

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	交差軸歯車の歯当たり解析とマシニングセンタによる大形歯車製造への応用に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	辻 勇
Author(English)	Isamu Tsuji
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第9538号, 授与年月日:2014年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:北條 春夫,新野 秀憲,進士 忠彦,松村 茂樹,吉岡 勇人,川崎 一正
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第9538号, Conferred date:2014/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

交差軸歯車の歯当たり解析とマシニングセンタ による大形歯車製造への応用に関する研究

メカノマイクロ工学専攻

辻 勇

第1章 緒 論	1
1-1 交差軸歯車の専用加工機による加工，設計法の発展	1
1-1-1 ベベルギヤの加工法の歴史と現状	1
1-1-2 フェースギヤの加工法の歴史と現状	9
1-2 交差軸歯車のマシニングセンタによる加工法の利点	10
1-3 本論文の目的と構成	15
 第2章 交差軸歯車の歯当たり解析プログラムの開発	 23
2-1 緒 言	23
2-2 ベベルギヤの歯面形状	24
2-2-1 ベベルギヤの基本諸元と仮想冠歯車の創成比	24
2-2-2 スパイラルベベルギヤの仮想冠歯車と歯面形状	26
2-2-3 ストレート・スキューベベルギヤの歯面形状	33
2-3 フェースギヤの歯面形状	37
2-4 歯当たり解析(TCA)プログラムの開発	41
2-4-1 歯当たり解析プログラムの考え方	41
2-4-2 歯当たり解析	48
2-5 結 言	49
 第3章 大形スパイラルベベルギヤの歯面設計とマシニングセンタによる加工	 52
3-1 緒 言	52
3-2 スパイラルベベルギヤの高強度歯面の設計	53
3-2-1 耐スカuffing強度の評価	54
3-2-2 新しい歯面修整法の提案	55
3-2-3 歯当たり解析と歯面形状の設計	57
3-3 マシニングセンタによるスパイラルベベルギヤの加工	60
3-3-1 歯切り加工用 NC データの生成	60
3-3-2 ギヤの歯切り加工	62
3-3-3 ピニオンの歯切り加工	65
3-3-4 表面粗さとツールマークの比較	66
3-3-5 ピニオンとギヤの歯面形状の評価	68
3-3-6 歯当たり検査とその評価	70
3-4 スパイラルベベルギヤの負荷運転試験	72
3-4-1 運転前の組立状況の確認	73
3-4-2 ならし運転と負荷運転試験の実施	74
3-4-3 負荷運転試験結果の評価	76
3-5 結 言	78

第4章 大形スキューベベルにおける既存ギヤとかみ合うピニオンの歯面設計と加工	80
4-1 緒言	80
4-2 既存ギヤの歯面形状測定と形状の数式化	82
4-2-1 既存ギヤの歯面形状測定	82
4-2-2 ギヤ歯面形状偏差の近似と数式化	85
4-3 TCA による既存ギヤとかみ合うピニオンの歯面設計	90
4-4 ピニオンの歯切り加工と検証	92
4-4-1 ピニオンの歯切り加工	92
4-4-2 ピニオンの歯面形状およびギヤセットの歯当たり	93
4-5 結言	97
 第5章 ストレートベベルギヤとフェースギヤのマシニングセンタによる加工	 99
5-1 緒言	99
5-2 マシニングセンタによるストレートベベルギヤの加工	100
5-2-1 TCA による歯面設計	100
5-2-2 ストレートベベルギヤ・ギヤの歯切り加工	103
5-2-3 ストレートベベルギヤ・ピニオンの歯切り加工	104
5-2-4 歯面形状測定と歯当たり検査	105
5-3 マシニングセンタによるフェースギヤの加工と負荷運転試験	108
5-3-1 フェースギヤのかみ合いの特異性	108
5-3-2 TCA による修整歯面の設計	110
5-3-3 フェースギヤの歯切り加工	114
5-3-4 歯面形状測定と歯当たり検査	116
5-3-5 負荷運転試験	118
5-3-6 フェースギヤの歯面修整に関する考察	120
5-4 結言	121
 第6章 結論	 123
6-1 本研究の成果	123
6-2 今後の課題および展望	125
 附録1 交差軸歯車加工専用 CAM システムの概要	 127

第1章 緒 論

1-1 交差軸歯車の専用加工機による加工，設計法の発展

歯車は主に動力の伝達に用いられる機械要素であり，多くの種類が存在する．多種類ある歯車を歯車軸の関係位置で分類すると，平行軸，交差軸そして食違い軸の3つに分類される．本論文では，これらのうち交差軸歯車を対象とする．交差軸歯車は，直交する2軸または任意の角をなす軸間に回転運動を伝達する歯車対であり，動力軸の方向を変える場合に用いられる．その代表的な歯車としてベベルギヤ，フェースギヤなどがある．ベベルギヤは，小形量産品から大形少量生産品まで幅広く用いられ，古くから加工機の開発や学術的研究も盛んに行われてきている．一方，フェースギヤは，小形軽負荷の用途に限られており，加工機もギヤシェーパを改造したものが用いられ，関連した研究も多くはないのが現状である．この二つの歯車は同じ交差軸歯車に分類されるが，歯すじの形状が異なり，使用用途や加工方法なども全く異なっている．

1-1-1 ベベルギヤの加工法の歴史と現状

a) ベベルギヤの需要と特徴

ベベルギヤは，交わる2軸間に動力を伝達し，基準ピッチ円が円すいである歯車対または単体と定義されている[1]．主にトラック，建設機械や工作機械などの動力伝達装置をはじめ，火力発電所に用いられる石炭ミルやセメントミルなどの動力プラント，船舶のスクリュウ装置であるサイドスラスタ・アジマススラスタなどに用いられている．ベベルギヤを大別すると，歯すじがピッチ円すいの母線と一致するストレートベベルギヤ，歯すじは直線であるが，ピッチ円すいの頂点を通らないで母線に対して傾きを持つスキューベベルギヤ，歯すじが曲線で，ねじれ角を持つスパイラルベベルギヤなどがある．使用用途例として図 1.1 にタグボートや海洋探査船のスクリュウ装置であるアジマススラスタに用いられる大形スパイラルベベルギヤを示す．

現在の世界的なエネルギー開発，インフラ整備や大量輸送などの拡大により，ベベルギヤに対する需要も益々拡大してきており，その要求される性能も高度化してきている．

ベベルギヤの特徴は、平行軸歯車のインボリュート歯車などと異なり、ピニオンとギヤの間に互換性がないことである。例えば、他の諸元は変えなくとも歯数を変えればピッチ円すい角が変わることになるので、ピニオン・ギヤの歯数が決まるとその歯車対でしか使用できなくなる。すなわち、ベベルギヤは非互換性歯車である。古くからこの設計思想に従い、ベベルギヤを歯切りする機械の製造メーカーは、各々独自の加工法を開発して、その加工機械である歯切り盤により、工具とワークの間の相對運動で歯面を創る、いわゆる創成歯切り法による歯形、歯すじを提唱してきた。

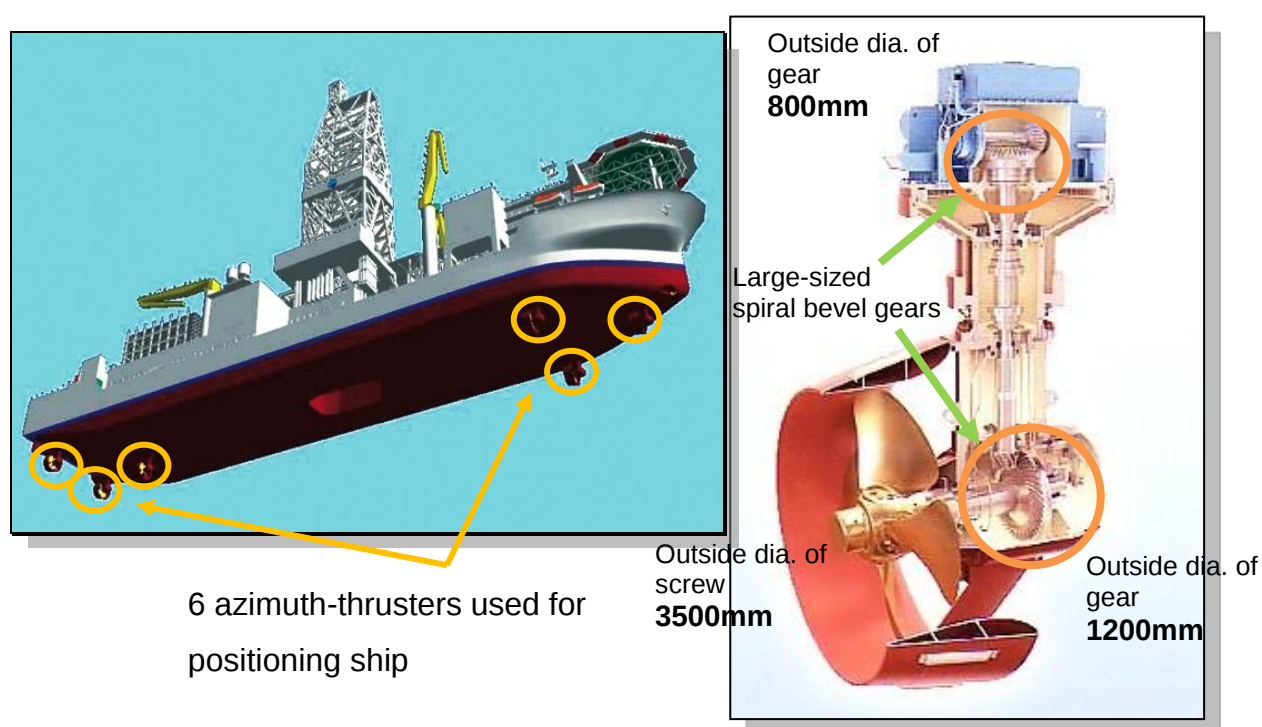


Fig. 1.1 An application of large-sized spiral bevel gear

b) ストレートベベルギヤの加工法

ベベルギヤの製造法は米国グリーソン方式が最も多く用いられている。そして、その起源は、グリーソン社の資料[2]によると「1874 年、W. Gleason が形板に倣って運動する工具で歯車歯形を切削する歯切り法を考案するまでは、木型を用いた鋳造、あるいは鋳鉄の輪に木製の歯を植えた程度のものが使われていた」と記載されている。それまでの歯車は「1 枚 1 枚ヤスリで手仕上げされているから、大変な労力を要する部品」であり、そのわりに「精度が悪く負荷容量の小さい歯車」であったと記載され

ている。さて、W. Gleason が発明したストレートベベルギヤの歯切り法は、テンプレートを用いて工具の形が歯車の歯形と同じ形である、いわゆる成形歯切り法に属すると考えられるが、ストレートベベルギヤの創成歯切り法を最初に発表したのは、Hangen-Tom ではないかといわれている[3]。その後、様々な研究者や技術者が専用加工機と特殊工具を考案し、加工機の創成運動と工具形状に基づいた独自の歯形を提唱してきている[4-6]。

1905 年、J. E. Gleason は、図 1.2 に示すように 1 対のセグメントギヤのかみ合い運動で仮想冠歯車の概念を初めて導入した[2]。仮想冠歯車は、歯切り加工時に機械の相對運動と工具形状により空間上に作られる工具軌跡を歯面とする歯車であり、仮想冠歯車でピニオンとギヤが創成歯切りされる。すなわち、平歯車の創成原理を考えるとラのックに相当する。J. E. Gleason は、この仮想冠歯車と被削歯車の相對轉がり運動を創り出し、同時に 2 枚のカッターの往復運動で仮想冠歯車歯面を創り出して被削歯車の歯面を創成する、いわゆるセグメントギヤタイプの **Two-tool** 式歯切り盤を発明した。この歯切り盤の構造では、創成される歯は歯たけが歯すじに沿って比例的に変化する、いわゆる勾配歯となる。歯を勾配歯にすると、図 1.3 のようにカッターの刃先がピニオンとギヤ双方の歯底を削るようにしなければならないため、ピニオンとギヤを創成歯切りする仮想冠歯車は、本来同一であるべきであるが、異なった仮想冠歯車で歯切りせざるを得なくなる。そのため、歯切りされたピニオンとギヤをかみ合わせると、歯面どうしの接触痕である歯当たりが歯面上の端の片寄った位置に現れるだけでなく、定速比の回轉運動を保つことができない、いわゆる非共役性が生じる[7]。これを回避するために、試行歯切りを行って歯当たりを觀察して、カッターやワークの位置・姿勢、および創成比などの段取りを微調整する、試行錯誤的な歯当たり調整歯切りを必要としているのが現状である。

一方、**Two-tool** 式歯切り盤は扱いにくいセグメントギヤから、段取りが容易な換歯車で創成比を設定できるタイプの **Two-tool** 式歯切り盤に改良された。そして、この歯切り原理と構造は変わらずに現在に至っている。この方法においても、勾配歯を採用しており、ピニオンとギヤを創成歯切りする仮想冠歯車は異なっているため、歯当たり調整歯切りを必要としているという問題は解決されずに現在に至っている。図 1.4 にこの仮想冠歯車による被削歯車の創成原理を用いた **Two-tool** 式歯切り盤(Gleason #14)を示す[8]。

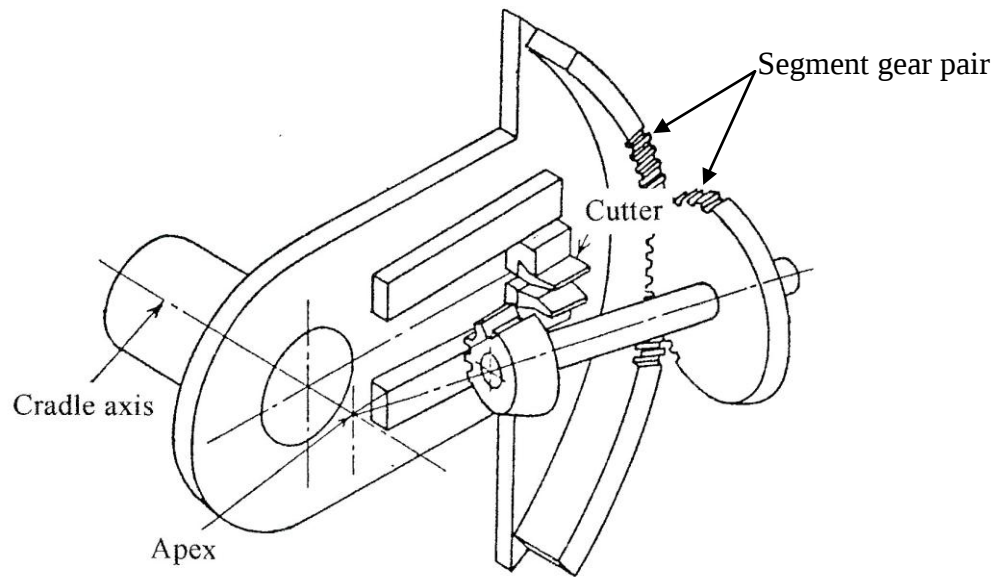


Fig. 1.2 Gear cutting mechanism of straight bevel gear
[Segment gear pair realizes imaginary crown gear concept]

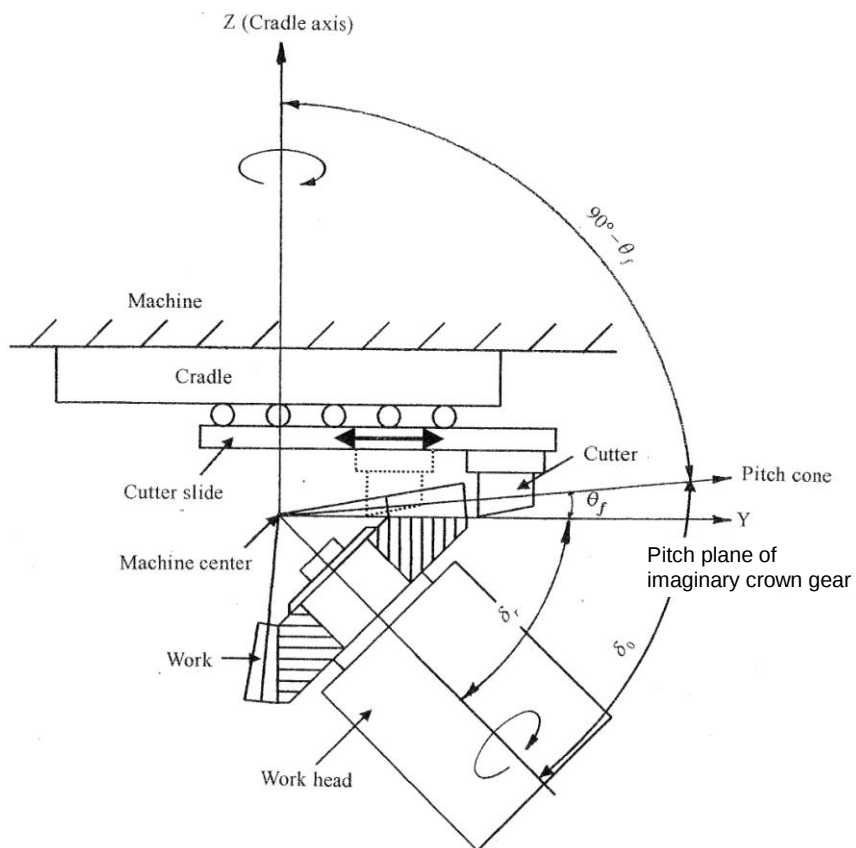


Fig. 1.3 Cutting movement of straight bevel gear used in Two-tool method

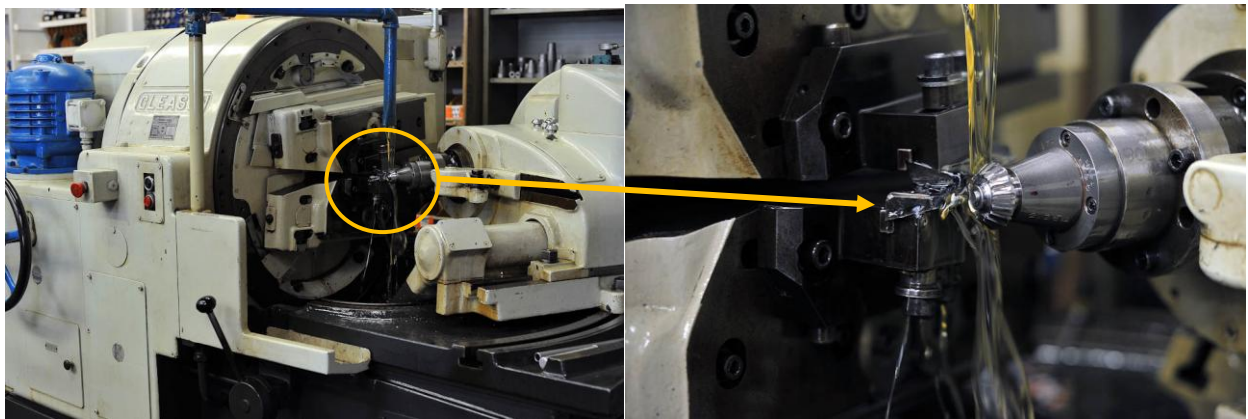


Fig. 1.4 Gear cutting machine for straight bevel gear (Gleason #14)

c) スキューベベルギヤの特徴

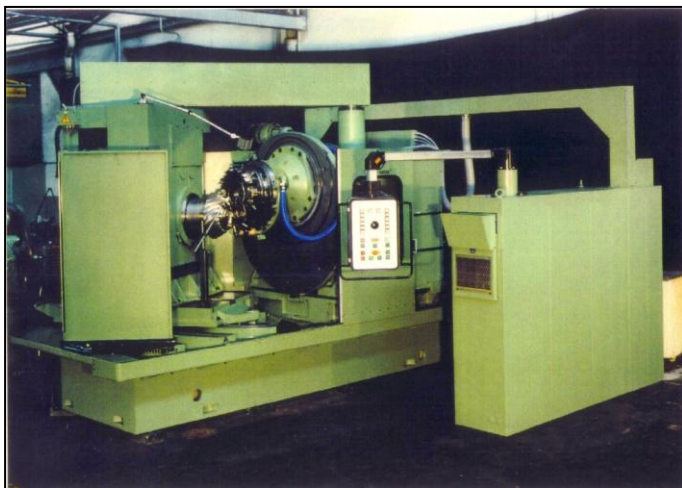
スクューベベルギヤもストレートベベルギヤと同じく Two-tool 式歯切り盤を用いて創成歯切り法で加工される。ストレートベベルギヤとの相違は、ストレートベベルギヤは、歯すじがピッチ円すい頂点を通り放射線状に存在するのに対して、スクューベベルギヤは、前述のように、歯すじがピッチ円すい頂点を通らないで母線に対して傾きを持つ、すなわち、ねじれ角を有していることである。このことにより、スクューベベルギヤは、はすば歯車のように正面かみ合い率だけでなく重なりかみ合い率を持つことになり、同時かみ合い歯数がストレートベベルギヤより多くなる。そのため、負荷能力が向上し、より負荷能力を必要とする動力伝達装置に用いられるようになった。

d) スパイラルベベルギヤの加工法

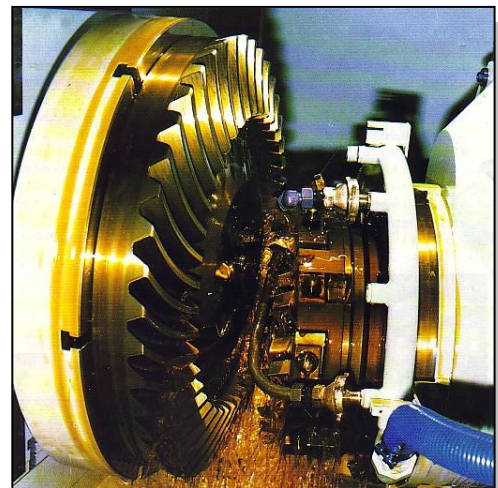
スパイラルベベルギヤは、歯すじが曲線状で、交差軸の間に動力を伝達し、スクューベベルギヤよりもさらに同時かみ合い歯数が多くなるため、最近多く用いられるようになってきているが、加工はストレートベベルギヤやスクューベベルギヤに比べて容易ではない。この歯車の加工法の起源は、1904 年の Bottcher の提唱した特許であるとされている[9, 10]。本加工法では、円盤型ホブカッターと連続割り出し法を使用しているが、ギヤの溝幅が歯底で一定になるとともに、ピニオンの歯厚が一定になるような歯が形成される。この加工法では、歯当たり位置調整が実現できなかったとされているが、この特許を米国グリーソン社が購入しそれを基に 1913 年にスパイラルベベルギヤ歯切り盤とその工具が完成されたとされている。グリーソン社の環状フライスカッターと間欠割り出し法によるスパイラルベベルギヤの加工法は、Wildhaber ら

の研究により確立されている[11]. その後、グリーソン社は環状フライスカッターによる加工法を発展させていった. ピニオンとギヤを仮想冠歯車で創成する場合は歯すじは円弧形状であり, ギヤ成形加工法の場合はギヤの歯面に円すい面やねじ面を採用している. また同時に, 歯は勾配歯となる. そのため, 環状フライスカッターによるスパイラルベベルギヤの加工法においても, ストレートベベルギヤと同様にかみ合いに非共役性が生じるとともに[12, 13], 良好な歯当たりを得るために歯当たり調整歯切りを必要としている[14, 15].

一方, 欧州では, 円すいホブカッターと連続割り出し法による加工法を Schicht, Presis らが 1921 年に確立し, クリングルンベルグ社(ドイツ)が採用して発展させてきた. この加工法では, 仮想冠歯車は, 歯すじ方向にインボリュート曲線を有しており, 歯たけが歯すじに沿って変化しない等高歯となる. 歯が等高歯であると, 仮想冠歯車のピッチ面と被削歯車であるピニオンおよびギヤのピッチ面が一致することにより, 限りなく共役に近いかみ合いをする. 1944 年にはエリコン社が円盤形ホブカッターと連続割り出し法を使用した Spiromatic 歯切り盤を開発し, またフィアット社やクリンゲルンベルグ社も円盤型ホブカッターと連続割り出し法を使用した歯切り盤を開発した. この加工法では, 仮想冠歯車は, 凹凸面別々の基礎円と転がり円の外トロコイド曲線を有しており, 仮想冠歯車の歯も等高歯である. 図 1.5 にサイクロパロイド式等高歯スパイラルベベルギヤの歯切り盤(Klingelnberg AMK855)を示す[16, 17].



Klingelnberg AMK855



5 starts face hob cutter

Fig. 1.5 Gear cutting machine for spiral bevel gear

以上のベベルギヤの加工法の発展は、当時 NC 制御装置、コンピュータによる数値解析や三次元座標測定機による歯面形状測定などの手段が存在していない状況下にもたらされた。そのため、ピニオンとギヤのかみ合いにおける、定速比の回転運動を伝達する共役性を維持するためにまず、仮想冠歯車の幾何学的な形状を定義して、その形状を空間上に作り出すように機械の創成運動と工具の形状を決定している。このような仮想冠歯車を定義する方法は、その当時からベベルギヤの幾何学的な歯面形状を決定するのに非常に便利な方法として用いられていたと考えられる。

以後、前述の技術に基づいて、次々と新しい歯切り盤が開発され、米国を中心とした自動車産業の飛躍的な発展に貢献してきた。

e) ベベルギヤ加工法の変遷

産業の発展にともない動力伝達装置に対する要求もより厳しいものになってきた。ベベルギヤに対しては、ただ単に動力の方向を変えて伝達するだけでなく、強度、耐久性および信頼性が求められるようになり、性能面においても低振動・低騒音化の要求が強くなってきている。これらの要求に応えるために、歯車の生産工程も大きく変化してきている。ストレート・スキューベベルギヤが主流であった時代は、歯車の強度を高めるために歯切り加工後、浸炭焼入れを行っていたが、浸炭焼入れ後には焼入れによる歪を避けることができないことに加えて、歯面硬化後の歯車の有効な加工法が存在していなかった。そこで、焼入れ歪の影響を抑えるためにピニオンとギヤをかみ合わせて焼入れ歪を除いて歯車の精度を高める、いわゆるラッピングを行っていた。しかし、その効果は十分に発揮されることなく、ラッピング後の歯車に振動・騒音が発生したり、代表的な歯面損傷であるスカuffingやピッチングが生じたりしたため、歯面強度も満足できるものではなかった。

こうした状況からその後、ストレート・スキューベベルギヤに取って代わり、スパイラルベベルギヤが主流になっていった。その大きな要因は、スパイラルベベルギヤの加工技術が進展したことによるものである。研削砥石や超硬・CBN カッターなどが開発され、これらを用いることにより浸炭焼入れ後の歯面の仕上げ歯切りが可能になったことがこの歯車の加工に大きく影響を及ぼし、ピッチ精度が格段に向上し、歯当たりの改善もなされていった。これにより、歯車の強度と信頼性が向上しコンパクトな設計が可能となった。現在では、重要な動力伝達装置に用いられるスパイラルベベルギヤは、浸炭焼入れ後に仕上げ歯切り加工を行っている。

f) 歯当たり基準による歯切り加工

ところで、大形スパイラルベベルギヤは等高歯を用いることが多いが、この歯車の歯切り加工においても歯当たり調整歯切りを必要としている。その大きな要因は、歯車の歯面形状、歯切り盤の構造および工具形状が未開示であることである。これに加えて、歯切り盤には固有の加工誤差が存在するとともに、大形化に伴い加工面積が増加し仕上げカッターの切れ味が低下して歯面形状とピッチ精度が悪化してしまうことが要因になっている。この場合、製造現場ではまず歯数の多いギヤの仕上げ歯切り加工を行い、次いで歯数が少ないピニオンの仕上げ歯切りを行っている。そして、ピニオンとギヤをかみ合わせて歯当たりを観察しつつ、良好な歯当たりが得られるまで機械段取りを変更してピニオン歯面を修正歯切りするといった作業を繰り返しているのが現状である。このような修正歯切りには、現場作業者の経験と勘に依存せざるを得ない部分が多く残されている。

こうした状況を鑑みると、現場作業者の経験と勘に依存しない加工法の開発が急務であると考ええる。

g) 専用加工機の問題点

以上のように、歴史的にみて、ベベルギヤは、それを加工する歯切り盤や工具の技術とともに精度や強度、生産性などの面で進展してきているが、それと同時にベベルギヤの幾何学的な歯面形状は、歯切り盤や工具によって決定されている。すなわち、歯切り盤はベベルギヤの加工を専用とする、いわゆる専用加工機であり、工具は歯切り盤の動きに併せて用いる特殊な工具である。そのため、反面それらにより大きな制約を受けることになったのも事実である。また、歯面形状の基礎的な理論は開示されているが、歯切り盤および工具形状などはメーカーサイドが固有技術として保有しているため、未開示の技術が多い。そのため、これらを利用して歯車生産を行うに当たっては、開発したメーカーに頼らざるを得ない部分が多く、現状では独自でトラブルに対処することができないし、現有の歯切り盤や工具を用いてさらなる歯車の高精度化、高性能化を図っていくのは困難である。

ところで、現在、海外ではドイツを中心に歯車の強度計算[18]に関して盛んに研究開発が進んでおり、それに伴い益々ベベルギヤの精度、強度および静粛性に対する要求も高度化してきている。このような状況に対処するためには、歯面形状を修整することが不可欠であるが、現在の加工法では、それらの伝達性能を大きく左右する歯面

形状が専用の歯切り盤と特殊工具により制約を受けるため、任意の歯面修整を施すことが困難な状況にある。

こうした状況を鑑みると、任意の歯面修整を施せるような加工法の開発が必要であると考ええる。

1-1-2 フェースギヤの加工法の歴史と現状

フェースギヤは、ピニオンに平歯車やはすば歯車を用い、それとかみ合う円盤状の歯車と定義されている[19]。交差軸歯車の一種であるが、食違い軸で用いることも可能である。一方の歯車が円筒歯車であるため、ピッチ円すいが存在するベベルギヤとは異なっている。この歯車の加工は、図 1.6 示すように通常ギヤシェーパにアタッチメントを取り付けて、ピニオンカッターにより歯切りを行っている[20]。しかし、ベベルギヤと比較すると、設計、加工両面にわたり多くの問題を抱えており、非常に取り扱いが難しい歯車である[21]。設計面では、かみ合い範囲に制限があり、設計の仕方によってはギヤの歯幅が十分に確保できない場合があることである。また、その設計法も明確になっていないため、一貫した取り扱いがなされていないのが現状である。そのため、加工においても制約があり、良好な歯当たりを得ることが困難であることや歯面硬化後の歯面仕上げ加工に有効な手段がないことより、動力伝達装置としては釣りのリールなどのレジャー用品に代表される小形で軽負荷の用途のみに用いられてきている。

近年、1 個のピニオンで異なる軸角を有する 2 個のギヤを同時に駆動することにより軽量化を図る目的で、ヘリコプターのトルクスプリット機構に採用された例もでてきた[22-24]。今後、ピニオンが円筒歯車であることを活用した様々なアプリケーションが出現する可能性がある。そして、それを具現化するためには、フェースギヤの一層の高性能化が求められる。

こうした状況を鑑みると、フェースギヤにおいても、任意の歯面修整が施せて、歯面硬化後の歯面仕上げ加工が可能な加工法の開発が必要であると考ええる。

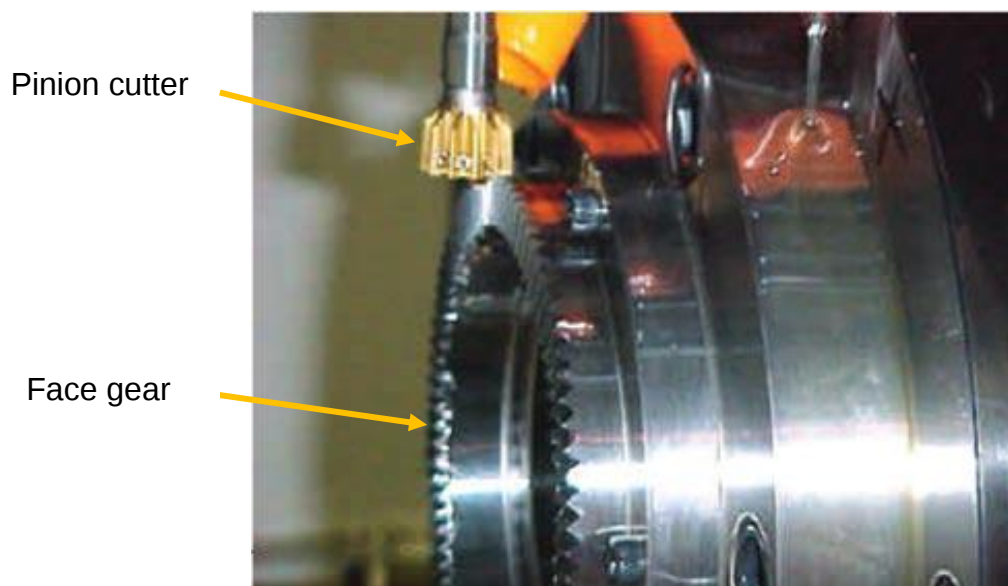


Fig. 1.6 Generated tooth of face gear using pinion cutter

1-2 交差軸歯車のマシニングセンタによる加工法の利点

1-1 節で述べたように、交差軸歯車のベベルギヤ、フェースギヤともに専用の歯切り盤や工具など加工技術の開発にはめざましい発展がある。しかし、品質の良い歯車を得るためには、現場作業者の経験と勘に依存せざるを得ないことや歯面形状が歯切り盤や工具などに依存すること、さらには歯面硬化後の歯面仕上げにも課題が残っている。これらの課題を解決する方法の一つとしてマシニングセンタによる加工法が考えられる。

近年、マシニングセンタの多軸制御機能の向上により、歯車加工の高精度化の可能性が高まるとともに、相当複雑な形状加工も CAD・CAM により実現が可能になってきている[25, 26]。ベベルギヤにおいても歯面形状の幾何学的な解析を行い、歯面の三次元座標値とその単位面法線ベクトルを算出すればそれを基に NC データを生成して多軸制御マシニングセンタにて高精度な歯切り加工が可能である。また浸炭焼入れされた高硬度の歯面の歯切り加工においても最新鋭のコーティングされた超硬エンドミルを用いれば、HRC60 以上の硬度でも対応ができる。このように、マシニングセンタ、CAD・CAM および工具の発展により交差軸歯車のマシニングセンタによる加工法の開発の条件が整ったといえる[27]。

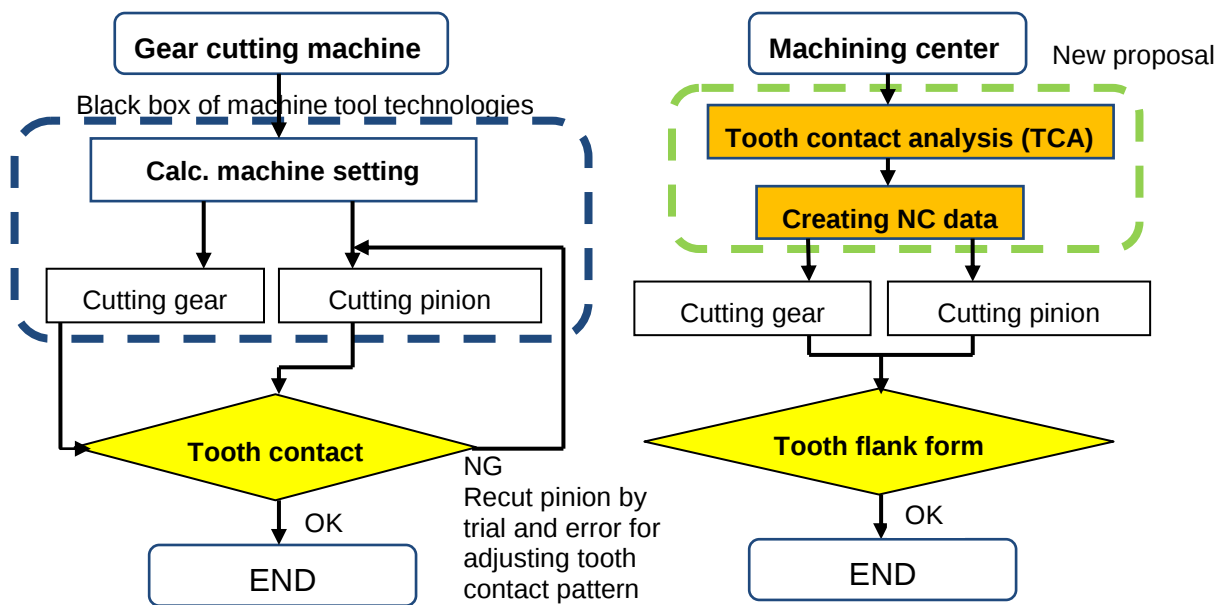


Fig. 1.7 Difference of manufacturing process between gear cutting machine and machining center

図 1.7 に専用加工機とマシニングセンタの加工工程の差異を大形歯車に特化してまとめた。1-1 節で述べたように専用加工機でベベルギヤの仕上げ加工を行う場合、メーカーが推奨する機械段取りとカッターセッティングにてギヤとピニオンを加工して歯当たりを観察し、ピニオンの機械段取りとカッターセッティングの修正歯切りを行い、良好な歯当たりが得られるまでその作業を繰り返している。これに対して、マシニングセンタにて加工を行う場合は、専用加工機とは異なり歯当たり基準ではなく、三次元歯面形状基準で加工を行い、三次元歯車測定機により加工した歯車の歯面形状を測定[28-30]して加工の良否を判定した後に、歯当たりの確認を行う。これを実現するには、加工前に良好な歯当たりが得られる三次元歯面形状を算出する必要がある。

こうした状況を踏まえると、ピニオンとギヤのかみ合い状態を計算機でシミュレーションすることが有効である。グリーンソン社では、試行歯切りをせずに良質のスパイラルベベルギヤを得ることができるようするために、歯当たり解析（Tooth Contact Analysis; TCA）プログラムを開発した[31]。TCA は歯車諸元、工具諸元および歯切り盤の機械段取りから歯当たり、ならびに正しい回転比からのずれを意味する回転伝達誤差を算出するものであり、同社では歯切り後の歯当たり調整のための修正歯切りは TCA によって行うことを推奨している。このように歯当たり解析プログラムが生産現場で利用され、歯当たり調整歯切りを短時間で行うことが可能になっているが、TCA はその基礎理論が未開示であるとともに、加工後の歯当たり調整歯切りに用いること

を前提としている．またマシニングセンタにより製作される任意の歯面修整を施した歯面形状に対処していないため、これらの市販のプログラムを基礎とした研究開発は困難な状況である．

そこで本研究では、各ベベルギヤとフェースギヤに対して、マシニングセンタによって加工される歯車歯面に対処した TCA プログラムを開発する．この TCA を用いて加工前に目的とする歯当たりと回転伝達誤差の設定を行えば、専用加工機による加工のように経験と勘に頼らずに加工から測定評価まで一元管理ができるようになる．

TCA プログラムの開発に当たりまず取り組まなければならない課題は、機構学の理論に基づいたベベルギヤの幾何学的な歯面形状の算出である[11, 32]．仮想冠歯車を用いた被削歯車の創成原理に基づき、ストレート、スキューそしてスパイラルベベルギヤの理論解析を行い、歯面形状を算出する．一方、フェースギヤは、ベベルギヤのように仮想冠歯車を用いた被削歯車の創成原理によるものではなく、ピニオンの歯形が工具となる歯車であるため、フェースギヤの歯面はピニオン歯面を工具として創成することにより歯面形状を算出する．このように算出されたピニオンとギヤの歯面形状に基づいて、かみ合いの進行（ピニオンの回転角）にともなう両歯面間のかみ合い隙間を計算して同時かみ合いを考慮すれば、歯当たりと回転伝達誤差をシミュレーションすることができる．

本研究では、専用加工機では機械の構造と工具の制約によりできなかった自由度の高い歯面修整法を提案して、その効果を TCA により事前に評価する．その後に歯面の三次元座標とその単位面法線ベクトルを算出すると同時に三次元歯車測定用の理論データも生成する．

以上述べたようにマシニングセンタによる加工法の確立には、TCA はなくてはならない重要な要素技術である．

マシニングセンタによる加工法の利点を整理すると、次のことがいえる．

1) 多種多様な歯車が加工できる．

スパイラルベベルギヤ、スキューベベルギヤ、ストレートベベルギヤ、フェースギヤ、ウォームホイールなどの歯切り加工が実現できる．

2) 機械購入時の初期投資が安価である．

マシニングセンタの価格は、専用加工機の 10～30% である．

3) 任意の歯面修整ができる．

歯面の三次元修整が可能となり歯面強度が向上することが期待できる．

- 4) 老朽化した専用加工機に代わって高精度な歯切り加工が可能である。
スキューベベルギヤ、ストレートベベルギヤの専用歯切り盤は、老朽化により精度不良に陥っている。
- 5) 特殊なジグ、工具を必要としない。
高価な準備費、準備期間が不要である。
- 6) 大形（大モジュール、大重量）歯車の加工において加工能率、加工精度が向上する。
モジュールが 8 を超えると専用機よりマシニングセンタの方が加工能率が向上する。
- 7) 多品種少量生産に適している。
特別な準備がいらないので、1 ケからでも対応が可能である。
- 8) 歯当たり調整のための修正歯切りを必要としない。
現場作業者の経験と勘に頼らない生産体制を確立できる。
TCA で事前に良好な歯当たりと回転伝達誤差を設定し、三次元歯面形状基準で加工を実施することができる。
- 9) 大形プラントのリノベーション事業における歯車の製作に適している。
歯数比、組立距離、ギヤ PCD(Pitch Circle Diameter,ピッチ円直径), 歯幅の情報のみで製作が可能である。
- 10) かみ合う相手歯車に合わせて単品加工ができる。
既存のギヤに対して、それとかみ合うピニオンの製作が可能である。
- 11) 歯部以外の加工もできる。
ねじ、穴、形状加工および歯車基準径、面をワンチャッキングで同時加工ができる。

専用加工機による歯切り加工とマシニングセンタによる加工を比較した場合の加工能率、加工ピッチ精度と生産体制との関係をイメージ図として図 1.8 にまとめた。小モジュールでは、マシニングセンタで加工する場合、歯切り加工に使用するエンドミルの径が小さくなり、工具の剛性低下、刃数減少等の影響により切削能力と工具寿命が低下する。そのため、加工能率と加工精度が悪化する。よって、自動車産業のような少品種大量生産の領域では、加工能率と加工精度ともに専用加工機の方が優れているであろう。

一方、大モジュールでは、マシニングセンタで加工する場合、大径の多刃かつ高剛性のエンドミルを使用することができるため、切削能力と工具寿命が向上して格段に加工能率と加工精度が良化する。そのために大形産業機械のような多品種少量生産の領域では、マシニングセンタの方が優れている。図より 2 つの加工法においてモジュール 8~10 近辺に、加工精度と能率が逆転する分岐点が存在する。以上のことを考え合わせるとマシニングセンタによる加工法は、モジュール 8~10、ギヤ PCD が 800mm 以上の多品種少量の大形に対しては最も適した加工法といえる。

フェースギヤに関しては、モジュールも小さく小形の部類であるが、今まで適切な歯面修整を施した歯車の有効な加工法がなく、特に浸炭焼入れ後の仕上げ加工もできなかったために負荷能力に問題が生じ、高負荷能力を必要とする伝達装置には用いられなかった。しかし、マシニングセンタによる加工法によれば、自由度が高い任意の歯面修整が施せるとともに、浸炭焼入れ後の仕上げ加工が可能となり、高負荷能力を有するフェースギヤの加工ができるようになる。

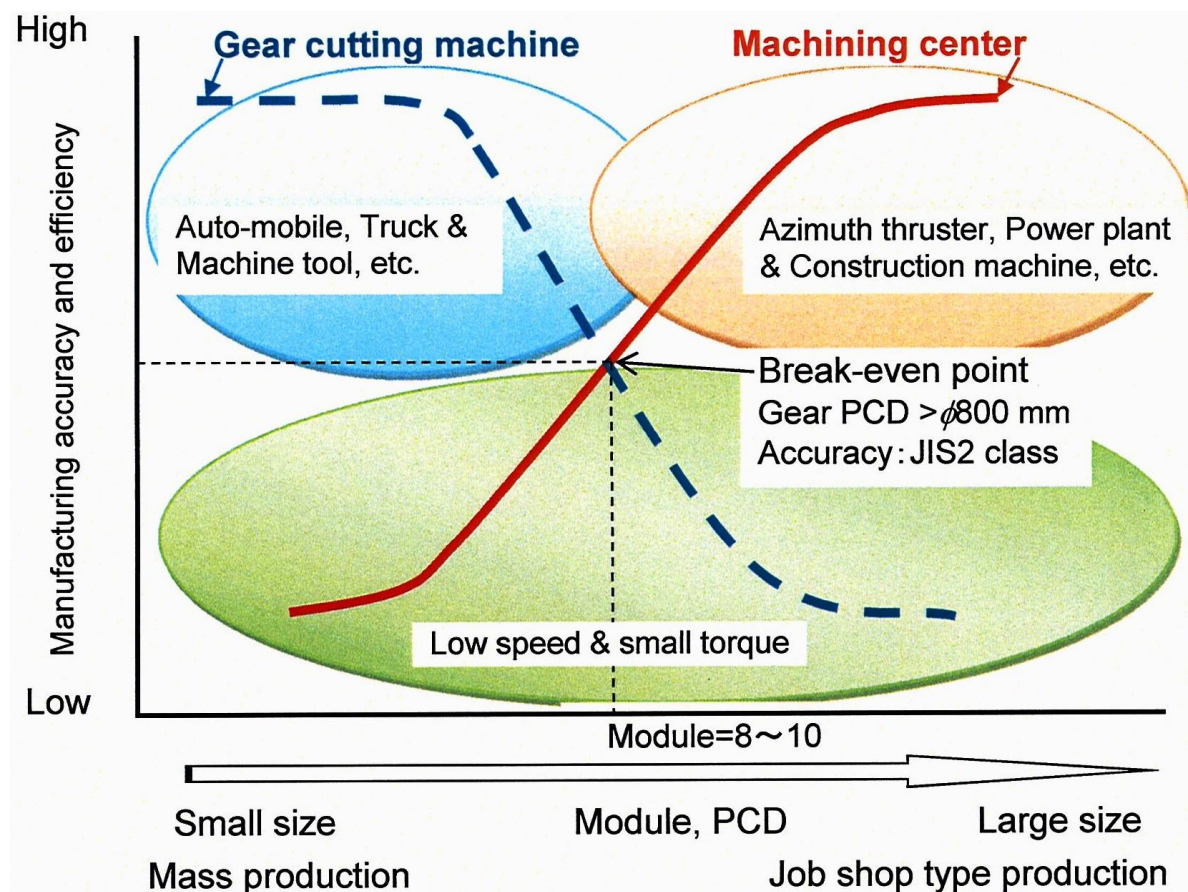


Fig. 1.8 Comparison of feature between gear cutting machine and machining center

1-3 本論文の目的と構成

本論文では、ベベルギヤの加工能率の向上と任意の歯面形状および自由度の高い歯面修整の実現を目的として、マシニングセンタによる新しい加工法を提案する。そして、これを実現するために、ベベルギヤの歯面形状を算出し、TCA プログラムを開発する。TCA は加工前に目標とする歯当たりと回転伝達誤差を設定することができる有効な方法である。特に、マシニングセンタを用いれば、自由な歯面修整が行えるため、解析段階で歯当たりや回転伝達誤差の調整が容易になり、負荷運転時の運転性能向上に期待が持てる。TCA の結果に基づいて、歯面の三次元座標値とその単位面法線ベクトルを求め、それに基づいて、マシニングセンタの加工用 NC データと三次元歯車測定機による歯面形状測定用の理論データを生成する。そして、NC データを用いてマシニングセンタによる加工を実現する。最後に、加工したピニオンとギヤを三次元歯車測定機で測定するとともに、負荷運転装置により負荷運転試験を行い本加工法の有効性を検証する。

本論文では、交差軸歯車であるスパイラルベベルギヤ、ストレートベベルギヤ、スキューベベルギヤ、フェースギヤを対象としている。

本論文は、本章を含む全 6 章より構成されており、以下、各章の概要は次の通りである。

第 2 章では、各種交差軸歯車の幾何学的な歯面形状の定義とそれに基づく TCA について述べる。1-1 節で述べたように、ベベルギヤの歯面形状は、まず仮想冠歯車を定義して被削歯車（ピニオン、ギヤ）の相対転がり運動により創成歯面として算出される。ベベルギヤの中でもスパイラルベベルギヤとストレート・スキューベベルギヤの仮想冠歯車の定義方法は異なっている。

世界的に大形スパイラルベベルギヤは、ほとんどクリンゲルンベルグ社のサイクロパロイド方式を採用しており、本論文でもサイクロパロイド方式の大形スパイラルベベルギヤを対象としている。サイクロパロイド方式のスパイラルベベルギヤは等高歯が用いられており、仮想冠歯車のピッチ平面は、図 1.9 に示すように被削歯車（ピニオン、ギヤ）のピッチ円すいところがり関係にある。そのため、仮想冠歯車によって創成歯切りされた被削歯車同士も同一のピッチ平面を有し、理論的には共役に近い噛み合いをする。

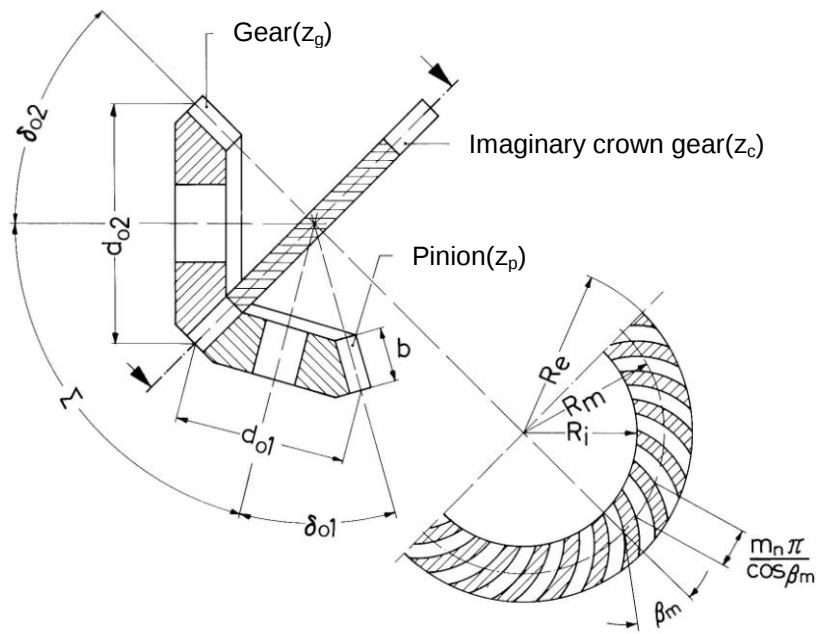


Fig. 1.9 Relationship between imaginary crown gear and generated gear

一方，従来のストレート・スキューベベルギヤは勾配歯が用いられている．そのため，1-1 節で述べたように，ピニオンとギヤの創成時のピッチ平面が異なるため，理論的には非共役歯車対であり，厳密にいうとかみ合い理論から逸脱した歯車となっている．

本研究では，マシニングセンタによる歯切り加工法は機械の構造的制約を受けないという利点を生かし，勾配歯においても幾何学的に歯形と歯すじで定義した仮想冠歯車と被削歯車（ピニオン，ギヤ）のピッチ平面を一致させて創成運動に基づいて歯当たり解析を行う．

仮想冠歯車の歯面に幾何学的な修整を何も与えない場合，仮想冠歯車によって創成歯切りされたピニオンとギヤはかみ合い時に接触線(Contact line)を持ち，かみ合いの進行とともに接触線も歯面上を移動していく．すなわち，歯当りは創成された歯面全面当たりとなり，ピニオンの回転角に対して減速されたギヤの回転角の回転伝達誤差も $0''$ となる．このような歯車は理論的には共役であるが，各種誤差や運転時の変形に対して非常に敏感となり，少しでも誤差があると歯当たりが歯面存在領域から飛び出してエッジコンタクトを起こす．この場合，油膜が切れて即座に歯面損傷を引き起こしてしまう恐れがある．歯車の加工誤差，組立誤差，歯車箱の加工誤差や負荷運転時の軸および歯の変形などを考慮すると，歯面修整を施し，点接触歯車にしなければ

運転時に良好な噛み合い状態を実現できない。その歯面修整量はアプリケーションによって異なる。

本研究で開発した TCA プログラムは、これらの任意の歯面修整を施した歯車の歯当たりと回転伝達誤差を解析できるとともに、加工前に目標とする歯当たりと回転伝達誤差を有するピニオンとギヤの歯面の三次元座標とその単位面法線ベクトルが算出できる。これに基づいてマシニングセンタを用いて歯切り加工を行えば、歯当たり調整のための試行歯切りが不要となる。

第 3 章では、サイクロパロイド方式の大形スパイラルベベルギヤの歯面設計とマシニングセンタによる加工について述べる。

第 2 章で開発した TCA を用いて加工前に目標とするスパイラルベベルギヤの歯当たりと回転伝達誤差を計算し、設定した。その際、歯面強度向上を図るために、従来にない新しい歯面修整法を提案し、TCA にて歯当たりと回転伝達誤差の評価を行った。

次に、TCA で得られた歯面の三次元座標とその単位面法線ベクトルを算出し、CAD モデルを作成するとともに、本研究で開発した専用 CAM (附録 1 参照) を用いて NC 加工機械用の NC データを生成した。ギヤの加工は、5 軸制御マシニングセンタ (DMG 社製 DMU210P) にて円筒エンドミルによる 5 軸制御のスワープ加工 (エンドミル側面になる加工法) にて加工を行った。ピニオンの加工は、5 軸制御旋盤形マシニングセンタ (森精機社製 NT5400) を用いたが、NC コントローラの制約により 5 軸制御加工ができなかったため、ボールエンドミルによる 4 軸先端点制御加工 (ボールエンドミルの 1 点で加工) にて加工を行った。

最後に、加工したピニオンとギヤの歯面形状を三次元歯車測定機により測定するとともに、歯当たりテスター上でピニオンとギヤをかみ合わせて歯当たりを観察した。そして、TCA 結果と比較した結果、両者は一致していることを確認した。さらに、ピニオンとギヤを負荷運転装置に組み込み、100%の負荷運転試験を行った結果、歯面損傷が起きずに無事に終了したことより、本歯面修整法とマシニングセンタによる加工法の有効性が確認できた。

第 4 章では、マシニングセンタを用いた交差軸歯車のレトロフィットの製造法について述べる。その事例として、実際にプラントで稼働していた大形スキューベベルギヤの既存ギヤに対して、ピニオンを再製作する手法を提案する。

大形スキューベベルギヤは、高精度の大形スパイラルベベルギヤが一般的になる前には石炭・セメントミル等の大形プラントの駆動に多く用いられていた。世界的にエネルギー需要が年々高まっている状況の中、リーマンショック以後建設コスト削減のため大形エネルギープラントを新規に建設するよりも老朽化したプラントを再生するリノベーション事業が活発になってきた。そのため、スキューベベルギヤの需要が急激に増加している。しかしながら、これらのギヤを加工する専用の歯切り盤は 50 年以上前の機械でほとんどのものが廃却され、わずかに残った機械も老朽化が進み精度確保ができない状態である。また、加工に必要なジグ・工具も入手困難であり、加工機を操作する作業員も高齢化して技術伝承もされていない。このような理由により高品質な大形スキューベベルギヤの入手が非常に困難な状況である。多くの老朽化したプラントでは、大形交差軸歯車の歯数が少なくかみ合い回数の多いピニオンが摩耗し、それとかみ合う歯数の多いギヤがまだ使用可能な状態にある。この場合、プラントの早期立ち上げと歯車再生のコストダウンのために稼働していた既存ギヤに合わせてかみ合うピニオンだけを再製作する、いわゆる交差軸歯車のレトロフィットの要求が高まっている。しかしながら、1-1 節で述べた様に、専用加工機で加工された交差軸歯車は、歯当たり調整のための試行歯切りが繰り返されており、ピニオンとギヤは完全な現合（一对）生産になっている。また、歯当たり自体も製造メーカー独自の判定基準があり統一性がない。そのため、専用加工機を用いた製造技術では、交差軸歯車のレトロフィットに対応できないのが現状である。

そこで、実際に稼働していた大形スキューベベルギヤの既存ギヤとかみ合うピニオンを再製作するために、TCA を用いた歯面設計とマシニングセンタによる加工を行った。

まず、既存ギヤの歯面形状を測定するために、歯車諸元を推測値として仮想のピニオンとギヤ間で TCA を行いながら測定に必要なギヤの参照歯面形状（参照データ）を求めた。三次元歯車測定機を用いて、既存ギヤの歯面形状を測定して参照データとの偏差を歯面座標値の多項式近似により定式化した。この形状と仮想のピニオン間で再度 TCA を行い、ピニオンに歯面修整を施して、目標の歯当たりが得られるピニオン歯面を設計した。TCA により得られたピニオンの三次元歯面形状に基づき専用 CAM（附録 1 参照）を用いて NC データを生成して、ピニオンを 5 軸制御マシニングセンタ（DMG 社製 DMU210P）にて円筒エンドミルによる 5 軸制御のスワーフ加工を行った。そして、加工したピニオンの歯面形状を三次元歯車測定機によって歯面形

状を測定するとともに、これを既存ギヤとかみ合わせ、歯当たり検査を実施して本法の有効性を立証した。

第5章では、ストレートベベルギヤとフェースギヤのマシニングセンタによる加工について述べる。

まず、第3章と同様に TCA により目標の歯当たりと回転伝達誤差となるストレートベベルギヤの歯面形状を設計した後に、それを基に専用 CAM（附録 1 参照）を用いて NC データを生成した。ギヤは、5 軸制御マシニングセンタ（DMG 社製 DMU210P）を用いて加工を行い、ピニオンは、5 軸制御旋盤形マシニングセンタ（森精機社製 NT5400）を用いて加工を行った。加工結果の検証は、歯面形状の測定と歯当たり検査にて行い、本法の有効性を立証した。

次に、近年次世代のヘリコプターのトランスミッションに採用され注目されている高性能のフェースギヤのマシニングセンタによる加工法について述べる。本章では、インボリュート平歯車をピニオンとするフェースギヤを対象とした。

フェースギヤの歯面形状の幾何学的定義は、スパイラルベベルギヤやスキューベベルギヤ、ストレートベベルギヤのように仮想冠歯車を用いた被削歯車の創成原理ではなく、ピニオンのインボリュート歯形を母線として接触の条件式を解くことにより直接的に歯面形状が決定される。本章では、それにより生じるかみ合い範囲の制約などを解析してフェースギヤの設計法を開発する。ここでも負荷運転時の良好な歯当たりを維持するために、新たに三次元歯面修整法を提案する。

以上の幾何学的な解析に基づいて、TCA を行い負荷運転時に良好な歯当たりが得られるフェースギヤを設計した。TCA によって得られた歯面形状に基づいて、専用 CAM（附録 1 参照）を用いてマシニングセンタを制御する NC データを生成した。ピニオンの加工は、インボリュート平歯車であるので通常の NC 歯面研削盤にて歯面研削仕上げを行った。フェースギヤの加工は、高精度立て形 3 軸制御マシニングセンタ（牧野フライス社製 V99）を用いてボールエンドミルによる同時 3 軸先端点制御加工（ボールエンドミルの 1 点で加工）にて加工を行った。加工したフェースギヤの歯面形状を三次元歯車測定機により測定を行うとともに、歯当たりテスター上でピニオンとフェースギヤをかみ合わせて歯当たりを観察して TCA 結果と比較を行った。最後に、ピニオンとフェースギヤを負荷運転装置に組み込み、100%の負荷運転試験を行い、本法の有効性を立証した。

第6章では，本研究によって得られた結論を要約する．

本論文では，各種交差軸歯車のマシニングセンタによる加工を実現するために，歯面形状の幾何学的解析，新しい歯面修整法の提案，TCAプログラムの開発を行った．そして，加工実験を行うとともに，歯面形状を測定し，歯当たりを観察することにより，本加工法の有効性を検証した．さらに，負荷運転試験を行い，歯面修整法の有効性を確認した．

その結果，交差軸歯車の歯面の設計・加工法に関して新たな発展の可能性を示す1つの指針を与えることができた．

参考文献

- [1] 日本標準工業調査会編，JIS B0102-1988，歯車用語，(1988)，pp. 10，日本規格協会
- [2] Gleason Works, The Gleason Works, 1865~1950,(1950)
- [3] 仙波正荘，歯車(第7巻)，(1963)，pp. 2471，日本工業新聞社
- [4] Bilgram's Bevel Gear Cutter, American Machinist. 8 (1885), May 9, 1.
- [5] 和栗明編著，歯車の設計と製作，(1958)，pp.79-93，日本機械学会
- [6] 仙波正荘，歯車(第7巻)，(1963)，pp. 2475，日本工業新聞社
- [7] 田村久司，市野之彬，川崎一正，準仮想冠歯車を用いたすぐ歯傘歯車の歯切法，日本機械学会論文集(C編)，63巻606号，pp. 579-584
- [8] Gleason Works, Gleason No.14 Straight Bevel Coniflex Generator Catalogue, (1967)
- [9] 有田皓一，歯車技術の半世紀 その発展と将来，かさ歯車加工機械(1)，(1991)，pp. 68-70，日本歯車工業会
- [10] 和栗明編著，歯車の設計と製作，(1958)，pp. 93-103，日本機械学会
- [11] Ernest Wildhaber, Basic Relationships of Bevel Gears, American Machinist, (1945), pp. 99-102
- [12] 歯車便覧編集委員会編，歯車便覧，(1962)，pp. 740，日刊工業新聞社
- [13] 大泉哲哉，酒井高男，点接触かみあいをする空間歯車対の一構成法について，日本機械学会論文集(C編)，49巻444号，(1983)，pp. 1426-1433
- [14] Baxter M. L., Effect of Misalignment on Tooth Action of Bevel and Hypoid Gears, ASME Paper, 61-MD-20, (1962)

- [15] 高橋幸一, 伊藤紀男, 崎田俊典, ハイポイドギヤの精密歯切りに関する研究(第1報, ギヤの歯切りについて), 日本機械学会論文集(C編), 51巻468号, (1985), pp. 2074-2082
- [16] 和栗明編著, 歯車の設計・製作とその耐久力, (1980), pp. 80, 養賢堂
- [17] Design of a Bevel Gear Drive According to Klingelnberg Cyclo-Paloid System, KN3028 Issue No.3 (1994), pp. 1-18.
- [18] KISSsoft, REL03/2013, KISSsoft AG, Switzerland
- [19] 日本標準工業調査会編, JIS B0102-1988, 歯車用語, (1988), pp. 24, 日本規格協会
- [20] Hermann J. Stadtfeld, CONIFACE Face Gear Cutting and Grinding, Gear solutions, (2010), pp. 38
- [21] 郡原宏, フェースギヤの幾何学的設計, 日本機械学会論文集(C編), 73巻726号 (2007-2), pp. 227
- [22] E. C. Ames, Shulin He, Yuiry Gmirya, Frank Mowka and Bruce W. Meyer, Trade Study on Different Gear Reduction Ratios of the 5100 HP RDS-21 Demonstrator Gearbox, Presented at the American helicopter society 62nd annual forum, Phoenix, AZ, May 9-11, 2006
- [23] David G. Lewicki, Robert F. Handschuh, Gregory F. Heath and Vija Sheth, Evaluation of Carburized and Ground Face Gears, Presented at the American helicopter society 55th annual forum, Montreal, Quebec, Canada, May 25-27, 1999
- [24] David G. Lewicki, Robert F. Handschuh, Gregory F. Heath and Stephen C. Slaughter, Torque Splitting by a Concentric Face Gear Transmission, Presented at the American helicopter society 58th annual forum, Montreal, Quebec, Canada, Jun 11-13, 2002
- [25] Nakaminami M., Tokuma T., Moriwaki T. and Nakamoto K., Optimal Structure Design Methodology for Compound Multiaxis Machine Tools – 1(Analysis of Requirements and Specifications), International Journal of Automation Technology, Vol. 1, No. 2,(2007), pp. 78-86
- [26] Moriwaki T., Multi-functional Machine Tool, Annals of College International Research Production, Vol. 57, No. 2,(2008), pp. 736-749
- [27] 上田昭夫, 歯車の歴史と最新の歯車設計・歯研削・加工, 近畿歯車懇話会第700回記念研究会, 2013.8.19, pp. 1-10
- [28] Kato S. and Akamatsu T., Measuring Method of Hypoid Gear Tooth Profiles, SAE Technical Paper, No. 810105, (1982)

- [29] Krenzer T. J. and Knebel R., Computer Aided Inspection of Bevel and Hypoid Gears, SAE Technical Paper, No. 831266, (1983)
- [30] Kawasaki K., Tamura H. and Nakano Y., A Method for Inspection of Spiral Bevel Gears in Klingelnberg Cyclo-Paloid System, Proc. Int. Gearing Conference, (1994), Necastle upon Tyne, pp. 305-310
- [31] Gleason Works, Understanding Tooth Contact Analysis, Publication No. SD3139A, (1978), Rochester, New York, U.S.A.
- [32] 成瀬政男編著, 齒車の研究, (1960), pp. 171-183, 養賢堂

第2章 交差軸歯車の歯当たり解析プログラムの開発

2-1 緒言

第1章で述べたように、専用加工機にて交差軸歯車を加工する場合は、各メーカー独自の歯切り法を展開しているとともに、歯切り盤や工具などの技術が未開示であるため、歯当たり基準で試行歯切りを繰り返す、いわゆる歯当たり調整歯切りを行う必要がある。これに対して、マシニングセンタを用いる場合は三次元歯面形状基準で加工を行うことより、歯当たり観察に基づく修正歯切りを必要としないという利点を有している。この場合、どのような三次元歯面形状をどのように創りこむかが最も重要な課題である。本論文では、加工前に歯当たり解析(TCA)を行い、TCAで算出した歯面形状の通りに加工すれば目標とする歯当たりと回転伝達誤差が得られるような三次元歯面形状を算出する。そういった意味で、TCAはマシニングセンタによる交差軸歯車の加工法を確立するためには、なくてはならない解析技術である。

TCAの開発には、それぞれの交差軸歯車の歯面形状を幾何学的に整理して算出する必要がある。交差軸歯車のかみ合いは、平歯車やはすば歯車のような平行軸歯車のそれと比べて極めて複雑である。

そこで、本章ではまず、(1)スパイラルベベルギヤ、(2)ストレート・スキューベベルギヤ、そして(3)フェースギヤ、以上3種類の交差軸歯車の機構学の理論に基づいた歯面形状の算出法について述べる。スパイラルベベルギヤおよびストレート・スキューベベルギヤの場合、第1章で述べたように、仮想冠歯車を用いた被削歯車の創成原理に基づき、歯面形状を算出する。一方、フェースギヤの場合は、ピニオンの歯形が工具となる歯車の歯形になるため、フェースギヤの歯面はピニオン歯面を工具として創成することにより歯面形状を算出する。

次に、交差軸歯車の歯当たりと回転伝達誤差の数値解析法として、a)従来の歯当たり解析法（接触楕円法）について述べた後に、マシニングセンタによる加工に適したb)歯面全域の接触点計算による解析法（グリッド法）を新たに提案する。マシニングセンタによる歯切り加工法においては、NCデータの生成、加工そして歯面形状測定においても歯面形状をグリッドとして細分化して取り扱う手法を用いており、非常に便利である。

最後に、TCAプログラムの開発事例として、交差軸歯車の中でも代表的なスパイラルベベルギヤの歯当たりと回転伝達誤差の解析結果について述べる。

2-2 ベベルギヤの歯面形状

TCA プログラムを開発するためには、ピニオンの各回転角におけるピニオンとギヤの歯面間の隙間（かみ合い隙間）を算出しなければならない。その実現のために、ピニオンとギヤの歯面の座標値を計算する必要がある。

本節では、仮想冠歯車を用いた被削歯車の創成原理に基づき、ベベルギヤの歯面形状算出方法に関して述べる。

2-2-1 ベベルギヤの基本諸元と仮想冠歯車の創成比

スパイラルベベルギヤとストレート・スキューベベルギヤの幾何学的な歯面形状の定義の中で、共通に取り扱われる基本諸元と歯面の創成に用いられる仮想冠歯車の歯数を算出する。

まず、ベベルギヤ共通の基本諸元を算出する[1]。通常ベベルギヤの基本諸元のパラメータとして、歯直角モジュール M_n 、ピニオンの歯数 z_p 、ギヤの歯数 z_g 、ギヤのピッチ円直径(PCD) d_{g0} 、軸角 Σ 、圧力角 α が与えられる。減速比は、以下の式で求められる。

$$i = \frac{z_g}{z_p} \quad (2.1)$$

図 2.1 に示すように、ベベルギヤのピッチ面は、円すい形状である。そのため、ピニオンの PCD d_{p0} は、以下の式で求められる。

$$d_{p0} = \frac{d_{g0}}{i} \quad (2.2)$$

ピニオンとギヤのピッチ円すい角 δ_{p0} 、 δ_{g0} は、それぞれ以下の式で求められる。

$$\begin{aligned} \delta_{g0} &= \tan^{-1} \frac{\sin \Sigma}{1/i + \cos \Sigma} \\ \delta_{p0} &= \Sigma - \delta_{g0} \end{aligned} \quad (2.3)$$

式(2.3)により，外端のピッチ円すい距離 R_e は，以下の式で求められる．

$$R_e = \frac{d_{g0}}{2 \sin \delta_{g0}} \quad (2.4)$$

小端と平均円すい距離 R_m , R_i は, b を歯幅とすると, それぞれ以下の式で求められる．

$$\begin{aligned} R_m &= R_e - \frac{b}{2} \\ R_i &= R_e - b \end{aligned} \quad (2.5)$$

仮想冠歯車の歯数 z_c は，以下の式で定義される．通常，仮想冠歯車では，整数とはならない．

$$z_c = \frac{z_p}{\sin \delta_{p0}} = \frac{z_g}{\sin \delta_{g0}} \quad (2.6)$$

以上がベベルギヤに共通した仮想冠歯車の創成比を決定する基礎的な式である．

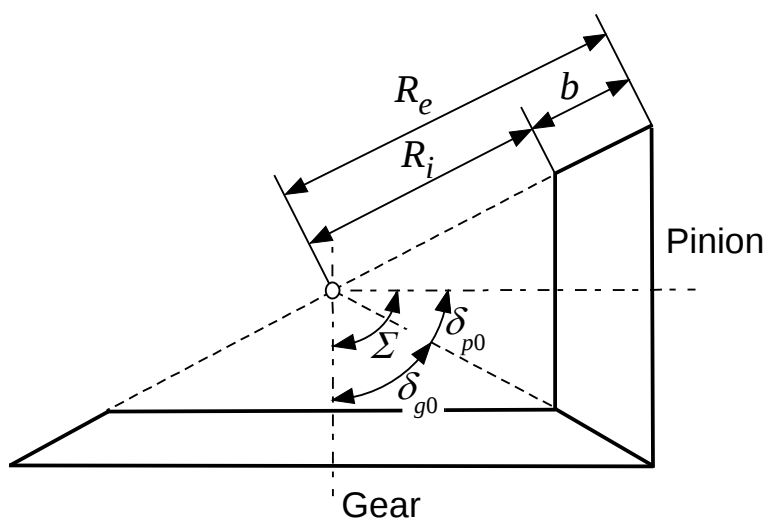


Fig. 2.1 Pitch cones of straight bevel gears

2-2-2 スパイラルベベルギヤの仮想冠歯車と歯面形状

本節では、スパイラルベベルギヤの仮想冠歯車の形状の定義について述べる[2]. クリンゲルンベルグサイクロパロイド方式のスパイラルベベルギヤの歯切りには、通常ドイツ・クリンゲルンベルグ社が製造販売している専用の歯切り盤と多条のカッターヘッドが用いられる. この方式では、カッターの回転運動とカッター切れ刃の旋回運動とにより、等高歯の仮想冠歯車歯（刃）面が次々に形成される. すなわち、仮想冠歯車の歯すじはトロコイド曲線であり、スパイラルベベルギヤは連続割り出しで創成歯切りされる[3].

図 2.2 に、仮想冠歯車のピッチ平面上のトロコイド曲線を示す. $O\text{-}xyz$ は仮想冠歯車に固着した座標系で、 z 軸は仮想冠歯車軸である. O_c はころがり円 R およびカッターの中心である. カッターはころがり円 R に固着してまわる. OO_c はマシンディスタンスであり、これを M_d で表す. 半径 q の固定円 Q 上を半径 $r(=M_d - q)$ のころがり円 R がころがるとき、円 R に固着した点 P は固定円に対してトロコイド曲線を描く. M_d , q と r は式(2.7)となる (図 2.3 参照) .

$$\begin{aligned} M_d &= \sqrt{R_m^2 + r_c^2 - 2R_m r_c \cos\theta_0} \\ q &= \frac{M_d}{1 + z_0/z_c} \\ r &= M_d - q \end{aligned} \tag{2.7}$$

ここで、 r_c はカッター半径、 z_0 はカッター条数で、通常 5 条である.

ところで、クリンゲルンベルグ社の専用の歯切り盤で加工するとき、カッターの切れ刃は直線あるいは曲率半径の大きな円弧になっている. 焼入れ硬化した歯車歯面の加工には、ハード・カット用の切れ刃として CBN 切れ刃を用いているが、この場合の切れ刃形状は円弧であり、これによって歯形修整を施している. そこで本論文では、カッターの切れ刃形状を円弧として歯形を考えることにする.

いま、図 2.4 に示すように、カッター内切れ刃を数式表示するため、カッター中心を O_c 、カッター軸を z_c とするカッターに固着した座標系 $O_c\text{-}x_c y_c z_c$ を導入する. r_c はカッター半径、 γ はカッター切れ刃の傾き角、 ρ はカッター切れ刃の円弧曲率半径である. (y_{ci}, z_{ci}) は円弧曲率中心の座標であり、 γ と ρ で表すことができる[4].

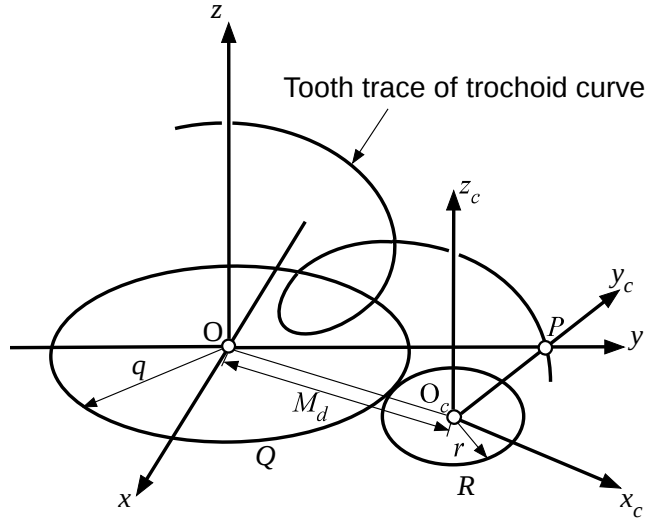


Fig. 2.2 Tooth trace of imaginary crown gear

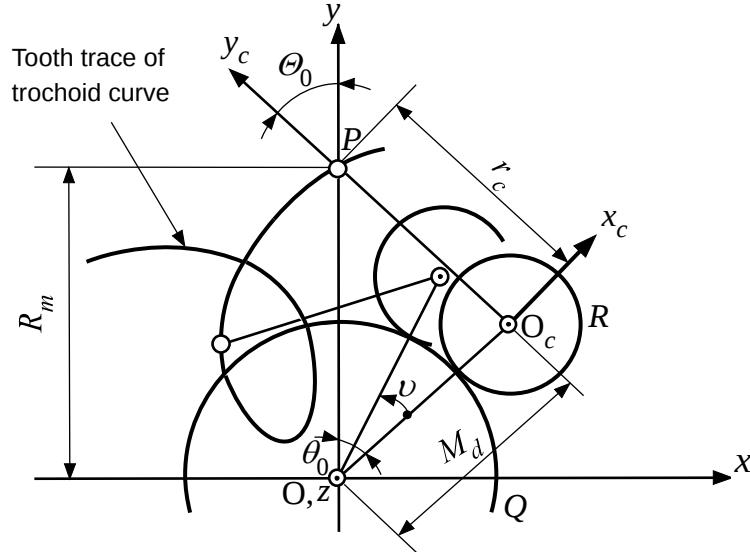


Fig. 2.3 Locus of cutting edge

これより, $O_c\text{-}x_cy_cz_c$ の y_cz_c 平面上におけるカッター内切れ刃 $\mathbf{X}_c$ は次式で表すことができる.

$$\mathbf{X}_c(\theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ y_{ci} + r_c \cos \theta \\ z_{ci} - r_c \sin \theta \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

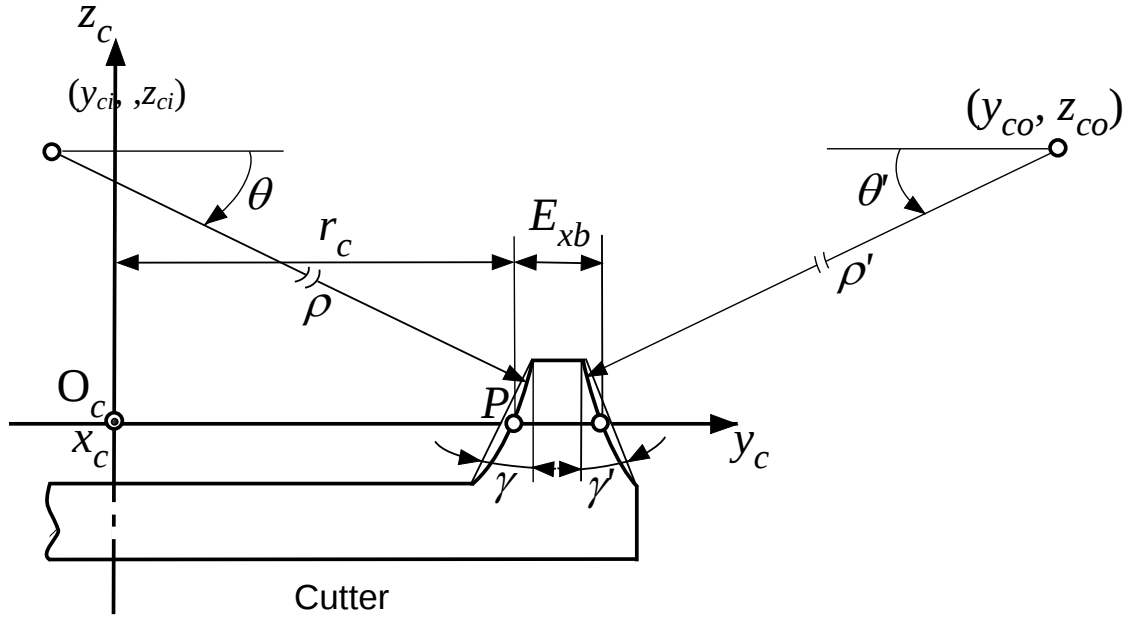


Fig. 2.4 Cutting edges of cutter

X_c が O -xyz に対して描く軌跡面 X は, v をカッター旋回角として (図 2.3)

$$X(v, \theta) = C(\theta_1)X_c(\theta) + D(v) \quad (2.9)$$

ここに, C は z 軸まわりの回転に関する座標変換行列であり, 次の通りである. また, R_m を平均円すい距離として, θ_1 と D は式(2.10)で示される.

$$\begin{aligned} C(\theta_1) &= \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ \theta_1(v) &= \frac{M_d v}{r} + \theta_0 \\ \cos\theta_0 &= \frac{R_m^2 + r_c^2 - M_d^2}{2R_m r_c} \\ D(v) &= \begin{bmatrix} -M_d \sin(v - \theta_0) \\ M_d \cos(v - \theta_0) \\ 0 \end{bmatrix} \\ \cos\theta_0 &= \frac{M_d^2 + R_m^2 - r_c^2}{2M_d R_m} \end{aligned} \quad (2.10)$$

式(2.9)の $\mathbf{X}$ は ν, θ をパラメータとする切れ刃 $\mathbf{X}_c$ の軌跡面を表すが、クリンゲルンベルグサイクロパロイド方式スパイラルベベルギヤの歯切りにおいては、これがトロコイド曲線を歯すじとする仮想冠歯車刃面の式になる．図 2.5 に示すように $\mathbf{X}$ の単位面法線ベクトル $\mathbf{N}$ は以下の式となる．

$$\mathbf{N}(\nu, \theta) = \frac{\frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \nu} \times \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \theta}}{\left| \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \nu} \times \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \theta} \right|} \quad (2.11)$$

$\mathbf{X}$ を刃面とする仮想冠歯車が z 軸まわりを回転しつつ被削歯車歯面を創成する．このとき仮想冠歯車の回転角を創成角ということにし， ψ で表す．図 2.6 において創成角が ψ の瞬間， $\mathbf{N}$ を静止空間に固着した座標系 $O\text{-}XYZ$ で表し， $\mathbf{X}_\psi, \mathbf{N}_\psi$ とする．ただし， $O\text{-}XYZ$ は $\psi = 0$ のとき $O\text{-}xyz$ と一致するように定められているものとする．

$$\begin{aligned} \mathbf{X}_\psi(\nu, \theta, \psi) &= \mathbf{C}(\psi) \mathbf{X}(\nu, \theta) \\ \mathbf{N}_\psi(\nu, \theta, \psi) &= \mathbf{C}(\psi) \mathbf{N}(\nu, \theta) \end{aligned} \quad (2.12)$$

図 2.7 に仮想冠歯車と創成歯切りされる被削歯車であるピニオンとギヤの関係を示す．図に示すようにピニオンとギヤのかみ合いの共役関係は，仮想冠歯車の存在を介して成り立っている．

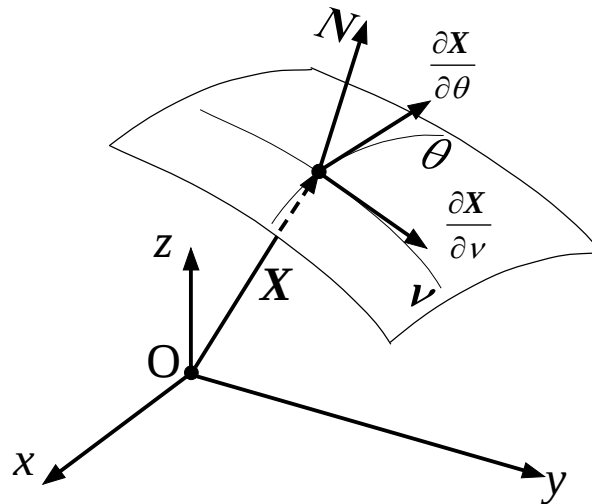


Fig. 2.5 Normal vector on imaginary crown gear

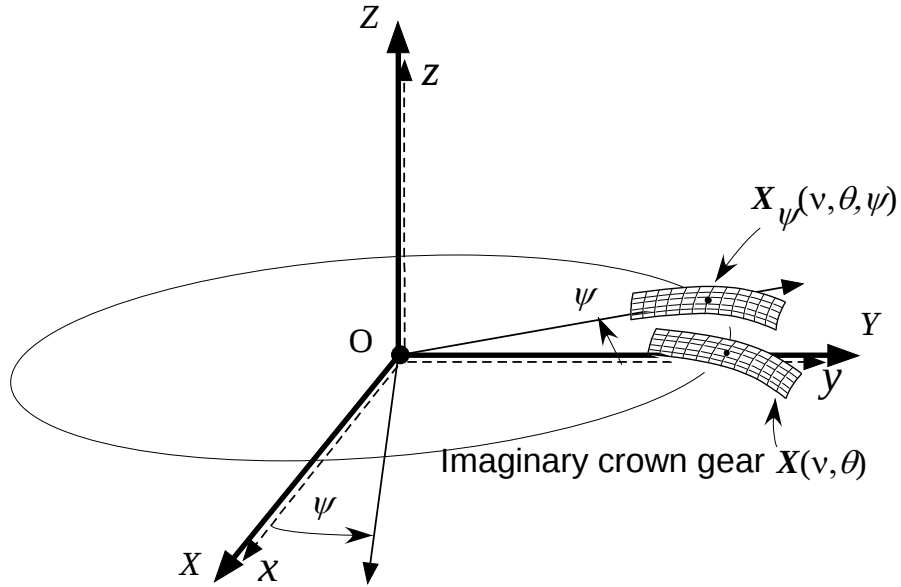


Fig. 2.6 Tooth form of imaginary crown gear

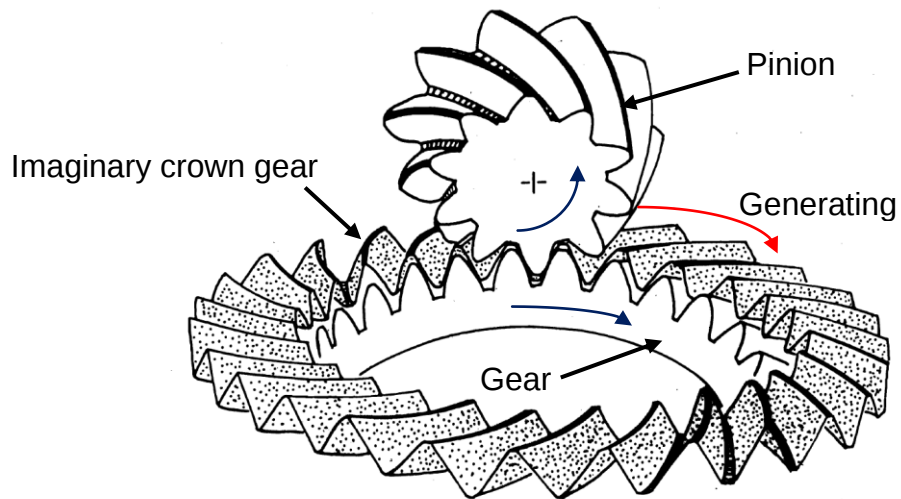


Fig. 2.7 Relationship between imaginary crown gear and work-pieces

仮想冠歯車が ω 回転するときの刃面の創成角 ψ の瞬間の速度ベクトル $\mathbf{V}_\psi$ は

$$\mathbf{V}_\psi = \boldsymbol{\omega}_\psi \times \mathbf{X}(v, \theta; \psi) \quad (2.13)$$

ここで、仮想冠歯車の角速度は、(図 2.8 参照)

$$\boldsymbol{\omega}_\psi = \omega \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

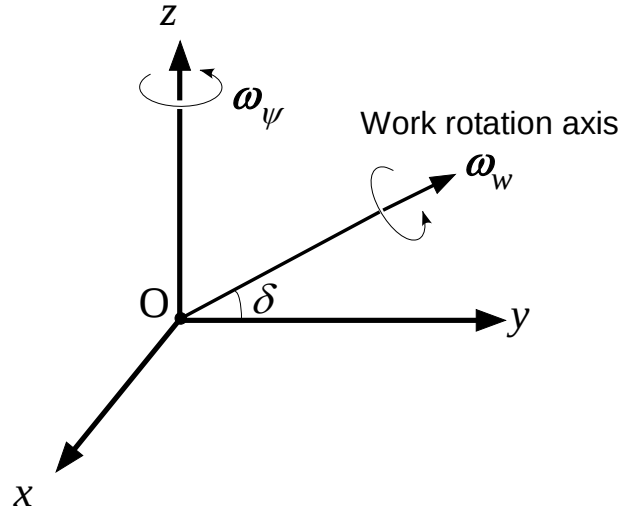


Fig. 2.8 Rotation speed of imaginary crown gear and work

そのときのワークの速度ベクトル $\mathbf{V}_w$ は

$$\mathbf{V}_w = \boldsymbol{\omega}_w \times \mathbf{X}(\nu, \theta; \psi) \quad (2.14)$$

ここで，被削歯車の角速度は，図 2.8 において

$$\boldsymbol{\omega}_w = \frac{\omega}{\sin \delta} \begin{bmatrix} 0 \\ \cos \delta \\ \sin \delta \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} 0 \\ \cot \delta \\ 1 \end{bmatrix}$$

相対速度ベクトル $\mathbf{W}$ は以下の式となる．

$$\mathbf{W}(\nu, \theta; \psi) = \mathbf{V}_\psi - \mathbf{V}_w = \omega \begin{bmatrix} 0 \\ -\cot \delta \\ 0 \end{bmatrix} \times \mathbf{X}_\psi(\nu, \theta; \psi) \quad (2.15)$$

図 2.9 に示すように創成条件式[5, 6]は

$$\mathbf{N}_\psi(\nu, \theta; \psi) \cdot \mathbf{W}(\nu, \theta; \psi) = 0 \quad (2.16)$$

これより，形式的ではあるが， $\theta = \theta(\nu; \psi)$ を求め，これを $\mathbf{X}_\psi$, $\mathbf{N}_\psi$ に代入すると，仮想冠歯車刃面上の創成線の式 $\mathbf{X}_\psi(\nu, \theta(\nu; \psi); \psi)$ と創成線上の単位面法線ベクトルの式 $\mathbf{N}_\psi(\nu, \theta(\nu; \psi); \psi)$ とが求められる．

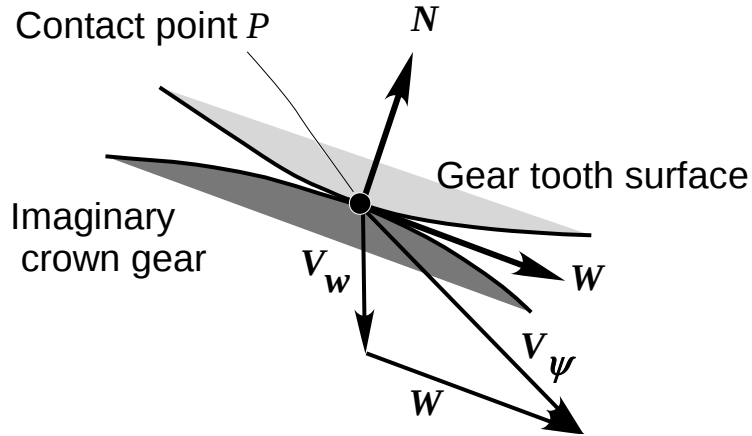


Fig. 2.9 Contact condition of imaginary crown gear and work

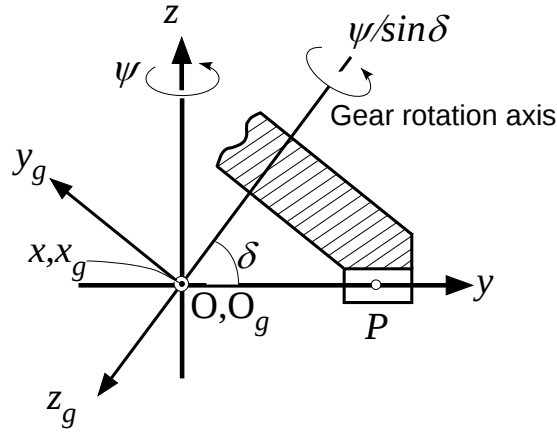


Fig. 2.10 Coordinate systems O - xyz and O_g - $x_gy_gz_g$

さて，創成線 $\mathbf{X}_\psi$ を図 2.10 の被削歯車に固着した座標系 O_g - $x_gy_gz_g$ で表し，これを $\mathbf{X}_g$ とする．この時， O_g - $x_gy_gz_g$ は基準の位置から角度 $-\psi/\sin\delta$ だけ回転しているから

$$\mathbf{X}_g(\nu, \psi) = \mathbf{C}^{-1} \begin{pmatrix} -\psi \\ \sin \delta \end{pmatrix} \mathbf{A}^{-1} \begin{pmatrix} \frac{\pi}{2} + \delta \end{pmatrix} \mathbf{X}_\psi(\nu, \psi) \quad (2.17)$$

ここで， $\mathbf{A}$ は X 軸まわりの回転に関する座標変換行列であり，以下の内容をもつ．

$$\mathbf{A} \begin{pmatrix} \frac{\pi}{2} + \delta \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \left(\frac{\pi}{2} + \delta \right) & -\sin \left(\frac{\pi}{2} + \delta \right) \\ 0 & \sin \left(\frac{\pi}{2} + \delta \right) & \cos \left(\frac{\pi}{2} + \delta \right) \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

式(2.17)で ν, ψ を歯面表示のパラメータとみなせば, $\mathbf{X}_g$ が被削歯車凸歯面の式となる. $\mathbf{X}_g$ の単位面法線ベクトル $\mathbf{N}_g$ は,

$$\mathbf{N}_g(\nu, \psi) = \mathbf{C}^{-1} \left(\frac{-\psi}{\sin \delta} \right) \mathbf{A}^{-1} \left(\frac{\pi}{2} + \delta \right) \mathbf{N}_\psi(\nu, \psi) \quad (2.19)$$

被削歯車凹歯面の式も同様に求められる. ただし, カッター内切れ刃と外切れ刃の半径差 E_{xb} を考慮しなければならない(図 2.4 参照). この半径差は, 歯面にクラウニングの効果を与える. カッター外切れ刃は次式で表すことができる.

$$\mathbf{X}_c(\theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ y_{co} - (r_c + E_{xb}) \cos \theta \\ z_{co} - (r_c + E_{xb}) \sin \theta \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

以後, ギヤの凸歯面と凹歯面をそれぞれ $\mathbf{X}_g, \mathbf{X}_g'$, ピニオンの凹歯面と凸歯面をそれぞれ $\mathbf{X}_p, \mathbf{X}_p'$ とし, それらの各単位面法線ベクトルをそれぞれ $\mathbf{N}_g, \mathbf{N}_g', \mathbf{N}_p, \mathbf{N}_p'$ とする.

2-2-3 ストレート・スキューベベルギヤの歯面形状

第1章で述べたように, 専用加工機で加工されたストレート・スキューベベルギヤは, 歯が勾配歯であるため, ピニオンとギヤは異なった仮想冠歯車で歯切りせざるを得なくなり, 理論的には非共役な歯車対となり, 目標の歯当たりを得るためには試行歯切りが必要となる.

マシニングセンタを用いると, 機械と工具の制約を受けないために, 仮想冠歯車と被削歯車のピッチ平面を一致させることにより, 理論的に共役な歯車対となり, 歯当たり調整歯切りなしで目標の歯当たりが得られる.

2-2-1 節で算出したベベルギヤ共通の基本諸元のパラメータのうち, 歯直角モジュール M_n , ピニオンの歯数 z_p , ギヤの歯数 z_g , ギヤのピッチ円直径(PCD) d_{g0} , 軸角 Σ , 圧力角 α が与えられた場合, 減速比 i , ピニオン PCD d_{p0} , ピニオンとギヤのピッチ円すい角 δ_{p0}, δ_{g0} , 小端, 平均そして外端のピッチ円すい距離 R_i, R_m, R_e および仮想冠歯車の歯数 z_c は, 式(2.1)から(2.6)で求められる.

通常ストレートベベルギヤの場合, モジュールは外端で決められるが, 本研究では, 歯面上のかみ合いの代表点である設計基準点を歯幅中央に定めて, この点を基準に歯

面修整を取り扱うことより，平均ピッチ円すい距離 R_m から以下のようにモジュールを算出した．

$$M_n = \frac{2R_m \sin \delta_{p0}}{z_p} = \frac{2R_m \sin \delta_{g0}}{z_g} \quad (2.21)$$

図 2.11 は，ストレートベベルギヤの仮想冠歯車の歯面形状を示す．O-xyz は，仮想冠歯車の座標系で，z 軸が，冠歯車の回転軸である．点 P は設計基準点であり，前述の通り歯面中央に設定した．図中 xz と xy 両平面において点 P を中心に大きな半径の円弧を定義する．xz 平面は，歯形に関するものであり，xy 平面は，歯すじに関する断面である．図からわかるように仮想冠歯車の歯形と歯すじは，各々異なる円弧形状としている． Δc は歯形修整量を， Δs はクラウニング量を各々表している． ρ_c と ρ_s は，各々 xz と xy 平面における円弧の半径であり，これらを変えることにより Δc と Δs を調整することができる．

図 2.12 に仮想冠歯車と創成歯切りされる歯車（ピニオンとギヤ）の関係を示す．図のようにピニオンとギヤのかみ合いは，仮想冠歯車により共役関係が維持される．図 2.11 において三平方の定理より，

$$M_n^2 + (\rho_c - \Delta c)^2 = \rho_c^2 \quad (2.22)$$

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (\rho_s - \Delta s)^2 = \rho_s^2$$

よって， ρ_c と ρ_s は，以下の式となる．

$$\rho_c = \frac{\Delta c^2 + M_n^2}{2\Delta c} \quad (2.23)$$

$$\rho_s = \frac{\Delta s^2 + b^2/4}{2\Delta s}$$

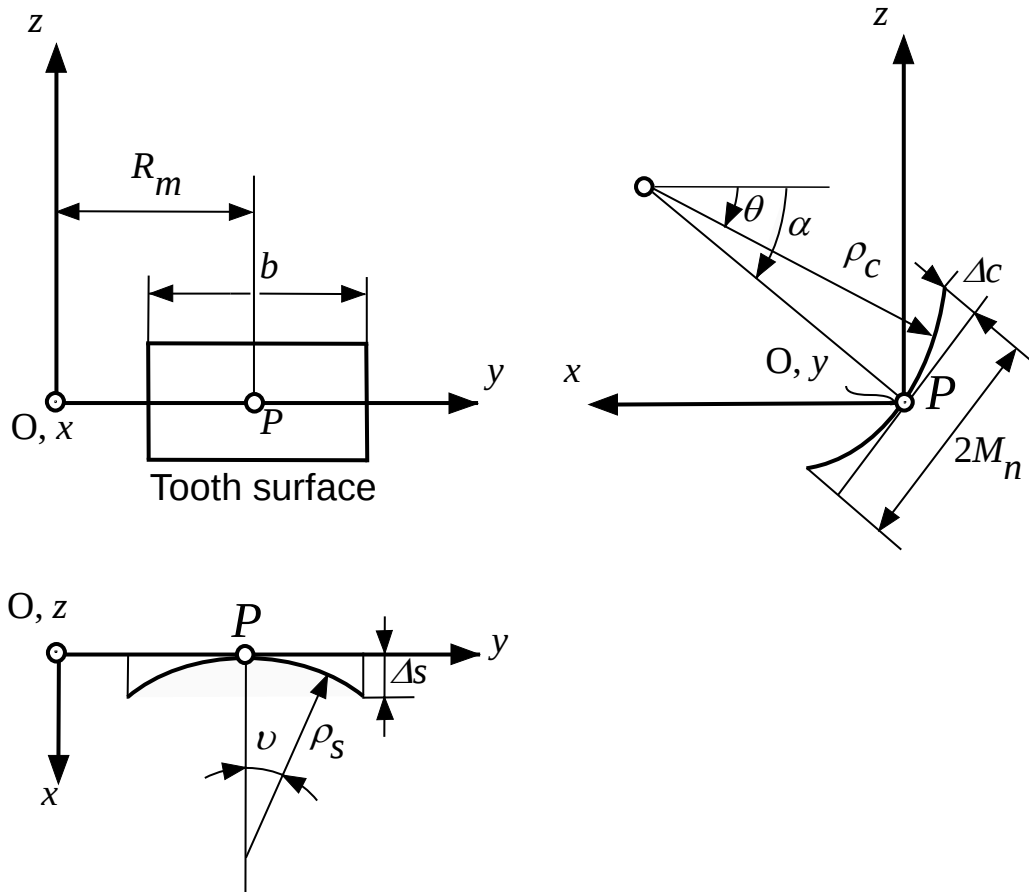


Fig. 2.11 Tooth surface of imaginary crown gear

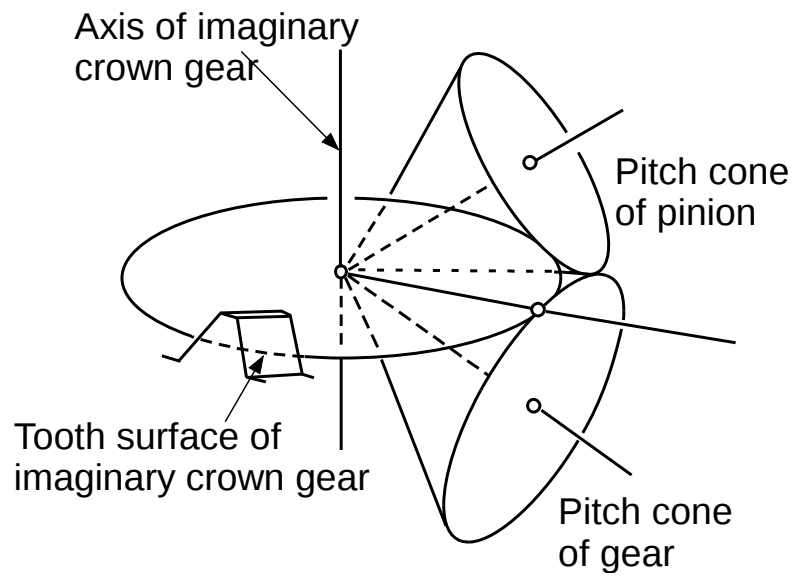


Fig. 2.12 Relationship between imaginary crown gear and work-pieces

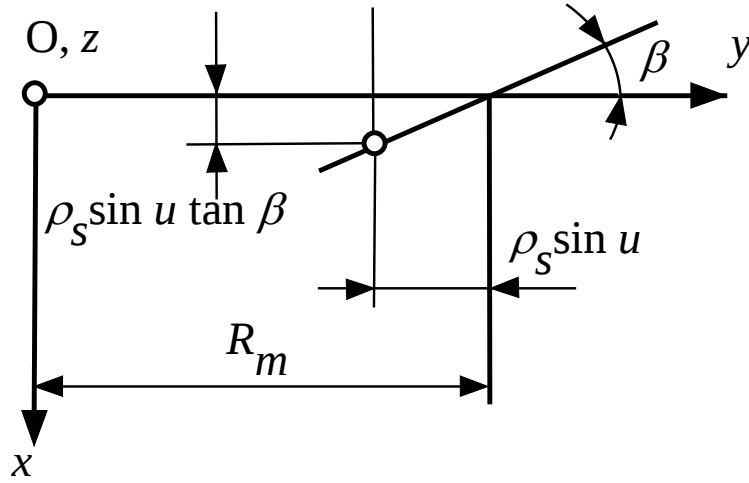


Fig. 2.13 Skew angle of imaginary crown gear

スキューベベルギヤの歯すじ形状は、直線ではあるが、図 2.13 に示すようにストレートベベルギヤとは異なり、傾きを持っている。よって、仮想冠歯車もスキューアングル β を持った歯すじで定義される。ストレートベベルギヤと同じく、 xy 平面において、 ρ_c と ρ_s は、以下の式となる。

$$\rho_c = \frac{\Delta c^2 + \left(\frac{M_n}{\cos \alpha} \right)^2}{2\Delta c}, \quad \rho_s = \frac{\Delta s^2 + b^2/4}{2\Delta s} \quad (2.24)$$

仮想冠歯車の刃面形状は、図 2.6 の O - xyz において以下の式で表される。

$$\mathbf{X}(\nu, \theta) = \begin{bmatrix} -\rho_c(\cos \theta - \cos \alpha) - \rho_s(1 - \cos \nu) + \rho_s \sin \nu \tan \beta \\ \rho_s \sin \nu + R_m \\ \rho_c(\sin \alpha - \sin \theta) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

ここで、 ν と θ は、歯形と歯すじの円弧形状のパラメーターである。

前節で述べたように、創成角 ψ を導入して式(2.16)を解くことにより、スキューとストレートベベルギヤの三次元歯面形状とその単位面法線ベクトルを得ることができる。

2-3 フェースギヤの歯面形状

2-2 節までに考察したスパイラルベベルギヤ、ストレートベベルギヤ、スキューベベルギヤとフェースギヤの大きな相違は、二つ挙げられる。一つは、図 2.14 に示すようにフェースギヤのピッチ面はピニオン軸と平行であるのに対し、その他のギヤは、ピッチ面がピニオン軸とギヤ軸の交点を通ることである。

通常、ベベルギヤのピッチ面上では、かみ合い時定速性が保たれて非常に素直なかみ合い領域が形成される。一方、フェースギヤのピッチ面上では、ピニオンの回転速度が一定にも関わらずギヤにおいては、小端から外端に向かって周速が大きくなる。ピッチ面上の 1 点すなわちかみ合い基準点のみが定速となる。後に述べるが、このことは、ギヤの小端と外端のかみ合い領域に大きな制約をつくる原因である[7, 8]。

次の相違は、フェースギヤの幾何学的な歯面の定義方法が、ベベルギヤと異なることである。2-2 節までに述べたように、ベベルギヤは、仮想冠歯車を介してピニオンとギヤの歯面を創成し、共役な関係を作っている。一方、フェースギヤの歯面形状は、ピニオンの歯面形状を刃物としてギヤを直接創成することにより得られる。以降、これらのことについて詳しく述べる。

通常、フェースギヤのピニオンは、インボリュート平歯車もしくはははすば歯車である。本研究では、ピニオンがインボリュート平歯車の場合について検討を行う。フェースギヤの歯面は、かみ合うピニオンの歯車諸元を基準とした工具歯車（ピニオンカッター）が創成する曲面となる。

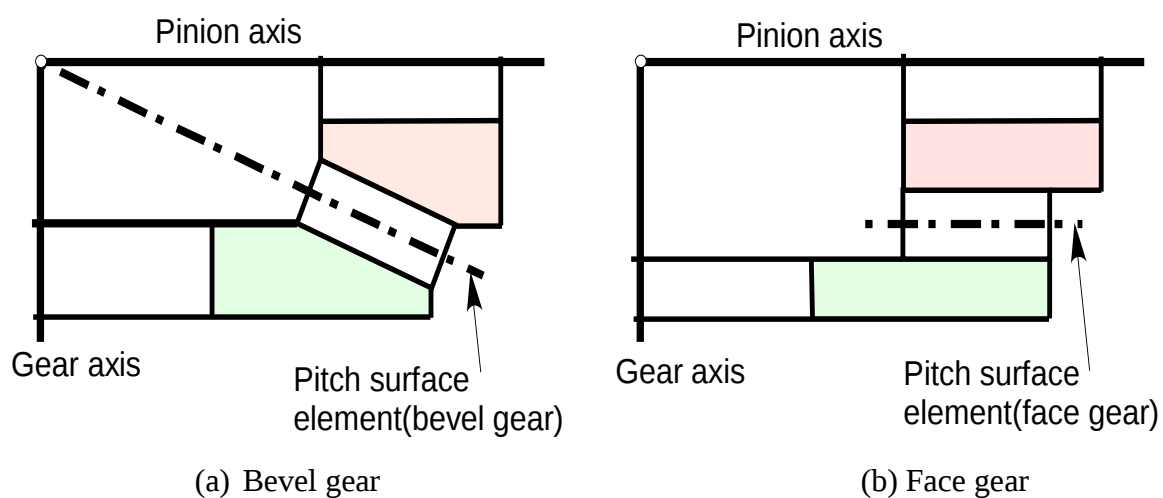


Fig.2.14 Meshing of face gear

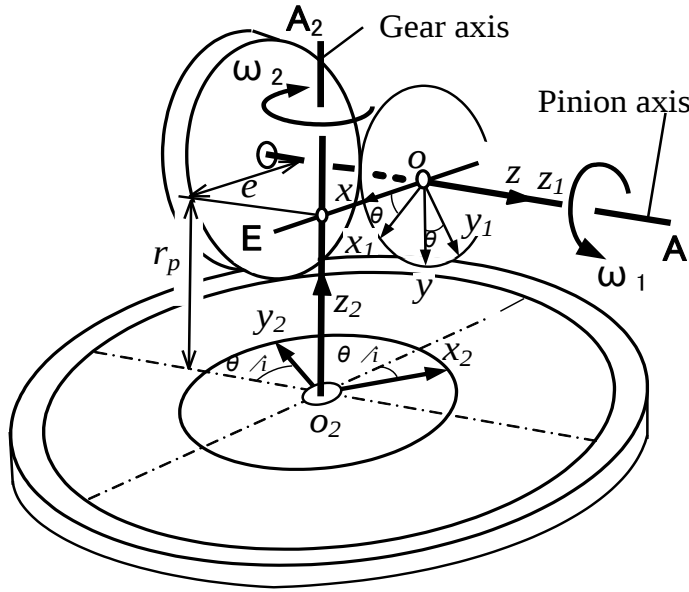
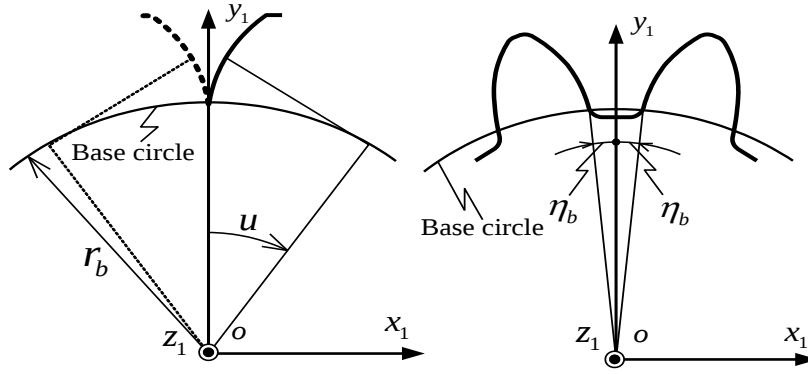


Fig. 2.15 Relationship between pinion and gear axes

図 2.15 にピニオン軸とギヤ軸の位置関係を示す. ピニオン軸を A_1 としギヤ軸を A_2 とする. ピニオン軸とギヤ軸の共通垂線を E とする. 両歯車の角速度を各々 ω_1, ω_2 とする. $O-xyz$ は, ピニオン軸を z 軸とし, 共通垂線 E とピニオン軸 A_1 との交点を原点とする静止座標系である. $O-x_2y_2z_2$ は, ピニオンとともに回転する座標系である. y_1 軸は, ピニオン基礎円上歯みぞの中心を通過する. $O-x_1y_1z_1$ は, ピニオン基準回転位置で $O-xyz$ と一致する. $O_2-x_2y_2z_2$ は, ギヤとともに回転する座標系である. ギヤ軸を z_2 軸とする, 原点 O_2 は, ギヤ軸 A_2 と共通垂線 E との交点から, ピニオン基準ピッチ円筒半径 r_p 隔たった点である. ピニオンの歯数, モジュール, 圧力角, 転位係数を, 各々 z_1, m, α, χ とする. ギヤの歯数を z_2 とする. 歯数比を $i(=z_2/z_1)$ とする. ピニオン軸とギヤ軸のオフセット量を e とする.

さて, ピニオン基礎円筒半径を r_b とすると図 2.16(a)に示すインボリュート曲線は, 漸開角 u をパラメータとして, $O-x_1y_1z_1$ 座標系より式(2.26)のように表すことができる. 複号上段は, 右歯面を示す.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \pm r_b (\sin u - u \cos u) \\ r_b (\cos u + u \sin u) \\ z_1 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$



(a) Involute curve (b) Standard rotational position

Fig. 2.16 Expression of spur gear tooth

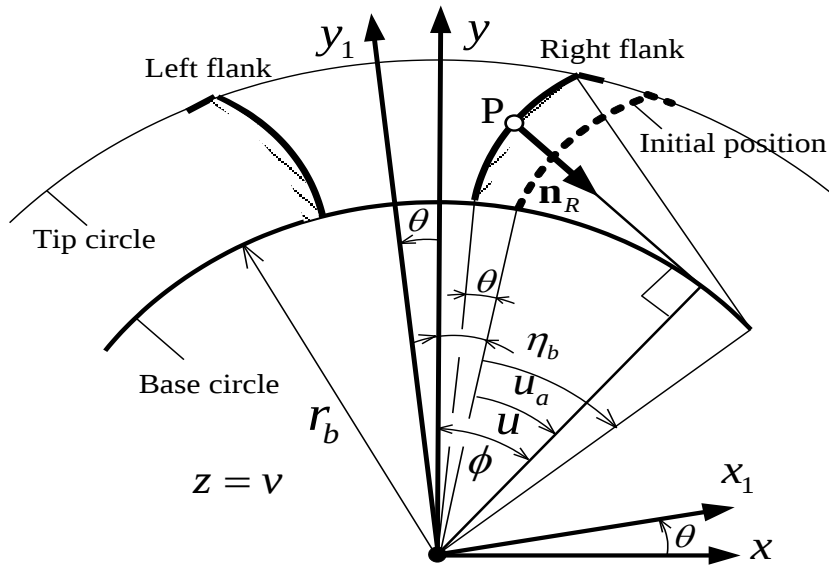


Fig. 2.17 Reference figure for face gear

図 2.16(b)に示す状態をピニオンの回転の基準位置とする．図中， η_b は基礎円筒歯みぞの半径であり以下の式で表される．

$$\eta_b = \pi/2z_1 - 2\chi \tan \alpha/z_1 \quad (2.27)$$

$O-x_1y_1z_1$ を $O-xyz$ に一致させて取り付けた後，前者を z 軸のまわりに角度 θ 回転させる．これは，ピニオンがその軸のまわりに θ 回転した状態を意味する．この状態における $z=v$ の軸直角断面上でのピニオン歯面上の任意の点 P を，図 2.17 に示す新たなパラメータ ϕ を用いて $O-xyz$ 座標系で表し r_R, r_L とする．この点の単位面法線ベクトルを各々 n_R, n_L とする．なお，図 2.17 では右歯面の例を示している．

$$\mathbf{r}_R, \mathbf{r}_L = \begin{bmatrix} x\{\phi(u; \theta)\} \\ y\{\phi(u; \theta)\} \\ z(\nu) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \pm r_b (\sin \phi - u \cos \phi) \\ r_b (\cos \phi + u \sin \phi) \\ z_1 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$\mathbf{n}_R, \mathbf{n}_L = \begin{bmatrix} \pm \cos \phi \\ -\sin \phi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

ここで,

$$\phi = \eta_b + u \mp \theta \quad (2.30)$$

符号は, 上段が右歯面の場合である. 以下, 右歯面について考察する. 左歯面も同様に扱える.

点 P において, ピニオン及びギヤの速度を各々 $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2$ とし, 相対速度を $\mathbf{w}(=\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2)$ とすると, $\mathbf{w}$ は以下の式で表わされる.

$$\frac{\mathbf{w}}{\omega_2} = \begin{bmatrix} \nu + ir_b (\cos \phi + u \sin \phi) \\ -ir_b (\sin \phi - u \cos \phi) \\ e - r_b (\sin \phi - u \cos \phi) \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

ある u が与えられた時, 接触の条件 $\mathbf{n}_R \cdot \mathbf{w} = 0$ を満足する ν を ν^* とすると,

$$\nu^* = -\frac{i \cdot r_b}{\cos \phi} \quad (2.32)$$

ピニオンが, 基準回転角から θ 回転する時, O -xyz 座標系における接触点 $\mathbf{r}^*$ は, 以下の式で得られる.

$$\mathbf{r}^* = \begin{bmatrix} x^* \\ y^* \\ z^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_b (\sin \phi - u \cos \phi) \\ r_b (\cos \phi + u \sin \phi) \\ -i \cdot r_b / \cos \phi \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

式(2.28)の v を v^* に置き換えることにより, 接触点 r^* を求めることができる. 接触線は, u を逐次変化させることにより得られる.

歯面は, 接触線とすべり線とで作られる網の目により覆われる. ゆえに, ギヤ歯面上に表れる接触線が求められれば, 歯面形状を容易に求めることができる. ギヤ歯面上に表れる接触点の座標 $r_2^*(x_2, y_2, z_2)$ は, O -xyz 座標系で表わされた接触点の座標 $r^*(x^*, y^*, z^*)$ をギヤとともに回転する座標系 O_2 - $x_2y_2z_2$ に変換した次の式のように求められる.

$$r_2^* = \begin{bmatrix} x_2(u; \theta) \\ y_2(u; \theta) \\ z_2(u; \theta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (e-x)\cos(\theta/i) + v^* \sin(\theta/i) \\ (e-x)\sin(\theta/i) - v^* \cos(\theta/i) \\ r_p - y \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

2-4 歯当たり解析(TCA)プログラムの開発

本論文では, ストレート, スキュー, スパイラルベベルギヤとフェースギヤの歯当たり解析プログラムの開発を行った. マシニングセンタを用いた歯切り加工では, 歯面形状を自由に設計できることから, 歯面強度が向上する歯面形状を提案するとともに, 自由度の高い歯面修整を施して歯当たりと回転伝達誤差をコントロールできる. 開発した各々の TCA プログラムでは, これらの歯面形状と歯面修整が歯車のかみ合い特性に与える影響を評価し, 解析結果に反映させることができる.

ここでは, 2-3 節までに述べた交差軸歯車の幾何学的な歯面形状に基づき, 自由度の高い歯面設計に対応できる TCA プログラムの開発について述べる. 専用加工機で創成歯切りされた歯面は, 歯面修整にあまり自由度がない反面, 歯面全体が非常になめらかな包絡面であることより, 接触点近傍の歯当たりを推定できる. それに対してマシニングセンタによる加工は, 自由度が高く局所的な歯面修整が可能であることより, かみ合いの進行中に歯面全域において歯面同士の接触を厳密に計算してチェックする必要がある. 本節では, マシニングセンタによる加工に適した解析法を提案する.

2-4-1 歯当たり解析プログラムの考え方

a) 従来の歯当たり解析法 (接触楕円法)

創成されたピニオンとギヤのかみ合いの座標系を O_h - $x_hy_hz_h$ として図 2.18 に示す.

この図において，ピニオンとギヤの回転角度をそれぞれ ϕ_p, ϕ_g とする．ピニオンとギヤの歯面が接触するためには，互いの歯面の位置ベクトルが一致し，かつその位置における単位面法線ベクトルも一致しなければならないことより，下式が導かれる．

$$\begin{aligned} \mathbf{B}(\phi_p)\mathbf{X}_p(v_p, \psi_p) &= \mathbf{C}(\phi_g)\mathbf{X}_g(v_g, \psi_g) \\ \mathbf{B}(\phi_p)\mathbf{N}_p(v_p, \psi_p) &= \mathbf{C}(\phi_g)\mathbf{N}_g(v_g, \psi_g) \end{aligned} \quad (2.35)$$

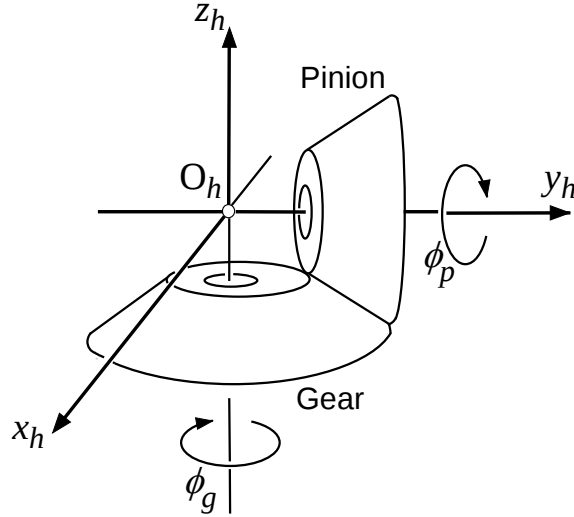


Fig. 2.18 Meshing of pinion and gear

ここで， $\mathbf{B}$ と $\mathbf{C}$ はそれぞれ y_h と z_h 軸まわりの回転に関する座標変換行列である．

$$\mathbf{B}(\phi_p) = \begin{bmatrix} \cos \phi_p & 0 & \sin \phi_p \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \phi_p & 0 & \cos \phi_p \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

$|\mathbf{N}_p|=|\mathbf{N}_g|=1$ であることより，式(2.35)は，あるピニオンの回転角 ϕ_p においては， v_p, ψ_p, v_g, ψ_g と ϕ_g の5つの未知パラメータを持つ5本のスカラーの非線形方程式である．この非線形方程式を解くことにより，各未知パラメータを求めることができる [2]．ピニオンの回転角 ϕ_p を少しずつ変化させれば，ピニオンとギヤの接触点の経路（触線）が得られる．

ピニオンが， ϕ_p 回転する時に，ピニオンとギヤのかみ合いの関係が完全に共役の場合は，ギヤは $z_p/z_g \cdot \phi_p$ 回転する．しかし，実際には製作誤差や組立誤差に対して鈍感にする必要があるため，適度の歯面修整を施す．そのため，点接触かみ合いをする歯車対となり，共役関係が崩れる．すなわち，ピニオンとギヤの割り出しに回転伝達誤差が生じることになる．回転伝達誤差 $\Delta\phi_g$ は，式(2.37)で表される[9]．

$$\Delta\phi_g(\phi_p) = \phi_g(\phi_p) - \frac{z_p}{z_g}\phi_p \quad (2.37)$$

さらに，歯と歯の接触領域は，図 2.19 に示すようにピニオンの各回転角の接触点の近傍において，瞬時の接触楕円の考え方[10]を導入することにより，ピニオンとギヤの歯当たりを推定することができる．

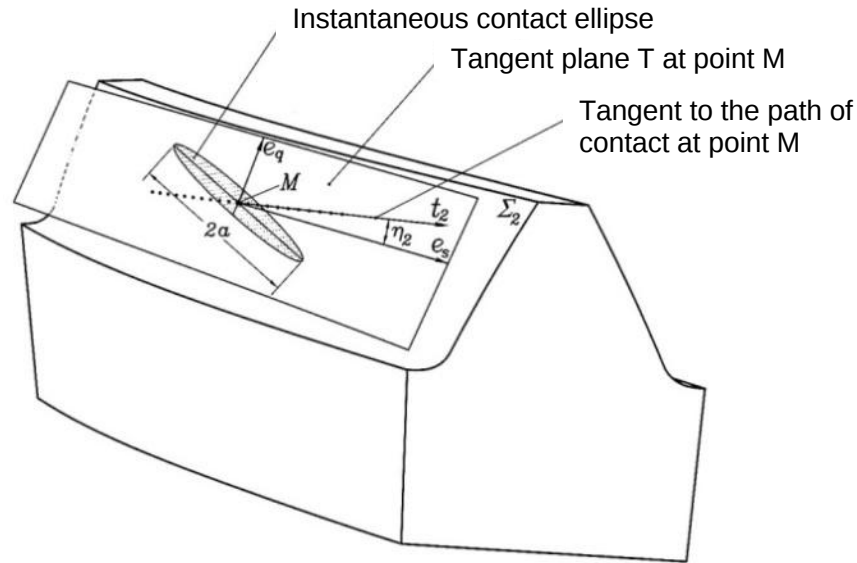


Fig. 2.19 Illustration of instantaneous contact ellipse on tooth surface

しかしながらここで得られた歯当りは，1 歯かみ合いのものであり，実際には同時かみ合いを考慮した総合歯当たりを得る必要がある．前後のかみ合いの $\Delta\phi_g$ を評価してどの歯のかみ合いが当たるかを判断すれば総合歯当たりを推定することができる[11-13]．

b) 歯面全域の接触点計算による歯当たり解析法（グリッド法）

従来の歯当たり解析法は，ピニオンとギヤの歯面が，専用加工機によるなめらかな創成歯面であることを前提として，接触点近傍における瞬時の接触楕円の考え方に基づいて歯当たりを推定している．しかし，本論文では，マシニングセンタを用いた加工法の利点である任意の歯面形状および自由度の高い歯面修整を行うことより，ピニオンの各回転角における歯当たりも歯面全域に対して厳密に計算し，評価する必要がある．

そこで、歯面全域の座標値を計算して直接ピニオンとギヤの接触点を求めることにより、ピニオンの各回転角における歯面全域にわたるかみ合い隙間を算出し、回転伝達誤差と歯当たりを解析する方法（グリッド法）を提案する。

本プログラムのフローチャートを図 2.20 にまとめた。まず、図 2.21 のようにピニオンの有効かみ合い歯面全域を (n,m) のグリッドに分割する。ピニオンとギヤともに歯幅中央でピッチライン上の点を基準点とする。次に、かみ合いにおける回転角の基準をピニオン回転角 0° に定め、その時にピニオンとギヤの基準点がピッチライン上で接触するようにそれぞれの歯面座標を回転させてピニオンとギヤの回転角の位相合わせを行う。そして、ピニオン歯面全域の座標 $\mathbf{P}_1(n,m)$ を以下の手順で計算する。図において、ピニオン歯面のあるグリッド点 $p(i,j)$ は、円すい頂点から h_p 、回転中心軸 y_h に対し半径 r_p の位置に存在する。この時の h_p と r_p は、式(2.38)で求められる。式(2.17)に h_p と r_p を代入し、式(2.16)の接触の条件式との非線形の三元連立方程式を解けば、ピニオンの回転角が 0° の時の点 $p(i,j)$ の歯面座標 $\mathbf{P}_1(i,j)$ を算出できる。その計算をピニオン歯面全域であるグリッド (n,m) において繰り返せば、ピニオンの回転角が 0° の時の歯面全域の座標 $\mathbf{P}_1(n,m)$ が算出できる。

$$\begin{aligned} r_p &= \sqrt{x_{p1}^2 + z_{p1}^2} \\ h_p &= y_{p1} \end{aligned} \quad (2.38)$$

ここで、ピニオン歯面のあるグリッド点 $p(i,j)$ に着目し、ピニオンの回転角が、 0° から ϕ_p 進んだ時のギヤ歯面とのかみ合い隙間を求める。図 2.22 は、ピニオンとギヤのかみ合いの座標系 $O_h-x_h y_h z_h$ を表している。ピニオンの回転角が 0° の歯面座標 $\mathbf{P}_1$ が、 ϕ_p 回転した点を $\mathbf{P}_2$ とすると

$$\mathbf{P}_2(i, j) = \mathbf{B}(\phi_p) \mathbf{P}_1(i, j) = (x_{p2}, y_{p2}, z_{p2}) \quad (2.39)$$

ギヤの回転軸 z_h に対して点 $\mathbf{P}_2$ は、高さ h_g 、半径 r_g の位置となる。ここで、 O_g は、高さ h_g 、半径 r_g のギヤの回転軌道の中心点である。 ϕ_p 回転したピニオン歯面上の点 $\mathbf{P}_2$ と接触するギヤ歯面上の点は、高さ h_g 、半径 r_g で決められるギヤの回転軌道上の点である。 h_g と r_g は、式(2.40)で求められる。

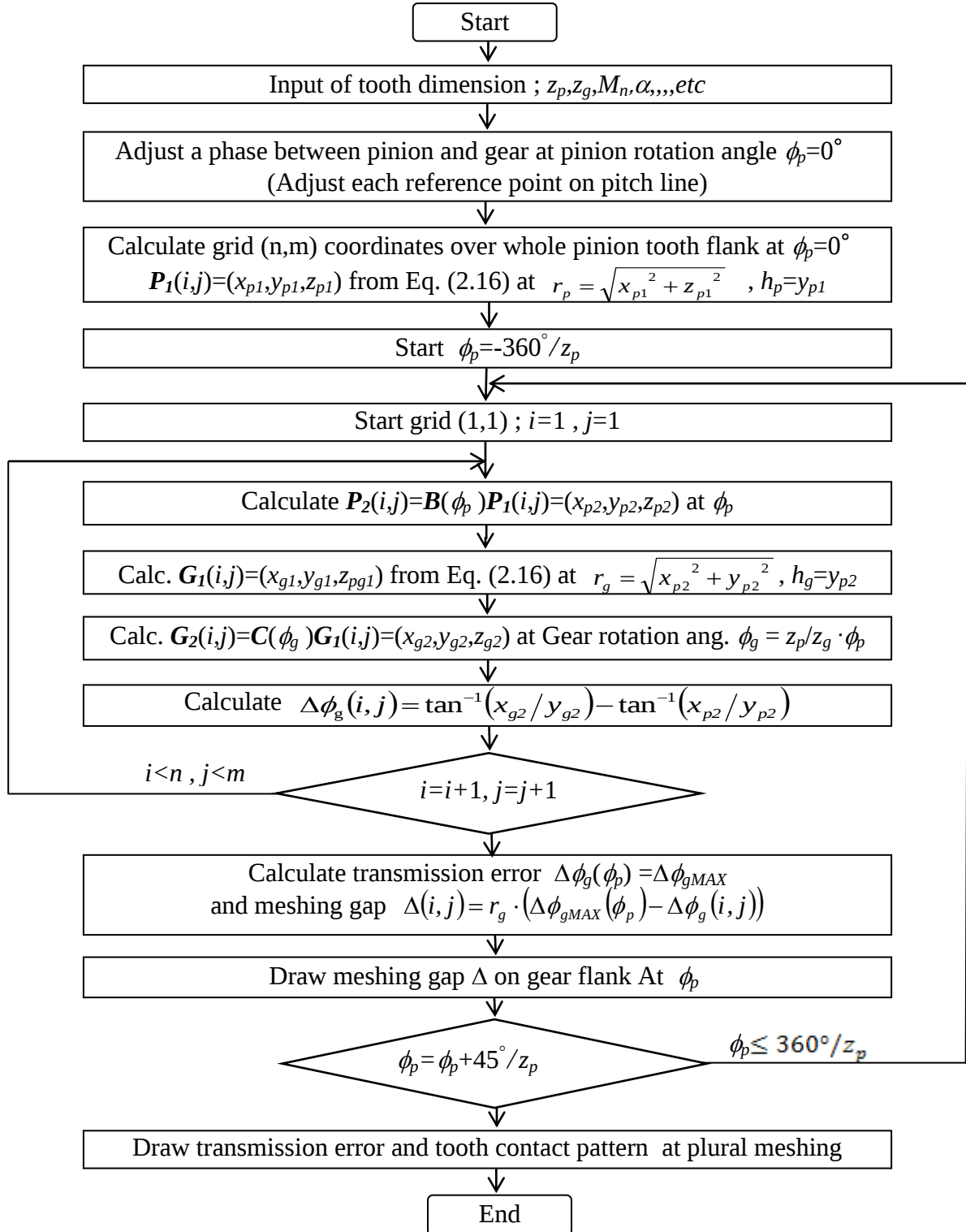


Fig. 2.20 Flowchart for TCA based on proposed grid method

$$\begin{aligned} r_g &= \sqrt{x_{p2}^2 + y_{p2}^2} \\ h_g &= z_{p2} \end{aligned} \quad (2.40)$$

同様に、式(2.17)に h_g と r_g を代入し、式(2.16)の接触の条件式との非線形の三元連立方程式を解けば、ギヤの回転角が 0° の時のギヤの回転軌道上の歯面座標 $\mathbf{G}_1(i,j)$ を算出できる。

ピニオンが ϕ_p 回転する時、ギヤは $z_p/z_g \cdot \phi_p$ 回転するので、点 $\mathbf{G}_1$ は点 $\mathbf{G}_2$ に移動する。

$$\mathbf{G}_2(i,j) = \mathbf{C}(\phi_g) \mathbf{G}_1(i,j) = (x_{g2}, y_{g2}, z_{g2}) \quad (2.41)$$

ここで、 $\phi_g = z_p/z_g \cdot \phi_p$ である。

ピニオンとギヤの関係が共役で、ギヤの遅れ進みがない場合、点 $\mathbf{P}_2$ と点 $\mathbf{G}_2$ は一致して回転伝達誤差 $\Delta\phi_g = 0''$ となる。実際には歯当たりと回転伝達誤差を制御するために、ピニオンとギヤに歯面修整を施していることより、点 $\mathbf{P}_2$ と点 $\mathbf{G}_2$ は一致せず回転伝達誤差 $\Delta\phi_g$ が生じ、点 $\mathbf{P}_2$ と点 $\mathbf{G}_2$ 間の距離がかみ合い隙間となる。

$\Delta\phi_g$ は以下の式で求められる。

$$\Delta\phi_g(i,j) = \tan^{-1}(x_{g2}/y_{g2}) - \tan^{-1}(x_{p2}/y_{p2}) \quad (2.42)$$

この作業をピニオン歯面全域であるグリッド (n,m) において繰り返せば、ピニオン回転角 ϕ_p におけるギヤ歯面全域の各点における回転伝達誤差が求められる。その時、グリッド内の $\Delta\phi_g$ の最大値 $\Delta\phi_{gMAX}$ がピニオン回転角 ϕ_p における回転伝達誤差となる。そして、歯面全域のかみ合い隙間 Δ は、以下の式となる。

$$\Delta(i,j) = r_g \cdot (\Delta\phi_{gMAX}(\phi_p) - \Delta\phi_g(i,j)) \quad (2.43)$$

次に、ピニオン回転角をかみ合い範囲内 (2 ピッチ; $-360^\circ/z_p$ から $360^\circ/z_p$ まで) で少し ($45^\circ/z_p$) ずつ変化させれば、 1 歯かみ合いの回転伝達誤差と各回転角におけるかみ合い隙間を得ることができる。

最後に、図 2.23 の左側に示す回転伝達誤差の複数かみ合いを考慮する。隣り合うかみ合いの交点間のピニオンの回転角がかみ合いを支配する範囲であることより、その間のかみ合い隙間を重ね合わせることにより、総合歯当たりを算出できる。

Figure 1 illustrates the kinematic model of a planetary gear set. The diagram shows a coordinate system with axes x_h , y_h , and z_h . The origin O_h is at the center of the gear set. A dashed ellipse represents the gear's rotation plane. A solid line represents the pinion's rotation plane. Key points include O_g (gear center), O_p (pinion center), P_1 (pinion contact point), P_2 (gear contact point), G_1 (gear contact point), and G_2 (gear contact point). Distances h_p and h_g are indicated. Angles ϕ_p and $\Delta\phi_g$ are shown. Radii r_p and r_g are also labeled.

47

2-4-2 歯当たり解析

本節では、開発した交差軸歯車の TCA の機能について述べる。具体的な例として、ピニオン歯数 16, ギヤ歯数 59, ギヤ PCD749.3 mm, モジュールが 8.7282 の大形スパイラルベベルギヤの TCA 結果を用いて説明する。

図 2.23 に TCA 結果を示す。図中の右側は、ピニオンの回転角 ϕ_p が -25.31° から 19.69° まで変化した時のピニオンとギヤの歯面間のかみ合い隙間を色別にギヤ歯面上に表示したものである。ピニオンの歯数 16 から 1 ピッチ $=360^\circ/16=22.5^\circ$ であることよりピニオンの回転角の評価範囲は、2 ピッチに相当する。

右下には、かみ合い率すなわち複数かみ合いを考慮して求めたギヤ歯面の総合歯当たりを示す。濃い赤は接触点を、明るい赤は $80\text{ }\mu\text{m}$ 以下の隙間領域をそれぞれ表している。通常歯当たりテスター上で歯当たりを採取する場合には光明丹を歯面に塗布して回転させて転写されたものを観察するが、その時の塗料の膜厚は、約 $80\text{ }\mu\text{m}$ 程度である。

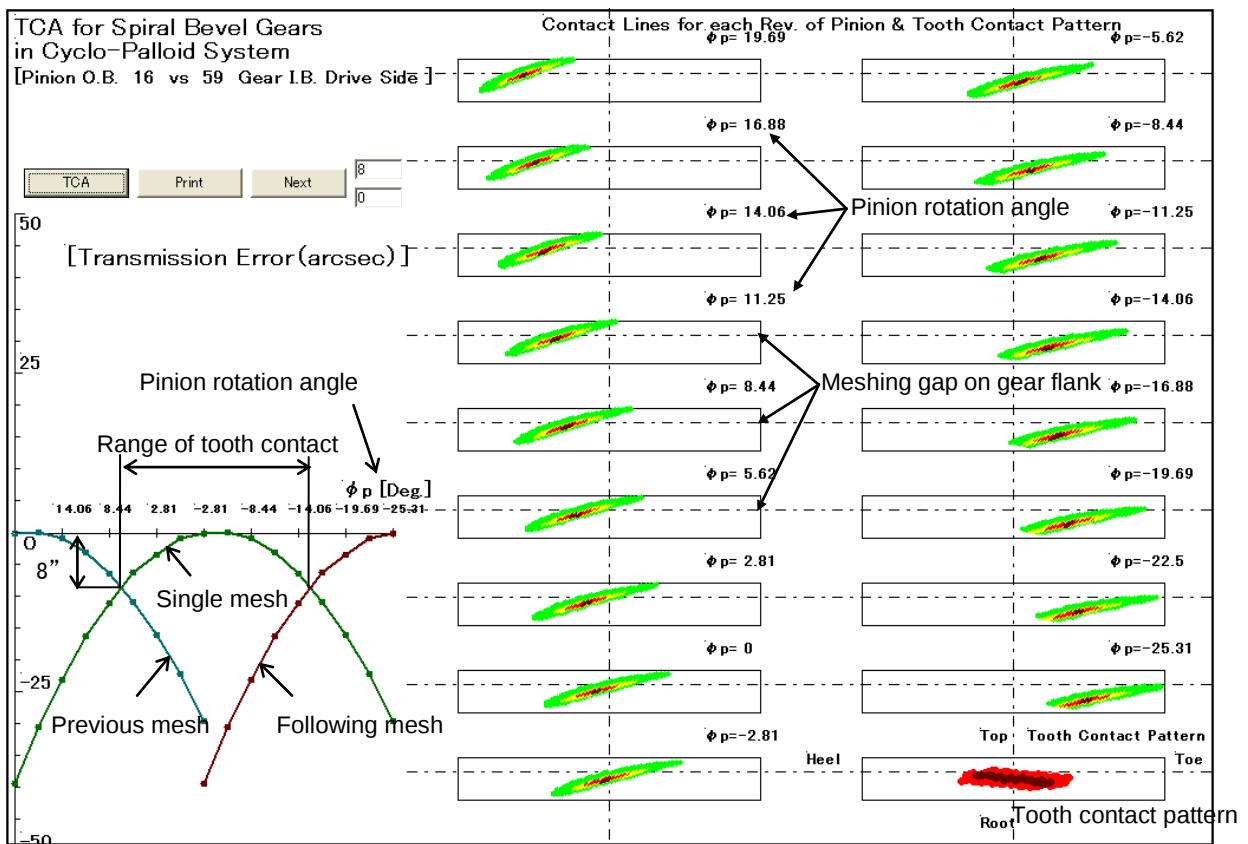


Fig. 2.23 Result of tooth contact analysis for drive side

図中の左側は、計算された回転伝達誤差を示す。緑線で表示された一歯かみ合いの回転伝達誤差の形状は、放物線状になっている。ピニオンの回転角が大きくなるにつれて徐々に増加していき、 $\phi_p=0^\circ$ で頂点に達した後に徐々に減少していく。赤線は一歯手前、青線は一歯後のかみ合いの回転伝達誤差を表している。このように隣り合うかみ合いの回転伝達誤差がお互いに交点を持っており、歯車の回転伝達誤差の大きさは、交点の高さで決められる。この歯車の回転伝達誤差 $\Delta\phi_g$ は、約 $8''$ となる。このように一歯かみ合いの回転伝達誤差の形状が放物線状になっていることは、なめらかなかみ合いを実現するためには非常に重要なことである。図中に示すように、隣り合う回転伝達誤差の交点から交点までが、総合歯当たりに関与するピニオンの回転角であり、その間のかみ合い隙間を重ね合わせて総合歯当たりの表示を行っている。

本 TCA の場合、ピニオンの歯丈を 50 分割と歯幅を 80 分割とし、(51,81)のグリッドにして歯当たり解析を行った。

各歯車に適した新たな自由度の高い歯面形状と歯面修整については、以降それぞれの章で詳しく述べる。

2-5 結 言

本章では、交差軸歯車であるスパイラル・ストレート・スキューベベルギヤとフェースギヤをマシニングセンタで加工するために必要不可欠な歯当たり解析(TCA)プログラムの開発を行った。その結果、以下に示す結論が得られた。

- (1) ベベルギヤに関しては、仮想冠歯車の創成原理を用いて幾何学的に歯面形状とその単位面法線ベクトルを算出する方法を示した。フェースギヤに関しては、かみ合うピニオンを工具として創成歯切りされたフェースギヤの歯面形状を算出する方法を明らかにした。
- (2) 歯当たり解析(TCA)の基本的な考え方として、ピニオンの歯面全域の座標値を厳密に計算し、ピニオンの各回転角に対するギヤ歯面とのかみ合い隙間を算出することにより回転伝達誤差と歯当たりを解析するグリッド法を提案した。この手法は、マシニングセンタによる加工の特徴である自由度の高い歯面修整に対応できる歯当たり解析方法である。

- (3) 交差軸歯車の無負荷時の歯当たり解析(TCA)プログラムを開発した。それにより、加工前に目標の歯当たりと回転伝達誤差の歯車対の歯面設計ができるようになり、マシニングセンタを用いた歯車の歯切り加工に有用な情報を与えることができる。

参考文献

- [1] Design of a Bevel Gear Drive According to Klingelnberg Cyclo-Paloid System, KN3028 Issue No.3 (1994), pp. 19-21.
- [2] Kawasaki K. and Tsuji I., Analytical and Experimental Tooth Contact Pattern of Large-Sized Spiral Bevel Gears in Cyclo-Paloid System, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol.132, (2010), pp. 041004-1-8
- [3] Kawasaki K., Tamura H. and Iwamoto Y., Klingelnberg Spiral Bevel Gears with small Spiral Angles, Proc 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, (1999), pp. 697-703
- [4] Kawasaki K. and Tamura H., Duplex Spread Blade Method for Cutting Hypoid Design, Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 120, No. 3, (1998), pp. 441-447
- [5] 酒井高男, ハイポイド歯車の歯形に関する研究, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 21, No. 102 (1955), pp. 164-170
- [6] Litvin F. L. and Fuentes A., Gear Geometry and Applied Theory. 2nd Ed., Cambridge University Press, UK (2004), pp. 98-101
- [7] 両角宗晴, ヘリカルインボリュートフェースギヤの研究, 信州大学工学部紀要 33, (1972), pp. 163-185
- [8] 郡原宏, フェースギヤの幾何学的設計, 日本機械学会論文集(C 編), 73 巻 726 号 (2007-2), pp. 227-231
- [9] Welbourn D. B., Fundamental Knowledge of Gear Noise – A Survey, Proc. Noise and Vibration of Engines and Transmissions, I. Mech. E., Cranfield, (1979), pp. 9-14
- [10] Litvin F. L. and Fuentes A., Gear Geometry and Applied Theory. 2nd Ed., Cambridge University Press, UK (2004), pp. 234-240
- [11] The Gleason Works Publication, Tooth Contact Analysis Formulas and Calculation Procedures, SD3115, (1964)

- [12] Q. Fan and L. Wilcox, New Developments in Tooth Contact Analysis (TCA) and Loaded TCA for Spiral Bevel and Hypoid Gear Drives, American Gear Manufacturers Association, 05FTM08, (2005)
- [13] Litvin F. L. and Fuentes A., Gear Geometry and Applied Theory. 2nd Ed., Cambridge University Press, UK (2004), pp. 627-665

第3章 大形スパイラルベベルギヤの歯面設計とマシニングセンタによる加工

3-1 緒言

近年、世界的なエネルギー需要の高まりにより、火力発電プラントに用いられる微粉炭ミルに代表されるように、大形スパイラルベベルギヤの需要も増加しており、今後益々の需要拡大が見込まれている。このような大形のスパイラルベベルギヤは、現状では専用の加工機を用いて生産されている。この加工機は海外の企業が独占して製造しており、非常に高価なため、国内の歯車製造企業での導入にはリスクが高く困難な状況にある。

大形スパイラルベベルギヤの旺盛な需要の拡大に伴い、ISO 規格、歯車強度計算ソフトウェアに代表される強度計算法の整備・発展により、スパイラルベベルギヤの負荷能力に対する要求もより高強度化してきている。こうした状況の中、実機上で、スカuffingによる重大な歯面損傷事故が急増してきており、装置全体の信頼性の低下が課題となっている。

スパイラルベベルギヤの設計法および加工法は従前の通りのまま使用されているが、大形スパイラルベベルギヤの歯面損傷事故が急増したのは、装置設計の高強度化要求に対応していないことが大きな原因である。スパイラルベベルギヤのかみ合いは、すべり接触をとまなう。そこに高負荷運転による予想以上の歯のたわみが加わることで、スカuffing[1]のリスクが増加しているものと考えられる。

本章では、このような状況を鑑み、マシニングセンタによる大形スパイラルベベルギヤの歯面設計・加工法について報告する。第1章でも述べたように、本加工法の最大の利点は、これまで専用加工機で不可能であった三次元的な歯面修整が自由に行えることである。設計法では、この最大の利点を活かし、歯面強度が向上する新しい歯面修整法を提案する。加工法では、スパイラルベベルギヤの歯面の座標値から専用CAMシステム（附録1参照）によりNCデータを生成し、マシニングセンタによる歯切り加工を行う。そして、加工したピニオンとギヤのピッチ精度および歯面形状を三次元歯車測定機で測定するとともに、それらをかみ合わせ、歯当たりを調べる。また、加工した歯車を負荷運転装置にて100%トルクで負荷運転試験を行い、本設計法と加工法の有効性を立証する。

3-2 スパイラルベベルギヤの高強度歯面の設計

本研究で加工するスパイラルベベルギヤは，第 1 章の図 1.1 に示したような船底に複数か所設置されて操舵・推進を行うアジマススラスタに用いられる最も過酷な状況で使用されるものであり，内には，稼働中にスカuffingによる歯面損傷が発生する場合もある．そこで本論文では，耐スカuffing強度が向上する設計法を提案する．

歯面のスカuffing損傷は，歯面上で面圧とすべり速度が高い，すなわち PV 値が高い部分で急激にフラッシュ温度が上昇して油膜が切れて金属接触をすることにより発生するといわれている[2, 3]．スカuffingは，通常どの歯車もピッチライン[4]上よりもすべり速度が高く，負荷による歯のたわみによりトロコイド干渉が生じる歯先と歯元に発生する．図 3.1 にスパイラルベベルギヤのピニオン歯先のスカuffing損傷の写真を示す．この写真からもわかるように，ピニオンのピッチラインより上の部分（アデンダム）が，ギヤの歯元（デデンダム）と金属接触を起こして歯面がスジ状に損傷を受けている．このまま放置して運転すると，ギヤ歯元部よりき裂が発生して最終的には歯部損傷に至り，大事故につながっていく．



Fig. 3.1 Scuffing damage at addendum of pinion tooth surface

供試体の歯車諸元を表 3.1 に示す．ピニオン歯数 16, ギヤ歯数 59 でギヤ PCD が 749.3mm で歯車としては大形の部類である．

Table 3.1 Tooth dimension of spiral bevel gear

Num. of pinion teeth	z_p	16	Spiral angle and hand	β_m	35deg. R.H.
Num. of gear teeth	z_g	59	Pressure angle	α_0	20deg.
Normal module	m_n	8.7282	Add. mod. factor	x_1	0.33
Shaft angle	Σ	90deg.	Tooth thick. mod. factor	x_s	0.018
Pinion PCD	d_{p0}	203.2mm	Cutter radius	r_c	210mm
Gear PCD	d_{g0}	749.3mm	Cutter E_{xb}	E_{xb}	1.89mm
Face width	B	125mm	Cutter ρ	ρ	1200mm

3-2-1 耐スカuffing強度の評価

第 2 章にて述べた TCA の理論に基づいて，ピニオンのピッチラインに平行な線がギヤ歯面上でどのようにスライドするか解析するプログラムを作成した．加工するスパイラルベベルギヤの歯車諸元をインプットしてすべり速度の高い部分の分布を調べた結果を図 3.2 に示す．

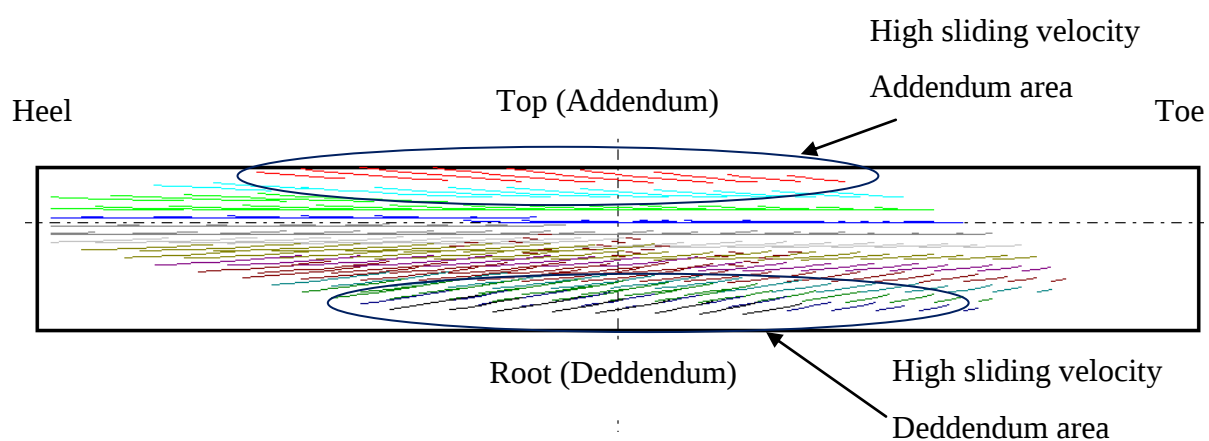


Fig. 3.2 Risk of scuffing on gear tooth surface

スパイラルベベルギヤでは，ピッチライン上ではすべりが発生しないことが知られている．本解析においてもピッチライン上ではピニオンとギヤの接触線が重なりあっ

ておりすべりが発生していないことがわかる．一方，歯先（アデンダム）と歯元（デデンダム）領域においては，ピニオンの接触線が斜めになっており，かみ合いの進行に伴い横にスライドしてすべりが発生している．

このことより，本歯車では，歯先と歯元領域にすべりが発生してスカuffingのリスクが高くなっている．これは，実際の本ギヤのスカuffing損傷事故の発生領域と同じである．スカuffingのリスクを低減するには，ピニオンとギヤの歯先修整を行う必要があるが，専用加工機では自由度がなく対応できない．

3-2-2 新しい歯面修整法の提案

本研究では，マシニングセンタを用いてスパイラルベベルギヤの加工を行うことより，専用加工機と異なり，機械・工具による制約が何もないので，任意の歯面修整を自由に行うことができる．

そこで本章では，スパイラルベベルギヤの修整法として図 3.3 に示すような円弧形の歯先歯形修整を提案する．

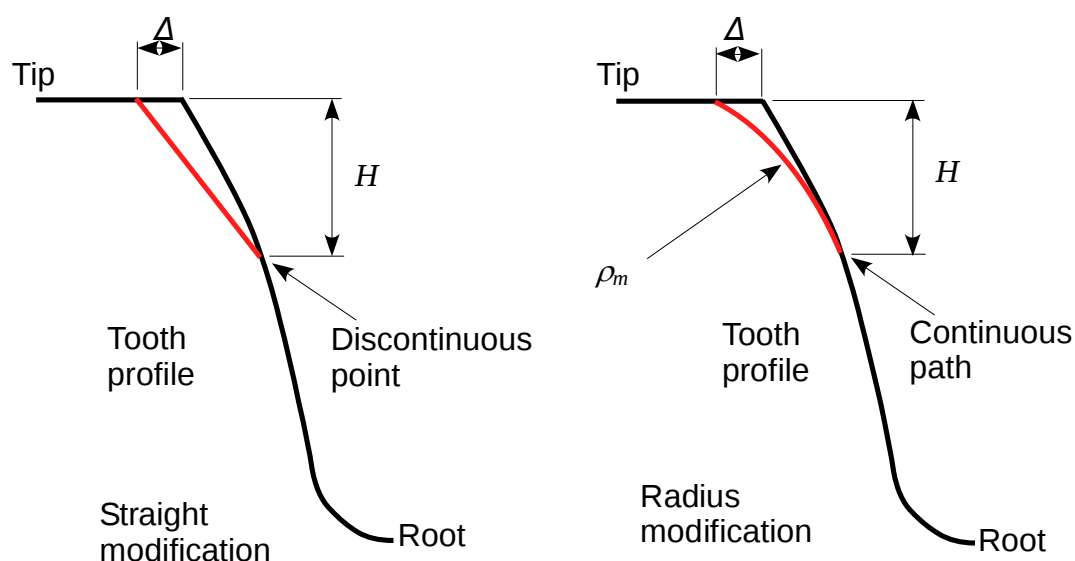


Fig. 3.3 Proposal of radius tooth tip modification

図中の左側は，良く平行軸歯車に用いられる歯先を直線で逃がす修整法であるが，この方法では，図に示す通り修整の起点に不連続点が発生してしまい，かみ合い中に接触応力が集中して新たなリスクが存在する．

一方，右側に示すように，歯先を円弧形状で修整し，その起点も幾何学的に連続性を保つようにすれば，前述のリスクもなくなる．

歯先円弧修整の曲率半径 ρ_m は，以下の式で求められる．

$$\rho_m = \frac{H^2 + \Delta^2}{2\Delta} \quad (3.1)$$

歯先円弧修整の与え方として，創成された歯車に直接修整するのではなく，創成の基になる式(2.7)で定義される工具形状を修整した方が見通しがよくなる．歯丈方向の工具高さ z_c が歯先円弧修整の範囲内では，工具形状は以下の式になる．

$$\mathbf{X}_c(\theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ y_{ci} + r_c \cos \theta \\ z_{ci} - r_c \sin \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho_m - \sqrt{\rho_m^2 - (z_{ci} - H)^2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

本歯車に対して，ピニオンの歯先修整として，修整高さ $H=5$ mm，修整量 $\Delta=0.2$ mm とし，ギヤの歯先修整として，修整高さ $H=4$ mm，修整量 $\Delta=0.2$ mm とした．

この修整量を与えた場合のスcaffingリスクの評価を図 3.4 に示す．修整前後を比較すると歯先と歯底領域に極端な横すべりが減少したことより，スcaffingのリスクも低減したといえよう[5, 6]．

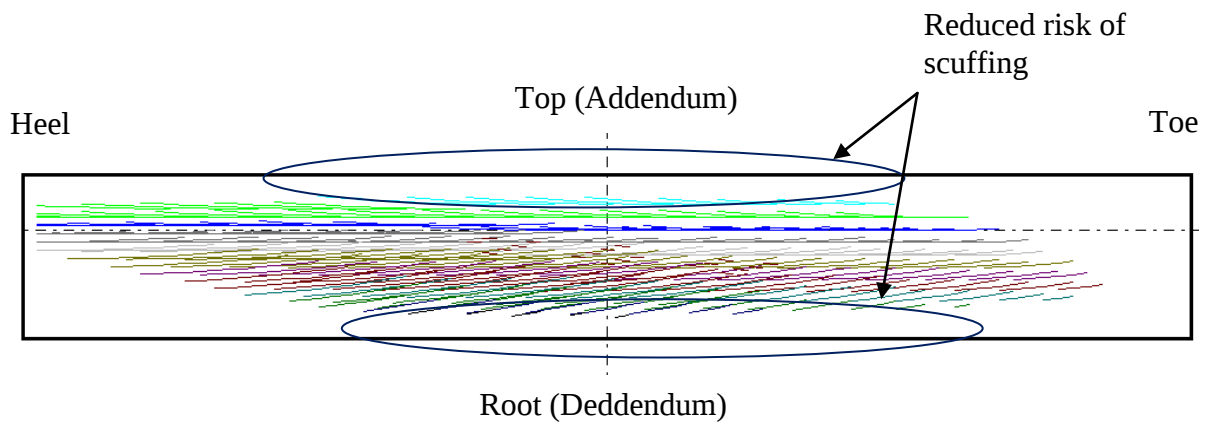


Fig. 3.4 Reduction in Scuffing on gear tooth surface

3-2-3 歯当たり解析と歯面形状の設計

図 3.5 に本アプリケーションの歯当たり要求基準を示す. 本要求のように厳密に無負荷時の歯当たりについて, 長さ, 幅, 位置が規定されている. 歯幅方向の長さ l は, 歯幅 L の $45\% \pm 5\%$, 歯形方向の幅 h は, 有効歯たけ H の $35\% \pm 5\%$ の目標が定められている.

この歯当たり要求を実現するために TCA プログラムを用いて歯当たり調整を行った結果, ピニオンのスパイラルアングルを作用面(Drive side)で 0.02 deg. , 反作用面(Coast side)で -0.02 deg. 修整した. その他の修整項目を表 3.2 にまとめた.

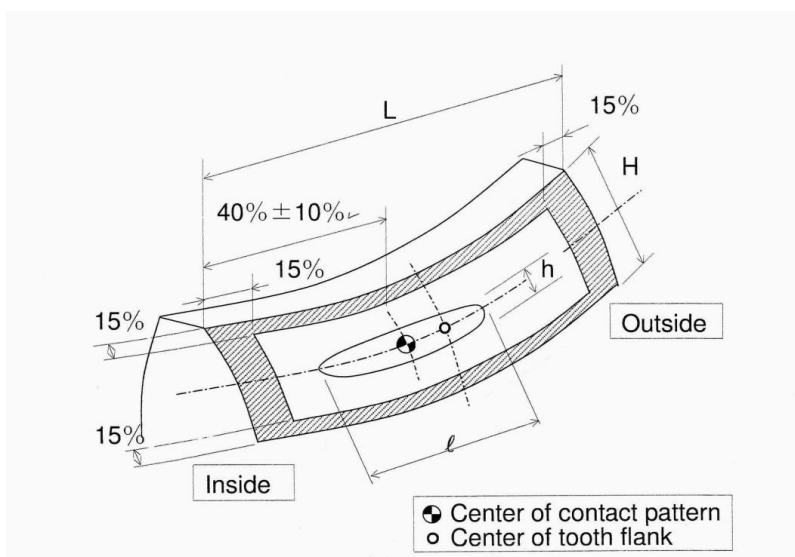
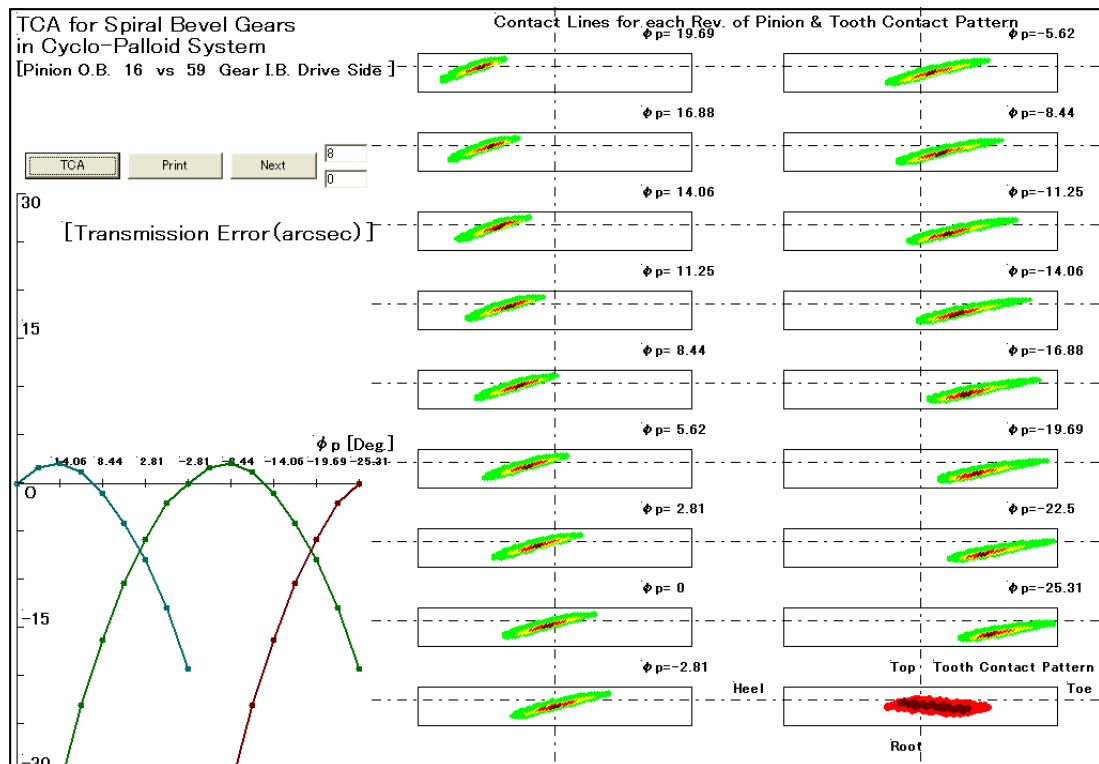


Fig. 3.5 Requirement of tooth contact pattern

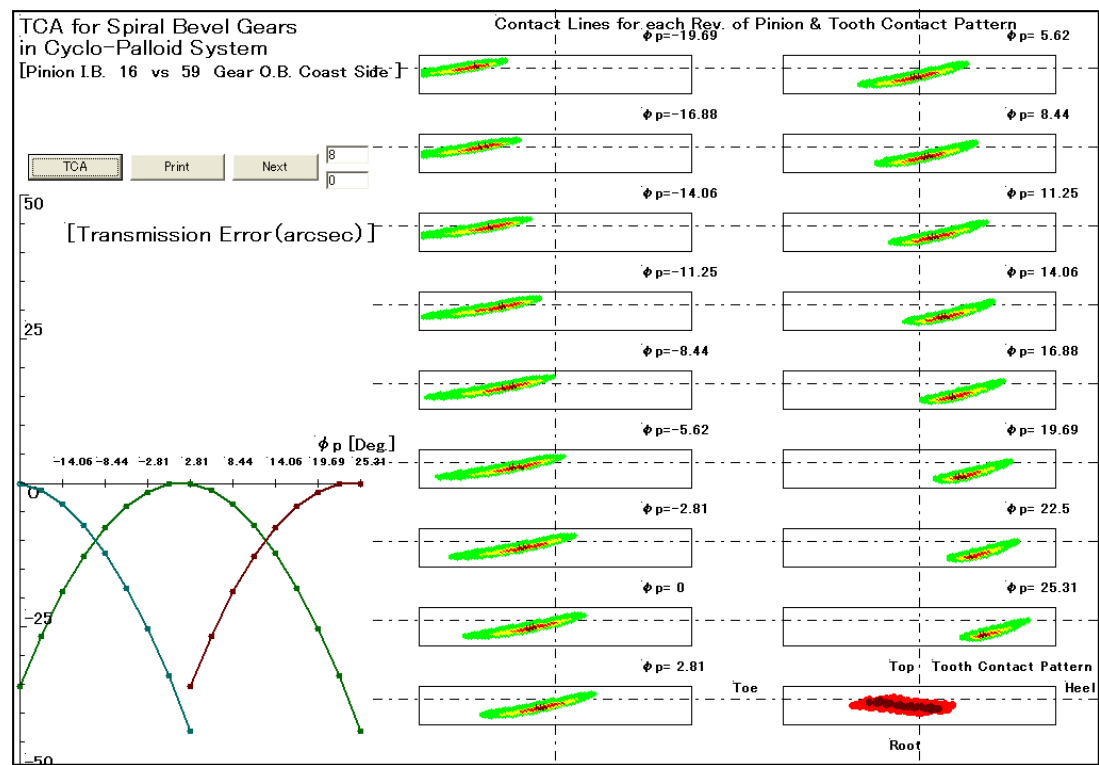
Table 3.2 Tooth modification factor

Cutter E_{xb}	1.89mm	Pinion add. Mod. Hight H	5mm
Cutter ρ	1200mm	Amount Δ	0.2mm
Pinion drive spiral angle	0.02deg.	Gear add. Mod. Hight H	4mm
Pinion coast spiral angle	-0.02deg.	Amount Δ	0.2mm

図 3.6 に, 表 3.2 に示す修整項目をインプットした TCA 結果を示す. (a)作用面, (b)反作用面ともに歯当たりの長さ, 幅, 位置が図 3.5 の歯当たり要求基準を満たしていることがわかる. また回転伝達誤差も一歯かみ合いにおいては放物線状をしており, 隣り合うかみ合いと交点を持っていてその数値も $\Delta\phi_g = 10''$ 程度で非常に良いかみ合い状態といえよう.

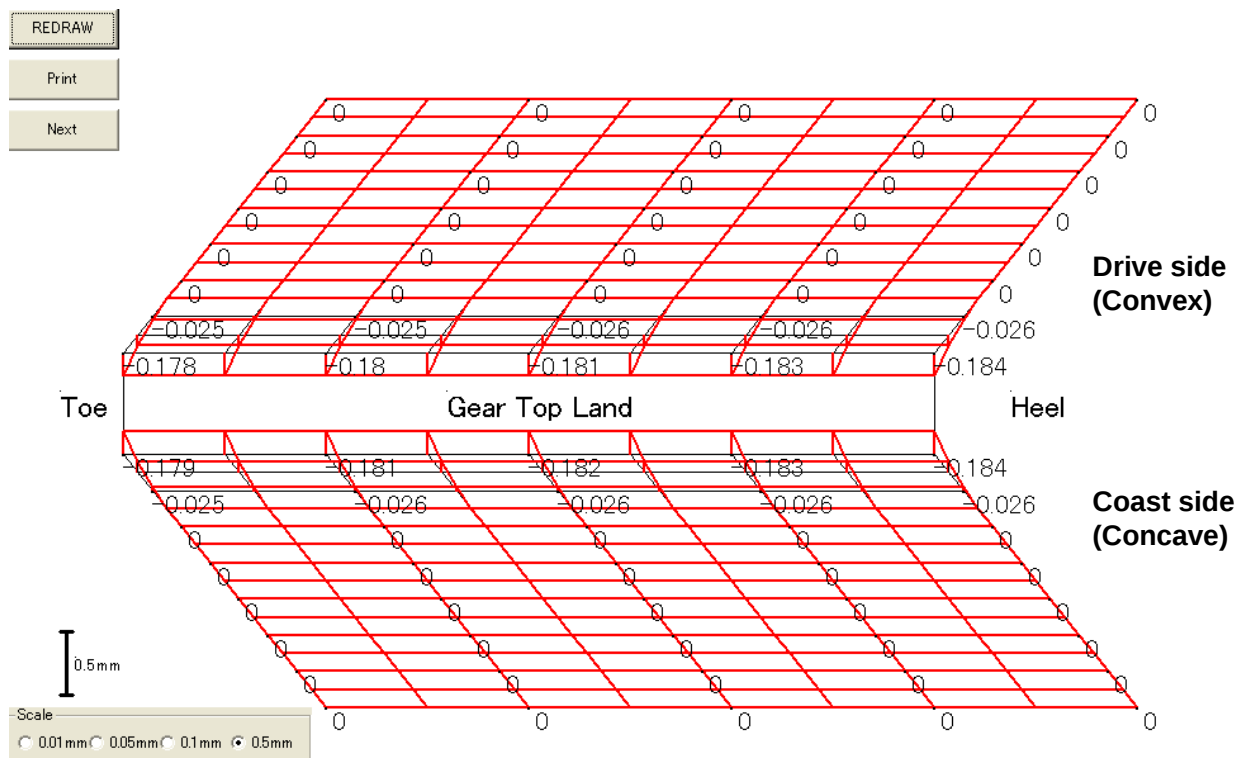


(a) Result of TCA for drive side

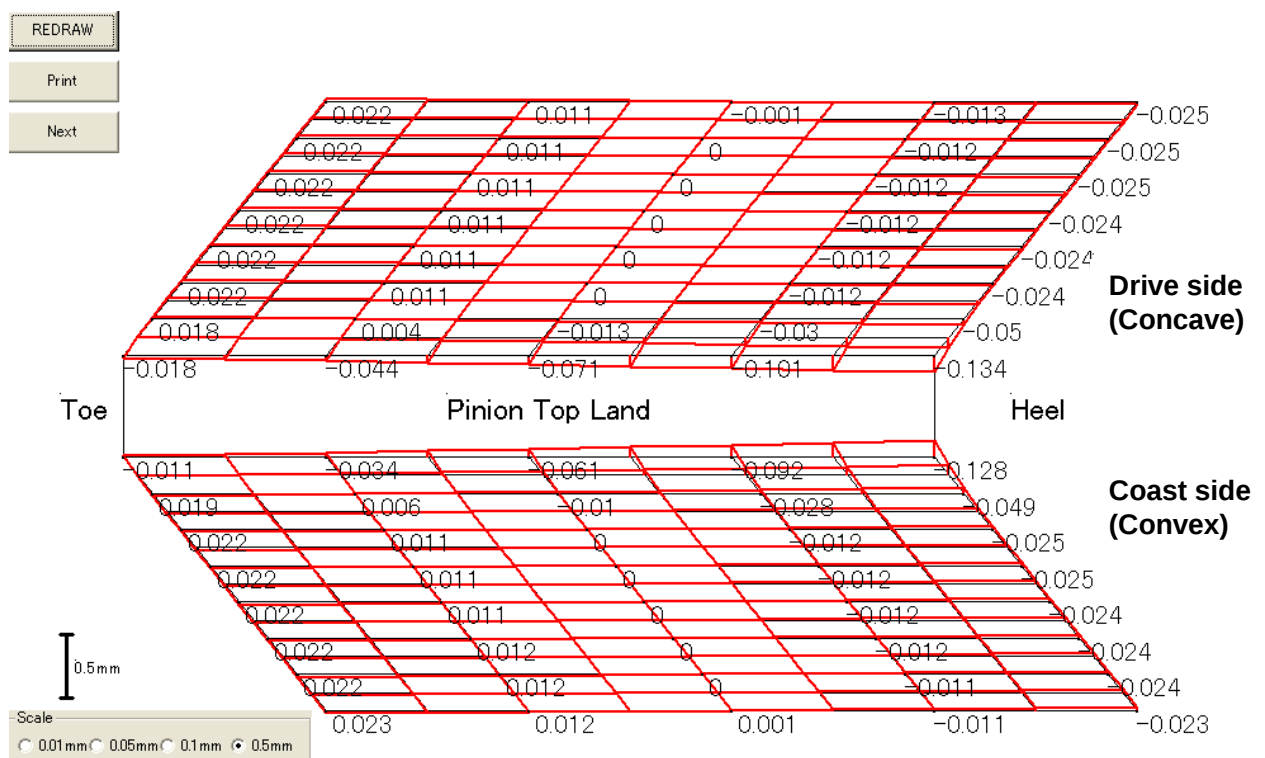


(b) Result of TCA for coast side

Fig. 3.6 Result of TCA with tooth surface modification



(a) Gear member



(b) Pinion member

Fig. 3.7 Comparison of tooth flank forms with to without modification

図 3.7 は，ピニオンとギヤに歯先円弧修整を与えた場合の歯面形状の変化を計算した結果である．この図は，歯山を表しており，左側が小端(Toe)で右側が大端(Heel)であり中央が歯山(Top)となっている．黒い細い線のグリッドが，無修整の歯面座標を表し，赤い太い線が修整歯面の座標を表している．ピニオン，ギヤともに，歯先修整量は， -0.2 mm であるのに対して，計算結果は，ギヤ歯先中央で -0.181 mm ， -0.182 mm となり，ピニオン歯先中央で -0.071 mm ， -0.061 mm となった．先にも述べたように，歯面修整の方法が，創成された歯車に直接修整するのではなく，工具形状を修整したことに起因する．歯面形状は，工具を創成運動させることにより決められるものであり，工具形状がそのまま歯面に転写されるものではない．ピニオンは，スパイラルアングルの修整も行っているため，両歯面ともに小端側がプラスになっている．

このように本研究で開発した TCA プログラムを活用すれば，実際に加工する前に歯当たり，回転伝達誤差の詳細な設計と各種歯面修整法の評価を行うことができる．

3-3 マシニングセンタによるスパイラルベベルギヤの加工

3-2 節で TCA より得られた歯面形状の三次元座標と各点における単位面法線ベクトルに基づいて NC データを生成し，マシニングセンタを用いてピニオンとギヤの仕上げ歯切り加工を実施する．加工終了後，ピニオンとギヤのピッチ精度と歯面形状を三次元歯車測定機で測定するとともに，歯当たりテスターで歯当たりを観察することにより，その定量的な評価を行う．

3-3-1 歯切り加工用 NC データの生成

スパイラルベベルギヤの歯面の座標値を算出した後，位相を 1 ピッチずらせば，隣の歯面の座標値を得ることができる．また，このプロセスを繰り返せば，全周全歯面の座標値を得ることができる．

歯車のブランク存在領域は歯先円すい，歯底円すい，外端，内端から成っており，これらが与えられるとスパイラルベベルギヤがモデル化できる．なお，歯面データの計算間隔は，大形スパイラルベベルギヤであることを鑑み，歯タケ方向 0.4 mm ，歯スジ方向 1.6 mm で算出した．

図 3.8, 3.9 は、2-2-2 節で示した歯面 X_g, X_g', X_p, X_p' に基づいて、スパイラルベベルギヤのギヤ、ピニオンそれぞれの歯面の座標値を算出し、三次元 CAD によりモデル化したものである。この CAD モデルに基づいて、工具干渉チェックを行い、使用する工具を選定し、切削条件等を指定した後、 N_g, N_g', N_p, N_p' を用いることにより、加工パスを自動計算する。これにより、CAM プロセスが実現できる。なお本研究では、専用の CAM プログラム（附録 1 参照）を開発し、それを使用している。

歯面の座標値が算出されると、(1) 点列のスムージング、(2) 工具半径オフセットの設定、(3) NURBS 曲面[7]の生成、をすることによりスムーズな歯面を生成する。また、(4) 歯底形状の計算、(5) ツールパス 断面曲線の計算と直線近似を行うとともに、干渉を回避するため、(6) アプローチエスケープを付加し、(7) 工具姿勢計算、(8) 座標変換の順に操作を行えば、加工用と表示用の NC データと確認用 IGES (Initial Graphics Exchange Specification の略で、異なる CAD システム間で汎用的にデータを扱うことができるファイル形式のこと) データを得ることができる。

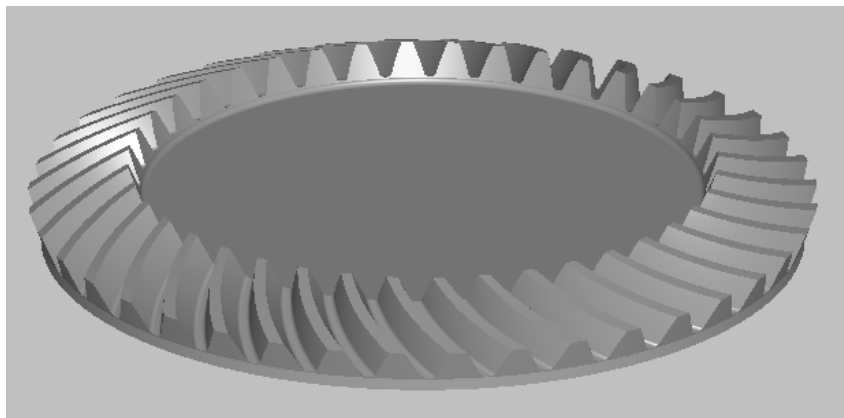


Fig. 3.8 Tooth profile of gear modeled using 3D-CAD system

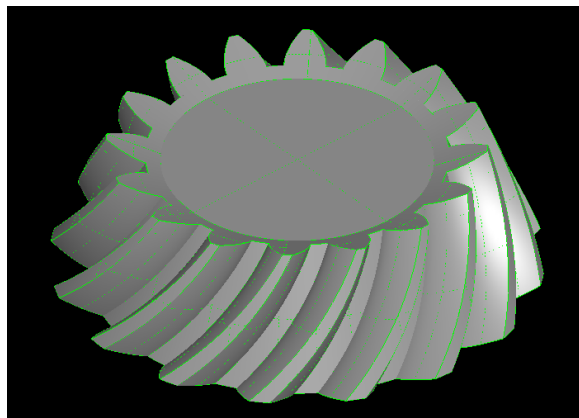


Fig. 3.9 Tooth profile of pinion modeled using 3D-CAD system

3-3-2 ギヤの歯切り加工

ギヤの加工には、当初は3軸制御の加工機を用いて、ボールエンドミルを工具として加工を行ったが、エンドミル1点のみでの加工となるため、モジュールが8以上の大形スパイラルベベルギヤでは加工能率が悪いこと、また、加工精度も目標値に達成することが困難であることが明らかになった。そこで、図 3.10 に示す5軸制御マシニングセンタ（ドイツ DMG 社製 DMU210P, テーブル直径 1700 mm, 最大加工径約 2000 mm）を用いることにした。5軸制御工作機械を用いると、直線3軸の加工に工具スピンドルの傾斜とワークテーブルの回転の2軸が付加されるので、取り付け面以外の複数の面加工が可能になるとともに、5軸制御によって最適な方向からの工具のアプローチが可能になり、より径の太い工具が使用できるなど加工時間の短縮や加工面の表面粗さを向上させることが期待される。

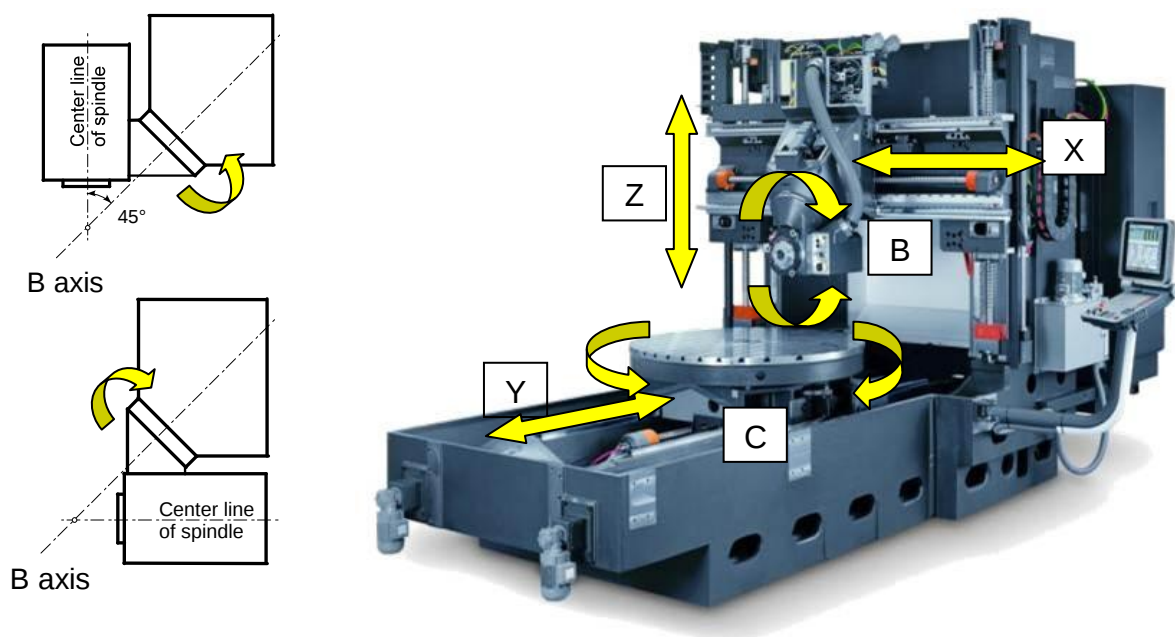


Fig. 3.10 Multi-axis controlled machine (DMG DMU210P)

Table 3.3 Conditions of gear cutting

Processes	Diameter of end-mill (mm)	Rotary speed of main spindle (min^{-1})	Feed (mm/min.)	Axial depth of cut (mm)	Step of swarf cut (mm)	Time/one side (min.)
Semi-Finishing	6.0	5600	1200	0.2	1.8	84
Finishing	6.0	5600	1000	0.06	0.4	480

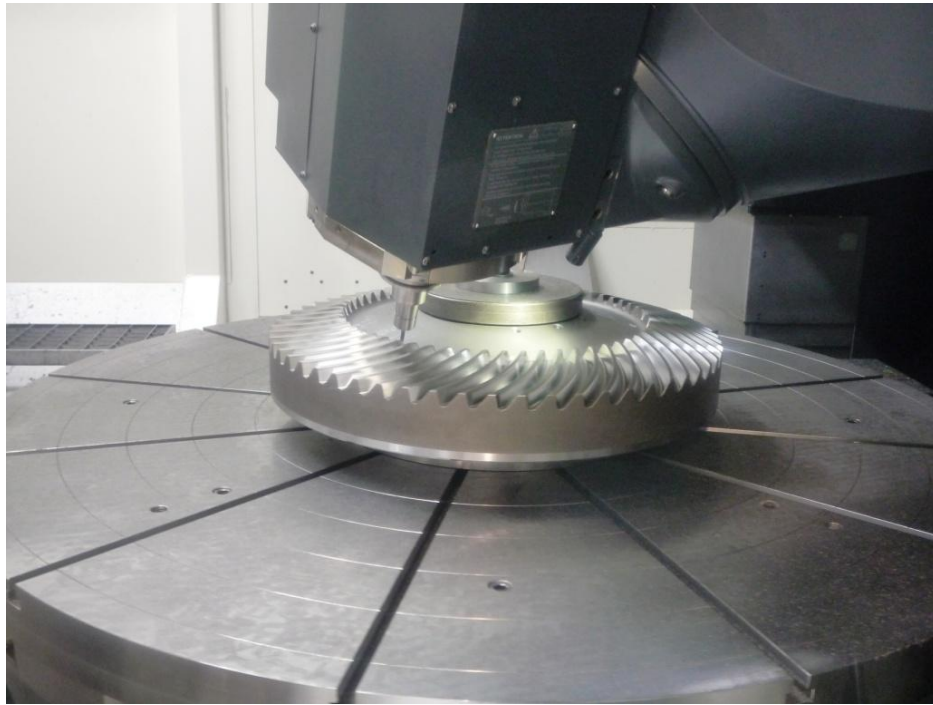


Fig. 3.11 Gear cutting on multi-axis controlled machine

工具は、歯面部の加工においては、直径 6 mm, 6 枚刃の超硬ラジアスエンドミル(日立ツールエンドミル CEPR6060-05-TH)を用い、歯底部の加工においては、直径 5 mm, 2 枚刃のボールエンドミルを用いた。歯車材料には 18CrNiMo06 を用いた。スワーフ加工パスの間隔は大形スパイラルベベルギヤであることを鑑み、0.4 mm とした。まず、この材料を粗加工し、その後、浸炭焼入れを行い、歯面硬化後の歯車について取り代を 0.2 mm とし中仕上げを行った。さらに、取り代を 0.06 mm とし歯面の最終仕上げを行った。中・最終仕上げは、エンドミルの側面によるスワーフ加工で行った。スワーフ加工では、多軸制御の利点を活用することにより、高精度加工を実現できるとともに、加工能率が大幅に向上することが期待される。表 3.3 にギヤの中仕上げ、仕上げの加工条件を示す。図 3.11 に 5 軸制御マシニングセンタによるスワーフ加工の状態を示す。加工時間は粗加工で約 6 時間、中仕上げと最終仕上げ加工併せて約 18 時間であり、合計約 24 時間であった。最終仕上げ加工においては、HRC60 以上に硬化した歯面を工具交換なしで 1 本のエンドミルで片歯面全歯を仕上げなければならない。加工中に工具交換を行うと、エンドミルの切れ味が急激に変化してしまい、ピッチ誤差の原因になる。

図 3.12 に使用したエンドミルの寿命と加工精度の関係を調査した結果を示す。供試体の両歯面の仕上げ歯切りの実加工時間は、約 10 時間であり、後述するギヤの隣接

ピッチ誤差は、 $12\text{ }\mu\text{m}$ [JIS0 級；隣接ピッチ誤差公差 $12\text{ }\mu\text{m}$] となり要求精度(JIS2)を満足していた。その時の切れ刃の摩耗幅は、 $48\text{ }\mu\text{m}$ 程度であった。エンドミルの外周逃げ角は、 11° であることより、摩耗幅によるエンドミル半径の減少量 Δr は、 $48\mu\text{m} \cdot \tan 11^\circ = 9\text{ }\mu\text{m}$ となり、この Δr が、歯面の切り始めと切り終わりの段差を創りだし、ギヤの隣接ピッチ誤差 $12\text{ }\mu\text{m}$ の主要因となっている。この程度の摩耗は加工精度にさほど影響を及ぼさないことがわかる。2 ヶ目の供試体も同じエンドミルで加工したところ、切れ刃の摩耗幅は全体一様に約 $119\text{ }\mu\text{m}$ 、 Δr は $23\text{ }\mu\text{m}$ となり、ギヤの隣接ピッチ誤差は、 $38\text{ }\mu\text{m}$ [JIS3 級；隣接ピッチ誤差公差 $58\text{ }\mu\text{m}$] まで悪化してしまった。 Δr の数値以上に隣接ピッチ誤差が悪化した原因は、写真からもわかるように切れ刃の破損により切削抵抗が増加したものと考えられる。2 ヶ目の供試体は、エンドミルを新品に交換して再加工を行った。マシニングセンタによる加工においては、工具寿命を把握して管理することがとても重要なことである。ラジラスエンドミルの側面によるスワーフ加工は、エンドミルの寿命を考えると最も適した加工法といえよう。

実際の加工においては、各工具の欠損もなく、問題なく加工が終了した。

表面粗さも歯形方向は、 $Ra=0.25\text{ }\mu\text{m}$ 程度、歯すじ方向は、 $Ra=0.45\text{ }\mu\text{m}$ 程度であり歯面の要求表面粗さ $Ra=0.8\text{ }\mu\text{m}$ 以下を満たしていることを確認した。

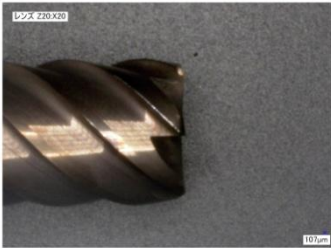
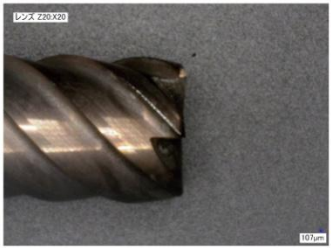
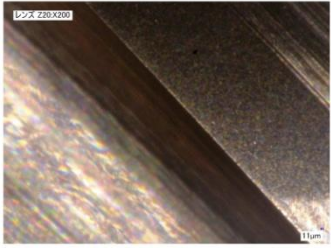
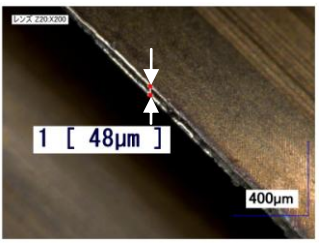
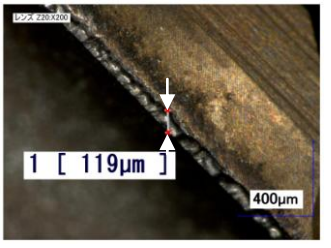
Cutting time	0 Hr	10 Hr	20 Hr
x20			
x200			
Δr	—————	$48\mu\text{m} \cdot \tan 11^\circ = 9\text{ }\mu\text{m}$	$119\mu\text{m} \cdot \tan 11^\circ = 23\text{ }\mu\text{m}$
Gear Accuracy	—————	JIS 0 class[$12\text{ }\mu\text{m}$]	JIS 3 Class[$38\text{ }\mu\text{m}$]

Fig 3.12 Relationship between life time of end-mill and gear accuracy

3-3-3 ピニオンの歯切り加工

ピニオンの加工には、図 3.13 に示す 5 軸制御旋盤形マシニングセンタ（森精機社製 NT5400, 最大加工長 1950 mm）を用いたが、同時 5 軸制御では NC コントローラと機械のキャリブレーションが取れないことより 5 軸制御加工ができなかったため、ボールエンドミルによる 4 軸先端点制御加工（ボールエンドミルの 1 点で加工）にてすじ堀り加工を行った。材料はギヤの場合と同様である。工具は、歯面部の加工においては、R3 mm, 3 枚刃のボールエンドミル（日立ツールエンドミル EMB3060-TH）を用いた。浸炭焼入れ硬化後の歯車の仕上げ加工においては、ギヤ同様、取り代 0.2 mm で中仕上げを、取り代 0.08 mm で加工を行った。表 3.4 にピニオンの中仕上げ、仕上げの加工条件を示す。ボールエンドミルの先端点制御加工において最も懸念されるのは、1 点で HRC60 以上に硬化した全歯を加工するために、エンドミルの切れ味の低下や欠損によりピッチ誤差が大きくなる恐れがあることである。ピニオンの歯数 16, ギヤの歯数 59 であり、ギヤよりも条件が良いが、加工後歯車精度測定を行い、要求精度を満たしていることを確認する必要がある。

Table 3.4 Conditions of pinion cutting

Processes	Ball end-mill (mm)	Rotary speed of main spindle (min^{-1})	Feed (mm/min.)	Axial depth of cut (mm)	Step of swarf cut (mm)	Time/one side (min.)
Semi-Finishing	R3	6000	800	0.2	1.8	40
Finishing	R3	6200	800	0.08	0.22	300

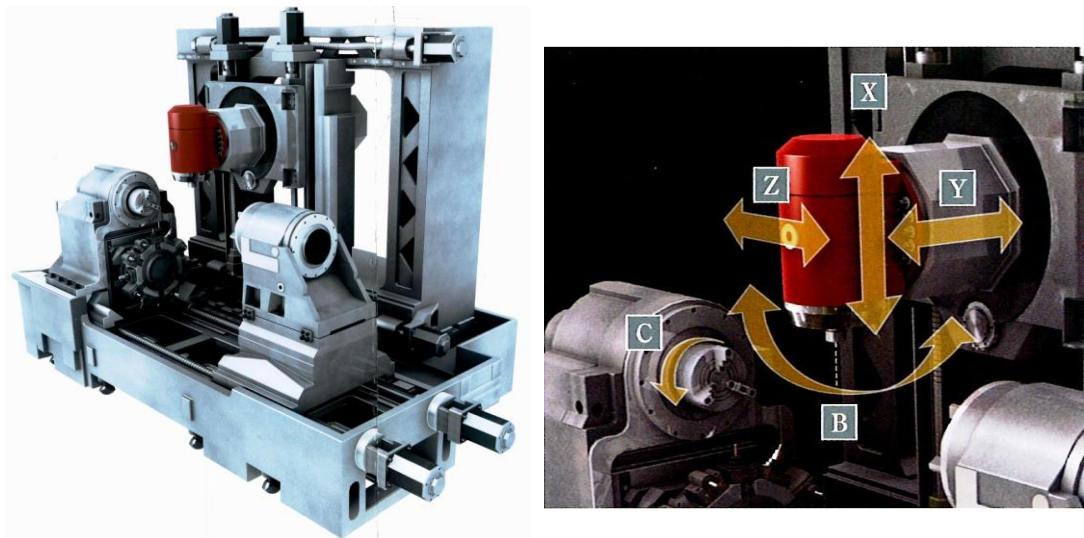


Fig 3.13 5 axis controlled multi-tasking machine (Mori-seiki NT5400)

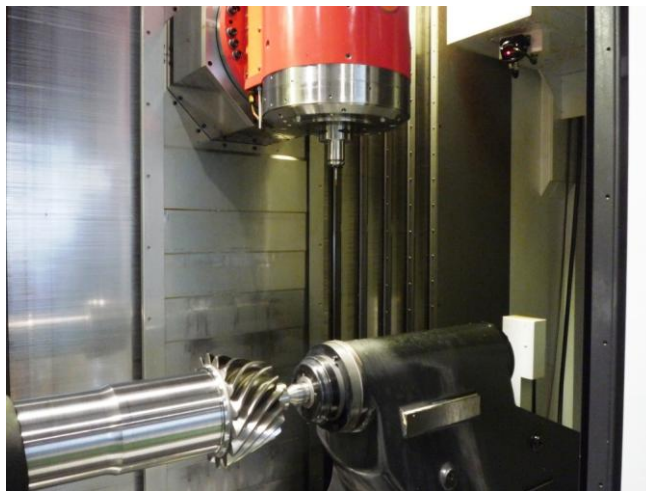


Fig 3.14 Pinion cutting on multi-tasking machine

図 3.14 に 5 軸制御旋盤形マシニングセンタ上に置かれたピニオンの状態を示す. 加工時間は粗加工で約 8 時間, 中仕上げと最終仕上げ加工併せて約 12 時間であり, 合計約 20 時間であった. 実際の加工においては, 各工具の欠損もなく, 問題なく加工が終了した.

3-3-4 表面粗さとツールマークの比較

本章では, マシニングセンタ(DMG 社製 DMU210P)を用いて, 直径 6 mm, 6 枚刃の超硬ラジアスエンドミル(日立ツールエンドミル CEPR6060-05-TH)を使用し, サイクロパロイド方式のスパイラルベベルギヤの浸炭焼入れ後の仕上げ歯切り加工を行った. 加工後, 図 3.15 に示すようにギヤ歯面の作用面(凸)と反作用面(凹)の歯形方向(Profile)と歯すじ方向(Lead)の表面粗さをミットヨ製表面粗さ測定機(SJ-210)を用いて測定した. また, 専用加工機(Klingelnberg 社製 AMK855)を用いて CBN カッターブレードで仕上げ歯切り加工を行ったギヤ歯面の表面粗さを同様に測定した. 専用加工機とマシニングセンタそれぞれで加工した歯車の表面粗さの測定結果を表 3.5 にまとめて示す. 専用加工機とマシニングセンタによる加工の歯面の表面粗さを比較すると, 両者作用面と反作用面ともに, 歯形方向は, $Ra=0.2\sim0.3\ \mu\text{m}$ 程度で同等のレベルであったが, 歯すじ方向は, 専用加工機が $Ra=0.212, 0.242\ \mu\text{m}$ であるのに対し, マシニングセンタは $Ra=0.445, 0.463\ \mu\text{m}$ であり, 約 2 倍程度に悪化した. 歯面の要求表面粗さは $Ra=0.8\ \mu\text{m}$ 以下であることより両者ともに要求精度は満たしていることを確認した.

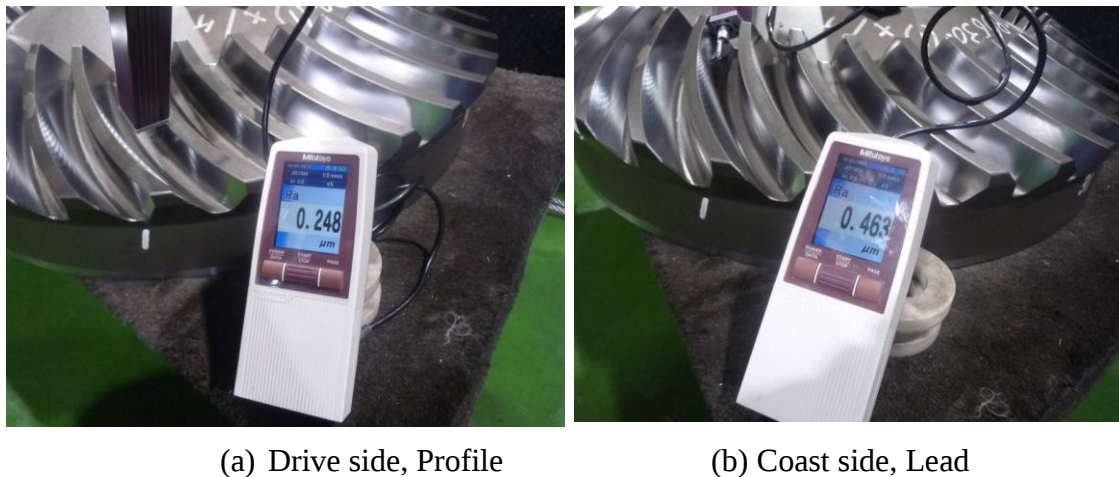


Fig. 3.15 Measurement of tooth surface roughness manufactured by machining center

Table 3.5 Surface roughness (Ra) on tooth surface [μm]

		Klingelnberg AMK855	DMG DMU210P
Drive side (Convex 凸)	Profile	0.291	0.248
	Lead	0.212	0.445
Coast side (Concave 凹)	Profile	0.254	0.260
	Lead	0.242	0.463

専用加工機とマシニングセンタによる歯車の歯すじ方向の表面粗さが異なった原因を探るために、図 3.16 に示すように両者の歯面の表面写真（200 倍）を撮影した。左側の専用加工機による歯面表面には、歯すじ方向に CBN ブレード加工によるすじ状のツールマークが観察された。一方右側のマシニングセンタにより加工された歯面の表面には、エンドミル加工特有の鱗状のツールマーク（送りマーク）が観察された。この鱗状のツールマークが、歯すじ方向の表面粗さを悪化させた原因である。

マシニングセンタによる加工においては、ATC（自動工具交換）により工具を交換する。このとき、5 μm 程度の芯フレが発生し、そのフレとエンドミル切れ刃の断続切削により鱗状のツールマークが創られる。

今後さらなるマシニングセンタによる大形歯車加工の普及のためには、この鱗状のツールマークの改善が不可欠である。

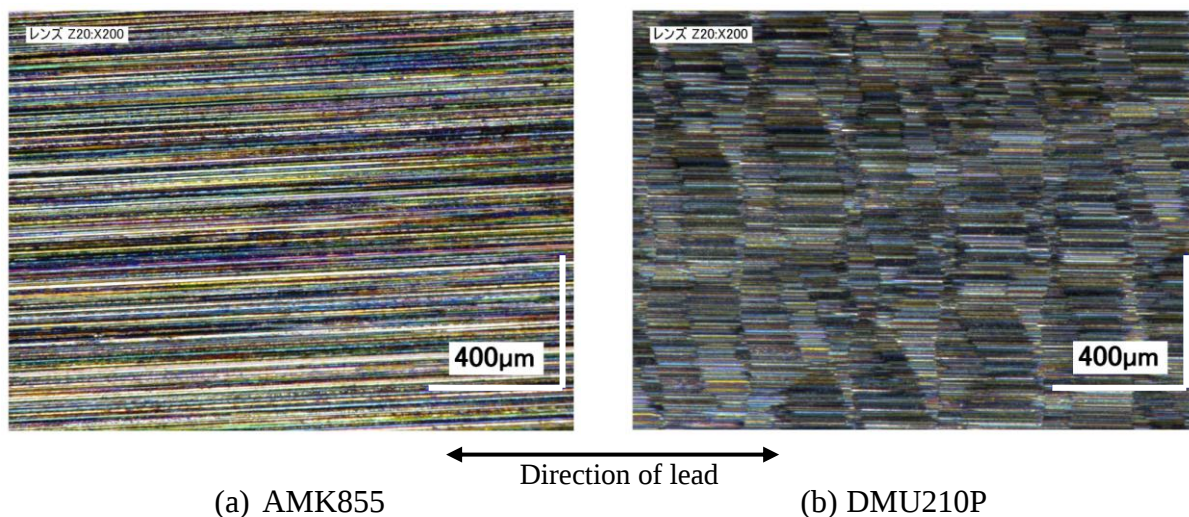


Fig. 3.16 Picture of tooth surface condition (x200)

3-3-5 ピニオンとギヤの歯面形状の評価

最終仕上げ加工後に得られたピニオンとギヤを図 3.17 に示すように三次元歯車測定機(Gleason 社製 Sigma3000CMM)を用いて、歯面形状を測定し、2-2 節で示したスパイラルベベルギヤの歯面とその単位面法線ベクトルを用いて理論データと比較した[8-11]. 図 3.18 にギヤ歯面とピニオン歯面の測定結果を示す. ギヤ, ピニオンの歯面ともに、歯先の円弧修整が施されていることがわかる. 歯面形状の測定に用いられた測定球は $\phi 4\text{ mm}$ であり、測定時測定球が歯面より飛び出さないように 3 mm 内側の領域を測定している. そのために歯先円弧修整量が、前節の図 3.7 と比較して小さくなっている.

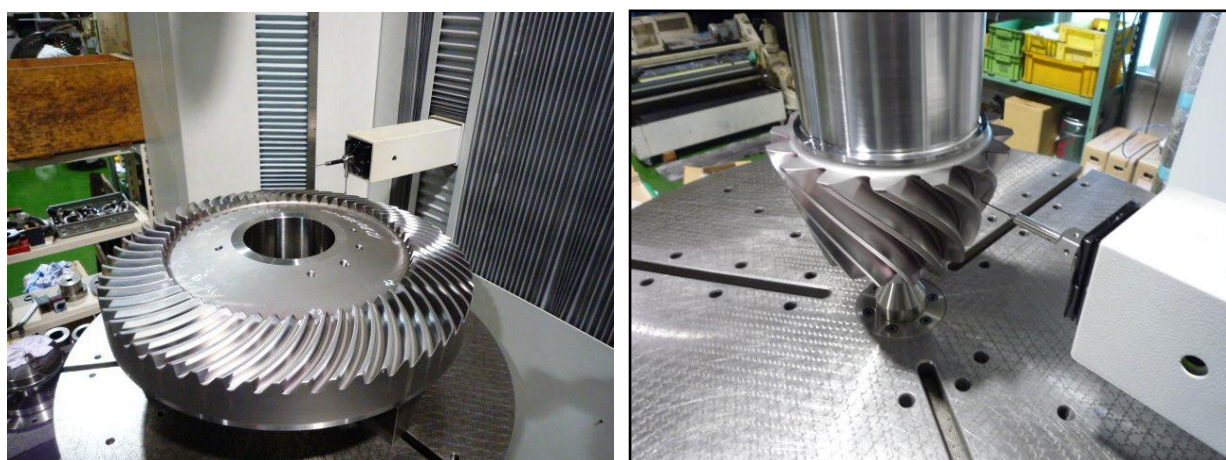
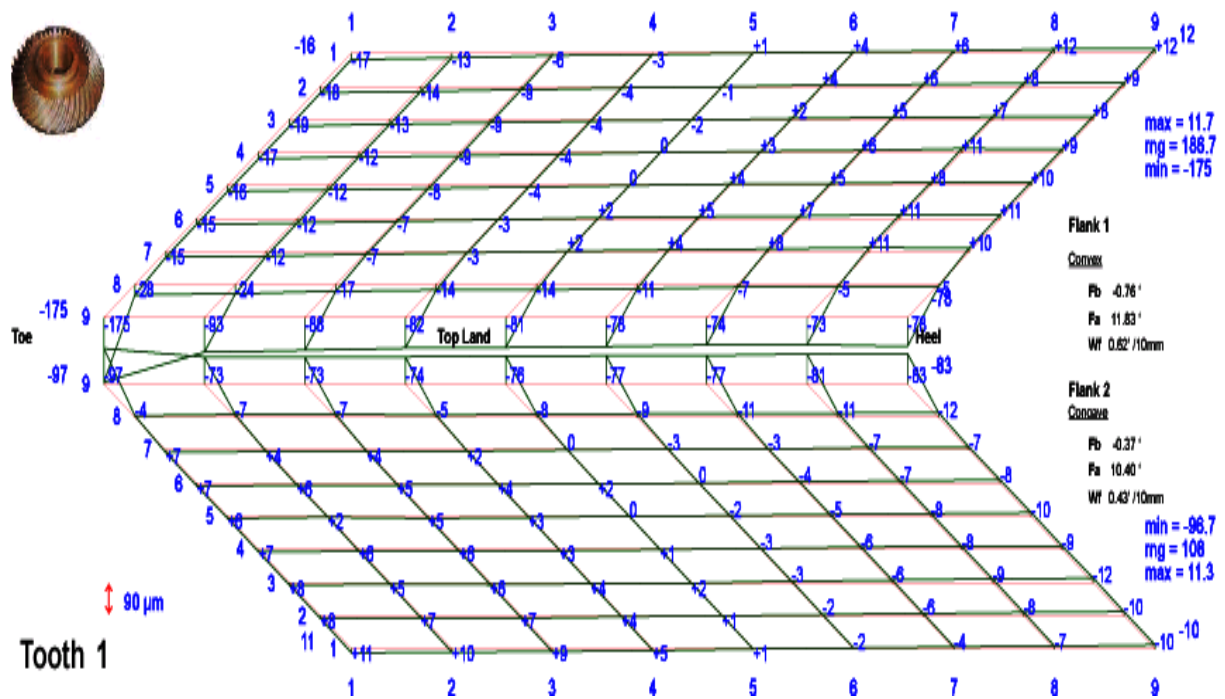
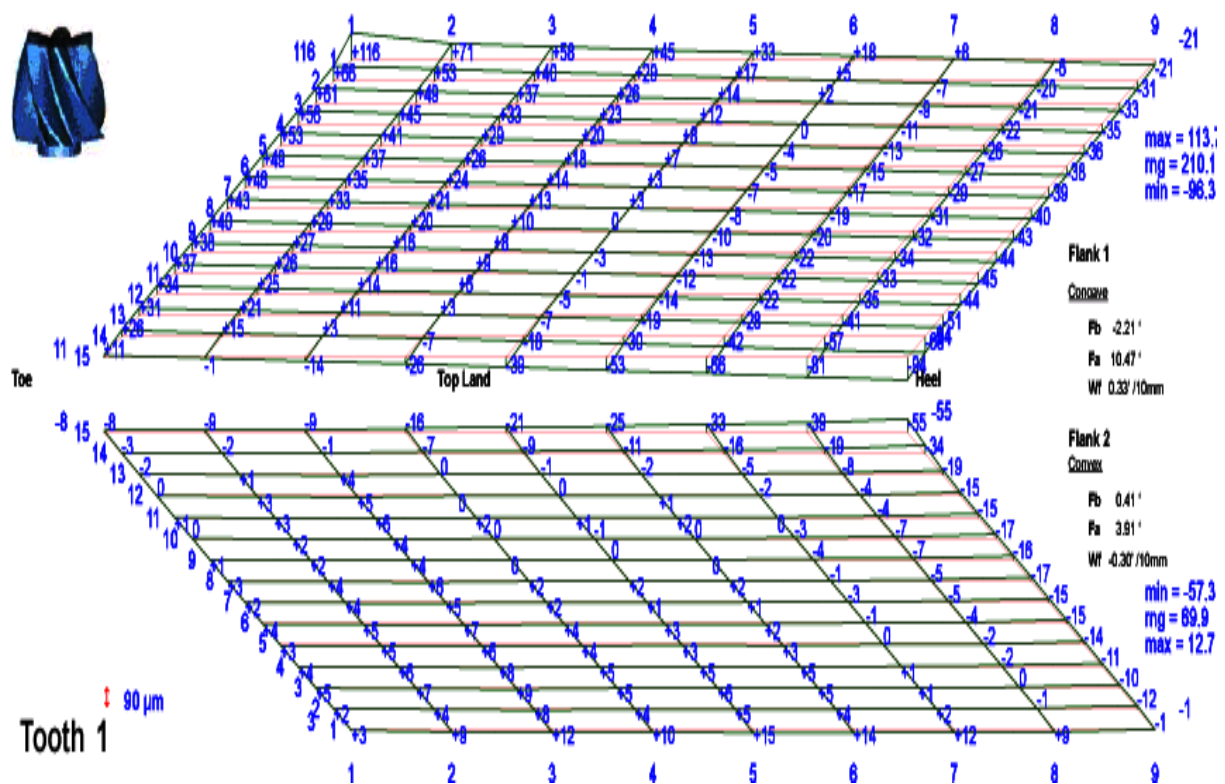


Fig. 3.17 Measurement of tooth flank form and pitch variation



(a) Gear member



(b) Pinion member

Fig. 3.18 Measurement result of tooth flank form

ピニオンの歯すじ方向には歯当たりを小端よりに移動させるために 0.02 deg. のスパイラルアングル修整が行われている。ピニオン、ギヤともに歯面形状誤差が、ほぼ $\pm 0.03 \text{ mm}$ 以下と妥当な範囲内に歯面形状がコントロールされている。

ピッチ精度は、ギヤが JIS1 級以下、ピニオンが JIS2 級となった。歯数の少ないピニオンのピッチ精度が悪化したのは、仕上げ歯切り加工に使用したボールエンドミルの摩耗による切れ味の低下が考えられる。しかしながら従来の専用機のピッチ精度は JIS1~2 級であり、ギヤセットとして精度の向上を図ることができた。これより、多軸制御マシニングセンタによる大形スパイラルベベルギヤの加工が実現できたといえる。

3-3-6 歯当たり検査とその評価

歯切り加工したギヤとピニオンを図 3.19 のように歯当たりテスター上にかみ合わせ、歯当りを調べた。図 3.20 に作用面のギヤ歯面上の歯当りを示す。歯当りは設計通りに歯面の小端よりに得られていることがわかる。図 3.21 に歯当たり解析結果と実際に採取されたギヤ歯面の比較を示す。目標としていた歯当たりの位置は歯幅中央より 10%程度小端よりで歯たけ方向は中央付近である。また歯幅方向の長さ l は、歯幅 L の $45\% \pm 5\%$ 、歯形方向の幅 h は、有効歯たけ H の $35\% \pm 5\%$ である。



Fig. 3.19 Meshing test on meshing tester



Fig. 3.20 Result of meshing test for gear drive side

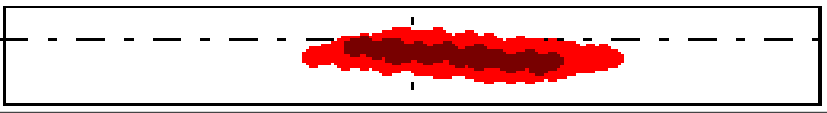
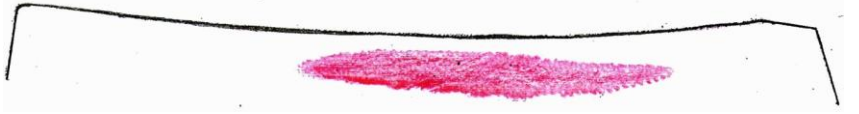
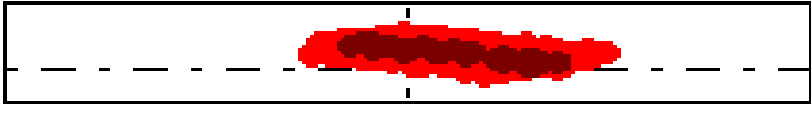
		Tooth Contact Pattern	
		Heel	Toe
Drive Side	TCA		
	Act.		
Coast Side	TCA		
	Act.		

Fig. 3.21 Comparison of TCA to actual tooth contact pattern

作用面, 反作用面ともに歯当たりの位置, 長さ, 幅そして形状は非常に良く一致しており, 要求された歯当たりを達成できた。

本研究では, 加工前に TCA を用いて目標とする歯当たりと回転伝達誤差を設定し, 歯車の歯面設計を行い, それに基づきマシニングセンタにより歯切り加工を行い, ピニオン, ギヤともに狙い通りの歯面形状を達成した。その結果として, 目標の歯当たりを得ることができたことより, 本加工法の有効性が確かめられた。

3-4 スパイラルベベルギヤの負荷運転試験

本研究の有効性を立証するために, 今回製作した 2 セットのスパイラルベベルギヤを図 3.22 に示す動力循環方式の負荷運転装置に組み込んで負荷運転を行う。負荷運転条件を表 3.6 に示す。100%トルクの負荷運転に入る前に, ならし運転として負荷トルクを 10%から徐々に上げていき点検窓から歯当たりを観察した。ならし運転を終了後, 100%トルクの負荷運転試験を行った。

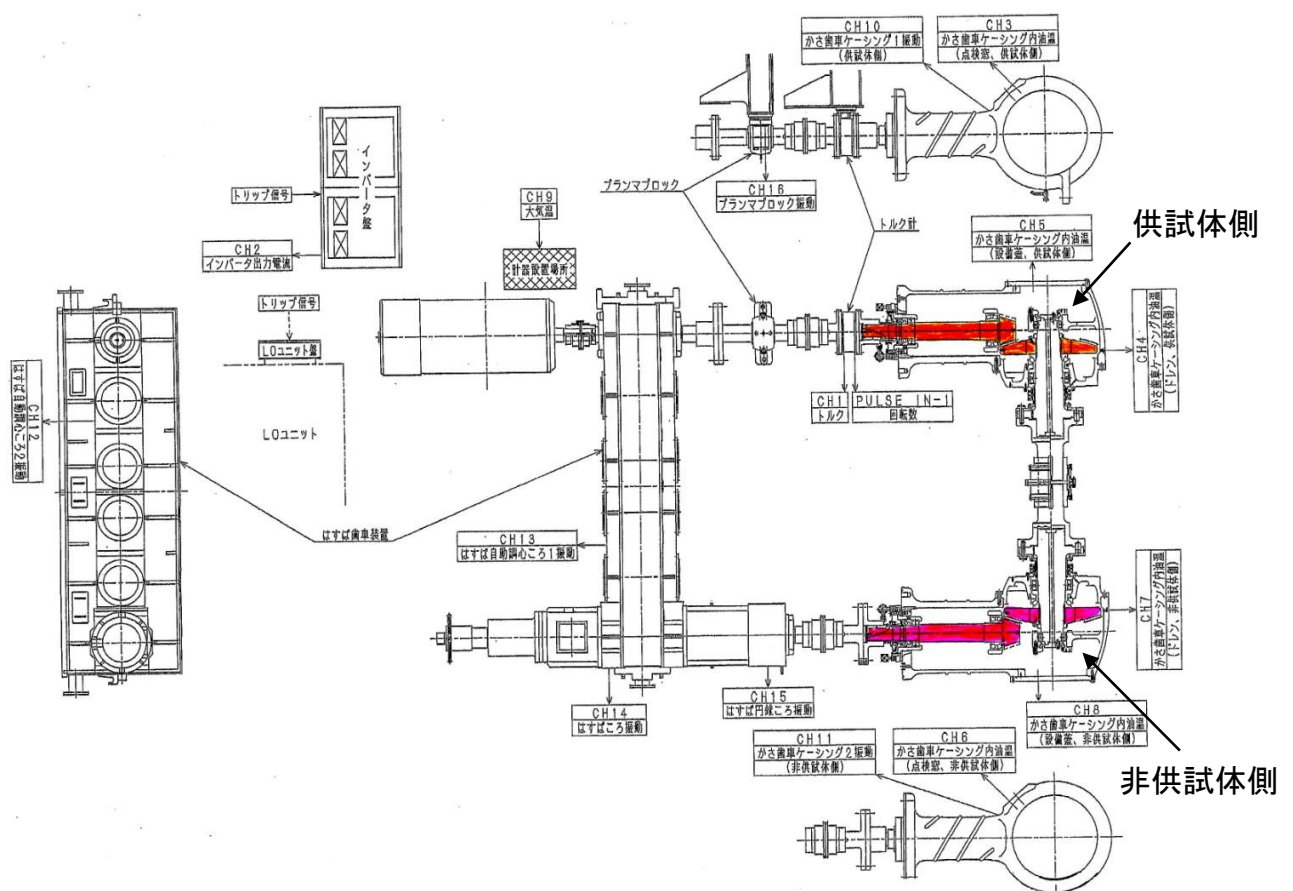


Fig. 3.22 Full load test stand (back to back way)

Table 3.6 Condition of full load test

Power	1800 kw	Lubrication oil	Gear oil VG100
Speed of pinion	1160 rpm	Total running time	286 Hr
Speed of gear	314.6 rpm	Pinion meshing	2.0×10^7
Oil temperature	60 °C	Gear meshing	5.4×10^6

3-4-1 運転前の組立状況の確認

マシニングセンタで製作した2セットのスパイラルベベルギヤを図3.22に示す負荷運転装置に組み込んだ。

歯車を組立後、図 3.23 に示すようにピニオンの作用歯面に赤い塗料を塗布して、無負荷時と 100%トルクの負荷時のピニオンとギヤの歯当たりを採取した。負荷時の歯当たりの採取の方法は、ピニオンを連続回転させずに少しずつ回転させては作動歯車に 100%トルクをかけて数回に別けながら静的な歯当たりを採取した。右側の無負荷時の歯当たりは、製作時（図 3.20 参照）の歯当たりと比較してその位置が多少中央よりになっている。これは、ケーシングの加工誤差と組立誤差が原因と考えられるが、許容できる範囲である。一方、100%トルクの負荷時のピニオンとギヤの歯当たりは、大端よりではあるが、歯面から飛び出しておらずエッジコンタクトが起きていないことより、負荷運転試験を行えることが確認できた。

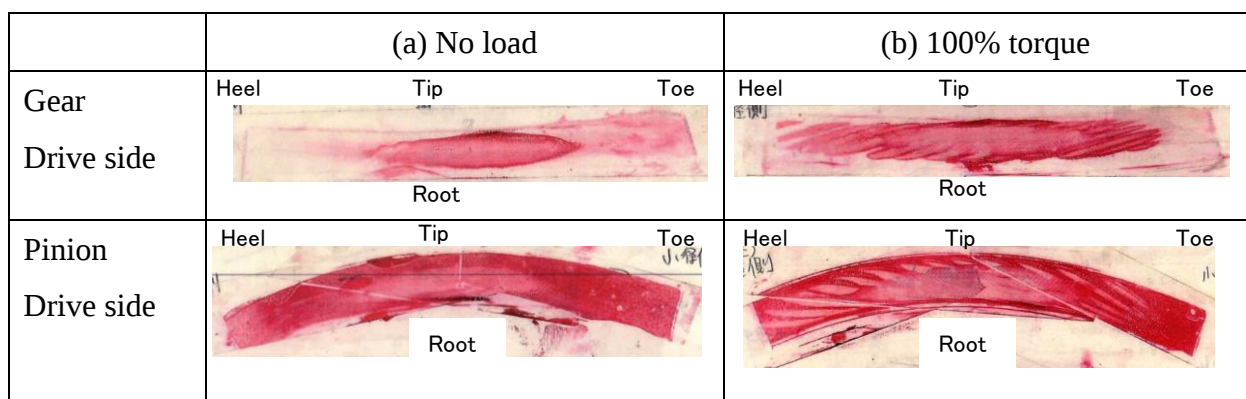


Fig. 3.23 Static tooth contact pattern before running test

3-4-2 ならし運転と負荷運転試験の実施

表 3.7 にならし運転と負荷運転試験時間をまとめて示す。ならし運転は，表に示すように，10, 50, 80, 90, 100%と徐々に負荷を上げていき，運転後に点検窓より歯当たりの観察を行った。図 3.24 に(a)10%, (b)50%, (c)100%のならし運転後のギヤの歯当たりの様子をまとめた。負荷の上昇にともない，歯当たりは，歯面中央から徐々に広がっていくのがわかる。100%の歯当たりは，歯面全体に広がっているが，歯幅方向において多少大端よりの歯当たりとなっている。しかし，試験を中断するほどのものではないので，そのまま負荷試験の続行を決めた。歯たけ方向においては，歯先と歯元において約 2 mm の部分には当たりが付いていないことがわかる。これは，ピニオンとギヤの歯先に施した歯先円弧修整の効果であり，負荷運転時の耐スカuffing強度向上の期待が持てる。

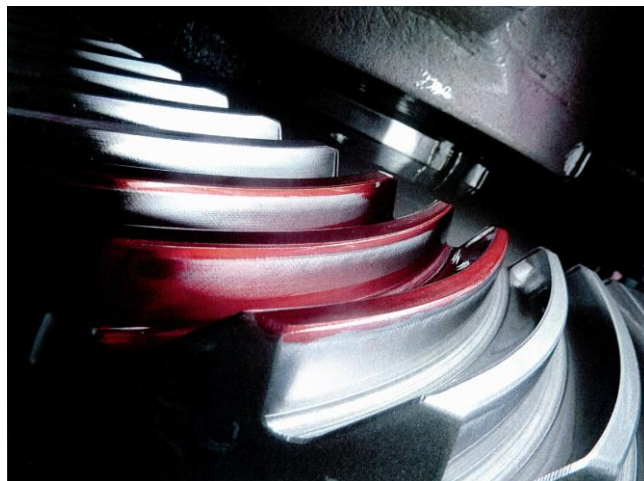
ならし運転後，引き続き 100%負荷運転試験を行った。入力回転数；1160rpm，運転時間；284Hr で，ピニオン歯面のかみ合い回数が， 2×10^7 に達した。その時のトルクの推移と図 3.22 における測定点 CH3,4,6,7,8 の 5 か所の温度上昇と測定点 CH10,11,12,13,14,15,16 の 7 か所の振動の様子を図 3.25 に示す。トルク，温度，振動は，運転時間が約 2 時間でサチレートしており，順調に負荷運転が続行できていることを示している。以上示したように，無事に 100%負荷運転試験を終了することができた。

Table 3.7 Running time of test

	Torque	Running time [Hr]	Input speed [rpm]	Witness of tooth contact pattern
Shakedown	10%	1.0	367	After running
	50%	2.0	820	After running
	80%	2.0	1038	After running
	90%	2.0	1100	After running
	100%	2.0	1160	After running
Full load test	100%	284.0	1160	After test Pinion meshing; 2.0×10^7



(a)10%



(b)50%



(c)100%

Fig. 3.24 Tooth contact pattern under each load

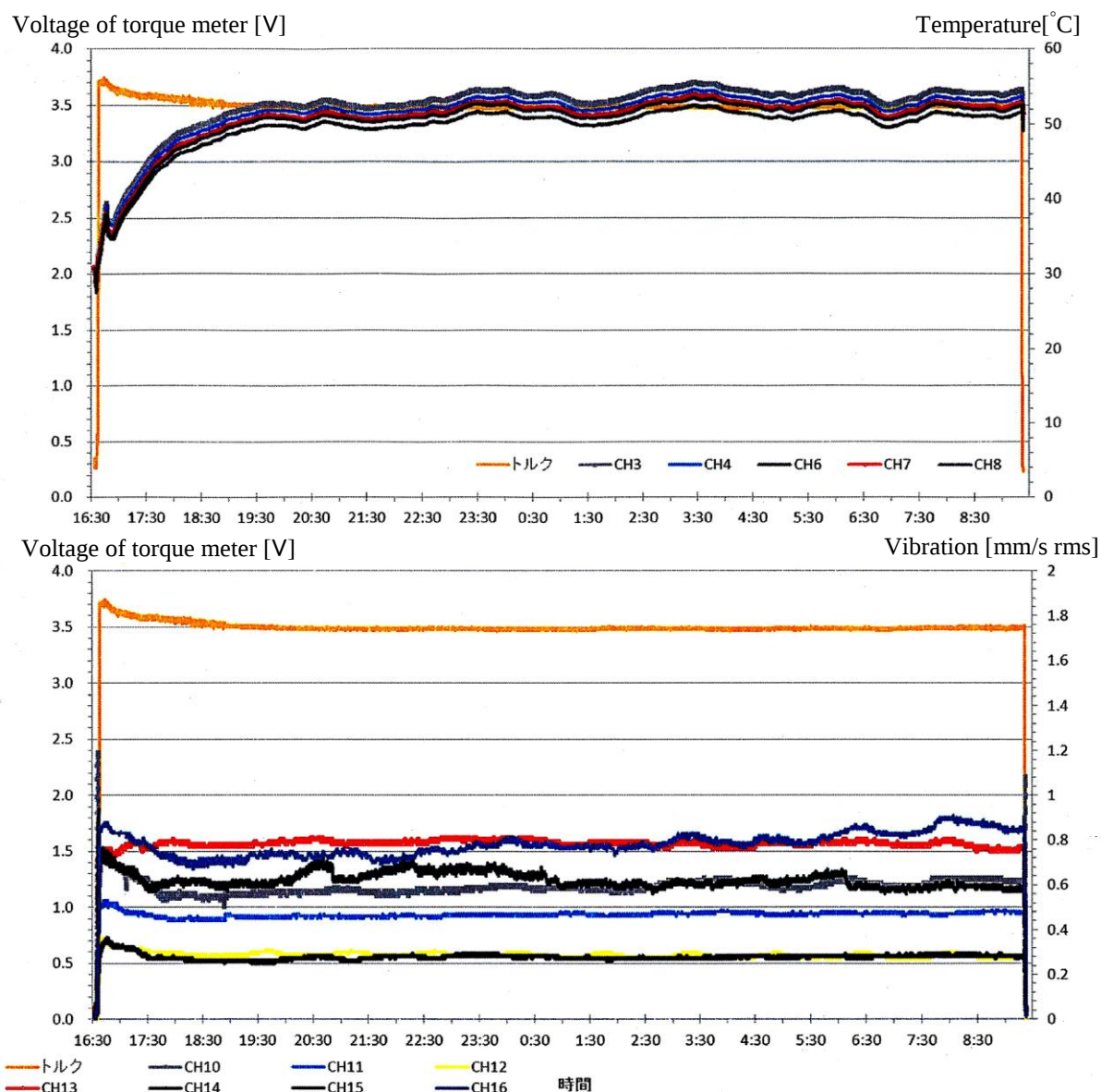


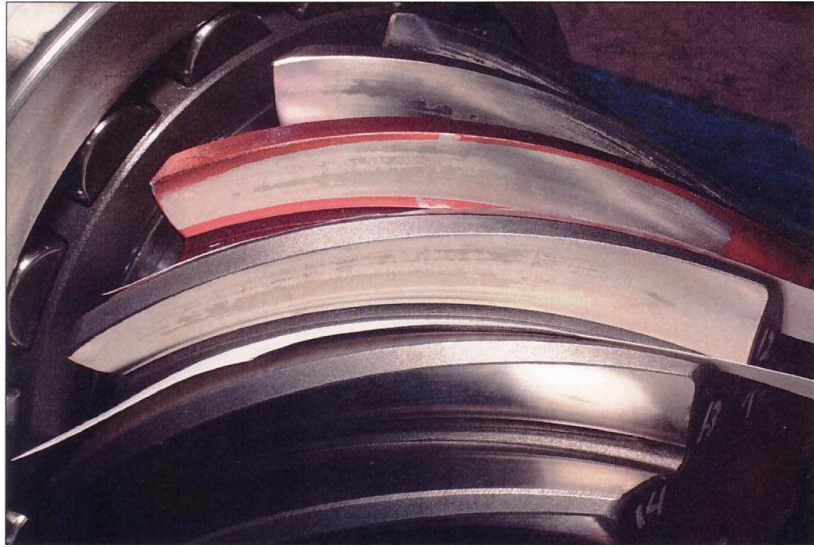
Fig. 3.25 Trend of temperature and vibration under full load test

3-4-3 負荷運転試験結果の評価

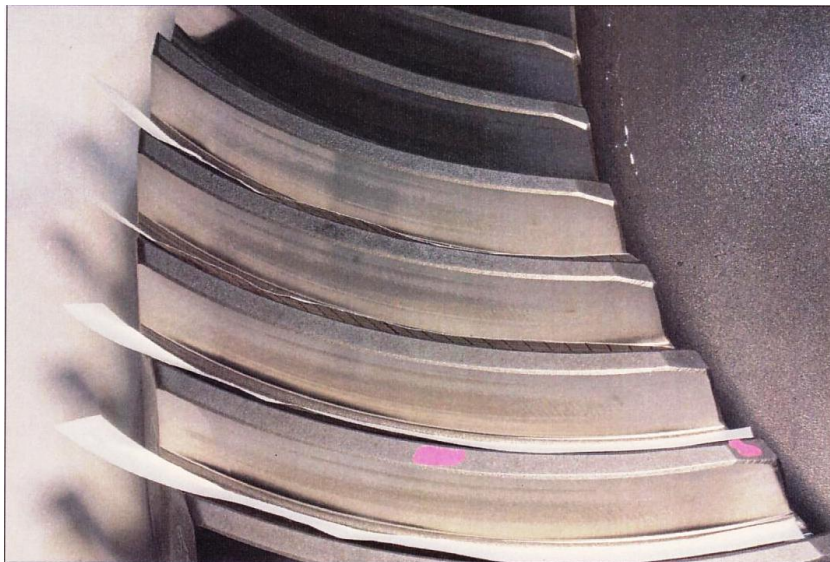
100%負荷運転試験終了後，図 3.26 にピニオンとギヤの歯面の状況を示す．歯当たりは，ピニオン，ギヤともにならし運転時と同様に大端よりで，歯当たりが歯先に抜けていない．両歯面ともにスカuffingによる大きな歯面損傷も見当たらないことより，耐スカuffing強度向上を狙いとした歯先円弧修整の効果が表れている．ただし，アデンダムとデデンダムに強い黒当たりが見られ，ピニオンにおいては多少マ

マイクロピッチングの傾向も見受けられるが、ピニオン歯面かみ合い回数が、 2.0×10^7 に達していることよりこれ以上進展しないものと考えられる。

以上の結果より、大きな歯面損傷もなく無事に 100%負荷運転試験が終了したことが確認できた。



(a) Pinion drive side



(b) Gear drive side

Fig. 3.26 Tooth contact pattern after full load test

3-5 結 言

スパイラルベベルギヤの加工は、従来より専用加工機で行われてきた。そのために、歯形の幾何学的な定義も加工機の構造と工具により決定されており、その制約のもとで自由な歯面設計が行えなかった。本論文では、TCA により歯面強度向上を目的とした自由度の高い歯面設計を行い、マシニングセンタを用いてスパイラルベベルギヤの歯切り加工を行った。その結果、以下に示す結論を得た。

- (1) マシニングセンタによる加工の利点を活かし、重大な歯面損傷につながるスカuffing のリスクを軽減する歯先円弧修整法を導入した。その評価として、導入前後のギヤ歯面のすべり範囲の比較を行った結果、耐スカuffing 強度が向上した歯面設計ができたことを確認した。
- (2) TCA により歯面設計を実施した後に、ギヤを 5 軸制御マシニングセンタを用いて、ピニオンを 5 軸制御旋盤形マシニングセンタを用いて HRC60 以上に硬化した歯面の仕上げ歯切り加工を行い、工具の欠損もなく無事に加工が終了した。三次元歯車測定機でピニオンとギヤの歯面形状とピッチ精度を測定した結果、設計どおりの歯面形状が得られ、ピッチ精度も JIS2 級以上であったことより本加工法の有効性が確認できた。
- (3) ピニオンとギヤをかみ合わせて歯当たりを観察し、TCA と比較した結果、両者は非常に良く一致しており、また要求基準を満足する歯当たりが得られたことより耐スカuffing 強度向上を狙った歯車が製作できたことを確認した。
- (4) 本試験で 2 セット製作したスパイラルベベルギヤを動力循環式負荷運転試験装置にて 100% 負荷運転試験を行った結果、スカuffing による重大な歯面損傷も起こさずにピニオンかみ合い回数 2×10^7 を無事終了したことより本章で提案した歯面修整法およびマシニングセンタによる歯切り加工法の有効性が立証できた。

参考文献

- [1] 成瀬長太郎, 灰塚正次, 根本良三, 倉岡裕, ハイポイドギヤの負荷特性に関する研究, 日本機械学会東海支部 28 期総会講演会, 46 巻 402 号(昭 55-2), pp. 169-178
- [2] 岩井律哉, 野中鉄也, 久保愛三, 矢部寛, スコーリング発生機構に関する基礎的研究(第 1 報, 歯車におけるスコーリングの発生・進展), 日本機械学会論文集(C 編), 49 巻 444 号(昭 58-8), pp. 1407-1415
- [3] 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), pp.128, 日刊工業新聞社
- [4] 小幡文雄, 藤田公明, 藤井正浩, 松尾浩平, 平歯車のスコーリングに関する研究(第 1 報, ギヤ油基油の場合のスコーリング発生温度), 日本機械学会論文集(C 編), 52 巻 473 号(昭 61-1), pp. 122-129
- [5] 寺内喜男, 灘野宏正, 野原稔, 平歯車の動荷重や騒音に及ぼす歯形修整の影響について, 日本機械学会論文集(C 編), 48 巻 425 号(昭 57-1), pp. 106
- [6] 成瀬長太郎, 灰塚正次, 根本良三, 吉崎正敏, 平歯車の負荷特性に及ぼす歯先修整の効果(スコーリング限界荷重と摩擦損失を中心として), 日本機械学会論文集(C 編), 50 巻 458 号(昭 59-10), pp. 1857-1866
- [7] 三浦曜, 望月一正, CAD・CG 技術者のための実践 NURBUS, 3 月 20 日, (2001), 工業調査会
- [8] Kawasaki K. and Tsuji I., Analytical and Experimental Tooth Contact Pattern of Large-Sized Spiral Bevel Gears in Cyclo-Paloid System, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 132, No. 4(2010), pp. 041004-1-8.
- [9] Kato S. and Akamatsu T., Measuring Method of Hypoid Gear Tooth Profiles, SAE Technical Paper (1982), No. 810105.
- [10] Gosselin D., Nonaka T., Shiono Y., Kubo A., and Tatsuno T., Identification of the Machine Setting of Real Hypoid Gear Tooth Surfaces, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 120, No. 3(1998), pp. 429-440.
- [11] Fan Qi, Dafoe Ronald S. and Swanger John W., Higher-Order Tooth Flank Form Error Correction for Face-Milled Spiral Bevel and Hypoid Gears, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 130, No. 7(2008), pp. 072601-1-7.

第4章 大形スキューベベルギヤにおける既存ギヤとかみ合うピニオンの歯面設計と加工

4-1 緒言

通常、交差軸歯車は、同じ歯車諸元であってもピニオンとギヤは同じシリアルナンバーを刻印してセット（一对）で現合加工され、組み立てにおいてもセット（一对）で行われる。その理由は、製造現場では、まず歯数の多いギヤを仕上げた後にピニオンを加工して歯当たりを基準にピニオンの歯面を修整して良好な歯当たりが得られるまでこの作業を繰り返しているからである。特にモジュールが大きい場合、ギヤ歯面は、カッターの切れ味と寿命により大きく影響を受けることより三次元測定機などで歯面形状を管理しない限り同じ形状のものはできない。同じ歯車諸元でかつ同じ作業者が加工をしてもセットで現合加工をしなければならぬかなかみ合いを保証できないのが現状である。

1-3 節で述べたようにスキューベベルギヤは、老朽化した大形プラントに使用されており、プラントの再生には必要不可欠な最重要部品である。その頃の製造技術では、歯面硬化後の仕上げ加工は有効な手段がなく、テスター上でラッピングパウダーを塗布して共ずりをしていた程度で、ピッチ精度が悪く、歯当たりも粗悪なものであった。そのため強度維持のために大形化していきギヤ外径が1.5から2 m程度のものが多く、減速比も現在のものと比較して大きくなっている。このような理由により、老朽化したプラントの現場では、歯数の少ないピニオンのほうが歯数が多いギヤと比較して非常に酷使され、ピニオンの歯面が摩耗してしまいピニオンのみ再製作しなければならない事例が多い。また、歯車の価格と納期もピニオンとギヤをセットで製造するよりもピニオンだけを製作したほうが格段に有利である。老朽化したプラントの再生では、納期が一番重要視される。

しかし、第1章で述べたように、通常交差軸歯車は、セットで現合されており、ましては50年以上前の製造履歴が不明でかつ使用されて多少摩耗をしているギヤに対して図面要求通りの良好な歯当たりを得るのは至難の業である。

そこで本研究では、図4.1のフローチャートに従い、既存ギヤの歯面形状が未知であるので、歯車諸元を推測値として仮想のピニオンとギヤ間でTCAを行いながら、ギヤ歯面の三次元測定のために必要なギヤの参照歯面データを求める。これを基準としてギヤの歯面形状を三次元歯車測定機で測定し、その偏差を歯面位置の関数として

数式化する方法を提案する．その関数を TCA にフィードバックして，TCA 上でピニオンの歯面修整を行い，良好な歯当たりを得られた後に 5 軸制御マシニングセンタにて歯切り仕上げ加工を行う．最後に歯当たりテスターにて歯当たり検査を行い，本加工法の有効性を立証する．

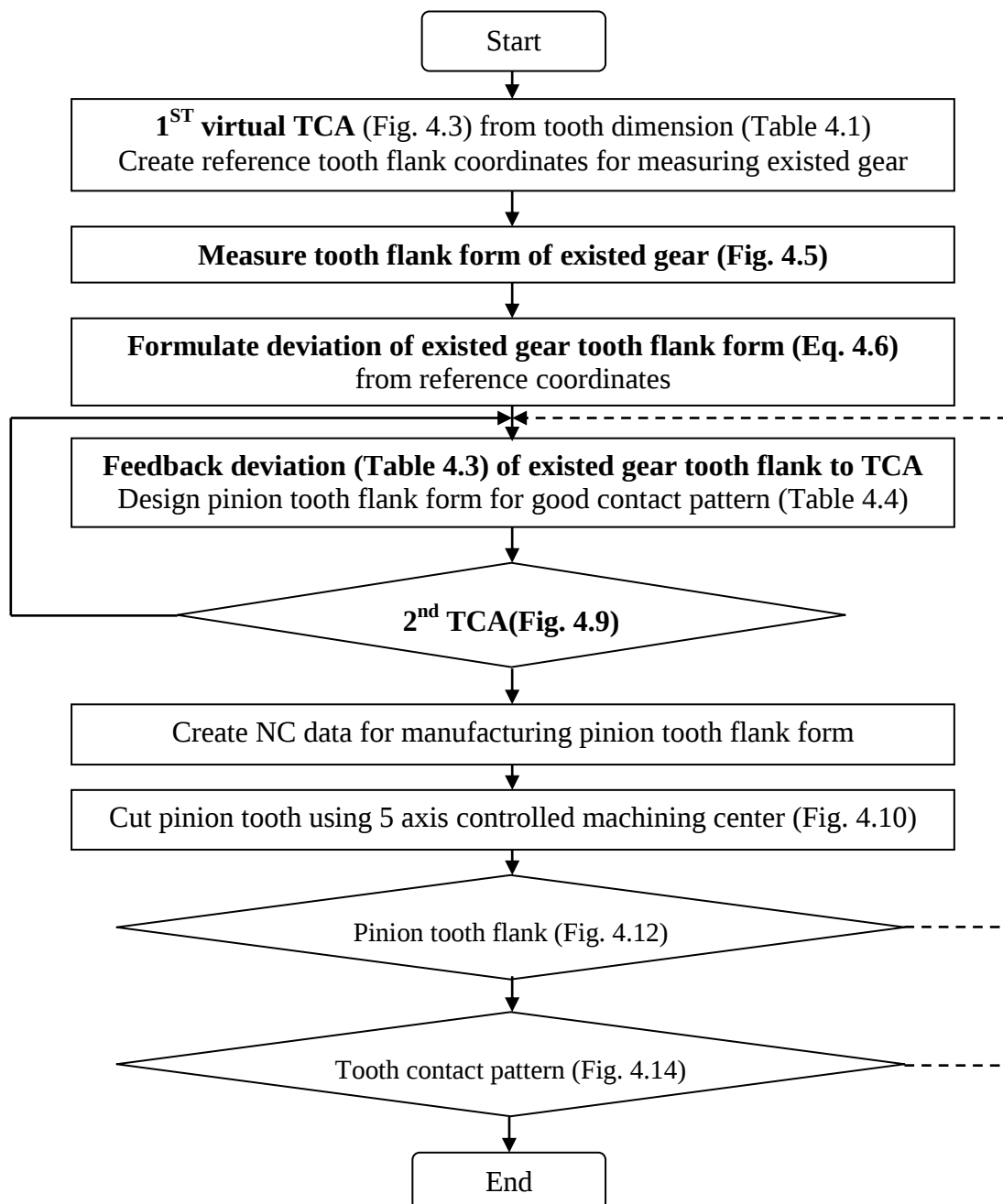


Fig. 4.1 Flowchart for method to make a pinion mesh with existed gear

4-2 既存ギヤの歯面形状測定と形状の数式化

既存ギヤの製造メーカー・製造履歴が不明の状況において、まずその歯面形状を測定し、歯切り諸元を推定する必要がある。そのために、測定結果を歯形、歯すじ、バイアス（斜め）方向のモードに分類して、歯面位置に関する近似式で表現することにより、既存ギヤの歯面形状を数式化した。その具体的な手法と結果について述べる。

4-2-1 既存ギヤの歯面形状測定

本研究では、表 4.1 に示す歯車諸元のスキューベベルギヤに対し、既存ギヤとかみ合うピニオンを加工する。図 4.2 に図面に記載されている歯当たり要求を示す。歯当たりの位置は小端よりで、歯幅の 50%程度の長さが要求されている。

まず、歯面形状測定に必要な歯面形状座標とその単位面法線ベクトル（参照データ）を算出するために、表の歯車諸元を推測値として 2-2-3 節で示した歯形修整量を $\Delta c = 0.05 \text{ mm}$ 、クラウニング量を $\Delta s = 0.05 \text{ mm}$ に設定し、第一回目の仮想の TCA を行った。図 4.3 に示すように歯当たりの位置は中央で歯幅の 50%程度の長さに設定した。回転伝達誤差も隣り合うかみ合いが交点を有し、交点までの大きさも 5 "程度で、安定している。

図 4.4 に示す三次元歯車測定機(Gleason 社製 Sigma3000CMM)を用いて、TCA により得られた参照データと既存ギヤの歯面の比較測定を行った[1, 2]。図 4.5 にその測定結果を示す。この図はギヤの歯を表している。左が小端、右が大端であり、中央部分が歯先となり、それを境に上側が作用面(Drive side)であり下側が反作用面(Coast side)を表す。両歯面において黒い直線が参照データを、赤い線が既存ギヤ歯面の偏差を示している。参照データは、歯丈 5×歯幅 9 のグリッドで構成されている。グリッドの中心(3,5)を歯面の基準点(reference point)とし、歯幅の大端方向を X 軸、歯丈の歯底方向を Y 軸そして縦軸を偏差 δ とする。

両歯面の偏差の傾向は、全く異なっている。作用面の偏差は、最大 -0.368 mm で、その形状は、歯形、歯すじ、バイアス（斜め）方向の合成で特に歯すじ方向が S 字に大きくうねっており複雑である。反作用面の偏差は、最大 0.793 mm と作用面より大きく、その形状は、歯すじ方向が支配的で円弧で小端側に落ち込んでいる。両歯面を比較すると反作用面は、偏差は大きいですが、作用面より素直な形状をしているといえよ

う. その原因は, 稼働中の偏摩耗により作用面の歯面形状に複雑な偏差が生じたものと考えられる.

Table 4.1 Dimensions of skew bevel gears

Num. of pinion teeth	18	Pinion, PCD	10.399"
Num. of gear teeth	116	Gear, PCD	67.013"
D.P.	1.731	Pinion pitch angle	8.8167 deg.
Pressure angle	14.5 deg.	Gear pitch angle	81.1833 deg.
Face width	8.000"	Shaft angle	90 deg.
Skew angle	15 deg.	Backlash	0.016"-0.022"

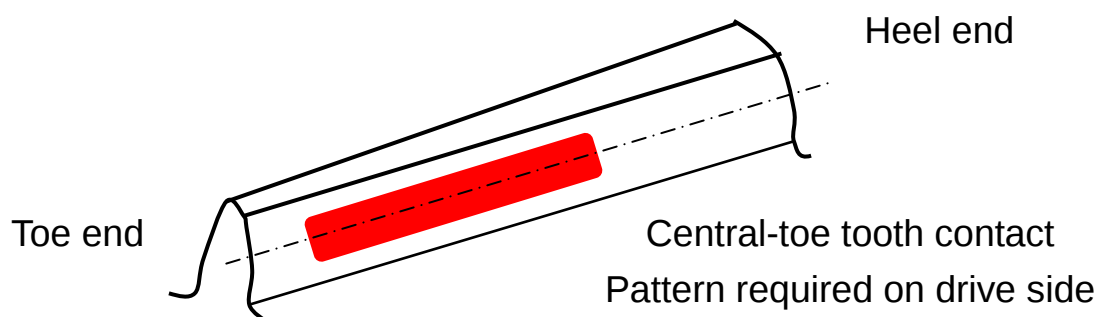


Fig. 4.2 Requirement of tooth contact pattern

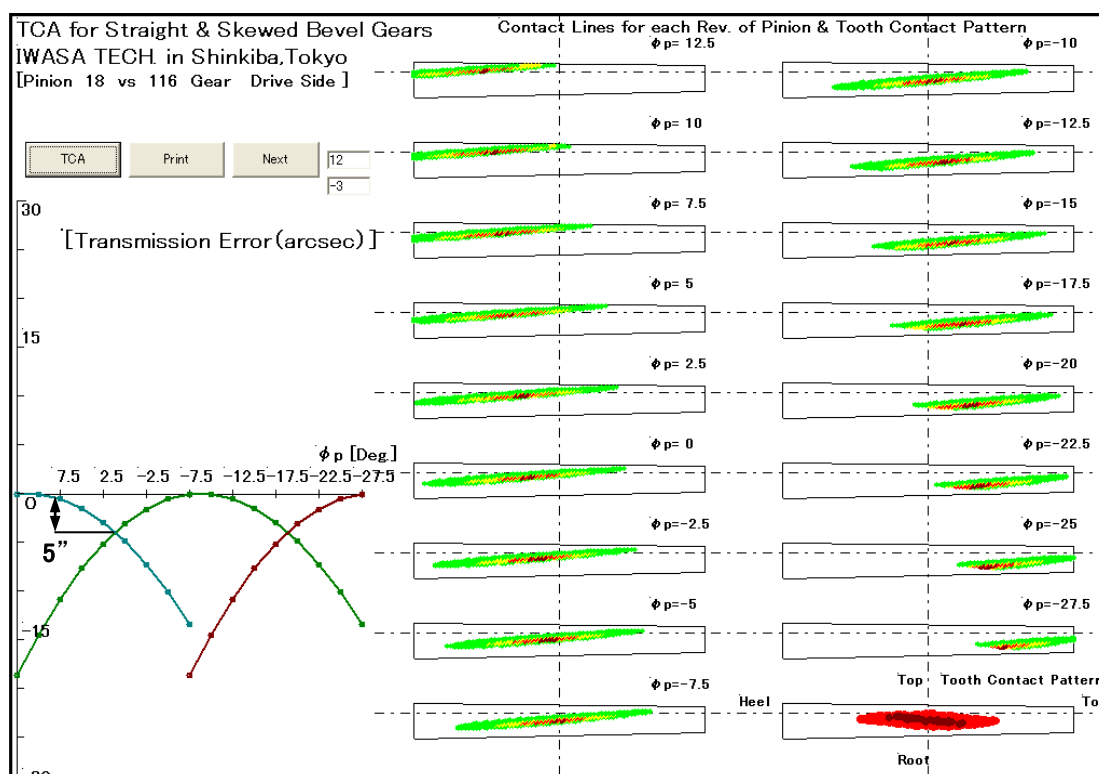


Fig. 4.3 Result of TCA in the case of $\Delta c = 0.05$ mm and $\Delta s = 0.05$ mm

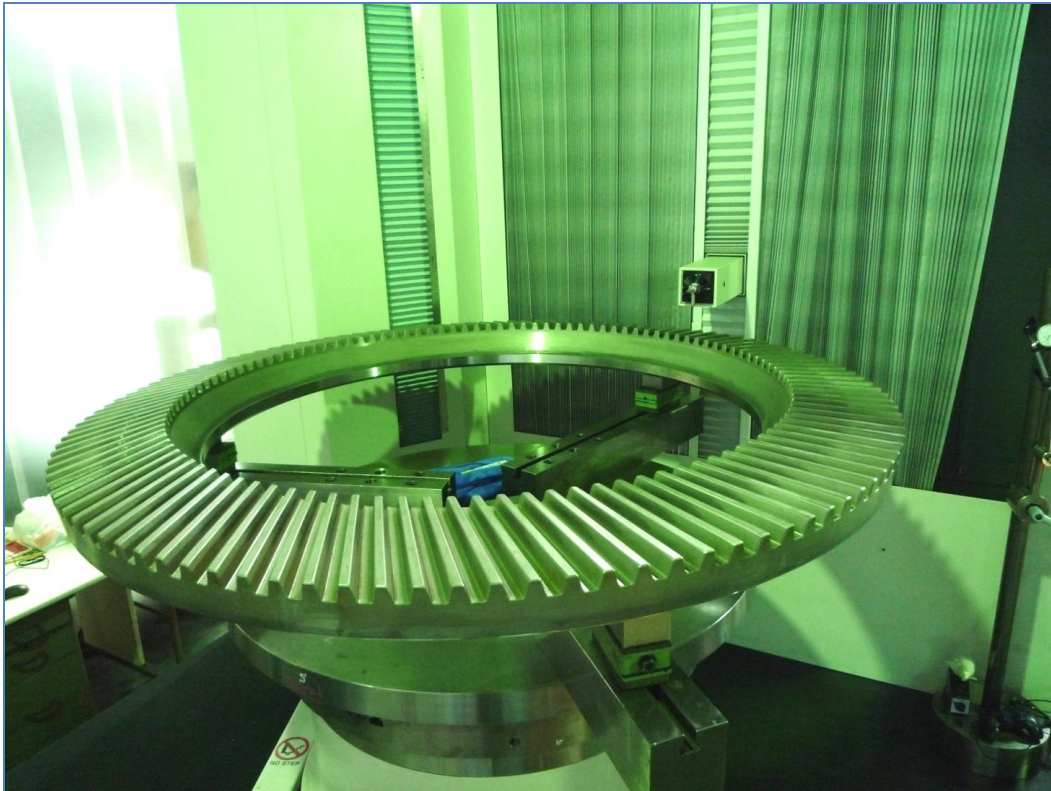


Fig. 4.4 Measurement of existed gear member

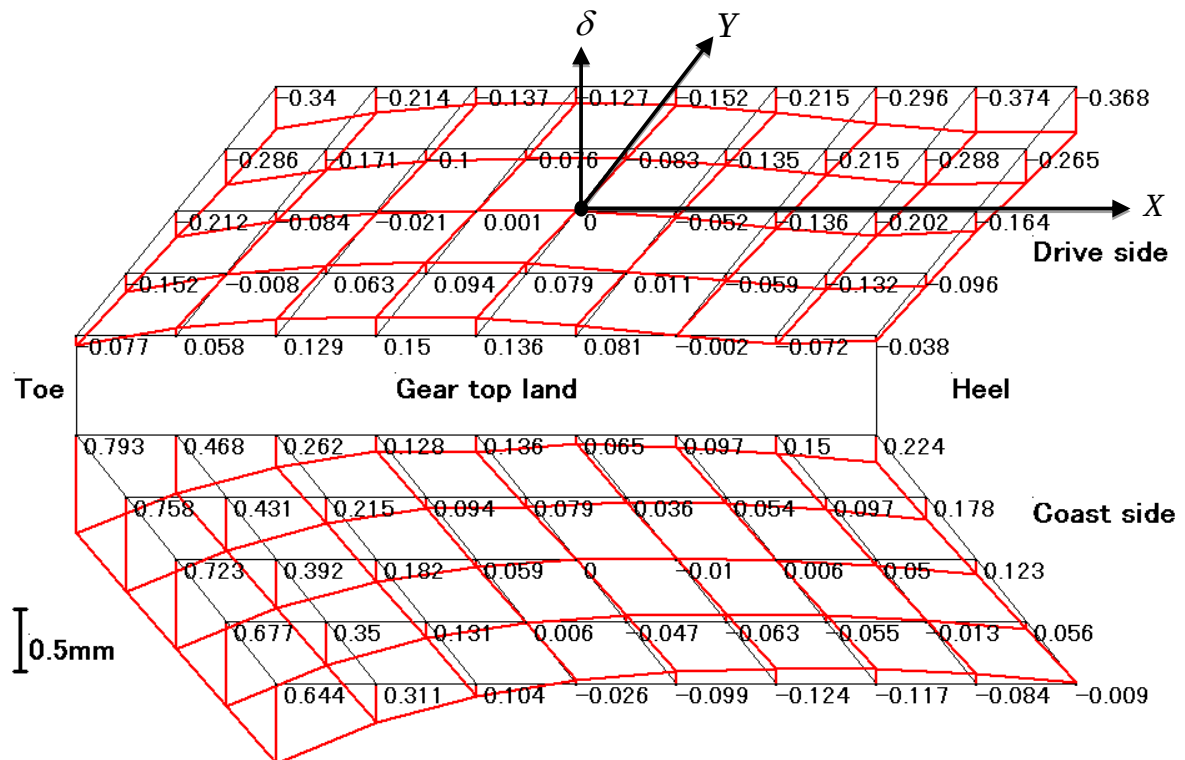


Fig. 4.5 Result of measurement of existed gear tooth flank form

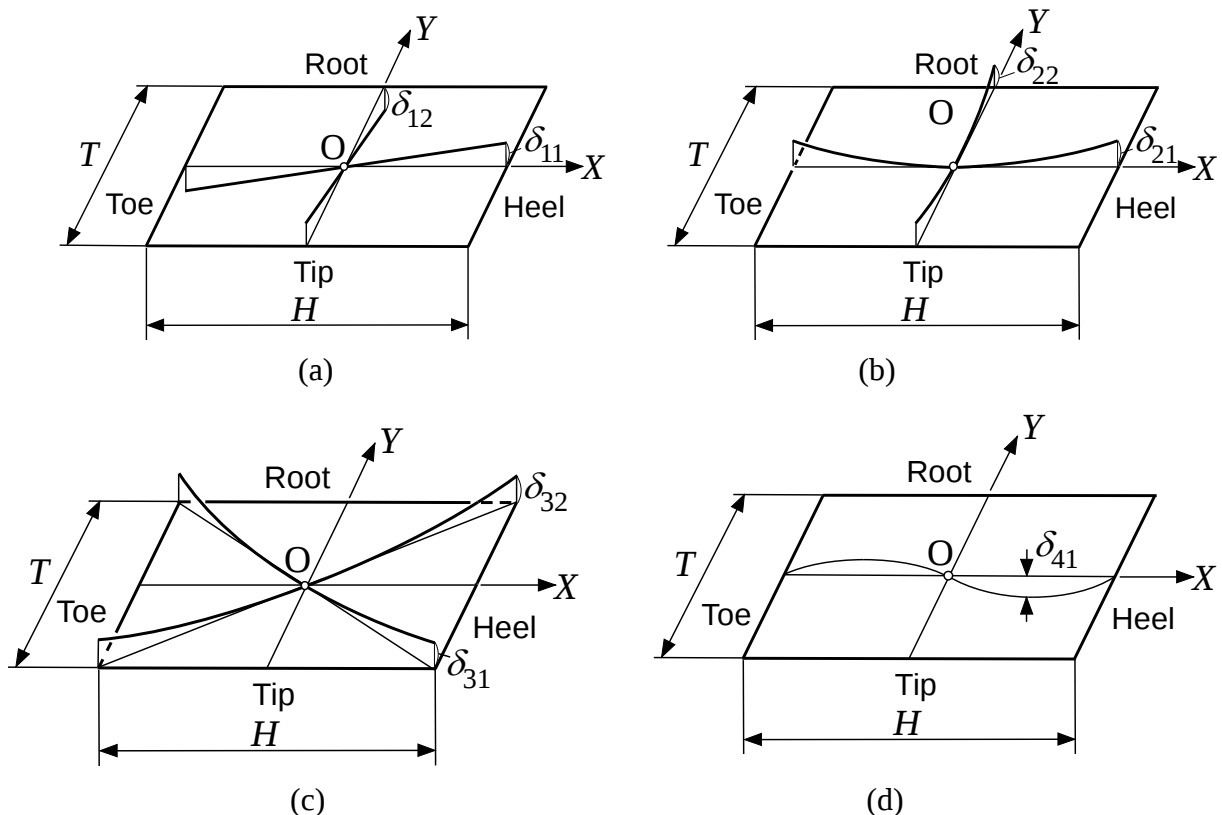
4-2-2 ギヤ歯面形状偏差の近似と数式化

図 4.5 に示すように、既存ギヤの歯面において基準点を原点として歯丈 5×歯幅 9 のグリッドの各点における偏差 δ を座標値 (X,Y) の関数として取り扱えれば、ギヤ歯面偏差を TCA にフィードバックすることが可能になる。そこで、以下の手順で歯面形状の偏差を定式化する[3-5]。

a) 歯面形状偏差近似方法 I

歯面が専用加工機で加工された場合、加工誤差は、非常に素直で歯形・歯すじ方向ともに図 4.6 の(a)1 次と(b)2 次の多項式で近似が十分に対応できる。この手法をグループ I とする。ここではまず、一般的な近似方法であるグループ I の近似方法で既存ギヤの歯面形状偏差の近似を試みる。

図中(a)のようにグリッドの中心点(3,5)を通る歯すじ偏差要素 δ_{11} と歯形偏差要素 δ_{12} は、それぞれ X と Y の一次式として次のように表すことができる。



(d) Fig. 4.6 Procedure formalizing relation between fundamental components of polynomial expression and deviation of tooth surface form

$$\delta_{11} = a_{11}X \quad a_{11} = \frac{\delta_{11}}{0.5H} \quad (4.1)$$

$$\delta_{12} = a_{12}Y \quad a_{12} = \frac{\delta_{12}}{0.5T}$$

ここで、 H は歯すじ方向そして T は歯形方向の評価範囲である．次に図中(b)のようにグリッドの中心点(3,5)を通る歯すじ偏差要素 δ_{21} と歯形偏差要素 δ_{22} は、それぞれ X と Y の二次式として次のように表すことができる．

$$\delta_{21} = a_{21}X^2 \quad a_{21} = \frac{\delta_{21}}{(0.5H)^2} = \frac{4\delta_{21}}{H^2} \quad (4.2)$$

$$\delta_{22} = a_{22}Y^2 \quad a_{22} = \frac{\delta_{22}}{(0.5T)^2} = \frac{4\delta_{22}}{T^2}$$

近似方法 I における歯面偏差 δ は、以下の式となる．

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{21} + \delta_{22} \\ &= a_{11}X + a_{12}Y + a_{21}X^2 + a_{22}Y^2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

式(4.3)を用いて図 4.5 に示す測定結果を近似した結果を図 4.7 に示す．近似した多項式の係数を表 4.2 にまとめて示す．両歯面ともに歯形方向の偏差は、うねりもなく十分に精度よく近似されているが、歯すじ方向には約 0.1 mm 程度のうねりが存在する．また、トウのアデンダムからヒールのデデンダムにかけて-0.05 から-0.10 mm 程度の偏差が見受けられる．これらの形状偏差は、専用加工機で創成歯切りされたなめらかな歯面では見られないものである．スキューベベルギヤの専用加工機では、機械の剛性と切削速度の関係から浸炭焼入れ後の歯面仕上げができないことより、歯面硬化後にピニオンとギヤをかみ合わせてラッピングを行ったものと推察される．また、本ギヤは今まで稼働していたものであり、それによる偏摩耗の影響を受けたものと考えられる．

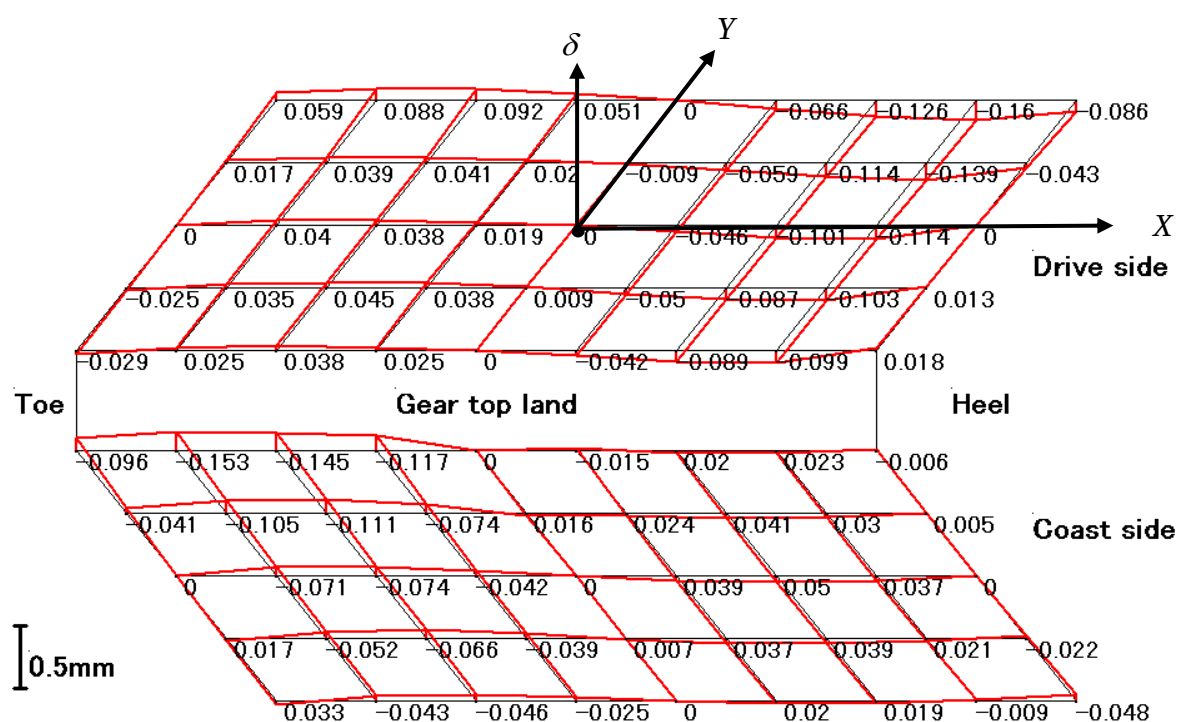


Fig. 4.7 Result of approximation with polynomials of group 1

Table 4.2 Coefficient of polynomials (Group 1) [μm]

	a_{11}	a_{12}	a_{21}	a_{22}
Drive side	18.75876	-0.13576	0.140464	-0.0224
Coast side	15.30663	0.313946	-3.374287	0.050401

b) 歯面形状偏差近似方法 II

グループ I の近似では、歯すじ方向のうねりとバイアス方向の偏差が存在し、歯面形状偏差の近似が不十分であった。そこで、グループ II として図 4.6 の(c)バイアス方向の 2 次と(b)歯すじ方向の 3 次の多項式を導入してさらなる近似を試みる。

まず、図中(c)のように基準点を通るバイアスイン(bias-in)方向偏差要素 δ_{31} とバイアスアウト(bias-out)方向偏差要素 δ_{22} は、 X と Y が合成された二次式として次のように表すことができる。

$$\begin{aligned}
\xi_1 &= \tan^{-1}\left(\frac{T}{H}\right), L_0 = \frac{H}{\cos \xi_1} \\
\delta_{31} &= a_{31}(X \cos \xi_1 - Y \sin \xi_1)^2 \\
a_{31} &= \frac{\delta_{31}}{(0.5L_0)^2} = \frac{4\delta_{31}}{L_0^2} \\
\delta_{32} &= a_{32}(X \cos \xi_1 + Y \sin \xi_1)^2 \\
a_{32} &= \frac{\delta_{32}}{(0.5L_0)^2} = \frac{4\delta_{32}}{L_0^2}
\end{aligned} \tag{4.4}$$

最後に図中(d)のように基準点を通る歯すじ偏差要素 δ_{41} は, X の三次式として次のように表すことができる.

$$\delta_{41} = b_3 X^3 + b_2 X^2 + b_1 X \tag{4.5}$$

b_1, b_2 そして b_3 は, 以下の手順で求めることができる. 図中(d)において $X = -0.5H$ と $X = 0.5H$ の時に $\delta = 0$ であり, $X = 0.25H$ の時に $\delta = \delta_{41}$ であることより, 連立方程式を解けばよい.

グループ I と II の和をとると, 式(4.3),(4.4),(4.5)よりギヤ歯面偏差 δ は以下の式になる.

$$\delta = A_1 X + A_2 Y + A_3 X^2 + A_4 Y^2 + A_5 XY + A_6 X^3 \tag{4.6}$$

ここで,

$$\begin{aligned}
A_1 &= a_{11} + b_1, A_2 = a_{12} \\
A_3 &= (a_{31} + a_{32}) \cos^2 \xi_1 + a_{21} + b_2 \\
A_4 &= (a_{31} + a_{32}) \sin^2 \xi_1 + a_{22} \\
A_5 &= 2(a_{32} - a_{31}) \cos \xi_1 \sin \xi_1 \\
A_6 &= b_3
\end{aligned}$$

式(4.6)を用いて図 4.5 に示す測定結果を近似した結果を図 4.8 に示す. 近似した多項式の係数を表 4.3 にまとめて示す.

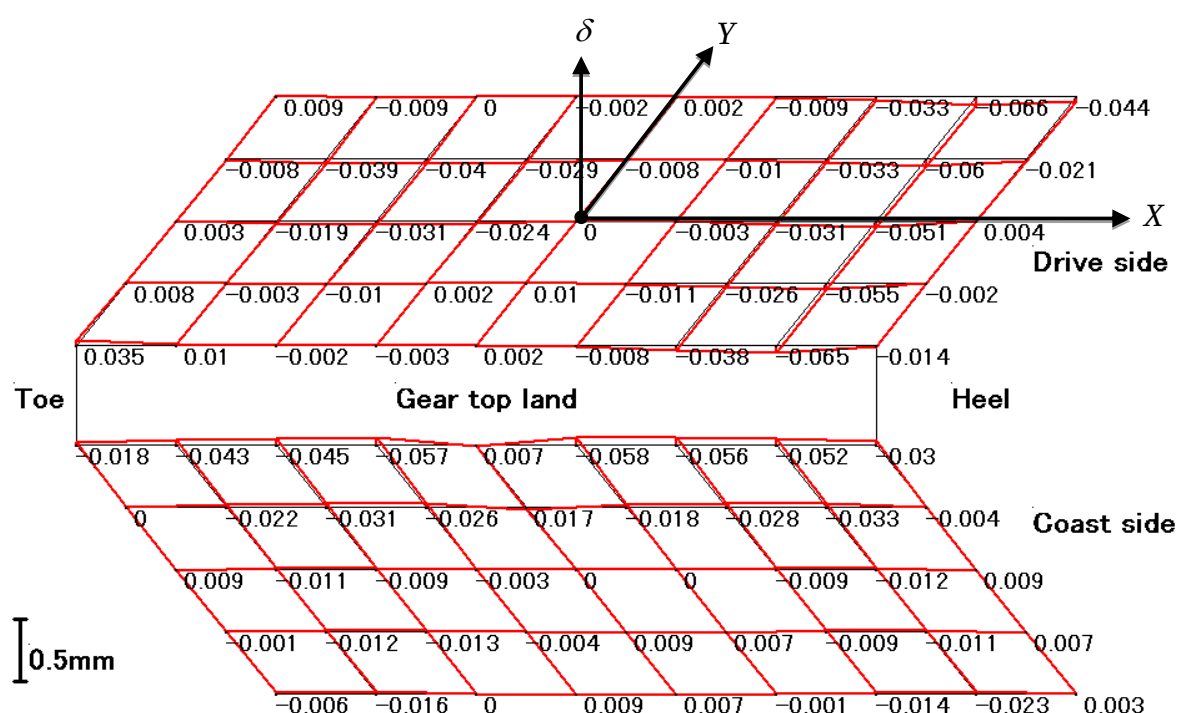


Fig. 4.8 Result of approximation with polynomials (Group 1+2)

Table 4.3 Coefficient of polynomials (Group 1+2) [μm]

	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
Drive side	18.75876	-0.1736	-1.8828	-0.0232	0.0715	0.00024
Coast side	15.30663	0.19594	-1.5693	0.04877	0.05805	-0.0002

グループ I だけの近似と比較して、グループ I と II の和による近似は、両歯面ともに、歯すじ方向のうねりが約 0.01 mm と 1/10 に低減し、バイアス偏差も約 1/2 に抑えることができた。通常の歯形・歯すじ修整量は 0.05 mm 以上であることよりグループ I + II の近似は、十分に TCA を用いて歯当たりと回転伝達誤差を制御できる程度まで一致しているものと判断できる。

以上のことより、各測定点におけるギヤ歯面形状の偏差の近似値 δ とその点における単位面法線ベクトル $\mathbf{n}$ を用いれば、測定したギヤ歯面形状 $\mathbf{x}_a$ は式(4.7)で表すことができる。ここで $\mathbf{x}$ は、歯面形状測定に用いた参照データである。

$$x_a = x + \delta n \quad (4.7)$$

4-3 TCA による既存ギヤとかみ合うピニオンの歯面設計

表 4.3 に示す両歯面の X と Y の 3 次の多項式の係数 A_1 から A_6 を TCA に反映することにより、ギヤ歯面偏差を考慮した TCA を行うことが可能となる。TCA を用いて、歯当たりが図面要求通りになるように適切な歯面修整と歯幅方向のレリービングを施した。

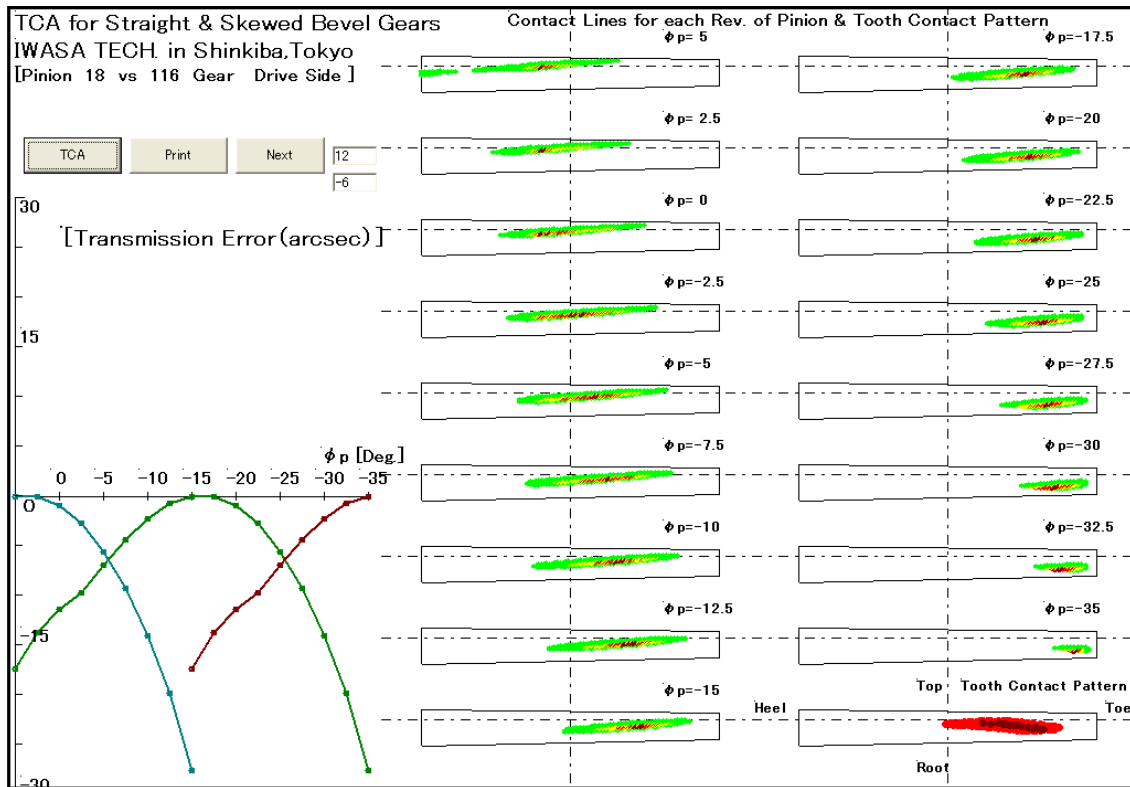
表 4.4 にピニオンの作用面と反作用面の歯面修整量とレリービング量をまとめた。歯面修整は、スキュー角修整 $\Delta\beta$ 、圧力角修整 $\Delta\alpha$ 、歯形円弧修整量 Δc 、歯すじクラウニング修整量 Δs を与えた。そして両歯面ともに小端は幅 10 mm でレリービング修整量-0.1 mm、大端は幅 80 mm でレリービング修整量-0.3 mm をそれぞれ与えた。

その結果、図 4.9 に示すように(a)作用面と(b)反作用面の歯当りは、小端寄りで幅と長さともに図面要求を満たし、かつ回転伝達誤差も放物線状になり前後のかみ合いで交点を有しており、その大きさも 15"以下となり理想的な状態である。

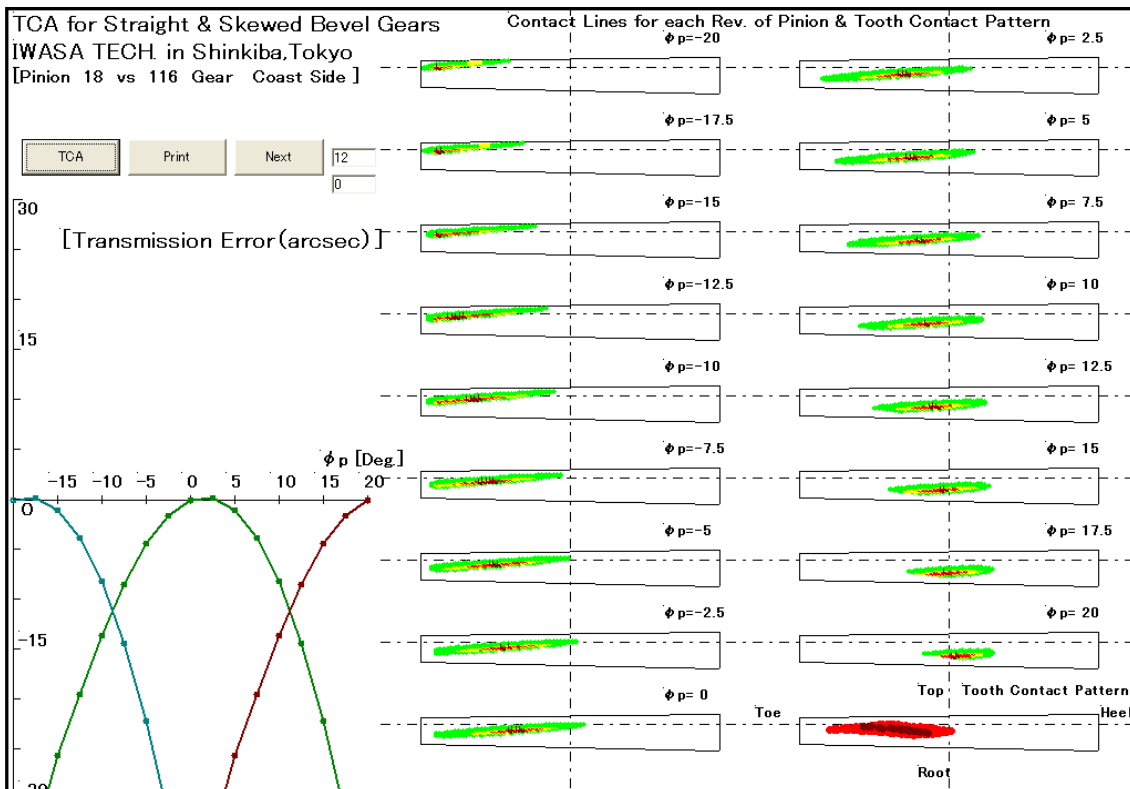
本 TCA 結果に基づいて、ピニオンの歯面形状の三次元座標とその単位面法線ベクトルを求め、それにより 5 軸制御マシニングセンタ用の NC データを生成して、浸炭焼入れ前のソフト歯切り加工と焼入れ後のハード仕上げ歯切り加工を行う。

Table 4.4 Modification factor of pinion tooth flank form

Pinion member	Skew angle [deg.] $\Delta\beta$	Pressure angle [deg.] $\Delta\alpha$	Profile Mod. [mm] Δc	Crowning [mm] Δs	Relieving modification [mm]			
					Toe side		Heel side	
					Distance	Amount	Distance	Amount
Drive side	0.05	-0.60	0.10	-0.40	10	-0.1	80	-0.3
Coast side	0.03	-0.25	0.20	0.80	10	-0.1	80	-0.3



(a) TCA result of drive side



(b) TCA result of coast side

Fig. 4.9 TCA results for existed gear member

4-4 ピニオンの歯切り加工と検証

4-4-1 ピニオンの歯切り加工

TCA 結果に基づいて 5 軸制御マシニングセンタ(DMG 社製 DMU210P)を用いてピニオンの歯切り加工を行った。このとき、工具角を歯面に対して直角になるように傾けて円筒エンドミル側面によるスワーフ加工で仕上げ歯切り加工を実施した。この手法により加工能率、精度そして表面粗さが格段に向上する。浸炭焼入れ前のソフト歯切りには、歯面は 6 刃の 10 mm と 5 mm のラジアスエンドミルを、歯底はボールエンドミルで加工を行った。浸炭焼入れ後のハード歯切りは、10 刃の 10 mm のラジアスエンドミルによるスワーフ加工を行った。

Table 4.5 Conditions of pinion machining.

Processes	Diameter of end-mill (mm)	Rotary speed of main spindle (min^{-1})	Feed (mm/min.)	Axial depth of cut (mm)	Step of swarf cut (mm)	Time/one side (min.)
Semi-Finishing	10.0	1400	1100	0.2	1.2	120
Finishing	10.0	1600	1100	0.05	0.4	360

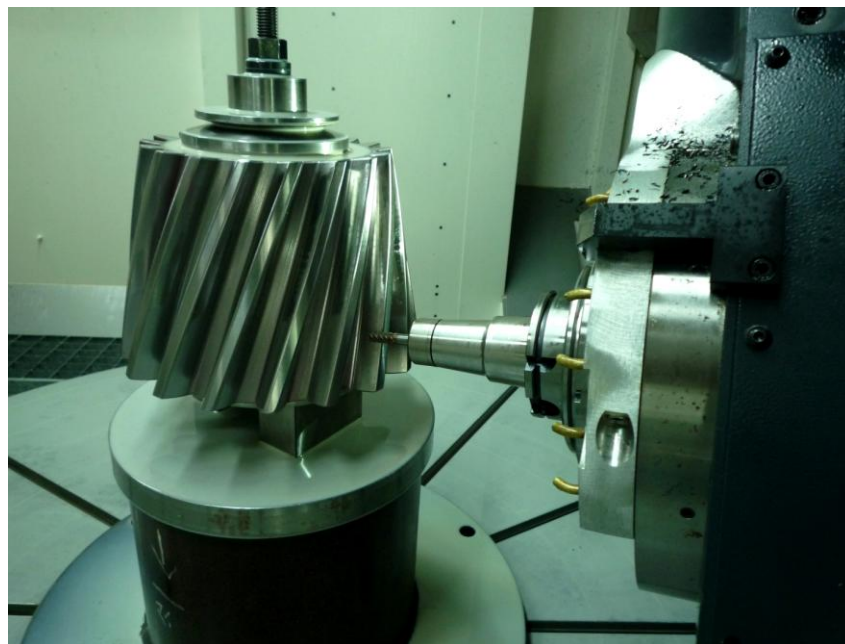


Fig. 4.10 Swarf cutting of the pinion member

ピニオンの素材は，18CrNiMo6 を用いた．浸炭焼入れ後は，0.3 mm の取り代の中仕上げと 0.05 mm の取り代の仕上げ加工を行った．表 4.5 に中仕上げ，仕上げ歯切り加工の条件を示す．図 4.10 にピニオン歯面のスワーフ加工の状況を示す．中仕上げの歯切り加工時間は両歯面で 4 時間であった．仕上げの歯切り加工時間は両歯面で 12 時間であった．エンドミルの欠損等の大きな問題もなく加工は順調に終わった．

4-4-2 ピニオンの歯面形状およびギヤセットの歯当たり

加工が完了したピニオンの歯面形状とピッチ精度を図 4.11 に示す三次元歯車測定機（Gleason 社製 Sigma3000CMM）を用いて測定した．ピニオンの歯面形状の測定に先立ち，TCA により，実歯面と比較測定を行うための理論データを計算した．理論データは，式(4.7)で得られるギヤ歯面形状 $\mathbf{x}_a$ とかみ合うピニオンであり，表 4.4 に示すピニオンの各歯面に各種の歯面修整を施して要求された歯当たりが得られるものとした．

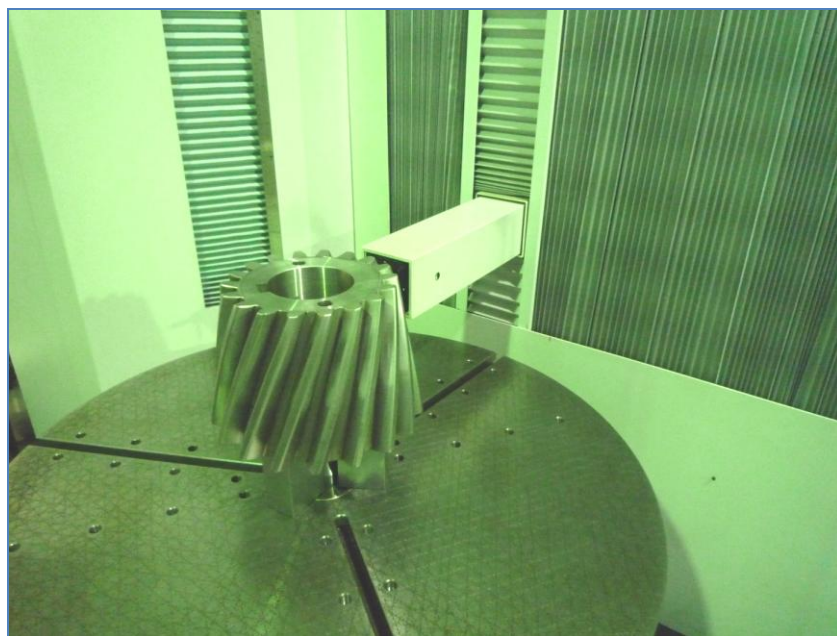


Fig. 4.11 Measurement of pinion tooth flank form

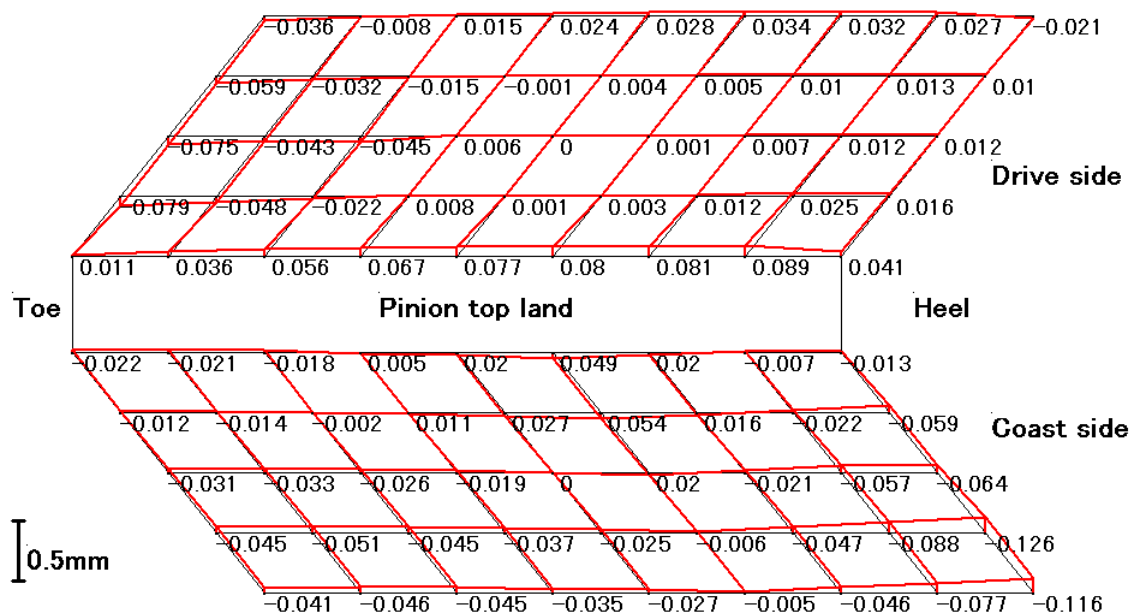


Fig. 4.12 Measured result of pinion tooth flank form

図 4.12 にピニオンの歯面形状の測定結果を示す．赤い線が理論値からの偏差を示す．図中の左側が小端，右側が大端を表し，中央が歯山を表している．ピニオンの作用歯面形状は， $-0.075 \sim +0.089$ mm 以内であり，反作用歯面形状は， $-0.126 \sim +0.054$ mm 以内であった．ピニオンの歯面には，既に TCA 実施時に各々歯形修整量 $\Delta c = 0.05$ mm，クラウニング量 $\Delta s = 0.05$ mm が施されている．その上，既存ギヤとのかみ合いで，要求された歯当たりを実現するために表 4.4 に示すように 0.1 mm 単位の歯面修整を施していることより，ピニオンの歯面形状偏差は，実際の歯当たりには影響がない範囲である．またピニオンのピッチ測定結果は，JIS1 級であった．以上のことより，作用面と反作用面の歯面ともに理論値とよく一致しており，狙い通りの歯面が得られていることがわかる．

次に，図 4.13 に示すように加工したピニオンと既存ギヤを歯当たりテスター上でかみ合わせて歯当たりを観察した．図 4.14(a)にギヤ作用面の歯当たり，(b)にギヤ反作用面の歯当たりの写真を，図 4.15 にピニオンとギヤの歯当たりをテープで写し取った成績書を示す．表 4.6 に歯当たりテスター上でのピニオンとギヤの組立距離とバックラッシュを示す．

前述の通り，図 4.2 は図面の歯当たり要求，図 4.9 は既存ギヤの歯面形状偏差を TCA にフィードバックし，ピニオンに適正な歯面修整を施して得られた TCA 結果である．図 4.14，図 4.15 はそれぞれ，それに基づいて加工したピニオンと既存ギヤをか

み合わせて得られた歯当たり写真と歯当たり成績書である。TCA 結果と実際に得られた歯当たりを比較すると、歯当たりの位置、形状（長さと歯丈方向の幅）はよく一致し、歯当たり要求を満足していることより、本研究の有効性が確かめられた。

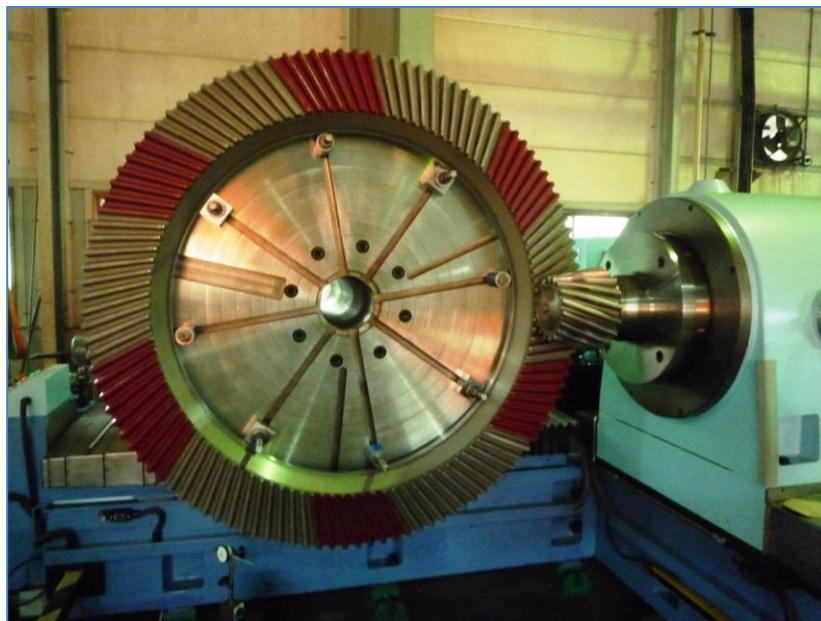


Fig. 4.13 Meshing test of skew bevel gear set



(a) Drive side



(b) Coast side

Fig. 4.14 Tooth contact pattern on the gear tooth surface

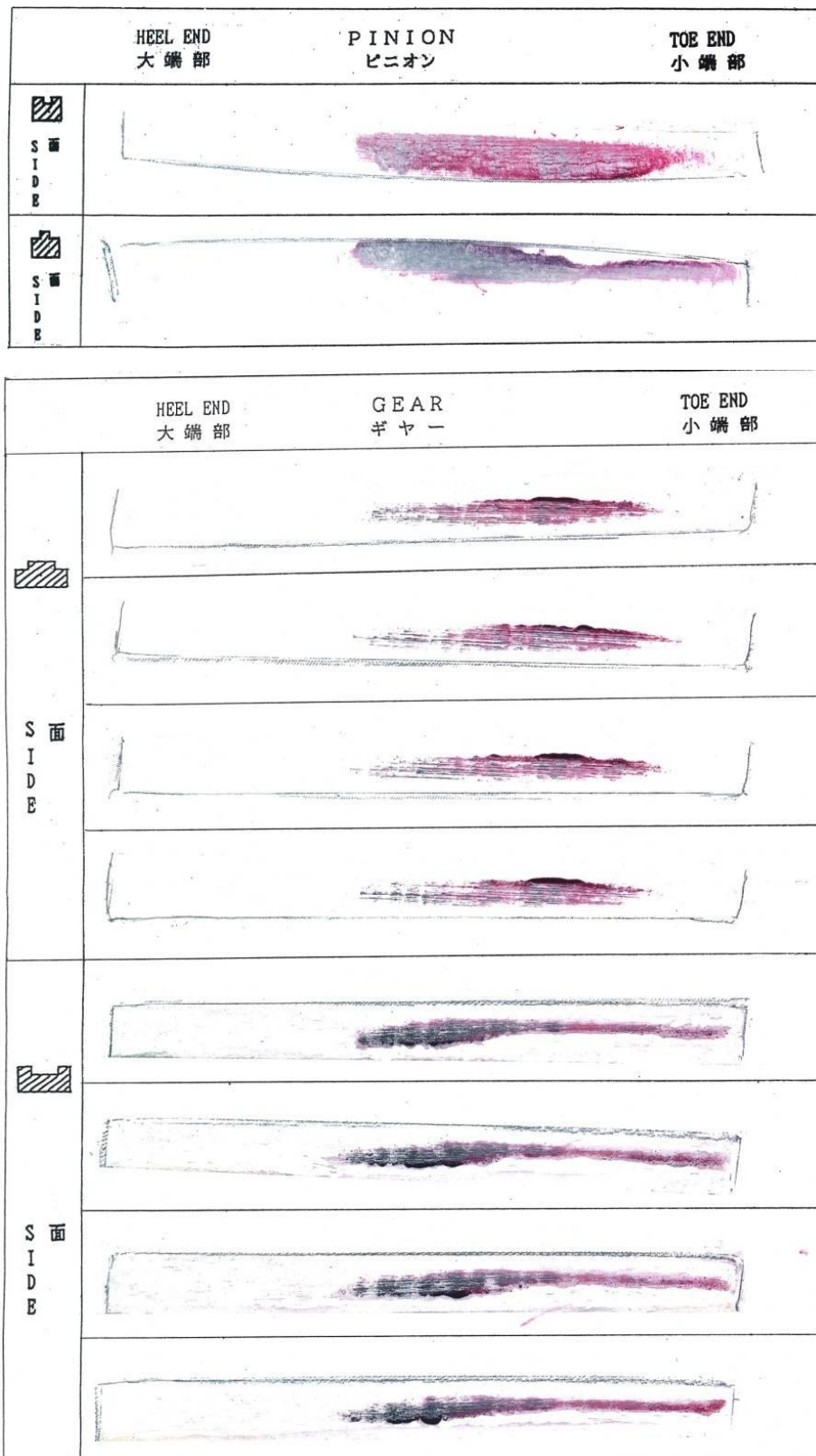


Fig. 4.15 Tooth contact pattern of pinion and gear

Table 4.6 Mounting distance and backlash on meshing tester

	Drawing	Actual Value
Pinion M.D.	34.000”(863.60 mm)	34.000”(863.60 mm)
Gear M.D.	8.500”(215.90 mm)	8.500”(215.90 mm)
Backlash	0.019”(0.483 mm)	0.020”(0.508 mm)

4-5 結 言

本章では，交差軸歯車のレトロフィットの歯面設計・加工事例として，大形スキューベベルギヤについて述べた．マシニングセンタを用いて，実際に使用されている減速機において稼働していた既存ギヤとかみ合うピニオンの再製作を行った．その結果，以下に示す結論が得られた．

- (1) ピニオンの歯面形状を TCA を用いて設計するために，三次元歯車測定機による既存ギヤの歯面形状の測定結果を歯面の位置(X,Y)の 3 次の多項式として近似する手法を導入し，TCA の実施に対し十分な近似ができることを確認した．
- (2) ギヤ歯面形状偏差の多項式による近似を TCA にフィードバックして，歯面修整と歯すじ方向のレリービングを適切に施し，加工前に図面歯当たり要求を満足するピニオンの歯面設計を行った．それに基づいて，マシニングセンタを用いて歯面硬化したピニオンの歯切り加工を行い，三次元歯車測定機により歯面形状を測定した結果，目標の歯面形状が得られたことより，マシニングセンタによる加工の有効性を確認した．
- (3) 加工したピニオンと既存ギヤを歯当たりテスター上でかみ合わせて歯当たりを観察した結果，図面要求を満足する歯当たりが得られたことより，本歯面設計・加工法の有効性を立証した．

本歯面設計・加工法は，これまでの交差軸歯車の製造法では不可能であった既存ギヤとかみ合うピニオンの加工を実現した．専用の加工機では機械と工具の制約がある

が、マシニングセンタでは、任意の歯面修整を施した加工ができるという、マシニングセンタの利点を活かすことができた歯面設計・加工法であると考える。

参考文献

- [1] Hermann J. Stadtfeld, Handbook of Bevel and Hypoid Gears, Rochester Institute of Technology, (1993), pp.164-166
- [2] Kawasaki K., Tamura H. and Nakano Y., A Method for Inspection of Spiral Bevel Gears in Klingelnberg Cyclo-Paloid System, Proc. Int. Gearing Conference, Necastle upon Tyne, (1994), pp. 305-310
- [3] Hermann J. Stadtfeld, Handbook of Bevel and Hypoid Gears, Rochester Institute of Technology, (1993), pp.170-172
- [4] Kawasaki K. and Tsuji I., Analytical and Experimental Tooth Contact Pattern of Large-Sized Spiral Bevel Gears in Cyclo-Paloid System, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol.132, (2010), pp. 041004-1-8
- [5] Fan Qi, Dafoe Ronald S. and Swanger John W., Higher-Order Tooth Flank Form Error Correction for Face-Milled Spiral Bevel and Hypoid Gears, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 130, No. 7(2008), pp. 072601-1-7.

第5章 ストレートベベルギヤとフェースギヤのマシニングセンタによる加工

5-1 緒言

前章までで、スパイラルベベルギヤとスキューベベルギヤに関して、TCAによる歯面設計とマシニングセンタによる加工について述べた。この手法は、従来の専用加工機による加工とは異なり、歯面形状を三次元座標として取り扱うことにより任意の歯面形状と自由度の高い歯面修整が可能となり、従来できなかった歯面の高強度化を目的とした歯面修整や既存ギヤとかみ合うピニオンの再製作などに十分に対応できることを示した。

そこで本章では、本手法の他の歯車への展開として、ストレートベベルギヤとフェースギヤのマシニングセンタによる歯切り加工を行った。

ストレートベベルギヤは、第4章で述べたスキューベベルギヤと同世代に使用された歯車で、古くから動力プラントなどに用いられていたが、同じようにリノベーション事業の拡大とともにその需要も拡大してきた。また、その製造方法もスキューベベルギヤと同様の専用加工機で行われており、同じ問題を有している。

一方、第1章で述べたように、近年、スパイラルベベルギヤやハイポイドギヤの代替としてフェースギヤを用いようとする試みが始まり、図5.1に示すようにヘリコプターに用いられるトランスミッションのトルクスプリット機構に採用された例もでてきた[1-3]。この例は、1個のピニオンで2個のギヤを同時に駆動することにより軽量化をはかろうとしたものであり、今後、ピニオンが円筒歯車であることを活用した様々なアプリケーションが出現する可能性がある。そして、それを具現化するためには、フェースギヤの一層の高性能化が求められる。

ストレートベベルギヤとフェースギヤの共通の課題は、浸炭焼入れなどにより歯面硬化された歯車を精度よく加工する有効な手段がなく、市場の要求に答えられていないことである。歯車に高性能を求めるとき、すでに述べたように、接点における相対曲率等の性能を左右する幾何学的諸量や干渉を考慮した適切な幾何学的設計とともに、避けられない組立誤差や運転時の軸変位にともなう歯当たりの悪化を防ぐための歯面修整が必要となる。

そこで、本章では、それぞれの歯車に対して TCA を用いて自由度の高い適切な歯

面修整を施した歯面設計と歯面硬化した歯車のマシニングセンタによる歯切り加工について述べる．フェースギヤに関しては，製作した歯車の運転性能試験結果についても述べる．

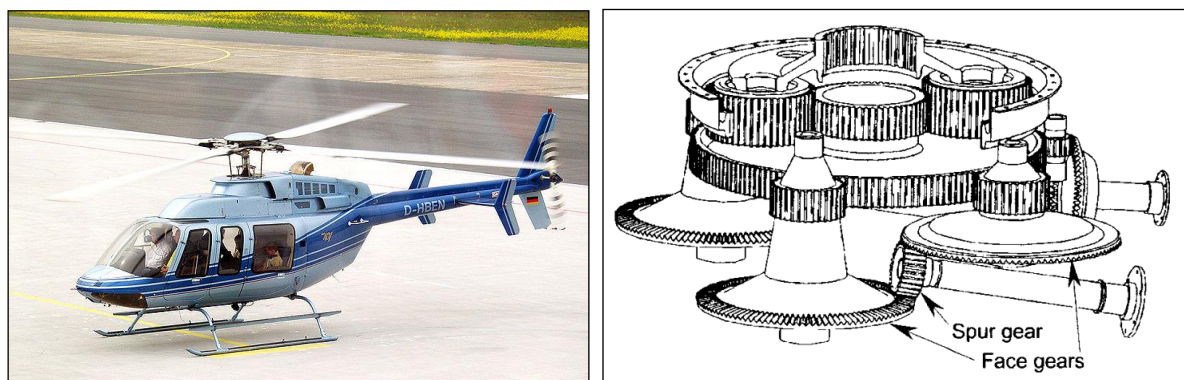


Fig. 5.1 Split-torque, face gear transmission for helicopter

5-2 マシニングセンタによるストレートベベルギヤの加工

第2章で述べたように，交差軸歯車のかみ合い特性や歯面修整の影響について検討するには，TCA はとても有効な手段である．本節では，ストレートベベルギヤに関して，TCA による歯面設計を行った．

5-2-1 TCA による歯面設計

ストレートベベルギヤの無負荷時の TCA を行った．表 5.1 に本研究で製作した PCD(Pitch circle diameter)が 850mm の大型のストレートベベルギヤの歯車諸元を示す．表の歯車諸元に，2-2-3 節で示した歯形修整量を $\Delta c = 0.05 \text{ mm}$ ，クラウニング量を $\Delta s = 0.03 \text{ mm}$ に設定した．図 5.2 に TCA 結果を示す．この TCA 結果では，回転伝達誤差の大きさは，約 $17''$ である． Δc と Δs の値は，歯当たりと回転伝達誤差に大きな影響を及ぼすことから， Δc と Δs が，歯当たりと回転伝達誤差に与える影響について調査した．

まず，歯形修整量 Δc の与える影響を調査するため， $\Delta c = 0.02 \text{ mm}$ ， $\Delta s = 0.03 \text{ mm}$ として TCA を行った．図 5.3 にその結果を示す．歯当たりの形状と大きさは，図 5.2 とほとんど同じであるが，回転伝達誤差は，約 $7''$ と小さく抑えられている．1 歯かみ合いの回転伝達誤差の放物線の開き具合は，かみ合いの進行方向が歯形方向である

ことより歯形修整量によって大きな影響を受ける．すなわち歯形修整量が大きいと放物線の開きが小さくなり，回転伝達誤差が大きくなる．これとは逆に，歯形修整量を小さくすると回転伝達誤差は小さくなるが，加工誤差や組立時のアライメント誤差等に対して敏感になってしまう．このことは，アプリケーションに見合った歯形修整量を与えて設計すべきであることを意味している．

Table 5.1 Dimensions of straight bevel gears

		Pinion	Gear
Number of teeth	z_p, z_g	18	59
Pitch circle diameter	d_{p0}, d_{g0}	259.322 mm	850 mm
Pitch cone angle	δ_{p0}, δ_{g0}	16.966 deg.	73.034 deg.
Normal module	M_n	10.0867	
Shaft angle	Σ	90 deg.	
Pressure angle	α	20 deg.	
Outer cone distance	R_e	804.5 mm	
Mean cone distance	R_m	727.0 mm	
Inner cone distance	R_i	572.0 mm	
Face width	b	155.0 mm	
Whole depth		12.6 mm	

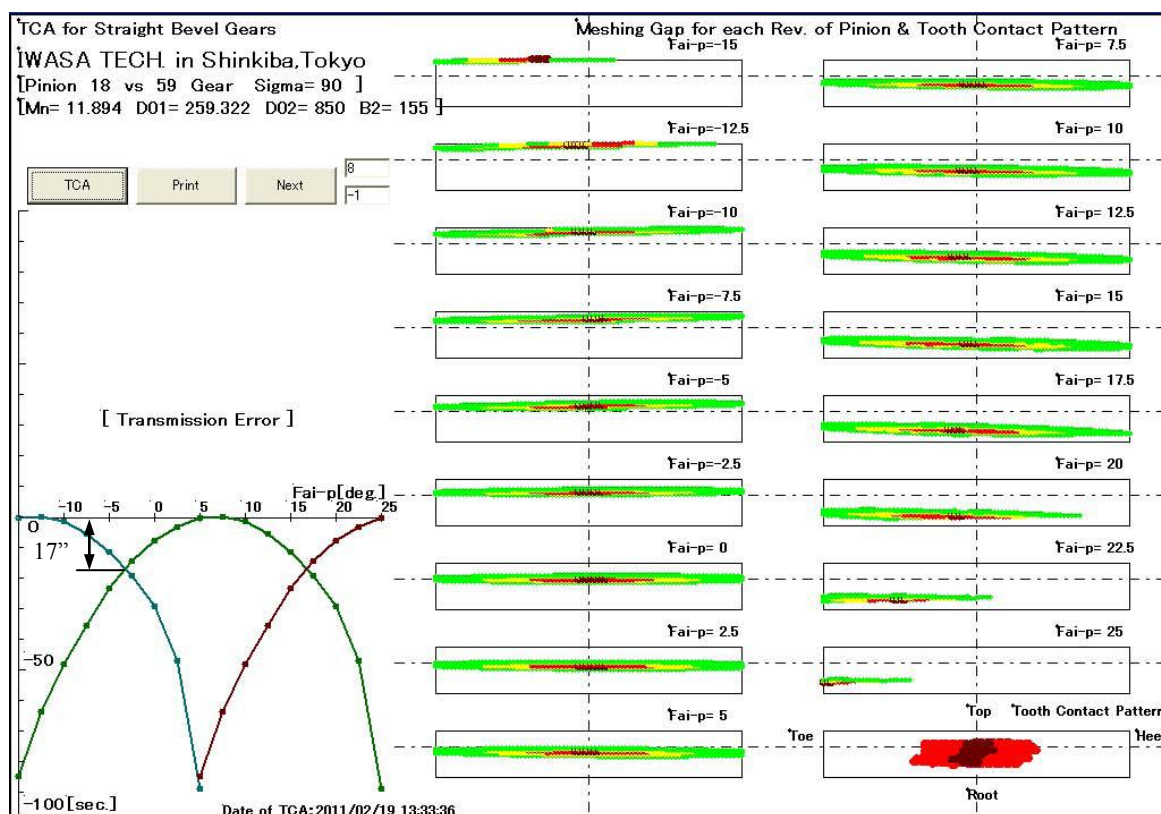


Fig. 5.2 Result of tooth contact analysis in the case of $\Delta c = 0.05$ mm and $\Delta s = 0.03$ mm

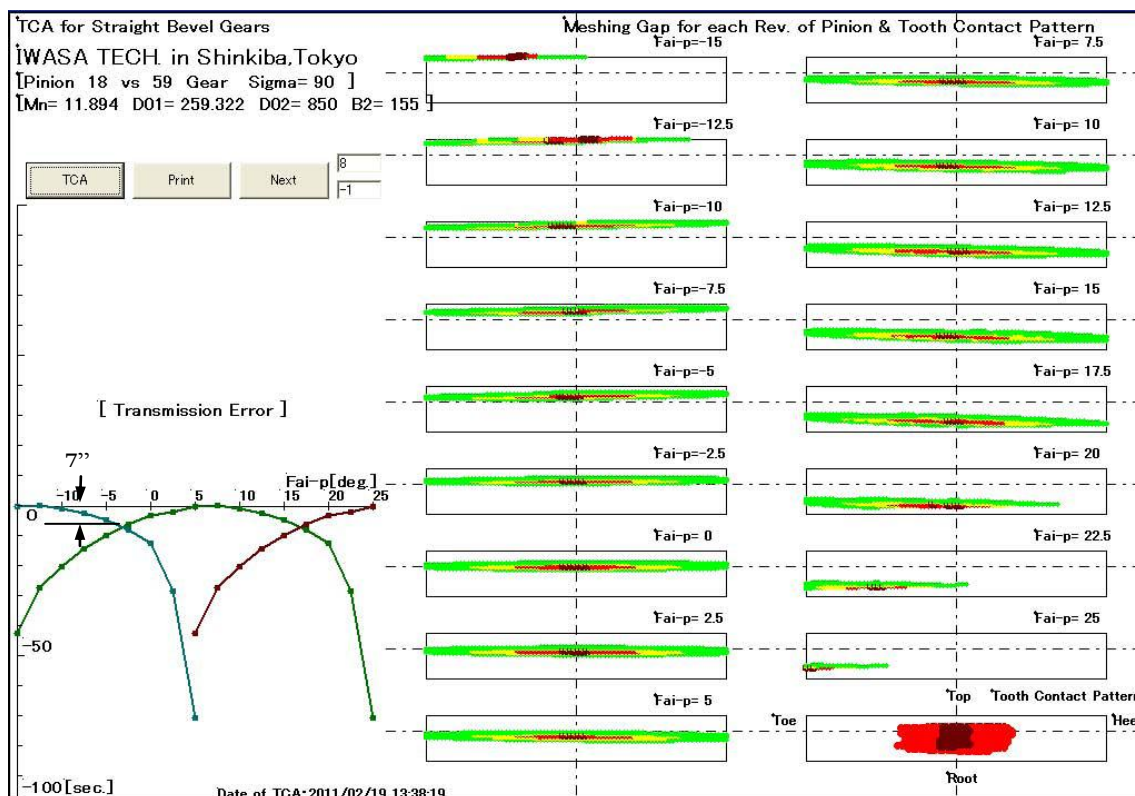


Fig. 5.3 Result of tooth contact analysis in the case of $\Delta c = 0.02$ mm and $\Delta s = 0.03$ mm

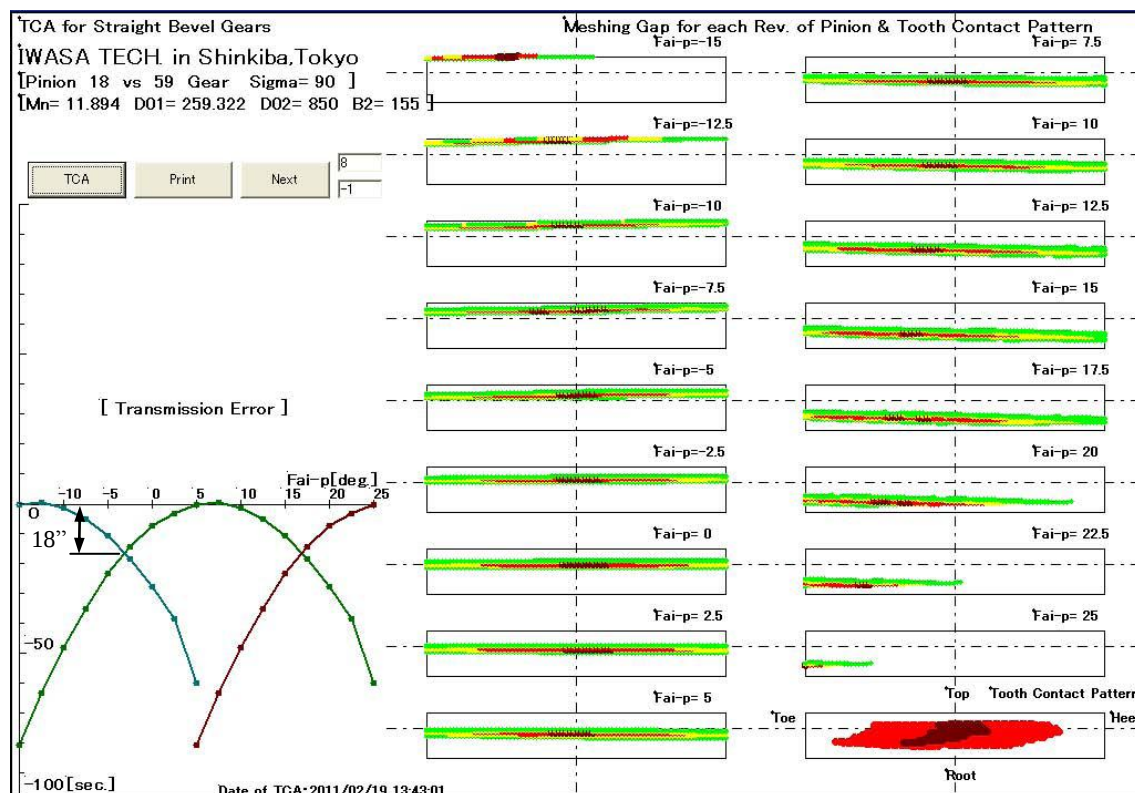


Fig. 5.4 Result of tooth contact analysis in the case of $\Delta c = 0.05$ mm and $\Delta s = 0.01$ mm

次に、クラウニング量 Δs の与える影響を調査するため、 $\Delta c = 0.05 \text{ mm}$ 、 $\Delta s = 0.01 \text{ mm}$ として TCA を行った。図 5.4 にその結果を示す。図 5.3 の場合とは逆に、回転伝達誤差は、図 5.2 とほとんど同じであるのに対し、歯当たりの大きさは、約 2 倍大きくなっている。その理由は、クラウニング量を小さくすると、歯当たりの歯すじ方向の幅は大きくなるからである。このことは、クラウニング量もアプリケーションに見合った量を与えて、小端や大端に歯当たりが抜けないように設計すべきことを意味している。本研究では、加工誤差や組立て時のアライメント誤差などに対する鈍感性を考慮して、歯形修整量 $\Delta c = 0.05 \text{ mm}$ 、クラウニング量 $\Delta s = 0.03 \text{ mm}$ を設定した TCA 結果(図 5.2)を採用してピニオンとギヤの歯切り加工を行う。

5-2-2 ストレートベベルギヤ・ギヤの歯切り加工

本節では、ギヤの歯切り加工について述べる。第 3 章で述べた専用 CAM を用いて歯切り加工用の NC データを生成した。本研究では、ギヤの歯切り加工に 5 軸制御マシニングセンタ (DMG 社製 DMU210P) を用いた。浸炭焼入れ前のソフト歯切り加工も本機にて、歯面部は $\phi 10$ と $\phi 5$ のラフィングエンドミルで、歯底部は、R3 のボールエンドミルを用いて行った。また、浸炭焼入れの取り代は片側 0.3 mm とした。以後、浸炭焼入れ後のハード歯切り加工について述べる。歯車の材料には、17CrNiMo6 を用いた。浸炭焼入れは、表面硬度 HRC60-62、硬化層深さ 1.2-1.6 mm で行った。

浸炭焼入れ後の歯切り加工を、焼入れひずみを取り除くための切込み量 0.3 mm の中仕上げ工程と精度確保のための切込み量 0.05 mm の仕上げ工程に分割した。使用したエンドミルは、 $\phi 10$ の 6 枚刃の超硬ラジラスエンドミルで、加工法は、エンドミル側面を使用して加工するスワーフ加工である。この方法を用いることにより、工具寿命が格段に向上し表面粗さとピッチ精度も向上した。

表 5.2 に浸炭焼入れ後の歯切り加工条件を示す。図 5.5 に 5 軸制御マシニングセンタの加工状況を、図 5.6 にギヤ歯面のスワーフ加工の状況の写真をそれぞれ示す。

Table 5.2 Conditions of gear machining

Processes	Diameter of end mill (mm)	Revolution of main spindle (rpm)	Feed (mm/min.)	Depth of cut (mm)	Step of swarf cutting (mm)	Time/one side (min.)
Semi-finishing	10.0	1,200	1,150	0.3	3.0	70
Finishing	10.0	1,200	1,100	0.05	1.5	150

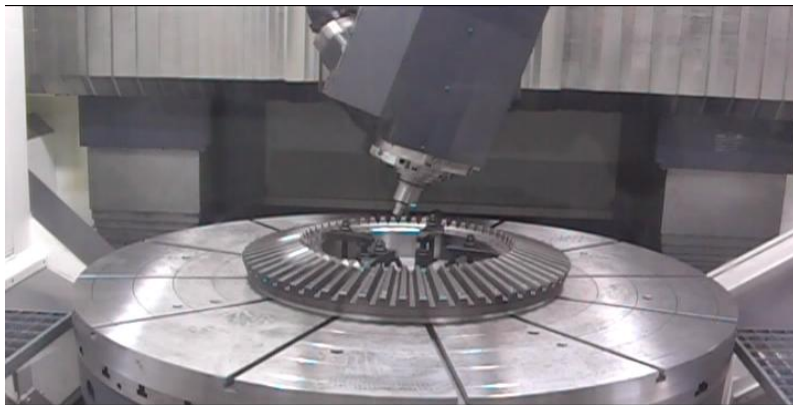


Fig. 5.5 Gear-work on multi-axis controlled machine

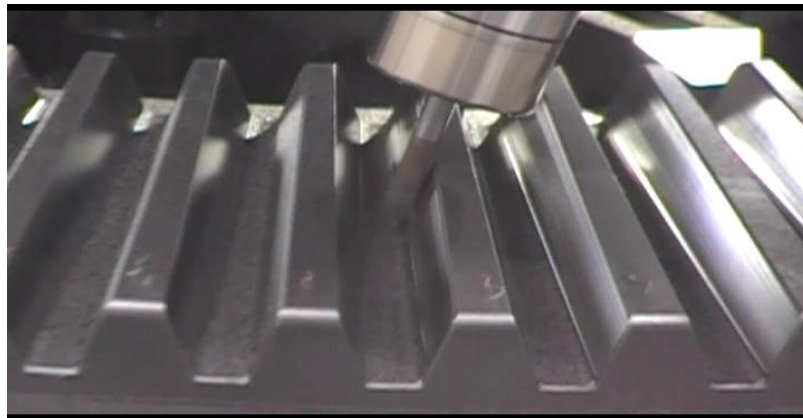


Fig. 5.6 Swarf cutting of gear tooth surface

浸炭焼入れ前の粗歯切りの加工時間は、約 50min.であった。浸炭焼入れ後の中・仕上げ歯切りの加工時間は、合計で約 220min.であった。本加工は、特に工具の破損や異常摩耗もなく無事に終了した。

5-2-3 ストレートベベルギヤ・ピニオンの歯切り加工

ピニオンの歯切り加工には、5 軸制御旋盤形マシニングセンタ（森精機社製 NT5400）を用いた。ギヤ同様、浸炭焼入れ前のソフト歯切り加工は、歯面部は $\phi 10$ と $\phi 5$ のラフィングエンドミルで、歯底部は、R3 のボールエンドミルを用いて行った。また浸炭焼入れの取り代は片側 0.3 mm とした。歯車材料と浸炭焼入れは、ギヤ同様とした。

浸炭焼入れ後の歯切り加工を、焼入れひずみを取り除きための切込み量 0.3 mm の中仕上げ工程と精度確保のための切込み量 0.05 mm の仕上げ工程に分割した。使用し

たエンドミルは、 $\phi 10$ の 6 枚刃の超硬ラジラスエンドミルで、加工法は、ギヤ同様、エンドミル側面を使用して加工するスワーフ加工である。

表 5.3 に浸炭焼入れ後の歯切りの加工条件を示す。図 5.7 に 5 軸制御旋盤形マシニングセンタの加工状況の写真を示す。

浸炭焼入れ前の粗歯切りの加工時間は、約 120 min.であった。浸炭焼入れ後の中・仕上げ歯切りの加工時間は、合計で約 240 min.であった。本加工は、特に工具の破損や異常摩耗もなく無事に終了した。

Table 5.3 Conditions for pinion machining

Processes	Diameter of end mill (mm)	Revolution of main spindle (rpm)	Feed (mm/min.)	Depth of cut (mm)	Step of swarf cutting (mm)	Time/one side (min.)
Semi-finishing	10.0	1,400	1,100	0.2	1.2	60
Finishing	10.0	1,600	1,100	0.05	0.4	180

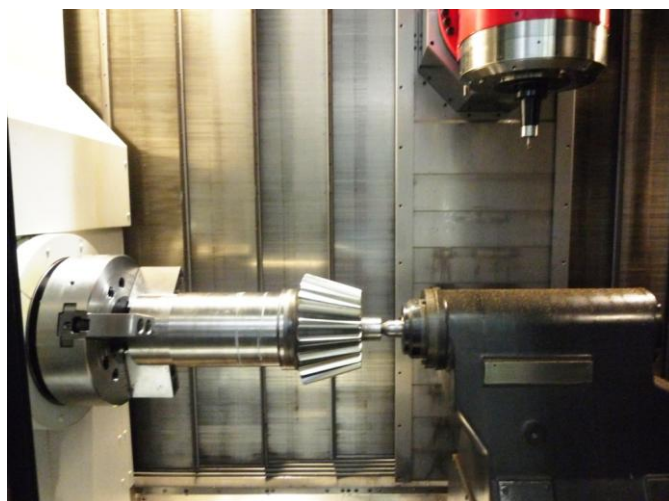


Fig. 5.7 Cutting tooth of pinion member

5-2-4 歯面形状測定と歯当たり検査

図 5.8 に示す三次元歯車測定機(Gleason 社製 Sigma3000CMM)を用いてピニオンとギヤの歯面形状測定を行った。加工したピニオンとギヤの歯面形状は、歯面上の座標値と理論データ[4-7]を単位面法線ベクトル方向の偏差として検出した。図 5.9 にギヤの測定結果を、図 5.10 にピニオンの測定結果をそれぞれ示す。図中の左側が小端、右側が大端を表し、中央が歯山を表している。ギヤの歯面形状偏差は ± 0.017 mm 以内であり、ピニオンの歯面形状偏差は ± 0.042 mm 以内であった。

ピニオンとギヤの歯面には、それぞれ歯形修整量 $\Delta c = 0.05 \text{ mm}$ 、クラウニング量 $\Delta s = 0.03 \text{ mm}$ が施されている。ギヤセットとしての歯面修整量は歯形方向で 0.1 mm 、歯すじ方向で 0.06 mm となり、ピニオンとギヤの歯面形状偏差を上回っていることより、実際の歯当たりには影響がない範囲であることがわかる。また、ピッチを測定したところ、ピニオン、ギヤともに JIS1 級であった。

次に図 5.11 に示すように加工したストレートベベルギヤを歯当たりテスター上でかみ合わせて歯当たり検査を実施した。図 5.12 に歯当たりの写真を示す。加工前に実施した TCA（図 5.2）と比較すると、実際の歯当たりの大きさ、形状と位置がほとんど一致している。この結果より、ストレートベベルギヤに対しても TCA を用いた歯面設計とマシニングセンタによる加工法の有効性が立証された。



Fig. 5.8 Measurement of gear member

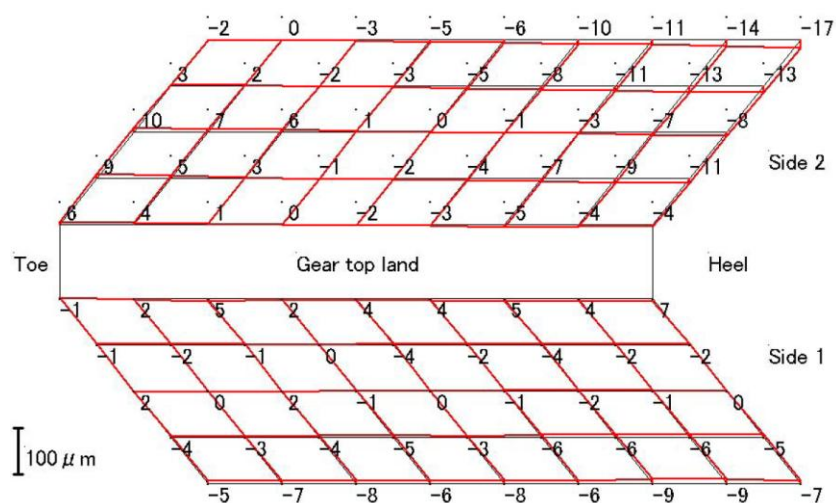


Fig. 5.9 Result of measurement of gear tooth flank form

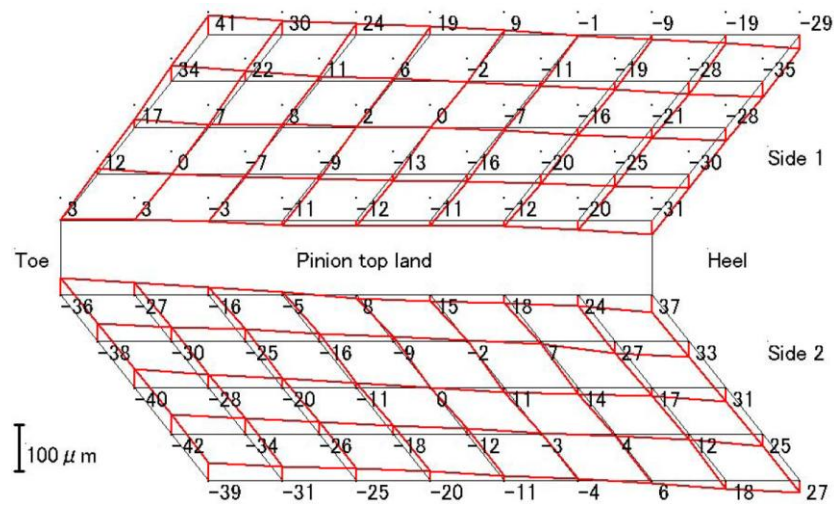


Fig. 5.10 Result of measurement of pinion flank form

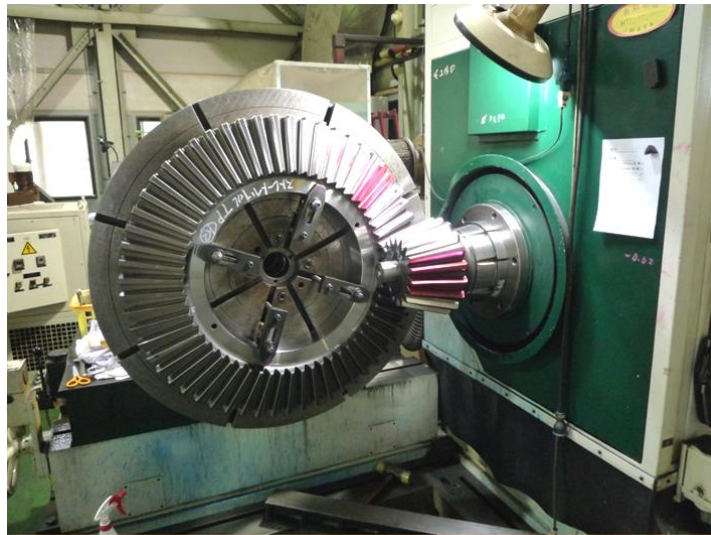


Fig. 5.11 Straight bevel gear set on meshing tester

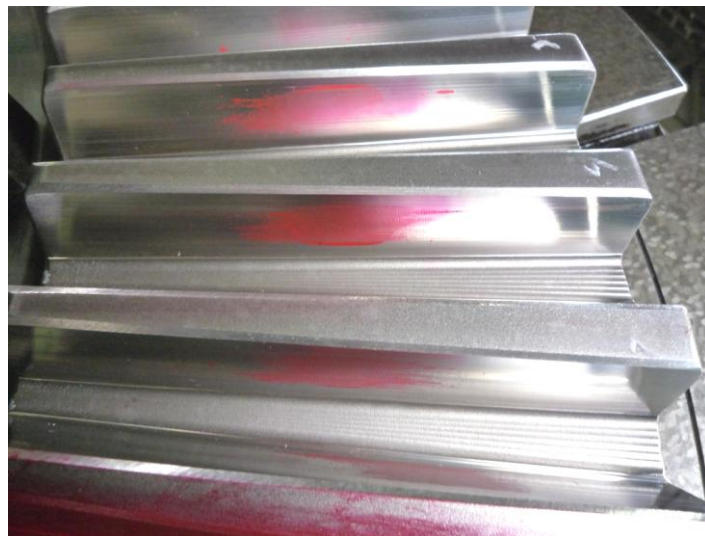


Fig. 5.12 Result of tooth contact pattern check

5-3 マシニングセンタによるフェースギヤの加工と負荷運転試験

フェースギヤは、ピニオンに平歯車やはすば歯車などの円筒歯車を用いるが、本研究では、第1章で述べたように、インボリュート平歯車をピニオンとするフェースギヤを設計対象とする。その場合、ギヤの内、外端径をどのように決定するかが設計上の重要な問題となる。本節では、フェースギヤのかみ合いの特異性を考慮してギヤの内、外端径の決定方法を示す。また、負荷運転時の歯当たりの形状をコントロールするために、マシニングセンタの利点を活かした自由度の高い任意の三次元歯面修整法を提案する。

5-3-1 フェースギヤのかみ合いの特異性

歯のかみ合いは、場合によってはその進行が停滞したり、かみ合いが進行しても歯面法線方向が変わらないという特異性を示すことがある。この特異性は相手歯面に切下げを生じさせるとか無効歯面発生あるいは曲率干渉という形で現れる。酒井は食違い軸歯車について、この特異性を既に解明している[8]。フェースギヤのかみ合いでは、以下に述べる2つの特異性を考慮する必要がある。一つは、ピニオン歯面上で、かみ合いの進行が停滞する点であり、ここではピニオンのすべり率 $\sigma_1 = -\infty$ となり、この点を境にしてピニオン歯面上で接触線が出現しない部分が生じる。この特異点の連なりを $\sigma_{1\infty}$ 線とする。もう一つは、ギヤ歯面上で、かみ合いの進行が停滞する点であり、ここではギヤのすべり率 $\sigma_2 = -\infty$ となり、ピニオン歯面によりギヤ歯面が切り下げられる。この特異点の連なりを $\sigma_{2\infty}$ 線とする。図5.13にピニオンを標準の平歯車としたときのフェースギヤの接触線の軌跡面を示す。前述の $\sigma_{1\infty}$ 線(直線 *a-a*)、 $\sigma_{2\infty}$ 線(*b-b*)およびピニオン有効歯先点の軌跡(*c-c*)、有効歯底点の軌跡(*d-d*:本例では、ピニオン基礎円筒上の点の軌跡である。)によりかみ合いが制限され、これらにより囲まれた領域が有効かみ合い領域となる。 $\sigma_{1\infty}$ 、 $\sigma_{2\infty}$ 両線ともギヤ内端側に現れるが、一般に、 $\sigma_{2\infty}$ 線によりかみ合い領域が制限される。よって、ギヤ内端径は、ギヤ歯面上に現れる $\sigma_{2\infty}$ 線とピニオン有効歯先点の軌跡との交点の位置を目安にして定めればよい。フェースギヤのギヤ歯面には、外端側にいくに従って歯先が尖ってくるという特徴がある。よって、ギヤ歯先のランドが指定した厚さになる位置を外端径の目安とすればよい。

表5.4に設計対象としたフェースギヤの諸元を示す。図5.14にギヤ歯面上に現れる

接触線を示す。各接触線に付した数値は、ピニオンの回転角である。また、接触線上の黒丸に付した数値は接触線に直角方向の法せつ口の相対曲率半径を示す。図中、点線は $\sigma_{2\infty}$ 線を、破線はピニオン歯先点の軌跡を各々示す。なお、後の都合を考えて、歯面中央部に現れるすべり線を一点鎖線で示しておく。

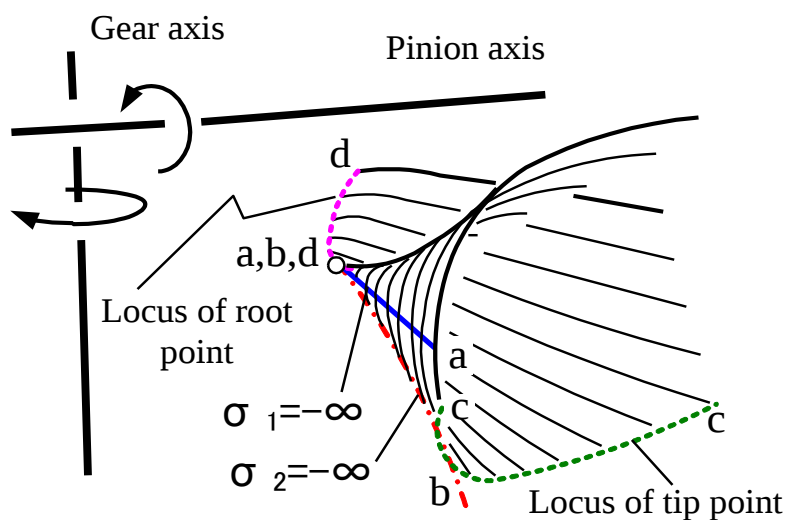


Fig. 5.13 Effective meshing region

Table 5.4 Design data of face gear

Specification		
Shaft angle	(deg)	90
Offset	(mm)	0
Pinion		
Module	(mm)	2.54
Number of teeth		25
Pressure angle	(deg)	25
Profile shift coefficient		0
Gear		
Number of teeth		120
Inner end diameter	(mm)	282
Outer end diameter	(mm)	342

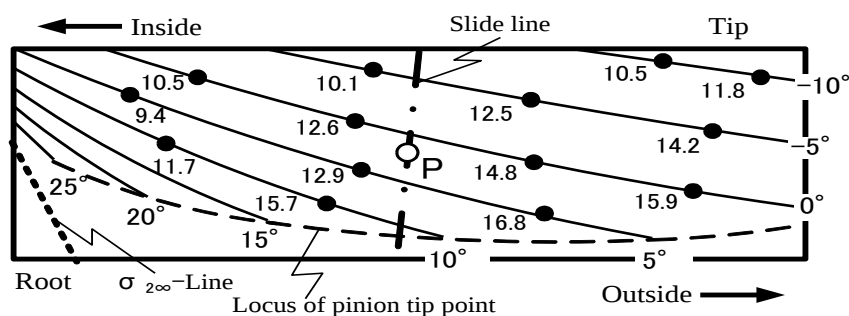


Fig. 5.14 Contact lines appearing on gear tooth surface

5-3-2 TCA による修整歯面の設計

第2章で開発した歯当たり解析（Tooth Contact Analysis, TCA）の幾何学的な歯面形状の定義をフェースギヤに置き換えることにより，フェースギヤ用の TCA を行うことができる．本研究では，TCA を用いて自由度の高い任意の三次元修整歯面を以下のように設計した．

図 5.15 に示すように設計基準点 P を歯面中央に設定する．まず，点 P を通過するすべり線のかみ合いの進行方向とするため，歯幅方向内，外端側双方歯面全域にクラウニングを施す．かみ合い進行方向は，図中の角度 δ_1 を変えることによりコントロールでき，その円弧修整量についても ε_1 によりコントロールできる．続いて，点 P を境にして，歯たけ方向歯先，歯元側双方歯面全域にクラウニングを施す．この修整も図中の δ_2 と ε_2 により方向と円弧修整量をコントロールできる．修整歯面と正規のギヤ歯面は点 P で接することになる．両方向のクラウニング量は，ある程度大きな歯当たりが得られ，想定した組立誤差のもとでも，それが歯面内に留まることと，回転伝達誤差曲線が設計曲線から大きく崩れないことを指標として，TCA を用いて決定した．その結果を図 5.16 に示す．予想される組立時および負荷運転時のピニオン軸とギヤ軸のアライメント誤差とかみ合いの進行方向と歯たけ方向の円弧修整量を表 5.5 にまとめて示す．

図 5.17 にフェースギヤのアライメント誤差 ΔH , ΔV , $\Delta \Sigma$ とその方向を示す．

図 5.18 に歯面修整を施したフェースギヤの歯当たり解析結果を示す．図 5.18(a)～(d) の上図で斜線を施して示した領域は，ギヤ歯面上に現れる歯当たりを示す．なお，塗料の厚さを 0.005 mm とした．下図は，回転伝達誤差を示す．

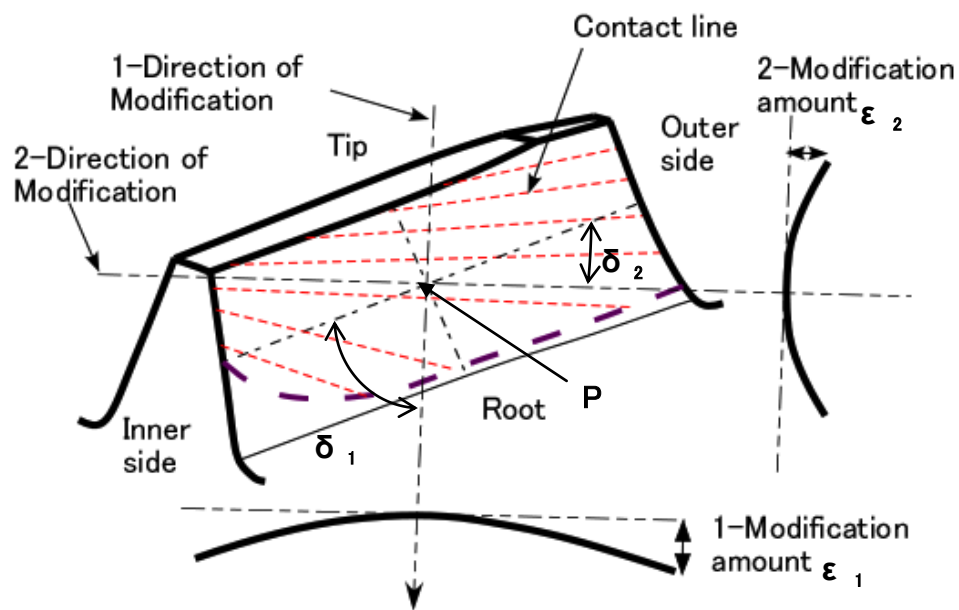


Fig. 5.15 Tooth profile modification

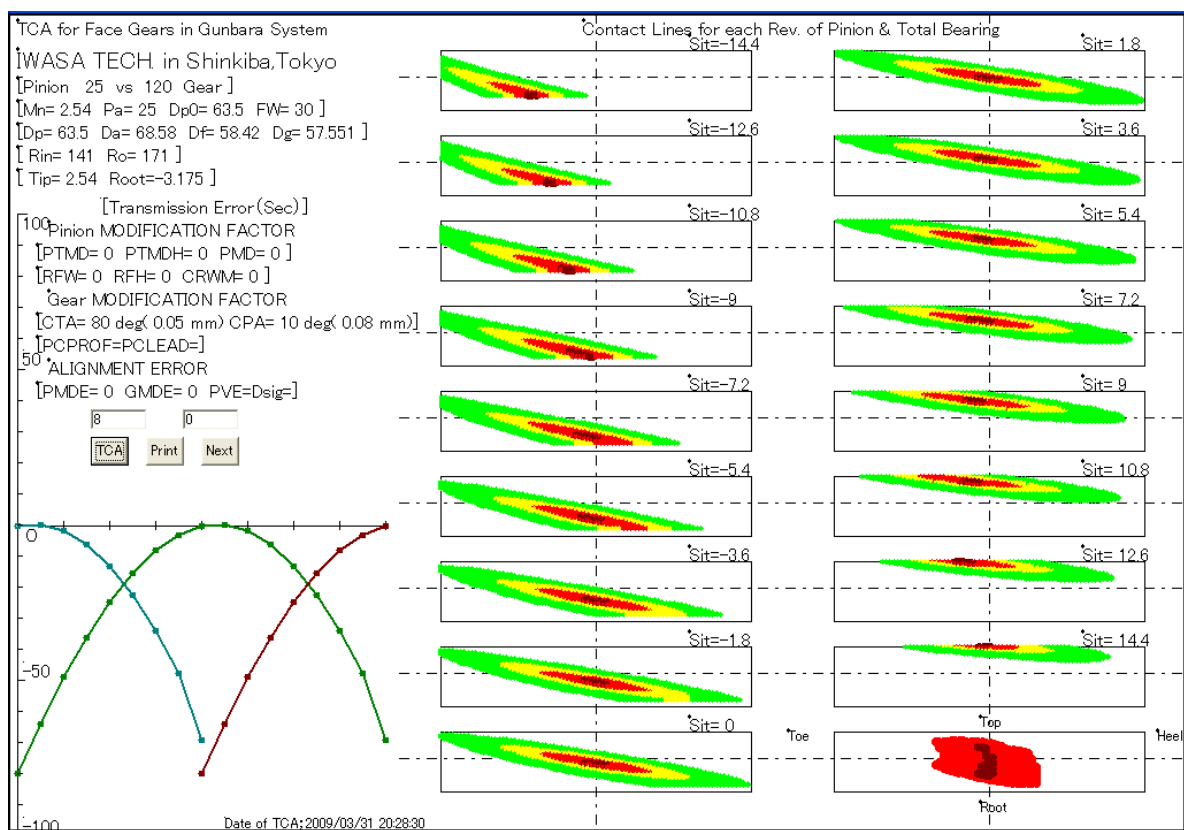


Fig. 5.16 Result of TCA

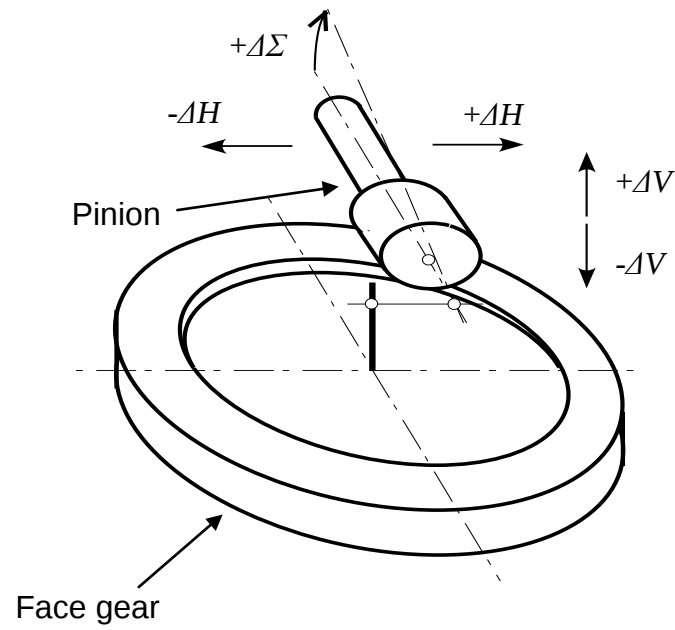


Fig. 5.17 Assembly error and gear shaft angle error

Table 5.5 Expected assembly error and
Two direction tooth modification

Expected assembly error		
ΔH		0.2 mm
ΔV		-0.4 mm
$\Delta \Sigma$		0.08°
2 direction tooth modification		
#1	δ_1	80°
	ε_1	0.05 mm
#2	δ_2	10°
	ε_2	0.08 mm

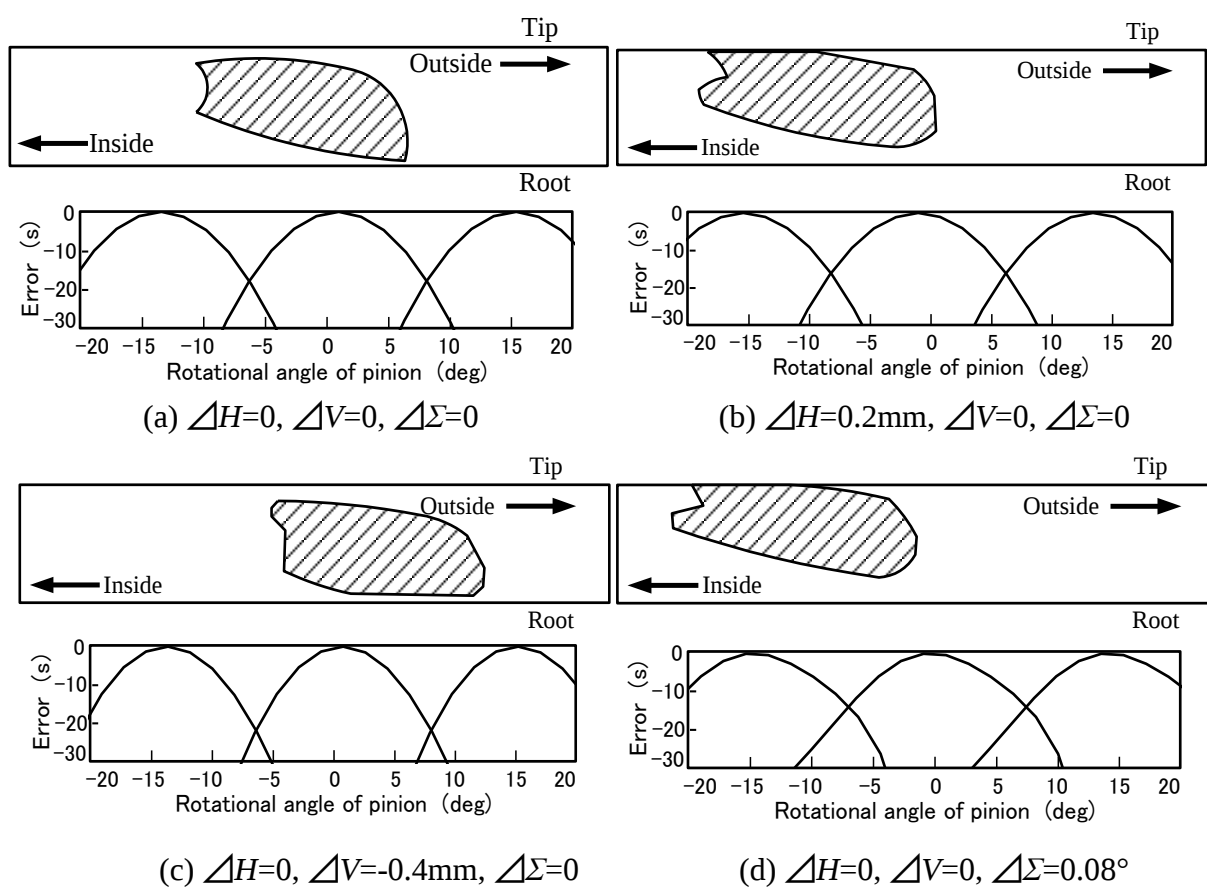


Fig. 5.18 Results of tooth contact analysis

図 5.18(a)が、正規の組立位置にピニオンが置かれた場合である。図 5.18(b)～(d)に、ギヤに対してピニオンが正規位置から移動した場合の歯当たりと回転伝達誤差の変化を示す。 ΔH は、ギヤ軸とピニオン軸の共通垂線方向の変位である。 $\Delta H > 0$ のとき、ピニオンはギヤが回転する向きに移動する。 ΔV は、ギヤ軸方向の変位である。 $\Delta V > 0$ のとき、ピニオンはギヤの歯先に向かって移動する。 $\Delta \Sigma$ は、軸角の変化である。 $\Delta \Sigma > 0$ のとき、ピニオン軸は共通垂線を回転軸とし、ピニオンのギヤ外端側が持ち上がるように変化する。図 5.18(a)～(d)において 1 歯かみ合いの回転伝達誤差は、放物線形状をしている。組立位置が変化しても歯当りは歯面内に留まるとともに、回転伝達誤差は放物線形状が変形するだけで隣り合うかみ合いは交点を持ち、隣り合う歯面が連続回転中にスムーズな伝達を行っているといえる。以上より、組立および運転時に想定される組立位置が変化しても健全なかみ合いが維持されており、本節で提案した 2 方向円弧歯面修整による歯面の設計が有効であることがわかる。

5-3-3 フェースギヤの歯切り加工

前述のように，本研究は，歯車加工を従来法であるピニオンカッターによるギヤ歯切りではなく，マシニングセンタを用いて行うことを特徴としている．ここでは，修整歯面設計を終えたフェースギヤの加工を例にとって，加工要領を述べる．ギヤ歯面を構成する点群の座標とその点の法線方向余弦を用いて，図 5.19 に示す CAD モデルを作成した．つづいて，工具干渉チェックを行い，使用工具を決定した．図からもわかるように，歯底の溝幅がなく，フィレットルートであることより，円筒エンドミルが使用できないので，R0.75 mm のボールエンドミルを選定した．図 5.20 に CAM プログラムにより作成した工具軌跡を示す．

歯車加工には，高精度立て形 3 軸制御マシニングセンタ（牧野フライス社製 V99）を使用した．粗加工後，浸炭焼入れを行い，超硬エンドミルにより仕上げ加工を行った．なお，歯車材料は，SCM420 である．焼入れ後の表面硬度は，HRC62 程度であった．仕上げ加工は，送り 400 mm/min.，切込み 0.1 mm とし，ギヤ軸方向に 0.1 mm ピッチですじ彫り加工を行った．仕上げ歯切りの加工時間は，合計で約 17 時間であった．

通常マシニングセンタで仕上げ歯切り加工を行う場合，工具交換によりピッチ精度の悪化を防ぐため，工具交換なしで 1 本のエンドミルで全歯加工する．しかし，本加工においては，R0.75 mm のボールエンドミルを使用しており，工具寿命がもたないため，加工中 ATC により 1 回(60 歯加工後)の工具交換を行った．本加工は，特に工具の破損や異常摩耗もなく無事に終了した．加工風景を図 5.21 に示す．図 5.22 に歯切り加工が完了したフェースギヤを示す．

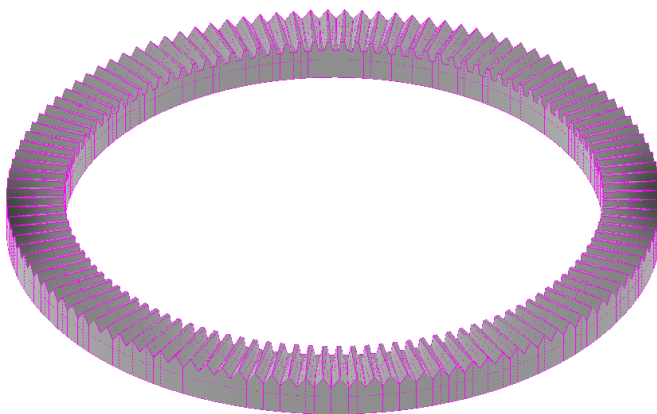


Fig. 5.19 CAD-model

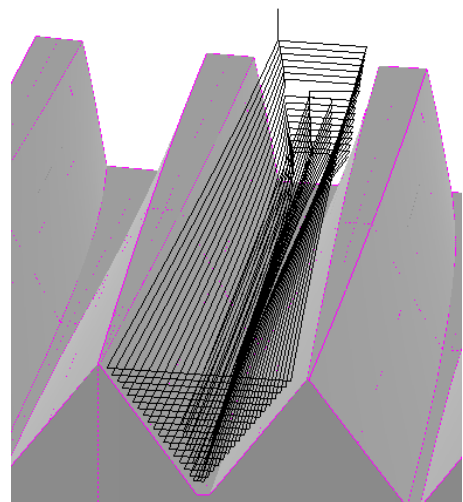


Fig. 5.20 Tool path

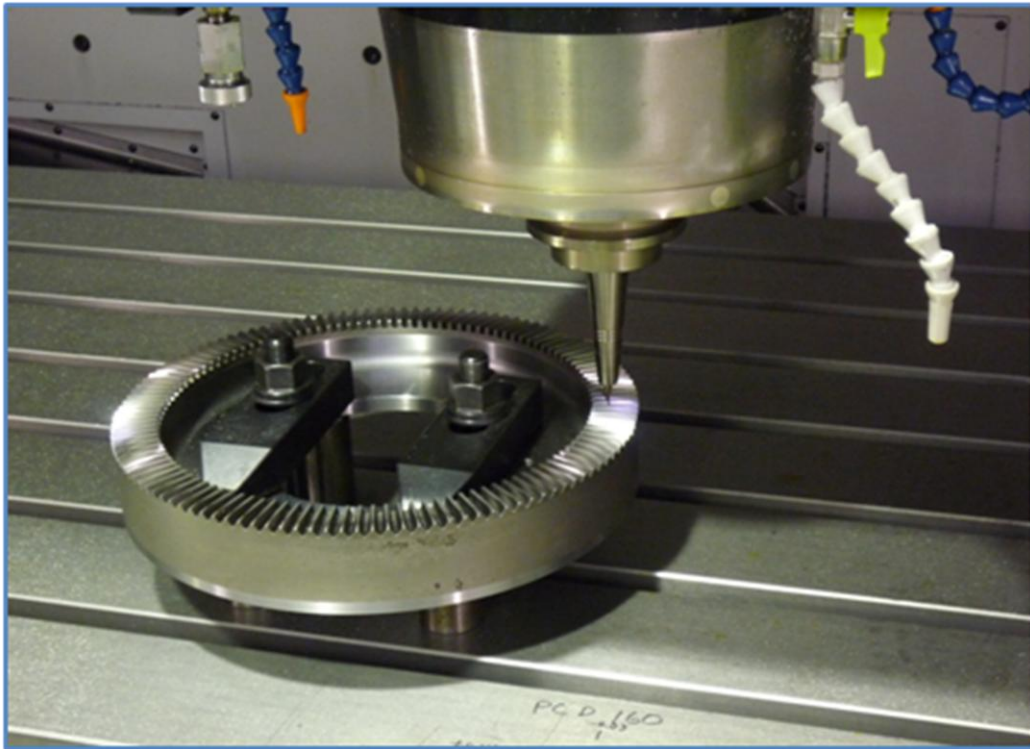


Fig. 5.21 Machining of face gear

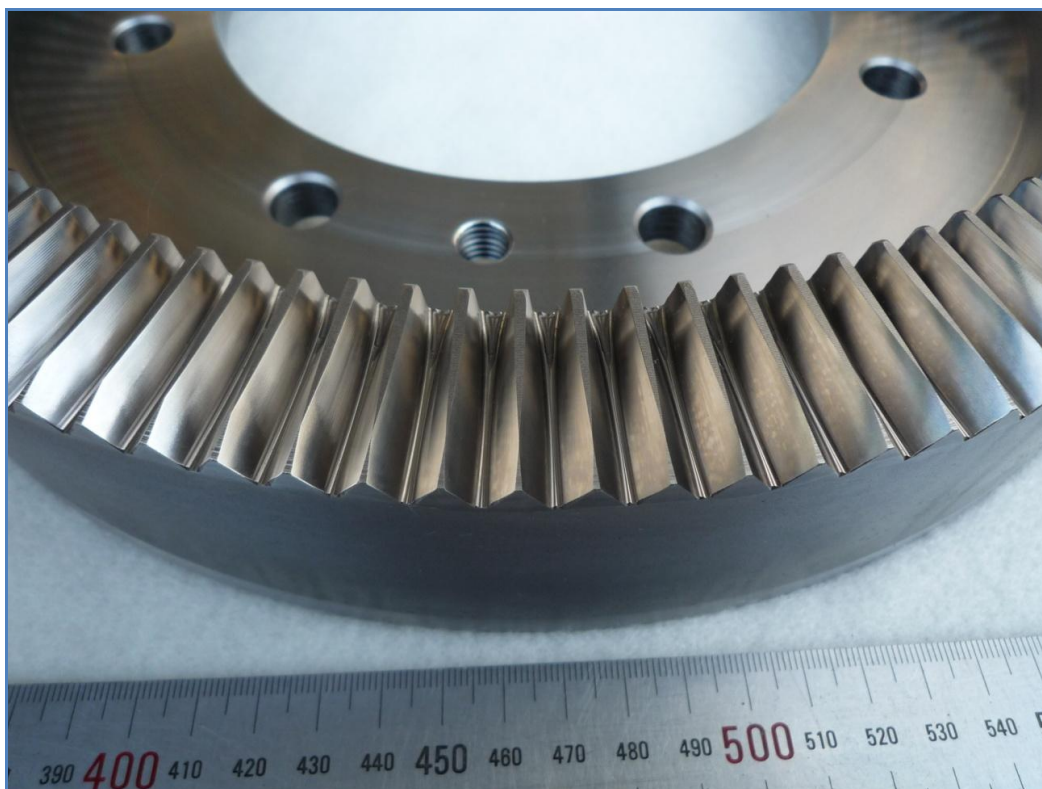


Fig. 5.22 Tooth surface of machined face gear

5-3-4 歯面形状測定と歯当たり検査

加工したフェースギヤの精度は、歯当たり試験と歯面形状測定によって確認した。図 5.23 に示すように三次元歯車測定機(Gleason 社製 Sigma3000CMM)にて歯面形状の測定を行った。測定結果を図 5.24 に示す。点線が歯面修整を施さない場合の正規の歯面を示し、実線が歯面修整を施して加工した歯面の測定結果を示す。図中の数値は、歯面各部における正規の歯面に対する修整量を示しており、単位は μm である。ピッチ精度は、JIS 3 級となった。マシニングセンタによる歯切り加工の実績は、仕上げ加工中に工具交換をしない場合は、通常 JIS 0-1 級であることより、工具交換の影響によりピッチ精度が悪化したと考える。

図 5.25 のように加工が完了したフェースギヤを歯当たりテスターにセットして歯当たり検査を実施した。図 5.26 に、歯当たり試験で得られたギヤ歯面上の歯当たりを示す。左右歯面ともに図 5.16 の TCA 結果とほとんど一致しており、加工が十分な精度で完了したといえる。

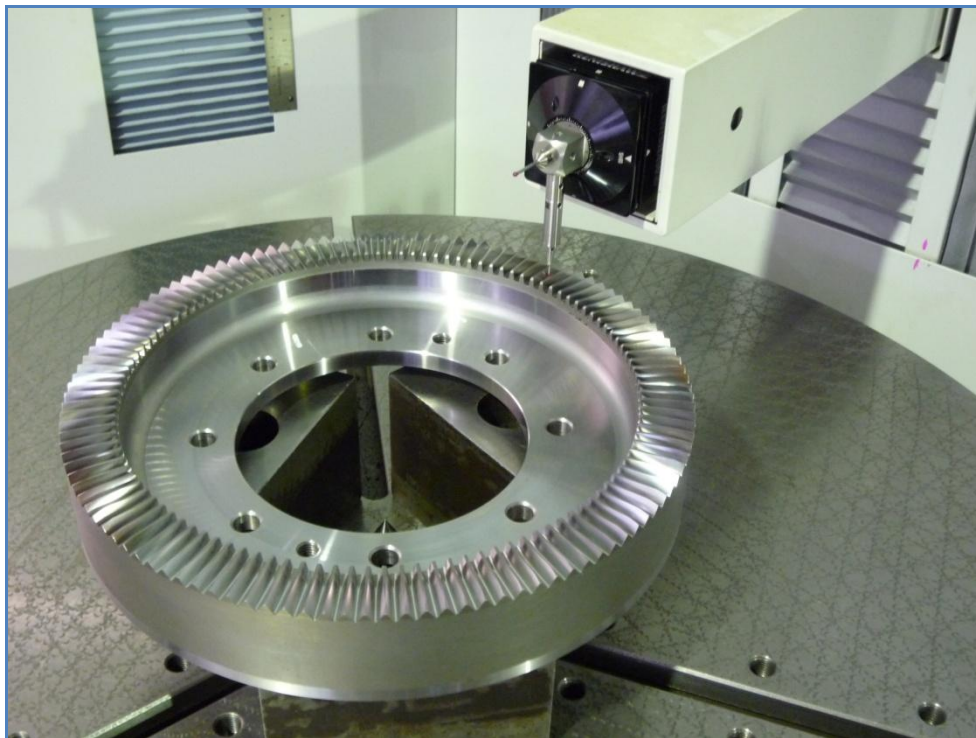


Fig. 5.23 Measurement of face gear

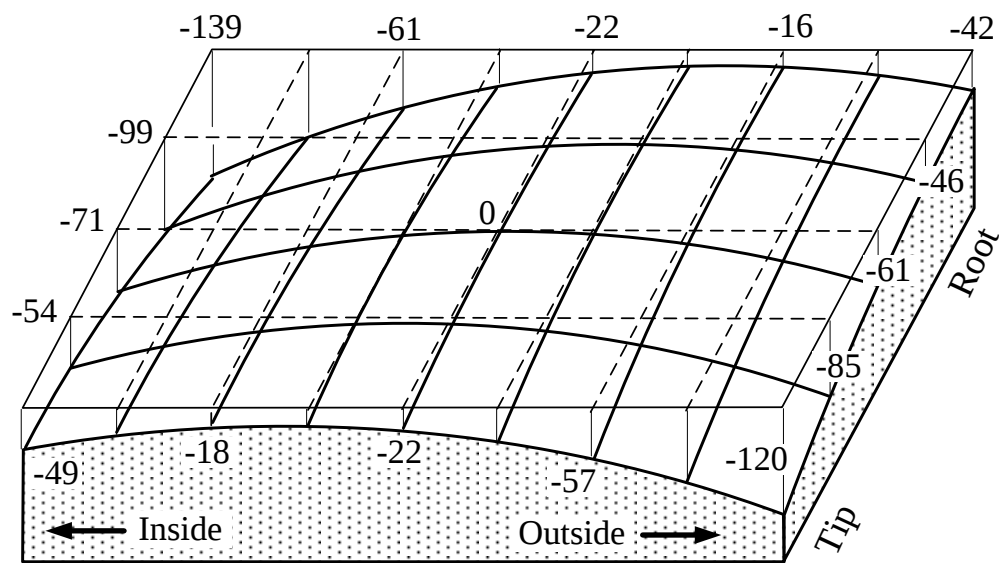


Fig. 5.24 Result of tooth shape measurement



Fig. 5.25 Meshing test of face gear

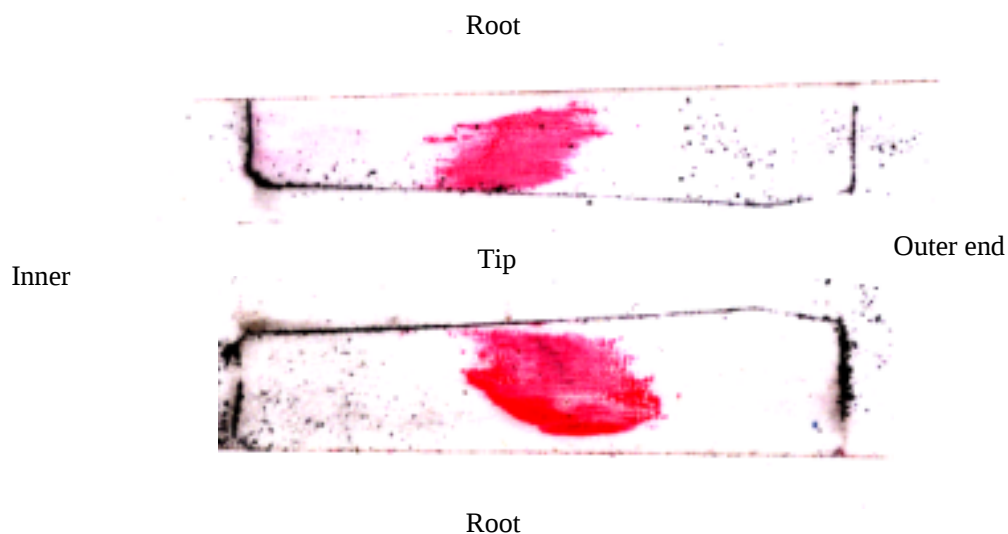


Fig. 5.26 Results of tooth contact pattern test

5-3-5 負荷運転試験

図 5.27 に運転性能試験に使用した実験装置の概要を示す．入力軸は 45 kW の直流モーターで駆動される．出力軸には，ブレーキが取り付けられており，これにより負荷トルクをかける．入，出力軸には各々トルクピックアップが取り付けられており，これにより検出されたねじりトルクによって供試歯車の伝達効率を求めた．また，歯車箱の側面と内部に熱電対温度計を設置し，歯車箱と潤滑油の温度測定を行った．

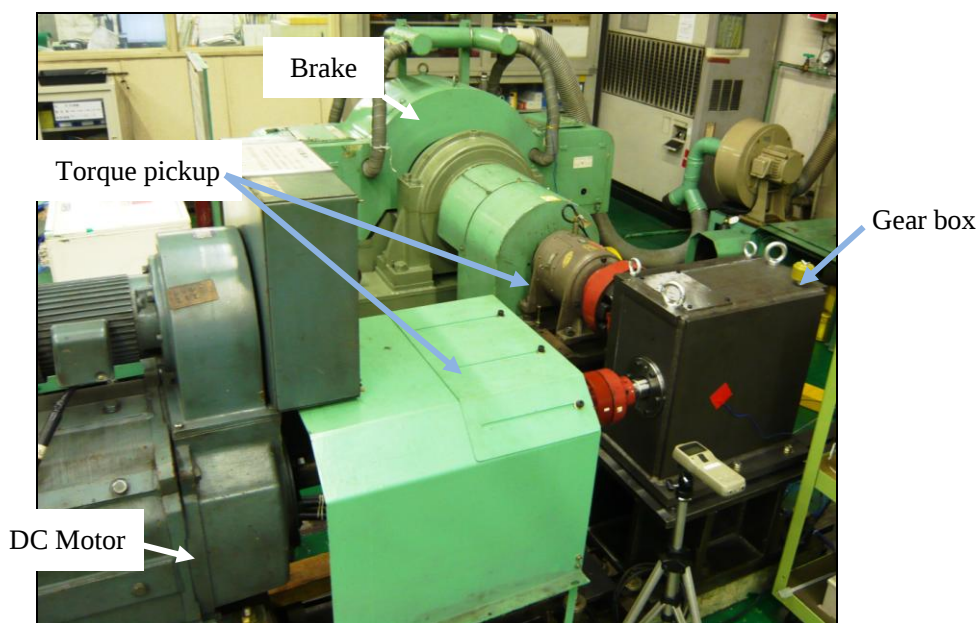


Fig. 5.27 Experimental device

負荷試験は、最大負荷トルクを $1390 \text{ N} \cdot \text{m}$ (100%)として、 $348 \text{ N} \cdot \text{m}$ (25%)、 $695 \text{ N} \cdot \text{m}$ (50%)、 $1043 \text{ N} \cdot \text{m}$ (75%)の4段階で負荷トルクを順次増加させた。なお、各負荷段階において、運転時間30分間の油温上昇が 0.5° 以下になった時点で運転を終了した。入力軸の回転数は970 rpmである。

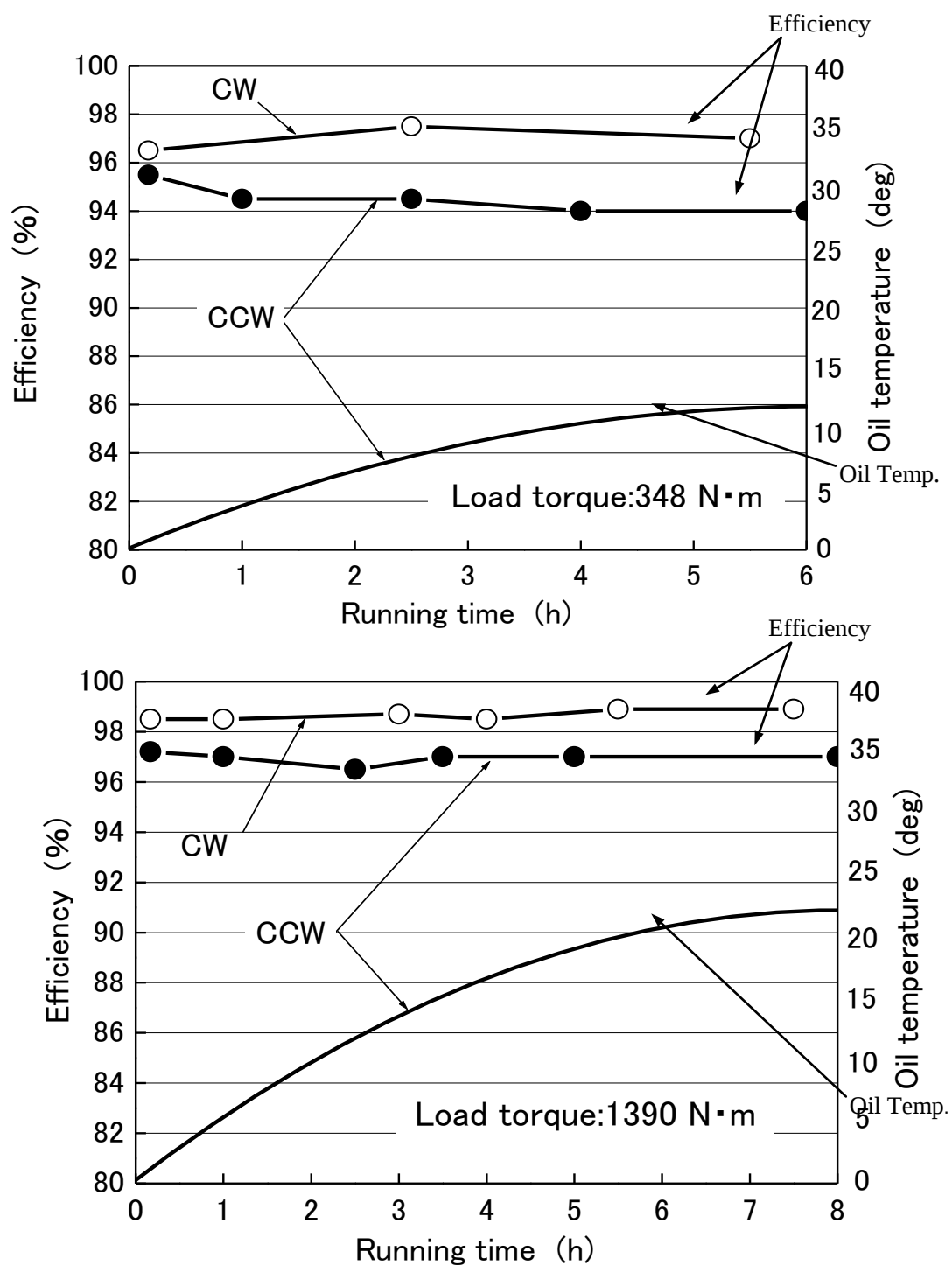


Fig. 5.28 Efficiency and oil temperature

図5.28に25%, 100%負荷トルクをかけた場合の運転中の伝達効率と油温の変化の様子を示す。図中のCWは、入力軸を時計回りに回転させた場合であり、CCWは反時計回りに回転させた場合を示す。油温は、室温を差し引いて示してある。なお、油温の変化はCCW回転の場合のみを示しているが、CW回転の場合は、これより若干低い値を示した。図からわかるように、油温の急激な上昇はみられず、伝達効率は最終的にCW回転で98.9%に達した。

図 5.29 に 100%負荷トルク運転終了後のギヤ歯面上の歯当たりを示す。運転試験前にギヤ歯面にペイントを塗布し、100%負荷トルク運転を行った。ペイントがはがれて金属光沢の部分が発見された。ギヤ全歯を観察すると、部分によっては歯当たり幅が長い箇所や内端側に歯当たりが寄っているものも見られたが、局所的な強い当りは皆無であった。

これより、本法によるフェースギヤは、十分に実用に耐えうる歯車であるということがいえよう。



Fig. 5.29 Tooth contact patterns after running test

5-3-6 フェースギヤの歯面修整に関する考察

従来のフェースギヤの加工法は、1-1-2 節で述べたように、ピニオンカッターによる創成歯切りであり、歯面修整の自由度が少ないため、フェースギヤに対してではな

く、それとかみ合うピニオンの歯面に対して従来の歯形・歯すじ修整を行っていた。しかし、この方法では、目標とする歯当たりの位置と形状を得るのが困難であるとともに、かみ合い時にピニオンの軸方向の位置がずれると歯当たりも変化してしまう。ヘリコプターのトランスミッションのように1つのピニオンに2つのギヤがかみ合う場合には、3つの歯車の相対位置を調整するのは、非常に困難である。

そこで、フェースギヤの歯面に対し本章で提案した2方向円弧歯面修整を用いれば、目標とする歯当たりと回転伝達誤差の歯車対を加工することができるとともに、組立時にピニオンの軸方向の位置に影響を受けなくなり、トランスミッションの構造設計および組立が容易になると考える。このように、自由度の高い歯面修整が可能であることは、マシニングセンタによる加工の利点である。

5-4 結 言

ストレートベベルギヤとフェースギヤに関して、TCAにより、目標とする歯当たりと回転伝達誤差の歯面形状を設計し、マシニングセンタにより歯切り加工を行った。その結果、以下に示す結論が得られた。

- (1) 前章までと同様に、TCAにより自由度の高い歯面修整を施して、目標とする歯当たりと回転伝達誤差の歯面形状を設計し、5軸制御マシニングセンタを用いてストレートベベルギヤの加工を行った結果、歯面形状と歯当たりともにTCAによる歯面設計どおりとなったことを確認した。
- (2) フェースギヤについては、TCAにより自由度の高い2方向円弧歯面修整を施し、負荷時の軸変位の影響を受けにくい歯面形状を設計し、立て形3軸制御マシニングセンタを用いてギヤの加工を行った結果、歯面形状と歯当たりともにTCAによる歯面設計どおりとなったことを確認した。
- (3) 試作したフェースギヤの負荷運転試験を行った結果、100%(1390 N・m)負荷トルクのもとで伝達効率 η は98.9%に達するとともに、歯面損傷もなく無事終了したことより十分実用に耐えうる歯車であることを確認した。

以上のことより，本論文で提案した TCA による自由度の高い歯面設計とマシニングセンタによる加工法は，あらゆる交差軸歯車に対し，有効であることが実証できた．

参考文献

- [1] E. C. Ames, Shulin He, Yuiry Gmirya, Frank Mowka and Bruce W. Meyer, Trade Study on Different Gear Reduction Ratios of the 5100 HP RDS-21 Demonstrator Gearbox, Presented at the American helicopter society 62nd annual forum, Phoenix, AZ, May 9-11, (2006)
- [2] David G. Lewicki, Robert F. Handschuh, Gregory F. Heath and Vija Sheth, Evaluation of Carburized and Ground Face Gears, Presented at the American helicopter society 55th annual forum, Montreal, Quebec, Canada, May 25-27, (1999)
- [3] David G. Lewicki, Robert F. Handschuh, Gregory F. Heath and Stephen C. Slaughter, Torque Splitting by a Concentric Face Gear Transmission, Presented at the American helicopter society 58th annual forum, Montreal, Quebec, Canada, Jun 11-13, (2002)
- [4] Kato S. and Akamatsu T., Measuring Method of Hypoid Gear Tooth Profiles, SAE Technical Paper (1982), No. 810105.
- [5] Gosselin D., Nonaka T., Shiono Y., Kubo A., and Tatsuno T., Identification of the Machine Setting of Real Hypoid Gear Tooth Surfaces, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 120, No. 3(1998), pp. 429-440.
- [6] Fan Qi., Dafoe Ronald S., and Swanger John W., Higher-Order Tooth Flank Form Error Correction for Face-Milled Spiral Bevel and Hypoid Gears, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 130, No. 7(2008), pp. 072601-1-7.
- [7] Kawasaki K. and Tsuji I., Analytical and Experimental Tooth Contact Pattern of Large-Sized Spiral Bevel Gears in Cyclo-Paloid System, Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 132, (2010), pp. 041004-1-8
- [8] 成瀬政男編著，歯車の研究，(1960)，pp. 77-170，養賢堂

第6章 結 論

6-1 本研究の成果

本論文では、交差軸歯車のマシニングセンタによる加工を実現することを目的として、歯面形状の幾何学的解析、新しい歯面修整法の提案、マシニングセンタによる加工に適した TCA プログラムの開発を行った。そして、加工実験を行うとともに、歯面形状を測定し、歯当たりを観察することにより、本加工法の有効性を検証した。さらに、負荷運転試験を行い、歯面修整法の有効性を立証した。その結果、以下に示すような成果を得た。対象とした交差軸歯車は、スパイラルベベルギヤ、ストレートベベルギヤ、スキューベベルギヤ、フェースギヤである。

第1章「緒論」では、研究の背景と目的を述べた。従来の交差軸歯車の加工は、専用加工機を用いた創成歯切り法で行われているが、機械の構造と工具の制約により、メーカーの推奨する機械セッティングで加工しても目標とする歯当たりを得ることができないため、作業者の経験と勘によりセッティングを変更して修正歯切りを繰り返しており、非効率なこと、また、それらの制約により、歯面形状および歯面修整の自由度が非常に低く、市場の要求である高強度化に対応できていないことを指摘した。近年では、大形交差軸歯車に対する市場の要求も、新規動力プラントや大形プラントのリノベーション事業の活況による需要拡大、信頼性の向上ならびに高強度化など多岐にわたり強まってきていることから、専用加工機とマシニングセンタによる加工法を比較し、それぞれの利点と欠点を整理することにより、マシニングセンタによる加工が、大形交差軸歯車の製造に適している。そこで、その加工法を実用化することが本研究の目的である。

第2章「交差軸歯車の歯当たり解析プログラムの開発」では、マシニングセンタによる加工法に適した新たな歯当たり解析(TCA)法を提案した。従来の解析法（接触楕円を求める方法）は、かみ合いの条件式から、かみ合い時の接触点を算出し、その点における歯面の曲率から瞬時の接触楕円の考え方にに基づき、接触点近傍のかみ合い隙間を推定して、かみ合いの進行による接触点の移動（触線）に伴うかみ合い隙間を把握して、歯当たりを推定している。この方法は、互いの歯車の歯面が専用加工機で創成歯切りされたなめらかな包絡面であることを前提として成り立っている。

一方，本論文で提案する解析法（グリッド法）は，ピニオンの有効歯面全域を細かいグリッドで区切って，まず歯面座標を算出し，ピニオンと対応するギヤの回転角を与えてピニオンとギヤの歯面間の距離を計算した．次に，それぞれのピニオン回転角において歯面が接触するようにギヤの回転角を調整し，回転伝達誤差を求めた．最後に，かみ合い隙間を直接算出し，歯当たりを求めた．マシニングセンタによる加工法では，自由度の高い歯面修整を実現できるので，歯面全域を評価対象として解析している．またこの方法は，加工の NC データの生成と三次元歯面測定においてもグリッドを共通に取り扱えることから，マシニングセンタによる加工法に適していることを示した．

第 3 章「大形スパイラルベベルギヤの歯面設計とマシニングセンタによる加工」では，この加工方法は，自由に設計した歯面形状を実現できることから，耐スカuffing 強度が向上する歯先円弧修整を提案して実際に加工し，負荷運転試験を行った．まずピニオンとギヤの歯先を連続的な円弧で逃がし，かみ合い時のすべり速度の速い領域の接触を避けることによりスカuffing のリスクの軽減が図れることを，歯面上のすべり速度の分布を調べることにより明らかにし，次いで，TCA を用いて，要求された歯当たりを得ることができるよう歯先に円弧修整を施す歯面設計を行った．そして，HRC60 以上に歯面硬化した歯車を 5 軸制御マシニングセンタにより歯切り加工し，実際に負荷運転試験を行って強度の向上を実証して，提案した歯面設計・加工法の有効性を示した．

第 4 章「大形スキューベベルギヤにおける既存ギヤとかみ合うピニオンの歯面設計と加工」では，使用履歴のある歯車と適切にかみ合う相手歯車の製作方法を示し，実証した．従来の専用加工機による加工法では，試行歯切りを繰り返すので，使用履歴のある交差軸歯車の片方の歯車だけを製作するレトロフィットには，歯面形状が変化しているために対応できない．そこで第 3 章で提案した手法を応用して，実際に稼働していた既存の大形スキューベベルギヤのギヤとかみ合うピニオンをマシニングセンタにより製作した．まず，既存ギヤの歯面形状が未知であるので，歯車諸元を推測して仮想のギヤとピニオン間での TCA を行いながら，ギヤ歯面形状の三次元測定のために必要なギヤの参照歯面形状（参照データ）を求めた．これを基準としてギヤの歯面形状を三次元測定し，さらにこの形状を多項式近似により定式化した．この形状と仮想のピニオンの間で再度 TCA を行い，ピニオン歯面形状を修整し，目標の歯当

たりが得られるように歯面形状を決定した。そして、5軸制御マシニングセンタによりピニオンの加工を行った。最後に製作したピニオンを既存ギヤとかみ合わせて目標の歯当たりが得られたことを確認し、本方法の有効性を立証した。

第5章「ストレートベベルギヤとフェースギヤのマシニングセンタによる加工」では、これまで述べた歯面設計・加工法の展開として、ストレートベベルギヤとフェースギヤのTCAを行うとともに、自由度の高い歯面設計とマシニングセンタによる加工の有効性を示した。フェースギヤに関しては、負荷運転試験を行い、高負荷能力を有する歯車としての実用性を証明した。

以上のように、本研究によりマシニングセンタを用いて、任意の歯面形状と自由度の高い歯面修整が可能な交差軸歯車の加工法の実現に関する有用な研究成果が得られた。具体的にはその実現のために、交差軸歯車の歯面形状を算出し、マシニングセンタによる加工に適した歯当たり解析(TCA)プログラムを開発した。TCAは加工前に目標とする歯当たりと回転伝達誤差を設定することができる有効な方法であることを示した。特に、マシニングセンタを用いれば、自由な歯面修整が行えるため、解析段階で歯当たりや回転伝達誤差の調整が容易になり、負荷運転時の運転性能向上に期待が持てる。加工前にTCAにより目標とする歯当たりが得られる歯面設計を行い、その結果に基づいて、マシニングセンタによる加工を実現した。また、この加工法を用いれば、従来の専用加工機による製造技術では不可能であった交差軸歯車のレトロフィットも可能であることを示した。最後に、加工したピニオンとギヤの歯面形状測定と歯当たりの観察を行うとともに、製作した交差軸歯車の負荷運転試験を行い、提案した歯面設計・加工法の有効性を検証した。

その結果、交差軸歯車の歯面設計・加工法に関して新たな発展の可能性を示す1つの指針を与えることができた。

6-2 今後の課題および展望

本研究で提案した交差軸歯車のマシニングセンタによる加工法は、まだ開発途上の技術である。すなわち、今後、以下のような研究課題に取り組んでいく必要があると考える。

1. 硬化した歯面をマシニングセンタを用いてエンドミルカッターで歯切り加工を行うと、歯形方向の表面粗さは、従来の専用機による加工と同等(Ra0.2-0.3 程度)であるが、歯すじ方向は、悪化(Ra0.4-0.5 程度)する。その原因は、エンドミル特有の鱗状のツールマーク（送りマーク）である。本加工法のさらなる普及には、ツールマークの改善が必要である。
2. 浸炭焼入れ前の粗歯切り加工は、ラフィングエンドミルを用いて行っている。今後、加工能率の向上を図るために、ディスクタイプのカッターを用いて加工することを目指す。

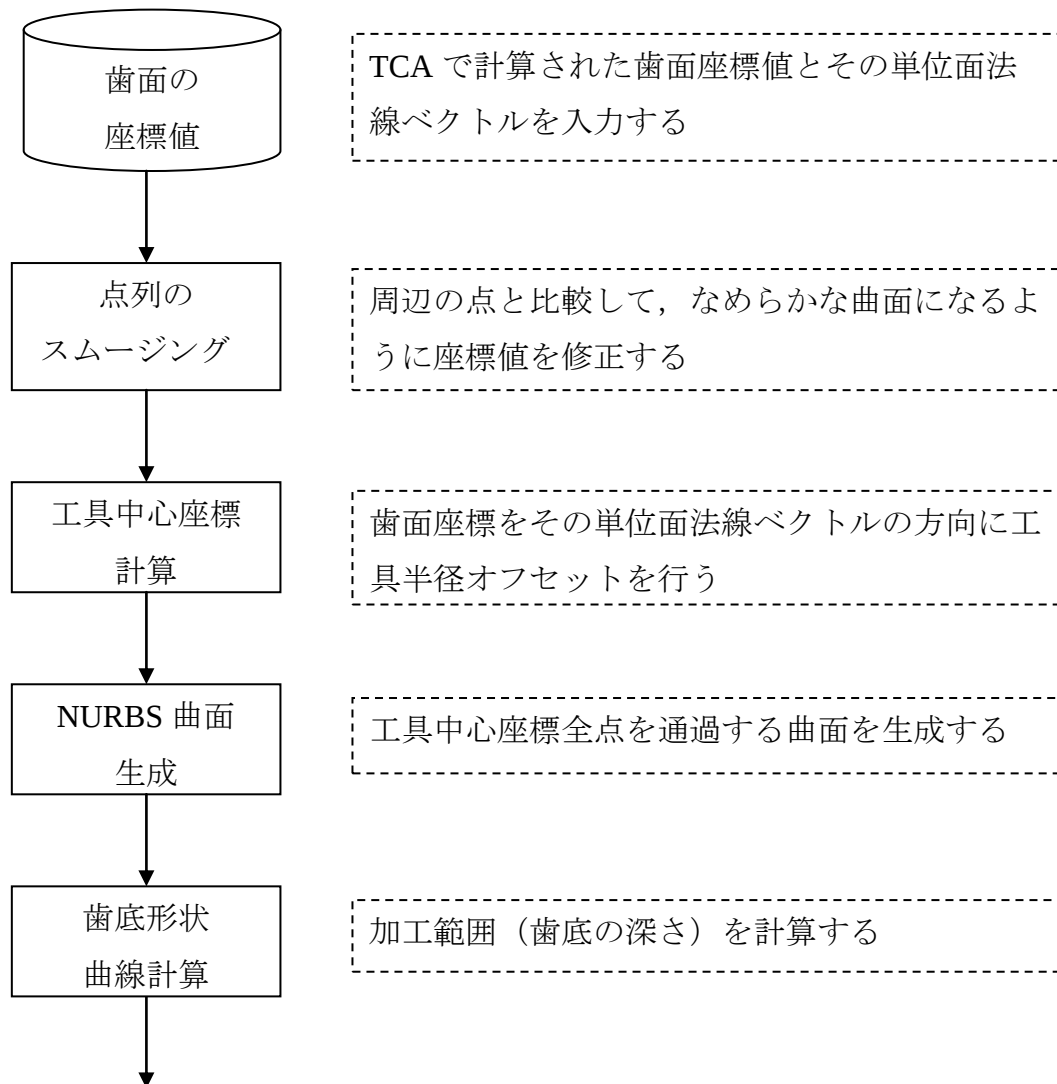
今後の展望としては、マシニングセンタによる加工に適した交差軸歯車以外の大形歯車、例えば、ウォームギヤやハイポイドギヤなどの食い違い歯車、ダブルヘリカルギヤ、ポンプギヤなどへの横展開を図る。

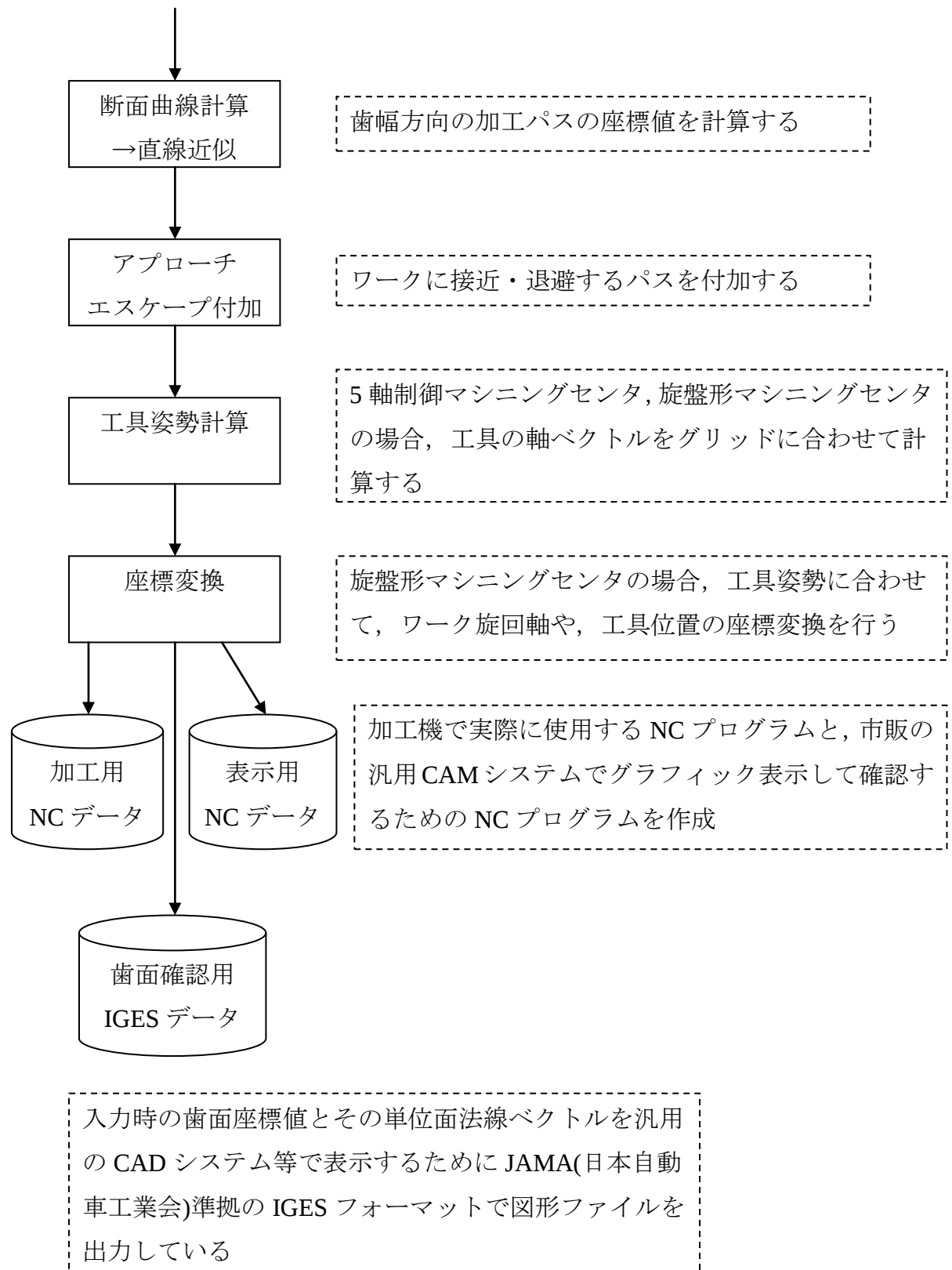
附録 1 交差軸歯車加工専用 CAM システムの概要

TCA で計算された交差軸歯車の歯面座標値とその単位面法線ベクトルから、歯面を加工するための NC プログラムを作成することができる専用 CAM を開発した。ギヤは、門形 3 軸マシニングセンタ、立て形 3 軸マシニングセンタ、5 軸制御マシニングセンタ向けの NC プログラムを、ピニオンは、旋盤形マシニングセンタの NC プログラムを作成することができる。

1. 計算手順

使用する工具や切削条件などを指定したあとは、下図の順に加工パスを自動計算する。





2.加工パス

加工順序は歯幅や最小 R, 使用する工作機械によって異なるが, 以下の順序になる.

(1)3 軸マシニングセンタ (ボールエンドミルを使用)

i)ソフトカット (浸炭焼入れ前の粗歯切り加工)

- ・ 使用できる最大径 ($\phi 20 \sim 30 \text{ mm}$) の工具で粗く加工
- ・ 歯底の幅より少し大きい直径の工具 ($\phi 12 \sim 20 \text{ mm}$) で歯面を中仕上げする
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 ($\phi 8 \sim 16 \text{ mm}$) で歯底を仕上げる

ii)ハードカット (浸炭焼入れ後の仕上げ歯切り加工)

- ・ 工具の位置合わせのためのパス (加工はせずに, 歯の位相計算用)
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具で全面の黒皮を取る
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具で全面を均一に仕上げる

(2)5 軸制御マシニングセンタ, 旋盤形マシニングセンタ

(ストレートエンドミルを多用)

i)ソフトカット

- ・ ラフィングエンドミル ($\phi 20 \text{ mm}$ 前後) で粗く加工
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 ($\phi 8 \sim 16 \text{ mm}$) で前工程の段差を取る
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 ($\phi 8 \sim 16 \text{ mm}$ ・ ボール) で歯底を仕上げる
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 ($\phi 8 \sim 16 \text{ mm}$) で歯面をスワーフ加工中仕上げする

ii)ハードカット

- ・ 工具の位置合わせのためのパス (加工はせずに, 歯の位相計算用)
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 (ストレート) で全面の黒皮を取る
- ・ 歯底の幅より少し小さい直径の工具 (ストレート) で全面を均一に仕上げる

3.機能概要 (図 a.1 参照)

① 共通条件

歯面ファイル名, 歯数, 歯のねじれ方向など, 主として幾何形状に関するパラメータと使用する加工機のタイプを指定する.

② 切削共通条件

各工程に共通するパラメータを指定する.

残し代, 歯底の延長量, クリアランス (上方向の工具退避量), などを指定する.

③ ～⑥工程ごとの指定パラメータ

使用工具，回転数，送り速度，Ad（軸方向切り込み量），Rd（径方向切り込み量）のほか，工具パスを往復させるか，などを指定する．

①共通条件

②切削共通条件

Fig. a.1 Function of NC processor for gears

4.その他の機能

(1)歯の外形計算機能（図 a.2 参照）

入力された点列から，歯面の外形を計算し，歯面の外形から上面の傾きなどを計算する．上面の傾きは 5 軸制御旋盤形マシニングセンタで工具を傾斜して加工する場合に使用する．

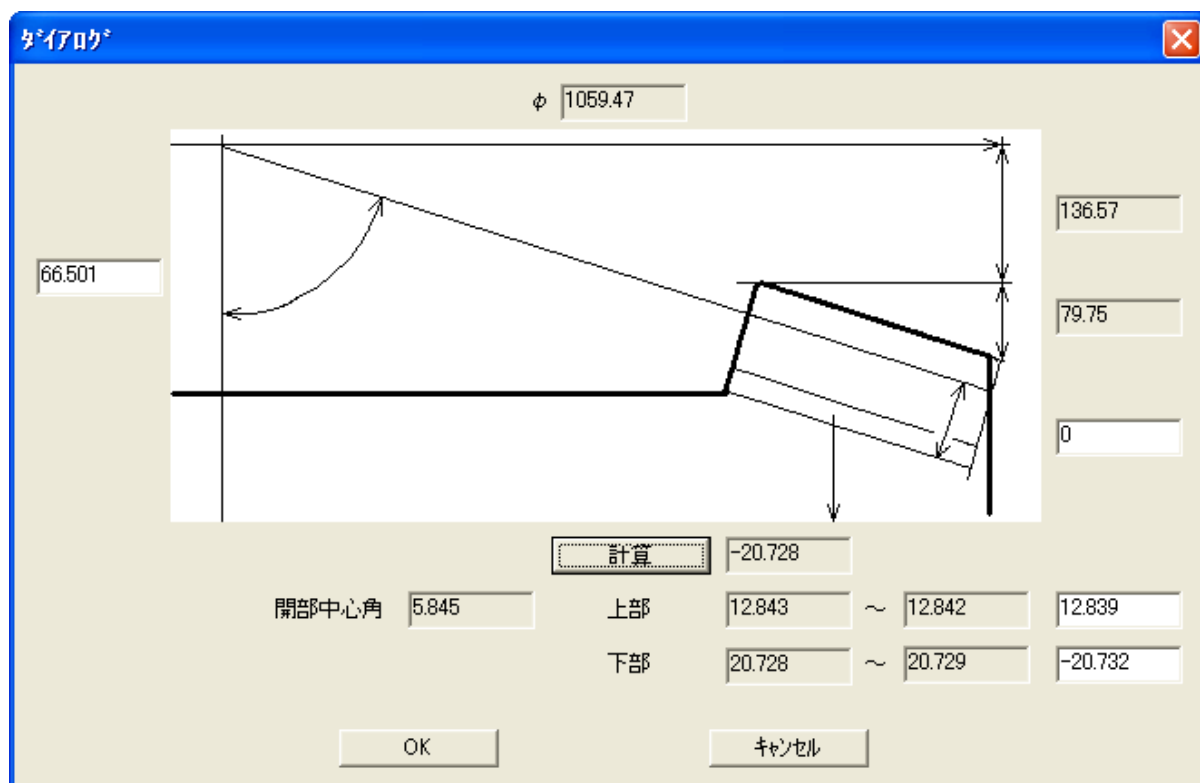


Fig. a.2 Calculation of gear shape

以上