯車の歯すじは円筒に対してらせん状を成しており、同じ歯溝が複数箇所ではラックの歯面と接触することになる。しかし歯車の歯数は2であるので、同時かみ合い歯数は常に2である。一方、ラックの同時かみ合い歯数は、はすば歯車の歯幅が重なりかみあい率が整数にならない場合は、歯車とラックとのラック移動方向における相対位置によって変化する。ラックの同時かみ合い歯数が大きい時は、荷重分担率が小さいためラックの押し込み力が小さく、反対に同時かみ合い歯数が小さい時は、押し込み力が大きくなると考えられる。このように、転造成形歯車に対するラックの押し込み力が変動することにより、歯切りピッチ円も変動し歯車には歯すじのうねりが発生すると考えられる。

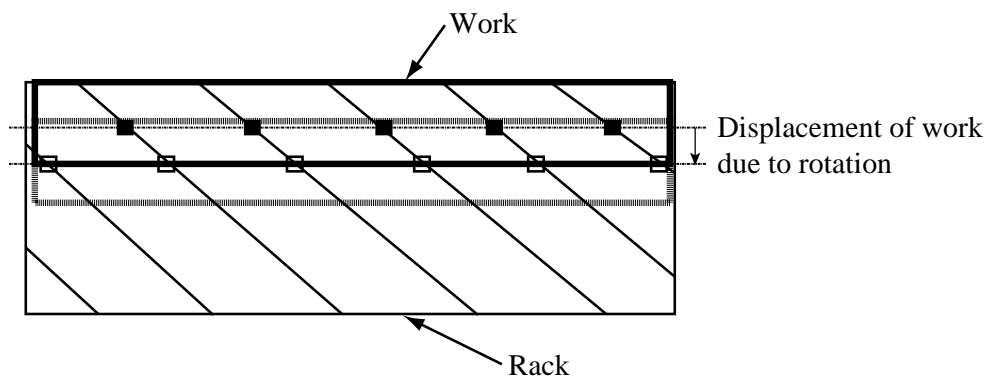


Fig.3・16 Schematic diagram of variations in number of continuous meshing teeth on zone of action

### 3・6 新たな転造成形法の提案

本研究により、小歯数かつ大ねじれ角を有する成形転造はすば歯車の歯すじのうねりは、ラックと歯車の同時かみ合い歯数の変化により発生する転造力の変動により、歯切りピッチ円径が変化して発生することが分かった。



歯数2のはすば歯車の場合には歯切りピッチ円が楕円になり、歯すじのうねりは回転位相角  $\pi$ [rad]の周期性をもったことになる。その対処法としては、重なりかみあい率が整数になるように素材の歯幅を設定することに加え、転造力の変動してもダイスの押し込み量が変わらないように、転造盤の剛性を高くする、または、転造力の変動の位相と逆位相になるようラックダイスの押し込みを制御する等があるが、いずれも大掛かりで簡便な手法とはいえない。また、歯すじのうねりは歯車の回転位相と同期しており、成形転造過程を通して累積すると考えられる。

しかしながら、前章で述べたように、より大モジュール・小ねじれ角を有するはすば歯車が転造成形できれば、この歯車を用いた大減速かつ高効率な減速装置をより高容量化することも可能になり、その意義は大きいと考える。そこで、ここでは歯すじのうねりを低減するための新たな成形転造法を提案する。

### 3・6・1 二段階転造成形

歯すじのうねりを低減するため、二段階転造成形を提案する。二段階転造成形では、粗成形転造用ダイス、および仕上げ成形転造用ダイスの二種類のダイスを用いる。転造しろは押し込み量に換算して約0.1mmである。さらに、粗から仕上げ転造成形用にダイスを交換する際に、ダイス歯面と素材歯溝との回転位相を変化させる(歯車をラックの幅方向に並進させる)ことを特徴とする。図3・17にこの概念を模式的に示す<sup>(13)</sup>。用いた転造盤は、2. で述べたものと同じであり、ラックの全長は600mmである。

転造成形対象は、2. で取り扱った歯車よりも大モジュール、小ねじれ角を有するはすば歯車である。表3・2に、歯車諸元を示す。表3・2の歯車の歯すじのうねりは、前章では150 $\mu$ m以上であった。なお、歯幅は仕上げ転造での重なりかみ合い率が約3.0になるように設定した。

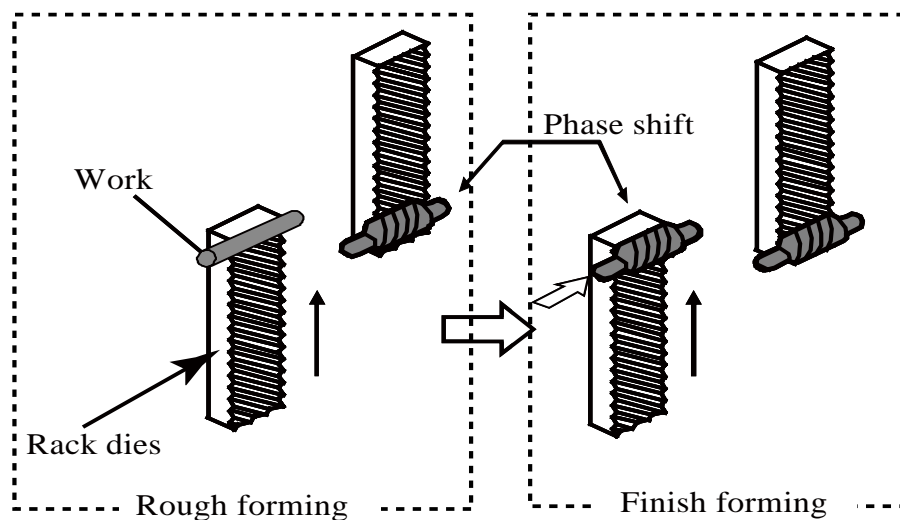


Fig.3・17 Concept of the two step form rolling

Table 3・2 Gear data

Number of teeth	2
Normal module (mm)	2.0
Normal pressure angle (deg)	17.5
Profile shift coefficient	1.0
Helix angle (deg)	35
Tip diameter (mm)	11.5
Root diameter (mm)	4.9
Material	S45C Steel(JISG4051)

### 3・6・2 二段階成形転造歯車の歯すじのうねり

図 3・18 は、転造成形歯車の歯すじのうねりに及ぼす粗と仕上げでの素材の回転位相シフトの影響を示す。歯すじのうねりは、素材の回転位相シフトがおおむね  $\pi/2$ [rad]の時に最小となっていることがわかる。

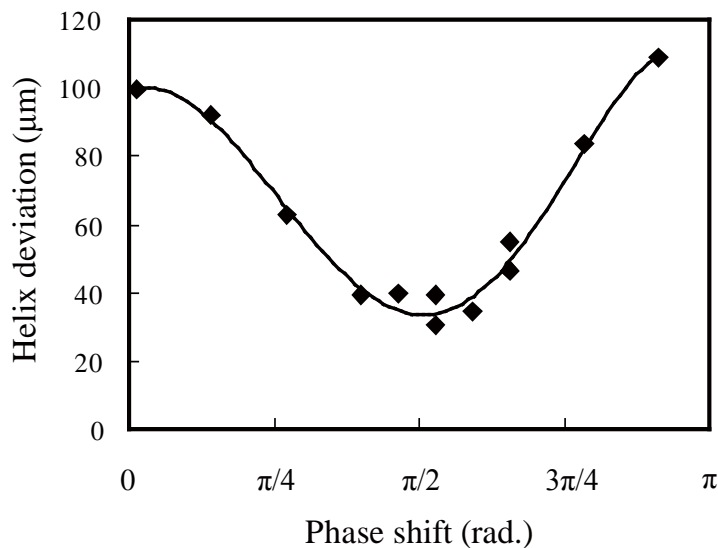


Fig.3・18 Relationship between phase shifts and helix deviations

図 3・19 は、素材の回転位相シフトを約  $\pi/2$ [rad]で固定して、二段階転造成形歯車、および従来の転造成形歯車<sup>(3)</sup>の歯すじのうねりを比較したものである。なお、転造成形した歯車は、それぞれ 21 個である。図 3・19 から、二段階転造成形歯車の歯すじのうねりは、約 80%以上が  $50\mu\text{m}$  以下であることがわかる。このことから、二段階転造成形により、小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の歯すじのうねりを低減することが可能であるといえる。

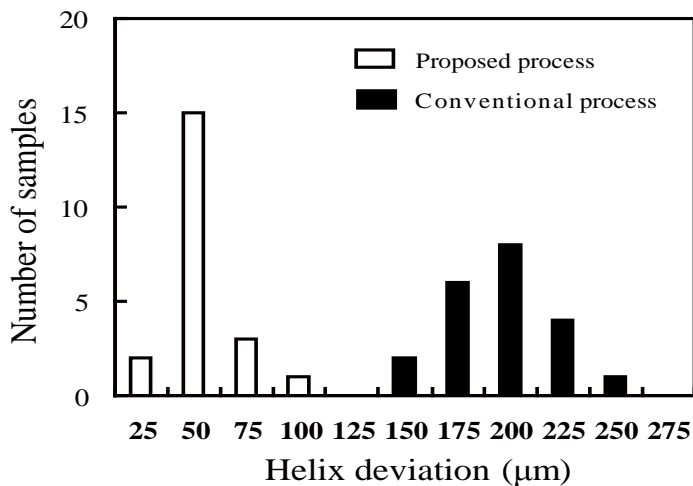


Fig.3-19 Comparison between new process and conventional one

### 3-7 結 言

小歯数、大ねじれ角を有する転造成形はすば歯車の歯すじのうねりの発生メカニズムについて調べた。また、より大モジュール・小ねじれ角を有する転造成形歯車の歯すじのうねりを低減可能な手法についても検討した。その結果を以下に示す。

- (1) 歯数2の転造成形はすば歯車の歯厚、歯底円径、歯形こう配誤差から、転造成形過程において素材の歯切りピッチ円径が変化していると考えられた。また、歯切りピッチ円が楕円であると仮定して、計算により求めた歯車の歯面には、歯すじのうねりが発生することを確認した。
- (2) 歯切りピッチ円が楕円になるのは、ラックの同時かみ合い歯数の変動によって転造力に変化し、その結果、ラックの押し込み力に変動が生じるためである。
- (3) 転造成形を粗、仕上げ過程に分け、粗と仕上げ過程の間に素材の回転位相を変化させる二段階転造成形法を提案した。二段階転造成形を行うことで、より大モジュール、小ねじれ角を有するはすば歯車の歯すじのうねりを低減することができた。

### 文 献

- (1) 井川正治, 村山公正, 金子忍, “はすば歯車(ステアリングピニオン)の冷間転造加工技術の開発”, トヨタ技術, Vol. 38, No.2 (1988), pp. 230-237.
- (2) 相崎優, 加藤正名, “ピニオン転造のかみあい長さ変動による歯面誤差(乗用車用ステアリングピニオンの転造技術 第一報)”, 塑性と加工, Vol. 41, No. 469 (2000), pp. 151-155.
- (3) 相崎優, 加藤正名, “奇数歯転造ピニオンの歯面誤差の解析について(乗用車用ステアリングピニオンの転造技術開発 第二報)”, 塑性と加工, Vol. 41, No. 478 (2000), pp. 1108-1112.
- (4) 佐藤善治, “歯車の転造成形の現状と将来”, 機械と工具, Vol. 26, No. 12 (1982), pp. 55-63.
- (5) 炭谷優, “フォーミングラックと精密転造盤6”, ツールエンジニア, Vol. 35, No. 6, pp. 130-133.
- (6) 炭谷優, “フォーミングラックと精密転造盤3”, ツールエンジニア, Vol. 35, No. 3, pp. 130-133.

- (7) 鈴木隆充, 高橋昭夫, 杉山栄彦, “転造歯車の現状と問題点”, 機械の研究, Vol. 28, No. 4 (1976), pp. 481-486.
- (8) 中根龍男, “転造品の精度”, 精密機械, Vol.44, No. 4 (1978), pp. 448-453.
- (9) 堤成晃, “転造部品の精度向上における問題点”, 日本機械学会誌, Vol. 84, No. 748 (1981), pp. 250-255.
- (10) 植松整三, “歯車転造の角速度の変動が歯形誤差に及ぼす影響”, 精密工学会誌, Vol. 54, No. 7 (1998), pp. 1334-1339.
- (11) 両角宗晴, 歯車の基礎と測定, 工業技術全書, 23 巻 (1962), p. 179-181, 誠文堂新光社.
- (12) Litvin, F. L. and Fuentes, A. , *Gear Geometry and Applied Theory Second Edition* (2004), p. 97-112.
- (13) 飯沼和久, 永田英理, はすば状突起含有転造物の製造方法, 日本国特許特開 第 2008-238215 号(2008).

## 第4章 小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の成形転造 (押し込みによる成形誤差の幾何学的考察)

### 4・1 緒 言

著者らは、自動車用の高効率電動アクチュエータに用いるため、歯数が小さく大ねじれ角を有するはすば歯車の、成形転造の実用化に取り組んできた<sup>(1)~(4)</sup>。その過程で、このようなはすば歯車には、ねじやウォームと同様に、“歯すじのうねり”と呼ばれる特徴的な歯すじ誤差が現れることがわかった。著者らは、過去にこの歯すじのうねりの発生メカニズムについて考察した結果、その低減にはダイスと素材との重なりかみ合い率を、整数にすることが有効であることを示した<sup>(2)</sup>。しかし、重なりかみ合い率を整数にして成形転造しても、歯すじのうねりは残存していた。歯車のかみ合い騒音の低減のため歯すじのうねりをさらに小さくするには、他の発生メカニズムについても考察する必要があるがあった。

過去、ねじの成形転造において、ダイスの押し込みによって母材が“巴形”に変形することが、歯すじ誤差等の成形誤差となることが示されている<sup>(5)</sup>。また、その発生メカニズムについて一連の研究がなされてきた<sup>(6)~(11)</sup>。しかし、これらの研究は母材の内部まで変形が及んでいることが前提で、歯車ではなく円筒モデルが扱われてきた。一方、本研究で扱うはすば歯車では、成形転造による加工硬化は内部まで及んでおらず<sup>(1)</sup>、よってこれらの知見をそのまま適用できなかった。

本論文では、成形転造におけるダイスと素材をはすば歯車対と見なし、ダイスの押し込み運動が素材に幾何学的な成形誤差を発生させ、これが歯すじのうねりや歯形誤差として観測されるメカニズムについて考察した。また、数値シミュレーションをもとに、予測される歯すじ誤差や歯形誤差の大きさ、形状について解析した。さらに、転造実験を試み、成形転造の過程での成形誤差の変化や、押し込み速度との関係について確かめた。

### 4・2 ダイス押し込み運動による成形誤差発生メカニズムの考察

#### 4・2・1 成形転造

本研究における成形転造は、冷間で二つの丸ダイスを回転させながら、それらを素材半径方向に押し込む、いわゆるインフィード方式(プランジ方式)で行われる。素材は、丸ダイスに連れ回りする。素材は成形前、円筒形状であるが、丸ダイスの押し込み運動と創成運動により、歯溝が成形される。図4・1は、この成形転造法の概略図である。

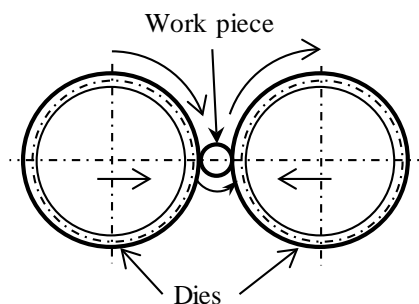


Fig.4・1 Schematic diagram of form rolling

#### 4・2・2 はすば歯車と丸ダイス

表4・1に対象とするインポリュートはすば歯車の諸元を、図4・2にその外観写真を示す。材料はS45Cである。素材直径は5.9mmである。表4・2に、使用するダイスの諸元を示す。左右のダイスとも同じ諸元を有する。

Table4・1 Gear data

Number of teeth	2
Normal module [mm]	1.25
Normal pressure angle [deg.]	17.5
Profile shift coefficient	1.1
Helix angle [deg.]	45 L/H
Tip diameter [mm]	7.3
Root diameter [mm]	4.0
Face width [mm]	33



Fig.4・2 A photograph of a target gear

Table4・2 Die data

Number of teeth	85
Normal module [mm]	1.25
Normal pressure angle [deg.]	17.5
Profile shift coefficient	36.1
Helix angle [deg.]	45 R/H
Tip diameter [mm]	242.3
Root diameter [mm]	237.6
Face width [mm]	33

#### 4・2・3 ダイス押し込み運動による成形誤差の発生メカニズムの考察

歯すじのうねりの原因の一つは、ダイスと素材との重なりかみ合い率が整数でない場合、押し込み方向における分担荷重が素材の回転と同期して周期的な変動を起こす<sup>(2)</sup>ことである。また、歯すじのうねりの形や大きさを変化させる原因として、転造中の素材の歩み<sup>(3)・(4)</sup>が考えられる。なぜなら、ダイスと素材との相対的な回転位相がずれることにより、成形された歯すじのうねりの形や大きさが増える可能性があるからである。本研究ではまず、これら二つの因子を除いた上で、ダイスの押し込み運動が素材に与える幾何学的な誤差が、歯すじのうねりとして観察されるメカニズムについて考察する。

成形中のダイスと素材の運動を、はすば歯車対のかみ合い運動であると仮定して、ダイス押し込みによる成形誤差の発生メカニズムについて考察する。図4・3は、表4・1のはすば歯車の成形転造の初期過程での、ダイス歯先と素材歯溝とのかみ合いについて、模式図化したものである。ダイスは、正面から見て時計まわりで回転しているとする。図4・3(a)は、左右ダイスの歯先と素材の歯溝との、軸断面でのかみ合い状態を示している。図4・3(b)は、左右のダイスの歯

先と素材の歯溝との、 $x-x$ 断面（軸直角断面）でのかみ合い状態を示している。また、 $R1$  から  $R5$  は、右ダイスの歯先を、同様に  $L1$  から  $L5$  は、左ダイスの歯先を意味する。素材上の一つの歯溝には、左右それぞれ5枚のダイスの歯先が同時に、かみ合っている。また、 $x-x$ 断面では、右ダイスの歯先  $R1$  が、素材の赤色で示した歯溝にかみ合っており、青色の歯溝には、左ダイスの歯先  $L1$  がかみ合っている。素材が  $1/2$  回転する毎に赤色の歯溝は、それぞれダイスの歯先  $R1 \rightarrow L2 \rightarrow R3 \rightarrow L4 \rightarrow R5$  と、引き継がれてかみ合う（成形される）。同様に、青色の歯溝も素材が  $1/2$  回転する毎に、ダイスの歯先  $L1 \rightarrow R2 \rightarrow L3 \rightarrow R4 \rightarrow L5$  と、かみ合いが進行する。図4・3からわかるように、素材のひとつの歯溝の一ピッチ分の成形は、素材が  $1/2$  回転するまで（1ピッチ進むまで）、ただひとつのダイスの歯先により行われる。

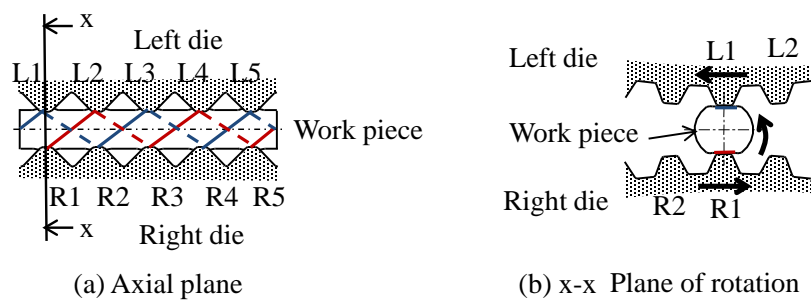


Fig.4・3 Schematic diagrams of contact points and lines during form rolling

図4・4は、素材の二つの歯溝と、左右ダイスそれぞれの一つの歯面との、1ピッチ分のピッチ点の移動を示している。図4・4(a)は、ダイスの押し込み運動がない場合を示している。ダイスの押し込み運動が無い場合、ピッチ点は円筒面上を移動し、素材のピッチ面が円筒になるのは明らかである。

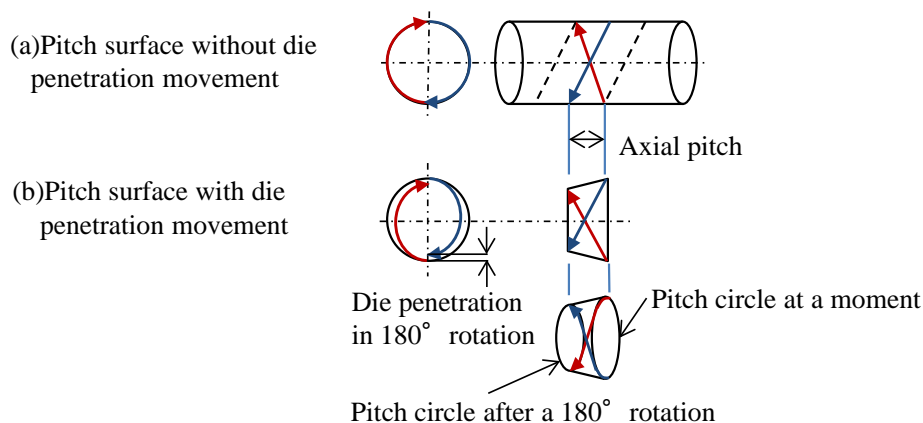


Fig.4・4 Paths of pitch points and pitch surfaces

図4・4(b)は、ダイスの押し込み運動がある場合のものである。1ピッチ分素材が回転する間、ダイスは押し込まれ続けるため、素材のピッチ点は円錐の表面に沿って移動していることになる。つまり、ピッチ面はあたかも、軸方向ピッチをその高さとした円錐台と考えることができる。このため、素材の軸方向での断面位置でピッチ円半径が、軸ピッチを周期として変化するため、素材の歯溝には周期性を持った成形誤差が発生すると考えられる。

成形誤差の正確な形と大きさを把握するためには、数値シミュレーションが必要と考え、これを次章で論ずる。

### 4・3 成形誤差の発生メカニズムに対する幾何学的検証

#### 4・3・1 押し込み運動を考慮した創成歯形の計算

4・2・3で述べたように、ここではダイスの押し込み運動がある場合の歯車歯形の創成について述べる。基準ラックに対応する可換歯形列は、基準ラックの歯溝を切れ刃とする歯切り工具が創成する歯形を歯数毎に求めることによって得られる。ここでは歯数が与えられた、すなわちダイスと素材の中心距離が歯車素材の回転位相によって変化するとき創成される歯形を計算する方法について論じる<sup>(12)</sup>。

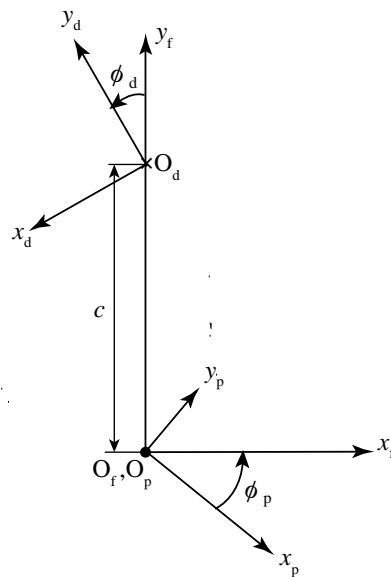


Fig.4・5 Coordinate systems

今、図4・5に示したように、ダイス、素材、およびフレームに固定された座標系、 $x_d - y_d - z_d$ 、 $x_p - y_p - z_p$ 、および  $x_f - y_f - z_f$  (それぞれダイス座標系、素材座標系および固定座標系と呼ぶ) を定義する。ダイスと素材の回転角  $\phi_d$  及び  $\phi_p$  は、ダイスと歯車の歯数によって関係づけられる。

ダイスは、素材の1/2回転につき  $s$  だけ押し込まれる。このとき、ダイスと素材の中心距離は、初期の中心距離  $c_0$  から  $s$  小さくなることになる。したがって、図4・5の中心距離  $c(\phi_p)$  は、 $\phi_p$  の関数



$$c(\phi_p) = c_0 - \{s/(\pi/2)\} \cdot \phi_p \quad (1)$$

で表すことができる。

一方，ダイス座標系および素材座標系と固定座標系の関係は，押し込み量  $s(\phi_p)$ ，すなわち並進とダイス，及び素材の回転の二種類の座標変換行列を用いる必要があるが，同次座標の概念を用いれば，一種類の座標変換行列で表せる．一方，固定座標系から歯車座標系への座標変換行列  $\mathbf{M}_{pf}(\phi_p)$  は，

$$\mathbf{M}_{pf}(\phi_p) = \begin{bmatrix} \cos \phi_p & \sin \phi_p & 0 & 0 \\ -\sin \phi_p & \cos \phi_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

と表すことができる。

ダイス歯形とそれが創成する歯車歯形がかみ合うための機構学的必須条件をダイス座標系で表すと，

$$\mathbf{N}_d(u_d, \alpha_d, \phi_d) \cdot \mathbf{v}_d^{(dp)}(u_d, \alpha_d, \phi_d) = 0 \quad (3)$$

なる方程式が成り立つ．ここで， $u_d$ ， $\alpha_d$ ， $\phi_d$ は，それぞれ歯幅，圧力角，回転角を表すパラメータであり， $\mathbf{N}_d(u_d, \alpha_d, \phi_d)$  はダイス歯形  $\mathbf{r}_d(u_d, \alpha_d, \phi_d)$  の法線ベクトル， $\mathbf{v}_d^{(dp)}(u_d, \alpha_d, \phi_d)$ は，ダイスと素材の中心距離が押し込み量  $s$  だけ減少して  $c(\phi_p)$  になった時の，ダイス座標系から見たときのダイスと素材の相対速度ベクトルである．なお，相対速度ベクトルはどの座標系でも考えることができるので，固定座標系で考えてもよい。

$\mathbf{v}_d^{(dp)}(u_d, \alpha_d, \phi_d)$ は，ダイスの初期位置に固定された座標系から見たダイスの角速度  $\omega_d^{(d)}$ ，歯車の角速度  $\omega_d^{(p)}$ を用いて，

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_d^{(dp)}(u_d, \alpha_d, \phi_d) &= \mathbf{v}_d^{(d)}(u_d, \alpha_d, \phi_d) - \mathbf{v}_d^{(p)}(u_p, \alpha_p, \phi_p) \\ &= ((\omega_d^{(d)} - \omega_d^{(p)}) \times \mathbf{r}_d(u_d, \alpha_d, \phi_d)) - (\overline{O_d O_p} \times \omega_d^{(p)}) \end{aligned} \quad (4)$$

となる．ここで  $\mathbf{r}_d$ は，ダイス歯形上の任意の一点を表す位置ベクトルである。

$\omega_d^{(d)}$ ， $\omega_d^{(p)} \neq 0$ であり，式 (3) に  $u_d$ ， $\alpha_d$ を代数的に与えれば，式 (3) を満たす  $\phi_d$  を求めることができる．この  $\phi_d$ を用いて，素材座標系における  $\mathbf{r}_d(u_d, \alpha_d, \phi_d)$ から，歯車歯形上の任意の一点を表す位置ベクトル  $\mathbf{r}_p$ を得ることができる．すなわち，ダイス歯形を素材座標系で表し，式 (3) の解を代入すると，歯車歯形を表す位置ベクトル  $\mathbf{r}_p(\alpha)$ が

$$\mathbf{r}_p(\alpha) = \mathbf{M}_{pf}(\phi) \cdot \mathbf{M}_{fd}(\phi) \cdot \mathbf{r}_d(\alpha) \quad (5)$$

より求められる．ここで， $\mathbf{M}_{fd}(\phi)$ はダイス座標系から固定座標系への座標変換行列を表す。

図4・6は、表1の歯車の諸元、および表4・2のダイス諸元を用いて、上の計算を行った結果得られた、ダイスの一歯の、 $z = 0$ の断面における運動軌跡である。図中の円は、内側が歯底円、外側が歯先円である。

図4・7は、ダイスのある一歯が創成する創成歯面と歯底円筒を表す。

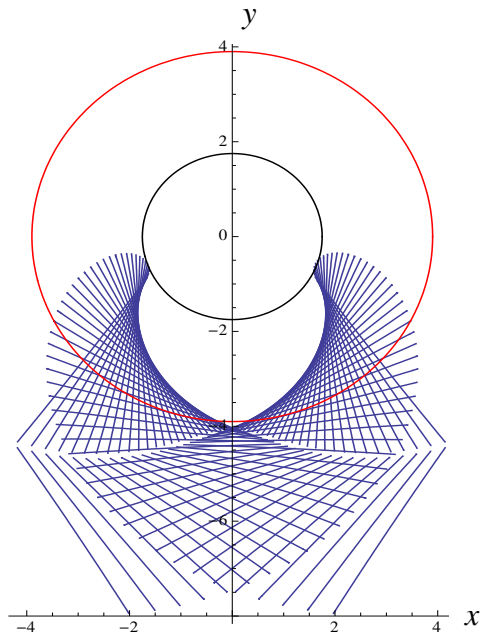


Fig. 4・6 Generated tooth shapes

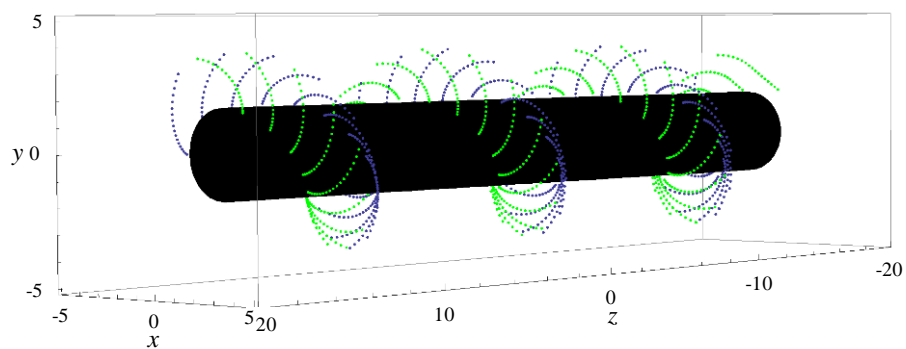


Fig. 4・7 Generated tooth form

#### 4・3・2 歯形誤差曲線

歯形曲線の算出方法について述べる。歯形誤差は、歯車歯形をある断面で切断して得られる歯形上の任意の一点と、その法線（歯形を表す曲線を離散化して点を得ているので、点で法線を定義できる）がインボリュート曲線と交わる点との距離と考えることができる。したがって、歯形

誤差曲線を描くには、偏差と基礎円の転がり距離の関係を求める必要がある。偏差は、歯形上の任意の一点から、その点の法線がインボリュート曲線と交わる点までの距離で表すことができる。基礎円の転がり距離は、歯形上の任意の一点の法線とインボリュート曲線の交点と、法線と基礎円の接点の間の距離である。

図4・8に、このようにして求めた、原点を歯車中心として軸方向に $z=0$ の位置の歯の歯形誤差曲線を示す。なお、図4・8は、素材半回転当たり0.02mmの押し込み量を与えて計算した結果である。ドライブ側歯面は歯先下がりになっているが、フォロワ側歯面は歯先上がりになっている。図4・9、4・10は、同様に計算した歯面の $z=0$ 位置から、1ピッチ分、離れた $z=2.75$ 、 $-2.75$ での歯形誤差曲線である。図4・8と同様の歯形であり、軸方向によらないことがわかる。ただし、歯厚は、 $z=-2.75$ から $z=2.75$ に移動するにしたがって、歯厚が小さくなるようである。

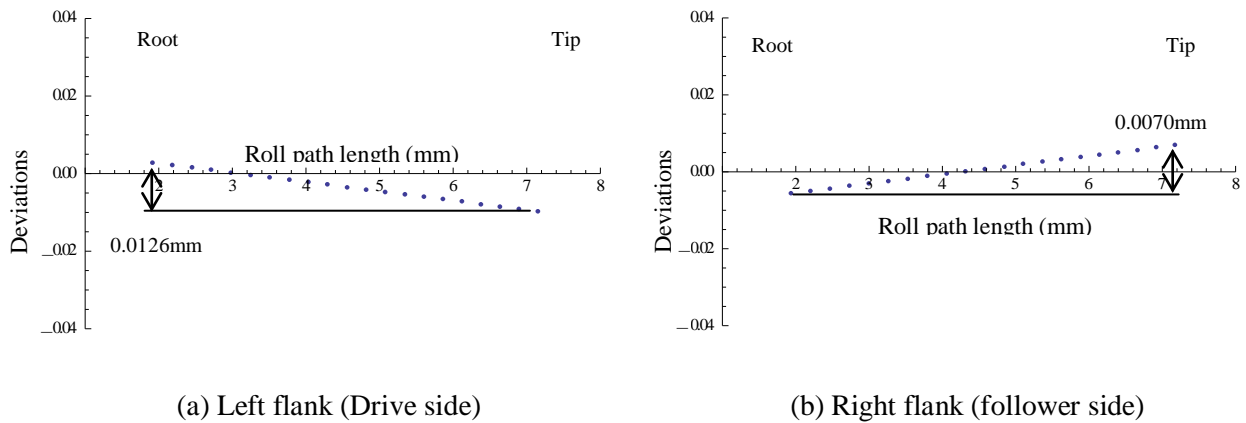


Fig. 4・8 Tooth form deviations at  $z=0$

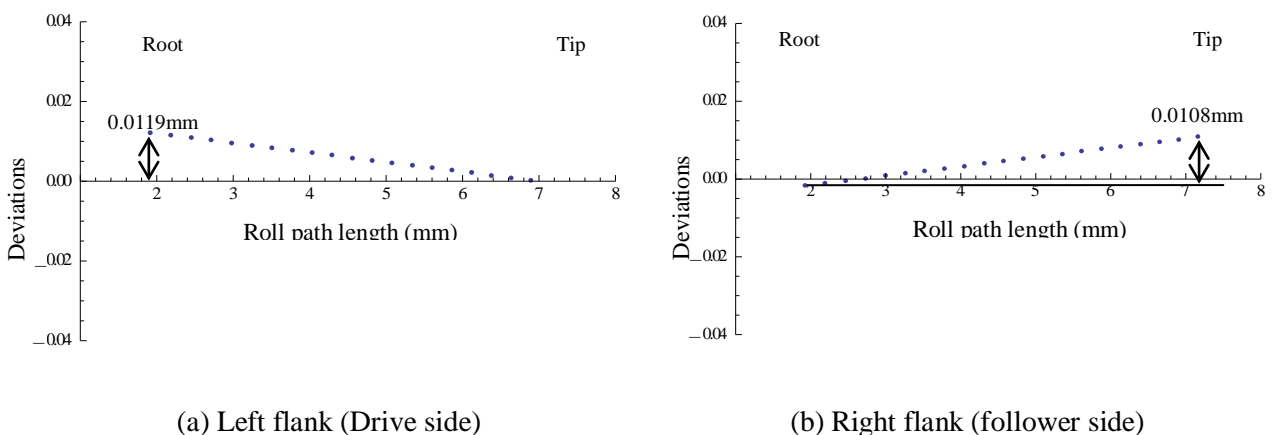


Fig. 4・9 Tooth form deviations at  $z=2.75$

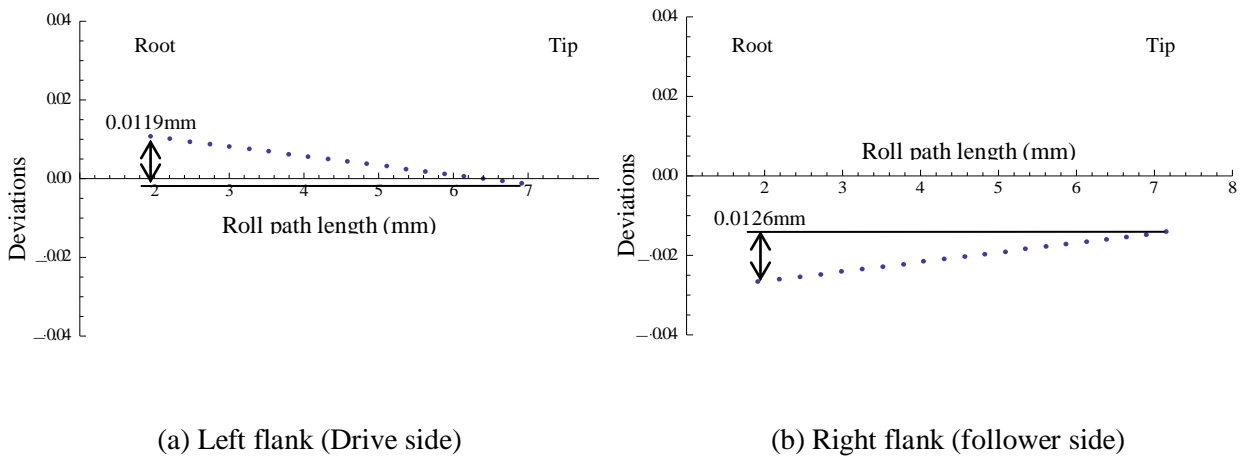


Fig. 4・10 Tooth form deviations at  $z = -2.75$

### 4・3・3 歯すじ誤差曲線

次に、歯すじ曲線、及び歯すじのうねりの算出方法について述べる。

歯幅に対する歯すじのうねりは、創成された歯面上のある一点における法線ベクトル  $\mathbf{N}$  と、創成された歯面がインボリュート曲線で構成される歯面上の任意の一点の法線ベクトル  $\mathbf{N}_{inv}$  の成す角に対して、基礎円の半径  $d_b/2$  をかけることで求められる、歯すじ方向への形状偏差  $l_d$

$$l_d = \cos^{-1}(\mathbf{N} \cdot \mathbf{N}_{inv}) \cdot d_b / 2 \quad (6)$$

に対して、離散点それぞれで求めた  $l_d$  を離散点の数で除した平均  $l_{dmean}$  を引くことで求めることができる。すなわち、歯すじのうねり  $l_e$  は、

$$l_e = l_d - l_{dmean} \quad (7)$$

であり、また  $l_e$  を歯幅に対してプロットすれば歯すじ曲線が得られる。

なお、インボリュート曲線で構成される歯面上のある一点における法線ベクトル  $\mathbf{N}_{inv}$  は、

$$\mathbf{N}_{inv} = (-\sin \phi_{temp}, \cos \phi_{temp}, 0) \quad (8)$$

で表される。ここで  $\phi_{temp}$  は、

$$\phi_{temp} = \frac{z}{r_b} \tan \beta_b - \alpha_v \quad (9)$$

で求めることができる。ここで、 $\beta_b$  は基礎円筒上ねじれ角、 $z$  は歯面上のある点の  $z$  座標、 $\alpha_v$  は歯たけ中央（直径 5.7mm）における圧力角である。

図 4・11 は、表 4・1 の歯車諸元を用いて、ダイスの押し込み量を、素材 1/2 回転あたりそれぞれ 0.01 ~ 0.2mm の範囲で変化させて計算した歯すじ曲線である。なお、図 4・11 の凡例表

示箇所に、うねりの大きさを値で示している。図4・11より、歯すじ曲線は一定周期を有し、さらに押し込み量が大きくなると、振幅が大きくなることわかる。

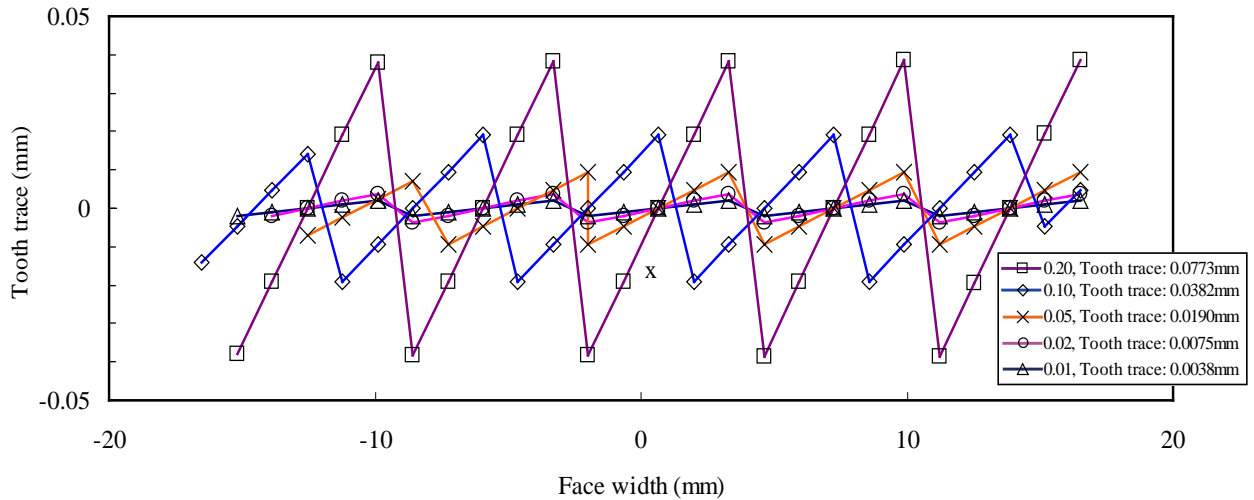


Fig.4・11 Tooth trace

#### 4・4. 成形転造実験

4・3. で計算した、ダイスの押し込み運動による歯面成形誤差の形状と大きさに対し、実際の成形転造で発生する成形誤差を比較するため、転造実験を行った。

4・2・3 で述べた転造中の素材の歩みによる、成形誤差の変化を防ぐため、転造実験は素材を軸方向に拘束して、転造する必要がある。しかし、素材を歩ませる力が働いた状態で転造すると、素材軸の曲がりにより成形精度が悪化したり、ぼりが発生したりすることがわかっている<sup>(1)</sup>。そこでまず、歩みの小さい条件を見出すため、あらかじめ予備実験を行った。その後、素材を軸方向に拘束して転造実験を試みた。

##### 4・4・1 予備実験

###### 4・4・1・1 転造装置および転造条件

表4・1の歯車を成形するため、表4・2のダイスを設計し用いた。成形転造には、定格押し込み力196kNの標準型2ローラー油圧押し込み式転造盤を用いた。図4・12に、転造盤の模式図を示す。丸ダイスの押し込み力の制御は油圧により行い、回転速度の制御にはACサーボモータを用いる仕組みである。左右の丸ダイスの押し込み量、及び回転速度は、CNC装置により同期制御される。丸ダイス回転速度は $6.47\text{min}^{-1}$ 一定で、回転方向は時計まわりである。丸ダイスの押し込み速度は、丸ダイス一回転あたり0.85mm(素材1/2回転あたり約0.01mm)とした。転造油には水溶性のものを用いた。

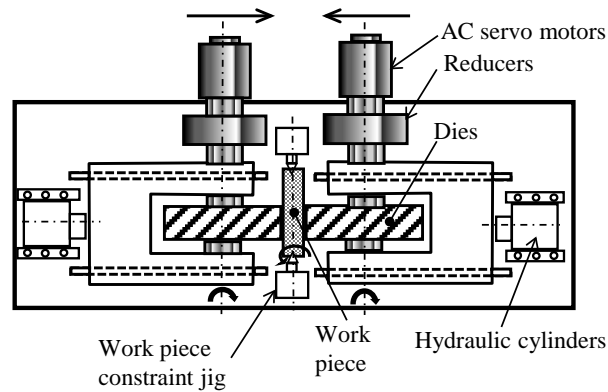


Fig.4・12 Form rolling rig

図4・13に、素材支持装置の模式図を示す。素材は、両端のセンタ穴を回転センタで支持され、丸ダイスの回転に連れ回りする。素材はヘッドストック側を固定、テールストック側を軸方向に可動するようにし、空気圧により素材を軸方向に押し付けて支持した。素材支持装置自体は、機械ベッド上のスライドガイドに設置している。予備実験では、素材の歩みを拘束しないように、素材支持装置と機械ベースを締結せず、素材支持装置は指で押す程度の軽い力でも軸方向に動かすことができるようにした。素材の歩み量を測定するため、レーザ変位計（キーエンス社製 IL-030 および IL-1000）を用いて、素材支持装置の軸方向変位を記録した。素材の回転速度は、ヘッドストック側の回転センタに取り付けた、一回転あたり 300 パルスを発生させるスリットをもった円筒（ロータリエンコーダ）を用いて、光電式回転センサ（キーエンス社製 VP-90 および KV-3000）により測定した。素材とスリットをもった円筒は一体で回転する。

さらに、転造過程におけるダイスの押し込み荷重、ダイスの回転トルクを測定し記録した。この機能は、転造盤に標準で装備されているものである。ダイスの押し込み荷重は、ダイス押し込み用の油圧シリンダ内の油圧をもとに、両ダイスの合計した押し込み力に換算される。また、ダイスの回転トルクは、ダイス回転駆動用の AC サーボモータの電流値をもとに、両ダイスの合計した軸トルクへ変換されるしくみである。

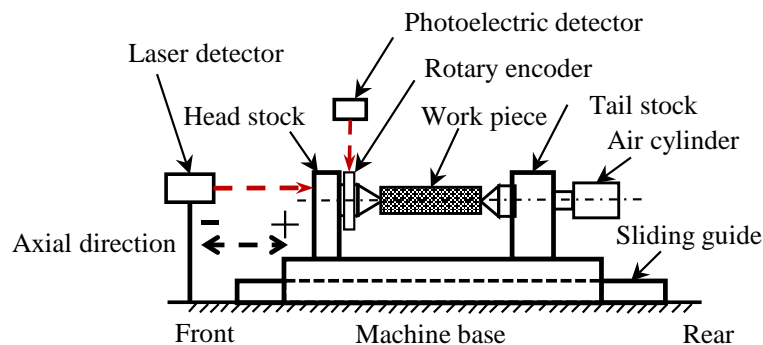


Fig.4・13 Work piece constraint jig

4・2・3で述べたような、ダイスの押し込み運動以外の原因による成形誤差の影響を小さくするため、著者らの過去の知見をもとに、素材の形状と寸法を設定した。つまり、成形荷重の変動を小さくするため、ダイスと素材との重なりかみ合い率を5とした<sup>(2)</sup>。その結果、素材幅は27.5mmにした。また、歩みを最小にするため、素材外径は5.9mmとした<sup>(3)</sup>。図4・14に素材の概要を示した。

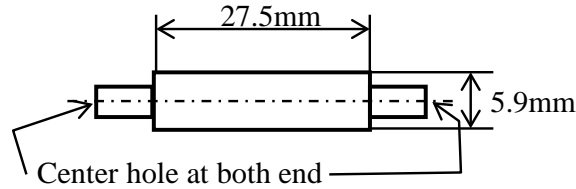


Fig.4・14 Specifications of blank

#### 4・4・1・2 予備転造実験結果

ダイスを、所定の押し込み深さ0.94mmまで押し込んだ時の、素材の歩み量は、0.8mmであった。この値は、著者らの過去の経験<sup>(3)</sup>と比較して十分小さかった。このため、図4・13に示した素材支持装置を機械ベースに固定し、同条件で再度転造実験を行った。その結果、素材軸の曲がりもなく、ばりも認められなかったため、4・4・1・1の条件で素材を拘束して転造することが可能と判断した。

#### 4・4・2 成形転造実験

##### 4・4・2・1 実験条件

転造装置と条件は4・4・1・1に従った。ただし、素材支持装置は機械ベースに固定し、素材を拘束した。成形転造は、図4・15に示すダイスの押し込みパターンで行った。

所定の丸ダイスの総押し込み深さは、0.94mmであるが、転造過程での成形誤差の変化を観察するため、押し込みを、それぞれ深さ0.32mm、0.62mmで止めた転造実験も行った。さらに、押し込み深さ0.94mmまでダイスを押し込んだ後、ダイス回転を維持したまま、ダイスの押し込み運動のみ停止させた(ドゥエル)実験も実施した。押し込み運動停止後の素材の累積回転数は、約15回転である。

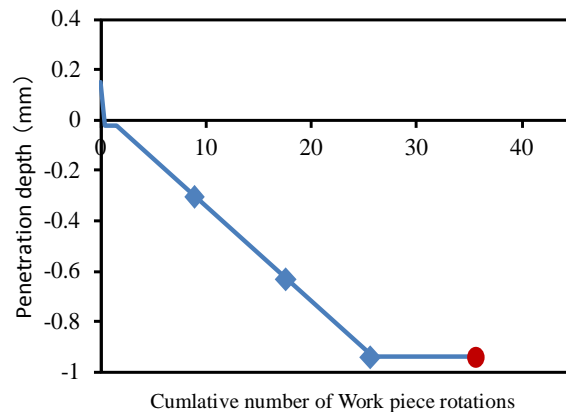


Fig.4・15 Form rolling test cycle

成形誤差を調べるため転造実験した素材を，クリンゲルンベルグ社製 P26 型歯車測定機を使い，歯形，歯すじ曲線および歯底半径の変位曲線を測定した。

#### 4・4・2・2 歯形誤差の測定結果

図4・16は，押し込み深さ0.62mmの素材における一歯溝分の歯形測定曲線である．使用したダイスの歯形精度，歯すじ精度は，JIS B 172-1の4等級に入っており，ほぼ真のインボリュートねじ面と見なされるものであった．しかし，ダイス駆動側歯面とかみ合う素材歯面（ドライブ歯面）の歯形は，約18 $\mu\text{m}$ 歯先下りの歯形誤差を持っていた．また，反対歯面（フォロワ）の歯形は，約14 $\mu\text{m}$ 歯先上りの歯形誤差を持っていた．両歯溝とも歯形測定曲線は，ほぼ直線であった．なお，軸方向に測定断面を変えて四ヶ所測定したが，ほぼ同様な傾向であった．これらのことから，押し込み深さ0.62mmでの歯形成形誤差は，ほぼ4・3・2のシミュレーションで予測した歯形誤差曲線（図4・8，図4・9および図4・10）とみなすことができる．

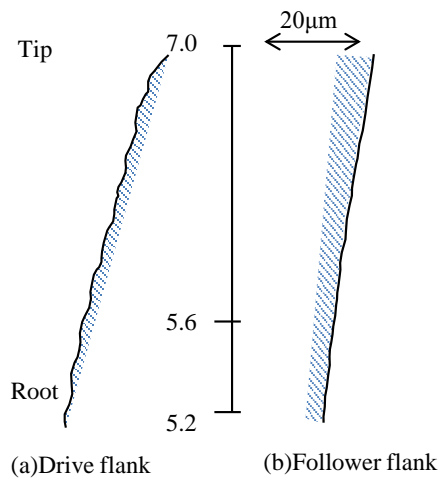


Fig.4・16 Profile deviations on formed gear with 0.62mm penetration

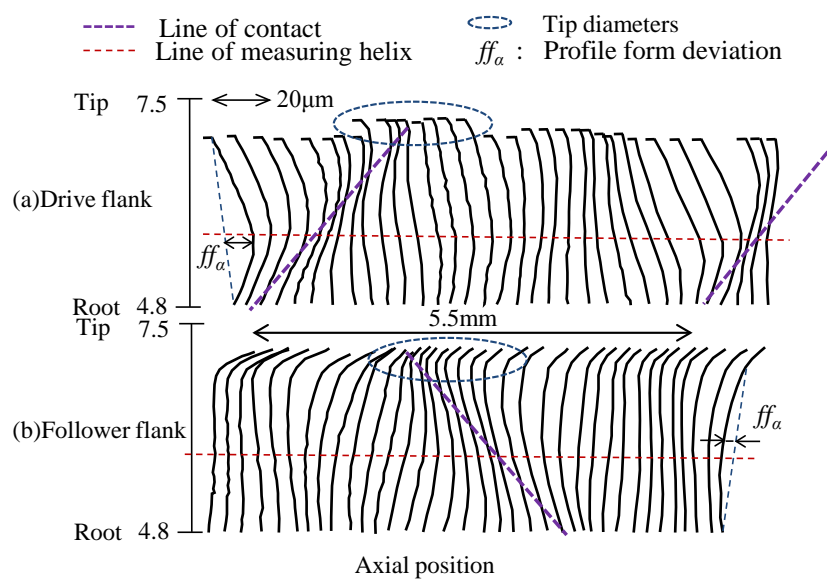


Fig.4・17 Profile deviations on formed gear with 0.94mm penetration in different planes



図 4・17 は、押し込み深さ 0.94mm の素材において、測定断面を軸方向に 0.2mm ずつ変えて測定した歯形曲線を、順番に並べて表示したものである。図 4・16 では微量であった歯形形状誤差が大きくなり、歯車の軸ピッチ、5.5mm を周期として変化していることがわかった。

#### 4・4・2・3 歯底半径の変位・歯すじ誤差の測定結果

歯底半径の変位曲線は、測定機のプローブ（測定球）を歯底に当て、素材を回転させながら、歯すじにそって移動させ、半径方向の変位を記録したものである。

図 4・18 は、押し込み深さ 0.94mm で、ドゥエルがないパターンで転造した素材二歯溝分の、歯底半径の変位曲線である。図 4・18 の紙面横方向は、一般の歯すじ測定チャートと同様に、歯幅方向を示している。歯底半径は、歯車の軸ピッチと等しい 5.5mm の周期でうねっていることがわかった。

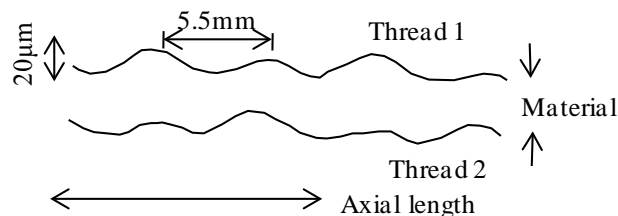


Fig. 4・18 Root radius deviations on formed gear

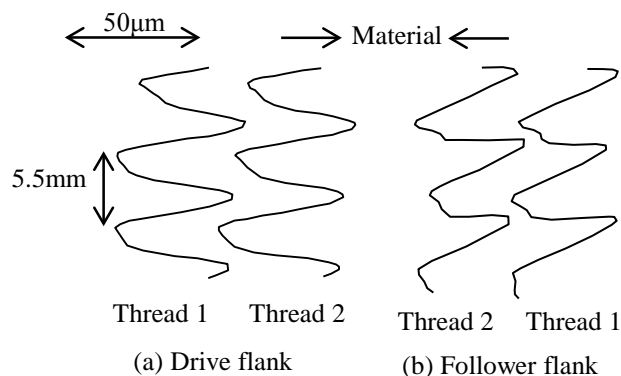


Fig. 4・19 Helix deviations on formed gear

図 4・19 は同様に、総押し込み深さ 0.94mm でドゥエルがないパターンで転造した素材二歯溝・両歯面の、歯すじ曲線である。歯すじ曲線は、歯車の軸ピッチと等しい、5.5mm の周期で、うねりしているのが認められる。

図 4・20 は、ダイスの押し込み深さと、歯底半径の変位量との関係を、より定量的に考察するため、転造実験した素材全ての歯底（二歯溝分）半径の変位量を、プロットしたグラフである。歯底半径の変位量は、歯底半径の変位曲線上のうねりの最大振幅を読み取った。なお、グラフ中の赤丸は、押し込み量 0.94mm でドゥエルを加えた素材のデータである。4・2・3 で述べたように、歯切りピッチ円の半径および歯底半径は、素材の軸方向の位置で、軸ピッチを周期として変化するはずで、その振幅は 10µm（素材 1/2 回転あたりのダイスの押し込み量）となるはずであ

る. 図4・20中の, 押し込み深さ 0.32mm における歯底半径の変位量は  $11\mu\text{m}$  で, 予測される歯底半径の振幅とほぼ等しい. しかし, ダイスの押し込み深さが大きくなると, 歯底半径変位量の増加が認められる. また, 押し込み深さ 0.94mm でドゥエルを加えた素材の歯底半径変位量は, 押し込み量 0.32mm の値とほぼ同じ値まで低減している.

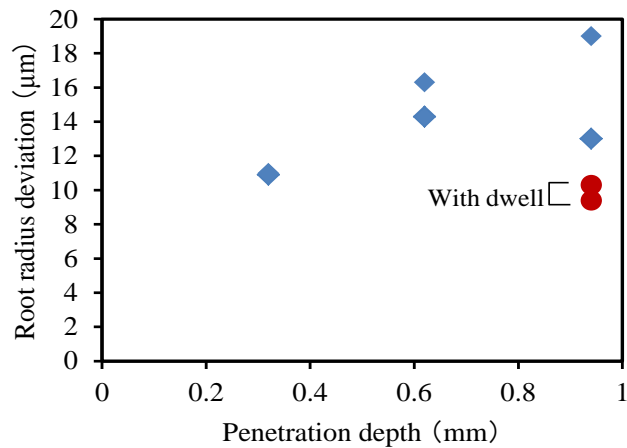


Fig.4・20 Root radius deviations on formed gears under various types of penetration

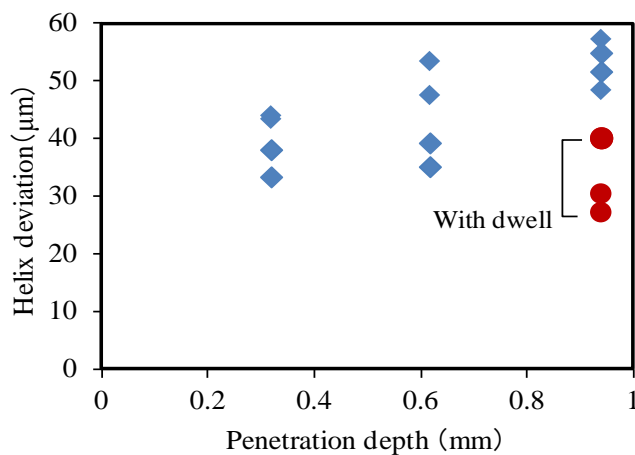


Fig. 4・21 Helix deviations on formed gears under various types of penetration

図4・21は, 転造実験した素材全て(二歯溝・両歯面)の歯すじのうねりと, 押し込み深さとの関係を示したグラフである. 歯すじのうねりは, 歯すじ曲線上のうねりの最大振幅を読み取った. グラフ中の赤丸は, 押し込み量 0.94mm でドゥエルを加えた素材のデータである. 歯すじのうねりの振幅は, 全ての押し込み深さにおいて, 4・3. の図4・11(ダイスの押し込み量が素材1/2回転あたり 0.01mm)で予測した値(約  $4\mu\text{m}$ )より大きい. また, 歯すじのうねりはダイスの押し込みとともに, 増加している. また, 押し込み深さ 0.94mm でドゥエルを加えた素材において, 歯すじのうねりは, 平均  $52\mu\text{m}$  から  $35\mu\text{m}$  まで低減している.

#### 4・4・2・4 成形荷重・素材回転速度の測定結果

図4・22は、押し込み深さ0.94mmまでダイスを押し込んだ転造サイクルにおける、転造中の両ダイスの合計した押し込み荷重、および両ダイスの回転トルク（合計）の推移を示している。横軸は、素材のおよその回転数を示している。ダイスの押し込み荷重は、ゆるやかに増加しているのに対し、ダイスの回転トルクは、素材回転数が32回転（ダイス押し込み深さ0.68mmに相当）あたりよりトルクの増加比率が大きくなり、また周期的なトルク変動が認められる。このトルク変動周期は、素材の約1/2回転に相当しており、ダイスと素材（歯数2のはすば歯車）とのかみ合い一次の周期と一致する。

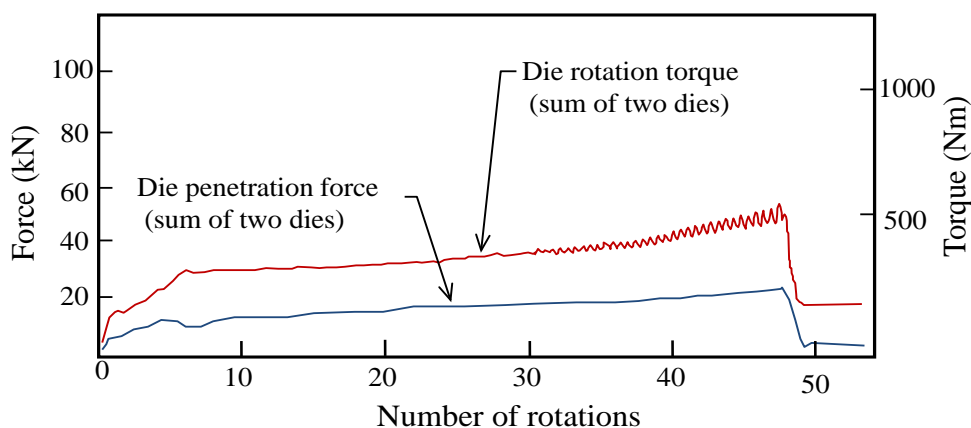


Fig. 4・22 Die penetration force and die rotation torque during form rolling

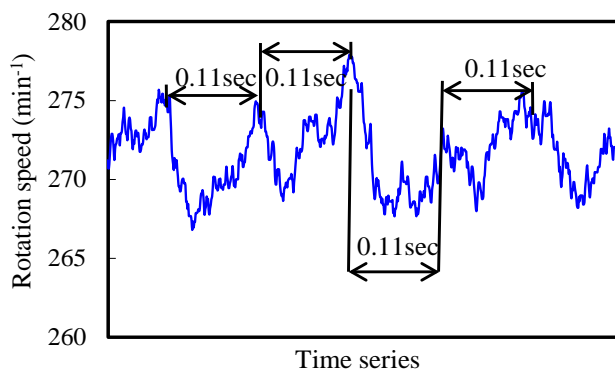


Fig. 4・23 Variation in work piece rotation speed during form rolling

図4・23は、転造中に測定した、素材累積回転数40付近の素材回転速度変動を示す。素材の回転速度の変動は、ダイスと素材（歯数2のはすば歯車）とのかみ合い一次の周期（0.11sec）を主成分として、変動していることが分かる。

#### 4・4・3 実験結果の考察

これらの実験結果から、4・3の数値シミュレーションにより予測した歯形状誤差、歯すじ誤差の形状は、押し込み深さ0.62mmまでの実験結果とよく合致していると判断できる。これにより、ダイスの押し込み運動が、素材に周期性をもった幾何学誤差を発生させることが、明らか

になった。しかし、押し込み量がさらに大きくなると、歯形状誤差が軸方向位置で周期的にばらつき、歯すじのうねりも大きくなった。その原因を考察する。

4・4・4・2 では、素材の歯底を押し込んでいるダイスの歯数が増えないように（重なりかみ合い率を整数とし、押し込み分担荷重が増えないように）、素材幅を決めた<sup>(2)</sup>。また、ダイスと素材との押し込み深さ 0.94mm における正面かみ合い率は、約 0.3（ダイスの歯先、歯元 R を除いた計算）であり、素材の正面かみ合い率は、重なりかみ合い率 5 と比較すると十分小さく無視できるとも考えた。これらのことから、押し込み深さ 0.94mm におけるダイスと素材との全かみ合い率は、約 5.3 で非整数であるため、同時接触線の数と長さは一ピッチ周期で変動すると考えられる。

岡本ら<sup>(13)</sup> は、歯数 23 のはすば歯車の仕上げ転造（素材にはすでに歯溝が存在し、ダイス歯先と素材歯底は接触しない）において、同時接触線の移動に伴う成形分担荷重の変動が、歯形状誤差（中凹み）を発生させることを報告した。本研究におけるはすば歯車の成形転造においても、同様な現象が当てはまる可能性がある。つまり、同時接触線長さ（数）の変動が成形分担荷重の変動をおこし、図 4・23 に示す素材回転速度を変動させ、素材の歯面に図 4・17 のような歯形の成形誤差を転写したことが考えられる。なお、素材とかみ合っているダイスはその回転速度を一定に保つように CNC 制御されている。この考えによると、ダイスの回転変動を打ち消すように、図 4・22 のようなかみ合い一次の周期と一致するトルク変動が発生したと考えられる。また、このようにして素材に発生した歯形状誤差は、ダイスと素材とのかみ合い伝達誤差を大きくし<sup>(14)</sup>、さらに素材回転速度の変動を助長したとも考えられる。

図 4・17 中に示す各々の歯形曲線において、変化が大きい部分を結んだ線と、算出した同時接触線を重ね合わせると、それらは、よく一致している。また、同時接触線長さの変動による歯形状誤差は、ダイスの押し込みにより発生する歯すじ誤差と同位相で、これら原因が異なる二つの誤差の重ね合わせがおこったとも考えられる。さらに、歯形状誤差が軸方向位置において周期的にばらつくと、測定される歯すじ曲線にも、これらの歯形状誤差が加わることがわかる。これらのことから、押し込み深さ 0.94mm の素材では、歯形状誤差の周期的なばらつきにより、測定された歯すじのうねりが、4・3 で予測されたものより大きくなったことが考えられる。

#### 4・4・4 成形誤差を低減するための転造法の検討

##### 4・4・4・1 全かみ合い率を整数にした転造法

成形誤差の発生源に対策を施し低減するため、ダイスと素材との全かみ合い率を 5.0 とすることで、同時接触線長さの変動を無くし、転造中のダイスの回転トルク変動を小さくすることで、歯すじのうねりを低減する方法を試みる。著者の過去の経験から、目標とする歯すじのうねりの大きさを 30 $\mu$ m 以下とした。押し込み深さ 0.94mm における、ダイスと素材との全かみ合い率を 5.0（素材の歯幅を 26mm）として、4・4・2・1 の条件に従って転造実験を試みた。さらに同条件で、素材歯幅を 0.5mm ずつ増減させ、全かみ合い率を増減した転造実験も同時に行った。その結果を図 4・24 に示す。歯すじのうねりの値は 4・4・2・3 と同様に、測定した二歯溝・両歯面の歯すじ曲線（4 本）のうねりの最大振幅の平均値を計算してプロットした。図 4・23 から、

全かみあい率を整数にしても、重なりかみ合い率を整数とした場合と比較して、歯すじのうねりにおける有意差は認められなかった。

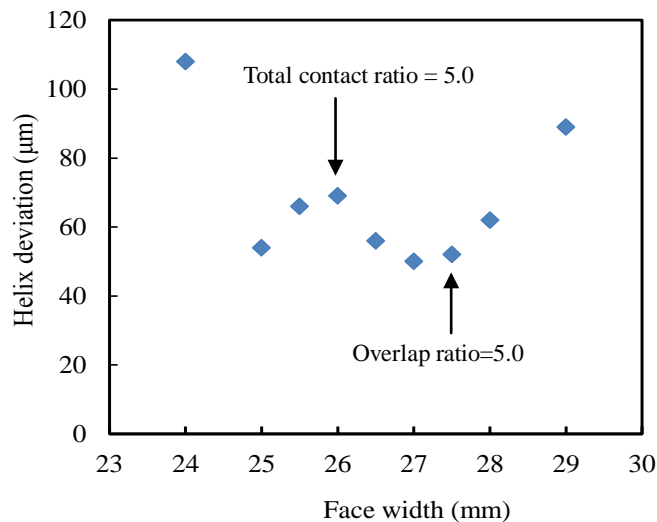


Fig.4・24 Helix deviations on formed gears with various face widths

#### 4・4・4・2 転造中に位相を変える転造法

4・4・4・1 より、素材幅の増減によるかみ合い率の微調整では、目標とする歯すじのうねりに対し十分な効果は得られなかった。この節では、ダイスと素材との軸方向の位相を転造中に故意に変えて、成形誤差が素材に定在・累積するのを防ぎ、歯すじのうねりを相殺する方法<sup>(15)</sup>、<sup>(16)</sup>を試みた。転造条件は4・4・2・1に従った。

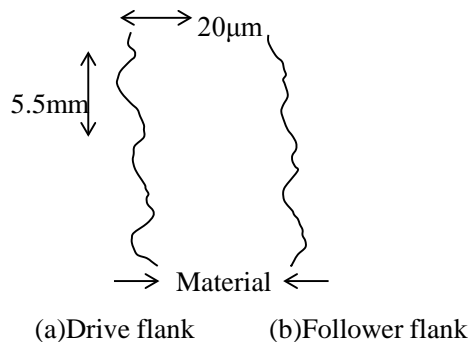


Fig.4・25 Helix deviations on formed gear by suggested method

素材幅は27.5mm（重なりかみ合い率5）として、押し込み深さ0.8mmで一度ダイスの回転を止めて、素材支持装置と機械ベースとの拘束を一時的に緩め、素材をダイスとかみ合ったまま、反時計まわりに回転させ、軸方向奥へ1/2ピッチ分（2.75mm）移動させる。（左ねじを締める方向）その後、再度センタ台を拘束し、転造を再開し、押し込み深さ0.94mmまでダイスを押し込んだ。こうして転造した素材歯車の歯すじ曲線の一歯溝分を、図4・25に示す。歯すじのうねりは最大16μmであり、この転造法による歯すじのうねりの低減効果が確認された。

## 4・5. 結 言

小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を成形転造する時に、問題となる成形誤差の発生メカニズムについて、数値シミュレーションと転造実験により幾何学的に考察した。その結果、ダイスの押し込み運動が、素材歯車に周期的な幾何学誤差を発生させることを示した。結果をまとめて、以下に示す。

1. ダイスの押し込み運動は、歯形に勾配誤差を、歯すじに歯車の軸ピッチを周期としたうねりを発生させる。
2. 押し込み深さが大きくなると、歯形形状誤差にも周期的な変動が生じ、このため歯すじのうねりは、さらに大きくなる。
3. 転造仕上げ位置でドゥエル動作を加えることにより、歯すじのうねりを低減できる。転造中に素材をかみ合いを維持したまま、軸方向に1/2ピッチ移動させることにより、歯すじのうねりはさらに低減できる。

## 文 献

- (1) 永田英理，飯沼和久，中村守正，森脇一郎，“小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形(成形可能性の検討)”，塑性と加工，Vol. 53，No. 616 (2012)，pp. 439-444.
- (2) 永田英理，立川友和，中村守正，森脇一郎，“小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形(歯すじ誤差の低減)”，日本機械学会論文集C編，Vol. 77，No. 783 (2011)，pp. 4263-4273.
- (3) 永田英理，中原好友，中村守正，森脇一郎，“小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形(歩みの低減)”，日本機械学会論文集C編，Vol. 77，No. 783 (2011)，pp. 4263-4273.
- (4) Nagata, E., Nakamura, M. and Moriwaki, I., “Form Rolling of Helical Gears with Small Number of Teeth and Large Helix Angle Using Round Dies”, *Proceedings of 1<sup>st</sup> International Conference on Ingot, Casting, Rolling and Forging* (2012), pp. 1-8.
- (5) 炭谷優，“フォーミングラックと精密転造盤 3”，ツールエンジニア，Vol. 35，No. 3，pp. 130-133.
- (6) 堤成晃，“転造部品の精度向上における問題点”，日本機械学会誌，Vol. 84，No. 748 (1981)，pp. 250-255.
- (7) 堤成晃，加藤隆雄，田中繁一，“転造過程に関する基礎的研究 (第1報，変形過程の解析ならびに変形に関与する各種因子の検討)”，日本機械学会論文集C編，Vol. 51，No. 468 (1985)，pp. 2109-2118.
- (8) 堤成晃，加藤隆雄，田中繁一，“転造過程に関する基礎的研究 (第2報，転造過程の理論計算)”，日本機械学会論文集C編，Vol. 51，No. 468 (1985)，pp. 2119-2128.
- (9) 堤成晃，加藤隆雄，田中繁一，“転造過程に関する基礎的研究 (第3報，フィーチャ形状と転造過程)”，日本機械学会論文集C編，Vol. 52，No. 478 (1986)，pp. 1861-1867.

- (10) 堤成晃, 加藤隆雄, 田中繁一, “転造過程に関する基礎的研究 (第 4 報, 母材部の変形特性とゆがみの生成挙動)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 478 (1986), pp. 1868–1875.
- (11) 堤成晃, 加藤隆雄, 田中繁一, “転造過程に関する基礎的研究 (第 5 報, 転造盤に関する各種設定条件の最適化)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 492 (1987), pp. 1860–1868.
- (12) Litvin, F., L. and Fuentes, A., *Gear Geometry and Applied Theory Second Edition* (2001), p.97–101, Cambridge.
- (13) 岡本隆, 久保愛三, 長嶋仁, “はすば歯車の転造仕上げにおける歯形精度に関する研究”, 日本機械学会論文集. C 編 Vol. 46, No. 403 (1980), pp. 308–316.
- (14) 梅山光広, “ヘリカルギヤのかみあい伝達誤差に及ぼす歯面修整の影響と最適値設定法”, 日本機械学会論文集. C 編 Vol. 61, No. 582 (1995), pp. 346–353.
- (15) 飯沼和久, 永田英理, はすば状突起含有転造物の製造方法, 日本国特許第 5145744 号 (2007).
- (16) 立川友和, 栗田信明, 中原好友, 転造装置および転造方法, 日本国特許, 特開 2013–22632 (2011).





## 第5章 小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形 (歩みの低減)

### 5・1 緒 言

丸ダイスを用いた成形転造の特長は、丸ダイスを徐々に押し込むとともに、その回転回数を増大させることにより、有効なダイスの長さを延長できることである。このことから現在、丸ダイス転造は、ウォームやスプラインの成形に多く用いられている<sup>(1)~(4)</sup>。しかしながら、丸ダイスを用いた転造を、小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の成形<sup>(5)~(10)</sup>に用いると、転造中に素材が軸方向に運動する、いわゆる“歩み”または“歩き”<sup>(11)~(18)</sup>と呼ばれる現象が発生する。歩みの結果、成形後の歯車の歯幅両端に不完全成形部が生じるため、歩み量の低減が求められている。

歩みは、転造成形初期における“割切り”，または“割出し”<sup>(19)~(22)</sup>が正確でない場合に発生すると言われている<sup>(11)~(14)</sup>。しかしながら、歩みが発生するメカニズムについては、未だ明らかにされていない。著者らは、これまでに、歩みが発生しないよう、素材両端を拘束して成形転造を試みた<sup>(9)</sup>が、成形精度が悪化した。

これまでに歩みの対策として、ダイスの回転方向や傾きを転造中に変えることにより、歩みの方向を変化させて素材の移動幅を小さくするもの<sup>(11)~(12), (23)~(27)</sup>や、素材をダイスと同期回転させる<sup>(28)</sup>等を行った報告がある。しかしながら、いずれも転造時間や機械コストの増大により、製造コストが増加してしまう。このような観点から、歩みの発生源に対する根本的対策が必要と考えられる。

本論文でははじめに、歩みの発生メカニズム解明について検討し、次に歩み量を低減できる丸ダイス設計法について提案した。さらに、提案した設計法で製作した丸ダイスを用いて、成形転造を試み、この丸ダイスを用いた成形転造で歩み量を低減可能であることを示した。

### 5・2 対象とするはすば歯車と成形転造について

#### 5・2・1 成形転造

成形転造は、二つの丸ダイスを回転させながら、それらを素材半径方向に押し込む、いわゆるインフィード方式(プランジ方式)で行われる。素材は、丸ダイスに連れ回しする。素材は成形前、円筒形状であるが、丸ダイスの押し込みと創成運動により、歯溝が成形される。図5・1は、この成形転造法の概略図である。

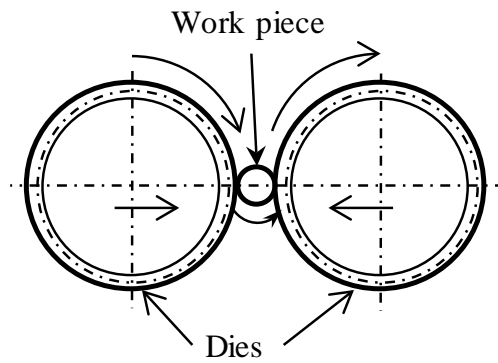


Fig.5・1 Explanatory drawing of form rolling

### 5・2・2 はすば歯車

表5・1に対象とするインボリュートはすば歯車の諸元を、図5・2にその外観写真を示す。材料はS45Cである。はじめに、素材径について検討した。成形転造は塑性加工であり、切りくずが生成されないので、転造前後で素材の体積は変化しない。この概念に基づいて、図5・3に示すように、表5・1の歯車の軸直角断面歯形を市販の歯車設計ソフトウェアを用いて描き、丸ダイスが素材を押し込む部分の断面積  $S_1$  と、押し込みによって盛り上がる部分の断面積  $S_2$  が等しくなる円をCADソフトウェアを用いて描き、その直径を素材直径とした。その結果、素材直径は5.9mmになった。

Table5・1 Gear data

Number of teeth	2
Normal module [mm]	1.25
Normal pressure angle [deg.]	17.5
Profile shift coefficient	1.1
Helix angle [deg.]	45 L/H
Tip diameter [mm]	7.8
Root diameter [mm]	3.5
Face width [mm]	33

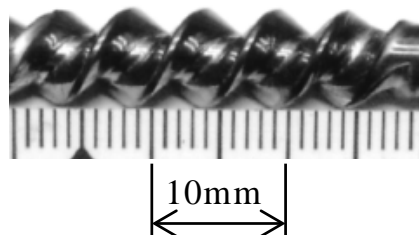


Fig.5・2 A photograph of a target gear

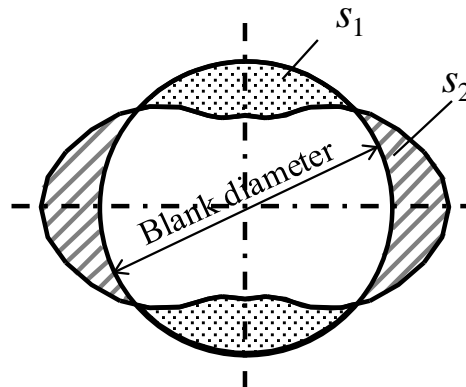


Fig.5・3 Determination concept of blank diameter

### 5・3 歩みのメカニズム

#### 5・3・1 歩みの原因に関するこれまでの知見

これまでの知見<sup>(19)~(22)</sup>によると、丸ダイスを用いた成形転造では、素材が連れ回りする場合、最初にできる歯溝のピッチが素材外周を所定の歯数で割り切れていなければ、所定の歯数の歯車が得られなかったり、あるいは、歯数が正しくても累積ピッチ誤差の大きい歯車が成形される。素材径を  $d_v$ 、ダイス歯数を  $z_1$ 、歯車歯数を  $z_2$  とすると、正しい割り切りができるためのダイスの歯先円直径  $d_{a1}$  は、次の式で求められる<sup>(21)</sup>。

$$d_{a1} \doteq d_v \cdot z_1 / z_2 \quad (1)$$

また、正確に割り切りができ、ある程度の深さの歯溝が成形された後、丸ダイスの歯は、その歯溝にならって押し込まれる<sup>(21)</sup>と言われている。

これまでの知見によると歩みは、正確に割り切りができないとき発生すると言われている<sup>(11)~(14)</sup>。しかし、その発生メカニズムについて、理論的に追求した報告はない。歩みの発生源に対処することで歩みを低減するには、より機構学的な考察が必要と考える。

#### 5・3・2 素材回転運動の考察

図5・4は、転造初期段階から仕上げ段階までの、丸ダイスと素材の幾何学的関係を示す模式図である。図5・4上段は丸ダイス、素材それぞれの軸直角断面を示しており、図5・4下段は、軸断面を示している。図5・4(a)は、丸ダイス歯先と素材外周が最初に接触した段階、(b)は素材に歯溝が成形され始めた段階の様子を示す。(c)は成形中(歯溝が成形され始めた段階と仕上げ段階の間)、(d)は仕上げ段階時の位置まで丸ダイスが押し込まれた様子を示している。

丸ダイスの歯先円筒は、(a)から(d)段階に渡って、素材歯底円筒を半径方向に押し込みながら、それ自身も回転することにより素材を連れ回りさせる。すなわち、転造中丸ダイスと素材は、丸ダイスの歯先円と素材の歯底円を転がり円とした、一对の摩擦車と見なすことができる(図5・4中の青の破線は、摩擦車の輪郭を示している)。

歯溝がはじめて成形された (b) の段階では、丸ダイスと素材との正面かみあい率は1よりはるかに小さい。しかしながら、軸方向（歯すじ方向）においては、丸ダイスの歯面は素材歯溝と複数箇所（図5・4では左右ダイスそれぞれ5歯）でかみ合っている。すなわち、(b) 段階では、素材と丸ダイスの重なりかみあい率は1以上である。このことから、素材にたとえ浅くても歯溝が成形され、丸ダイスの歯先がそれにならえば、素材ははすば歯車として丸ダイスとかみ合うことになる（図5・4中の赤の破線は、丸ダイスとはすば歯車のピッチ円を示している）。

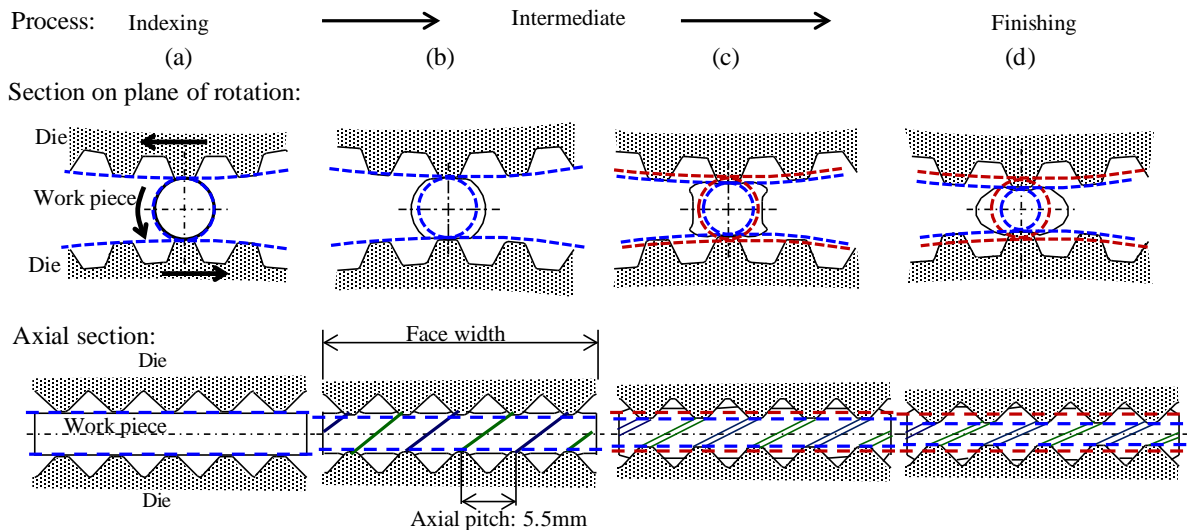


Fig.5・4 Schematic diagrams of form rolling process

### 5・3・3 素材回転速度の計算

まず、素材と丸ダイスとの接触を、摩擦車の接触と見なすことが可能な段階における、素材の回転を考える。丸ダイスの回転速度を  $n_1$ 、素材の回転速度を  $n_{2\text{-roller}}$ 、丸ダイスの歯先円直径を  $da_1$ 、丸ダイスの押し込み量を  $x$  とすると、 $n_{2\text{-roller}}$  は以下の式で表すことができる。

$$n_{2\text{-roller}} = n_1 \cdot da_1 / (d_v - 2x) \quad (2)$$

一方、素材と丸ダイスの接触を、歯車対のかみ合いと見なすことが可能な段階においては、素材の回転速度  $n_{2\text{-gear}}$  は、歯溝が成形された素材の歯数、丸ダイスの歯数およびダイスの回転速度を用いて、以下の式で表すことができる。

$$n_{2\text{-gear}} = z_1 / z_2 \cdot n_1 \quad (3)$$

次に、素材の歯数  $z_2$  を 2、丸ダイス歯数  $z_1$  を 85、歯先円直径  $da_1$  を 242.7mm、丸ダイスの回転速度  $n_1$  を  $6.47\text{min}^{-1}$  とし、式(2)および式(3)にこれらの値を代入し、丸ダイスの押し込みに伴う、摩擦車の接触、歯車対のかみ合いと考えられるそれぞれの段階での素材の回転速度  $n_{2\text{-roller}}$

と  $n_{2\text{-gear}}$  を計算した。丸ダイスの歯数については、その外径，質量による作業性への影響や，ツールコスト等を考慮し，決定した。なお，素材直径  $d_v$  は 2.2 で求めた 5.9mm に加えて，参考として 4.8mm，5.7mm，6.3mm についても計算した。図 5・5 に計算結果を示す。

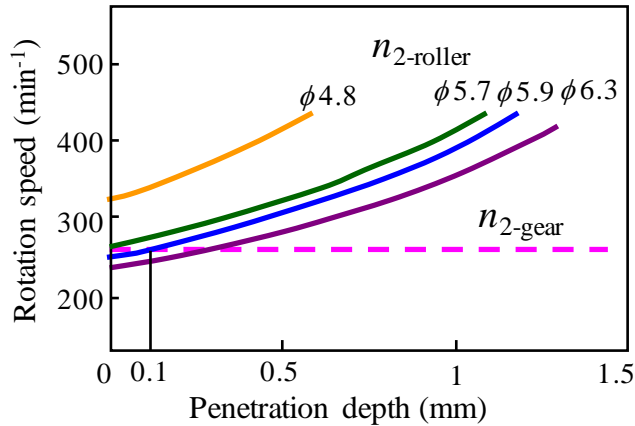


Fig.5・5 Changes in work piece rotation speeds during die penetration

図 5・5 を見ると， $n_{2\text{-roller}}$  は丸ダイス押し込みとともに増大し， $n_{2\text{-gear}}$  との間に回転速度の差がある。この回転速度の差は，丸ダイスの諸元 ( $da_1$ ，  $z_1$ ) を固定した場合，素材径に依存して変化する。素材径 5.7mm では，押し込み量 0 で  $n_{2\text{-roller}}$  と  $n_{2\text{-gear}}$  が一致し，これまでの知見において正確な割り切りの条件とされる，式(1)を満たしている。素材径 5.9mm では，押し込み量 0.1mm(初期に成形される歯溝の歯底円)で正確な割り切りができることになる。一方，素材径 4.8mm と 6.3mm では割り切りができていないため，転造初期においても素材の回転速度の差は大きいことがわかる。

#### 5・3・4 歩みの発生メカニズム

摩擦車のモデル(素材回転速度  $n_{2\text{-roller}}$ )は，転造開始時より仕上げ段階まで成立する。一方，はずば歯車のモデル(素材回転速度  $n_{2\text{-gear}}$ )は，歯溝が成形された時から成立し，仕上げ段階まで継続すると考えられる。実際の転造中の素材の回転速度変化について，次のように考察した。

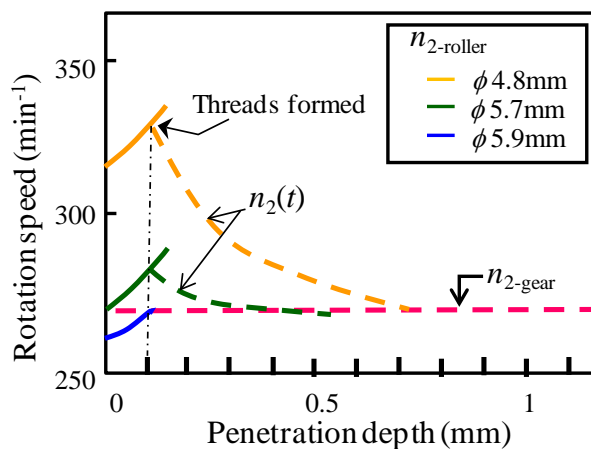


Fig.5・6 Work piece rotation speed at intermediate stage

図 5・6 に、図 5・5 に示した様々な直径を持つ素材の回転速度の計算結果のうち、直径 4.8mm、5.7mm および 5.9mm の素材のものを示す。

これらの素材が、はすば歯車に転造できる場合を考える。直径 4.8mm の素材について、丸ダイスを 0.1mm 押し込んだときに歯溝が成形されたとする。素材の回転速度は、ステップ関数の挙動のように  $n_{2\text{-roller}}$  から  $n_{2\text{-gear}}$  に瞬時に変化するわけではなく、徐々に変化すると考えられる。 $n_{2\text{-roller}}$  から  $n_{2\text{-gear}}$  への変化の過程（過渡領域）において、素材の回転速度は時間  $t$  の関数  $n_2(t)$  であると仮定する。丸ダイスの歯先は、素材に成形された歯溝を壊すことなく、その歯溝に倣って運動するはずであるから、このとき差動運動が発生すると考えられる。この差動運動は、左ねじが進むような（すなわちねじを締め付ける）、並進運動と考えられる。すなわち、この差動運動が“歩み”と考える。直径 5.7mm の素材（これまでの知見における正確な割り切りの条件で決定される素材直径）では、丸ダイスを 0.1mm 押し込んだときにはすでに素材の回転速度差が存在し、直径 4.8mm の素材と同じく左ねじが進むような並進運動が発生すると考えられる。またこれとは逆に、図 5・6 に示していないが、直径 6.3mm の素材の場合は、左ねじが戻るような（すなわちねじを緩める）並進運動になるはずと考える。すなわち、歩み量とその方向は、このねじの締め付け、及び緩みのモデルを用いることで説明可能と考える。

このモデルの場合、素材回転速度が  $n_{2\text{-roller}}$  のとき、すなわち、素材と丸ダイスのかみ合いが摩擦車の接触と見なせるときは、差動運動は発生せず、したがって歩みは発生しない。同様に、素材回転速度が  $n_{2\text{-gear}}$  のとき、すなわち、素材と丸ダイスの運動がはすば歯車対のかみ合いと見なせるときも差動運動は発生せず、したがって歩まないことになる。このとき素材がダイスから受けるスラスト力は、軸方向に作用する押し込み力による静摩擦力により打ち消されるものと考えられる。

転造成形開始  $t$  秒後の素材の軸方向位置  $y(t)$  [mm] は、素材の回転速度を  $n_2(t)$  [ $\text{mm}^{-1}$ ]、はすば歯車のリードを  $L$  [mm] とすると、以下の式で予測できると考えられる。

$$y(t) = (L / 60) \cdot \int_0^t \{n_2(t) - n_{2\text{-gear}}\} dt \quad (4)$$

なお、ここでは、軸方向の正負は、左ねじが進む方向を正とした。

まとめると、素材を歩ませないようにするには、割り切りが成立する、すなわち、 $n_{2\text{-roller}}$  と  $n_{2\text{-gear}}$  が一致する円の直径を、過去の知見のように素材外周の直径にするのではなく、転造初期段階に成形された歯溝の歯底径  $d_{\text{index}}$  とすること、すなわち、

$$d_{\text{al}} = d_{\text{index}} \cdot z_1 / z_2 \quad (5)$$

とすべきであると考えられる。例えば、丸ダイス押し込み量 0.1mm で歯溝ができるとするとこの場合、直径 5.9mm の素材を用いることで、素材の回転速度を速やかに  $n_{2\text{-roller}}$  から  $n_{2\text{-gear}}$  に移行させることができ、その結果、素材の歩み量を低減できると考える。素材に歯溝ができる丸ダ

イスの押し込み量については、材質や歯車諸元に依存すると思われるが、5・5・2の転造実験の結果より決定した。

#### 5・4 歩み量を低減できる丸ダイスの設計法

5・3 では、歩み量を低減するための新たな割り切りの考えに基づいた、丸ダイスの歯先円直径の決定法を提案した。ここでは、丸ダイスの詳細設計法について述べる。

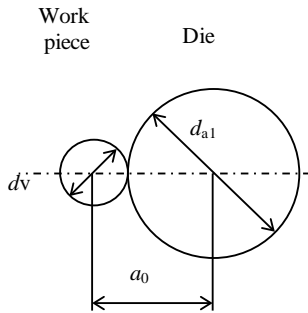
図5・7は、転造成形中の、丸ダイスと素材の幾何学的位置関係を示す模式図である。図5・7 (a) は、丸ダイスと素材が成形開始後初めて接触した状態を示す。(b) は、成形後素材に歯溝が成形され始めた段階を示す。(c) は、転造成形の仕上げ段階を示す。 $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  は、それぞれ、図5・7(a), (b), (c)の段階での、丸ダイスと素材との中心距離である。 $d_v$ は、5.9mmで、(b)における $d_{index}$ は5.7mmである。(c)における $d_{t2}$ は、素材(転造成形されたはすば歯車)の歯底円直径、 $d_1$ ,  $d_2$ はそれぞれ、丸ダイス及びはすば歯車のピッチ円直径、 $d_1'$ はダイスの基準円直径を示す。

ここでダイスが満たさなければならない条件は、(b)の段階で求められる歯先円直径 $d_{a1}$ 、及び、(c)の段階で成形対象のはすば歯車とノーバックラッシュで、かつ丸ダイス歯先と成形対象のはすば歯車の歯底とのクリアランスが0でかみ合うような歯車の諸元である。

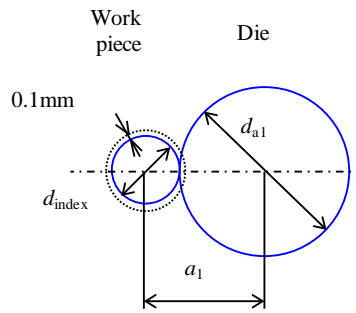
式(5)を満足する $d_{a1}$ は、242.25mmとなった。しかしながら、ダイスの基準円直径 $d_1'$ は150.3mmで、 $d_{a1}$ の242.7mmとの間に45mmもの大きな差が存在し、このままでは歯形が成立しない。

図5・8は、丸ダイスの歯形について説明するために作成した、ダイスの模式図である。 $d_b$ は基礎円直径である。45mmの非常に大きな正転位により、求める歯先円直径 $d_{a1}$ と歯車諸元(歯形)の両方を満足できることがわかる。ただし、市販の歯車設計ソフトウェアを用いても、非常に大きな転位量であるために、丸ダイスの歯車諸元計算ができない場合がある。そこで、“転位設計法”<sup>(29)</sup>により諸元を計算する。すなわち、転位設計に基づき、基準円をピッチ円(直径 $d_1$ )に変更して新たにモジュール、圧力角、ねじれ角を計算する。転位前後で同じインボリュートヘリコイド曲面を用いるため、基礎円直径、リードが転位設計前後で等しいことから、上記の歯車諸元を求めることができる。表5・2に、転位設計法で計算した丸ダイスの諸元を、表5・3に転位係数を用いて求めた丸ダイスの諸元を示す。これら2つの丸ダイスは諸元が異なるが、全く同じ歯面を有する。

(a) First contact



(b) First threads formed



(c) Finishing

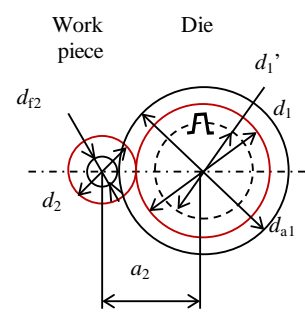


Fig.5 · 7 Geometries of die and work piece

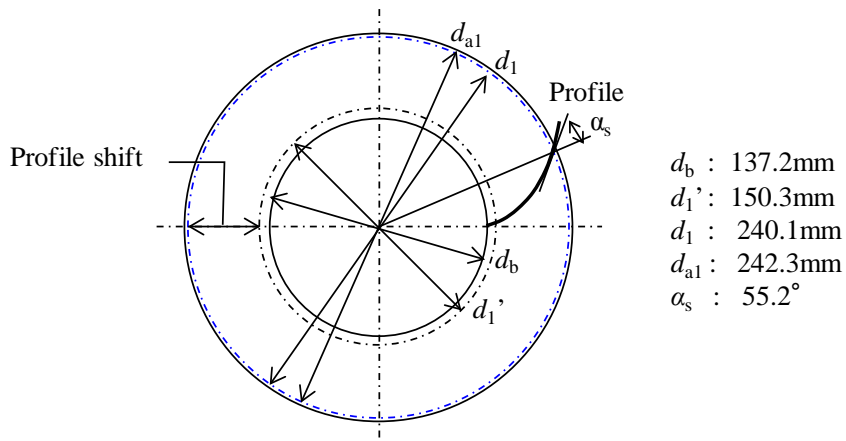


Fig.5 · 8 Profile of die

Table 5 · 2 Die data without profile shift coefficient

Number of teeth	85
Normal module [mm]	1.5
Normal pressure angle [deg.]	37.4
Profile shift coefficient	0
Helix angle [deg.]	58 R/H
Tip diameter [mm]	242.3
Root diameter [mm]	237.6
Face width [mm]	33



Table5・3 Die data with profile shift coefficient

Number of teeth	85
Normal module [mm]	1.25
Normal pressure angle [deg.]	17.5
Profile shift coefficient	36.1
Helix angle [deg.]	45 R/H
Tip diameter [mm]	242.3
Root diameter [mm]	237.6
Face width [mm]	33

## 5・5 成形転造実験

5・4で設計した表5・2(表5・3)の丸ダイスにより実際に歩み量を低減できるか、また素材の回転速度変化や歩みが5・3で予測した傾向と一致するかを確かめるため、成形転造実験を行った。

### 5・5・1 転造盤と成形条件

成形転造には、定格押し込み力 196kN の標準型 2 ローラー油圧押し込み式転造盤を用いた。図5・9に、転造盤の模式図を示す。丸ダイスの押し込み力の制御は油圧により行い、回転速度の制御には AC サーボモータを用いる仕組みである。左右の丸ダイスの押し込み量、及び回転速度は、CNC 装置により同期する。素材は、両端のセンタ穴を回転センタ穴で支持し、丸ダイスの回転に素材が連れ回りする。素材はヘッドストック側を固定、テールストック側を軸方向に可動するようにし、空気圧により素材を軸方向に押し付けて支持した。図5・10に、センタ装置の模式図を示す。センタ装置自体は、機械ベッド上のスライドガイドに設置しているが、素材の歩みを拘束しないようにするため、指で押す程度の軽い力でも軸方向に動かすことができる。素材の歩み量を測定するため、レーザ変位計（キーエンス社製 IL-030 および IL-1000）を用いてセンタ装置の軸方向変位を記録した。素材の回転速度は、ヘッドストック側の回転センタに取り付けた、一回転あたり 300 パルスを発生させるスリットをもった円筒を用いて、光電式回転センサ（キーエンス社製 VP-90 および KV-3000）により測定した。素材と回転センサは一体で回転するが、回転センタと素材センタ穴にはすべりが発生しないことを確認している。丸ダイス回転速度は  $6.47\text{min}^{-1}$  一定で、回転方向は時計まわりである。丸ダイスの押し込み量は、丸ダイス一回転あたり 0.68mm とした。また転造油には水溶性のものを用いた。

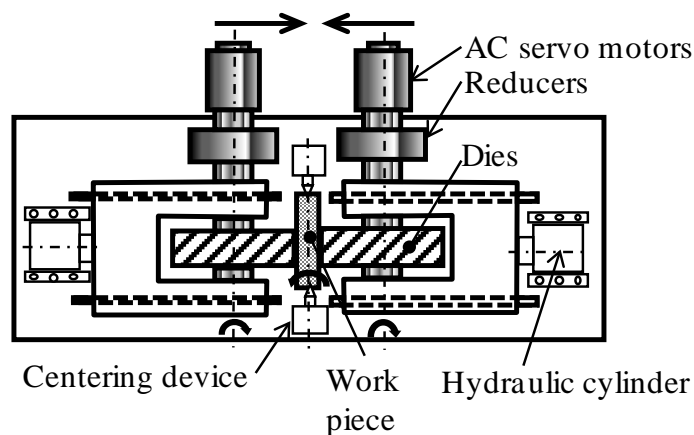


Fig.5・9 Form rolling rig

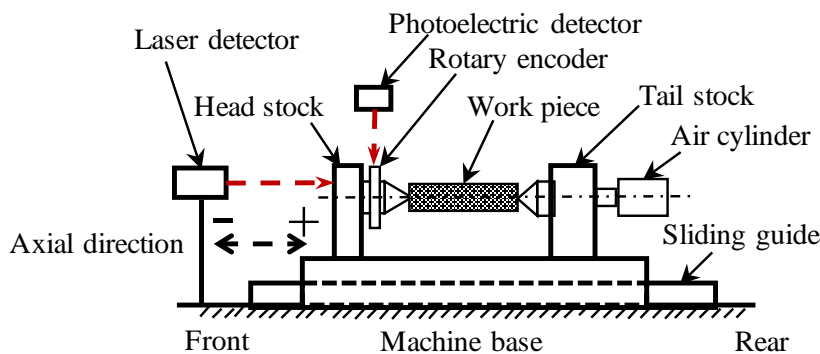


Fig.5・10 Blank constraint jig

このダイスは直径 5.9mm の素材を用いることで、所定のはすば歯車が成形でき、かつ歩みが低減できることををねらって設計されている。しかし、5・3 で予測した転造成形中の素材の回転速度変化と歩みを確認するため、素材直径 4.3mm、4.8mm、5.7mm、6.3mm、6.8mm のものも転造実験した。

直径 5.9mm の素材に対する総押し込み量は 1.1mm である。しかしながら、全ての素材に対して 1.1mm 押し込むと、直径 4.3mm、4.8mm、5.7mm の素材においては歯底直径が小さくなりすぎ、軸が変形する可能性がある。逆に直径 6.3mm、6.8mm の素材においては、盛り上がった素材の歯先が、丸ダイス歯底と干渉する可能性がある。このため、成形された歯車の歯底円直径が 3.5mm 以上で、かつ歯先が丸ダイスの歯底に干渉しないための丸ダイスの総押し込み量を、素材毎に CAD を用いて求めた。その結果、総押し込み量は、直径 4.3mm、4.8mm、5.7mm、6.3mm、6.8mm の素材に対して、それぞれ 0.5、0.65、1.0、0.90、0.65mm とした。なお、これらの押し込み量では、直径 5.9mm の素材以外、表 5・2 のはすば歯車に転造成形できないため、成形精度は、直径 5.9mm の素材に対してのみ評価し、直径 5.7mm の素材については測定はしたが、参考とした。また、それ以外の素材に対しては外観評価のみとした。

### 5・5・2 成形転造の結果

直径 4.3mm, 6.8mm の素材を除いて, 先述の総押し込み量まで押し込むことが可能であった。しかしながら, 直径 4.3mm および 6.8mm の素材については, 転造成形初期段階から異常な音の発生を認めたため, 丸ダイス保護のため転造成形を中止した。これらの素材について, 丸ダイスを 0.2mm 押し込んだ時に転造成形を中止し, 転造盤から素材を取り外して, 外観を観察した。図 5・11 は, 取り外した素材の外観写真である。直径 4.3mm, 6.8mm の素材では, 直径 5.9mm の素材のような, 正確な軸方向ピッチの歯溝とは明らかに異なる歯溝が, 成形されていた。

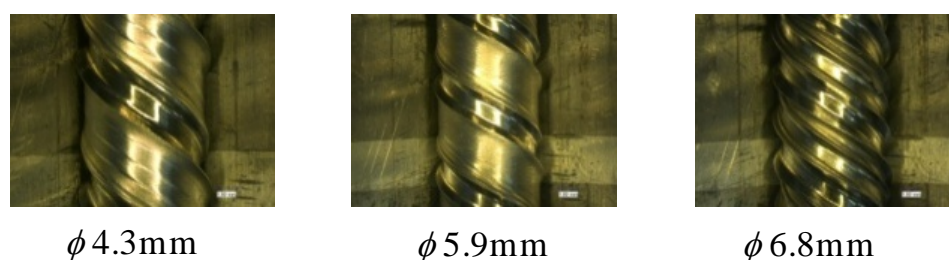


Fig.5・11 Photographs of work pieces in indexing stage

図 5・12 は, 直径 5.9mm の素材について 0.1, 0.3, 0.6, 1.1mm の押し込み量の時に転造成形を止めて, それらを取り外し撮影した外観写真である。丸ダイスを 0.1mm 押し込んだ状態で, 5・3・4 で予想したとおり, 素材には歯溝が成形されており, 押し込みの増加とともに歯溝が崩れることなく深くなる様子がわかる。

図 5・13 に, 転造成形できた素材の中から, 一例として, 直径 4.8mm の素材の成形後の外観写真を示す。歩みに起因する顕著な不完全成形部が, 歯幅両端に認められる。このような不完全成形部は, 直径 4.8mm の素材だけでなく, 6.3mm の素材にも存在していた。

0.1mm penetration

0.3mm penetration

0.6mm penetration

1.1mm penetration



Fig.5・12 Photographs of  $\phi 5.9\text{mm}$  work piece at every penetration stage

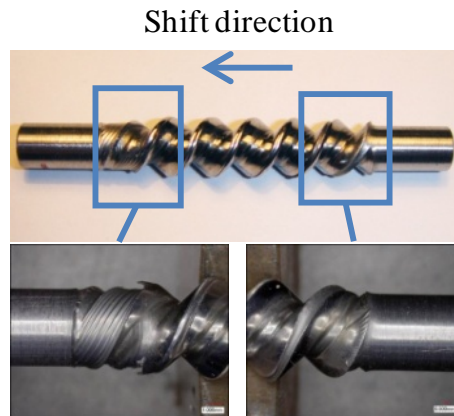


Fig.5・13 Photographs of  $\phi 4.8\text{mm}$  work piece

図 5・14 に、直径 5.9mm の素材に成形された歯面の歯形及び歯すじ誤差測定例を示す。図 5・14 から、成形精度は、著者らが行った過去の転造成形の実験結果<sup>(10)</sup>と比較して、良好であるといえる。

図 5・15 に、比較として、直径 5.7mm の素材に成形された歯面の、歯形および歯すじ誤差の測定例を示す。丸ダイスの総押し込み量が、正規に対し 0.1mm 小さいため、あくまでも参考であるが、5.9mm の素材と比較すると、正規インボリュート歯面からの誤差が大きいと思われる。特に、5.9mm の素材に無かった歯すじのうねりが、認められる。

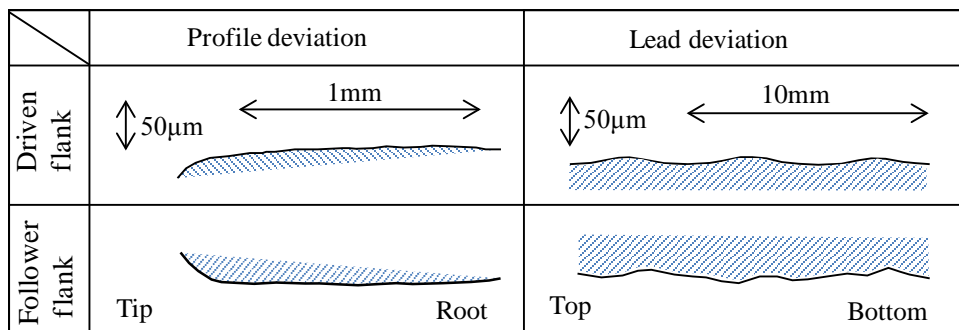


Fig.5・14 Profile and lead deviations on rolled  $\phi 5.9\text{mm}$  work piece

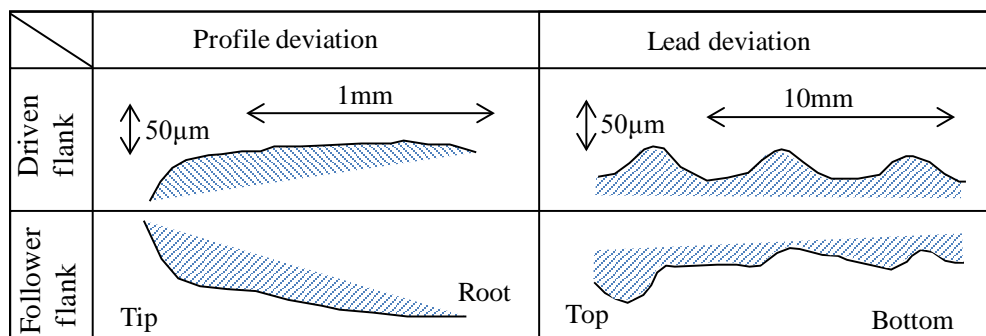


Fig.5・15 Profile and lead deviations on rolled  $\phi 5.7\text{mm}$  work piece

### 5・5・3 成形転造中の素材回転速度の変化と歩み量

図5・16に、成形転造中に測定した、直径4.8mm、5.7mm、5.9mm、6.3mmの素材の回転速度変化を示す。なお、図5・16には、比較のため、式(2)、及び(3)で計算した素材回転速度( $n_{2\text{-roller}}$ および $n_{2\text{-gear}}$ )も図中に示した。直径4.8mmの素材に着目すると、押し込みが始まると、素材回転速度は $n_{2\text{-roller}}$ まで増加し、その後緩やかに $n_{2\text{-gear}}$ の値に近づいていく様子(過渡的領域)がわかる。直径5.7mmの素材の回転速度は、一旦 $n_{2\text{-roller}}$ に従い増加した後低減し、仕上げ段階では $n_{2\text{-gear}}$ と一致する。直径6.3mmの素材も回転速度の変化は直径5.7mmの素材のそれに類似しているが、低回転速度側より徐々に回転速度が増加し(過渡的領域)、 $n_{2\text{-gear}}$ と一致する。直径5.9mmの素材の回転速度は、0.1mm押し込んだ時に $n_{2\text{-roller}}$ から $n_{2\text{-gear}}$ に変化し、その後の回転速度は $n_{2\text{-gear}}$ を維持していることがわかる。図5・6で予測した $n_2(t)$ に相当する過渡的領域は、押し込み量0.1mm(歯溝が成形され、 $n_{2\text{-roller}}$ が終了すると思われる)よりさらに押し込まれた領域で発生すると思われるので、直径5.9mmの素材以外の全ての素材に認められ、その傾向はおおむね予測したとおりと思われる。

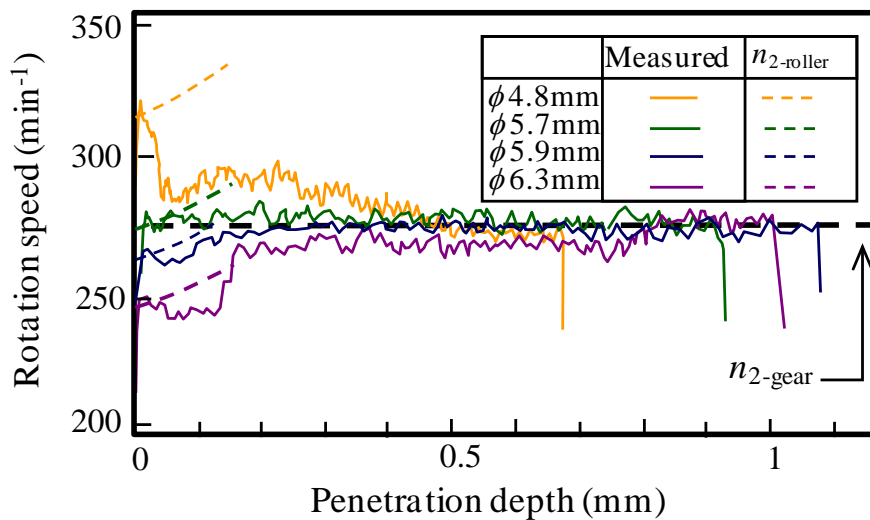


Fig.5・16 Changes in work piece rotation speeds

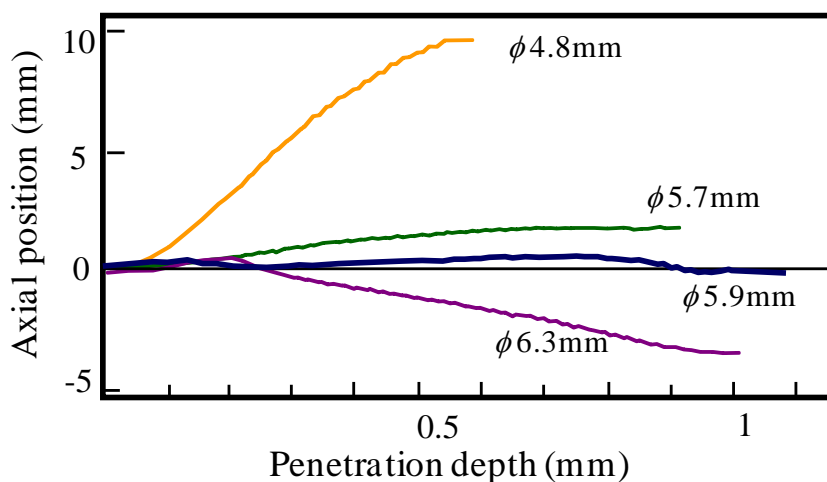


Fig.5・17 Changes in work piece positions during die penetration

図5・17に、丸ダイスの押し込み量に対する、センタ台の軸方向変位の変化を示す。縦軸の符号は、図5・10に示した正が奥へ、負が手前への変位を示している。直径4.8mmの素材は、奥（左ねじを締める方向）へ10mm以上歩みが発生していることが確認できた。（押し込み量0.5mm以上の変位では、位置センサの検出範囲を超えてしまい測定できなかった。）直径5.7mmの素材の歩み量は奥へ1.7mmとなった。直径6.3mmの素材は、0.1mmから0.25mm押し込むまで、わずかに奥に歩みが発生した後、手前（左ねじを緩める方向）に大きく歩みが発生した。歩み総量は3mmであった。直径5.9mmの素材の歩み総量は0.6mmであり、最も小さかった。

いずれも摩擦車として回転していると思われるいわゆる転造初期段階では、素材に歩みは発生していない。また、はすば歯車として回転していると思われる転造仕上げ段階でも、歩みはほとんど発生していないと判断できる。このことも、おおむね予測と一致している。これらの実験結果より、素材の回転速度変化および素材の歩みの傾向は、ほぼ5・3で予測したとおりであった。

なお、歩み量のばらつきを確認するため、先述の6種類の素材のうち4種類に対して再度、転造成形を行った。図5・18に、0.5mm押し込んだ段階での素材の歩み量と素材径との関係を示す。歩み量の大きさにばらつきは少ないことがわかる。

これらの実験結果から、本研究にて提案した設計法により諸元を決定した丸ダイスを用いることにより、小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形における歩み量を、大幅に低減できるといえる。

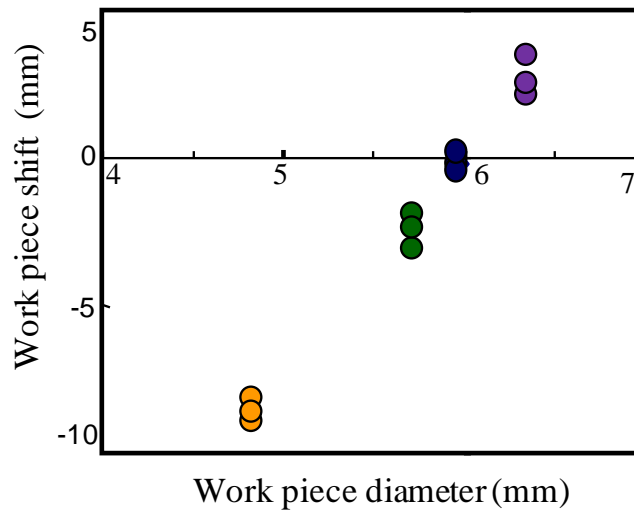


Fig.5・18 Relationship between work piece shift and work piece diameter

## 5・6 結 言

小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車を成形転造する時に問題となる，素材の歩みと素材と丸ダイスの割り切りについて検討し，丸ダイスの新たな設計法を提案した．結果をまとめて，以下に示す．

1. 素材の歩みは，丸ダイスと素材を“摩擦車”および“歯車対”と考えて求められる，それぞれの素材回転速度の差により発生する並進差動運動として説明できる．
2. 素材の歩み量を低減するには，丸ダイス歯先により素材に成形され始めた段階での，歯溝の歯底円周を割り切ることができるように，丸ダイスの歯先円直径を決めることが有効である．
3. 2.の方法で設計した丸ダイスを用いて成形転造を行った結果，歩み量を大幅に低減でき，かつ良好な成形精度を得られることが分かった．

## 文 献

- (1) 新仏利仲，天野秀一，吉澤稔，“CNC 転造盤によるウォーム・ギヤ加工”，日本機械学会第三回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集，(2001)，pp. 165-166.
- (2) Bowersox, M. , “Getting Started in Worm Rolling”, *American Machinist*, Vol. 127, No. 12(1983), pp. 77-78.
- (3) 相崎優，加藤正名，“ピニオン転造のかみあい長さ変動による歯面誤差(乗用車用ステアリングピニオンの転造技術 第一報)”，塑性と加工，Vol. 41, No. 469(2000)，pp. 151-155.
- (4) Hellfritzsch, U. , Strehmel, P. , “Walzen statt spanen in der Stirnradfertigung”, *Werkstatt+Betrieb*, Vol. 135, No. 3(2002)，pp. 54-56.

- (5) 永田英理, 日本機械学会 P-SCD348 分科会研究成果報告書, (2007), pp. 72-74.
- (6) 飯沼和久, 日本機械学会 P-SCD359 分科会研究成果報告書, (2010), pp. 20-23.
- (7) 石橋彰, 吉野英弘, 中島巖, “小歯車の歯が 2~4 枚の高減速比歯車対の設計・製作と負荷能力の研究 I”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 47, No. 416 (1981), pp. 507-515.
- (8) 大島史洋, 吉野英弘, 永田英理, “高減速比フェースギヤのホブ切りについて”, 日本機械学会機素潤滑部門講演会公演論文集, (2006), pp. 233-236.
- (9) 永田英理, 飯沼和久, 中村守正, 森脇一郎, “小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形(成形可能性の検討)”, 塑性と加工, Vol.53, No.616(2012), pp. 439-444.
- (10) 永田英理, 立川友和, 中村守正, 森脇一郎, “小歯数・大ねじれ角を有するはすば歯車の転造成形(歯すじ誤差の低減)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 783 (2011), pp. 4263-4273.
- (11) Siegert, K. , “Neuere Entwicklungen in der Massivumformung”, Vortragstexte des Symposiums in Fellbach, (1995), pp. 199-223.
- (12) Neugebauer, R. , Altmann, W. , Heroid, K. , “Überlegungen zum Profilwalzprozess”, *Umformtechnik*, vol. 32, No. 3, (1988), pp. 42-46.
- (13) МОСТАЛЫГИН . Г . П . , “Определение диаметра резьбонакатных роликов для трапецеидальных резьб, *ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ*, Vol.56, No. 2, (1976), pp. 70-72.
- (14) 中根龍男, “転造品の精度”, 精密機械, Vol. 44, No. 4, (1978), pp. 448-453.
- (15) 羽賀徳司, “ねじ, ウォーム部品の転造加工 2, ロール油圧式転造盤の活用”, 機械と工具, Vol. 24, No. 7(1980), pp. 69-77.
- (16) 片山一郎, “リードスクリュウ転造における歩みとその影響”, 塑性加工春季講演会公演論文集, (1998), pp. 311-313.
- (17) 日本塑性加工学会編, 塑性加工技術シリーズ 11 回転加工 改定第 4 版, (1998), p. 33-35, コロナ社.
- (18) オーエスジー編 *TECHNICAL DATA*, (1994), p. 5-9.
- (19) 市井功, 藤井尚, “歯車の転造加工法について”, *マシニスト*, Vol. 17, No. 10, (1973), pp. 4-9.
- (20) 槌川武男, “歯車の転造加工”, 塑性と加工, Vol. 10, No. 105(1969), pp. 710-718.
- (21) 日本塑性加工学会編, 塑性加工技術シリーズ 11 回転加工 改定第 4 版, (1998), P. 48-50, コロナ社.
- (22) 久野精一郎, “ラック形工具による転造歯車素材の割り切り”, 愛知工業大学研究報告 B, 専門関係論文集, (1982), pp. 63-67.
- (23) VEB WEMA Bad Dueben, *WMW-HANDBUCH* (1970), p. 28-29.
- (24) 相崎優, 歯車転造加工法, 日本国特許, 特開昭第 59-97731 号, (1984).
- (25) 新仏利仲, 吉沢稔, 天野秀一, 伊藤健治, ウォームギヤ転造装置とそのウォームギヤ, 日本国特許, 第 3873056 号, (2003).



- (26) 新仏利仲, 吉沢稔, 天野秀一, 仲田克之, 吉川紘, 沖野弘, 丸ダイス式転造装置, 日本国特許, 第 3565703 号, (2004).
- (27) 新仏利仲, 吉沢稔, 天野秀一, 仲田克之, 吉川紘, 丸ダイス式転造装置, 日本国特許, 第 3596278 号, (2004).
- (28) Ansel, J. P., Adjustment device for the accurate relative angular positioning of shafts driving cold-forming rolls, European patent, EP0061958B1, (1985).
- (29) 永野喜三郎, 米倉将隆, 杉本武治, 野中宏, “転位仕上げホブの研究”, 日本機械学会論文集 C 編 vol. 63, No. 606, (1997), pp. 354-360.

