

博士論文

差動遊星歯車機構の駆動特性の解明に関する研究

2019

中川 正夫

目次

第1章 緒論

| | |
|-----------------|---|
| 1.1 背景..... | 1 |
| 1.2 本研究の目的..... | 3 |
| 1.3 本研究の構成..... | 4 |

第2章 差動遊星歯車機構の各種定義と一般駆動状態およびプラネットギヤの運動

| | |
|---|----|
| 2.1 緒論..... | 6 |
| 2.2 差動遊星歯車機構の構造..... | 6 |
| 2.3 キャリア軸を基準とした差動遊星歯車機構の一般駆動状態の導出と分類..... | 9 |
| 2.4 プラネットギヤの合成速度分布と瞬間中心..... | 12 |
| 2.5 かみあい伝達誤差と瞬間中心の変動..... | 15 |
| 2.6 差動遊星歯車機構の力学..... | 18 |
| 2.7 結言..... | 19 |

第3章 差動遊星歯車機構の駆動試験機の設計と開発

| | |
|------------------------------------|----|
| 3.1 緒論..... | 20 |
| 3.2 差動遊星歯車機構の計測手法と試験機の構成 | |
| 3.2.1 遊星歯車機構の非接触式の軸トルク測定方法の検討..... | 21 |
| 3.2.2 3軸の慣性モーメントの特徴と構成..... | 22 |
| 3.2.3 試作に用いる主な駆動要素の仕様と制御方法..... | 23 |
| 3.3 解析・試作に基づく結果および考察 | |
| 3.3.1 ラグランジアンを用いた慣性モーメントの同定方法..... | 25 |
| 3.3.2 慣性モーメントの同定とその結果および考察..... | 28 |

| | |
|---|----|
| 3.4 駆動試験の結果と比較考察 | |
| 3.4.1 自公転角速度比 γ_{cp} ($=N_p/N_c$) が負の場合 | 29 |
| 3.4.2 自公転角速度比 γ_{cp} ($=N_p/N_c$) が正の場合 | 30 |
| 3.5 結 言 | 36 |
| | |
| 第4章 差動遊星歯車機構のボンドグラフに基づくねじり連成振動解析 | |
| 4.1 緒 論 | 37 |
| 4.2 遊星歯車機構のモデリング | |
| 4.2.1 従来のモデルと運動方程式 | 37 |
| 4.2.2 Bond Graph によるモデル化 | 39 |
| 4.2.3 かみあい剛性のモデルリング | 43 |
| 4.3 試験機上でのパラメータの同定とモード特性 | 45 |
| 4.4 実験結果および考察 | |
| 4.4.1 かみあい剛性 | 46 |
| 4.4.2 かみあい減衰 | 47 |
| 4.4.3 固有振動数と振動モード | 47 |
| 4.5 結 言 | 50 |
| | |
| 第5章 差動遊星歯車機構のハイスピードカメラを用いたモニタリングによる 過渡応答性の解明 | |
| 5.1 緒 論 | 51 |
| 5.2 内部観察のための新機構および試験機 | |
| 5.2.1 U/2K-HV 型遊星歯車機構 | 51 |
| 5.2.2 ハイスピードモニタリング用試験機 | 53 |
| 5.3 手描きの図式解法による瞬間中心の検証 | 57 |

| | | |
|---|--------------------------|----|
| 5.4 | ハイスピードモニタリングの自動化と精度向上 | |
| 5.4.1 | 観測誤差ベクトルとフレームレートの決定 | 59 |
| 5.4.2 | 座標の自動検出に向けたターゲット歯の選定 | 62 |
| 5.4.3 | 瞬間中心の算出と回転判定のための物体動作の判定 | 64 |
| 5.5 | キャリア固定時の過渡応答性の実験結果および考察 | |
| 5.5.1 | 回転開始時の伝達遅れ | 66 |
| 5.5.2 | 慣性モーメントの過渡応答性への影響 | 67 |
| 5.5.3 | 瞬間中心による運動解析とかみあい伝達誤差の逆解析 | 71 |
| 5.6 | キャリア回転時の過渡応答性の実験結果および考察 | 74 |
| 5.6.1 | 入出力軸間の応答遅れ | 75 |
| 5.6.2 | 過渡応答時の変速比の変遷 | 76 |
| 5.7 | 結 言 | 79 |
| | | |
| 第6章 異なる歯面精度の組みあわせによる差動遊星歯車機構の かみあい騒音への影響 | | |
| 6.1 | 緒 論 | 80 |
| 6.2 | 音響と歯面精度 | |
| 6.2.1 | 振動と音響の関係性とかみあい起振力 | 81 |
| 6.2.2 | 試験歯車の歯面精度 | 82 |
| 6.3 | 完全無響室における音響計測 | 88 |
| 6.4 | キャリア固定時の音響計測結果および考察 | |
| 6.4.1 | 同じ歯面精度の歯車のみを用いた場合 | 89 |
| 6.4.2 | 異なる歯面精度の歯車を組みあわせた場合 | 90 |
| 6.4.3 | 統計的な誤差の伝播論と誤差のばらつきによる評価 | 92 |

| | |
|--------------------------------|-----|
| 6.5 一般的な差動駆動状態における音響計測結果および考察 | |
| 6.5.1 キャリアの回転によるかみあい音への影響..... | 94 |
| 6.5.2 かみあい周波数によるかみあい音への影響..... | 96 |
| 6.5 結 言..... | 98 |
| 第7章 結 論 | |
| 7.1 本研究の成果..... | 99 |
| 7.2 今後の課題と展望..... | 102 |
| 参考文献..... | 107 |
| 謝辞 | |

第1章 緒論

1.1 背景

ヒトは道具によって生活環境を変える革新（イノベーション）をおこし、快適な生活を手にしてきた。狩りに使う矢尻をはじめとする石器、穀物を消化しやすく調理する土器など食に関する道具にはじまり、文明の発展にともない、生活環境を整えるために人力・畜力および水力を動力源として非力な人間が大きな木や石といった自然の重量物を運ぶ各種の機械（装置）へと発展をしていった¹⁾。なかでも、自然の物理法則および人力を入力、ヒトのニーズを出力として自然とヒトを結び、動力伝達および力の増幅を実現してきたのが動力伝達装置である。

そのひとつである歯車は古くから使われている。正確な起源と発展経緯は必ずしも明らかではないが、**図 1-1** にしめすように BC250 年ごろアルキメデスがウォームギヤと円筒歯車を 5 段用いた巻上機を考案したほか²⁾、15 世紀後半にはレオナルド・ダ・ヴィンチが現在使用されているほとんどの歯車の種類を網羅するスケッチを残しており³⁾、さらに古いものでは BC2600 年ごろに差動歯車機構を有する指南車⁴⁾が中国で使われていたとの記述⁵⁾もある。

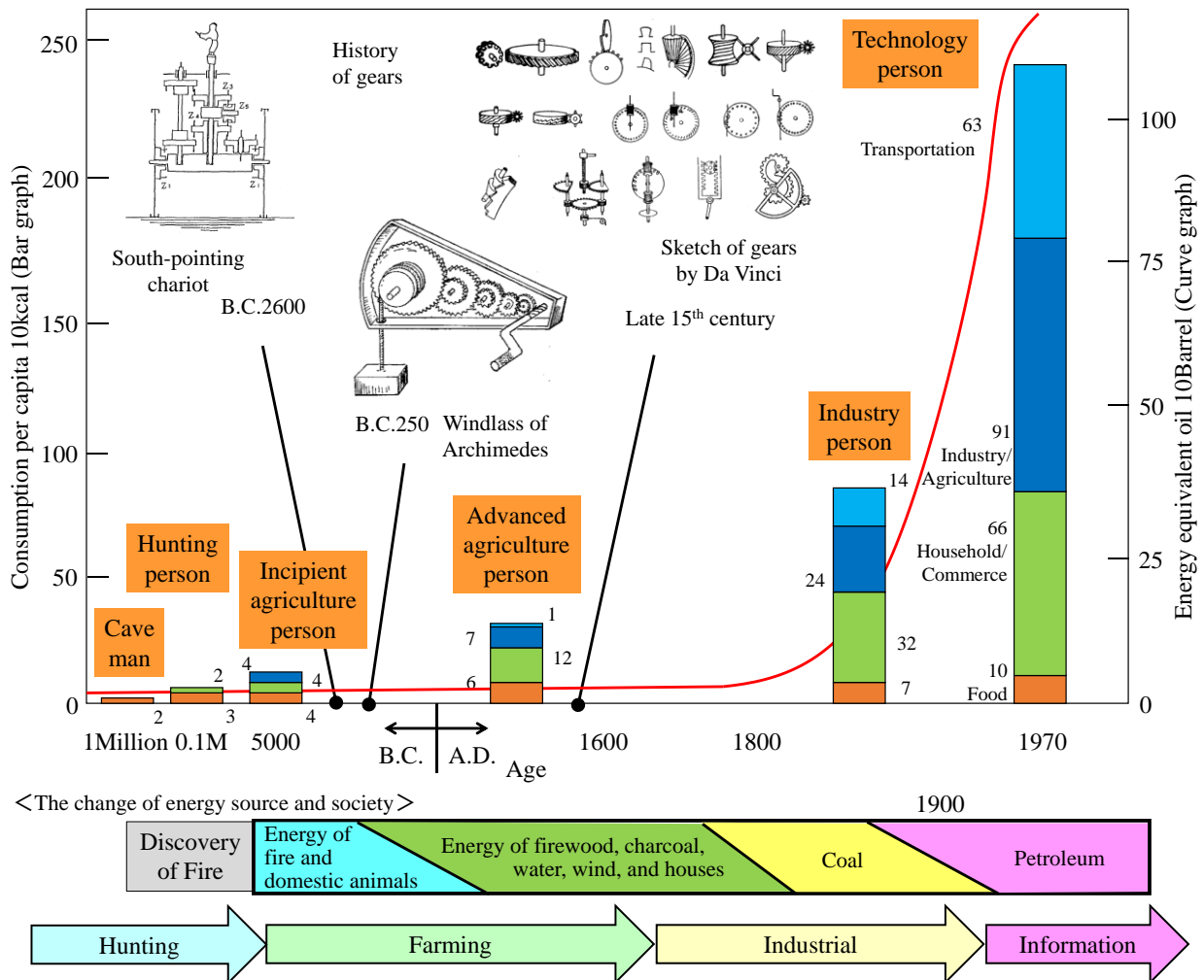


Fig. 1-1 Relation among human energy, and technology

古^{いにしえ}の動力伝達装置である歯車は、重量の増加や振動騒音の観点から存在しないことが望ましいとされている。近年では工作機械における Direct Drive のように動力伝達装置を有しないシステムに一定のニーズがある一方で、電気自動車ではモーター出力と要求される動力に乖離があることからギヤヘッド (Gear Head) 型変速機⁶⁾⁸⁾が必要不可欠であり、今後も必要悪として新たな社会的ニーズが生じるものと考えられる。

歯車は、確実な速比の回転運動と大きなトルクをきわめて小さな構造で効率よく伝達することができるために、小さな計器または時計のようなものから大は数万馬力の船用タービン減速歯車に至るまで、きわめて広範囲に用いられている⁹⁾一方でニーズの広がり起因して強度、効率、振動騒音などの問題においてまだ明らかになっていない事柄が多い。96~98%と伝達効率が非常に高い歯車だが、図 1-1 のように産業革命の後、人口および消費エネルギーの爆発的な増加¹⁰⁾によって有限な資源の枯渇が危惧され、SDGs¹¹⁾ (Sustainable Development Goals) や縮小社会¹²⁾¹⁴⁾でも言及されている省エネルギー・省資源化という人類に課せられた宿命¹⁵⁾に立ち向かううえでさらにコンマ数%レベルでの効率向上が求められている。歯車は、自動運転車、燃料電池車、電気自動車に関するイノベーション¹⁶⁾などにおいても非常に重要な要素技術であり、今後さらなるニーズが見込まれる。

高効率化のソリューションとして近年、超少子高齢化の進む先進国では生産年齢人口層の減少をともなうイノベーション力低下の懸念¹⁷⁾からモノとヒトの協業が進められており、ものづくりに不可欠なエネルギーおよび情報 (もう一要素は材料) に関して、人工知能 (AI) や IoT (Internet of Things) などによる情報から労働力不足を補いつつ全体の消費エネルギーを抑制する動き¹⁸⁾²²⁾がある。そうした最新技術が注目を集める一方、動力伝達装置においても複数の動力源を用いてそれぞれの欠点を補完しつつ消費エネルギーを低減する差動装置が、ヒトと協業するロボット²³⁾³⁰⁾やパワーアシスト機構³¹⁾³⁴⁾などで、人力と機械の動力を合成する機構としてニーズが高まりつつある^{35),36)} (図 1-2)。例えばハイブリッド自動車では、エンジンの低効率域を差動機構を介してモーターで補完している。

今後、超少子高齢化の進行にともなって、労働人口の減少を補完するための生産性の向上 (新興国の人口爆発においても重要) や、介護者の身体的な負荷の低減 (かつ要介護者の安全確保とストレス軽減) などにおいてヒトと機械の協業が不可欠になり、差動機構のさらなる需要が見込まれる。それ故、ヒトと機械の距離が近づくことで、安全性の確保や電動化³⁷⁾にともなう振動騒音の要求レベルの向上など、動力伝達装置に求められる性能がさらに厳しくなる。ニーズの多様化にともない社会の欲求 (幸福) を満たす³⁸⁾イノベーションをおこすためには、AAA (Affordable, Available, Appropriate) 技術のように QCDS (Quality, Cost, Delivery, Safety) を十分に考慮する必要がある。

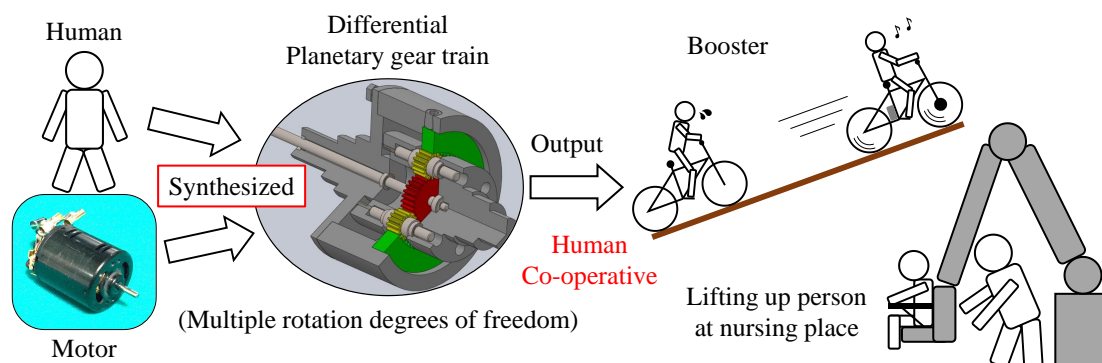


Fig. 1-2 Differential devices for power assisting

1.2 本研究の目的

そこで本研究では、上記の背景を受けて差動機構³⁹⁾⁴²⁾として新たにニーズが高まりつつある遊星歯車機構（以降、差動遊星歯車機構：Differential planetary gear train, D-PGT）の駆動特性の解明を目的とする。図 1-3 のように古典的な平行歯車対では、入出力が 1 対 1 対応であるため出力は入力に比例するが、D-PGT では複数の入力からシステム関数論的に必要な出力を効率よく得られる。

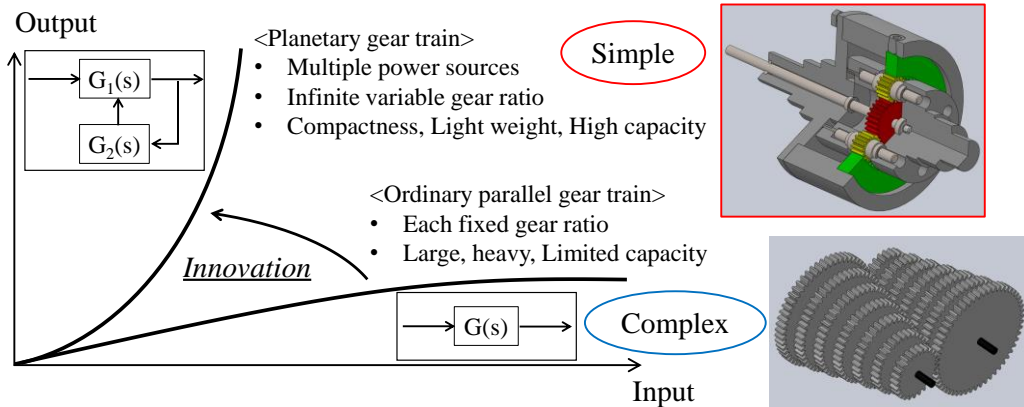


Fig. 1-3 Power transmission mechanism as necessary evil

一方で、D-PGT は図 1-4 にしめすように、その特徴として種類の異なる複数のかみあい点を有する。プラネットギヤの個数 k_p の 2 倍のかみあい点が存在するだけでなく、外歯かみあいと内歯かみあいの（かみあい率 ϵ が）異なる 2 種類のかみあい状態が混在し、かみあい周期内でプラネットギヤまわりのかみあい剛性が時系列で 3 回変化することに加えて、回転自由度が高いことから 2 要素の関係性を定めなければ回転方向の関係性が一義的に定まらない⁴³⁾。また、遊星運動と称されるように、プラネットギヤの自転と公転の両方を同時に考慮に入れる必要がある。

電動化などにおける騒音源の静粛化により振動騒音が問題となってきただけでなく、省エネルギー・省資源化に向けてさらに小型軽量で高い負荷容量かつ低振動騒音化を求められる中で、回転自由度の高さからメカニズムが未だに十分に解明されておらず、体系的な知見を得られていない。

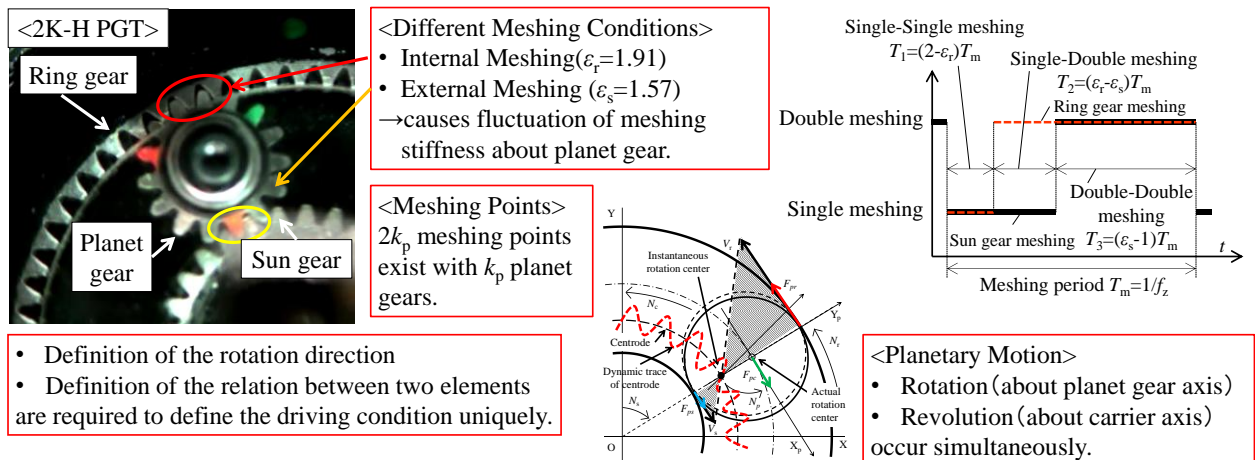


Fig. 1-4 Complexity of Planetary Gear Train

遊星歯車機構はこれまで、高い負荷容量・高変速比、自動調心による低振動騒音といった利点から自動車の自動変速機^{44),45)}に多用され、自動車業界をはじめ多く研究されてきた。日本では、両角が効率評価法⁴⁶⁾やトルク計算式⁴⁷⁾を提案したほか、日高らが遊星歯車装置の騒音⁴⁸⁾や各種誤差と荷重配分の関係⁴⁹⁾、特性改善方法⁵⁰⁾の提案をおこなっている。また、森川らが各種遊星歯車機構の振動挙動解析^{51),52)}や遊星歯車機構特有のサイドバンド現象の解析⁵³⁾をおこない、林輝らが荷重つりあい理論⁵⁴⁾をまとめ、動的荷重分担の測定⁵⁵⁾もおこなっている。一方世界では、アメリカの Parker らが理論だけでなく有限要素法^{56),57)}や実験⁵⁸⁾もおこない体系的に遊星歯車機構について研究をおこなっている。リングギヤの変形⁵⁹⁾やプラネットギヤどうしの起振力の位相差^{60),61)}、かみあい剛性の変動^{62),63)}に着目した研究のほか、非線形振動⁶⁴⁾を含む各種設計パラメータと振動の関係性⁶⁵⁾⁻⁶⁸⁾についても研究をおこない、実験系以外の世界中の遊星歯車機構に関する研究を 2014 年にまとめている⁶⁹⁾。また、Kahraman らが遊星歯車機構の自由振動⁷⁰⁾や歯形摩耗⁷¹⁾やリングギヤの変形⁷²⁾の振動への影響について研究をおこない、フランスの Valex らはプラネットギヤの半径方向誤差⁷³⁾や位置誤差⁷⁴⁾に着目した研究や変形するリングギヤを有する遊星歯車機構の歯形の最適化⁷⁵⁾などの研究をおこなっている。上記の遊星歯車機構に関する研究は、リングギヤに着目した研究とキャリアに着目した研究に大別できるが、差動運動を含む遊星歯車機構の一般解を導く手法を体系的にしめした研究はない。また、特に中国における研究では理論と計算を中心としたもの⁷⁶⁾⁻⁷⁸⁾が多く、シミュレーションが主となっている。世界中で研究がなされている一方、そのほとんどがひとつの要素を固定したある種の特異条件のみを扱っており、図 1-4 にしめす特徴ゆえに、差動駆動を含む機構としての一般化はなされていない。

したがって本研究では、差動運動を含む遊星歯車機構の一般解を導く手法を体系的にしめし、メカニズムの解明、振動騒音を低減するために、Bond Graph を用いたシミュレーションと PLC (Programmable Logic Controller) を用いた高精度な制御を手がかりに実験をおこない、駆動特性の解明を試みた。

1.3 本研究の構成

前節で述べた目的を達成するための本論文の構成を以下および図 1-5 にしめす。

第 1 章では、緒論として社会問題および人と道具の歴史から現代における動力伝達機構の役割、問題点と差動機構の新たなニーズについて概説する。さらに、動力伝達機構の中でも重要な要素である(平行軸系に限定した)歯車についての研究をまとめることで、D-PGT の回転伝達系を扱う本研究の工学的および工業的な位置づけをおこない、研究の目的について述べる。

第 2 章では、D-PGT を議論するうえで必要となる座標系や記号を定義する。差動を有さない従来の PGT の場合も含め D-PGT の駆動状態の一般化を試み、プラネットギヤの運動から評価指標としての瞬間中心とセントロードに着目する手法を提案する。本研究では、本章での定義をもとに以降の考察を進める。

第 3 章では、D-PGT を高精度で高応答に 3 軸差動の運動制御・駆動させるための新たな駆動試験機的设计開発をおこなう。3 軸を制御するための設計や各要素間の慣性モーメントの比率に着目し、PLC を用いて再現性の高い駆動が可能な試験機に関して考察をおこなう。

第 4 章では、第 3 章で設計した本研究で用いる D-PGT の周波数応答を明らかにするために、構成要素がエネルギーの伝達によって結合されるシステムで統一的に捉えることが可能な Bond Graph を用いた簡便で実用的なモデリングを提案する。従来の多自由度の複雑な連成運動方程式から得られた結果、試験機上のハンマリング試験から得られた結果、Bond Graph によって得られた結果を比較し、Bond Graph によるモデリングに関して考察をおこなう。

第 5 章では、第 4 章で得られた非線形性を有するプラネットギヤまわりのかみあい剛性のモデリングの重要性を考慮し、プラネットギヤまわりのかみあい剛性による弾性変形や加工誤差・組立誤差などによって生じるかみあい伝達誤差に着目する。アクリルキャリアで D-PGT 内部を可視化した新機構 (U/2K-HV 型) を開発、過渡応答時にプラネットギヤまわりのかみあい剛性の変動から生じる現象をハイスピードカメラによるモーションキャプチャーによってとらえる。

第 6 章では、第 4 章や第 5 章で重要であったプラネットギヤまわりのかみあい剛性に加え、加工誤差や組立誤差などの誤差成分のなかでも特にばらつく歯面精度を誤差の伝播論に基づく検討を遂行し、完全無響室内で駆動試験することで暗騒音の影響を最小限に抑えた音響測定も遂行し、D-PGT の駆動時に生じる振動騒音への影響を統計的に評価する。リングギヤ、サンギヤ、プラネットギヤの全ての歯面精度とそのばらつきを管理し、かみあい最大歯面誤差のばらつきの観点から D-PGT の振動騒音への影響に関する考察をおこなう。

第 7 章では、結論として D-PGT の駆動特性の解明を目的に本研究をとおして得られた知見をまとめ、今後の課題と展望について述べる。

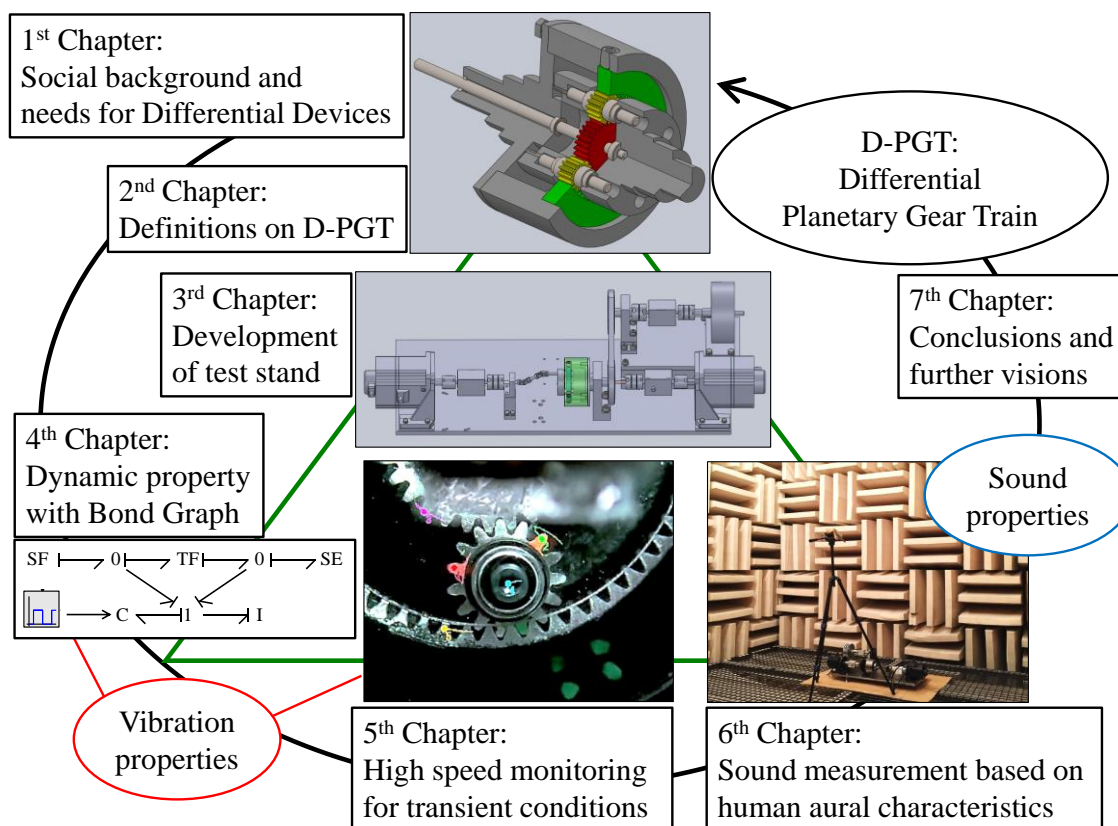


Fig. 1-5 Configuration of this paper

第2章 差動遊星歯車機構の各種定義と 一般駆動状態およびプラネットギヤの運動

2.1 緒 論

第1章で述べたとおり、遊星歯車機構は従来の平行歯車対とは異なり内歯と外歯などの複数のかみあい現象を有している。特にプラネットギヤはリングギヤとサンギヤの差動歯車として機能するが、自転と公転を同時におこなうことや、リングギヤとの内歯かみあい、サンギヤとの外歯かみあいにおいてかみあい率（およびかみあい剛性）が異なることなどからメカニズムの解明が困難で、これまで世界中の研究において差動を含む一般解を導く手法が実験的にほとんど検証されてこなかった。

そこで、本研究で D-PGT を議論するにあたり本章では^{79), 80)}、D-PGT の基本的な構造および本研究で用いる座標系や記号を定義する。また、D-PGT の一般的な駆動状態や、プラネットギヤの運動から評価指標としての瞬間中心を定義する。

2.2 差動遊星歯車機構の構造

本研究で扱う 2K-H 型遊星歯車は図 2-1 にしめす機構で、リングギヤ、サンギヤ、複数個のプラネットギヤ、そしてそれらをつなぐキャリアの基本 4 要素から構成される。プラネットギヤはリングギヤとサンギヤの差動歯車として機能し、キャリアはプラネットギヤ（自転軸）どうしを円周方向につなぐ公転要素である。一般に遊星歯車機構は図 2-2 にしめすように K 軸（ロシア語で車輪を意味する Колесо に由来：太陽車）、H 軸（Holder に由来：公転軸）、V 軸（由来不明：自転軸）の 3 つの基本軸を有しており、2K-H 型、3K 型、K-H-V 型など⁸¹⁾基本軸名を羅列する命名法が一般的である。地上に固定した絶対座標系を O-XYZ, リングギヤの座標系を $O_r-X_rY_rZ_r$, サンギヤの座標系を $O_s-X_sY_sZ_s$, i 番目 ($i=1,2,3$) のプラネットギヤの座標系を $O_{pi}-X_{pi}Y_{pi}Z_{pi}$, キャリアの座標系を $O_c-X_cY_cZ_c$ とする。 O_{pi} は各プラネットギヤの軸中心にあり、 X_{pi} は接線方向、 Y_{pi} は半径方向である。 O, O_r, O_s, O_c は遊星歯車機構の中心にあり、4 つの原点は一致している。

本研究では Z 軸は上下となり、左右と同じ挙動となるので XY 平面で考えることとし、歯数を Z としており記号が混同することから、歯数を優先して Z は歯数をしめすものとする。また、図 2-1 にしめす通り、Z 軸正方向に XY 平面を見た時の反時計回り（CCW 方向）を正と定義し、本論で扱う角速度およびかみあい接線速度は地上に固定した O-XYZ 座標の XY 平面において反時計回りを正とする。また、 N を回転数 [min^{-1}], R [mm] をピッチ円半径、 ω [rad/s] を角速度、 m [mm] をモジュールとし、リングギヤ軸、サンギヤ軸、プラネットギヤ軸（自転軸）、キャリア軸（公転軸）の添え字をそれぞれ r, s, p, c とする。また、本研究で用いた歯車の諸元を表 2-1 にしめす。プラネットギヤを 3 個用いた遊星歯車機構で、モジュール 1, 圧力角 20° の S45C 製の平歯車で、硬度は 230 Hv 程度である。潤滑には、ちょう度番号 1 号相当のグリース（KHK 製、GJS-1001）を歯面に薄く塗布して用いた。表 2-1 の歯車諸元から、本遊星歯車機構におけるプラネットギヤの配置角 δ は式(2-1), (2-2)のように、サンギヤ歯数 Z_s , リングギヤ歯数 Z_r とプラネットギヤ個数 n_p から求まり、最小かみあい角 θ_{\min} の整数倍 (n は整数) となることわかる。

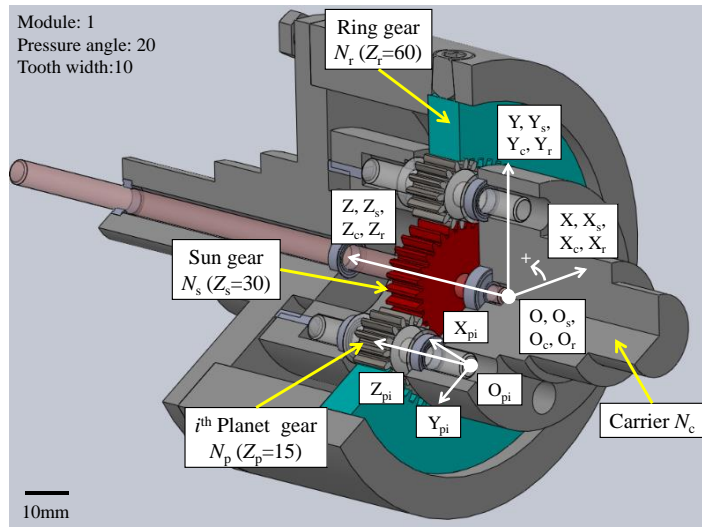


Fig.2-1 2K-H planetary gear train

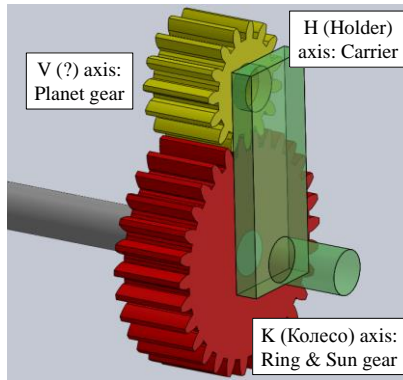


Fig.2-2 Basic planetary gear train

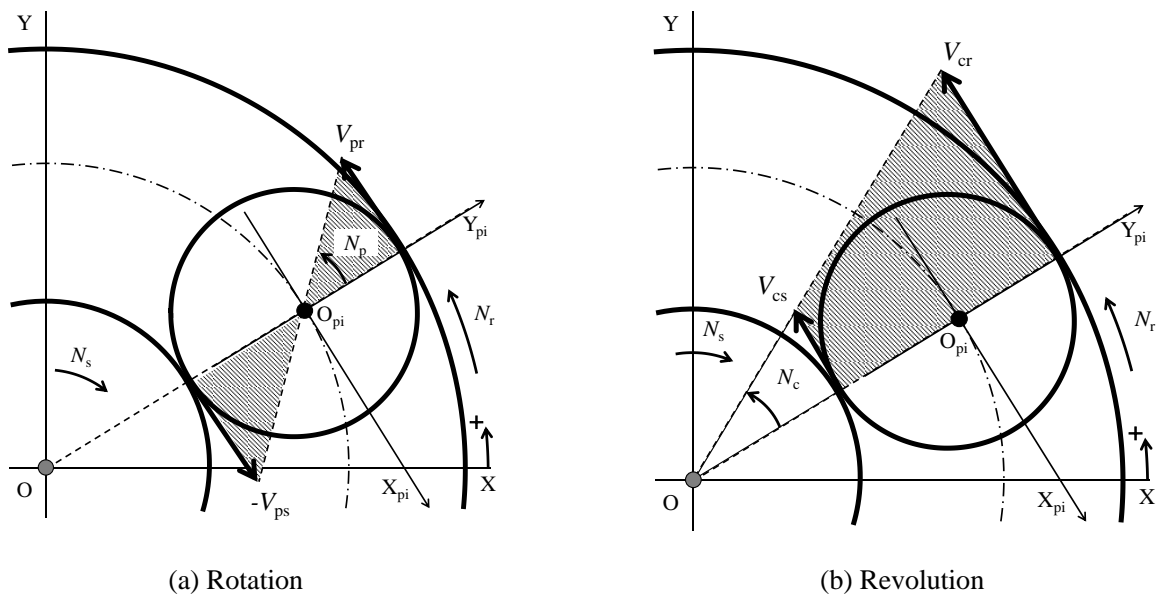


Fig.2-3 Velocity distributions

Table 2-1 Specifications of gears

| | Sun | Planet | Ring | Carrier |
|--|--------|--------|------|---------|
| Module [mm] | 1 | | | --- |
| Number of teeth | 30 | 15 | 60 | --- |
| Normal pressure angle [deg.] | 20 | | | --- |
| Helix angle [deg.] | 0 | | | --- |
| Tooth depth coefficient | 2.25 | | | --- |
| Tooth width [mm] | 10 | | | --- |
| Material | S45C | | | |
| Hardness | 230 Hv | | | |
| Number of planet: 3 (In-phase, Equal spaced) | | | | |

$$\theta_{\min} = \frac{360}{Z_s + Z_r} \quad (2-1)$$

$$\delta = n \cdot \theta_{\min} \quad (2-2)$$

$$\delta = 360/n_p, \quad \frac{Z_s + Z_r}{k_p} = n \quad (2-3)$$

式(2-3)を満たすよう設計したとき、プラネットギヤを円周方向に等配置にできる。本研究の遊星歯車機構においてプラネットギヤは3つとし、プラネットギヤ間のかみあい位相差の影響を無視するためにプラネットギヤを等配置とした。

また、式(2-4)にしめすプラネットギヤ間のかみあい位相 ΔP_i から、本研究の遊星歯車機構においてプラネットギヤのかみあい起振力は同位相である。

$$\Delta P_i = \delta_i / \frac{360}{Z_s} - \text{int} \left(\delta_i / \frac{360}{Z_s} \right) \quad (2-4)$$

よって、本研究の遊星歯車機構ではプラネットギヤが3個で等配置同位相であることから、かみあい起振力が円周方向に増幅され、第3章で後述するように円周方向加速度の計測に有利で、それ以外の方向に作用するすべての力は3個のプラネットギヤのかみあいで相互に相殺される⁸²⁾。

さらに、プラネットギヤが公転をおこなう際、地上に固定された絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ から見ると見かけ上自転をしているように見えるため、これまでも遊星歯車機構の伝達メカニズムを解明するうえで本研究において自転と公転の定義が問題となった。プラネットギヤの任意な運動は独立な2つの回転運動（自転および公転）の重ねあわせで表すことができることから、回転中心と速度分布に着目して図 2-3 にしめすように自転および公転を定義する。本研究では、プラネットギヤの回転のうち、 O_{pi} まわりの回転を自転、 O_c および O まわりの回転を公転と定義する。

2.3 キャリア軸を基準とした差動遊星歯車機構の一般駆動状態の導出と分類

遊星歯車機構の各要素の回転数の関係性は、プラネットギヤの自転のみの駆動状態と公転のみの駆動状態を未定係数法によって任意の比で重ねあわせることにより定めることができる⁸³⁾。ここで、一对の平行歯車対において駆動歯車と従動歯車の回転数や回転方向の関係が一義的に定まるのに対し、遊星歯車機構では4要素（図2-1の N_r, N_s, N_p, N_c ）のうち二軸を規定しなければ駆動状態が一義的に定まらない⁴³⁾。また、定常状態を仮定して角速度比の絶対値のみで考える手法も提案されている⁸⁴⁾が、過渡応答も含めた体系的なものでない。そこで本研究では、キャリア軸（公転軸）を基準にしてその回転方向を常に正（ $0 \leq N_c$ ）とし、プラネットギヤ軸（自転軸）との比を自公転角速度比 $\gamma_{cp}(=N_p/N_c)$ として遊星歯車機構の駆動状態を規定する指標とする。この自公転角速度比 γ_{cp} は以下の未定係数法において重ねあわせる比率となり、プラネットギヤの公転に対する自転の比率をしめす指標でもある。

以下に未定係数法による遊星歯車機構の回転数の関係の導出過程をしめす。プラネットギヤの自転のみ（式(2-5)）のとき、各要素の回転数比は平行歯車対と同様に単純なギヤ比となる。式(2-5)においてサンギヤ軸だけが逆回転となるのが遊星歯車機構の特徴である。また、プラネットギヤの公転のみ（式(2-6)）のとき、プラネットギヤを除く全ての要素が同方向に同じ角速度で回転することから遊星歯車機構がひとつの剛体として回転する。このとき、プラネットギヤは差動しないため自転成分を持たない。これらの駆動状態を重ねあわせることで、遊星歯車機構の一般駆動状態の全てを導出できる。

$$N_r : N_s : N_p : N_c = \frac{Z_p}{Z_r} : -\frac{Z_p}{Z_s} : 1 : 0 \quad (2-5)$$

$$N_r : N_s : N_p : N_c = 1 : 1 : 0 : 1 \quad (2-6)$$

式(2-5)を a 倍、式(2-6)を b 倍し、重ねあわせて式(2-7)となる。このとき、未定係数 a, b は任意の定数であり、それらの比が重要である。

$$N_r : N_s : N_p : N_c = \frac{Z_p}{Z_r} a + b : -\frac{Z_p}{Z_s} a + b : a : b \quad (2-7)$$

式(2-7)から N_p および N_c がそれぞれ a および b を満たすが、駆動状態を導出するうえで回転数 N の値は意味を持たず、未定係数 a, b の定数倍でも成り立つことから自公転角速度比 γ_{cp} に着目する。 $\gamma_{cp} = N_p/N_c = a/b$ と表され、未定係数法における2式の重ねあわせる比率をしめす。 γ_{cp} によって自転と公転の比率が定めれば遊星歯車機構の駆動状態を一義的に求めることができる。式(2-7)より遊星歯車機構の各要素の回転数の関係は、キャリア軸（公転軸）を基準として γ_{cp} を用いて以下の式(2-8)のように求まる。また、後述する実験においてプラネットギヤの自転軸と公転軸を同軸とした新機構（2K-HV型）⁸⁵⁾を用いたため、プラネットギヤの自転軸と公転軸を同軸に有するHV軸の角速度 $N_{HV}(=N_p+N_c)$ に関する比も最下行に記載した。

$$\begin{bmatrix} N_r/N_c \\ N_s/N_c \\ N_p/N_c \\ N_c/N_c \\ (N_p + N_c)/N_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_p/Z_r & 1 \\ -Z_p/Z_s & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \gamma_{cp} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2-8)$$

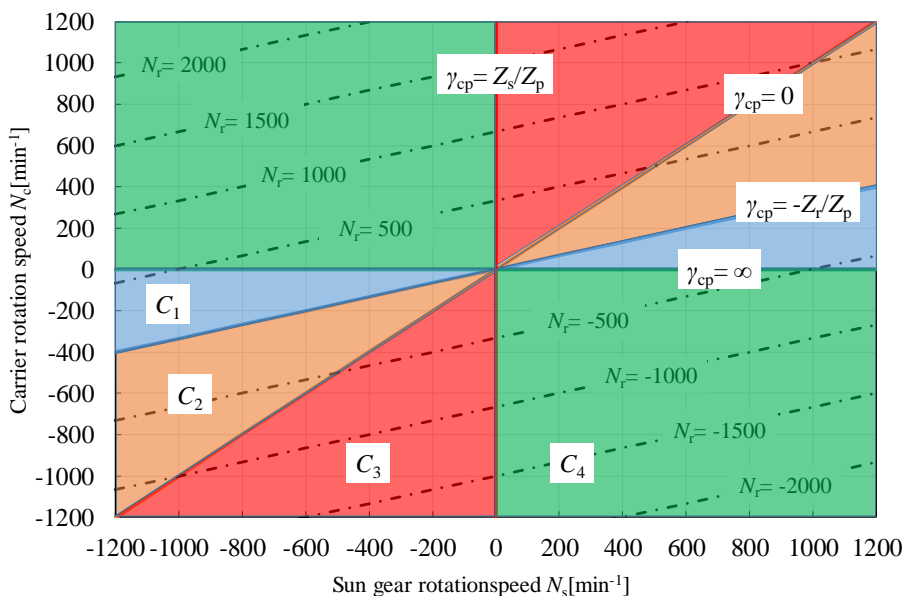
式(2-8)から遊星歯車機構の各要素の回転方向の関係を増減表形式で表 2-2 にまとめ、本研究で対象としている従来の 2K-H 型と後述する実験で用いた新機構の 2K-HV 型の両方を表している。また、両機構の駆動状態をリングギヤ軸回転数 N_r の等高線（横軸にサンギヤ軸 N_s 、縦軸にキャリア軸 N_c および HV 軸 N_{HV} （後に詳述）をとっている）でしめたものを図 2-4 にしめす。各軸の回転数の関係性ごとに駆動状態を定めた表 2-2 よりそれぞれの機構において軸の数（2K-H 型は 4 軸、2K-HV 型は 5 軸）だけ特殊な駆動状態とそれ以外の一般的な駆動状態が存在することがわかる。ある要素が固定 ($N = 0$) される駆動状態は一入力一出力軸を有する差動回転運動を有しない閉回路遊星歯車機構⁸¹⁾と称されるもので、リングギヤ固定をプラネット型、サンギヤ固定をソーラ型、キャリア固定をスター型と称する。また、プラネットギヤ軸の自転成分がないものは剛体回転型と称され、前述の式(2-2)にあたるもので、遊星歯車機構が剛体として回転する。こうした閉回路の駆動状態は図 2-4 の等高線図においては直線として表現されている。

その他の駆動状態は遊星歯車機構のすべての要素が回転する一入力二出力軸となる動力分割機構や二入力一出力軸となる動力合成機構であり、開回路遊星歯車機構と称されるもので、差動回転運動を生じるものである。2K-H 型の駆動状態を表 2-2 のように C_1 から C_4 と定義し、2K-HV 型の駆動状態を C_{z1} から C_{z5} と定義する。図 2-4 の等高線図を比較すると、 C_3 および C_{z4} の領域は一致しているものの、2K-HV 型では自公転角速度比 γ_{cp} が正の領域が狭まり、負の領域が拡大している。

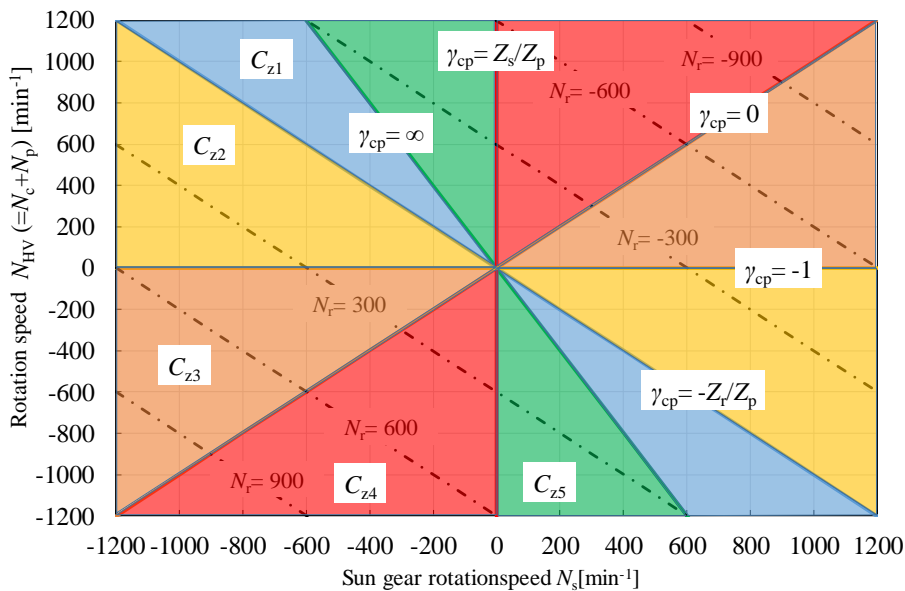
各要素の回転方向を整理した表 2-2 は各駆動状態における各要素の関係性がわかりやすい一方で、図 2-4 にしめす等高線図によって過渡状態などを扱う際に駆動状態の変遷を直感的に捉えることができ、これら表および等高線図を目的に応じて使いわける必要がある。

Table 2-2 Driving conditions of planetary gear train

| | γ_{cp} | C_1 | $-Z_r/Z_p$ | C_2 | | | 0 | C_3 | Z_s/Z_p | C_4 | ∞ | | |
|------|---------------|------------|------------|-------|----------|---|----------|-----------|-----------|----------|---------------|-----------|-------|
| 2K-H | N_r | - | 0 | + | + | + | + | + | + | + | + | N_r | 2K-HV |
| | N_s | + | + | + | + | + | + | + | 0 | - | - | N_s | |
| | N_p | - | - | - | - | - | 0 | + | + | + | + | N_p | |
| | N_c | + | + | + | + | + | + | + | + | + | 0 | N_c | |
| | - | - | - | 0 | + | + | + | + | + | + | + | N_p+N_c | |
| | C_{z1} | $-Z_r/Z_p$ | C_{z2} | -1 | C_{z3} | 0 | C_{z4} | Z_s/Z_p | C_{z5} | ∞ | γ_{cp} | | |



(a) 2K-H planetary gear train



(b) 2K-HV planetary gear train

Fig.2-4 Contour maps of driving conditions

2.4 プラネットギヤの合成速度分布と瞬間中心

遊星歯車機構内の動力伝達現象解明のためにプラネットギヤの運動に着目するにあたり，地上に固定した絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ を基準としたときのプラネットギヤの相対運動とその速度分布（自転と公転の重ねあわせ）から瞬間中心 (Instant Center of Rotation: 以降 ICR と称する)⁸⁶⁾に着目する．ここで，ICR を定義するにあたり，地上に固定した絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ を基準としたプラネットギヤの相対運動に着目していることから図 2-3 では XY 平面をとり， O_c と一致している原点 O を中心としている．

プラネットギヤは自転と公転を同時におこなっていることから，図 2-3 にしめす自転の速度分布と公転の速度分布を重ねあわせる．重ねあわせにあたり，プラネットギヤのリングギヤ側のかみあい接線速度とサンギヤ側のかみあい接線速度をそれぞれ足しあわせることで，地上に固定した絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ から見たプラネットギヤ全体の速度分布を求める．

まず自転軸中心 O_{pi} まわりの速度分布は式(2-9), (2-10)のように求まり，リングギヤ側，サンギヤ側ともに等しいことがわかる．自転軸中心 O_p から見てリングギヤ側 V_{pr} ，サンギヤ側 V_{ps} ともに正負の方向は同じである一方，図 2-3(a)にある通り，地上に固定した絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ から見るとその正負は逆となり，サンギヤ側 V_{ps} は XY 平面において CW 方向であるため負のかみあい接線速度である．

$$V_{pr} = R_p \cdot \omega_p = \frac{mZ_p}{2} \cdot \frac{2\pi}{60} N_p = \frac{m\pi}{60} Z_p N_p \quad (2-9)$$

$$V_{ps} = R_p \cdot \omega_p = \frac{mZ_p}{2} \cdot \frac{2\pi}{60} N_p = \frac{m\pi}{60} Z_p N_p \quad (2-10)$$

次に，公転軸中心 O まわりの速度分布は式(2-11), (2-12)のように求まり，ピッチ円半径に比例していることがわかる．地上に固定した絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ から見てリングギヤ側 V_{cr} ，サンギヤ側 V_{cs} ともに正負は同方向である．

$$V_{cr} = R_r \cdot \omega_c = \frac{mZ_r}{2} \cdot \frac{2\pi}{60} N_c = \frac{m\pi}{60} Z_r N_c \quad (2-11)$$

$$V_{cs} = R_s \cdot \omega_c = \frac{mZ_s}{2} \cdot \frac{2\pi}{60} N_c = \frac{m\pi}{60} Z_s N_c \quad (2-12)$$

図 2-3 の自転速度分布と公転速度分布から絶対座標系における正負の定義に従って式(2-9)と式(2-11)，式(2-10)と(2-12)をそれぞれ足しあわせると式(2-13), (2-14)となる．図 2-3 ではモデル化を簡単にするため $0 \leq \omega_p$ ， $0 \leq \omega_c$ としているが，得られた結果は全ての駆動状態にあてはまり，一般性を失うことはない．

$$V_r = V_{pr} + V_{cr} = \frac{m\pi}{60} (Z_p N_p + Z_r N_c) = R_r \cdot \omega_r \quad (2-13)$$

$$V_s = V_{cs} - V_{ps} = \frac{m\pi}{60} (Z_s N_c - Z_p N_p) = R_s \cdot \omega_s \quad (2-14)$$

式(2-13), (2-14)から重ねあわせによって求められたかみあい接線速度 V_r , V_s はそれぞれリングギヤ, サンギヤの周速と合致する. このとき, 重ねあわせた速度分布を図 2-5 にしめす. 図 2-5 において改めて座標を明記すると, 地上に固定された絶対座標軸 X , Y 軸とその原点を O とする. i 番目のプラネットギヤの自転軸中心を O_{pi} とし, O_{pi} を通る接線方向を X_{pi} 軸, 半径方向を Y_{pi} 軸とする. 図 2-5 のように速度分布を描画したとき Y_{pi} 軸上で接線速度が 0 となる点がプラネットギヤの ICR となり, その点を O_p' とする. プラネットギヤは自転と公転を同時におこなっているが, その運動は逐次 ICR まわりに回転する運動と同義である.

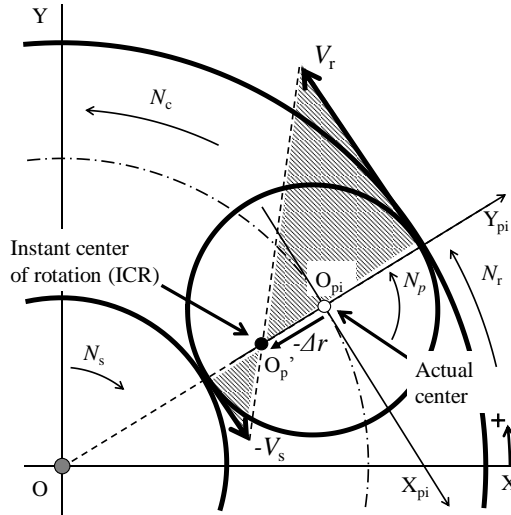


Fig.2-5 Total velocity distribution about planet gear

自転軸中心 O_{pi} と ICR O_p' の偏差を Δr と定義すると, 図 2-5 にある速度分布の相似比から以下のよう
に導出される. このとき, 偏差 Δr の原点を O_{pi} , Y_{pi} 軸正方向を正とする.

$$V_r : -V_s = R_p + \Delta r : R_p - \Delta r \tag{2-15}$$

$$-V_s(R_p + \Delta r) = V_r(R_p - \Delta r) \tag{2-16}$$

$$-(V_r - V_s)\Delta r = (V_r + V_s)R_p \tag{2-17}$$

$$\begin{aligned} \Delta r &= -\frac{(V_r + V_s)}{(V_r - V_s)} R_p = -\frac{(Z_r + Z_s)N_c}{(Z_r - Z_s)N_c + 2Z_p N_p} R_p \\ &= -\frac{2(Z_s + Z_p)N_c}{2Z_p(N_c + N_p)} R_p = -\frac{Z_s + Z_p}{Z_p(1 + \gamma_{cp})} R_p \end{aligned} \tag{2-18}$$

また、 O から O_{pi} までの距離に対する O から O_p' までの距離の比 η (以降, 半径比 η と称する) をとることで, ICR の位置を一般化して表現でき, 式(2-19)および図 2-6 となる. 式(2-19)より半径比 η は自公転角速度比 γ_{cp} のみに支配され, 設計パラメータである歯数 Z に左右されないことがわかる. ここで, プラネット型やソーラ型となる自公転角速度比 γ_{cp} は歯数によって定まるため, 図 2-6 にある通り ICR が各かみあい点上にくる自公転角速度比 γ_{cp} は設計パラメータに依存する.

まず, 図 2-6 において各特殊駆動状態における ICR の位置が正しいことを確認する. リングギヤ固定のプラネット型 ($\gamma_{cp} = -Z_r/Z_p$) のときプラネットギヤがリングギヤとのかみあい点を支点に回転しており ICR はリングギヤとのかみあい点上にある. 同様に, ICR がサンギヤ固定のソーラ型 ($\gamma_{cp} = Z_s/Z_p$) ではサンギヤとのかみあい点上に, キャリア固定のスター型 ($\gamma_{cp} = \infty$) ではプラネットギヤが自転のみをおこない ICR は O_{pi} に, 剛体回転型 ($\gamma_{cp} = 0$) ではプラネットギヤは公転のみをおこない ICR は原点 O にある. また, $\gamma_{cp} = -1$ では ICR は無限遠にあり, プラネットギヤが並進をしている. このときプラネットギヤの自転と公転が打ち消しあい, プラネットギヤは常に同じ方向を向いたまま回転する状態となる.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{OO_{p'}}{OO_{pi}} = \frac{(R_s + R_p) + \Delta r}{R_s + R_p} = 1 + \frac{\Delta r}{R_s + R_p} \\ &= 1 - \frac{Z_s + Z_p}{Z_p} \frac{1}{1 + \gamma_{cp}} \frac{R_p}{R_s + R_p} = 1 - \frac{Z_s + Z_p}{Z_p} \frac{1}{1 + \gamma_{cp}} \frac{Z_p}{Z_s + Z_p} \\ &= 1 - \frac{1}{1 + \gamma_{cp}} = \frac{\gamma_{cp}}{1 + \gamma_{cp}} \end{aligned} \tag{2-19}$$

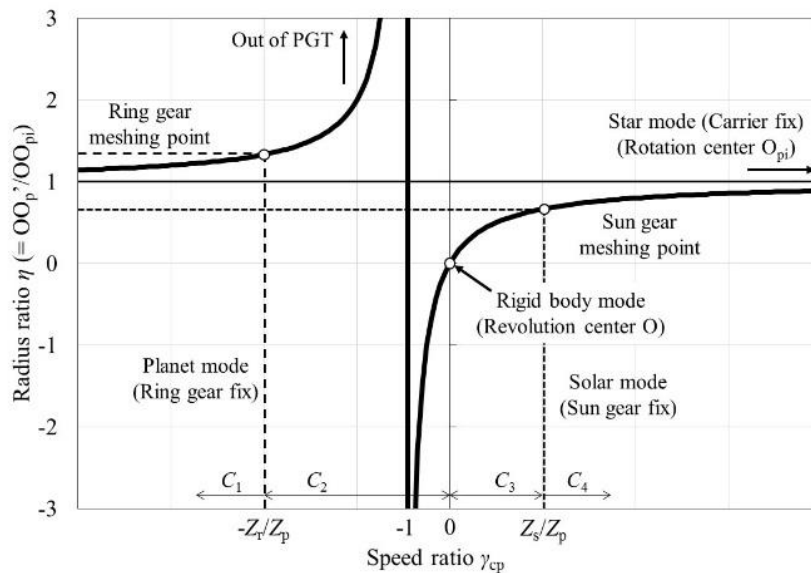


Fig.2-6 Location of ICR in Planetary gear train

本節では, 静止節として地上に固定した絶対座標系 O -XYZ を基準としたときのプラネットギヤの自転と公転の速度分布の重ねあわせから ICR を定義した. ICR は自公転角速度比 γ_{cp} のみに支配され, 設計パラメータに左右されないことがわかった. 次節以降では, 本定義をもとに議論を進めていく.

2.5 かみあい伝達誤差と瞬間中心の変動

遊星歯車機構の中では特に差動時において、弾性変形や加工誤差・組立誤差などによってかみあい伝達誤差 (Meshing transmission error: MTE) ^{87), 88)}が増大しやすいとされている。式(2-15)にあるように ICR が速度分布の相似比から導出されることから独立した自転および公転まわりの MTE $\Delta\theta_x$ [μrad] ($x=p, c$)による誤差成分 (実際的回転角と機構的な回転角の差) が存在するとき、誤差成分は以下のように速度変動としてピッチ円半径で拡大された後 ($\Delta V=R(\Delta\theta_x/\Delta t)$, $\Delta t=1/f_z$) 比として作用し、拡大されて式(2-22)のように ICR の変動 Δr_{ICR} [mm]として現れる。したがって、ICR は「光てこ」のようにわずかな MTE を拡大する性質を有し、その変動によって評価する手法として期待される。

$$\begin{aligned} V_r' &= V_{pr}' + V_{cr}' = R_p \omega_p' + R_r \omega_c' = R_p \left(\frac{\theta_p - \Delta\theta_p}{\Delta t} \right) + R_r \left(\frac{\theta_c - \Delta\theta_c}{\Delta t} \right) \\ &= V_r - \left(R_p \frac{\Delta\theta_p}{\Delta t} + R_c \frac{\Delta\theta_c}{\Delta t} \right) = V_r - \Delta V_r \end{aligned} \quad (2-20)$$

$$\begin{aligned} V_s' &= V_{cs}' - V_{ps}' = R_s \omega_c' - R_p \omega_p' = R_s \left(\frac{\theta_c - \Delta\theta_c}{\Delta t} \right) + R_p \left(\frac{\theta_p - \Delta\theta_p}{\Delta t} \right) \\ &= V_s - \left(R_s \frac{\Delta\theta_c}{\Delta t} - R_p \frac{\Delta\theta_p}{\Delta t} \right) = V_s - \Delta V_s \end{aligned} \quad (2-21)$$

$$\begin{aligned} \Delta r_{ICR} &= \Delta r' - \Delta r = - \frac{(V_r - \Delta V_r) + (V_s - \Delta V_s)}{(V_r - \Delta V_r) - (V_s - \Delta V_s)} R_p - \left(- \frac{V_r + V_s}{V_r - V_s} R_p \right) \\ &= \frac{2(V_r \Delta V_s - V_s \Delta V_r)}{(V_r - V_s) \{ (V_r - \Delta V_r) - (V_s - \Delta V_s) \}} R_p \end{aligned} \quad (2-22)$$

そこで、かみあい枚数に応じてプラネットギヤ回りのかみあい剛性が変化することで生じる自転軸まわりの MTE $\Delta\theta_p$ [μrad]、またプラネットギヤの軸受剛性、キャリアの円周方向のたわみ、キャリア軸受剛性の非線形性の重ねあわせによるたわみから生じる公転軸まわりの MTE $\Delta\theta_c$ [μrad]を考慮し、セントロッド半径方向成分変動の片振幅 (理論値からの移動量 Δr_{ICR}) [mm]をサイクロイド (プラネットギヤのあるひと歯の軌跡) と図式解法の式から試算する。MTE は自動車用はすば歯車で最大 $3\mu\text{rad}$ 程度 (乗用車でエンジン緩加速時を想定し、入力トルク $10\sim 100\text{Nm}$, 最大歯形歯筋の誤差 $15\mu\text{m}$ 程度) ⁸⁹⁾、一般的な平歯車で $20\sim 30\mu\text{rad}$ 程度 (入力トルク $5\sim 40\text{Nm}$, 歯形修正量 $20\mu\text{m}$ 程度) ⁹⁰⁾であり、本研究では絶対座標系から計測していることから MTE が大きくなることも考慮して $100\mu\text{rad}$ までとした。また一般に、MTE はかみあい周波数で考えられるため、時間間隔 Δt をかみあい周波数 f_z の逆数であるかみあい周期とした (式(2-24))。

$$\begin{aligned} x_{i(t)} &= (R_r - R_p) \cos(\omega_c t - \Delta\theta_c) + R_p \cos(\omega_p t - \Delta\theta_p + \omega_c t - \Delta\theta_c) \\ y_{i(t)} &= (R_r - R_p) \sin(\omega_c t - \Delta\theta_c) + R_p \sin(\omega_p t - \Delta\theta_p + \omega_c t - \Delta\theta_c) \end{aligned} \quad (2-23)$$

$$\Delta t = \frac{1}{f_z} = \frac{60}{Z_p |N_p|} \quad (2-24)$$

式(2-23)にしめされるプラネットギヤの歯先の運動軌跡であるサイクロイドは各種 MTE を考慮しないとき、**図 2-7**にしめすように自公転速度比 γ_{cp} の正負によってその概形がわかれ、 $\gamma_{cp} < 0$ のとき内サイクロイド (**図 2-7(a)**)、 $0 < \gamma_{cp}$ のとき外サイクロイド (**図 2-7(b)**) となる。 $\gamma_{cp} = \infty$ のときは自転のみをおこなうため、その軌跡はサイクロイドではなく O_{pi} を中心とした半径 R_p の円となり、 $\gamma_{cp} = 0$ のときは公転のみをおこなうため、その軌跡は O を中心とした円となる。

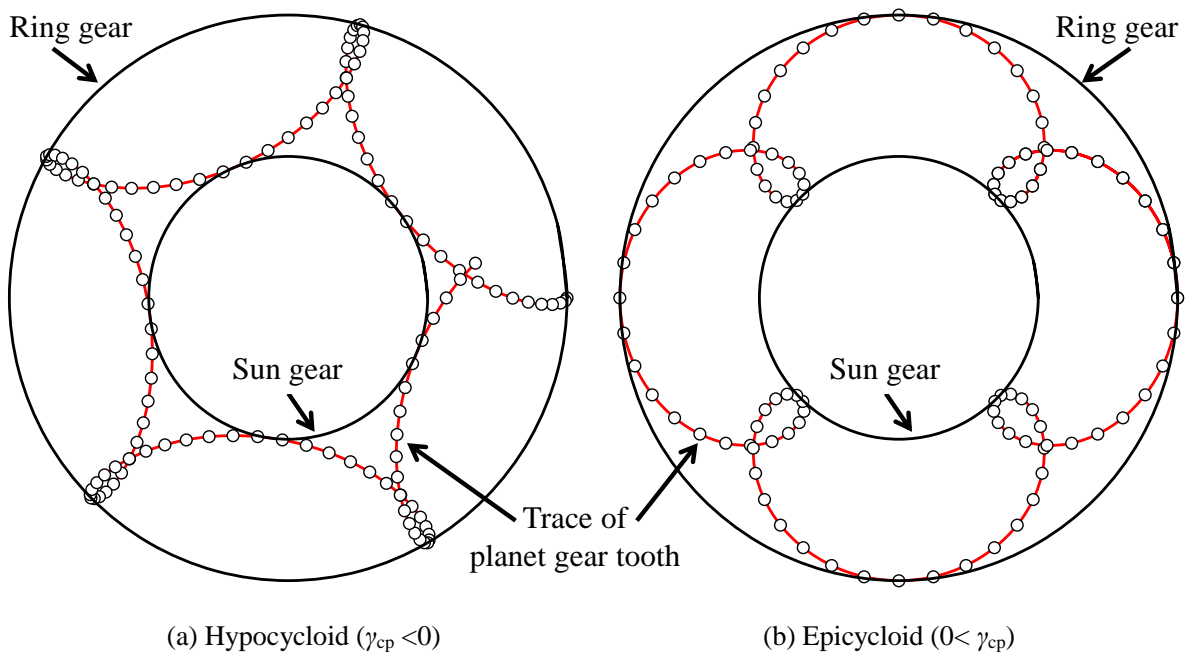


Fig.2-7 Traces of a teeth on planet gear

一般に剛体の平面における運動は並進運動と回転運動の 2 種類であることから、各瞬間における運動は回転をとまわずに並進しているか、ICR のまわりに回転しているかのいずれかであり、**図 2-8⁹⁰⁾** のような平面運動において剛体が回転をとまらう運動している場合、各瞬間において速度ゼロの点が必ず存在し、剛体の運動はその点を中心とした回転運動となる。その瞬間的 ($\Delta t \rightarrow 0$) に速度ゼロとなる点が ICR であり、図式解法によって時間幅 $\Delta t \rightarrow 0$ のときの**図 2-8**の動いた剛体の任意の点 $A-A_1$ 、 $B-B_1$ を結んだ直線の垂直二等分線の交点として ICR を求めることができる。もちろん導かれた ICR はその瞬間の ICR ではなく、**図 2-9** のように $T=t$ と $T=t+\Delta t$ の平均となる。

<図式解法>

<ICR の座標>

$$x_{ICR} = \frac{(a_2 c_2 - b_2) - (a_1 c_1 - b_1)}{a_2 - a_1}$$

$$y_{ICR} = \frac{1}{a_2 - a_1} \{ (a_1 c_1 + b_1) a_2 - (a_2 c_2 + b_2) a_1 \} \quad (2-25)$$

<セントロード半径方向変動の片振幅>

$$\Delta r_{ICR} = \sqrt{x_{ICR}^2 + y_{ICR}^2} - \eta(\gamma_{cp}) \cdot (R_s + R_p) \quad (2-26)$$

<垂直二等分線>

$$\begin{aligned} y - b_i &= a_i(x - c_i) \\ a_i &= -\frac{x_{i(t+\Delta t)} - x_{i(t)}}{y_{i(t+\Delta t)} - y_{i(t)}} \\ b_i &= \frac{y_{i(t)} + y_{i(t+\Delta t)}}{2} \\ c_i &= \frac{x_{i(t)} + x_{i(t+\Delta t)}}{2} \end{aligned} \quad (2-27)$$

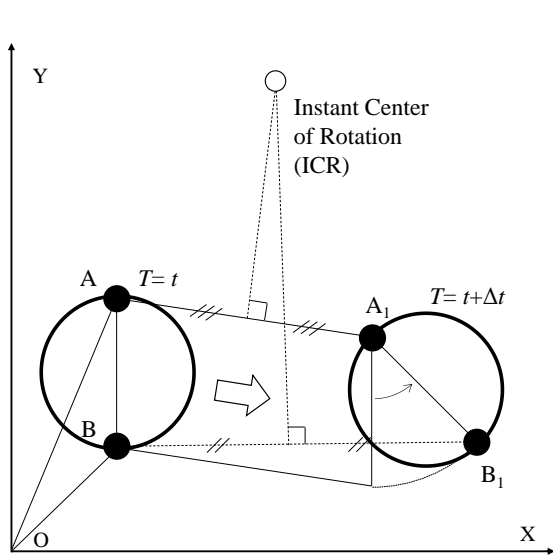


Fig.2-8 Traces of a teeth on planet gear

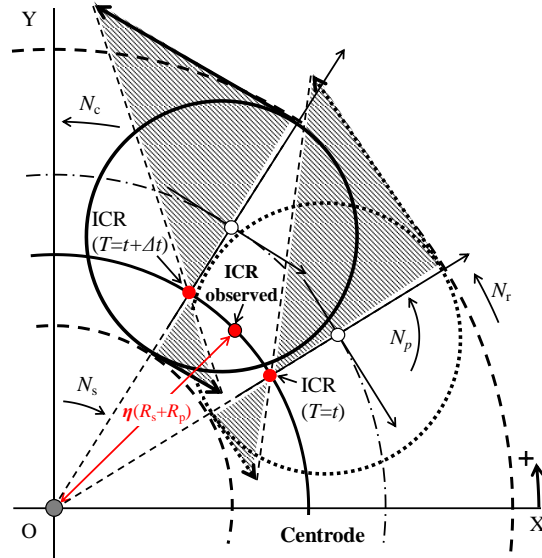


Fig.2-9 Location of calculated ICR

式(2-26)から導かれたすべての駆動状態(あらゆる自公転角速度比 γ_{cp})および MTE($\Delta\theta_p$ および $\Delta\theta_c$) に対するセントロード半径方向変動の片振幅 Δr_{ICR} を図 2-10 にしめす. 図 2-10 より, μrad 単位である MTE に比例して ICR が mm 単位で移動することがわかり, 微小な MTE によってセントロード半径方向変動が生じている. 図 2-6 にもあるようにプラネットギヤが並進し ICR が無限遠にある $\gamma_{cp}=-1$ に近い駆動状態では, Δr_{ICR} が非常に大きくなっている. 幾何学的に求まる作用半径の関係から, 式(2-23)を微分してもわかるように, Δr_{ICR} は $\Delta\theta_c$ に大きな感度を有する一方で, $\Delta\theta_p$ に対する感度は低い. γ_{cp} が負 ($-\infty \leq \gamma_{cp} < 0$) の領域では Δr_{ICR} は $\Delta\theta_p$ に対して大きな正の傾きを有し, γ_{cp} が正 ($0 \leq \gamma_{cp} < \infty$) の領域では Δr_{ICR} は $\Delta\theta_p$ に対してわずかな負の傾きを有している.

以上の理論および計算から, 逆問題として ICR の画像解析から遊星歯車機構における MTE を算出できる可能性を示唆している.

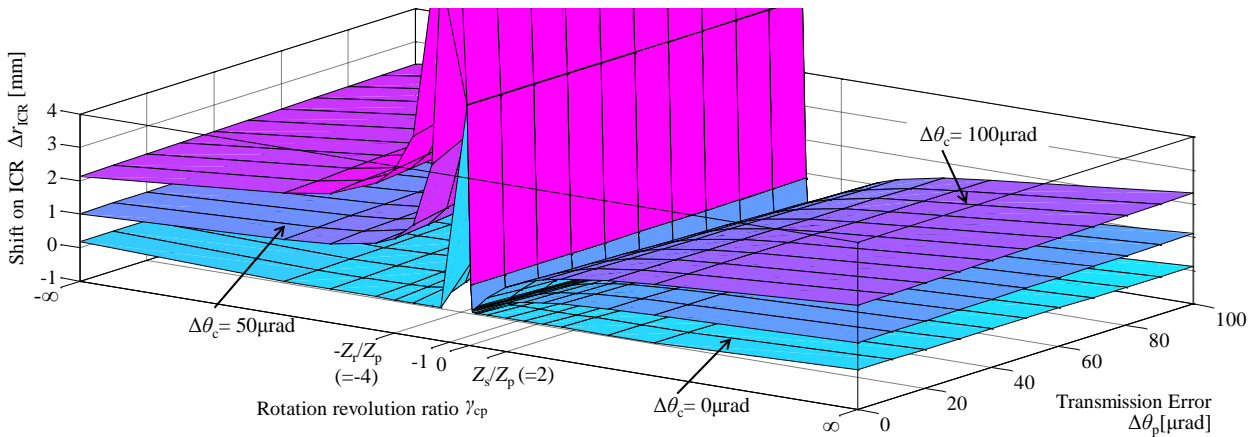


Fig.2-10 Shift of centre influenced by transmission error

2.6 差動遊星歯車機構の力学

差動遊星歯車機構では、従来の平行歯車対と同様にピッチ点上から作用線方向にかみあい力 F_{bt} が作用し、接線方向かみあい力 F_{wt} と半径方向かみあい力 F_r に分解できる ($F_{wt}=F_{bt}\cos\alpha$, α :圧力角). ここで、プラネットギヤから各要素へ作用するかみあい接線力 F_{wt} のみに着目し、プラネットギヤからリングギヤへ作用するかみあい接線力を F_{pr} , キャリアへ作用するかみあい接線力を F_{pc} , サンギヤへ作用するかみあい接線力を F_{ps} とする. 各かみあい接線力は表 2-2 の駆動状態に応じて図 2-11 のような関係で作用し、後述するように ICR まわりでトルクがつりあうことが判明している⁹²⁾.

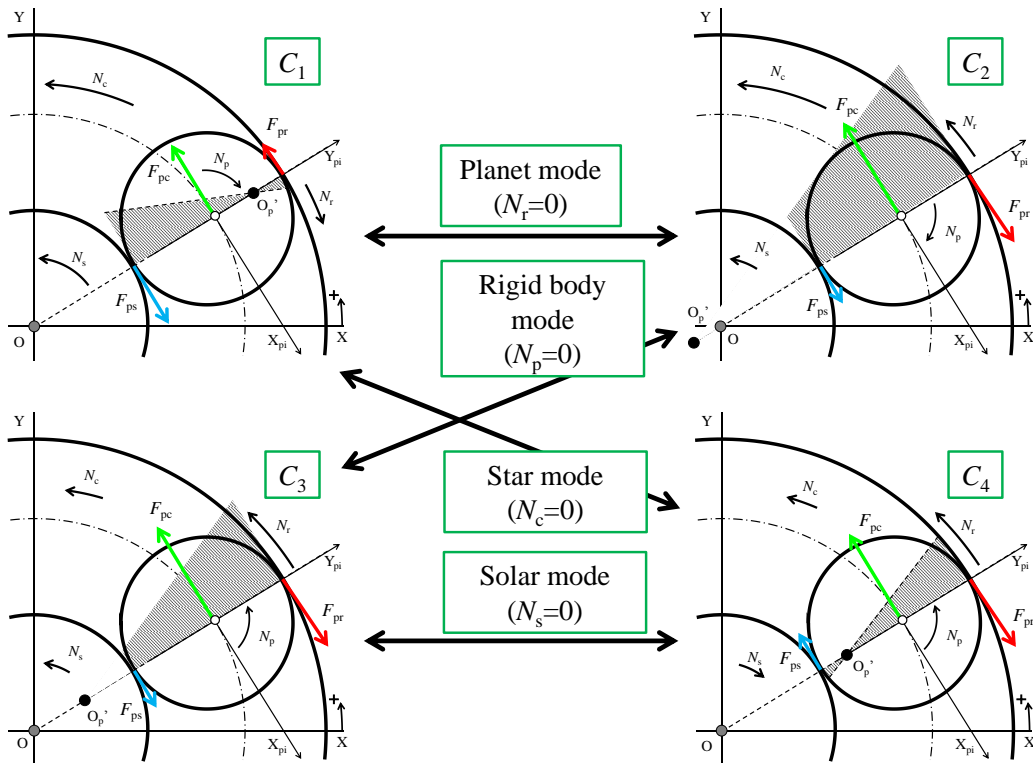


Fig.2-11 Tangential meshing forces about planet gear

2.7 結 言

本章では、差動機構としての遊星歯車機構を扱うにあたり遊星歯車機構の基本的な構造および本研究で用いる座標系や記号の定義をおこない、一般的な駆動状態や着目するプラネットギヤの運動から速度分布や瞬間中心を明らかにした。以下に得られた結言をしめす。

- 1) 遊星歯車機構の駆動状態を定義するためには回転方向の正負を定義する必要があり、自転と公転の比である自公転角速度比を定義することで駆動状態を一義的に定めることができる。
- 2) 自転と公転の速度分布を重ねあわせることでプラネットギヤの瞬間中心を導くことができ、その瞬間中心は自公転角速度比のみに支配される式となる。
- 3) 自転軸および公転軸まわりで生じる μrad 単位の伝達誤差に起因して瞬間中心およびその軌跡が mm 単位で変動することが明らかとなった。
- 4) 瞬間中心はわずかな誤差を「光てこ」のように拡大する手法として有用であり、逆問題として画像解析から遊星歯車機構におけるかみあい伝達誤差を算出できる可能性を示唆している。

第3章 差動遊星歯車機構の駆動試験機の設計と開発

3.1 緒 論

近年、D-PGT はトヨタのシリーズ・パラレル型のハイブリッドトランスミッション（以降 Hybrid Transmission, H/T）に代表されるように動力合成機構や動力分割機構としての新たな用途が着目されている⁹³⁾。すなわち、2軸の回転時にもう1軸から入出力することで、残る2軸間の変速比を無段階に変速でき、またそれぞれの2軸間の差動機構も具現化する機能である。しかしながら、遊星歯車機構の実験的研究^{58), 69)}において差動機構を具現化する駆動試験を扱った報告はほとんどない。

動力合成機構や動力分割機構として用いられている場合、H/Tにみられるように、プラネットギヤを除くすべての要素に動力の入出力機構が動力伝達要素としてつながっており、それぞれが駆動軸または被動軸として差動かつ無段変速の関係となる。H/Tでは、サンギヤにMotor/Generator、キャリアにエンジン、リングギヤに走行用モーターとファイナルギヤがつながっている。実走行時の例として、H/Tでは横軸を時間として図3-1に示すように、リングギヤのモーター動力のみで走行（A部）し、そこに次第にエンジンの動力を加えて両動力で走行（B部、F部）することも可能である。また、C～F部のように一定速度で走行しながらモーターとエンジンの動力比率を変更して低燃費走行することも可能である。さらにG部のように減速時にはエンジンを止めてサンギヤのMotor/Generatorの発電による回生ブレーキを使用することで、これまでブレーキから熱として排出していた運動エネルギーを電気エネルギーとして回収することが可能である。また、エンジンとは異なり、走行用モーターは逆回転させることもできるため、H/Tはバックギヤを必要とせず、トランスミッションの省スペース化および軽量化にも貢献している。

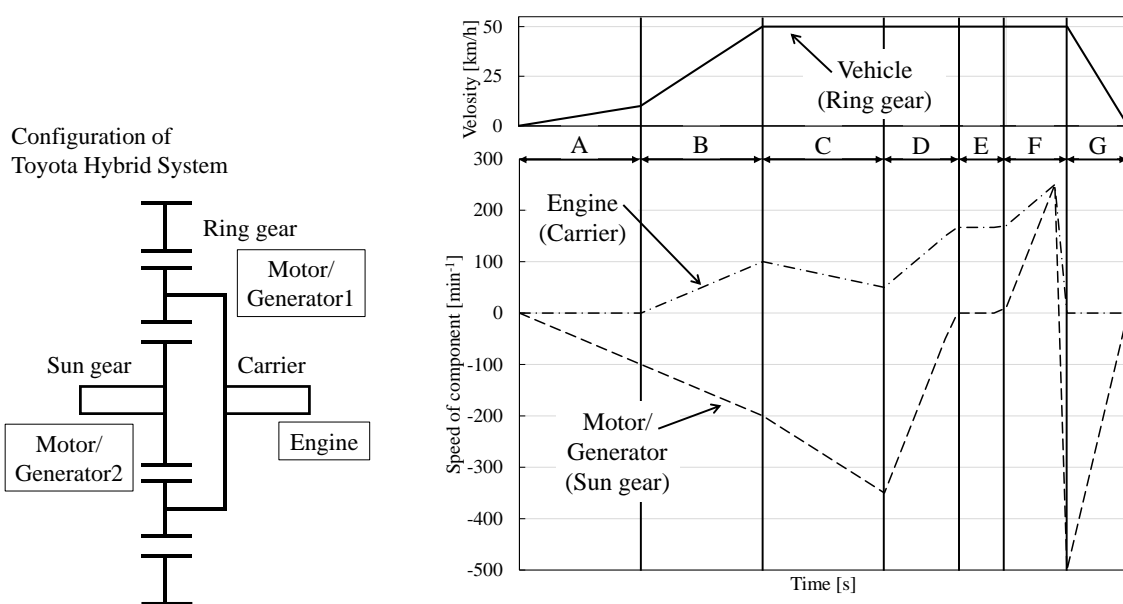


Fig.3-1 Example of driving conditions in hybrid transmission system

そこで本章では⁹⁴⁾、D-PGTの機能の評価用に制御・駆動させるための駆動試験機的设计開発をおこなう。3軸を制御するための設計や各要素間の慣性モーメントの比率に着目し、PLCを用いて再現性の高い駆動が可能な試験機に関して考察をおこなう。

3.2 差動遊星歯車機構の計測手法と試験機の構成

3.2.1 遊星歯車機構の非接触式の軸トルク測定方法の検討

前節で述べたような複雑な動作を成立させている遊星歯車機構について、その複雑な運動を解明し、振動騒音を削減するためには、3軸で入出力動作中の遊星歯車機構を適切に制御し、回転数や各軸にかかるトルク、さらには(角)加速度を取得する必要がある。一般に、歯車の駆動中の挙動の解明のためには自転する歯車の回転方向に加速度センサーを取り付けてスリップリング等を介して振動加速度を計測する手法⁹⁵⁾や、レーザドップラー振動計により歯車軸等の回転方向の速度変動を計測する手法⁹⁶⁾などが用いられている。プラネットギヤの自転に対してはスリップリングを2段介して回転方向の振動加速度を計測した例⁹⁷⁾もある。また、回転軸のトルクを計測しようとした場合、軸にひずみセンサー貼り付け、その出力をスリップリングのブラシなどにより接触式で外部に取り出す手法が大半であった。しかしながら、ブラシ部の摩擦により出力に大きなノイズが生じ、さらにブラシ部の摩耗による寿命管理や出力の経時劣化など計測のトレーサビリティの確保も難しく汎用的でなかった。さらに多軸化でトルク計測も多チャンネル化する必要があるが、その場合のチャンネル間の経時劣化の管理も難しいことが懸念される。

そこで、本研究では各軸のトルク計測に、FA (Factory Automation) の高度なコンプライアンス制御用に新たに開発された軸挿入型のひずみゲージ検出型の非接触式の高応答トルクメータ⁹⁸⁾ (Torque meter 1: UTM3Nm (リングギヤ軸とサンギヤ軸) および Torque meter 2: UTM II 2Nm (キャリア軸), ユニパルス製) を用いることとした (図 3-2)。センサー内の軸のねじれ角をひずみゲージで検出して、非接触で回転軸のトルクを高応答で検出する原理である。本手法により、S/N比が向上し、経時劣化も原理上はなく、さらにはチャンネル間の出力の管理も容易となるものである。

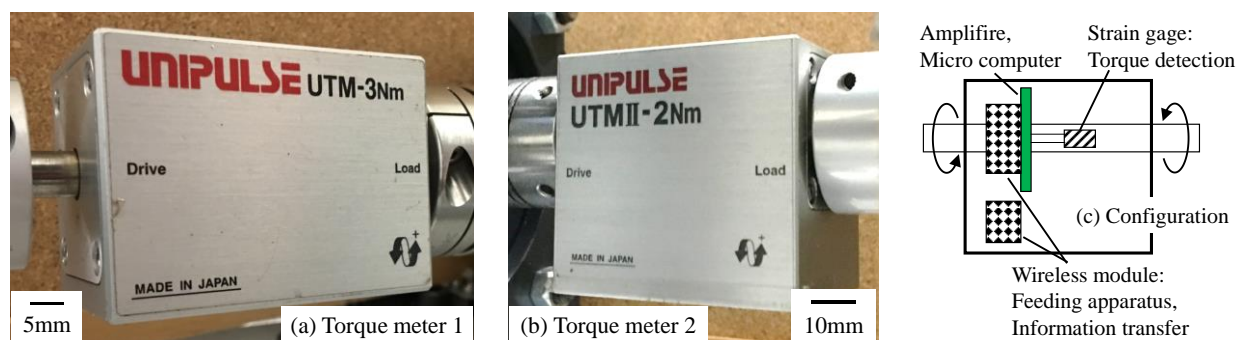
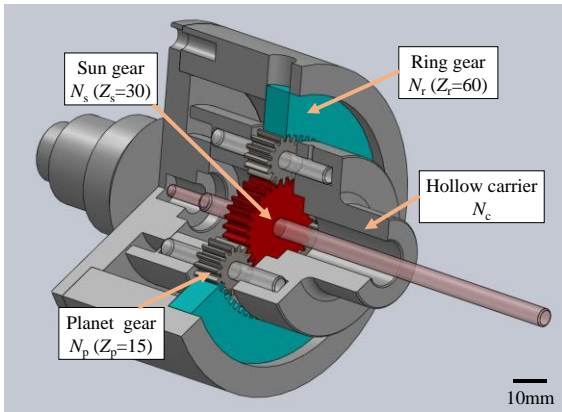
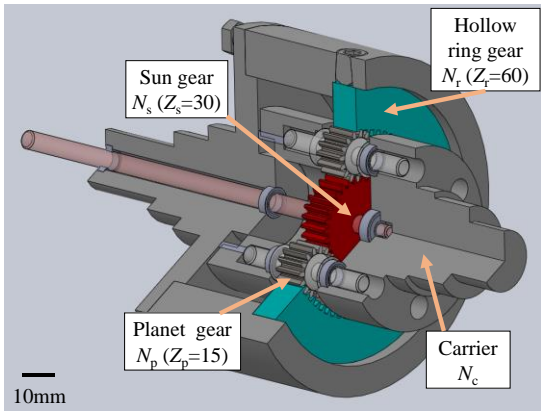
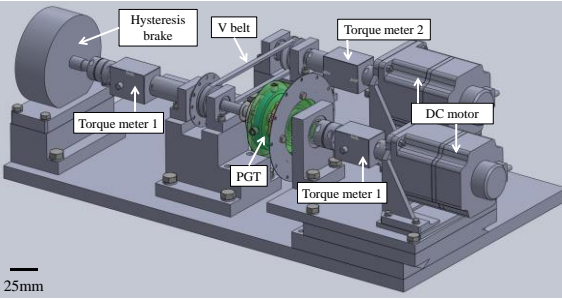
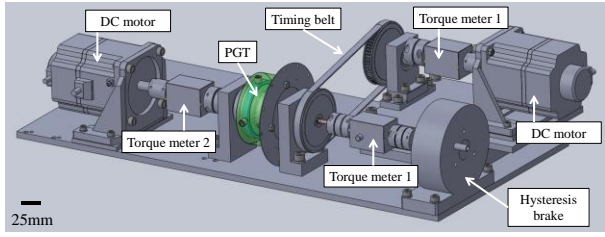


Fig.3-2 Wireless torque meters

3.2.2 3軸の慣性モーメントの特徴と構成

一般に、差動機構として無段変速をおこなうと等価慣性モーメントが変化することが知られている。ゆえに、等価慣性モーメントの変化に応じて慣性力の影響を無視できるように D-PGT の動特性を再現するためには、元来の慣性モーメントのバランスを崩さないことが重要である。サンギヤは慣性モーメントが最も小さく軸径も細いため、中空サンギヤとしてリングギヤやキャリアを貫通させることは構造的に適さないと考えられる。そこで、表 3-1 にしめすように、中空キャリアまたは中空リングギヤとして、その中にサンギヤ軸を貫通させる手法が有力である。また、中空軸と同方向の同軸上にサンギヤ軸が通るため、中空軸を平行軸へと移行する他ない。つまり、キャリアおよびリングギヤを平行軸から制御することになるが、慣性モーメントの観点からも中空とした要素を平行軸に移す方が良いと考えられる。したがって、本研究では異なる2種類の中空キャリアまたは中空リングギヤを用いる手法について考察を進める。

Table 3-1 Configurations of PGTs

| Configuration of Planetary gear train | |
|---|--|
| Hollow carrier | Hollow Ring gear |
|  |  |
| Configuration of driving test stand | |
| Hollow carrier | Hollow Ring gear |
|  |  |

次に、平行軸間の動力伝達方式であるが、ベルト方式や歯車方式などが考えられる。本研究では歯車を扱っているため、平行軸間の動力伝達に歯車を用いると遊星歯車機構の動特性との切り分けが困難となることが予想される。また詳細は後述するが、無段変速中に回転方向の反転やフローティング運転の状態が予想され、歯車を採用するとバックラッシュが大きく、それらの運動性能に影響すること

が懸念される．そこで当該箇所にはベルト方式を用いることとした．ベルト方式にも様々な種類が存在するが，慣性モーメントの増加を抑えるために要素径に近いプーリーを用いることを優先した．各要素に作用するトルクとベルトの効率およびすべりを考慮して，中空キャリアにはVベルトを，中空リングギヤにはタイミングベルトを採用することとした．

3.2.3 試作に用いる主な駆動要素の仕様と制御方法

本研究では前述のとおり中空キャリアまたは中空リングギヤを採用し，それら中空要素の平行軸間の動力伝達機構にベルト方式を介して制御する．いずれの試験機もブラシレス DC モーター BXS6200AM-A-2 (Oriental モーター製) を FA 用プログラマブルコントローラ FX3G-40MT/ES (三菱電機製) で回転制御し，ヒステリシスブレーキ AHB-3 (Magtrol 製) で負荷している．プログラマブルコントローラのラダープログラムを図 3-3 にしめす．補助リレー M を用いることで，2 台の DC モーターをパソコンから多軸の同期制御している．リレーの応答時間は 0.2ms 以下であり，デジタル演算処理の遅れ (0.21μs/命令) を考慮しても 0.22ms 以下の応答性でシステム制御を達成している．

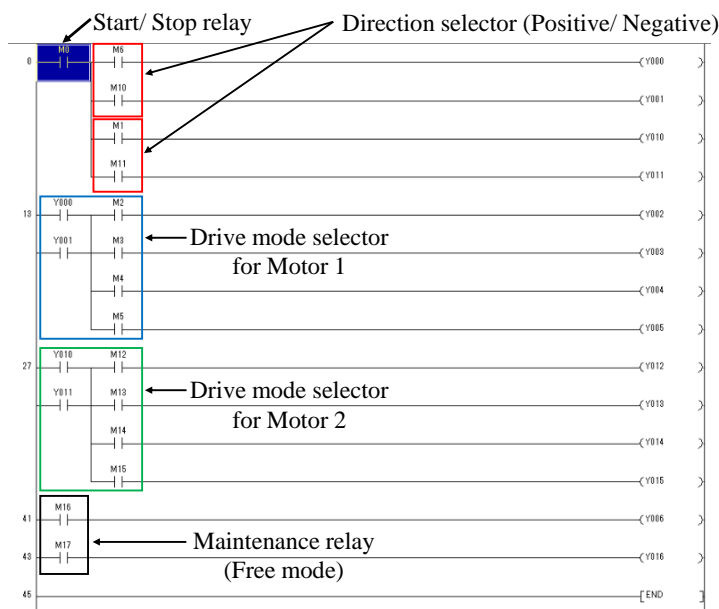


Fig.3-3 Ladder program for programmable controller

計測には前述のトルクメータ (Torque meter 1 および Torque meter 2) により 3 軸のトルクを計測し，フォトマイクロセンサ EE-SX870-2M (オムロン製) で回転パルスを計測した．トルクメータの応答周波数は D/A 変換で制約されており，Torque meter 1 が 200Hz，Torque meter 2 が 1kHz となっている (ともに分解能 1/10000) 一方，フォトマイクロセンサはアナログ回路なので応答周波数は極めて高い．したがって，それらの制約を考慮して記録に用いた FFT の A/D 変換はサンプリング周波数 2kHz とした．いずれの試験機もリングギヤ軸およびキャリア軸に DC モーターを図 3-2 のように接続して回転制御し，サンギヤ軸へと出力する入出力状態とした．すなわち FA 用の機器を用いることで，3 軸駆動の遊星歯車機構の運動制御および動力の性能試験を遂行できる一般的なシステム構成となっている．本研究ではモーション特性の評価を目的にしており，駆動試験での連続駆動時間は長くても数分

程度である。本試験機の性能限界は DC モーターの性能に依存しており、DC モーターの許容トルクは $0\sim 2000\text{min}^{-1}$ では 1.3Nm 、 $2000\sim 4000\text{min}^{-1}$ では 0.48Nm となっている。負荷トルクはヒステリシスブレーキにより 3Nm まで付加することが可能だが、遊星歯車機構の変速比に関わらず 2 台の DC モーターのうちいずれかに上記の許容値を越えると過負荷エラーとなり停止する。

また、**図 3-4** にしめすようにキャリア上に無線式の加速度ピックアップ (ASH-A-500, 共和電業製) を対向して貼りつけ、加速度の和から円周方向加速度を、差から半径方向加速度を計測した。加速度ピックアップの情報の無線通信には立山電子製の FM トランスミッターシステムを用いた。トランスミッター (モデル 36, 周波数特性: 5kHz , SN 比: 40dB 以上) を **図 3-5(a)** に、レシーバー (モデル 560B, 周波数特性: 5kHz , SN 比: 60dB 以上) を **図 3-5(b)** にしめす。

98.1MHz と 103.6MHz の通信周波数の異なるトランスミッターを用いることで、混線することなく対向加速度ピックアップの情報をほとんどノイズが乗ることなく正確に伝達することができる。キャリア回転時には回転 1 次で平均し、キャリア固定時には 0.1s ごとの平均をとった。加速度の RMS 値をとるとともに、FFT によって周波数 1 次成分の加速度を検出し評価に用いた。また、円周方向および半径方向に分解した加速度の合成加速度を求め、評価に用いることとした。

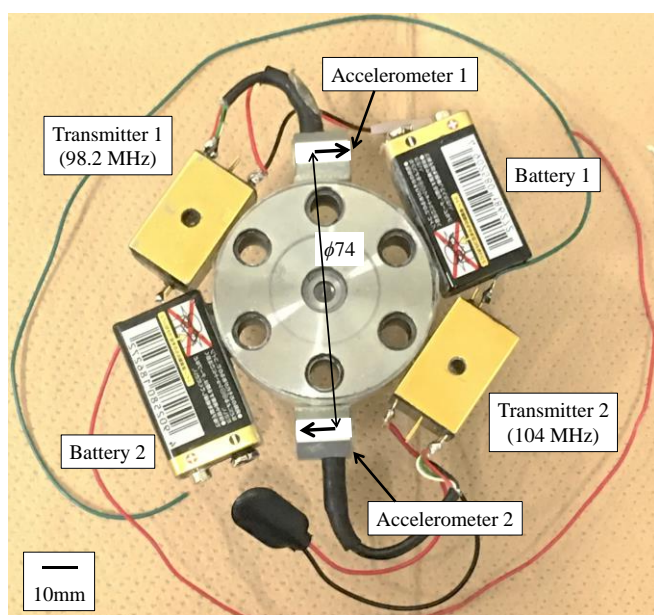


Fig.3-4 Wireless counter accelerometers on carrier

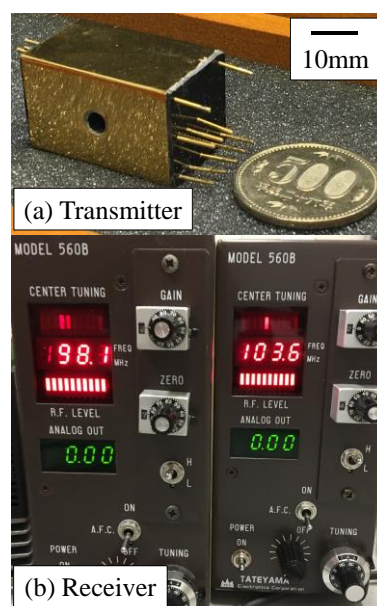


Fig.3-5 FM transmitter system

3.3 解析・試作に基づく結果および考察

3.3.1 ラグランジアンを用いた慣性モーメントの同定方法

3 軸駆動の遊星歯車機構は駆動状態により系の等価慣性モーメントが複雑に変化する．公転運動を含むため、3D-CAD 図面からだけでそれらを解析するのは難しい．そこでラグランジアンに着目して、それらを同定する手法を提案する．最初に図 3-6 のような一般的な平行歯車対を考える．Gear1 を駆動歯車，Gear2 を被動歯車とし回転方向，トルクともに反時計回り（CCW）を正と定義する．各ギヤの慣性モーメント，ピッチ円半径，トルク，角速度をそれぞれ I , r , T , θ' とし，変速比を n とする．

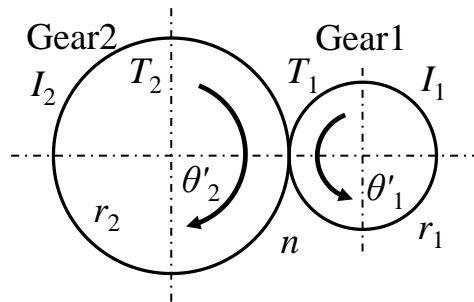


Fig.3-6 Parallel gear train

ラグランジアン $L=T-U$ であるが，系の重心の移動はないので位置エネルギー項はゼロで，

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}'_1{}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}'_2{}^2 = \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}'_1{}^2 + \frac{1}{2}I_2\left(\frac{\dot{\theta}'_1}{n}\right)^2 \\ &= \frac{1}{2}\left(I_1 + \frac{I_2}{n^2}\right)\dot{\theta}'_1{}^2 = \frac{1}{2}I_{eq}\dot{\theta}'_1{}^2 \end{aligned} \tag{3-1}$$

となり，等価慣性モーメント I_{eq} との関係が求まる．また，この単純なモデルの場合，慣性モーメント比 $\beta (=I_2/I_1)$ は幾何学的に求まり，変速比の 2 乗 (n^2) となる．ラグランジ方程式から運動方程式を導出する．

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}'_1}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta'_1} &= \frac{\partial}{\partial t}\left\{\left(I_1 + \frac{I_2}{n^2}\right)\dot{\theta}'_1\right\} = \left(I_1 + \frac{I_2}{n^2}\right)\ddot{\theta}'_1 \\ &= I_1\ddot{\theta}'_1 + \frac{1}{n^2}I_2\ddot{\theta}'_1 = I_1\ddot{\theta}'_1 + \frac{1}{n}I_2\frac{\ddot{\theta}'_1}{n} = I_1\ddot{\theta}'_1 + \frac{1}{n}I_2\ddot{\theta}'_2 = T_1 + \frac{1}{n}T_2 = 0 \end{aligned} \tag{3-2}$$

T_1 が正のとき T_2 は負であることから，上記の力学のつりあい式は正しく，Gear1 軸周りの等価慣性モーメント I_{eq} も妥当と考えられる．

そこで式(3-2)に基づき，遊星歯車対の等価慣性モーメントおよび各要素のトルクのつりあい式を導出する．遊星歯車機構全体のラグランジアン L を考えると，円周上に等配の n_p 個のプラネットギヤの場合は重心の移動はなく，系の位置エネルギーの和が 0 となることから，以下のようになる．

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{1}{2} I_r \dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2} (I_c + n_p \cdot M_p R_p^2) \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} I_s \dot{\theta}_s^2 + n_p \cdot \frac{1}{2} I_p \dot{\theta}_p^2 \\
 &= \frac{1}{2} \left(\frac{Z_p^2}{Z_r^2} I_r + \frac{Z_p^2}{Z_s^2} I_s + n_p \cdot I_p \right) \dot{\theta}_p^2 + \frac{1}{2} \left(2 \frac{Z_p}{Z_r} I_r + 2 \frac{Z_p}{Z_s} I_s \right) \dot{\theta}_p \dot{\theta}_c \\
 &\quad + \frac{1}{2} (I_r + I_c + n_p \cdot M_p R_p^2 + I_s) \dot{\theta}_c^2
 \end{aligned} \tag{3-3}$$

式(3-3)より，平行歯車対のラグランジアン L と同様に駆動系の等価慣性モーメントを求めることができる．すなわち 3 軸駆動の D-PGT ではプラネットが自転と公転を同時におこなっており，自転周りの等価慣性モーメント，公転周りの等価慣性モーメント，そしてコリオリ力に相当する等価慣性モーメントの 3 種の等価慣性モーメントが存在する．さらに式(3-3)より，自公転角速度比 γ_{cp} ($=N_p/N_c$) によってこれらの等価慣性モーメントは変化することもわかる．平行歯車対同様に幾何学的な関係から慣性モーメント比 β を考えると，式(2-5)～(2-7)の未定係数法からプラネットギヤの自転成分 ($=N_p$) を基準とすると表 3-2 となる．平行歯車対の慣性モーメント比 β が単純に一義的に定まったのに対し，遊星歯車機構では一義的に定まらない．これは，2 軸の回転数を定めないと回転数の関係が一義的に定まらない無段変速機⁹⁹⁾の一種のためである．自公転角速度比 γ_{cp} が定まると慣性モーメント比 β ($=f(\gamma_{cp})$) も求まり，図 3-7 のように駆動状態に応じて理論的に求まる慣性モーメント比が変化することがわかる．

Table 3-2 Inertia ratios among the component of PGT

| | Ring gear | Carrier | Sun gear | Planet gear |
|----------------------------------|--|---------------------------|---|-------------|
| Gear ratio n | $\frac{Z_p}{Z_r} + \frac{1}{\gamma_{cp}}$ | $\frac{1}{\gamma_{cp}}$ | $-\frac{Z_p}{Z_s} + \frac{1}{\gamma_{cp}}$ | 1 |
| Inertia ratio β ($=n^2$) | $\left(\frac{Z_p}{Z_r} + \frac{1}{\gamma_{cp}} \right)^2$ | $\frac{1}{\gamma_{cp}^2}$ | $\left(-\frac{Z_p}{Z_s} + \frac{1}{\gamma_{cp}} \right)^2$ | 1 |

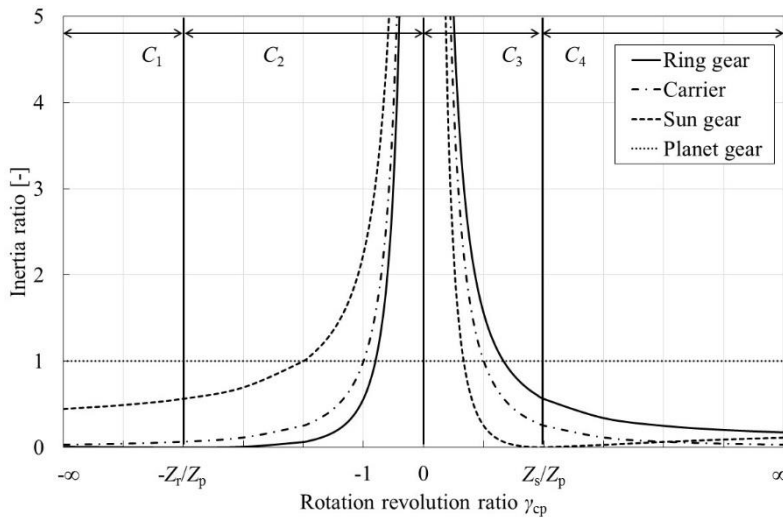


Fig.3-7 Varying inertia ratio

上記ラグランジアン L から、自転周りおよび公転周りのラグランジ方程式を解いて、それぞれの運動周りのトルクのつりあい式を求める。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_c} \right) &= \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \left(\frac{Z_p}{Z_r} I_r - \frac{Z_p}{Z_s} I_s \right) \dot{\theta}_p + (I_r + I_c + n_p \cdot M_p R_p^2 + I_s) \dot{\theta}_c \right\} \\ &= I_r \left(\frac{Z_p}{Z_r} \ddot{\theta}_p + \ddot{\theta}_c \right) + I_s \left(-\frac{Z_p}{Z_s} \ddot{\theta}_p + \ddot{\theta}_c \right) + (I_c + n_p \cdot M_p R_p^2) \ddot{\theta}_c = T_r + T_s + T_c = 0 \end{aligned} \quad (3-4)$$

公転周りのトルクのつりあいは従来の遊星歯車機構におけるトルクのつりあいとされてきたものと一致する。これまでの遊星歯車機構に関する理論では、この式(3-4)を基にプラネットギヤまわりのトルクのつりあいも考察されてきたが、公転成分であるキャリア周りにものみ適応できる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_p} \right) &= \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \left(\frac{Z_p^2}{Z_r^2} I_r + \frac{Z_p^2}{Z_s^2} I_s + n_p \cdot I_p \right) \dot{\theta}_p + \left(\frac{Z_p}{Z_r} I_r - \frac{Z_p}{Z_s} I_s \right) \dot{\theta}_c \right\} \\ &= \frac{Z_p}{Z_r} I_r \left(\frac{Z_p}{Z_r} \ddot{\theta}_p + \ddot{\theta}_c \right) - \frac{Z_p}{Z_s} I_s \left(-\frac{Z_p}{Z_s} \ddot{\theta}_p + \ddot{\theta}_c \right) + n_p \cdot I_p \ddot{\theta}_p = \frac{Z_p}{Z_r} T_r - \frac{Z_p}{Z_s} T_s + n_p \cdot T_p = 0 \end{aligned} \quad (3-5)$$

自転周りのトルクのつりあい式を考えることで、プラネットギヤにかかるトルクを考慮することができる。式(3-5)からわかるように、1個のプラネットギヤが分担するトルクはプラネットギヤの個数が増えることで分割されて減少するため、プラネットギヤの個数を増やすことで D-PGT のトルク負荷容量を増やすことができる。その一方で、従来の理論ではプラネットギヤは内力を伝達し、自転軸周りにトルクは発生しないとされてきたが、式(3-5)より自転軸まわりにもトルクが発生することがわかる。この発生するトルクは先行研究におけるリングギヤ側とサンギヤ側のかみあい接線力の差から算出されるものとほぼ等しく、先行研究におけるかみあい接線力に差異が出ること⁹²⁾は実測した結果と一致している。

したがって、平行歯車対における基本的なラグランジ方程式を基に遊星歯車機構についても考察をおこなうと、プラネットギヤの自転成分と公転成分に支配される等価慣性モーメントがあることがわかり、プラネットギヤの複雑な運動を回転中心ごとの運動に分解して考えることが有効であるといえる。等価慣性モーメントは駆動状態に応じて変化するが、その比を考えるうえでもプラネットギヤの運動に着目することで見通しの良い式となった。

3.3.2 慣性モーメントの同定とその結果および考察

駆動試験機において（角）加速試験をおこなうことで、計測された回転数と各軸のトルクから慣性モーメントの同定をおこなった。リングギヤ、キャリアおよびサンギヤのある1軸を固定した2軸駆動状態で、一方から入力し他方へと出力する入出力状態で慣性モーメントの同定をおこなった。最大入力回転数を 1000min^{-1} とし、入力加速度を $100\text{min}^{-1}/\text{s}$ （加速時間 10s）として停止状態から加速する過渡状態の回転数およびトルクを5回計測し、その平均値を結果として用いた。

中空キャリア試験機、中空リングギヤ試験機における慣性モーメントの計測結果を表 3-3, 3-4 にしめす。また、表 3-2 にしめす慣性モーメント比との傾向比較のため、それぞれの 3D-CAD データから算出した慣性モーメントも参考としてしめす。サンギヤとプラネットギヤは同一のものをを用いており、表 3-3, 3-4 より中空リングギヤおよび中空キャリアに関係なく実験値どうしがほぼ一致していることが確認できる。

実験値においてリングギヤを基準としたキャリアの慣性モーメント比 $\beta_{rc} (=I_c/I_r)$ をみると、中空キャリアでは $\beta_{rc} \doteq 2$ に対し、中空リングギヤでは $\beta_{rc} \doteq 1$ である。図 3-7 から、自公転角速度比 γ_{cp} により β_{rc} が 1 以上または 1 未満と変化するが、その値は $\beta_{rc} \doteq 1$ であり、 $2 < \beta_{rc}$ となることは理論的に考えても望ましくない。キャリアは半径が小さいものの、表 3-1 からわかるように、プラネットギヤを機構の内側と外側の両方から保持しているために慣性モーメントが大きい。さらに、中空キャリアとすることでその制御をオフセットした隣接する平行軸からしなくてはならない。結果として $\beta_{rc} \doteq 2$ となってしまう、このように機構の本質的なバランスを崩すような設計は避ける方が望ましいと考えられる。実際の駆動試験における駆動状態の比較は次節で詳細におこなうが、慣性モーメント比 β は駆動状態に大きく影響していると考えられる。

したがって、遊星歯車機構を3軸駆動状態で駆動させて制御するためには、幾何学的に考えて慣性モーメントが最大のリングギヤを中空として、慣性モーメント最小のサンギヤを貫通させることで、機構全体の慣性モーメントの比が良好となり、安定して駆動させることができると予想される。

Table 3-3 Observed inertia on hollow carrier PGT

| | Ring gear | Carrier | Sun gear | Planet gear |
|---------------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Observed inertia [kgm^2] | 2.5×10^{-2} | 4.5×10^{-2} | 3.1×10^{-3} | 2.4×10^{-4} |
| Observed ratio [-] | 104.2 | 187.5 | 12.9 | 1 |
| Calculated inertia [kgm^2] | 2.5×10^{-2} | 4.4×10^{-2} | 2.0×10^{-3} | 2.1×10^{-4} |
| Calculated ratio [-] | 119 | 209.5 | 9.5 | 1 |

Table 3-4 Observed inertia on hollow ring gear PGT

| | Ring gear | Carrier | Sun gear | Planet gear |
|---------------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Observed inertia [kgm^2] | 1.3×10^{-2} | 1.4×10^{-2} | 3.2×10^{-3} | 2.6×10^{-4} |
| Observed ratio [-] | 50 | 53.8 | 12.3 | 1 |
| Calculated inertia [kgm^2] | 1.8×10^{-2} | 1.7×10^{-2} | 2.0×10^{-3} | 2.1×10^{-4} |
| Calculated ratio [-] | 85.7 | 81 | 9.5 | 1 |

(注：歯数の設定によっては遊星歯車機構内でプラネットギヤが最小の慣性モーメントとなることもあるが、2K-H型で制御可能なリングギヤ、キャリア、サンギヤの3軸中ではサンギヤの慣性モーメントが最小となるということである。表2-1や表3-3、3-4からわかるように本研究で用いている遊星歯車機構ではプラネットギヤの慣性モーメントが一番小さく、慣性モーメント比の基準でもあるが、一般にプラネットギヤは内部に隠れており、外部から入出力を制御することができない。)

3.4 駆動試験の結果と比較考察

中空キャリアおよび中空リングギヤの3軸駆動試験機において、3軸駆動試験をおこない駆動の安定性の比較をおこなった。入出力条件はいずれもリングギヤ、キャリア入力、サンギヤ出力であり、リングギヤおよびキャリアの回転数をDCモーターで制御し、サンギヤへはヒステリシスブレーキで反トルクをかけている。比較のため、リングギヤ回転数を $N_r = 600 \text{min}^{-1}$ 、無負荷時の引きずりトルクに加えてサンギヤ反トルクを $T_s = 0.05 \text{Nm}$ とし、キャリアの回転数を変化させることで駆動状態を制御した。停止状態から過渡を経て定常状態に入るまでの10s間をオフライン収録し、比較をおこなった。表2-2にしめす一般駆動状態ごとに中空キャリア試験機(図3-8上)と中空リングギヤ試験機(図3-8下)の回転数とトルク(ここで、リングギヤ軸のトルクを T_r 、キャリア軸のトルクを T_c 、サンギヤ軸のトルクを T_s とする。)の推移を比較したものを図3-8にしめす。以下で図3-8のグラフの概形、平均値、変動量などを上下の行で比較し、駆動の応答性・安定性に関してオーバーシュート量や変動量の定量評価も踏まえて考察をおこなう。

3.4.1 自公転角速度比 γ_{cp} ($=N_p/N_c$) が負の場合

まず、自公転角速度比 γ_{cp} が負のとき(プラネットギヤの自転と公転が逆転している駆動状態)、図3-8(a-1)において概形を比較すると、中空キャリア試験機は不安定な挙動をしめしており、定常状態に入る前にモーターの過負荷エラーで停止した(ともに6s過ぎ)。これは図3-8(a-2)(1)(2~6sあたり)に見られるように高負荷トルクが一定時間以上持続したためと考えられる。従来の手計算・2次元図面を用いた中空キャリア試験機がエラーで停止したのに対し、構想段階から3D-CADを用いて設計をおこなった中空リングギヤ試験機が安定的に駆動していることは3D-CADを用いて設計をおこなった最大の改善点であるといえる。図3-8(a-1)(2)は多少のオーバーシュートは見られる(4s付近)もの設定回転数で安定して回転しているのに対し、図3-8(a-1-1)の加速終了時を見ると、回転数がオーバーシュートして設定値に収束するまでに時間を要しており、その過程でトルクが大きく変動しており、キャリアに高トルクがかかっている。中空キャリア試験機では設定目標値に対して25%ほどあるオーバーシュート量が中空リングギヤ試験機では1%程度となっており、3D-CADを用いて設計したことでおよそ40dB削減されている。

また、設定目標値を超えた後にオーバーシュートして振動現象の収束に必要な時間もおよそ2sから0.5sとなっており、およそ12dB削減されている。次に、図3-8(a-2)において中空キャリア試験機と中空リングギヤ試験機のトルクを比較すると、その平均値は近いものの、中空リングギヤ試験機に比べ中空キャリア試験機の方がはるかにトルクの変動幅が大きい。定常状態におけるサンギヤのトルク T_s が、中空キャリア試験機((a-2)(1)5~7s)ではおよそ0.8Nm変動しているのに対し、中空リング

ギヤ試験機 ((a-2)(2)の 5s 以降) ではおよそ 0.1Nm の変動であり, 3D-CAD を用いて設計したことで変動幅がおよそ 18dB 削減されている. トルクは周波数解析をおこなうと表 3-5 にしめすようにかみあい周波数で発生しており, トルクの変動はかみあいによる変動であるといえる. 表 3-5 にある通り, キャリアの慣性モーメントがリングギヤの 2 倍近く ($\beta_{rc} \approx 2$) になっており, わずかな回転数の変動 (角加速度) であっても大きなトルクがかかることが原因であると考えられる. さらに, 図 3-8 (a-1)において回転数の変動を比較すると中空キャリアの C_1 では, 最も回転数の高いサンギヤの回転数が大きく変動しているが, 回転数が変化するという事は駆動状態が変化することを意味しており, 慣性モーメントが小さいサンギヤであってもその回転の変動はキャリアに影響を及ぼしていると考えられる. 中空キャリア試験機 (図 3-8 (a-1)(1)5~7s) の定常状態でサンギヤの回転数はおよそ 100min^{-1} 変動しているが, 中空リングギヤ試験機 (図 3-8 (a-1)(2)の 5s 以降) の定常状態ではほぼ変動していないことから, 3D-CAD を用いて設計したことで回転速度変動の P-P 値が 20~40dB 削減されたといえる.

したがって, $\beta_{rc} \approx 2$ となるキャリアのように幾何学的に求められる慣性モーメントの比から外れた設計をおこなうと, その要素の回転変動が多要素に大きく影響を及ぼし, 結果として系全体の駆動状態にまで影響することがわかる. 的確な制御をおこなうためには, 幾何学的に求められる慣性モーメント比に準じた設計をおこなう必要がある.

Table 3-5 Result of frequency analysis on torque fluctuation ($\gamma_{cp} < 0$) [Hz]

| | f_z | Hollowed carrier | | | Hollowed ring gear | | |
|-------|-------|------------------|-------|-------|--------------------|-------|-------|
| | | T_r | T_s | T_c | T_r | T_s | T_c |
| C_1 | 958 | 960 | 960 | 960 | --- | 960 | --- |
| C_2 | 360 | 360 | 360 | 360 | --- | 360 | --- |

3.4.2 自公転角速度比 γ_{cp} ($=N_p/N_c$) が正の場合

まず, 自公転角速度比 γ_{cp} が正のとき (プラネットギヤの自転と公転が同方向に回転している駆動状態), 図 3-8 (b-1)において概形を比較すると, 中空キャリア試験機と中空リングギヤ試験機を比較した結果, 過渡状態で中空キャリア遊星歯車機構が剛体回転型から他の駆動状態へと変遷した一方, 中空リングギヤは各軸が独立した角加速度で加速し, 駆動状態の変遷は見られなかった. ゆえに, 過渡状態からの回転数のオーバーシュートや収束時の大きな変動がなく, 安定した定常状態へと入っていた. さらに, 定常状態において中空キャリアの試験機に比べて中空リングギヤ試験機の方が振幅が小さく (ともに 4s 以降), 非常に精度よく駆動していることがわかる. 3.2.1 節と同様に中空キャリア試験機 (図 3-8 (b-1)(1)5s 以降) の定常状態でサンギヤの回転数はおよそ 100min^{-1} 変動しているが, 中空リングギヤ試験機 (図 3-8 (b-1)(2)の 5s 以降) の定常状態ではほぼ変動していないことから, 3D-CAD を用いて設計したことで回転速度変動の P-P 値が 20~40dB 削減されたといえる. また, 定常状態では中空リングギヤの方が中空キャリアに比べ, 振幅が小さく駆動が安定している.

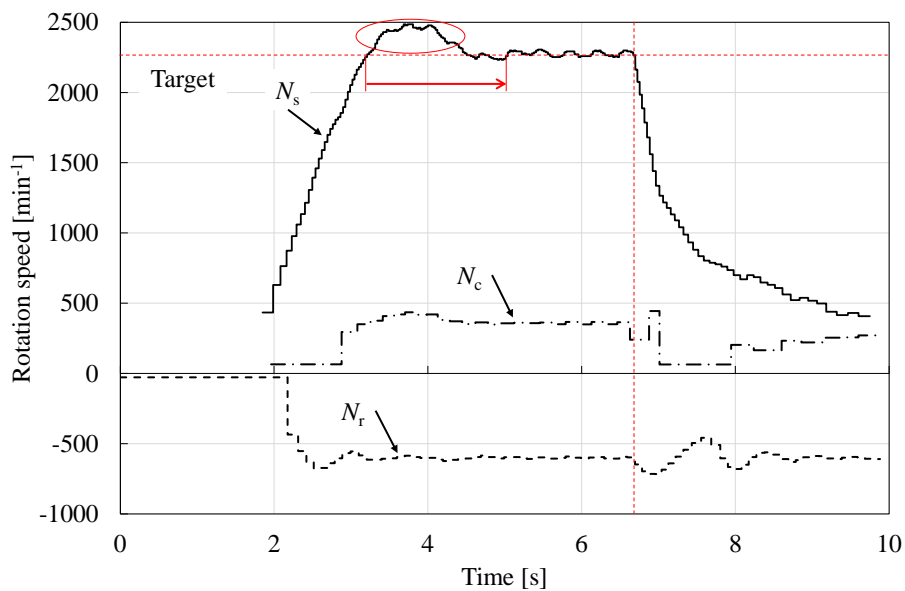
次に, 図 3-8 (b-2) において中空キャリア試験機と中空リングギヤ試験機のトルクを比較すると, その平均値は近く, 中空キャリア試験機のトルク変動幅が中空リング試験機に比べて大きいものの, 両試験機ともに比較的安定して回転していることがわかる. 定常状態におけるサンギヤのトルク T_s が, 中空キャリア試験機 (図 3-8 (b-2)(1)5s 以降) ではおよそ 0.3Nm 変動しているのに対し, 中空リングギヤ試験機 (図 3-8 (b-2)(2)の 5s 以降) ではおよそ 0.1Nm の変動であり, 3D-CAD を用いて設計したこ

とで変動幅がおよそ 10dB 削減されている。トルクは周波数解析をおこなうと表 3-6 にしめすようにかみあい周波数で発生していることから、トルクの変動はかみあいによる変動であり、速度比 γ_{cp} が正のときには 3.2.1 節にあるように慣性モーメントのバランスはあまり寄与していないといえる。表 3-4 からわかるように、中空リングギヤ試験機ではリングギヤとキャリアの慣性モーメントのバランスがよく ($\beta_{rc} \doteq 1$)、全ての軸が相互に影響しながら安定して駆動している。

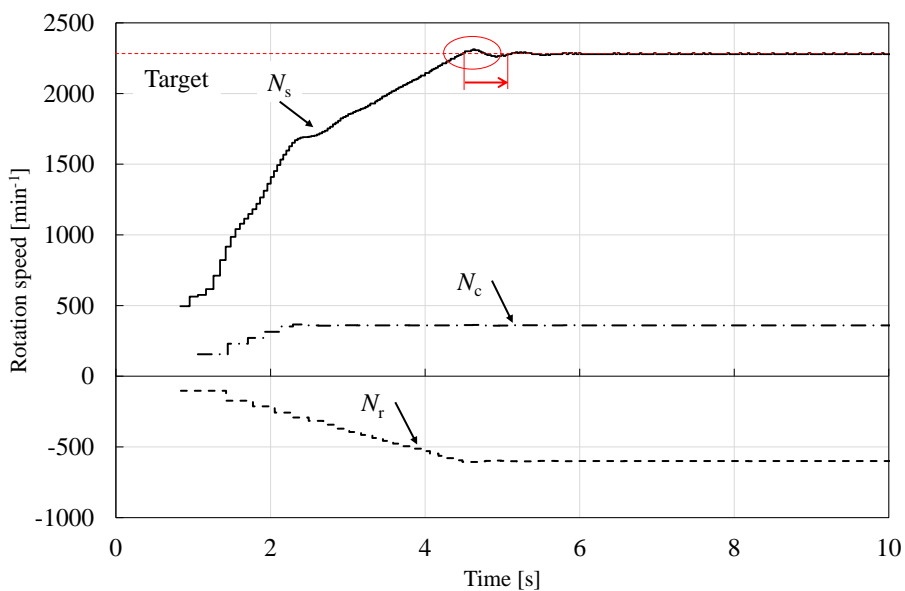
Table 3-6 Result of frequency analysis on torque fluctuation ($0 < \gamma_{cp}$) [Hz]

| | f_z | Hollowed carrier | | | Hollowed ring gear | | |
|----------------|-------|------------------|-------|-------|--------------------|-------|-------|
| | | T_r | T_s | T_c | T_r | T_s | T_c |
| C ₃ | 120 | 120 | 120 | 120 | --- | 120 | --- |
| C ₄ | 480 | 480 | 480 | 480 | --- | 480 | --- |

したがって目安としては、幾何学的に求められる慣性モーメント比に準じて駆動評価装置の設計をおこなうことで、系の駆動状態を保ったまま加速運動をおこない、オーバーシュートも少なく安定して駆動できることがわかる。すなわち図 3-1 でもしめしたように、D-PGT の 3 軸駆動による無段変速および作動時には各軸の反転運動や過渡応答の特性の評価が不可欠であり、その視点からも駆動評価の装置としては中空リングギヤの方が良好であることがわかった。慣性モーメント比に準じて 3D-CAD を用いて設計したことでオーバーシュート量が最大で 40dB、過渡応答時に生じる振動現象の収束時間がおよそ 12dB、定常状態におけるトルクの変動量が最大で 18dB、回転速度変動がおよそ 40dB 削減されることが確認できた。

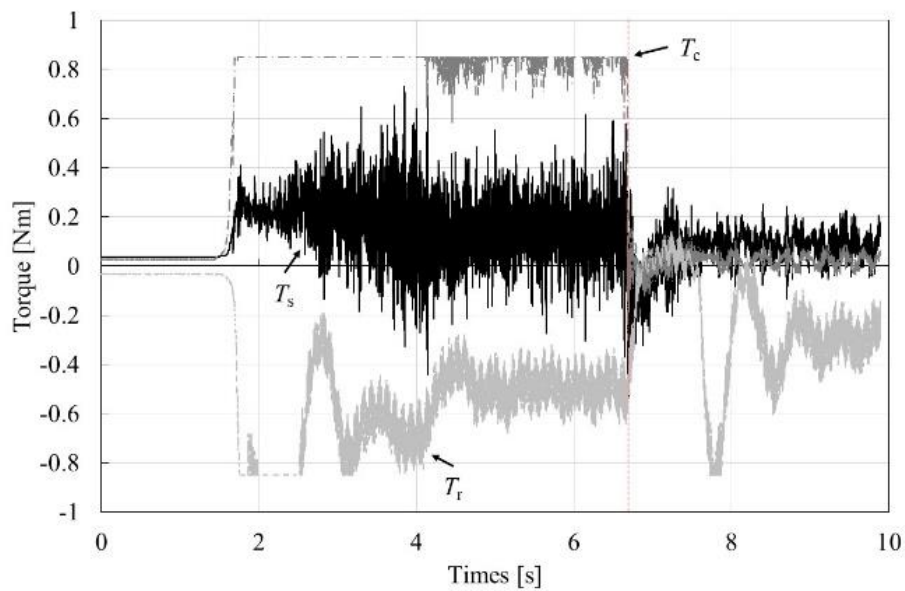


(1) Hollow carrier PGT

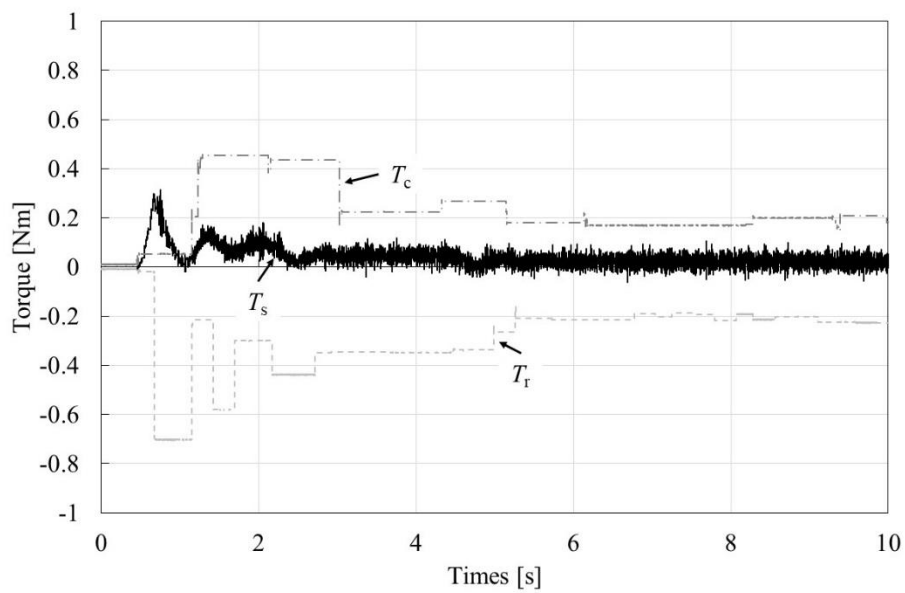


(2) Hollow ring gear PGT

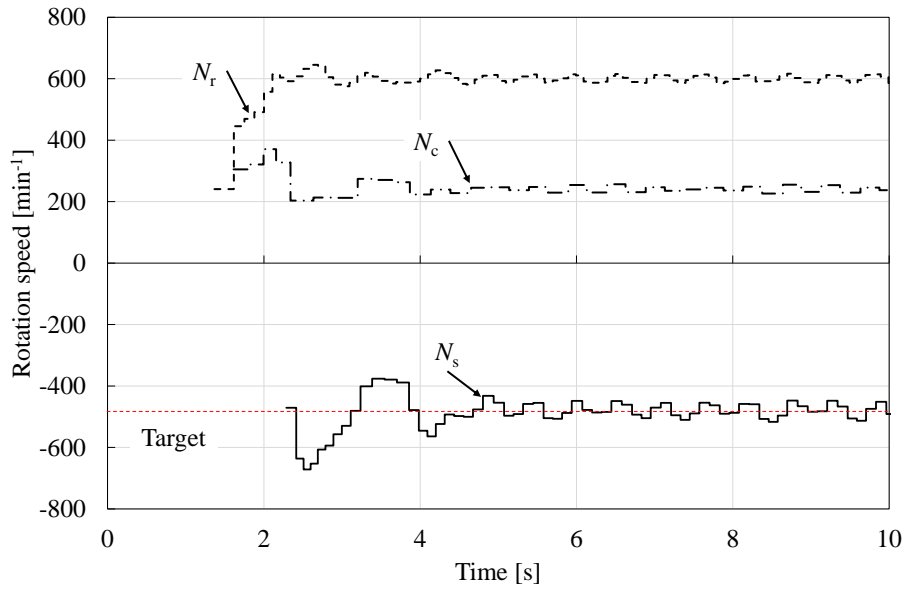
(a-1) Rotation speed of C_1 ($\gamma_{cp} = -10.7$)



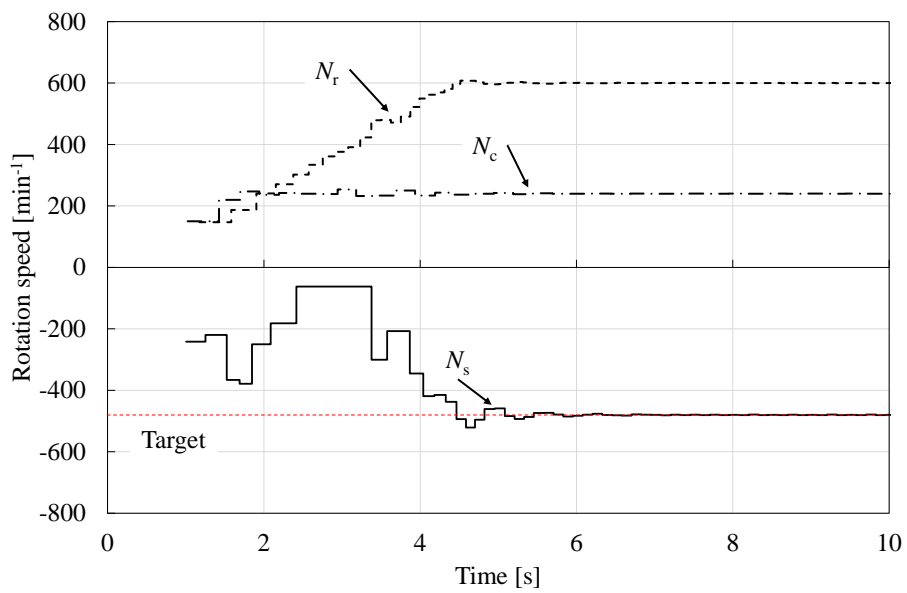
(1) Hollow carrier PGT



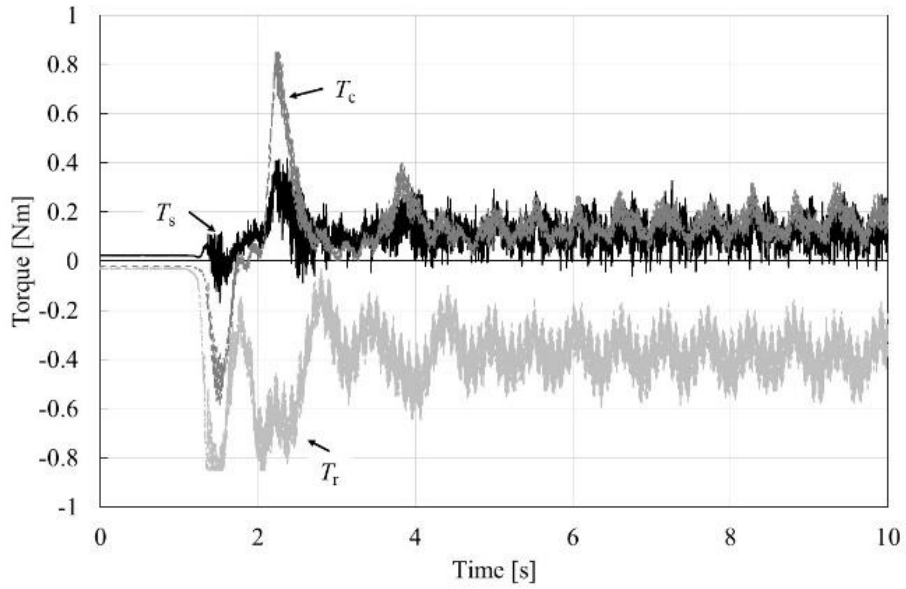
(2) Hollow ring gear PGT
 (a-2) Torque of C_1 ($\gamma_{cp} = -10.7$)



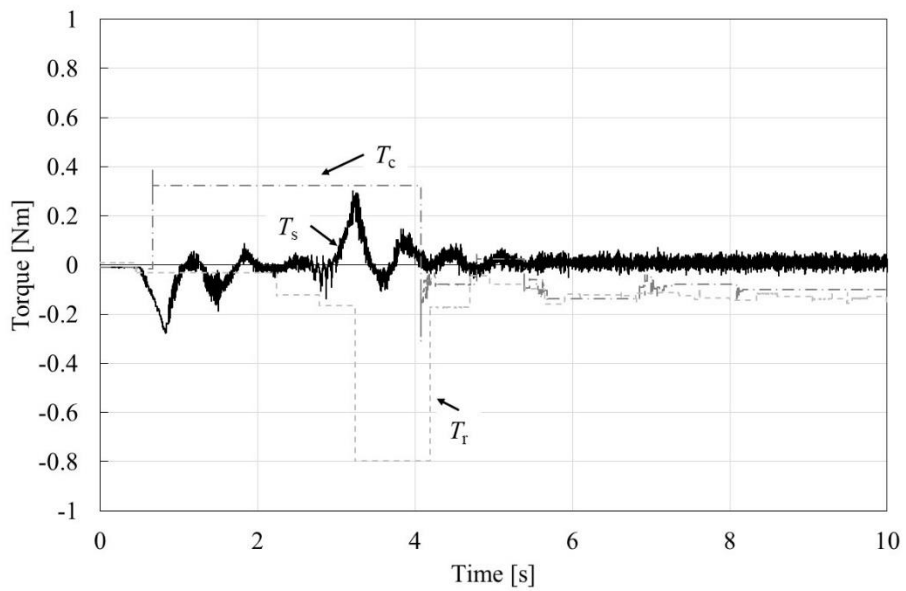
(1) Hollow carrier PGT



(2) Hollow ring gear PGT
 (b-1) Rotation speed of C_4 ($\gamma_{cp} = 16$)



(1) Hollow carrier PGT



(2) Hollow ring gear PGT

(b-2) Torque of C_4 ($\gamma_{cp}=16$)

Fig.3-8 Comparison of driving condition ($N_r=600 \text{ min}^{-1}$, 3pinions, $T_s=0.05\text{Nm}$)

Top: Hollow carrier PGT, Bottom: Hollow ring gear PGT

3.5 結 言

本章では、差動機構としての遊星歯車機構を評価するため、一般的なFA(Factory Automation)の要素を用いてその汎用的な駆動試験機の開発を検討した。主に3D-CADの解析機能とラグランジアンを併用して軸の構成を検討し、その結果に基づき2種類の軸構成の試作を遂行して駆動実験の結果を比較考察した。以下に得られた結言をしめす。

- 1) FA用の機器を用いることで、3軸駆動の遊星歯車機構の運動制御および動力の性能試験を遂行できる一般的なシステム構成が可能であることがわかった。また、遊星歯車機構はリングギヤ、キャリアおよびサンギヤの3軸を回転させる場合、それらの軸はリングギヤおよびキャリアを中空として最も慣性モーメントの小さいサンギヤを貫通させる必要がある。
- 2) ラグランジ方程式を基に遊星歯車機構を考察する手法を提案し、自公転角速度比 $\gamma_{cp} (=N_p/N_c)$ によってこれらの等価慣性モーメントは変化することがわかった。したがって、等価慣性モーメントは駆動状態に応じて変化するが、プラネットギヤの運動に着目することで見通しよくそれらを評価できることもわかった。
- 3) 中空キャリアと中空リングギヤの遊星歯車駆動試験機のプラネットギヤの公転運動を考慮していない幾何学的な慣性モーメントを比較すると、最大の慣性モーメントであるリングギヤの中を最小の慣性モーメントのサンギヤを通す構造が慣性モーメントのバランスも良く、駆動状態も過渡・定常ともに非常に安定していた。慣性モーメント比に準じて3D-CADを用いて設計したことで、オーバーシュート量で定義した応答性が最大で40dB、過渡応答時に生じる振動現象の収束時間がおおよそ12dB、定常状態におけるトルクの変動量が最大で18dB、回転速度変動がおおよそ40dB改善された。その場合、系の駆動状態を保ったまま加速運動などの過渡応答を入力しても、オーバーシュートも少なく安定して駆動制御ができ、機構自体の評価に適している。

第4章 差動遊星歯車機構のボンドグラフに基づく ねじり連成振動解析

4.1 緒 論

本章では、第3章で設計した本研究で用いる D-PGT の周波数応答を明らかにするために、Bond Graph を用いた簡便で実用的なモデリングを提案する。従来の多自由度の複雑かつ厳密な連成運動の連立方程式によって得られた結果、試験機上のハンマリング試験から得られた結果、Bond Graph によって得られた結果を比較し、Bond Graph によるモデリングに関して考察をおこなう。

これまで遊星歯車機構の動特性を解明し、振動騒音を低減させるために多くの研究がなされ⁶⁹⁾、プラネットギヤのジャイロ効果が固有振動数や振動モードに与える影響⁶⁸⁾や設計パラメータが遊星歯車機構の固有振動数に与える影響⁶⁶⁾、FEM を用いたシミュレーションで動特性を考察したもの⁵⁶⁾などがある。しかし、それらは FEM や多自由度で複雑なマルチボディーダイナミクスを用いたシミュレーションが主流であり、設計者が容易に利用できる見通しの良い手法ではなかった。

一方で、非線形や各種の減衰項を含む振動現象はそのエネルギーの流れに着目すると見通し良く解析できることが知られており、エネルギーの流れに着目して動的問題をモデル化する手法として Bond Graph がある。そのモデル化手法を用いることで、連成の運動方程式では考慮することが難しかった非線形要素となる時間変化するかみあい剛性や、かみあい減衰をシミュレーションに容易に組み込むことが可能となる。Bond Graph を用いて遊星歯車機構の連成振動を解いた試み¹⁰⁰⁾があるが、その報告はモデル化から固有振動数の計算過程をしめしたに過ぎず、実際の系との比較をおこなっていないためその有用性は不明である。

そこで本章¹⁰¹⁾では、現場の設計者でも容易に遊星歯車機構の多自由度で連成する複雑なねじり振動を解析可能とする Bond graph を用いたモデル化の手法を検討し、より簡便で実用的なモデリングをおこなうことを目的とする。Yutao らによるモデル化手法および計算過程を参考に、時間変動のあるかみあい剛性や減衰比を考慮に入れたより複雑なモデルを解き、実際の系との比較をおこなうことで提案手法の有効性を検討する。

4.2 遊星歯車機構のモデリング

本節では、従来の多自由度の複雑で厳密な連成運動の連立方程式に用いられるモデリングと Bond Graph によるモデリングを述べ、動特性評価に際しモデリングの差異について述べる。

4.2.1 従来のモデルと運動方程式

2K-H の遊星歯車機構の振動特性に関する解析は図 4-1 にしめすような剛体・バネ・ダンパ系モデルを用いておこなわれている⁶⁵⁾。遊星歯車機構の各要素は 2 並進、1 回転の 3 自由度を要し、機構全体では $9+3n_p$ 自由度を要するため、多自由度の連成運動の連立方程式とされている。ここで、剛性係数

を k , 減衰係数を c としている. 各要素における各軸方向の剛性および減衰の左の添え字が要素を, 右の添え字が軸方向をしめしている. また, 各かみあいにおいてかみあい剛性およびかみあい減衰係数の一番左の添え字がプラネットギヤとかみあい歯車 (リングギヤ r およびサンギヤ s) を, 最後の添え字が i 番目 ($i = 1 \sim n_p$) のプラネットギヤであることをしめしている. 1 番目のプラネットギヤと i 番目のプラネットギヤの間の角を ψ_i とする.

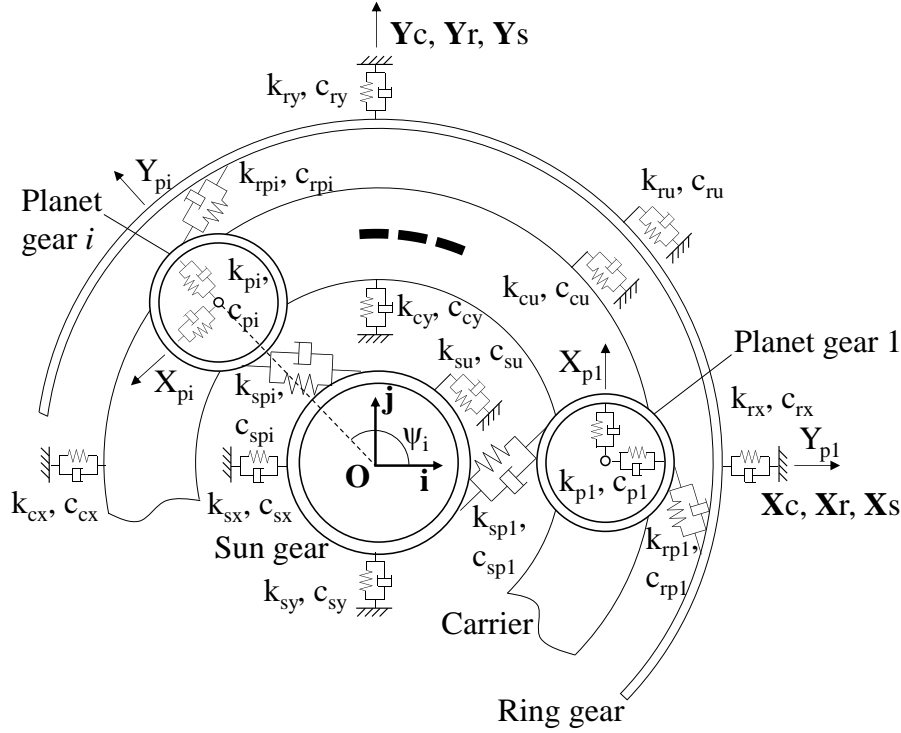


Fig.4-1 Torsional rotational model of planetary gear train with lumped parameter

サンギヤに関してラグランジアン L より運動方程式を立てると, 以下ようになる. ここで, m_s はサンギヤの質量, I_s はサンギヤの慣性モーメント, r_s はサンギヤのピッチ円半径, α_s はサンギヤの圧力角, Ω_c はキャリアの回転角速度, δ_{si} はサンギヤと i 番目のプラネットギヤ間のかみあい変位, T_s はサンギヤに負荷されるトルク, e_{si} はサンギヤと i 番目のプラネットギヤ間の誤差変位である.

< X 軸方向 >

$$m_s (\ddot{x}_s - 2\Omega_c \dot{y}_s - \Omega_c^2 x_s) + \sum_{i=1}^{n_p} k_{si} \delta_{si} \sin \psi_{si} + k_{sx} x_s = 0 \quad (4-1)$$

< Y 軸方向 >

$$m_s (\ddot{y}_s + 2\Omega_c \dot{x}_s - \Omega_c^2 y_s) + \sum_{i=1}^{n_p} k_{si} \delta_{si} \cos \psi_{si} + k_{sy} y_s = 0 \quad (4-2)$$

<回転方向>

$$\left(I_s/r_s^2\right)\ddot{u}_s + \sum_{i=1}^{n_p} k_{si}\delta_{si} + k_{su}u_s = T_s/r_s \quad (4-3)$$

δ_{si} および ψ_{si} は以下に定義するとおりである.

$$\delta_{si} = -x_s \sin \psi_{si} + y_s \cos \psi_{si} - Y_{pi} \sin \alpha_s - X_{pi} \cos \alpha_s + u_s + u_i + e_{si}(t) \quad (4-4)$$

$$\psi_{si} = \psi_i - \alpha_s \quad (4-5)$$

他の要素についても同様に運動方程式を立式し、行列表記すると以下の式となる. ここで, M , G , K はそれぞれ質量行列, ジャイロ行列, 剛性行列である. K_b は支持剛性行列, $K_m(t)$ はかみあい剛性行列, K_Ω 求心剛性行列である. c はプラネットギヤに働く遠心力であり, T はトルク, F は伝達誤差や歯形誤差によって生じる力である.

$$M\ddot{q} + \Omega_c G\dot{q} + [K_b + K_m(t) - \Omega_c^2 K_\Omega]q = c + T(t) + F(t) \quad (4-6)$$

$$q = [x_c, y_c, u_c, x_r, y_r, u_r, x_s, y_s, u_s, X_{p1}, Y_{p1}, u_1 \cdots X_{pn_p}, Y_{pn_p}, u_{n_p}] \quad (4-7)$$

本研究で扱っている 3 プラネットの遊星歯車機構の場合, 18×18 の行列から 36 個の固有振動数が求まるが, それらは主に 3 種類の固有振動モードシェイプより回転モード, 並進モード, プラネットモードに大別される.

4.2.2 Bond Graph によるモデル化

Bond graph は 1959 年, MIT の Paynter 教授によって考案されたものであり, 物理の相似性から技術分野に関わらず動的システムのグラフ表示ができ, エネルギーフローの観点ですべての物理システムを統一して扱うことができる. グラフ表示によりシステム全体が視覚化され, 各種の現場の技術者でも容易に見通しの良いモデル化が可能となるため, 既に多く分野の動的システムの解析でその有効性がしめされている. Tanguy らが動的システムの設計における Bond graph の有用性をしめし¹⁰²⁾, Hrovat らが自動車用トルクコンバーター的设计¹⁰³⁾に, Sueur らが MIMO (multiple-input and multiple-output) 線形システムの解析¹⁰⁴⁾に Bond graph を用いている. Bond graph では要素どうし (慣性, インダクタンス etc.) がボンドを介してつながっており, 要素とボンドの接点であるポートに特性を持つ.

ボンドはエネルギーを伝搬しており, そのエネルギーの流れ (パワー, 仕事率) はエフォート e とフロー f の積となっている (各分野におけるエフォート e およびフロー f の対応関係は表 4-1 参照のこと). 単ポート素子には R 素子, C 素子, I 素子の 3 種類があり, 力学系ではそれぞれ減衰項, 剛性項, 慣性項に対応している. 各素子の特性式は下記にしめすとおりである. R 素子は不可逆的でエネルギー保存しない一方, C 素子と I 素子は可逆的でエネルギー保存をおこなう.

<R 素子：減衰項>

$$e = Rf \tag{4-8}$$

<C 素子：剛性項>

$$c \int f dt = e \tag{4-9}$$

<I 素子：慣性項>

$$f = \frac{1}{I} \int e dt \tag{4-10}$$

さらに 2 ポート素子には TF 素子があり、これは歯車に相当する。流れてきたエネルギーのエフォート e とフロー f の比率を変換して伝えるものであり、その変換比を n とすると特性式は以下となる。

$$\begin{aligned} f_1 &= f_2/n \\ e_2 &= e_1/n \end{aligned} \tag{4-11}$$

Table 4-1 Similarity of physics

| | Electric engineering | | Mechanical engineering | |
|------------------|----------------------|----------------|------------------------|------------------|
| | Electric | Magnetic | Rectilinear motion | Rotary motion |
| Effort e | Voltage | Field | Force | Torque |
| | u [V] | V [AT] | F [N] | M [Nm] |
| Flow f | Current | Flux density | Velocity | Angular velocity |
| | i [A] | Φ' [Wb/s] | x' [m/s] | ω [rad/s] |
| Momentam p | Momentam | / | Momentam | Angular momentam |
| | P_{el} [Vs] | | p [Ns] | L [Nms] |
| Displacement q | Charge | Flux | Displacement | Angle |
| | q [C] | Φ [Wb] | x [m] | θ [rad] |

また、並列接点 (0 接点) と直列接点 (1 接点) があり、図 4-2 のようなつながりをしめしている。電気回路との物理的相似性 (表 4-1) を用いているため、力学系では直列と並列の名称が逆になっている。図 4-2 中の SE および SF はそれぞれエフォート源、フロー源であり、系にエフォート e およびフロー f を供給している。要素間をつないでいる矢印の方向がエネルギーの流れの伝達方向であり、要素間の因果関係からストローク (エフォート e の流れる向き) が決定される。エフォート e とフロー f の流れる向きは逆であり、通常サブモデルではストロークを付与しない。また、ストロークを付与する際、特性式 (式(4-8)~(4-10)) を考慮して積分型でモデリングすることが推奨されている¹⁰⁵⁾。

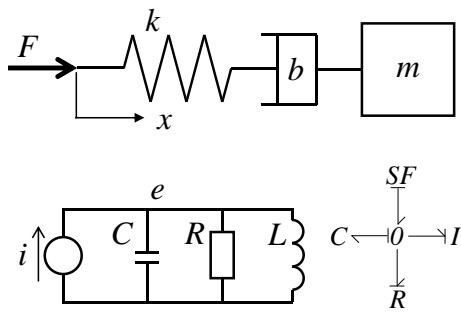


Fig. 4-2 (a) Triple port; 0junction

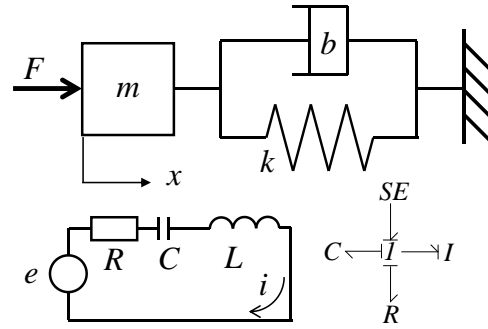
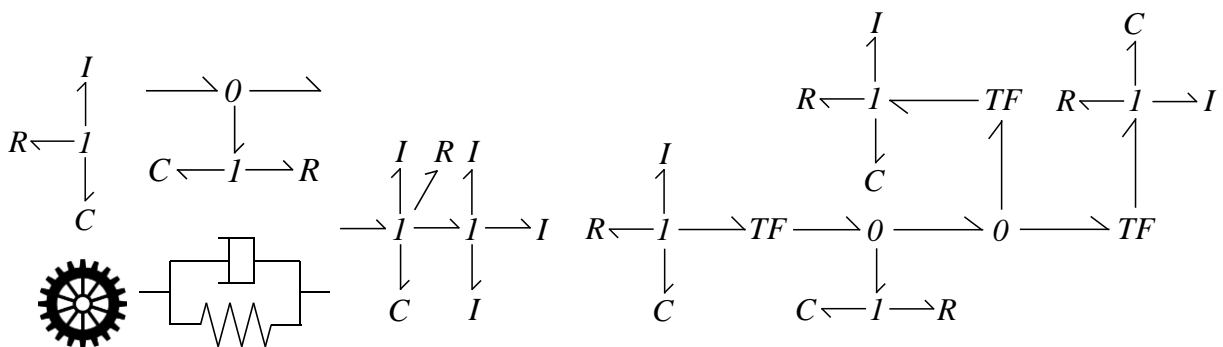


Fig. 4-2 (b) Triple port; 1junction

歯車とかみあいのサブモデルを図 4-3(a)に，リングギヤプラネットギヤのかみあい（サンギヤプラネットギヤかみあいも同じ）のサブモデルおよびキャリア-プラネットギヤのサブモデルを図 4-3(b)にしめす．詳細なモデリングの過程は参考文献¹⁰⁵⁾に譲るが，図 4-1 にしめす遊星歯車機構全体の Bond Graph によるモデルは図 4-4 となる．Bond Graph における遊星歯車機構の各要素の配置は図 4-4 にしめすとおりである．図 4-4 では，キャリアおよびリングギヤに対して Motor から回転入力をおこない，プラネットギヤおよびキャリアを通してサンギヤに出力される流れとなっている．各かみあい点では TF 素子によって歯車による速度変換がなされ，キャリアにはリングギヤからプラネットギヤへ伝達されるエネルギーとプラネットギヤからサンギヤへ伝達されるエネルギーが作用している． K_{spi} , K_{rpi} はそれぞれ i 番目のプラネットギヤの歯とサンギヤの歯およびリングギヤの歯の間のかみあい剛性であり，Wave Generator W_{sp} および W_{rp} によって時間変化している．Yutao らの Bond Graph モデルではかみあい剛性の平均値を用いて平均化したうえで定常回転を取り扱っているため Se 素子（エフォート一定）で入力している．しかし，本研究ではかみあい周期の中でかみあい剛性が変化するモデルを扱い，より一般的な遊星歯車機構の状態をモデル化しているため，Motor として Sf 素子（フロー一定）入力としている．本論文では同じ慣性項を用いているため，剛性項の取り扱いが固有振動数の周波数成分に影響すると考えられ，このかみあい剛性の非線形性を Bond Graph を用いてモデル化し，解析精度が向上すれば Bond Graph の有用性につながると考えられる．



(a)-1 Gear (a)-2 Meshing (b)-1 Carrier-Planet sub model (b)-2 Ring-Planet (Sun-Planet) sub model

Fig. 4-3 Component sub models of PGT

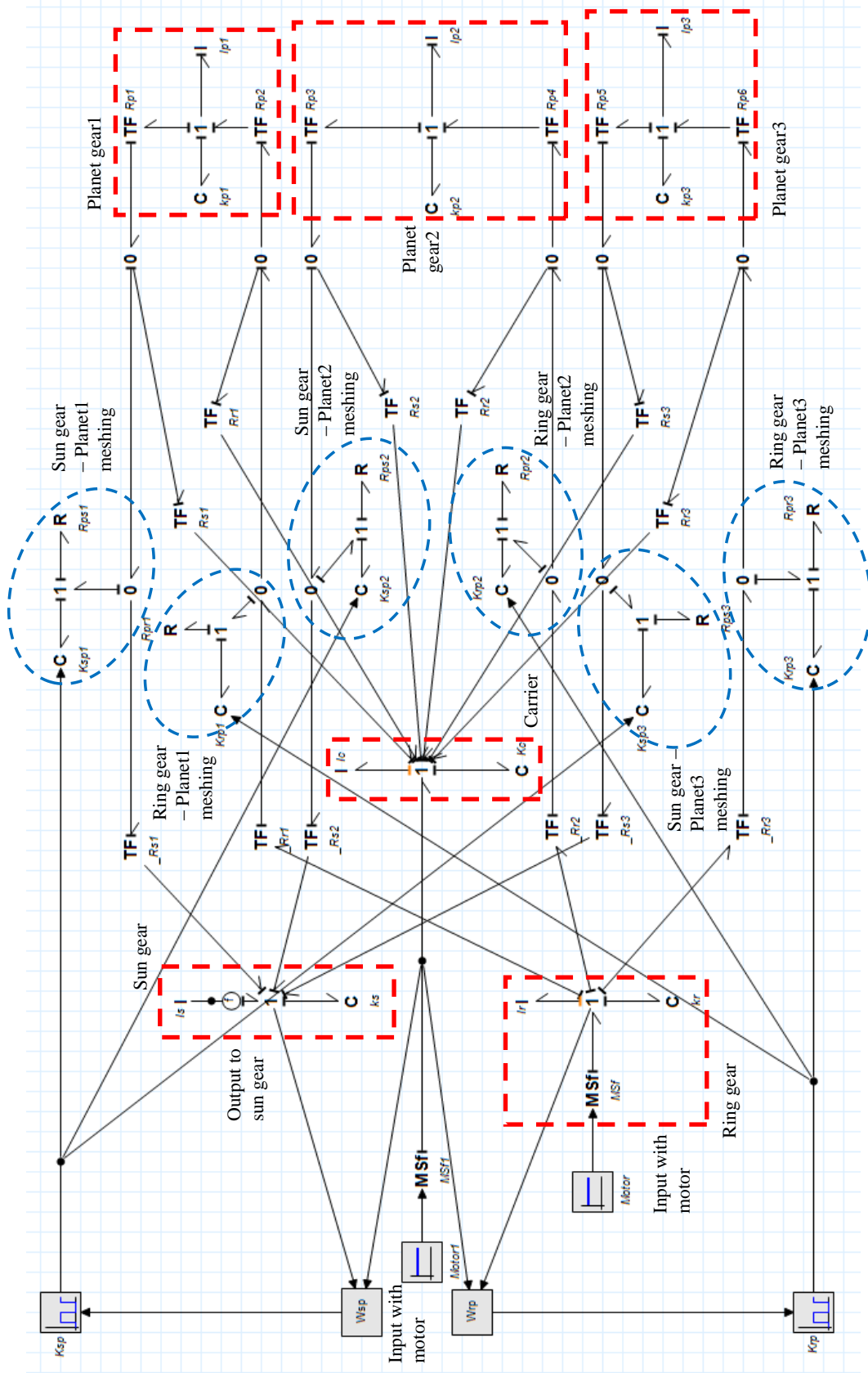


Fig. 4-4 Torsional Bond graph model of PGT considering the meshing damping and varying meshing stiffness

図 4-1 にしめした従来の力学モデルではエネルギーの流れがわからないばかりか、 $9+3n_p$ もの自由度を有しており動特性を求めるためには非常に複雑な連成の運動方程式を解く必要がある。一方で、図 4-4 にしめす Bond Graph のモデルでは機構中の動力伝達に着目してエネルギーの流れに従って要素間をつなぐだけであり、非常に容易にモデル化することが可能である。Bond Graph モデルでは従来のモデルのように自由度を意識する必要がないため、モデルにおける連成を考慮する必要もなく、高度な解析者でなく現場の設計者にとっても非常にわかりやすいモデルとなっている。例えば、各要素の剛性は従来のモデルでは k_x, k_y, k_u の 3 自由度を有しているが、Bond Graph では C 素子の k のみで表現されている。これは従来のモデルでは 2 並進、1 回転の自由度を有する方向へ成分分解する必要があるのに対し、Bond Graph ではエネルギーの流れそのものを扱っているために自由度を意識して分解する必要がないためである。

Bond Graph は、時間変化するかみあい剛性のような非線形項や複雑な減衰のパラメータを有する系をモデル化し、その動特性を見るのに適している。要素間のエネルギーの流れに着目することで、どんなシステムも Bond Graph でグラフ化することができ、20-Sim (Controllab 製) といったソフトで現場の設計者が簡単にシミュレーションすることができる。ただし Bond Graph では要素間のエネルギーの流れに着目していることから、歯車のトルクと回転の方向の関係性を定義する必要がある。また、遊星歯車機構に Bond Graph のモデルを適用する場合、トルクが決まらないという問題点¹⁰⁶⁾が懸念された例もあるが、前述のとおり Bond Graph で扱っているエネルギーの流れ (パワー、仕事率) はエフォート e (トルク M) とフロー f (角速度 ω) の積であり、そのエネルギーがボンドを通過してある要素から次の要素へと流れている。対象の系におけるエネルギーの流れは同じであっても系を見る方向によってエネルギーの流れが逆となることは必然である。Bond Graph では、系を見る方向が一義的に定まらないため指摘の通りトルクが決まらないことは十分に考えられる。エネルギーの流れが正のとき入力、負のとき出力であることから、フロー f (角速度 ω) の基準を定義することでエフォート e (トルク M) の方向も一義的に定めることが可能となる。

4.2.3 かみあい剛性のモデルリング

平歯車の 1 枚かみあいと 2 枚かみあいの変化によって、かみあい枚数が図 4-5 のようにかみあい周期 T_m で時間変化する。さらにかみあい剛性は歯面のヘルツ接触による面圧 (伝達トルク) にも依存している¹⁰⁷⁾が、本モデルではかみあい率 ε のみに依存するとした。1 枚かみあいと 2 枚かみあいの時間は図 4-5 にしめした通りかみあい率によって異なる。かみあい率 ε は内歯かみあいと外歯かみあい異なる。リングギヤが内歯車、サンギヤが外歯車であることから、かみあい率 ε はそれぞれ以下のように求まる¹⁰⁸⁾。ここで、添え字が a のものは歯車 1 および 2 の刃先円半径、 b のものは基礎円半径である。

$$\varepsilon_r = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + a \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha} = 1.91 \quad (4-12)$$

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha} = 1.57 \quad (4-13)$$

変化するかみあい剛性をシミュレーションに反映するため図 4-4 に wave generator (W_p, W_{sp}) を導入し、現在時刻を t として、その瞬間のかみあい周波数 $f_z (=Z_p N_p / 60)$ から以下のように矩形波関数で出力している。

$$K_m(t) = \begin{cases} K_1 & \text{if } \text{time mod } T_m \leq t \\ K_2 & \text{if } \text{time mod } T_m \geq t \end{cases} \quad (4-14)$$

かみあい剛性 K_1 と K_2 の値はデジタルフォースゲージを用いたフォースゲージテストから求めた。本研究では内歯かみあいと外歯かみあいの 1 歯あたりのかみあい剛性は等しいとしているが、実際には前者と後者では内歯と外歯の差が存在してかみあい率 ε が異なるために図 4-5 にしめすように遊星歯車機構における合成かみあい剛性はかみあい周期 T_m の中で 3 度変動する非線形性を有する。Bond Graph のモデルでは式(4-14)のとおり時間変化するかみあい剛性を扱っており、図 4-5 にある通りの非線形性を反映している。剛性が周波数成分に効くことからこのモデリングによる解析精度の向上が期待される。その一方で、従来の力学モデルで運動方程式を用いて固有振動数を求める際は、次の式(4-15)のように交流平均値でかみあい剛性を一定値として計算をおこなった。

$$K_m = \frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} K_m(t) dt \quad (4-15)$$

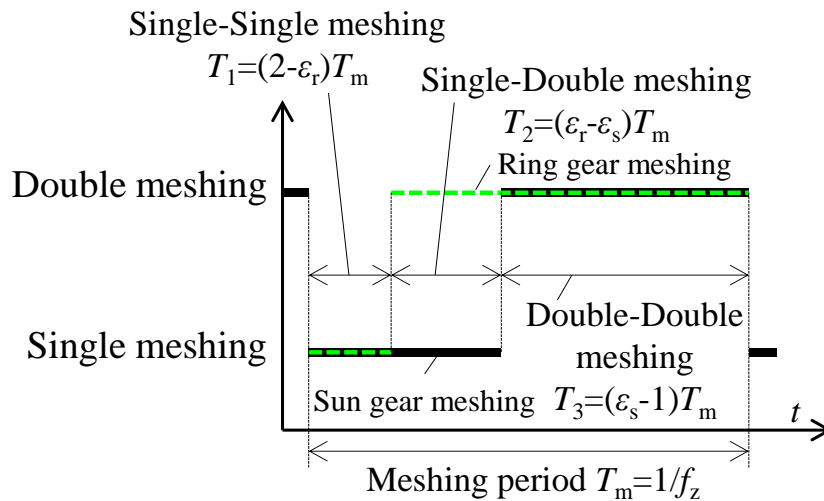


Fig.4-5 Meshing conditions in a meshing period

4.3 試験機上でのパラメータの同定とモード特性

D-PGT に対して図 4-6 にしめすフォースゲージテストおよび図 4-7 にしめすハンマリング試験をおこなった。フォースゲージテストではリングギヤ-プラネットギヤ間、サンギヤ-プラネットギヤ間のかみあい剛性を同定した。また、ハンマリング試験ではかみあい点でのかみあい減衰比の同定および固有振動数と振動モードの計測をおこなった。フォースゲージテストは計測機器の関係から図 4-6 にしめすように外歯かみあいのみでしかおこなうことができなかった。

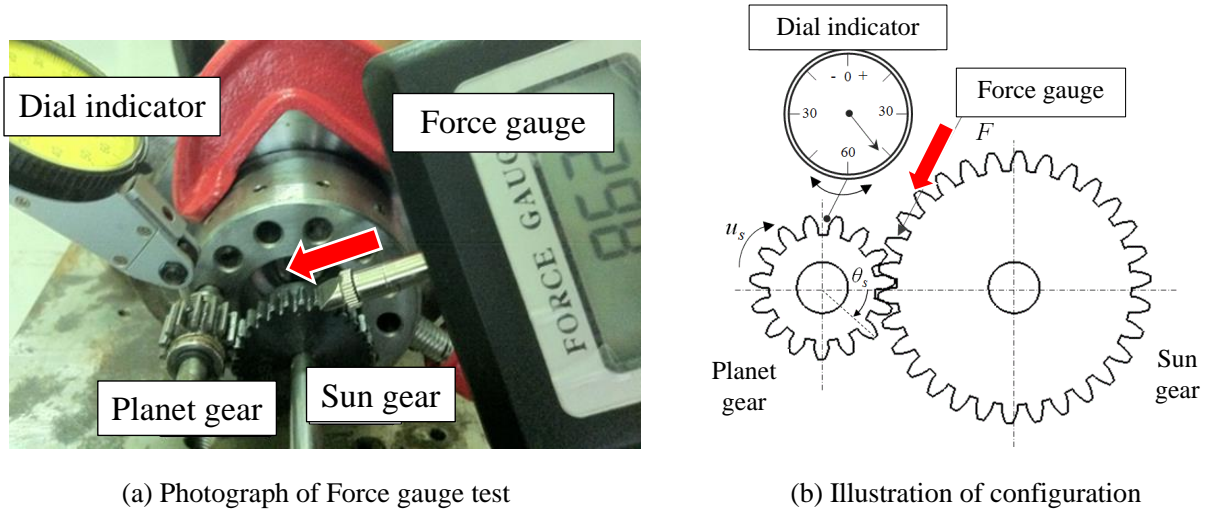
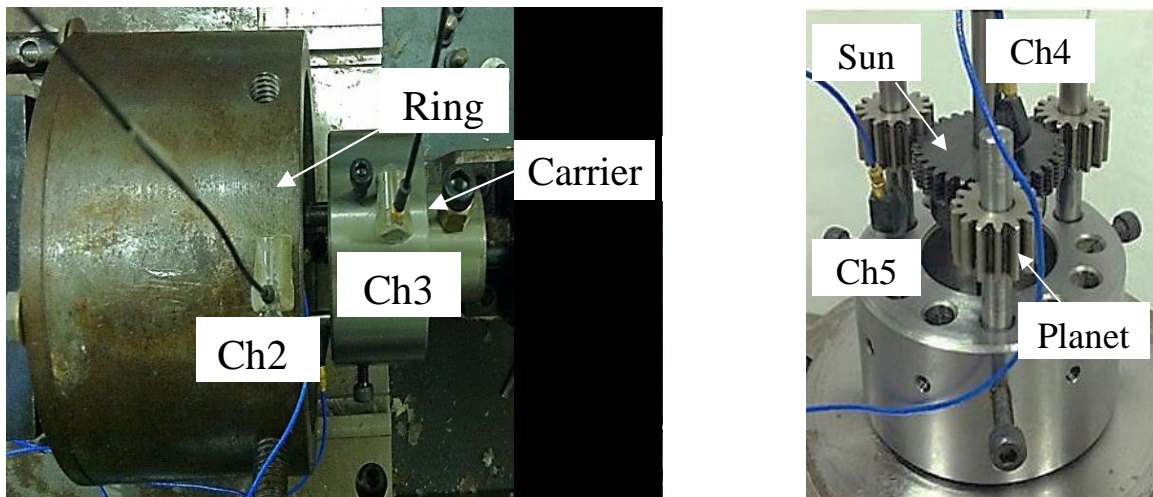


Fig.4-6 Force gauge test



(a) Ring gear and carrier (b) Sun gear and planet gear
Fig. 4-7 Hammering test and arrangement of four accelerometer

4.4 実験結果および考察

4.4.1 かみあい剛性

プラネットギアサンギア間でおこなったフォースゲージテストの結果の一例を図4-8にしめす。かみあい周期によってかみあい剛性も変化していることが図4-8より明らかに見てとれる。

一般に平歯車では、1枚かみあいから2枚かみあいへとかみあいが行進するが、このヒステリシスサイクルにおいてもかみあい1枚かみあい(①部)から2枚かみあい(②部)へと進行していることが見てとれる。より多くの歯がかみあっている2枚かみあいの領域(②部)では1枚かみあいの領域(①部)よりも剛性が高い。また、③部はバックラッシによってかみあいが発生しない領域であり、かみあい剛性は0となっている。バックラッシは先行研究¹⁰⁹⁾より0.212mmであると計算される。また、図4-8のヒステリシスサイクルの二つの傾きより1枚かみあいおよび2枚かみあいのかみあい剛性が算出され、10回の中央値からそれぞれ 7.0×10^5 、 $1.25 \times 10^6 \text{ Nm}^{-1}$ と計算された。平均のかみあい剛性はかみあい率に依存しており、以下の式¹¹⁰⁾より導いたかみあい剛性と比較をおこなう。ここで、 E はヤング率、 w は歯幅、 $c_T = 7.94 \times 10^{-5}$ 、 $c_c = 3.2 \times 10^{-5}$ 、 m はモジュール、 z は歯数、 τ は駆動試験で負荷したトルクである。

$$K = Ew \left((c_T m^2 z^{2.2})^{-1} + (c_c m^{1.85} z^2 \tau^{0.105})^{-1} \right)^{-1} \quad (4-16)$$

式(4-16)より、1枚かみあいの時のかみあい剛性は $1.09 \times 10^6 \text{ Nm}^{-1}$ となり、実験より得られた1枚かみあいと2枚かみあいのかみあい剛性の値の間の値となり、このことから実験値は妥当なものであると考えられる。したがって、Bond Graphのシミュレーションにフォースゲージテストにより得られた値を用いることとした。

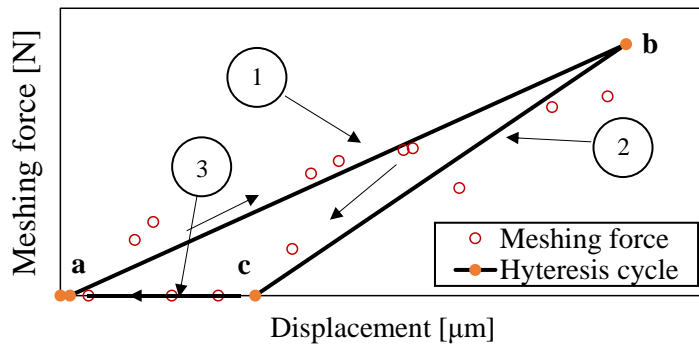


Fig.4-8 Meshing force hysteresis (Sun gear -Planet gear)

4.4.2 かみあい減衰

ノイズや固定の差異を除くためにハンマリング試験を複数回おこないその波形から減衰比を算出した。減衰比は下記の式のように減衰係数と固有振動数から求まる。

$$\zeta = c/2\sqrt{Mk} \quad (4-17)$$

ハンマリング試験から得られた波形には明確な減衰波形が表れ、**図 4-9**のように包絡線を引くことができた。包絡線より3プラネットの遊星歯車機構で実験より計測された減衰比は先行研究⁵⁷⁾の平歯車の減衰係数とよく一致した $\zeta=0.12$ と $\zeta=0.15$ とその他に $\zeta=0$, $\zeta=0.01$, $\zeta=0.07$ が計測された。

次に、リングギヤプラネットギヤかみあい、サンギヤプラネットギヤかみあいの減衰比を調べるために単一プラネットギヤでハンマリング試験をおこなった。上記と同様に減衰比を求めるとリングギヤおよびサンギヤとプラネットギヤの減衰比は $\zeta=0.12$ となった。ハンマリング試験より得られた値は単一ものであったため、1枚および2枚かみあいそれぞれの減衰比を同定することはできなかった。

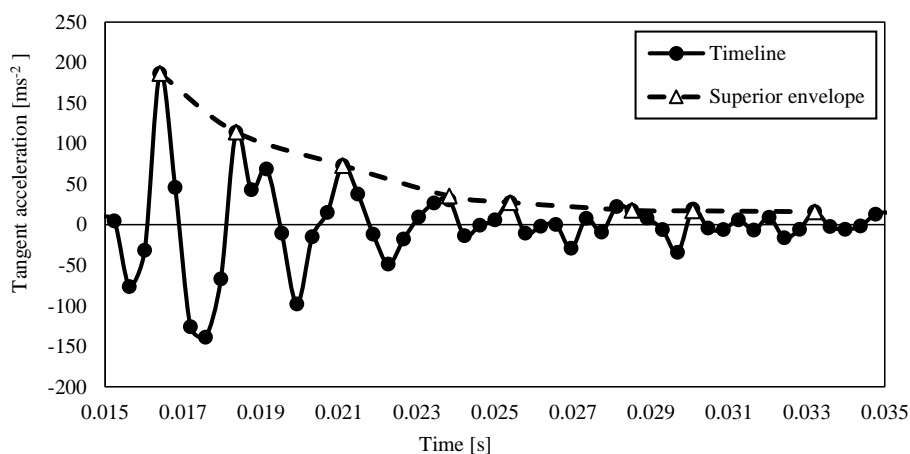


Fig.4-9 Superior envelope on timeline

4.4.3 固有振動数と振動モード

前節までで同定したかみあい剛性とかみあい減衰比を用いた Bond Graph によって求められる固有振動数と振動モードと従来の多自由度の複雑かつ厳密な連成運動の連立方程式によって求められる固有振動数と振動モード、ハンマリング試験によって求められた試験機の固有振動数と振動モードの比較をおこなう。そもそも Bond Graph はブロック線図や状態方程式と深い連関があり、シミュレーションソフト (20-Sim, Controllab 製) に依存しているものの、固有振動数や振動モードを求めることができる。本研究の Bond Graph を解いた 20-Sim では固有値問題として固有振動数を解くことが可能である。特に減衰に関して、通常代入すべき減衰係数ではなく減衰比を入力し、計測された減衰比と剛性、それぞれのかみあいでの等価質量から逆算している。

遊星歯車機構の振動モードには、各要素が相対的に回転運動をおこなう「回転モード」、プラネットギヤのみが回転運動をおこなう「プラネットモード」、機構全体が並進運動をおこなう「並進モード」

が存在する⁶⁶⁾。本報ではリングギヤを基準として固定しているため、リングギヤに対する他要素の動きをしめした。質量および剛性の近い回転モードとプラネットモードは近い固有振動数となることが多い。並進モードでは機構全体が並進するモードであり、他のモードに比べて大きな機構全体の質量が作用する一方で、回転方向の低い支持剛性を持つ回転モードに対して並進モードでは並進方向の剛性が非常に高いため、並進モードは高周波数の固有モードとなる。

ハンマリング試験によって得られたコヒーレンスを考慮して、コヒーレンスが 0.95 以上であった 1kHz 以下に着目し、なかでも 3 次モードまでを比較の対象とすることとした。運動方程式、Bond Graph、ハンマリング試験から得られた振動モードをまとめたものを図 4-10 にしめす。ハンマリング試験より固有振動数は 135, 206, 274Hz が計測され、1~3 次モードのいずれのモードも回転モードとなった。また、運動方程式は式(4-6)より、減衰項およびジャイロ項を省いて制御系解析ソフト MATLAB を用いて固有振動数および振動モードを求めた。この過程においてかみあい剛性の平均値を用いていること、減衰項を省略していることからこの運動方程式は先行研究である Yutao らの Bond Graph モデルと等価であるといえる。結果、1 次モードが 130Hz (回転モード)、2, 3 次モードが重解の 297Hz (プラネットモード) となった。図 4-4 にしめす Bond Graph に各試験によって同定したかみあい剛性とかみあい減衰比を代入し、固有振動数を求めたところ 144, 207, 282Hz となり、いずれも回転モードとなった。本研究で扱っている非線形性を含んだ Bond Graph モデルは 20-Sim によって線形化し、状態方程式に等価変換したうえで固有振動数を求めている。

図 4-10 より、多自由度の連成運動の連立方程式で線形モデル化した後に解析ソフトで計算した結果に比べ、Bond Graph を用いて求めた方が固有振動数、振動モードともに全ての固有モードにおいて実験によって同定された結果に非常に近くなっている。従来の運動方程式を解いたものでは 1 次モードは実験結果と近いものの、2, 3 次モードでは固有振動数だけでなく振動モードも異なっている。

いずれの計算においても質量項は同じだが、特に 2 次モードが異なった理由として剛性項の差異が考えられる。一般に慣性項と剛性項が周波数成分に効き、減衰項が位相に効く。本研究では同じ慣性項を用いているため、剛性項の扱いが固有振動数に大きく作用していると考えられる。従来の運動方程式ではかみあい剛性を一定値として扱ったが、Bond Graph ではかみあい剛性を時間の関数として非線形性を考慮に入れた。かみあい剛性が一定値の場合、プラネットギヤに作用するかみあい剛性は 1 通りで、複数あるプラネットギヤが対称配置 (プラネットギヤの回転中心がサンギヤおよびリングギヤの中心角に等配) され重解のモードとなる。一方で、非線形として考えた場合、プラネットギヤに作用するかみあい剛性はリングギヤ側とサンギヤ側で内歯と外歯でかみあい率が異なることから 1 枚かみあいと 2 枚かみあいのタイミングがずれる (位相が異なる) ことに起因する固有モードの差も解析できる。前述のとおり回転モードとプラネットモードの固有振動数は近いが、Bond graph によってかみあい剛性の非線形性を考慮したことで明らかに解析精度が向上し、さらにモードの見落としも減少したことがわかる。さらに、減衰項が作用している位相に着目すると、減衰を無視した運動方程式の解 (Yutao らのモデルの解でもある) よりもかみあい減衰項を考慮に入れた Bond graph のモデルの方が実験から得られた結果に近く、位相の面からも解析精度が向上したといえる。

以上より複雑で多自由度な遊星歯車機構の連成ねじり振動の解析において、提案する Bond graph を用いたモデル化の手法は有効であり、現場の技術者でも容易に見通しよく非線形要素も考慮した解析が可能であるだけでなく、高次回転モードなどでの解析精度向上とモードの見落としも防止する効果が期待できることも判明した。

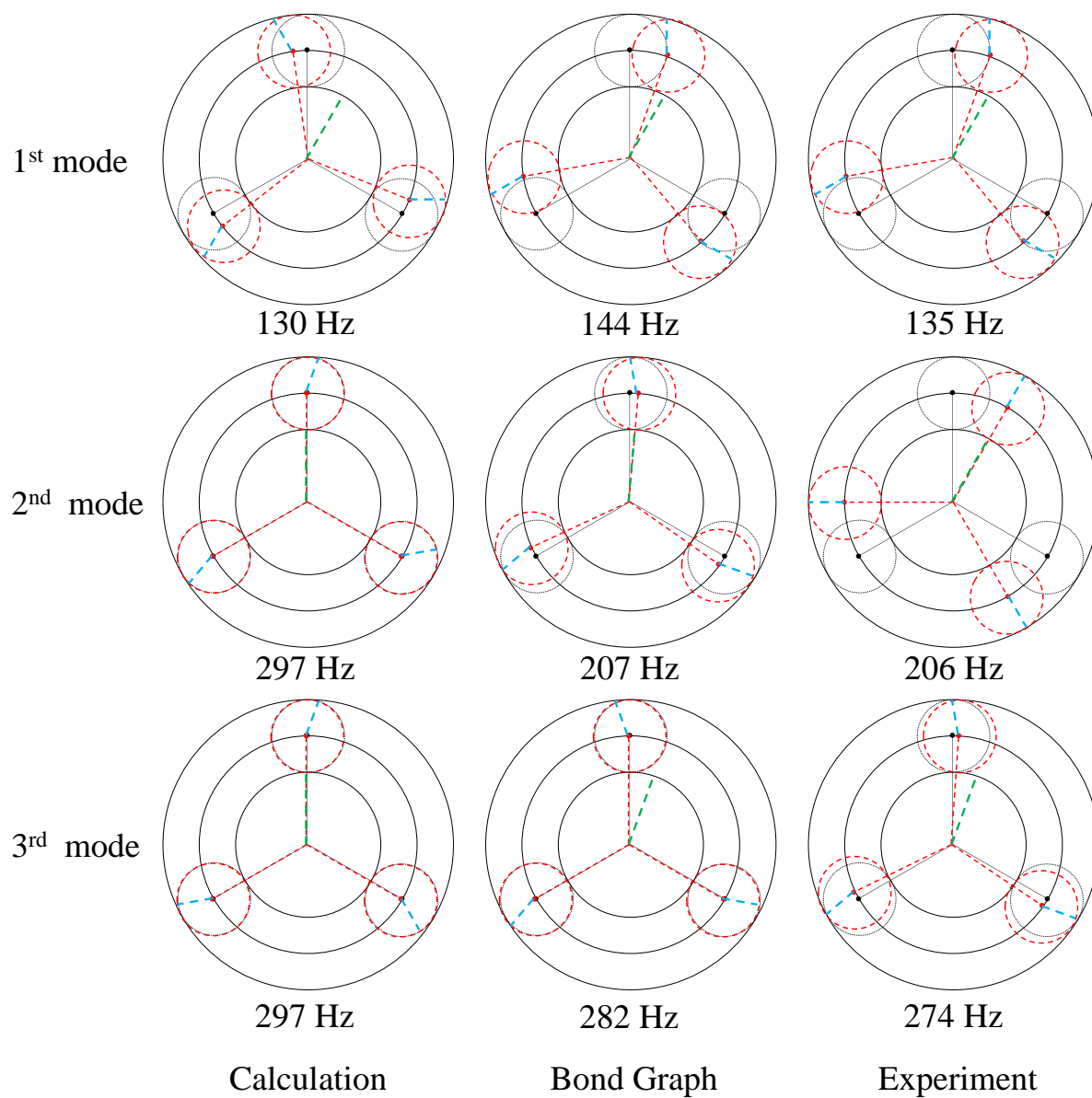


Fig.4-10 Natural frequencies and mode shapes

4.5 結 言

本章では、D-PGTの周波数応答を明らかにするために、エネルギーの流れに着目してモデル化するBond Graphを用いた簡便で正確なモデリングを提案し、その振動解析を試みた。以下に得られた結言をしめす。

- 1) Bond Graphによるモデル化によりプラネットギヤ、リングギヤ、サンギヤの多自由度の連成の関係の視覚化でき、現場の設計技術者が動力システムの全体を理解するための有効な手段の一つとなることがわかった。
- 2) 多自由度の複雑かつ厳密な連成運動の連立方程式では考慮が難しかった、非線形要素である内歯かみあいと外歯かみあいにおけるかみあい剛性の時間変化、さらにそれらのかみあい減衰比を容易にモデルに組み込み、正確なシミュレーションをおこなう手法を構築できた。
- 3) Bond Graphのモデルによる結果は、実測による固有振動数、振動モードともに非常によく一致しており、従来の多自由度の複雑かつ厳密な連成運動の連立方程式では十分な精度で解析ができなかった高次回転モードなどに対しても高い精度で見落とすことなく解析が可能であることがわかった。したがって、遊星歯車機構の周波数応答を正確にシミュレーションするためにはプラネットギヤまわりのかみあい剛性を正確にモデリングする必要があるといえる。

第 5 章 差動遊星歯車機構のハイスピードカメラを用いたモニタリングによる過渡応答性の解明

5.1 緒 論

第 4 章では、Bond Graph を用いてより簡便で正確な周波数応答性に関するモデリングをおこなった結果、非線形性を有するプラネットギヤまわりのかみあい剛性のモデリングが重要であることがわかった。近年、D-PGT の応用および用途の拡大にともない、増減速が連続的に生じる過渡現象も含めたプラネットギヤの実際の運動の解明に対するニーズが増大している。今後、差動機構としてのニーズがさらに拡大するロボットやパワーアシスト機構などにおいて求められる過渡応答性¹¹¹⁾においても、プラネットギヤまわりのかみあい剛性による弾性変形や加工誤差・組立誤差などによって生じるかみあい伝達誤差 (Meshing transmission error: MTE)^{87), 88)}が問題となることが予想される。さらに、D-PGT におけるかみあいは係数励起型の非線形微分方程式で表され、それらの見かけの起振力がリングギヤとサンギヤで位相も含めて異なり、解析だけではその運動の解明が難しく、特に起動時には不感帯となるバックラッシュの影響も加わるためさらにモデルが複雑になる。

そこで本章では¹¹²⁾⁻¹¹⁴⁾、ハイスピードカメラを用いて D-PGT の内部を直接観察できる新機構 (U/2K-HV 型) を開発し、プラネットギヤの実運動の観察をおこなう。第 2 章で導いた瞬間中心を連続画像から手書きの図式解法で確認した後、ハイスピードモニタリングの高精度化によりプラネットギヤの歯を自動追尾し、起動時の過渡応答性を考察する。

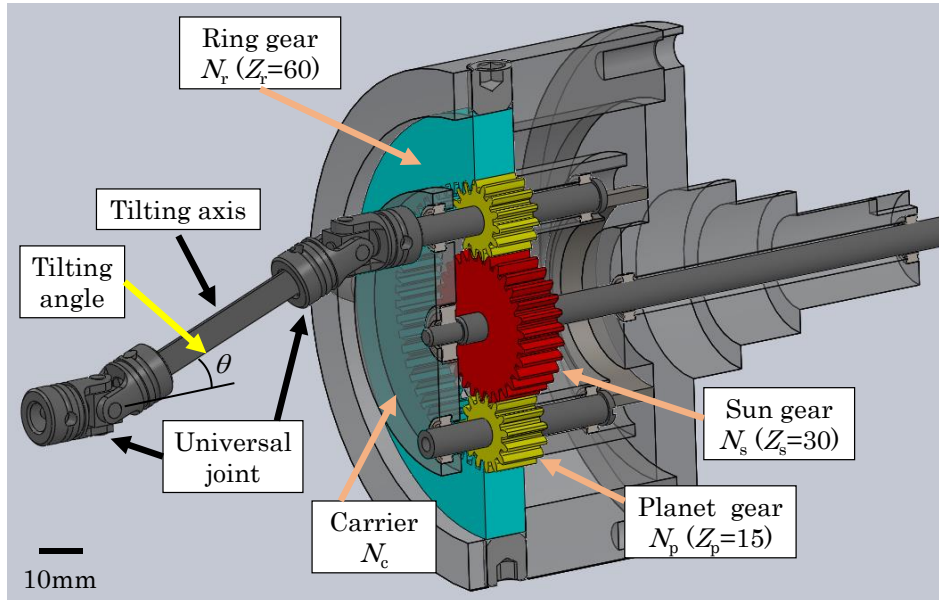
5.2 内部観察のための新機構および試験機

5.2.1 U/2K-HV 型遊星歯車機構

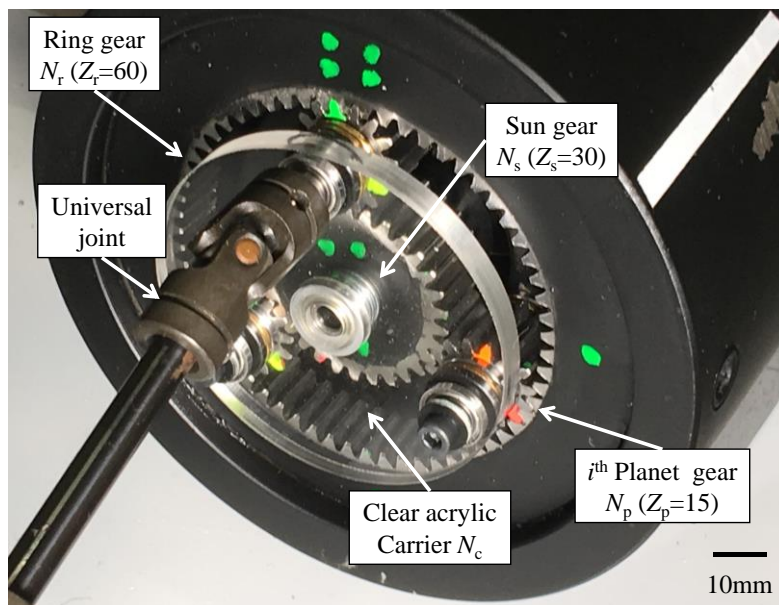
遊星歯車機構の内部にあるプラネットギヤの実運動を捉えるにあたり、2K-H 型ではキャリアが同軸上にあるためにたとえ透明なキャリアを用いてもプラネットギヤを明確にとらえることができない。そこで、**図 5-1** にしめすように自在継手を用いてプラネットギヤの自転軸および公転軸を同軸にとった 2K-HV 型を用いた。本機構ではプラネットギヤの公転軸 (H 軸) と自転軸 (V 軸) が同軸にあり、その回転が一義的に公転と自転に分配されることからその軸を HV 軸と称して基本軸の一つとし、自在継手 (Universal joint) を用いて接続していることから U/2K-HV 型と称することとする。

U/2K-HV 型は 1967 年に佐藤によって考案された機構¹¹⁵⁾で、考案された当時、等速自在継手 (Constant velocity joint) は存在していたものの完全には等速で回転を伝達する事が出来た自在継手は存在しなかった¹¹⁶⁾。この機構は自在継手を 2 個用いて成り立つ機構であるため、入力側の回転を出力側に正確に伝えるためには非常に高い精度の等速性が必要である。したがって、考案された当時は U/2K-HV 型が機構として成立せず、この機構に関する実験的研究はこれまでなされてこなかった。その後、完全な等速自在継手¹¹⁷⁾、不等速のフックジョイントを 2 個用いたダブルフックジョイント^{118), 119)}が考案されて自在継手の等速性が向上し、U/2K-HV 型の実験的研究が可能となった。

本章では、U/2K-HV 型のキャリアを透明なアクリル樹脂で作成し、内部観察が可能なものとした。また、式(2-8)にある通り自公転角速度比 γ_{cp} をそろえることで、U/2K-HV 型を用いて 2K-H 型と同じ駆動状態を再現することが可能である。図 2-4 の等高線図を比較しながら、駆動状態の変遷をたどると入出力軸の回転数の変遷もあわせて容易にたどることができる。



(a) CAD figure

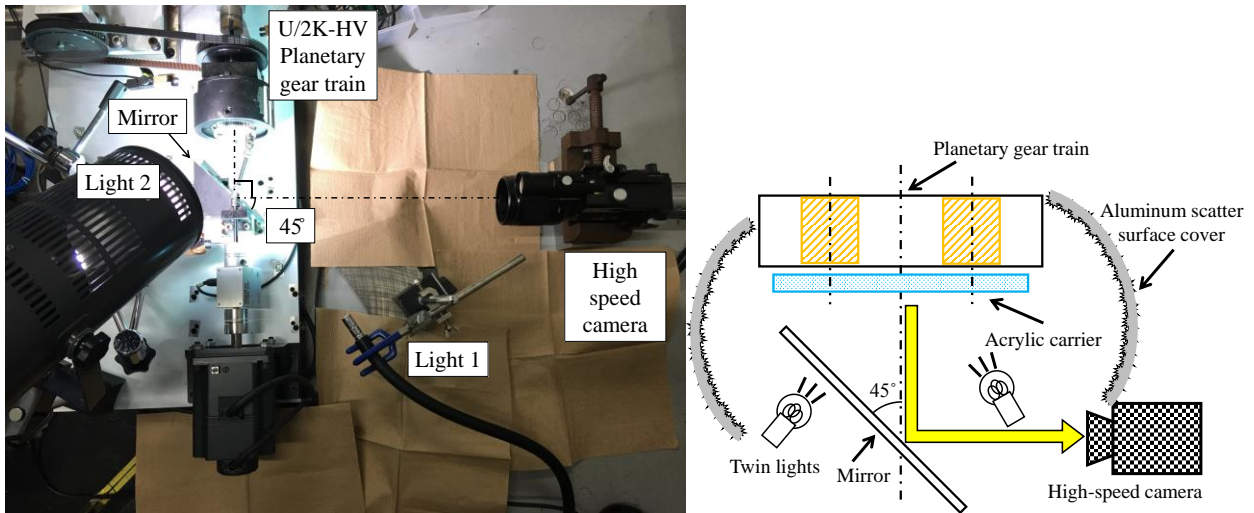


(b) Photo of U/2K-HV used in high speed monitoring

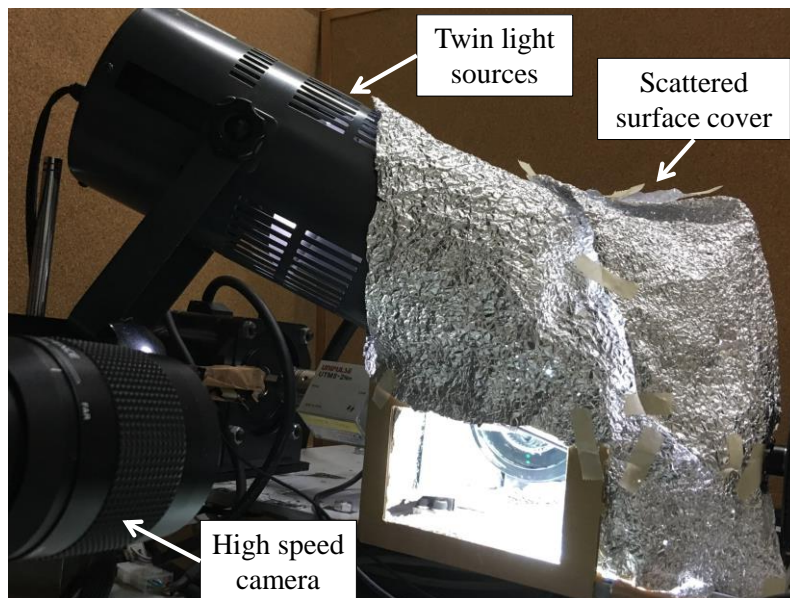
Fig.5-1 U/2K-HV planetary gear train

5.2.2 ハイスピードモニタリング用試験機

第 3 章で設計開発した試験機に U/2K-HV 型を組みつけ、図 5-2 にしめすように鏡を介してハイスピードカメラ (VW-9000, キーエンス製)¹²⁰⁾を用いて D-PGT 内部のプラネットギヤの実運動を観察した。この時、鏡は D-PGT の中心軸と 45° の角度をなすように設置し、機構の軸と光軸ができる限りずれないようにした。



(a) Configuration of experimental setup for high speed monitoring



(b) Setup with scattered surface aluminum cover

Fig.5-2 Experimental setup for high speed monitoring

高精細な画像を取得するにあたり、十分量の光量が必要となる。一般に、調光に用いられる拡散板は光を屈折させ輝度ムラを緩和させる特性、偏光板は特定方向に偏光または偏波した光だけを通過させる特性を有する。しかしながら、D-PGT が小型かつ複雑な凹凸を有するため、光源の光量を上げると機構から漏れる光が増すとともに、影およびグレア（白飛び）が強くなるトレードオフが生じる。そこで本報では、その問題を払拭するために、自然光に近いスペクトルを有する人工太陽照明灯¹²¹⁾（XC-100AF, SERIC 社製）を光源として、アルミ箔の表面反射による乱反射光を用いて漏れた光を回収、多方向から照射することで影とグレアを抑制しつつ光量を増加させた。市販のアルミ箔の粗さ（以降、粒子径とする）を変更することで小素面の法線のバラつきが増大し、図 5-3 すなわち式(5-1)の反射特性関数 ρ [1/Sr]¹²²⁾ のように散乱する。ここで、 (θ_i, ϕ_i) , (θ_o, ϕ_o) , (θ_f, ϕ_f) は入射光，反射光および小素面の法線方向， ψ_f は小素面と入射光のなす角度であり， $K(\theta_i)$ は係数， $m(\theta_i, \theta_o)$ は遮蔽係数， $R(\psi_f)$ はフレネル法則にしたがう小素面の反射率である。また，式(5-2)の $p_f(\theta_f, \phi_f)$ は小素面の分布関数であり，微小な平均面 dS において微小立体角 $d\Omega_f(\theta_f, \phi_f)$ 内に法線 N_f を持つ微小な小素面 d^2S_f の平均面 dS への投影面積 $d^2S_f \cos\theta_f$ の面積 dS に対する割合の法線 N_f 方向 (θ_f, ϕ_f) 確率変数とする確率密度関数である。

$$\rho(\theta_i, \phi_i, \theta_o, \phi_o) = K(\theta_i) m(\theta_i, \theta_o) \frac{p_f(\theta_f, \phi_f) R(\psi_f)}{4 \cos \theta_f \cos \theta_i} \quad (5-1)$$

$$p_f(\theta_f, \phi_f) = \frac{d^2S_f \cdot \cos \theta_f}{dS \cdot d\Omega_f(\theta_f, \phi_f)} \quad (5-2)$$

粒子径と乱反射の関連を定量化するために、無加工，粗目，細目，超細目の 4 水準に対し，マイクロスコプ（DILITE30, サンコー製）を用いて粒子径を，光沢度計（IG-410, 堀場製作所製）¹²³⁾ を用いて光沢度（5 回計測）を計測した。用いた光沢度計は図 5-3 にしめすような 60 度計（入射角 θ_i , 反射角 $\theta_r = 60^\circ$ ）であり，光沢度は物体表面にあたった入射光が正反射した割合 [%] をしめす指標である¹²⁴⁾。粒子径と光沢度の計測結果を表 5-1 にしめす。表 5-1 より，超細目が最も光沢度が低いことから最も光を乱反射させるのに適しているといえる。しかし，超細目は細目に比べ製作に倍以上の時間がかかるだけでなく，面積減少率が大きく，仕上がり面積が小さいことから本試験機のように大面積を覆うには効率が良くない。

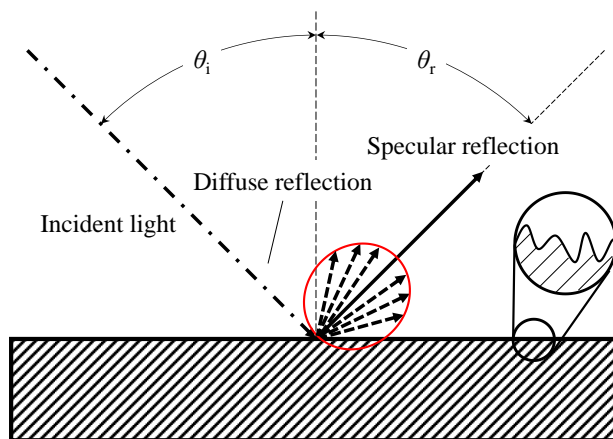


Fig.5-3 Reflection of light on aluminum surface

Table 5-1 Glossiness of scatter surface aluminum

| Sample number | Original | Coarse | Fine | Extra fine |
|--------------------------|----------|--------|------|------------|
| 1 | 20.7 | 1.2 | 0.4 | 0.4 |
| 2 | 24.4 | 0.6 | 0.4 | 0.4 |
| 3 | 13.8 | 0.4 | 0.4 | 0.4 |
| 4 | 19.6 | 0.8 | 0.8 | 0.1 |
| 5 | 22.2 | 1.1 | 0.3 | 0.4 |
| Average | 20.1 | 0.8 | 0.5 | 0.3 |
| Standard deviation | 3.6 | 0.3 | 0.2 | 0.1 |
| Particle diameter [mm] | | 4.5 | 3.5 | 2 |
| Production time [min] | 0 | 10 | 20 | 40 |
| Area reduction ratio [%] | 0 | 23 | 25 | 36 |

次に、アルミ箔による乱反射の効果を検証するために、**図 5-4** にしめすように歯車を撮影する模擬試験をおこなった。照明および画角をそろえて、カバーなし (W/O)、無加工、粗目、細目、超細目の 5 通りで撮影をおこない、定性的な画像の比較および定量的な歯の部分のピクセル値分布の比較をおこなう。アルミ箔で覆うことでグレアが弱まり、影の部分が明るく、歯筋などエッジが明確になることが**図 5-4** の比較によりわかるが、アルミ箔の目を細かくし過ぎると歯の側面などにおいて影が再び濃くなることがわかる。**図 5-5** に歯の部分のピクセル値の度数分布で最大のピクセル値と光沢度の関係をしめす。図 5-4 の定性的な比較と同様に、アルミ箔の目が細かくなりすぎると最多分布のピクセル値が高くなり、グレア・影ともに強くなることがわかる。以上より、製作時間、面積減少率、ピクセル値の分布の観点から粗目～細目のアルミ箔を用いることとした。

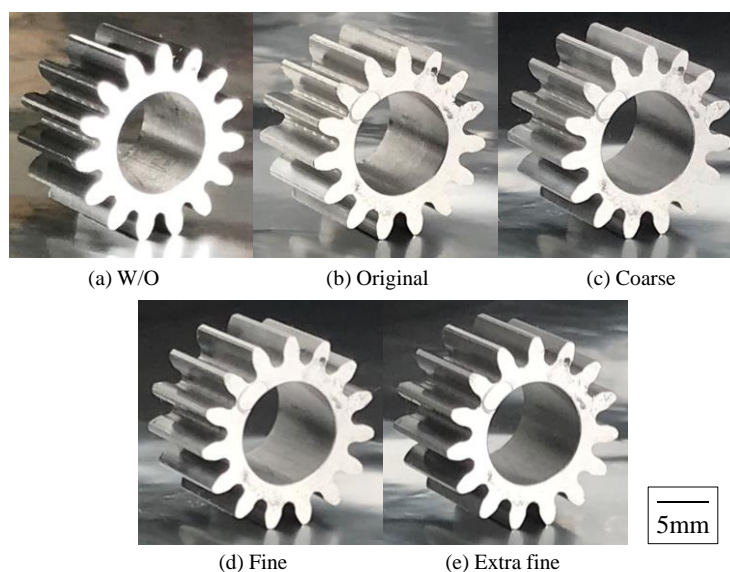


Fig.5-4 Comparison of captured images with different number of light sources

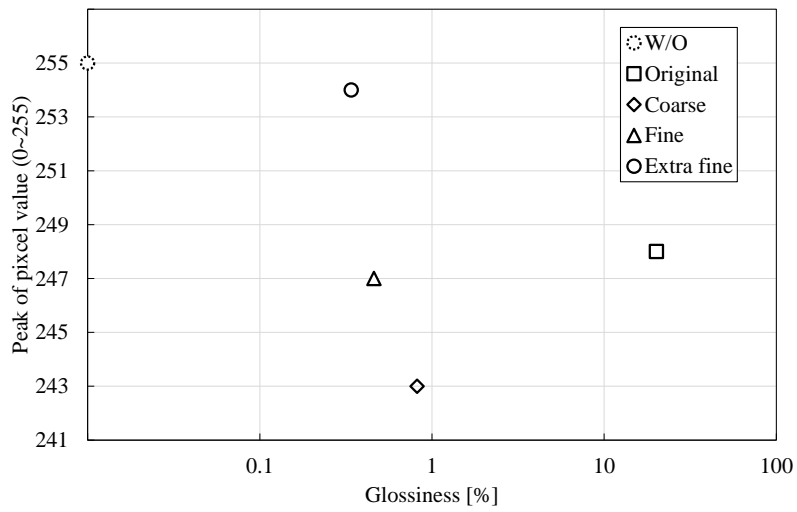
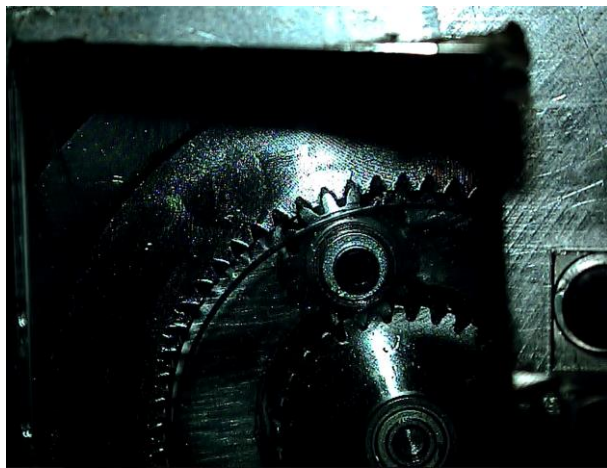
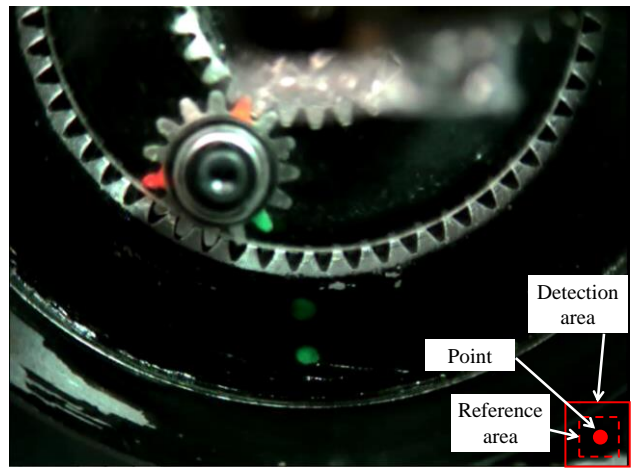


Fig.5-5 Glossiness and most distributed pixel value

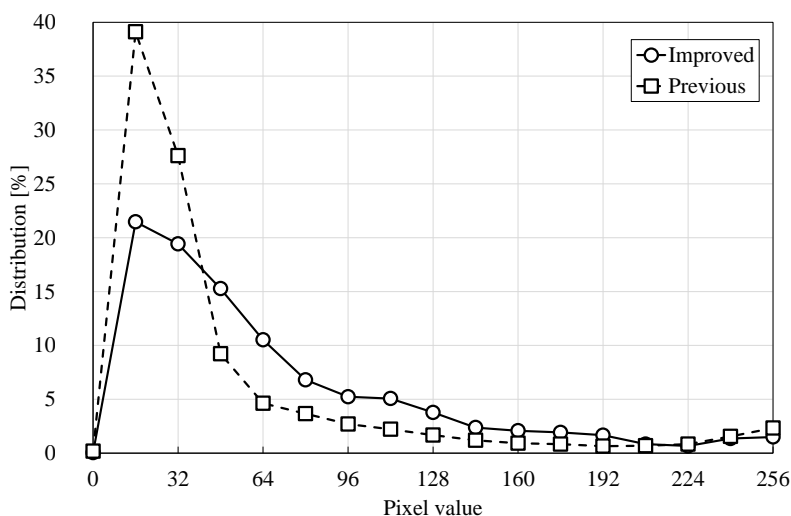
上記のように照明に工夫をした結果，**図 5-6** にしめすように取得画像全体が明るくなった．グレースケールにおけるピクセル値の分布を**図 5-6(c)**にて比較すると，ピクセル値 64-192 の割合が倍になっており，取得画像の明るさが改善されていることがわかる．改善後の取得画像の解像度は $90\mu\text{m}/\text{pixel}$ であり，ダイナミックレンジは約 57dB である．



(a) Single light source



(b) Double light sources with aluminum cover



(c) Distribution of pixel values

Fig.5-6 Comparison of captured images with different number of light sources

5.3 手描きの図式解法による瞬間中心の検証

ハイスピードモニタリングの基礎として、まず解析ソフト (VW-9000 Motion Analyzer) 上で取得画像から手動で点と点をつなぎ、図式解法によって瞬間中心の確認をおこなった。図 2-8 にしめすようにある 2 点の直線軌跡の垂直二等分線の交点が瞬間中心となることから、取得画像上で手動で着目する歯に点を描画し、瞬間中心を求めた。表 2-2 にしめすすべての駆動状態で瞬間中心の位置を確認した例を図 5-7 にしめし、半径比 η (式(2-19)) で理論値と比較したものを図 5-8 にしめす。描画の際、理論値との誤差が 1%未満となる時間幅で直線軌跡をとった。図 5-7 と図 2-6 の比較による定性的考察をおこなうと、 C_1 の $\gamma_{cp} = -14$ のとき、 O_p' は O_{pi} よりもリングギヤ側にあることが確認でき、プラネット型 (リングギヤ固定; $\gamma_{cp} = -4$) のとき O_p' がリングギヤかみあい点上にあることが確認できる。図 2-6 より C_2 では O_p' が遊星歯車機構外にあることがわかるが、その様子は図 5-7 からわかる。 $\gamma_{cp} = -1$ のとき、2 点の直線軌跡の垂直二等分線が平行となり O_p' が無限遠にあるといえるが、 $\gamma_{cp} = -1.1$ (または $-4 < \gamma_{cp} < 0 \cap \gamma_{cp} \neq -1$) のとき、2 点の直線軌跡の垂直二等分線が平行ではなく機構外のいずれかで交わるといえる。 $\gamma_{cp} = 0$ の剛体回転型では遊星歯車機構が剛体として回転しており、 O_p' が O に合致している。 C_3 の $\gamma_{cp} = 1.7$ のとき、図 2-6 と図 5-7 から O_p' がサンギヤ内にあり、ソーラ型 (サンギヤ固定; $\gamma_{cp} = 2$) のとき O_p' がサンギヤかみあい点上にあることがわかる。 C_4 の $\gamma_{cp} = 6$ のとき、 O_p' が O_{pi} よりもサンギヤ側へあることが確認でき、スター型 (キャリア固定; $\gamma_{cp} = \infty$) のとき O_p' が O_{pi} に合致している。図 5-8 から手動で図式解法により描画した瞬間中心は理論値とよく合致することがわかるが、描画に時間がかかること、作業者によって精度がばらつくこと、同じ作業者でも再現性を確保できないことなどから、取得画像からの解析をハイスピードモニタリングの自動化も含めて精度を向上する必要がある。この問題を解決するため、次節では、自動化と精度向上をおこなう。

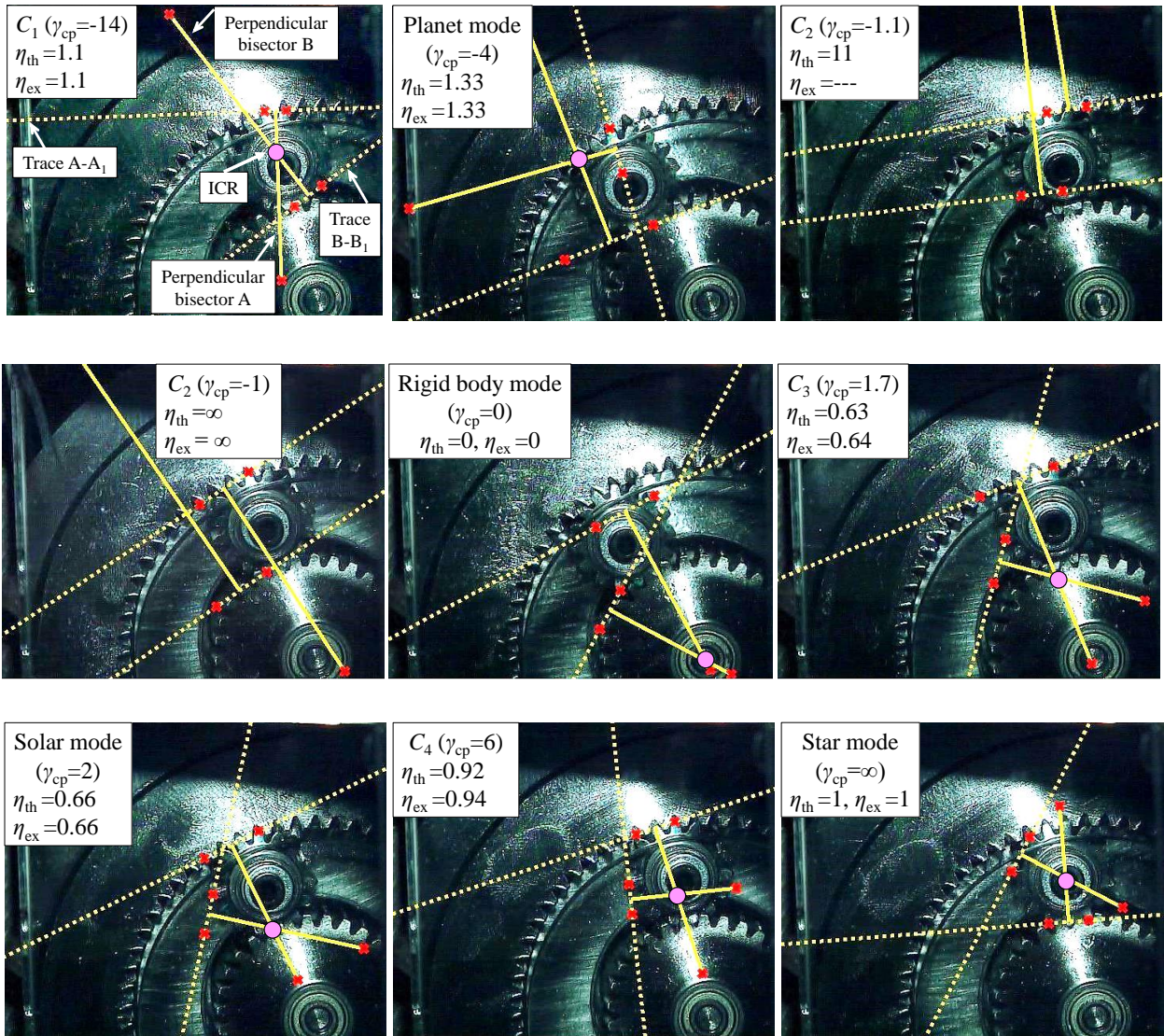


Fig.5-7 Manually drawn Instant Center of Rotation in high speed monitoring

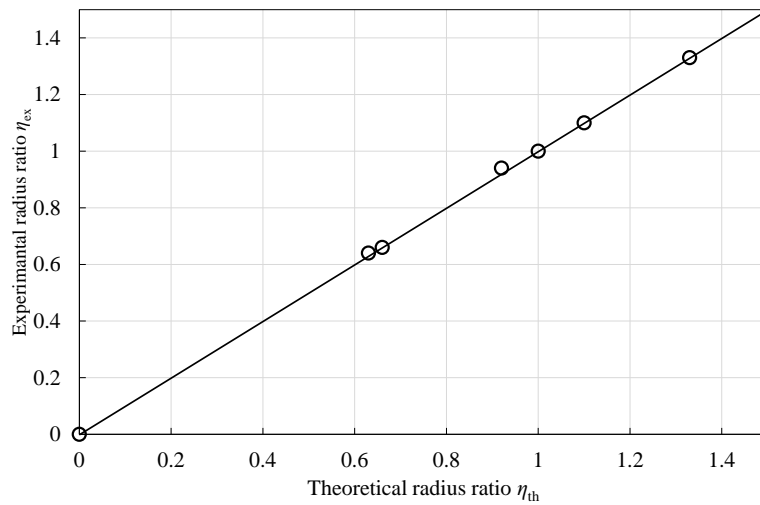


Fig.5-8 Comparison of experimental value and theoretical value

5.4 ハイスピードモニタリングの自動化と精度向上

ハイスピードカメラを用いたハイスピードモニタリングの自動化と精度向上にあたり、手順をしめたブロック線図を図 5-9 にしめす。5.3 節のように手動で描画をおこなうのではなく、ソフトウェアによって自動的に正確に座標検出することを目的とする。D-PGT の駆動の精度に関しては第 3 章で設計した試験機によって保証されるが、5.3 節でしめたような光軸や照明などの物理的な要因に加え、シャッタースピードやフレームレートなど周波数域での各種誤差の問題が存在し、正確に自動計測するためには各段階で誤差を取り除く必要がある。

5.4.1 観測誤差ベクトルとフレームレートの決定

シャッタースピードはフレームレートの整数倍で定めればいいが、フレームレートはカットオフ周波数となるため、フレームレート以上の周波数域を観測することができなくなる。また、60fps 以上のフレームレートでは 60Hz の光の変動の影響を受けて観測誤差が生じる。フレームレート 250fps において取得画像中で機構外の動くことのない点（以降、静止点と称する）における観測誤差の傾向を図 5-10 にしめす。図 5-10 では、静止点を 3 点とり観測誤差ベクトルの長さや角度を比較した。図 5-10 より観測誤差ベクトルの長さ・角度ともに同様の分布を持っており、位相差はあるもののいずれの静止点を取っても観測誤差という意味では大差ないといえる。したがって、観測誤差の基準として図 5-6(b)にしめすように取得画像の右下の角を基準静止点とした。次に異なるフレームレートにおける基準静止点の観測誤差ベクトルの長さの度数分布と角度の標準偏差を比較したものを図 5-11 にしめす。図 5-11(a)より、フレームレートに関わらず観測誤差ベクトルの度数分布に差がないものの、図 5-11(b)のように角度の標準偏差がフレームレートに比例して大きくなっており、フレームレートを上げると観測誤差ベクトルが乱雑になることがわかる。したがって、高いフレームレートの方が観測誤差の影響を受けやすく、ハイスピードモニタリングをおこなうにあたりフレームレートは低い方が誤差の影響をあまり受けることなく観察することができる。

一方、フレームレートを下げすぎるとエイリアシングが発生し、現象を正確にとらえることができない。そこで式(5-3)にしめすように、プラネットギヤの速い側の歯（速度 V_x ）が 1 ピクセル分の距離 l_p を横切る時間の逆数をフレームレートの下限 f_{\min} とした。理論上はフレームレートの下限は式(5-3)となるものの、ソフトウェア上の自動検出において検出範囲が 1 ピッチ分の距離よりも小さいため、自動検出においてエイリアシングを防ぐためには式(5-1)の整数倍のフレームレートが必要となる。

$$f_{\min} = V_x / l_p \quad (5-3)$$

本研究では、起動などの過渡現象を扱うため、極めて低い周波数帯域を対象としており、5.2.2 節より $l_p=90\mu\text{m}$ 、 $V_x=10\text{mm/s}$ 程度なのでおよそ $f_{\min}=125\text{fps}$ となる。観測誤差の観点およびエイリアシング防止の観点からフレームレートを 250fps とした。

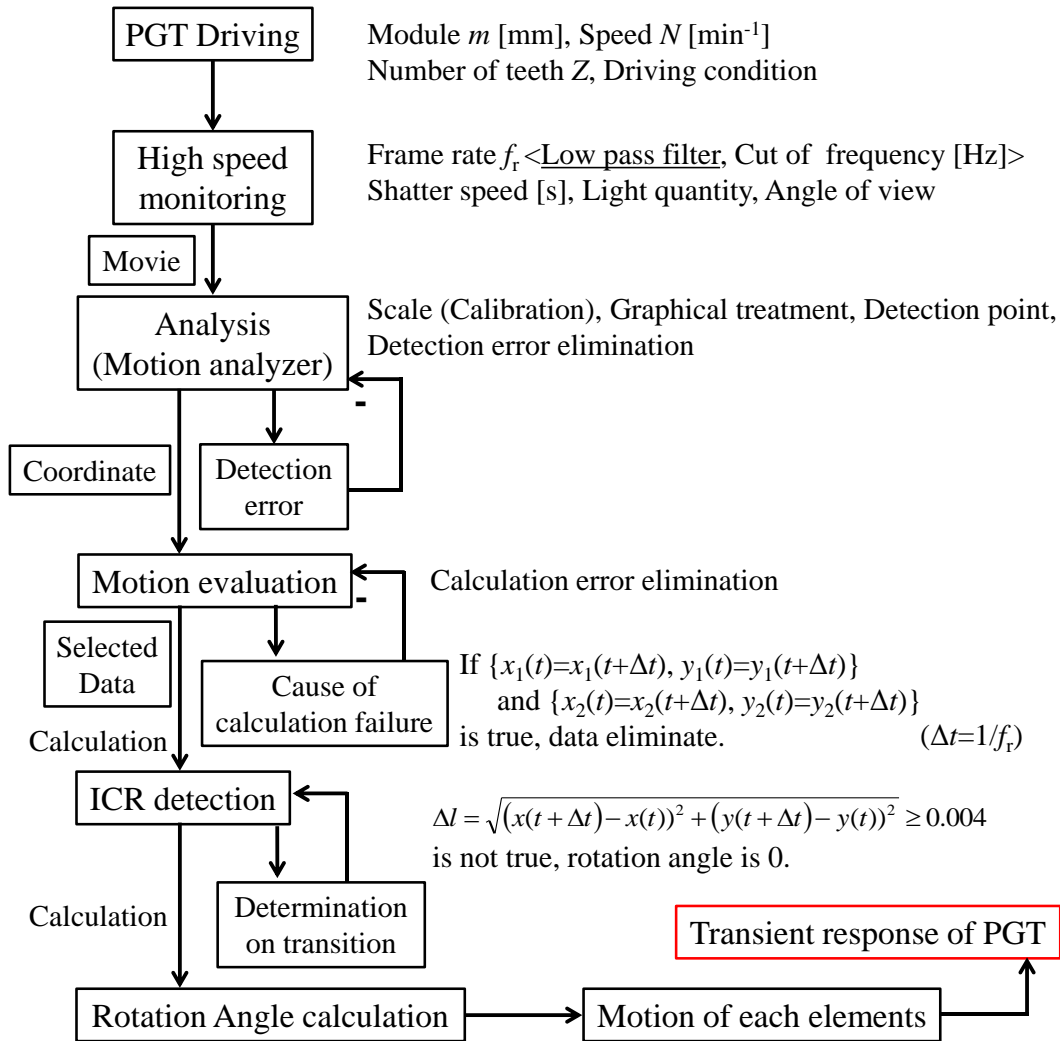
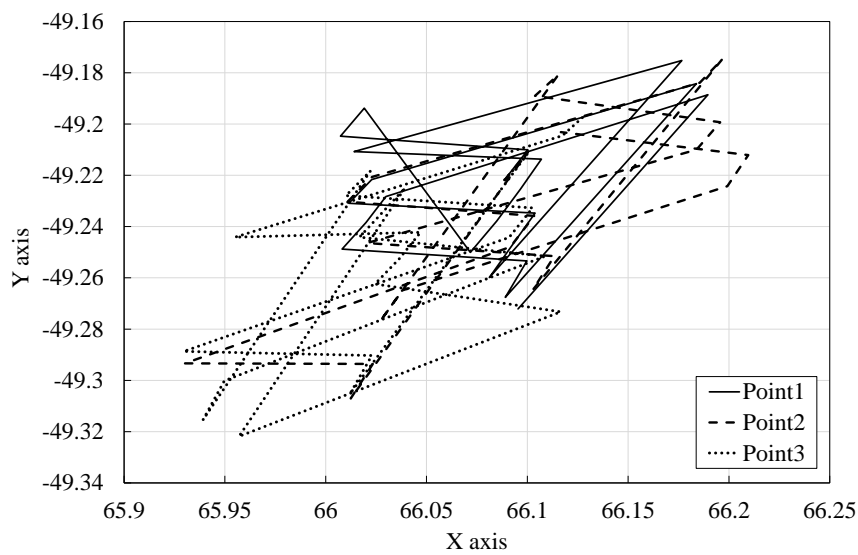
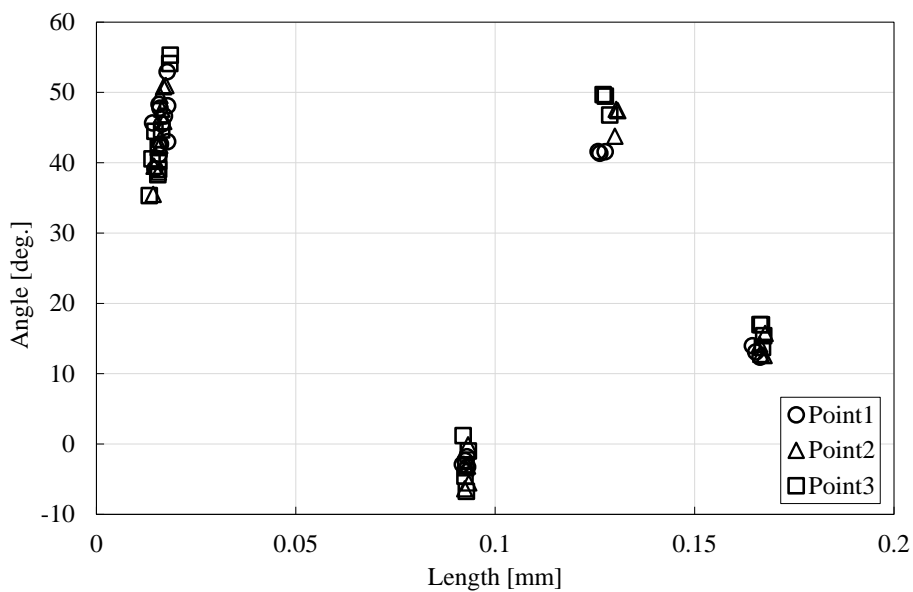


Fig.5-9 Process of high speed monitoring

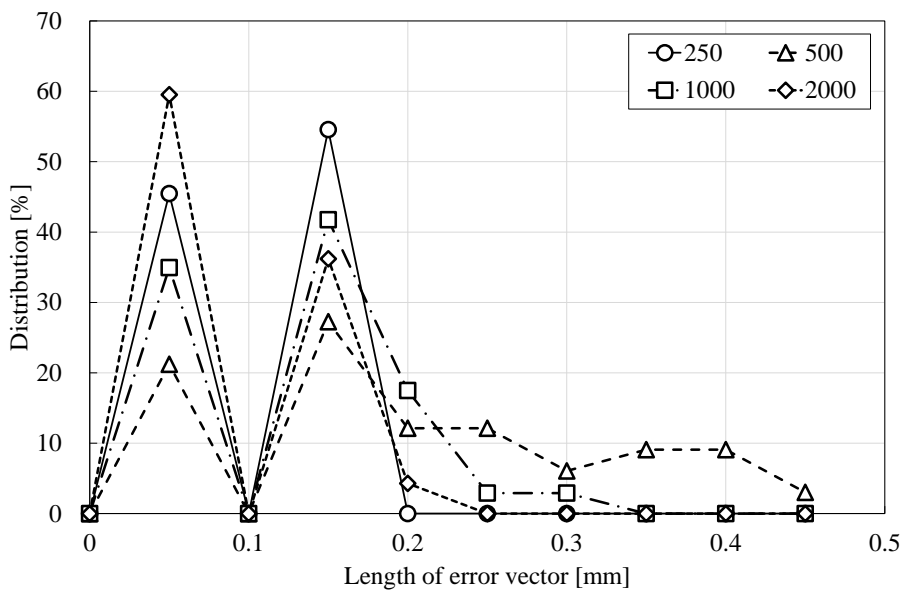


(a) Traces at stationary points

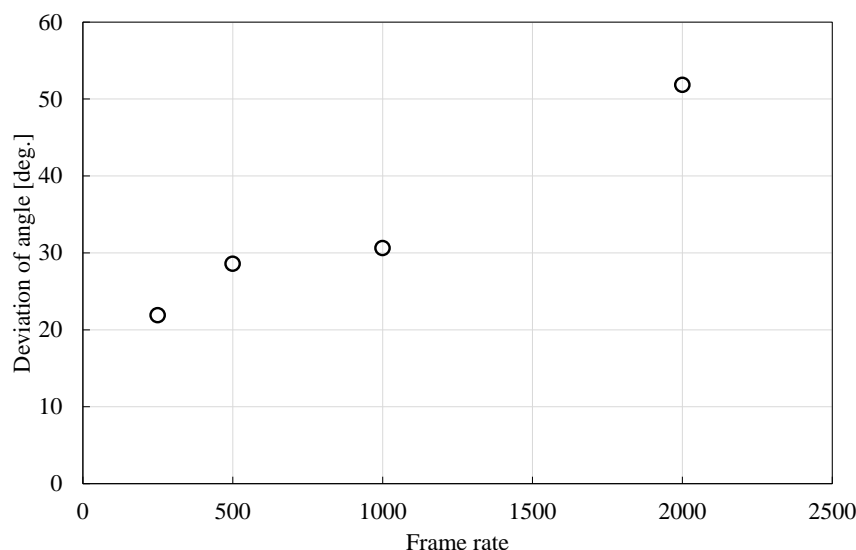


(b) Distribution of error vectors on stationary points

Fig.5-10 Observing error vectors on stationary points at frame rate 250fps



(a) Distribution of length on error vector



(b) Standard deviation of angle on error vector

Fig.5-11 Observing error vectors and various frame rates

5.4.2 座標の自動検出に向けたターゲット歯の選定

ソフトウェアを用いて座標の自動検出をおこなうと、ターゲットにする歯によって検出精度および検出結果に差が出る。照明の当たり方を含め光学的観点からひと歯ごとに条件が異なると考えられるが、本節では座標自動検出の精度を確保するためにターゲットとする歯の基準を定量的に考察することを目的とする。

本節では、ソフトウェア上の解析において同一動画内の同一要素上の歯で座標自動検出の精度が低い歯 t_l と精度が高い歯 t_h をあらかじめ定性的に明らかにしたうえで、ソフトウェアから出力した連射画像のピクセル値 (0~255) を RGB およびグレースケールとして読みだして比較考察をおこなった。本来、停止から動き出すプラネットギヤにおける2歯に着目し、一方が光の影響を受けて停止時にも動いていると判定されたもの、他方が光の影響なく停止時は停止、動き出してからは動いていると判定されたものを対象とした (判定条件は後述)。

一般に、デジタル画像は赤・緑・青 (RGB) の3色の加法混合によって表現されるが、RGB のデータから MATLAB を用いて $E'_y=0.299R+0.587G+0.144B$ によってグレースケール^{125), 126)}に変換し、R, G, B の3データをグレースケールの1データとして扱っている。

図 5-12 のように座標自動検出の精度が低い歯 t_l と精度が高い歯 t_h の RGB 値および復元した true color とグレースケール値を比較した結果を図 5-13 にしめす。一般に、色は明度、彩度、色相の3属性を有する¹²⁷⁾。座標自動検出の精度が低い歯 t_l と精度が高い歯 t_h のグレースケール値を比較すると t_h の方がピクセル値つまり明度が高い。

次に彩度に着目すると、座標自動検出の精度が低い歯 t_l は彩度が高いため色相の変化を受けやすく、色調が時々刻々と変化している。一方で、座標自動検出の精度が高い歯 t_h は RGB の最大値と最小値が近く彩度が低いため、色相の変化を受けにくく、色調の変化が少ない。

したがって照明で光量を稼いでいるように観測の誤差低減において明度が高いことが重要であり、彩度が低いと色相の影響を受けにくいことから、彩度が低い歯を選定することが望ましい。

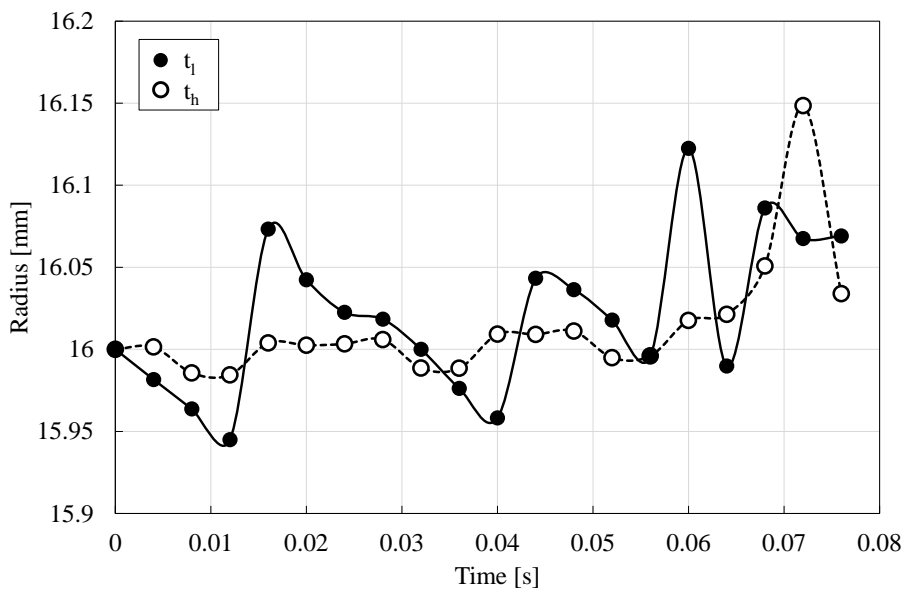
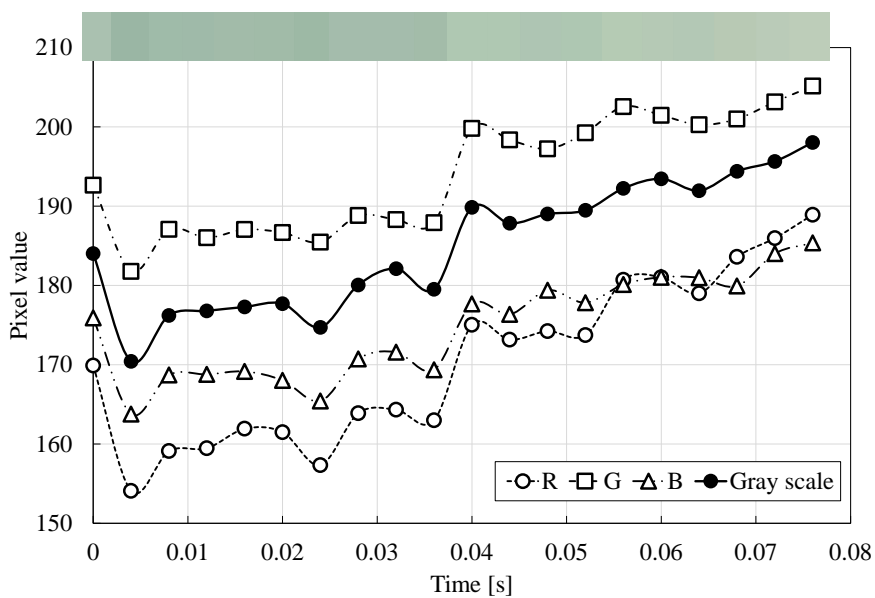
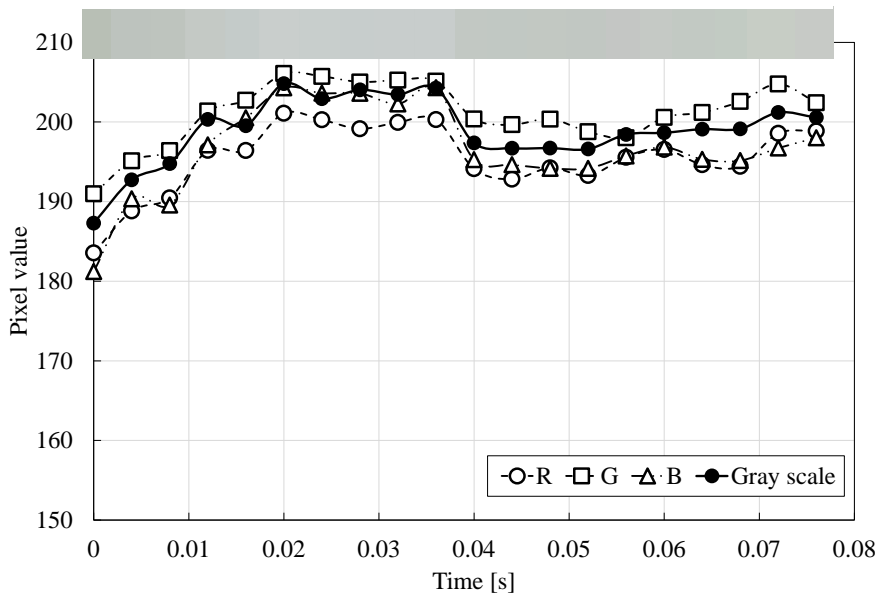


Fig.5-12 Comparison of detection precision on same motion



(a) Fail teeth on automatic coordinate detection



(b) Success teeth on automatic coordinate detection

Fig.5-13 Comparison of pixel value on RGB and gray scale

5.4.3 瞬間中心の算出と回転判定のための物体動作の判定

本節では、5.4.1 節で決定されたフレームレートで計測された連写画像を用いてソフトウェアによって自動検出した 5.4.2 節で定めた歯の座標から、瞬間中心の算出や過渡状態での回転判定をおこなうための計算上の誤差を低減するためのフィルタリングを提案することを目的とする。本フィルタリングの条件に合うデータは削除されて仮想的にフレームレートが低下したことと同義となるが、算出結果が正確になる。

まず、瞬間中心算出における物体動作判定について、式(2-23)にしめす垂直二等分線の傾き a_i および式(2-21)にしめす瞬間中心の座標 (x_{ICR}, y_{ICR}) の分母からわかるように、着目する 2 歯のすべての座標が動いていないとき、式(2-21)の分母が 0 となることで解が発散し不定となる。ゆえに、図 5-7 および式(5-4)にしめすように、着目する 2 歯のすべての座標が動いていないときそのデータを削除する。式(5-4)にしめす条件を満たす座標がなくなるまでこの作業を繰り返し、瞬間中心が不定となる条件をすべて排除した後、回転動作判定をおこなう。

$$\begin{cases} x_1(t) = x_1(t + \Delta t) & y_1(t) = y_1(t + \Delta t) \\ x_2(t) = x_2(t + \Delta t) & y_2(t) = y_2(t + \Delta t) \end{cases} \quad (5-4)$$

自動検出された座標からの瞬間中心算出精度のフィルタリングによる改善例を図 5-14 にしめす。図 5-14 にしめすのはリングギヤ固定の状態であり、自公転角速度比 $\gamma_{cp} = -4$ 、半径比 $\eta = 1.33$ となる駆動状態である。図 5-14 からわかるようにフィルタリングなしでは計算誤差が入るために瞬間中心が正常に計算されず、半径比 η がいたるところで非常に大きな値をしめしている。その一方で、フィルタリングによって計算誤差が除去されており、半径比 η はほとんど理論通りの値となっている。

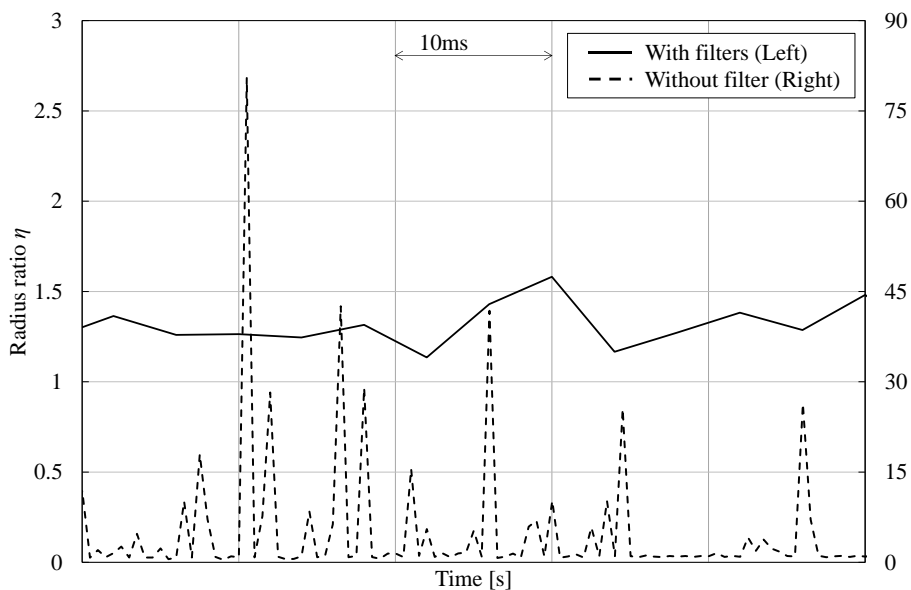


Fig.5-14 Effect of noise reduction filter on ICR detection

また回転動作判定では、瞬間中心が不定となる条件をすべて除いた後、プラネットギヤ上で着目する 1 歯の直線軌跡がある距離を超えたとき回転したと判定する。観測誤差を取り除いた後でも要素が停止しているはずの時間に観測点が揺らぐ現象がみられるため、揺らぎと回転を切りわけするためのフィルタリングとして用いる。回転判定において直線軌跡の閾値を変化させ、駆動を制御しているラダープログラムの時間とハイスピードモニタリングによる取得動画の時間を比較して、「駆動はじめ」と判定された時間と実際の駆動はじめるの時間から直線軌跡の適当な閾値を定めたところ 0.004mm となった。したがって、式(5-5)のような回転判定の式となり、この式より特に駆動しはじめる瞬間の過渡状態において「停止」と「駆動」の切りわけをおこなった。

$$\Delta l = \sqrt{(x(t + \Delta t) - x(t))^2 + (y(t + \Delta t) - y(t))^2} \geq 0.004 \quad (5-5)$$

過渡状態の切りわけの結果として、図 5-9 にしめすように式(5-3)を満たさないときその要素は停止していると判定できることから回転角を換算しないものとした。駆動と判定された条件のみの回転角 θ_x を以下の式(5-6)から算出 ($x=s, c, r, \text{ or } p$)、積算することで各要素の総回転角および要素間のギヤ比を算出し、D-PGT の過渡応答性の考察をおこなった。

$$\theta_x = 2 \sin^{-1} \left(\frac{\Delta l}{2R_x} \right) \quad (5-6)$$

5.5 キャリア固定時の過渡応答性の実験結果および考察

まず本節では、公転の影響を無視するためにキャリア固定の状態に着目し、ハイスピードモニタリングによって得られた図 5-15 にしめすようなデータをもとに、D-PGT の過渡応答性に関して入出力軸間の伝達遅れ、慣性モーメントの影響、瞬間中心を用いたプラネットギヤの運動とかみあい伝達誤差の逆解析について考察をおこなう。駆動試験機の再現性から、ガタの履歴をリセットするために駆動前に必ずモータロックを解除し、同じかみあい対を同じ位置から駆動させた。

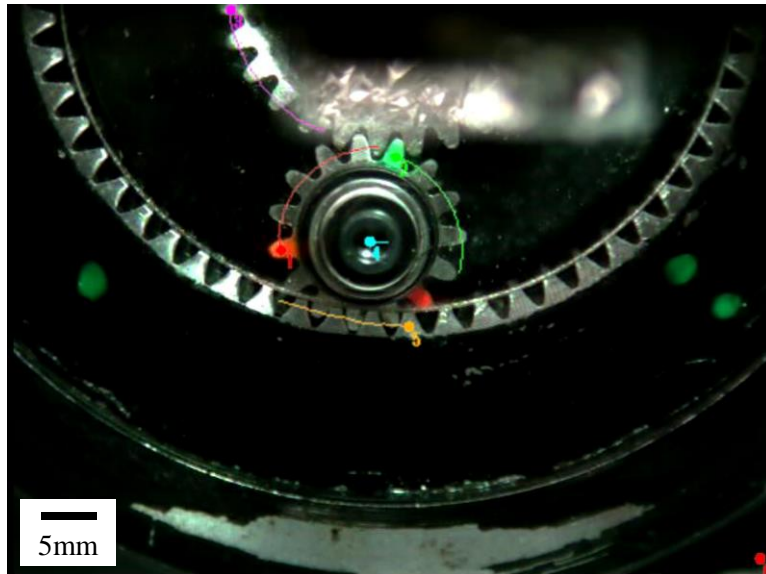


Fig.5-15 Captured image with high-speed monitoring close to carrier fixed condition

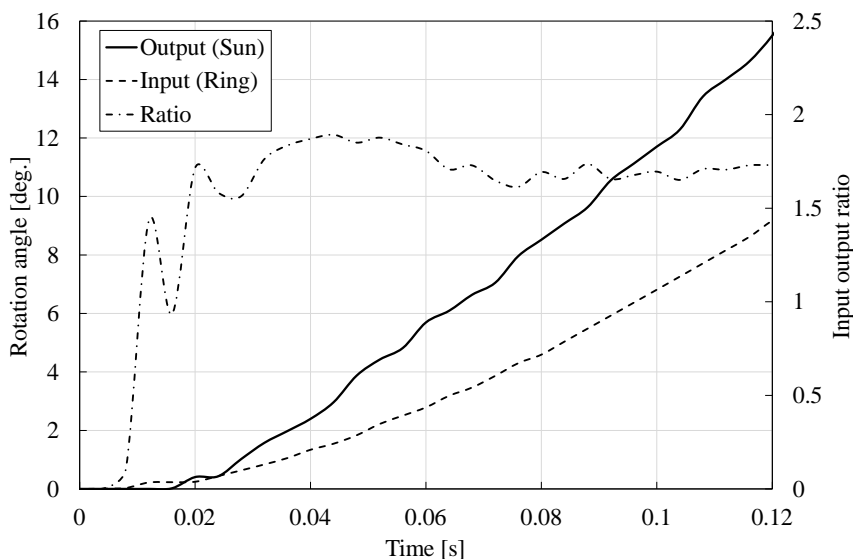
5.5.1 回転開始時の伝達遅れ

本節では、D-PGT の各要素が停止している状態から動き出す回転開始時において、入出力軸中で最も慣性モーメントが小さなサンギヤ軸 ($3.2 \times 10^{-3} \text{kgm}^2$) と慣性モーメントが最も大きなリングギヤ軸 ($1.3 \times 10^2 \text{kgm}^2$) に着目し、それぞれを入出力軸としたとき（リングギヤ入力サンギヤ出力およびサンギヤ入力リングギヤ出力）の入力軸に対する出力軸の伝達遅れに関して考察をおこなう。

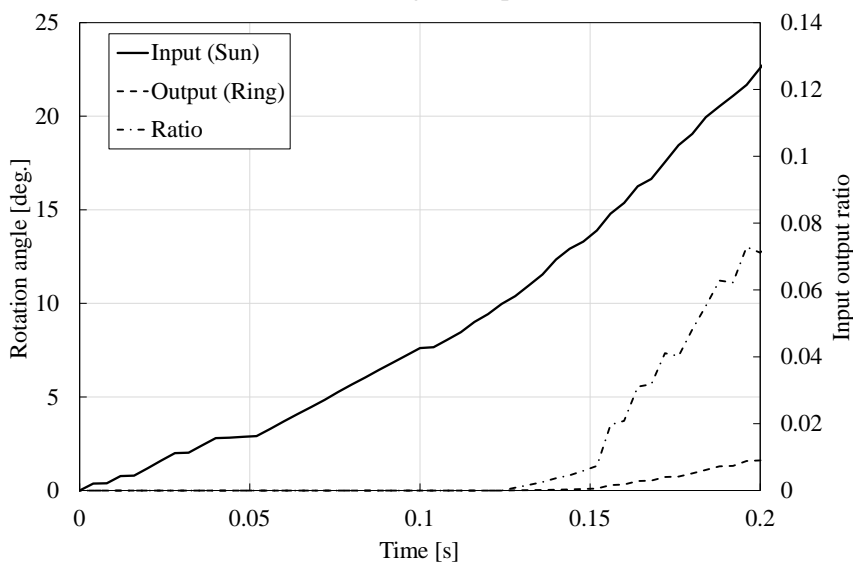
図 5-16 にリングギヤおよびサンギヤの回転角と入力に対する出力の変速比（または角度比=出力軸の回転角/入力軸の回転角）をしめす。回転開始時において時刻ゼロよりトルクがステップ上に入力され、その結果として変速比はステップ応答のような形状となっており、リングギヤとサンギヤ間の変速比はサンギヤ出力時には $2 (=Z_r/Z_s)$ 、リングギヤ出力時には $0.5 (=Z_s/Z_r)$ となる。このとき、D-PGT においてサンギヤがリングギヤよりも小さくなければならない幾何学的な拘束から、サンギヤ出力では慣性比が 1 未満 ($J_s/J_r < 1$) の増速機、リングギヤ出力では慣性比が 1 超 ($1 < J_r/J_s$) の減速機となる。

サンギヤ軸出力とリングギヤ軸出力の伝達遅れの比較をおこなうと、サンギヤ軸出力のとき出力であるサンギヤ軸が入力であるリングギヤ軸に対して 12ms 遅れるのに対し、リングギヤ軸出力のとき出力であるリングギヤ軸が入力であるサンギヤ軸に対して 120ms 遅れ、慣性モーメントが小さな入力要素から慣性モーメントが大きな出力要素へ伝達をおこなうと伝達遅れが大きくなることがわかる。変速比の整定時間 T_s （目標値の $\pm 2\%$ 未満に達する時間）を比較すると、サンギヤ軸出力では 0.52s、リ

ングギヤ軸出力では 7.2s（後述の表 5-3 参照）であり，慣性モーメントが大きな要素から慣性モーメントが小さな要素へと伝達をおこなうと伝達遅れが少なく，過渡応答性が良いことがわかる。



(a) Sun gear output



(b) Ring gear output

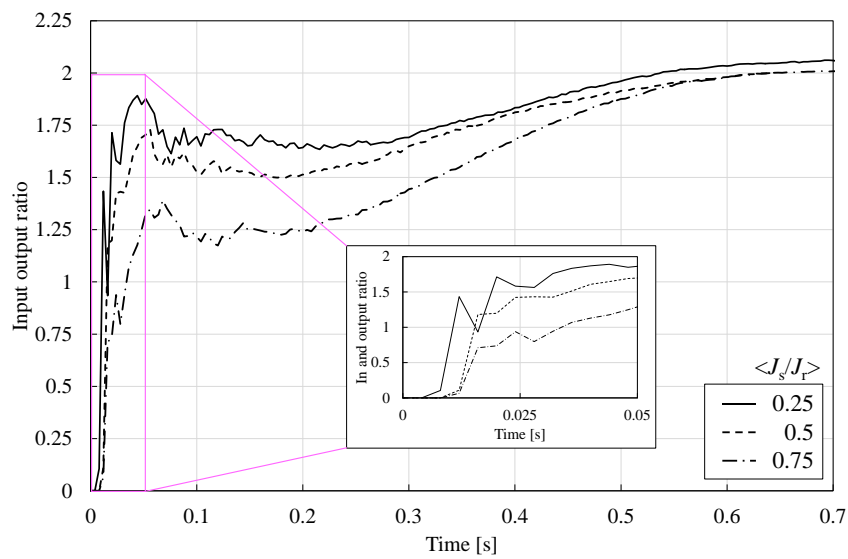
Fig.5-16 Comparison of transmission delay

5.5.2 慣性モーメントの過渡応答性への影響

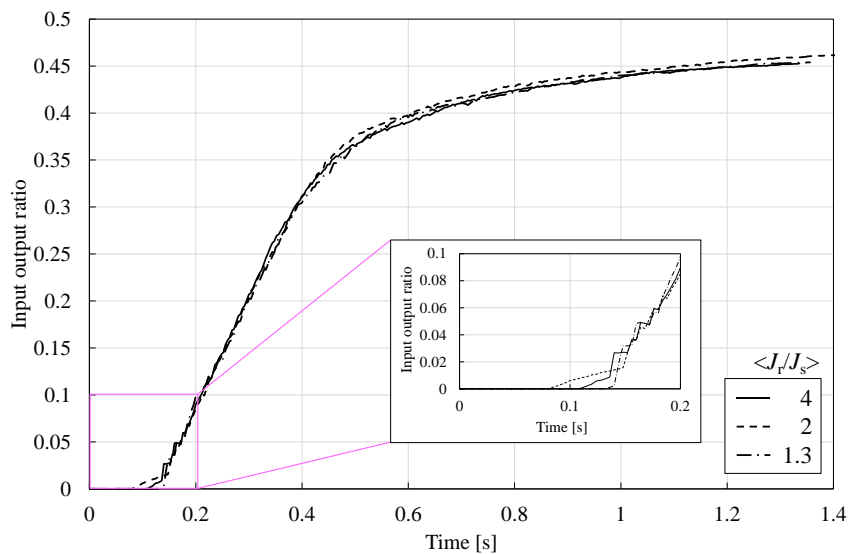
前節で，慣性モーメントが小さな入力要素から慣性モーメントが大きな出力要素へ伝達をおこなうと伝達遅れが大きくなることがわかることをうけ，本節では第 3 章で考察したように要素間の慣性モーメントのバランスによる過渡応答性への影響を考察する. D-PGT の要素の中で最も慣性モーメントが大きいリングギヤの慣性モーメントを変更することは考えず，フライホイールを取り付けることでサンギヤの慣性モーメントを変更し，要素間の慣性モーメントのバランスを変更した. ここで，フライ

ホイールを取り付けていないサンギヤ軸を $S1$ ($3.2 \times 10^{-3} \text{kgm}^2$), フライホイールを取り付けたサンギヤ軸 2 種をそれぞれ $S2$ ($6.4 \times 10^{-3} \text{kgm}^2$) および $S3$ ($9.6 \times 10^{-3} \text{kgm}^2$) とする. ここで, 入出力軸間の慣性モーメント比を出力軸慣性モーメント J_o / 入力軸慣性モーメント J_i = 慣性比と定義する. 表 3-3 よりサンギヤ出力のとき $J_o/J_i = J_s/J_r = 0.25, 0.5, 0.75$ (J_r 一定) であり, リングギヤ出力のとき $J_o/J_i = J_r/J_s = 1.3, 2, 4$ (J_r 一定) である.

サンギヤ軸の慣性モーメントを変更したときの入出力軸間の変速比のみを比較したものを図 5-17 にしめす. 図 5-16 とは異なり, データが煩雑になることからリングギヤ軸およびサンギヤ軸の回転角の情報は省き, 変速比のみとした. また, 特にリングギヤ出力において図 5-16 では変速比の遷移を追うには時間が短すぎたため, 図 5-17 ではサンギヤ出力で 0.7s まで, リングギヤ出力で 1.4s までのデータを取得した.



(a) Sun gear output



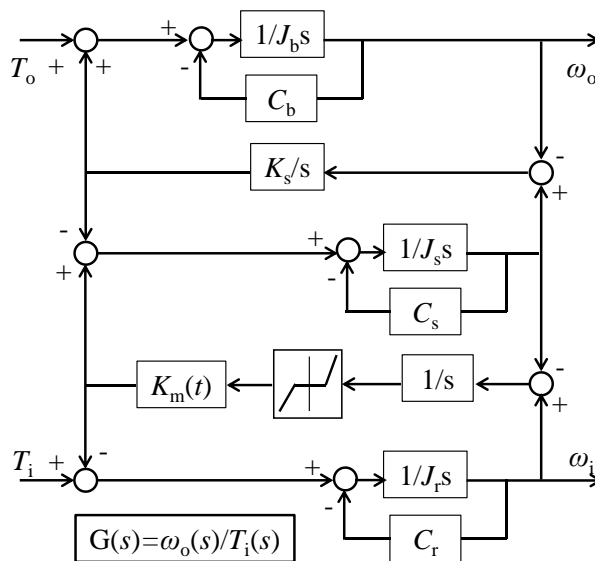
(b) Ring gear output

Fig.5-17 Transmission delay with various inertia on sun gear

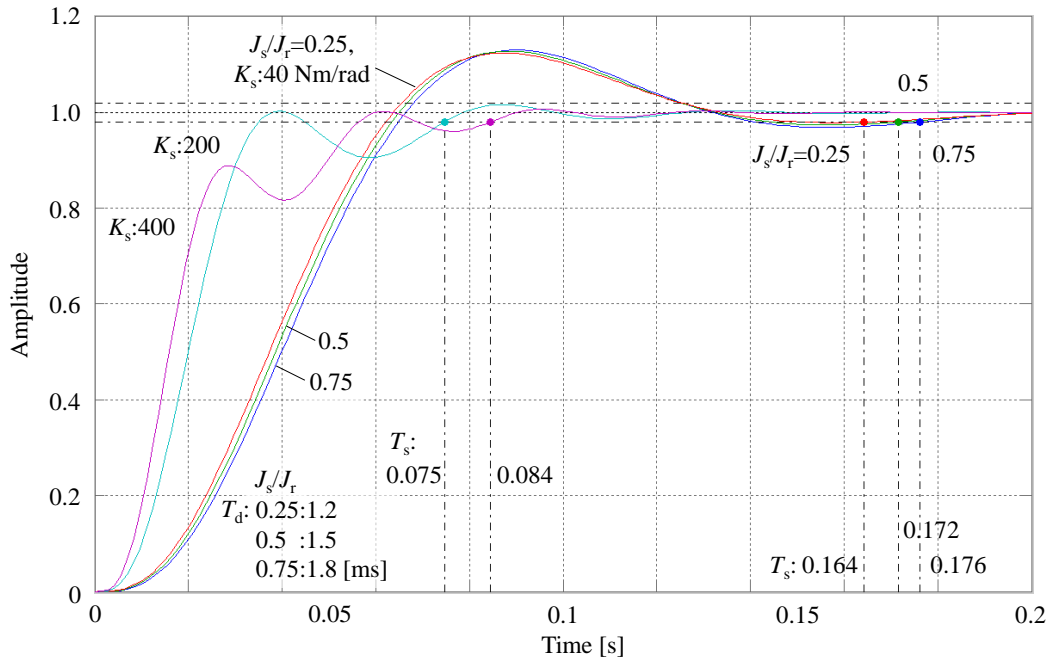
サンギヤ出力では、サンギヤ軸の慣性モーメントおよび慣性比の影響を受けて、変速比の立ち上がりのピーク値、目標値への漸近ともに慣性比の増加とともに遅れている一方で、リングギヤ出力慣性比の大小にかかわらず、同様の過渡応答性をしめしていることがわかる。したがって、慣性モーメントの大きな要素へ出力する際には入力軸の慣性モーメントの大きさは影響しない一方で、大きな慣性モーメントからより小さい慣性モーメントへ伝達することによってより素早い過渡応答性を実現できるといえる。

ここで、D-PGT の動力伝達は複雑な組み合わせである一方、基本的には各部の弾性変形、慣性モーメント、摩擦等により生じる減衰、さらに歯のバックラッシュなどのガタによる不感帯の組みあわせでモデル化でき、かみあいに関与する両歯面の相対運動として本質的には図 5-18(a)の簡易な二慣性系モデル^{128), 129)}となる。本モデルは慣性比およびねじれ剛性による過渡応答性の傾向を定性的に検証するために用いる。D-PGT では、リングギヤとサンギヤの幾何学的関係による軸間距離の制約からリングギヤ側およびサンギヤ側のバックラッシュにトレードオフがあり、独立に設定できないため、本モデルではバックラッシュを単一の値とした。 J_s, J_r, J_b [kgm²]はそれぞれサンギヤ軸、リングギヤ軸およびブレーキの慣性モーメント、 $K_s, K_m(t)$ は出力軸(40 : 実測値, 200, 400Nm/rad)およびギヤかみあい(3000Nm/rad)の弾性係数である。減衰係数 C を $2m\zeta\omega_n$ (m : 質量, $\zeta=0.12$ (実測値), ω_n : 固有振動数), 不感帯 $\Delta\theta$ は一般的な換算式¹³⁰⁾を参考にモジュールの 0.08 倍程度の 10mrad とした。サンギヤ出力において伝達関数を $G(s)=\omega_o(s)/T_i(s)$ とした非整数次系制御系のステップ応答を図 5-18(b)に、周波数応答(ボード線図)を図 5-18(c)にしめす。 $\omega_o(s)$ は出力軸の角速度、 $T_i(s)$ は入力軸のトルクである。図 4-5 のように $K_m(t)$ は時間変動成分を有するが、その変動は静的な成分に比べて十分に小さく、 $K_m(t)$ は一定値とした。

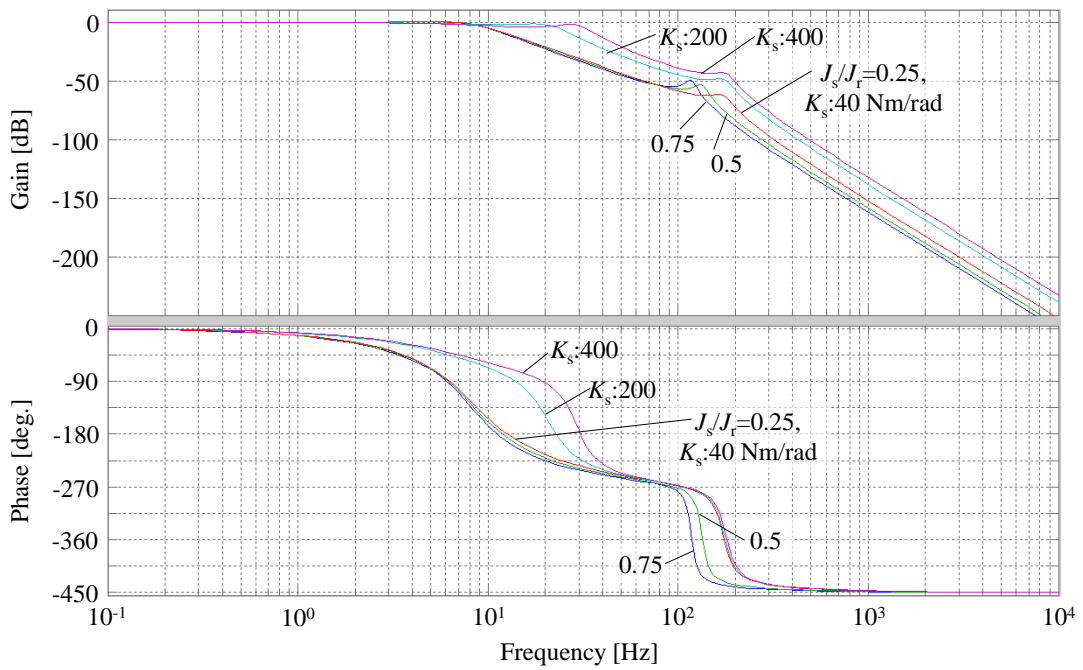
図 7(b)にしめす結果は参考値であるが、その傾向からサンギヤの慣性モーメント J_s の増大すなわち慣性比の増大により、むだ時間 T_d 、整定時間 T_s ともに増加、応答性が低下することがわかる。また、図 7(c)よりその場合に過渡応答において重要となる高い周波数域で、応答の振幅が低下する様子もわかる。さらに出力軸の剛性 k_s の向上によりむだ時間 T_d および整定時間 T_s が減少、オーバーシュートの抑制など応答性が向上し、ゲインおよび位相遅れが改善することがわかる。



(a) 2-mass system with backlash



(b) Step response for sun gear out



(c) Sun gear out bode diagram

Fig.5-18 Step response and bode diagram for 2-mass system in sun gear output

5.5.3 瞬間中心による運動解析とかみあい伝達誤差の逆解析

5.5.1節および5.5.2節で入力軸および出力軸に着目し、回転角から変速比に関して考察をおこない、伝達遅れによる過渡応答性の評価をおこなった。第2章で述べたとおり、瞬間中心はプラネットギヤの微小な運動を評価できるだけでなく、 μrad 単位の微小なかみあい伝達誤差を mm 単位のセントロードの変動へ拡大し評価することができる。図 5-19 はリングギヤ出力における半径比 η をしめしたものであり、回転開始時（図 5-17(b)の 0.12~0.2s）であることからほぼリングギヤ固定の駆動状態（ $\gamma_{cp}=-4$ ）であるといえる。したがって、プラネットギヤはリングギヤかみあい点を中心に回転しているといえ、この瞬間における理論的な半径比 $\eta=1.33$ であり、図 5-19 の平均値も理論値にほぼ近いことが確認できる。そこで本節では、上記の過渡応答中のプラネットギヤの運動を瞬間中心によって評価し、瞬間中心の軌跡であるセントロードの変動からかみあい伝達誤差の逆解析をおこなう。

図 5-19 よりセントロードは半径比 η にしておよそ 0.5 変動していることから、およそ 5mm の片振幅を有しているといえる。 $\gamma_{cp}=-4$ でセントロードの片振幅が 5mm であることから、図 2-10 および式 (2-20)~(2-23)をもとに自転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_p$ がおよそ $70\mu\text{rad}$ 、公転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_c$ がおよそ $100\mu\text{rad}$ であると逆解析することができる。自動車用はすば歯車で $3\mu\text{rad}$ 程度（乗用車でエンジン緩加速時を想定し、入力トルク 10~100Nm, 最大歯形歯筋の誤差 $15\mu\text{m}$ 程度）⁸⁹⁾、平歯車で $20\sim 30\mu\text{rad}$ 程度（入力トルク 5~40Nm, 歯形修正量 $20\mu\text{m}$ 程度）⁹⁰⁾であることを鑑みると逆解析で求められたかみあい伝達誤差は比較的大きな値であるが、地上に固定した絶対座標系から観測していること、自転まわりの支持剛性および公転まわりとなるキャリアの支持剛性などの非線形性を考慮すると妥当な値であると考えられる。

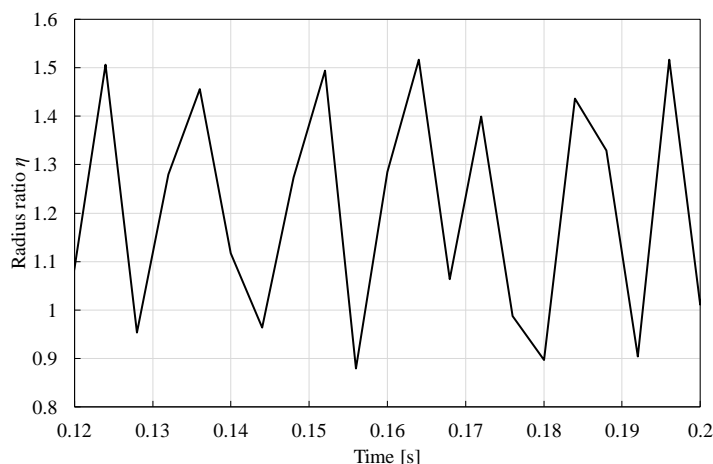
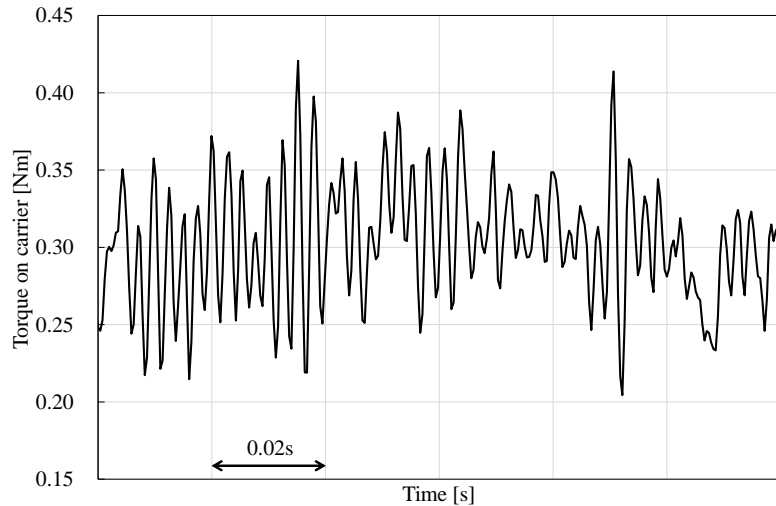


Fig.5-19 Fluctuation on the centrod

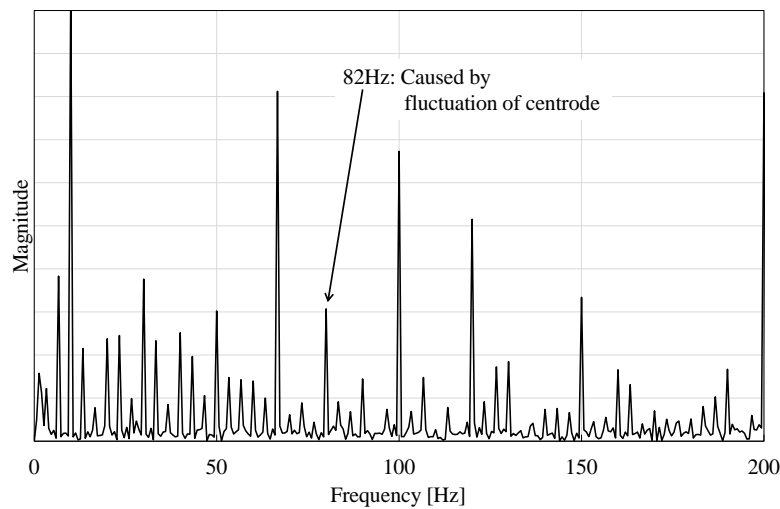
また、図 5-19 よりセントロードが周期的に変動していることがわかり、図 4-5 のようにプラネットギヤまわりの内歯かみあいと外歯かみあいのかみあい率や位相が異なることによってプラネットギヤが断続的に運動しているためであると考えられる。図 5-19 からその周期は 0.012s 周期 $\cong 82\text{Hz}$ である。プラネットギヤまわりのかみあいの変動などによって生じるセントロードの変動は、動力伝達であるトルクの変動にも影響していると予想される。図 5-19 と同時刻の回転開始時（図 5-17(b)の 0.12~0.2s）のキャリアのトルクの時間波形を図 5-20(a)に、FFT 解析したものを図 5-20(b)にしめす。図 5-19(b)においてかみあいや各軸の回転、組みつけ誤差などの影響により多数のピークが見られるが、

セントロイドが変動している周波数である 82Hz においてもピークが確認できる。

したがって、プラネットギヤまわりの内歯かみあいと外歯かみあいのかみあい率や位相が異なることによってプラネットギヤが断続的に運動し、その周期的な変動が動力伝達にも影響を及ぼしているといえる。このことからプラネットギヤの運動の変動を抑制することで、動力伝達の変動および効率を改善できることが示唆される。



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig.5-20 Torque on carrier (Ring gear output, transient condition)

次に、サンギヤ出力時におこる D-PGT 特有の過渡現象を瞬間中心を用いて評価をおこなう。図 5-16(a)にしめすように、サンギヤ出力時には出力軸であるサンギヤ軸が遅れて動き出し、変速比 2 まで加速をする。このとき、この D-PGT は増速機であり、出力軸であるサンギヤ軸の方が入力軸であるリングギヤ軸よりも高速で回転する。過渡現象の過程で入力軸よりも高速となる出力軸が遅れるとき、図 5-16(a)にしめすように変速比 1 を横切る。表 2-2 にしめす D-PGT の駆動状態において、自公転角速度比 $\gamma_{cp}=0$ の剛体回転型のときが本節で扱っているサンギヤ出力における変速比 1 の状態であり、

この駆動状態が変化するとき $N_p=0$ をまたぎ、プラネットギヤの自転方向が反転する。プラネットギヤの回転方向が反転するとき、D-PGT ではかみあっていた歯面（例えば右歯面）から逆の歯面（例えば左歯面）にかみあい歯面が反転するため、不感帯となるバックラッシの影響を受ける。図 5-21 に図 5-16(a)にしめす過渡応答時の瞬間中心の動きを半径比 η で表したものをしめす。図 5-21 と図 5-16(a)を比較すると、図 5-16(a)において変速比が 1 となる 0.024s で瞬間中心が大きくなっていることがわかり、この瞬間にプラネットギヤの自転回転方向が反転、かみあい歯面も反転することでバックラッシの影響を受け、プラネットギヤがフローティングで並進にしたものと考えられる。図 2-6 から $\gamma_{cp}=-1$ でプラネットギヤが並進するとき、瞬間中心が無限遠にあることがわかっているが、サンギヤ出力の過渡応答においてプラネットギヤの自転回転方向が反転、 $\gamma_{cp}=0$ の剛体回転型を通過するとき、バックラッシの影響で $\gamma_{cp}=-1$ の駆動状態へ瞬間的に変遷することがわかる。つまり、増速機としての D-PGT の過渡応答性をさらに向上させるためには、プラネットギヤの自転回転方向反転時にプラネットギヤがフロートすることから、バックラッシの設定が重要であると考えられる。

また、図 5-19 と同様にセントロードの片振幅からかみあい伝達誤差を逆解析すると、 $\gamma_{cp}=2$ で片振幅 1.2mm であることから上記と同等の値となることがわかる。セントロードの片振幅からかみあい伝達誤差を逆解析するにあたり、図 2-10 にしめすように駆動状態によってかみあい伝達誤差による変動への影響が異なる。図 5-21 からの逆解析も当てはまるが、 $0 < \gamma_{cp}$ が正のとき自転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_p$ に対してわずかな負の傾きを有しているため、 $\Delta\theta_p$ に対して片振幅が小さくなり解析しづらい。ゆえに、セントロードの片振幅からかみあい伝達誤差を逆解析する際には $\gamma_{cp} < 0$ の駆動状態で解析するほうが望ましいといえる。

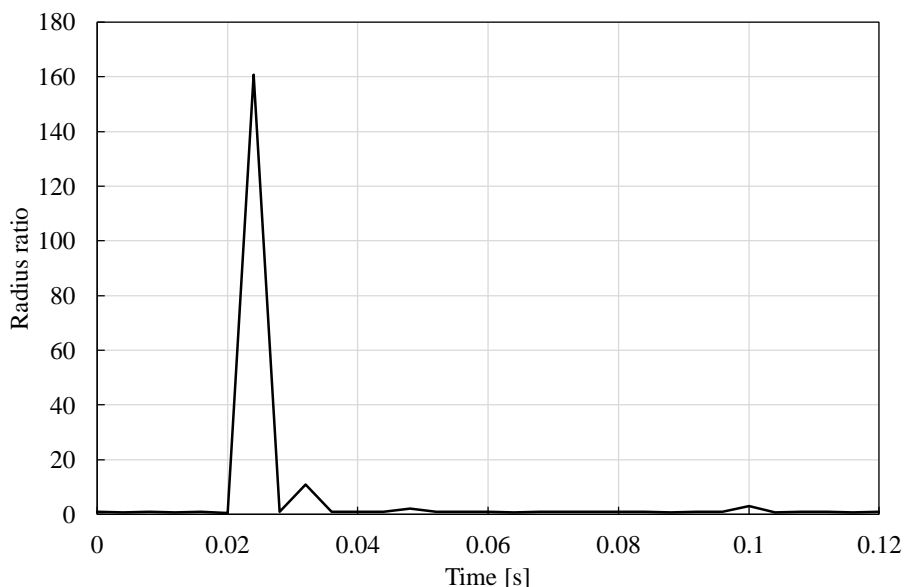
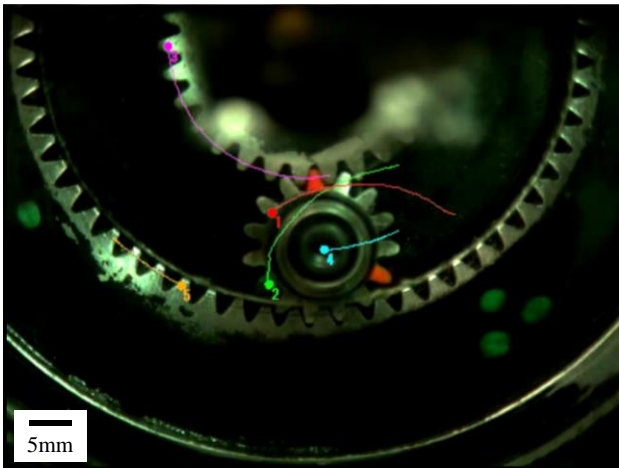


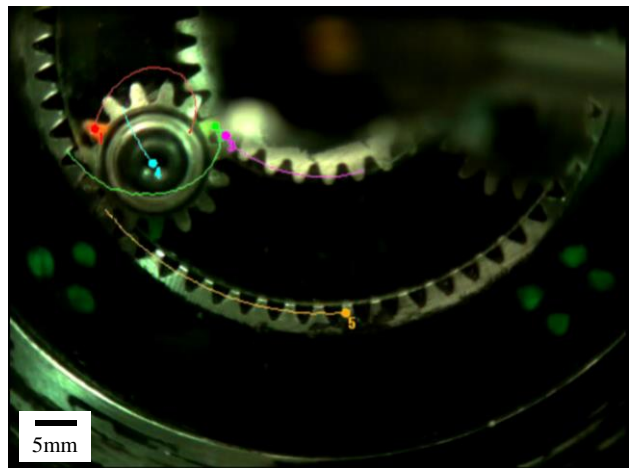
Fig.5-21 Centrode on transient under sun gear output

5.6 キャリア回転時の過渡応答性の実験結果および考察

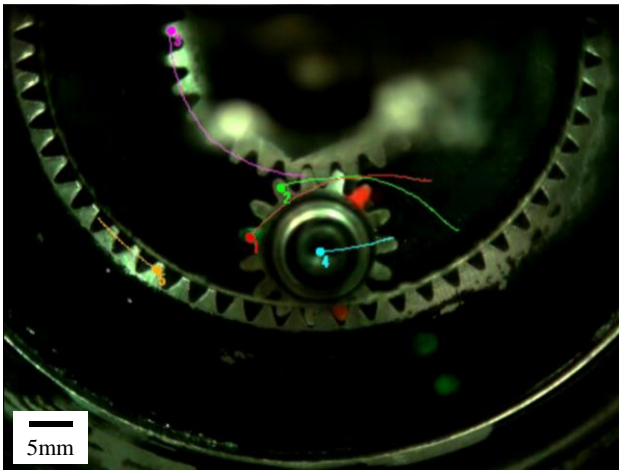
表 2-2 にしめすように、差動駆動時にはキャリアが回転する．そこで本節では、自公転角速度比 γ_{cp} が正または負のそれぞれの駆動状態に関してハイスピードモニタリングによって得られた図 5-22 にしめす解析画像をもとに、D-PGT の過渡応答性に関して入出力軸間の伝達遅れ、慣性モーメントの影響について考察をおこなう．前節同様にサンギヤおよびリングギヤ間の入出力に着目し、サンギヤの慣性モーメント（すなわち慣性比）を変更して過渡応答性への影響を考察した．過渡応答性のハイスピードモニタリングにあたり、 $\gamma_{cp}=\pm 8$ 一定で駆動試験をおこない、3 回の計測結果の平均をとった．



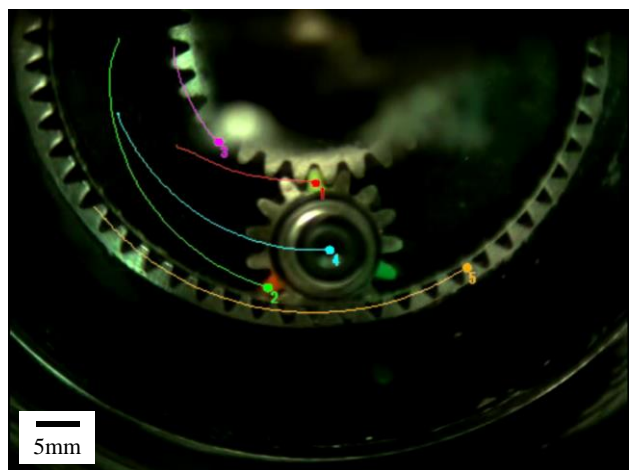
(a) $0 < \gamma_{cp}$ Sun gear out



(b) $\gamma_{cp} < 0$ Sun gear out



(c) $0 < \gamma_{cp}$ Ring gear out



(d) $\gamma_{cp} < 0$ Ring gear out

Fig.5-22 Captured image with high-speed monitoring for carrier rotation

5.6.1 入出力軸間の応答遅れ

入力軸が動き出してから出力軸が動き出すまでの時間を応答遅れ T_d [ms] とする. 各条件での応答遅れ T_d [ms] を表 5-2 にしめす. 比較のため 5.5 節で扱ったキャリア固定 ($\gamma_{cp}=\infty$) における応答遅れ T_d も併記している. まず, いずれの駆動状態においてもサンギヤ出力では慣性比 (J_s/J_i) の増加につれて応答遅れ T_d が大きくなり, リングギヤ出力では慣性比 (J_r/J_s) の減少にしたがって応答遅れ T_d が小さくなっている. これは前節と同様に慣性比によるものであり, 出力軸の慣性モーメントが大きくなると応答性が悪化, 入力軸の慣性モーメントが大きくなると応答性がよくなる.

サンギヤ出力では $\gamma_{cp} < 0$ のとき応答性がよく, リングギヤ出力では $0 < \gamma_{cp}$ のときよい. キャリアが回転すると, 図 2-7 にしめすようにプラネットギヤのひと歯の軌跡はサイクロイドを描く. $\gamma_{cp} < 0$ のとき内サイクロイドとなり, サンギヤ側の軌跡がより大きく動くことからサンギヤ出力の応答性がよくなるといえる. また, $0 < \gamma_{cp}$ のとき外サイクロイドとなり, リングギヤ側の軌跡がより大きく動き, サンギヤ側の軌跡がほとんど動かないことからサンギヤ出力における応答性が悪化する. リングギヤ出力の応答性についても同様の説明が成り立ち, サンギヤ出力における $\gamma_{cp} < 0$ のときの応答性はキャリア固定 ($\gamma_{cp}=\infty$) と大差がない一方, リングギヤ出力ではキャリアの回転によって応答性が倍以上に改善されている. キャリア固定 ($\gamma_{cp}=\infty$) のとき幾何学的に定まる入出力軸の慣性モーメントの比がそのままの応答性に影響する一方, キャリアが回転することで図 3-9 にしめすように等価慣性モーメントが変化し, 応答性に影響を及ぼすと考えられる.

したがって, サンギヤ出力ではキャリアの回転による応答性の改善効果は薄く, $\gamma_{cp} < 0$ のとき応答性がよい一方, $0 < \gamma_{cp}$ のときでは等価慣性モーメントの観点からキャリア固定時よりも応答性が悪化する. その一方, リングギヤ出力ではキャリアの回転によって応答遅れ T_d が大幅に改善され, 特に $0 < \gamma_{cp}$ のとき非常に応答遅れ T_d が短い.

Table 5-2 Response delay between input and output T_d [ms]

| | J_o/J_i | $\gamma_{cp} < 0$ | $0 < \gamma_{cp}$ | $\gamma_{cp} = \infty$ |
|---------------|-----------|-------------------|-------------------|------------------------|
| Sun gear out | 0.25 | 4 | 28 | 4 |
| | 0.5 | 16 | 32 | 8 |
| | 0.75 | 20 | 56 | 12 |
| Ring gear out | 4 | 60 | 24 | 112 |
| | 2 | 36 | 20 | 84 |
| | 1.3 | 24 | 16 | 72 |

5.6.2 過渡応答時の変速比の変遷

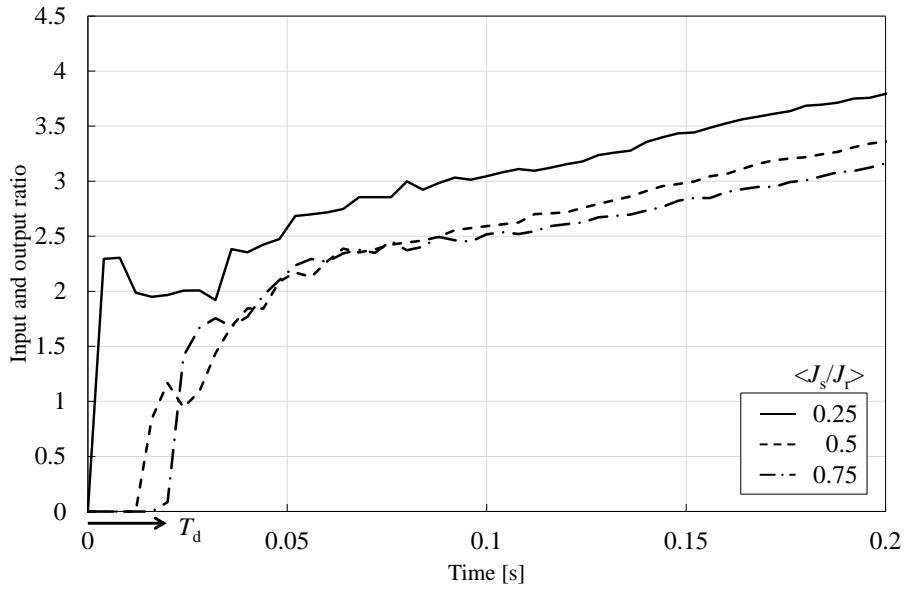
次に、出力軸が回転を始めてから所定の変速比となるまでの変速比（出力軸の回転角／入力軸の回転角）の変遷を図 5-23 にしめす。 $\gamma_{cp}=\pm 8$ のとき各条件の所定の変速比はそれぞれ、 $\gamma_{cp}<0$ のサンギヤ出力では 5、リングギヤ出力では 0.2 であり、 $0<\gamma_{cp}$ ではサンギヤ出力、リングギヤ出力ともに 1 である。 5.5.1 節と同様に整定時間 T_s [s]（目標値の $\pm 2\%$ 未満に達する時間）および変速比の変遷過程を考察する。 整定時間 T_s とオーバーシュートの有無を表 5-3 にしめす。

まず、サンギヤ出力ではキャリア固定 ($\gamma_{cp}=\infty$) のとき変速比が 2 であり、 $\gamma_{cp}<0$ のとき変速比が大きくなるため整定時間 T_s が伸びる。 $0<\gamma_{cp}$ のとき変速比が大きくなる一方、整定時間 T_s は慣性比 (J_s/J_r) の増大ともなつてその低減率が低くなるが、平均して 2.5dB ほど短くなる。 $0<\gamma_{cp}$ のとき変速比は小さくなるが、出力軸であるサンギヤ軸に対してキャリアが逆回転することにより出力軸の回転が戻されることで出力軸の等価慣性モーメントが大きく、整定時間 T_s も伸び、図 5-23(c)からもわかるようにオーバーシュートが生じる。 また、リングギヤ出力ではキャリアも回転することでキャリア固定時 ($\gamma_{cp}=\infty$) に比べ整定時間 T_s が短くなっている。 変速比が大きい（大減速比の） $\gamma_{cp}<0$ のとき、図 2-7 からもわかるようにプラネットギヤの歯先の運動軌跡が内サイクロイドであることから、オーバーシュートもなく応答性が高い。 その一方で、 $0<\gamma_{cp}$ のときプラネットギヤの歯先の運動軌跡が外サイクロイドでありリングギヤ側が大きく動く駆動状態であることから、図 5-22(d) のように目標の変速比の倍以上となるオーバーシュートをとまなう応答となる。 すなわちプラネットギヤの歯の運動に着目し、その軌跡の描くサイクロイド曲線の種類により過渡応答の制御特性の難易度をしめす指標となることもわかる。 また $0<\gamma_{cp}$ のとき、図 5-18(b)における傾向との比較から、サンギヤ出力では慣性比が小さいことでサンギヤが動きやすいこと、リングギヤ出力では慣性比に関係なく外サイクロイドの幾何学的影響でリングギヤが動きやすいことから、出力軸の等価ねじれ剛性 K_s が低くなり、オーバーシュートが発生、応答性の低下に影響していると考えられる。

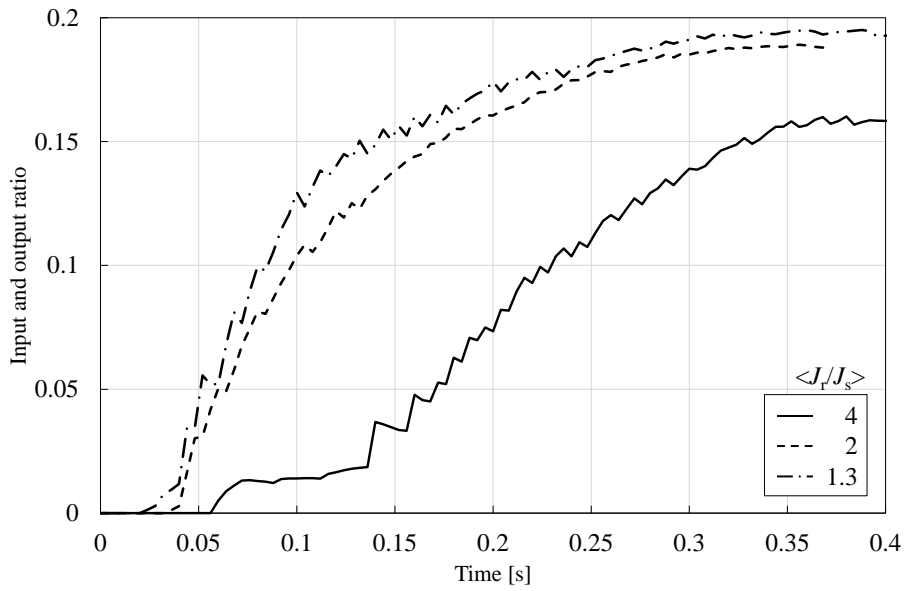
Table 5-3 Settling time T_s [s] for each condition (Overshoot: ×, or not: ○)

| | J_o/J_i | $\gamma_{cp}<0$ | | $0<\gamma_{cp}$ | | $\gamma_{cp}=\infty$ | |
|---------------|-----------|-----------------|---|-----------------|---|----------------------|---|
| Sun gear out | 0.25 | 0.35 | ○ | 0.56 | × | 0.52 | ○ |
| | 0.5 | 0.46 | ○ | 0.65 | × | 0.62 | ○ |
| | 0.75 | 0.52 | ○ | 0.92 | × | 0.63 | ○ |
| Ring gear out | 4 | 0.65 | ○ | (2.8) | × | (7.2) | ○ |
| | 2 | 0.52 | ○ | (2.55) | × | (7.15) | ○ |
| | 1.3 | 0.45 | ○ | (2.23) | × | (7.0) | ○ |

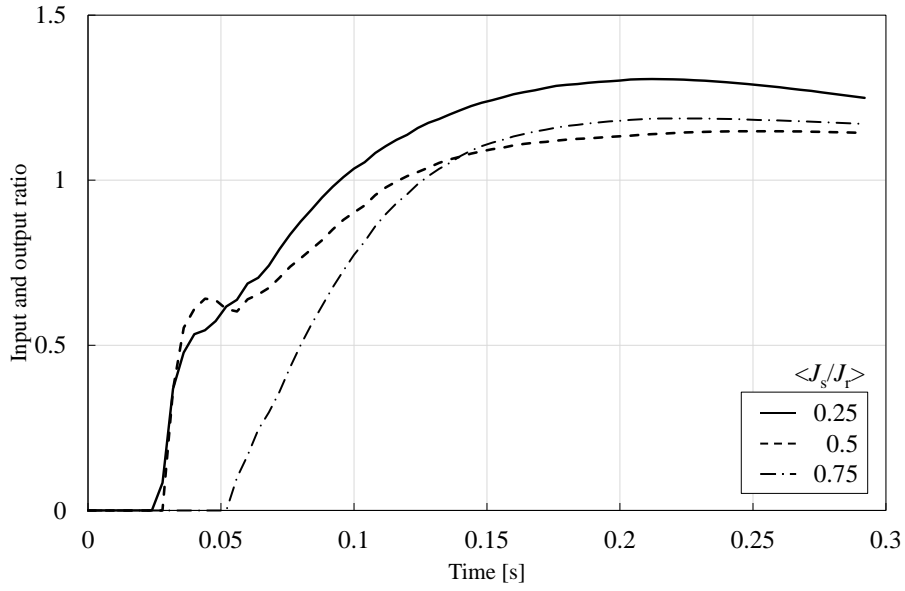
したがって、 $0<\gamma_{cp}$ のとき、プラネットギヤのひと歯が外サイクロイドの軌跡、すなわちリングギヤ側で増速、サンギヤ側で減速となり、D-PGT の幾何学的に定まる増減速の関係に則さないことから差動機構としてオーバーシュートの発生など制御特性の低下が生じやすい。 一方、 $\gamma_{cp}<0$ のとき、内サイクロイドの軌跡からリングギヤ側で減速、サンギヤ側で増速となる D-PGT の幾何学的に定まる増減速の関係に則して高い応答性をし、変速比の拡大と応答性の向上を両立して実現できる。



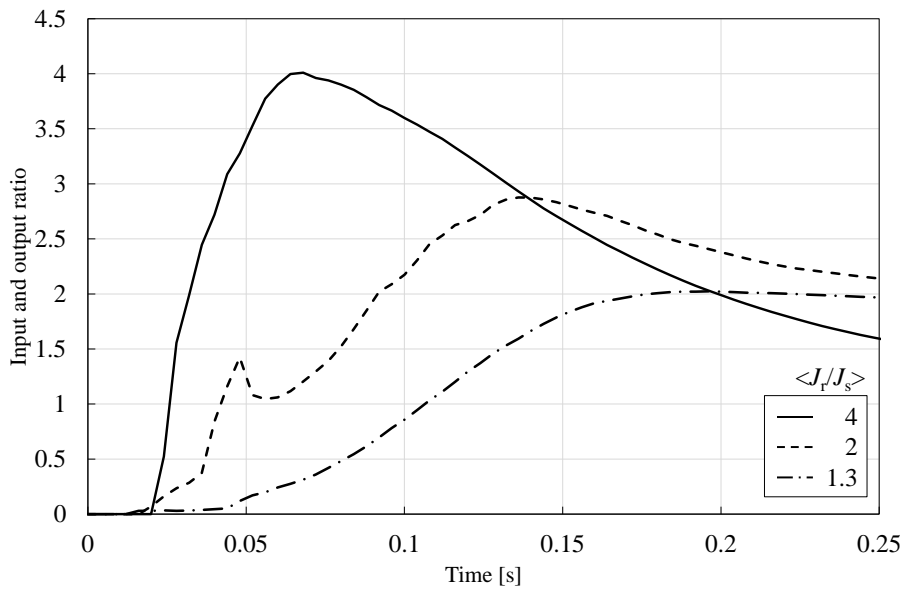
(a) $\gamma_{cp} < 0$ Sun gear output



(b) $\gamma_{cp} < 0$ Ring gear output



(c) $0 < \gamma_{cp}$ Sun gear output



(d) $0 < \gamma_{cp}$ Ring gear output

Fig.5-23 Response between input and output

5.7 結 言

本章では、透明なキャリアを用いて内部を観察可能にした差動遊星歯車機構の過渡応答性をハイスピードモニタリングによって観察し、過渡応答時に差動遊星歯車機構内で生じている現象を明らかにした。以下に得られた結言をしめす。

- 1) 手書きの図式解法によって、自転と公転の速度分布によって一義的に定まるプラネットギヤの瞬間中心が正しいことが明らかとなり、瞬間中心を求めるにあたり図式解法が有効であることがわかった。
- 2) ハイスピードモニタリングから自動的に座標を検出するにあたり、照明の光量やフレームレート、観測誤差などに留意する必要がある。また、検出された座標から瞬間中心を算出する際にも計算誤差を詳細に検討する必要がある。
- 3) 差動遊星歯車機構の最も慣性モーメントが大きい要素から小さい要素への回転伝達の過渡応答性がよく、出力軸の慣性モーメントの増大に従って過渡応答性が悪化していく。その一方で、慣性モーメントが小さな要素から大きな要素への回転伝達では、慣性モーメントの大きな出力軸が遅れ、入力軸の慣性モーメントが増加しても過渡応答性に大きな変化はない。
- 4) 瞬間中心の軌跡であるセントロイドは周期的に変動する。その変動の片振幅から自転まわりおよび公転まわりのかみあい伝達誤差を逆解析することができ、本研究で扱った差動遊星歯車機構の場合、自転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_p$ がおよそ $70\mu\text{rad}$ 、公転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_c$ がおよそ $100\mu\text{rad}$ であることがわかった。一般的な平歯車などのかみあい伝達誤差に比べると大きな値ではあるが、地上に固定した絶対座標系から算出されたものと考えると妥当な値といえる。また、自公転角速度比 γ_{cp} が正のとき自転まわりのかみあい伝達誤差 $\Delta\theta_p$ に対してわずかな負の傾きを有しているため、 $\Delta\theta_p$ に対して片振幅が小さくなり解析の精度の確保が難しくなり、セントロイドの片振幅からかみあい伝達誤差を逆解析する際には自公転角速度比 γ_{cp} が負の駆動状態で解析するほうが望ましい。
- 5) プラネットギヤまわりの内歯かみあいと外歯かみあいのかみあい率や位相が異なることによってプラネットギヤが断続的に運動し、その周期的な変動が動力伝達にも影響を及ぼしている。
- 6) 差動遊星歯車機構を増速機として用いる場合、出力軸が入力軸に遅れることによってプラネットギヤの自転回転方向の反転が生じる。プラネットギヤが反転するとき、かみあい歯面の反転も生じ、不感帯となるバックラッシの影響を受けてプラネットギヤがフローティングで並進することが瞬間中心により確認された。ゆえに、増速機としての差動遊星歯車機構の過渡応答性をさらに向上させるためにはバックラッシの設定が重要であることが判明した。
- 7) 自公転角速度比 γ_{cp} が正のとき差動遊星歯車機構を増減速のいずれで用いる場合であっても、応答性にオーバーシュートを生じやすく、差動機構としての制御特性の維持が難しい。逆に、自公転角速度比 γ_{cp} が負のとき、オーバーシュートをともなわない応答性をしめし、入出力軸間の変速比の増加と応答性の向上も両立しやすい。

第6章 異なる歯面精度の組みあわせによる 差動遊星歯車機構のかみあい騒音への影響

6.1 緒 論

D-PGTに関して、第4章ではプラネットギヤまわりのかみあい剛性がモデリングにおいて重要であること、第5章ではハイスピードカメラ画像に基づくモニタリングによってかみあい剛性の変動などから発生するMTEの過渡応答への影響を明らかにした。プラネットギヤまわりには、かみあい剛性のほかに加工誤差や組立誤差などの誤差成分が存在するだけでなく、プラネットギヤの歯面誤差も全歯でばらついている。従来の平行歯車対においても不明であるかみあい点からセンサーまでの伝達関数が、差動遊星歯車機構では伝達経路の異なる $2n_p$ 点のかみあい点から各種誤差をともなって合成されることから、加速度ピックアップなどによる計測データの要因の切りわけが難しい。加えて、対向加速度ピックアップで並進・回転方向加速度の切りわけをおこなう際、取り付け軸に偏心がないことを大前提としており、キャリア軸の偏心に加え、瞬間中心にまわりに（偏心をともなって）回転する n_p 個のプラネットギヤの運動を計測するには、各種誤差の影響を無視することはできない。

歯車における誤差の影響に関して、かみあい剛性の変動による起振力と歯面誤差による起振力の和でかみあい起振力が表現できること¹³¹⁾、すべての歯のかみあわせの組みあわせの中で最悪の誤差の組みあわせが歯車対の振動騒音に最も関与していること¹³²⁾、製作組み付け誤差が振動騒音に及ぼす影響¹³³⁾が明らかになっている。また、製作組み付け誤差を有する場合の荷重伝達特性の予測方法¹³⁴⁾や歯筋方向誤差を考慮した回転方向振動の解析シミュレーターの開発¹³⁵⁾、圧力角や歯筋がばらつくはすば歯車の振動最適化設計法の提案¹³⁶⁾などもおこなわれているが、機構内に複数個存在するプラネットギヤの歯面誤差の組みあわせがD-PGTの振動騒音に及ぼす影響を扱った研究はみられない。

D-PGTは3軸のかみあいによってかみあい音が大きく、たとえばヘリコプターのキャビンなどでは100dBを越し¹³⁷⁾ノイズハザードと称されている。電動化にともなって騒音源がなくなり、かみあい音が人体に深刻な悪影響を及ぼしていることから騒音の低減が求められており、様々な用途で用いられることからD-PGT単体のかみあい音を人の聴覚特性に基づいて評価する必要がある。Parkerらが非線形振動⁶⁴⁾を含む各種設計パラメータと振動の関係性⁶⁵⁾⁻⁶⁸⁾など、多くの研究をおこなっている⁶⁹⁾。また、田中・北條らが多段歯車系の音響に関して歯車箱からの放射音¹³⁸⁾、¹³⁹⁾の研究を、日高らが遊星歯車機構の音響に関する研究⁴⁸⁾をおこなっている。

そこで本章では¹⁴⁰⁾、組みつけ誤差などの各種誤差の影響を可能な限り無視するために歯面精度のばらつきを統計的に加味し、暗騒音を無視しつつ、かみあい音を包括的に評価することを目的とする。D-PGTに存在する各種の誤差の影響を無視、各かみあい点と計測機器との影響を低減するために、対向加速度ピックアップによる加速度計測に加えて音響測定による評価手法を用いた。第3章で設計開発した試験機で駆動の再現性を確保しつつ、暗騒音など計測環境の再現性を担保すべく完全無響室で音響計測をおこなった。すべての歯車の歯面精度とそのばらつきを管理し、かみあい最大歯面誤差のばらつきの観点からD-PGTの振動騒音への影響に関する考察をおこなう。

6.2 音響と歯面精度

6.2.1 振動と音響の関係性とかみあい起振力

振動による音響の発生メカニズムは中川ら¹⁴¹⁾⁻¹⁴³⁾の平板の振動解析によって振動エネルギーと音響エネルギーの相関から明らかにされている。振動エネルギーからある割合（音響放射率と称される、本研究では不明）で音響エネルギーが放射されるメカニズムが中川ら¹⁴¹⁾⁻¹⁴³⁾によって明らかにされているが、本研究で扱う D-PGT では田中・北條ら^{138), 139)}と同様に、かみあい起振力によって加振された歯車箱から音が放射されると考えられる。D-PGT では、森川⁵³⁾がしめすように複数のプラネットギヤの間でかみあい起振力を相殺することが知られているが、かみあい起振力の相殺と歯面精度のばらつきによる振動への影響に関して研究された例は存在しない。

また、減衰率によって、振動モードに依存するものと振動エネルギーに依存するものとにわかれることが明らかにされている¹⁴¹⁾⁻¹⁴³⁾が、本研究で扱う遊星歯車機構では減衰が大きく変わらないことから、振動モードによる振動ではなく、かみあいによる振動が主であると考えられる。ゆえに、下記にしめすかみあい起振力（かみあい周波数成分でもある）に着目し、歯面精度のばらつきによる影響を考察する。さらに、キャリア上に設置した対向加速度ピックアップの振動情報から、かみあい起振力が相殺した結果としてキャリア上に現れる振動を考察する。

歯車のかみあい音の主な起振力は伝達誤差であるとされている¹³³⁾。伝達誤差から歯車の運動方程式は式(6-7)のように求められ¹³¹⁾、かみあい周期の中でかみあい剛性が変化することによるかみあい剛性起振力と歯面誤差による誤差起振力にわけられることがわかる。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + k(t)x = W + F(t) \quad (6-1)$$

$$k(t) = \bar{k} + \tilde{k}(t) \quad (6-2)$$

$$F(t) = \bar{F} + \tilde{F}(t) \quad (6-3)$$

$$x = \bar{x} + \tilde{x} \quad (6-4)$$

$$\begin{aligned} M(\ddot{\bar{x}} + \ddot{\tilde{x}}) + C(\dot{\bar{x}} + \dot{\tilde{x}}) + (\bar{k} + \tilde{k}(t))(\bar{x} + \tilde{x}) \\ = W + \bar{F} + \tilde{F}(t) \end{aligned} \quad (6-5)$$

$$\begin{aligned} (M\ddot{\bar{x}} + C\dot{\bar{x}} + \bar{k}\bar{x} - W - \bar{F}) + M\ddot{\tilde{x}} + C\dot{\tilde{x}} + \bar{k}\tilde{x} + \tilde{k}(t)\tilde{x} \\ = -\tilde{k}(t)\bar{x} + \tilde{F}(t) \end{aligned} \quad (6-6)$$

$$\therefore M\ddot{\tilde{x}} + C\dot{\tilde{x}} + \bar{k}\tilde{x} = -\tilde{k}(t)\bar{x} + \tilde{F}(t) = f_k(t) + f_e(t, \sigma) \quad (6-7)$$

一般に歯車における力学では、一对の歯車対（歯車 1, 2）においてそれぞれの基礎円の共通接線（作用線）上で、それぞれの歯車の慣性モーメント I を基礎円半径 r の二乗で除した作用線上の換算質量 m_i ($=I/r_i^2, i=1,2$) からその質量の逆数の和の逆数を等価質量 M [$=m_1m_2/(m_1+m_2)$] とする。歯は弾性体であるので作用線方向の変位を考え、歯のばね剛性を k_i 、減衰項を C_i ($i=1,2$) とする。かみあいにおいて歯は直列ばねとなるため、かみあい剛性 k [$=k_1k_2/(k_1+k_2)$] となる。式(6-1)のようなかみあいにおける力学系では、その直列ばねの両端に換算質量が存在し、2つの換算質量間の作用線上の距離を相対変位 x とする。式(6-1)の W は平均伝達力、 $F(t)$ は歯面誤差による起振力であり、式(6-2)~(6-4)にあるようにかみあい剛性 $k(t)$ 、起振力 $F(t)$ 、相対変位 x をそれぞれ静的および動的な成分に分解する。

式(6-7)においてかみあい剛性起振力 $f_k(t)$ はかみあい剛性の変動による起振力である。図 4-5 のように遊星歯車機構には内歯かみあいと外歯かみあいの異なるかみあい状態が混在し、かみあい周期の中でプラネットギヤまわりのかみあい剛性が 3 回不連続に変化する。本研究で扱う歯面誤差は歯面上のわずかな誤差であることからかみあい剛性に影響を与えないものと仮定し、全ての実験条件においてかみあい剛性起振力 $f_k(t)$ は等しいものとした。

一方、誤差起振力 $f_e(t, \sigma)$ は歯面誤差による起振力であり、久保らが歯面誤差を統計的に扱った研究¹³²⁾ではかみあうすべての組みあわせの中で最悪の誤差が大きく影響しているとある。本研究でも各かみあい点における考えうるすべての組みあわせを統計的に扱い、歯面計測データをもとに最大かみあい歯面誤差の標準偏差 σ を評価対象とした。このとき遊星歯車機構の中で各歯車が右歯面どうし、左歯面どうしでかみあい、右歯面と左歯面がかみあうことがないことに留意し、最大かみあい歯面誤差の標準偏差 σ を全ての組みあわせで算出した。

6.2.2 試験歯車の歯面精度

歯面精度（歯形誤差 F_α と歯すじ誤差 F_β ）¹⁴⁴⁾の計測結果の一例を図 6-1 にしめす。歯車対の組みあわせ数の増加（リングギヤ、サンギヤが同精度の場合 27 通り、異なる精度の場合 81 通り）と製作コスト（製作工程における品質管理、製品とデータの対応関係の管理コストの増大）の観点から、全条件においてリングギヤとサンギヤを同一とし、プラネットギヤの歯面精度およびそのばらつきによるギヤノイズへの影響を評価するため、各ギヤは以下の通りの歯面精度とした。

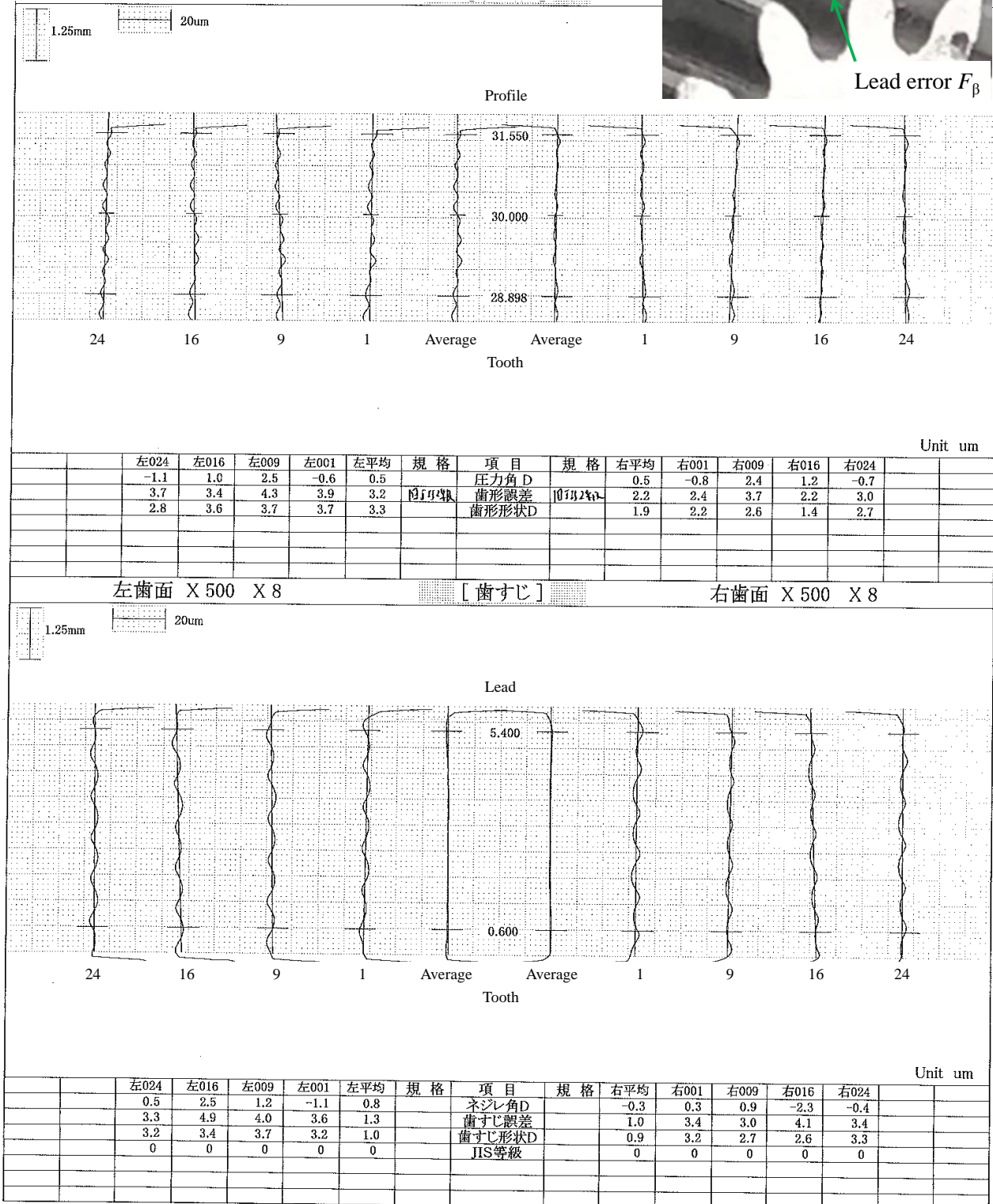
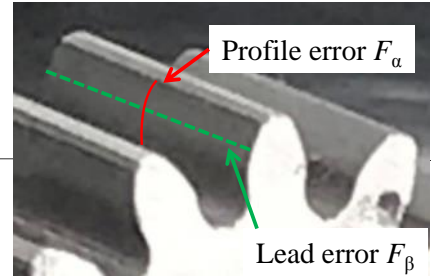
リングギヤが旧 JIS0 級程度、サンギヤが旧 JIS2 級程度、プラネットギヤは旧 JIS0 級（歯研仕上げの試作品）、旧 JIS3 級（市販品より管理を強化して高精度化した歯切仕上げの試作品）、旧 JIS6 級（市販品）の 3 種類（各計測結果例を図 6-2 にしめす。）を用いた。

プラネットギヤが 3 個の D-PGT において、

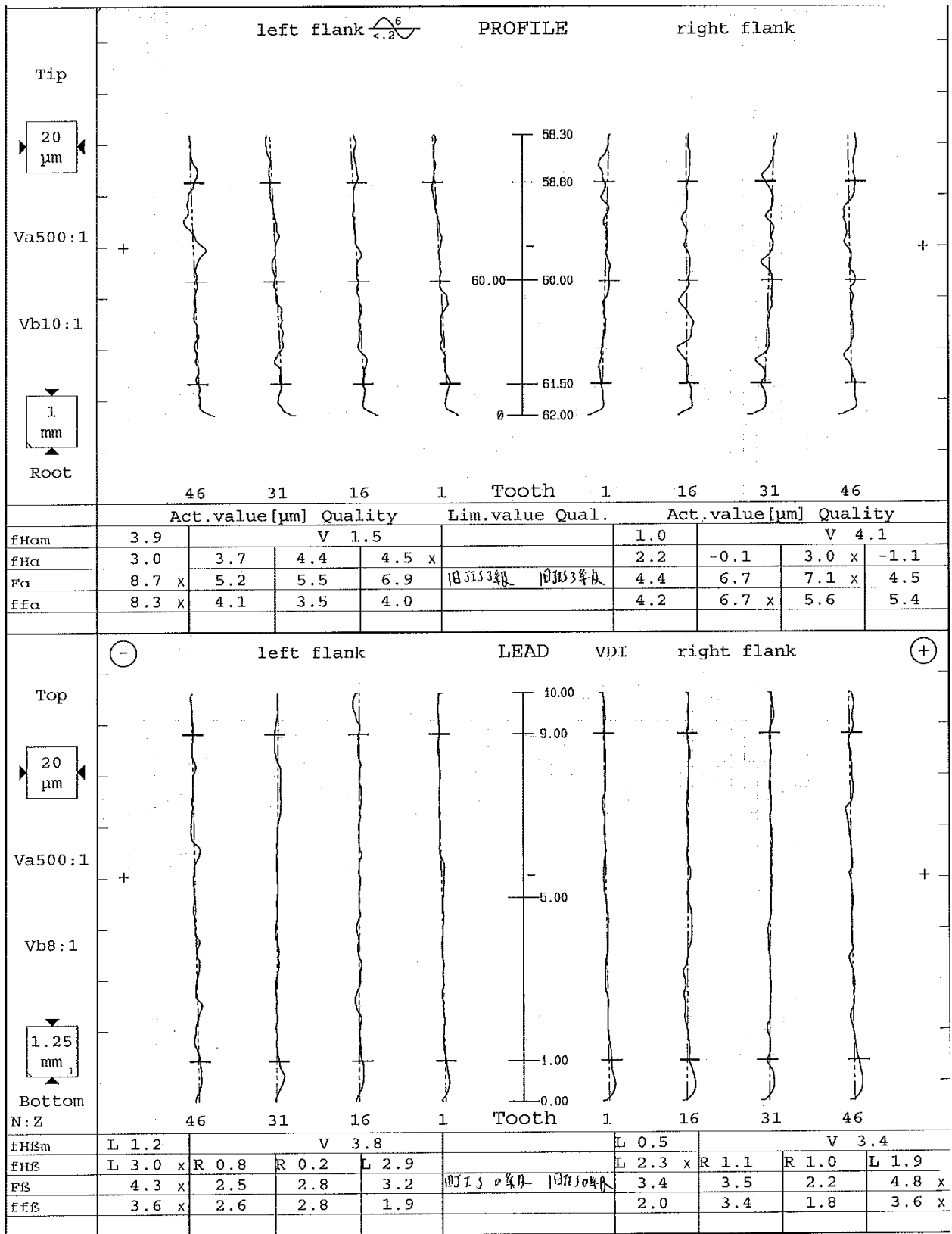
- 1) 同一歯面精度の場合（例えば、旧 JIS0 級のみを 3 個用いる場合は #000 としめす）
- 2) 異なる歯面精度を組みあわせた場合（例えば、旧 JIS3 級の中に 1 個の旧 JIS0 級が混ざる場合は #033 としめす）

について、プラネットギヤの歯面精度およびそのばらつきが D-PGT の振動騒音に与える影響について考察をおこなった。

第 6 章

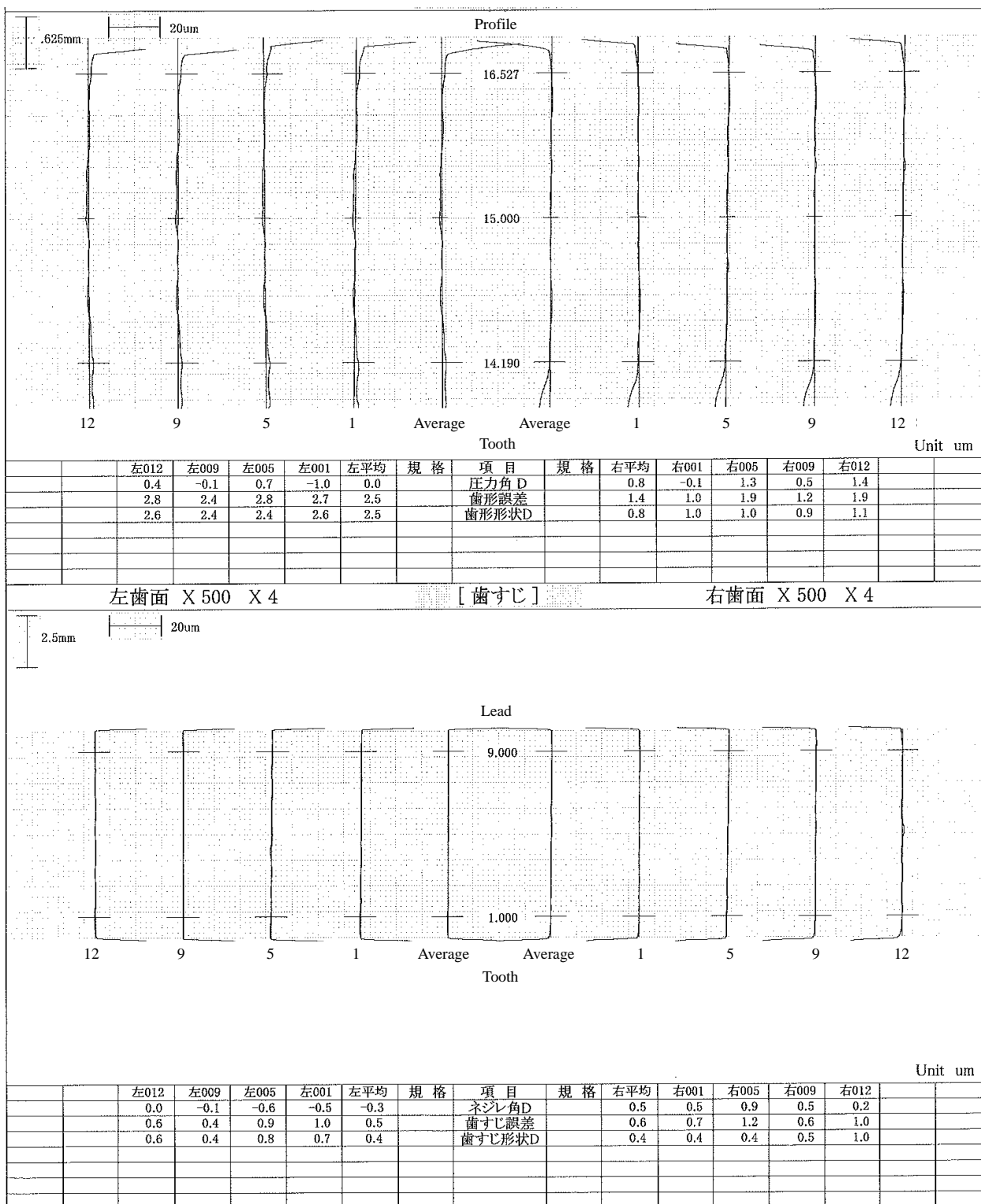


(a) Sun gear



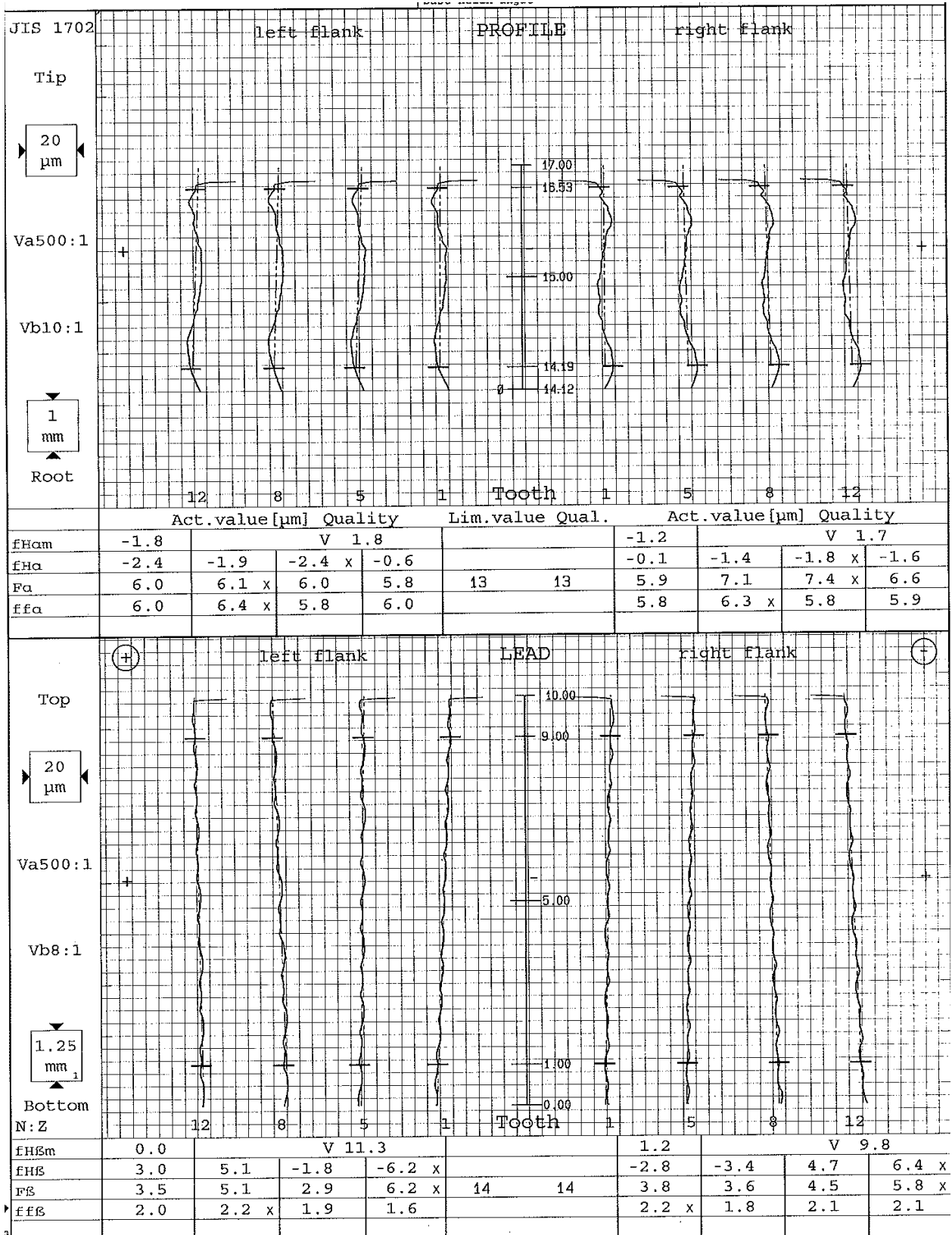
(b) Ring gear

Fig.6-1 Tooth accuracies on ring gear and sun gear



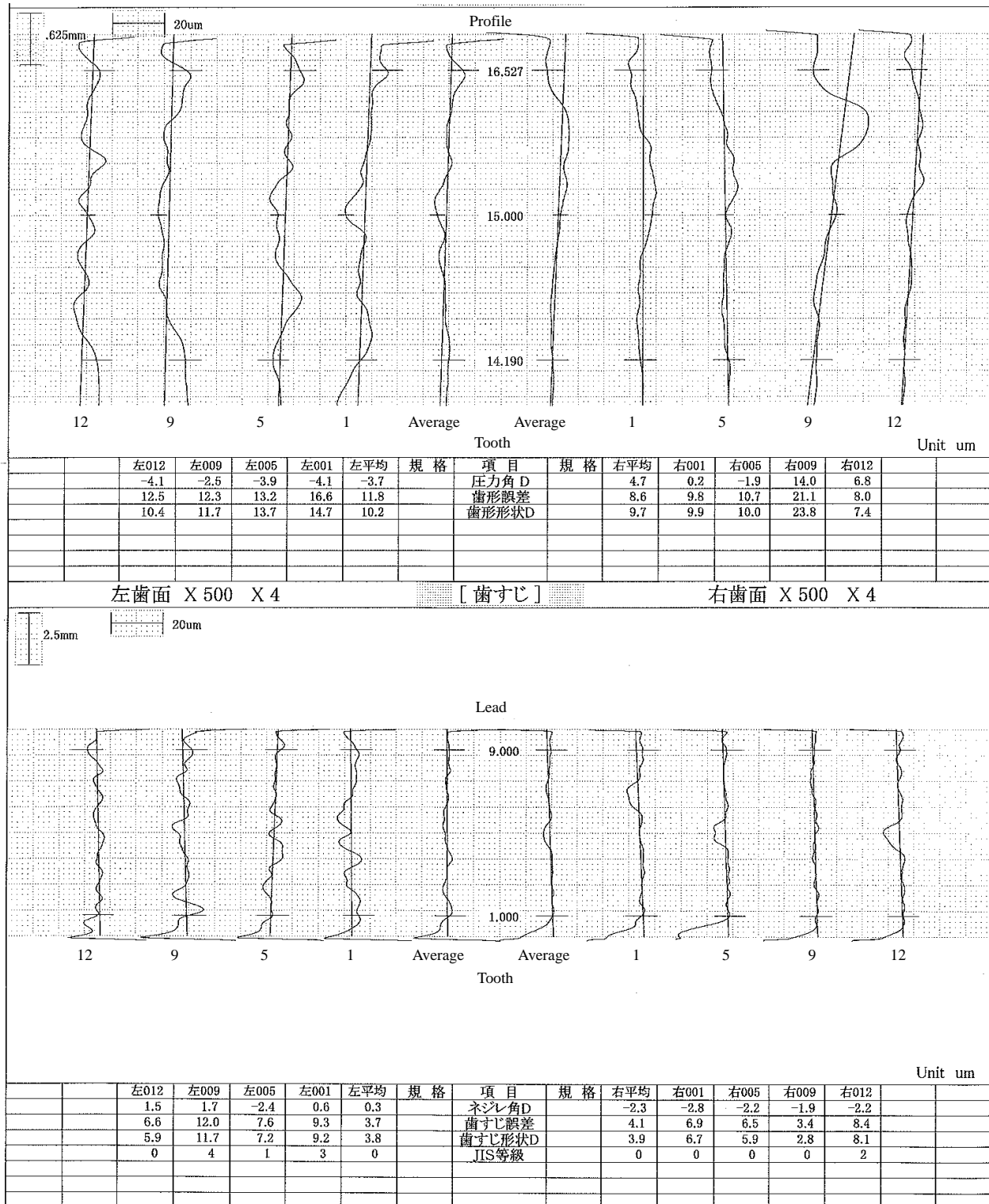
(a) JIS0

第6章



(b) JIS3

第6章



(c) JIS6

Fig.6-2 Tooth accuracies on planet gear

6.3 完全無響室における音響計測

音響のなかでも騒音に関しては騒音規制法をはじめとして法律でその計測方法が規定されている¹⁴⁵⁾。自動車などの環境音が存在する場合にはその環境ごと計測し、人の聴覚特性によるマスキングなどを考慮する必要がある。しかし、本研究でおこなっている研究では、実験室の環境音や暗騒音のためにギヤ音とそれ以外のノイズを切りわけることが困難で、再現性を確保できないばかりかギヤ音の評価すらおこなえない場合がある。そこで、再現性を確保するために暗騒音を除去しつつ、環境音とギヤ音を切りわけるために無響室で音響計測をおこなった。使用した無響室の特性、計測条件および計測の様子を図 6-4 にしめす。大前提として、本完全無響室で保障されている周波数帯(125~4000 Hz)のみを扱うこととする。

本研究では聴覚特性に基づく定常騒音としてギヤ音を評価するために、A フィルター（人の聴覚特性を反映したフィルター）、Slow 特性（時定数 1s）とし、騒音規制法に則り遊星歯車機構中心軸から鉛直 1.2m 上で騒音計（LA-1210, Ono- Sokki 製）を用いて計測をおこなった。ここで、機構の最大半径 R_r [mm]が 1.2m に対して十分小さい ($R_r \ll 1.2m$) ことから各移動点音源から計測位置への到達時間の差が無視でき、公転による移動点音源の周速 v [m/s]が音速 u [m/s]に比べて十分に小さい ($v \ll u$) ことからドップラー効果の影響が無視できる。定常駆動時に正負転ともに 10 秒間の計測をおこない、計測後に別でモータ騒音のみを計測したデータを暗騒音として減算する（モータ音を取り除く）ことでギヤ音をその他の騒音から切りわけたのち、オクターブ解析（1/3 オクターブバンドパスフィルタ）をおこなった。

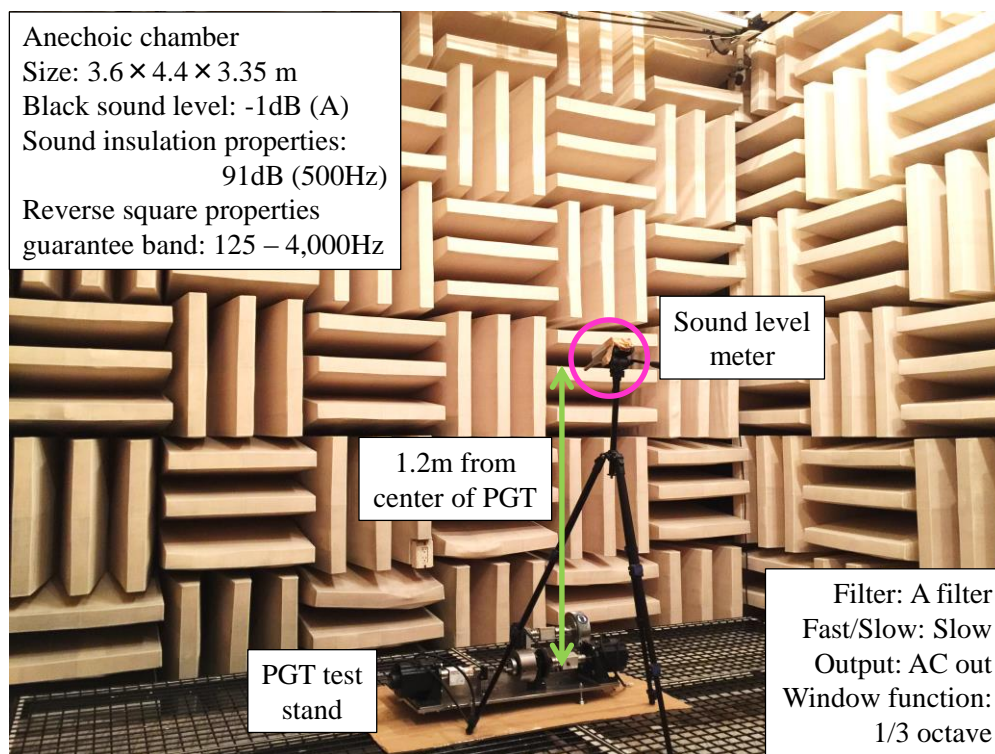


Fig.6-4 Sound measurement in the full anechoic chamber

音響の周波数解析には FFT 解析（定幅解析）とオクターブ解析（定比幅解析）があるが、一般にその用途は異なる。FFT 解析は有限データの積和演算で問題となる周波数を明らかにする解析である。歯車に対する従来の音響解析¹⁴⁶⁾で用いられ、音響データをもとに歯車で問題となる周波数とその原因の探索を目的として用いられている。一方で、オクターブ解析は時間応答の重畳積分で聴覚特性を考慮する振動騒音評価に適している。

本研究では騒音の音源およびその周波数があらかじめ明確であり、聴覚特性に基づく騒音評価を主目的としている。ゆえに既知の歯車から放出される音響が聴覚特性を考慮してどのように聞こえるかを評価するために周波数解析にはオクターブ解析を用いることとした。また、林^{147)・152)}らのように統計的な手法を用いることなく音圧レベルを推定することができるが、遊星歯車機構では不明確ないくつかの原因が作用しているため、各条件において 0.5 秒ごとの 20 個の平均値（とその標準偏差）から音圧レベルを定めた。

6.4 キャリア固定時の音響計測結果および考察

公転による遠心力などの影響をなくすためにキャリアを固定しリングギヤ入力、サンギヤ出力とした。リングギヤの回転数は 400min^{-1} 一定で、サンギヤの反トルクは 0.1 Nm 一定とした。かみあい周波数 $f_z=400\text{Hz}$ であり、オクターブ解析では 200 Hz （かみあい周波数よりも下の周波数域）、 400 Hz （かみあい周波数）、 800Hz （かみあい周波数 2 次成分およびかみあいの変動成分）を解析した。

6.4.1 同じ歯面精度の歯車のみを用いた場合

本節では旧 JIS0 級、旧 JIS3 級、旧 JIS6 級のそれぞれのみで構成される場合のみを扱い、リングギヤとサンギヤの歯面精度を変更しない場合にプラネットギヤの歯面精度が音響に及ぼす影響を考察する。前述のとおりプラネットギヤが $n_p=3$ 個の遊星歯車機構を用いており、次節で異なる歯面精度の組みあわせをおこなうため、本節で扱う組みあわせをそれぞれ #000, #333, #666 とする。

音響計測をおこない、オクターブ解析をした結果を図 6-5 にしめす。図 6-5 よりすべての周波数狭帯域、総音圧においても歯面精度が悪い（歯面誤差が大きい）方が音圧レベルが高くなっていることがわかる。これは飯田の結果¹⁵³⁾とも一致する。式(6-7)においてかみあい剛性起振力 f_k は一定としたが、歯面精度が悪くなることで誤差起振力 f_e のマグニチュードが大きくなり、その誤差成分のばらつきによって相殺後の残差が大きくなるために歯車箱の振動が大きくなり音圧レベルが大きくなったと考えられる。

また、歯面精度を変更することによる音圧レベルの削減量を比較すると、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級へ変更する方が旧 JIS3 級から旧 JIS0 級へ変更するよりも有効であるといえる。かみあい周波数の 400Hz 狭帯域において旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では約 5dB 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では約 2dB 削減されている。市販品の旧 JIS6 級がどのように製造されたか定かでないが、旧 JIS3 級は歯切仕上げ、旧 JIS0 級が歯研仕上げであることを鑑みるとコスト面からも旧 JIS3 級程度で音圧レベル削減効果は十分であるように考えられる。

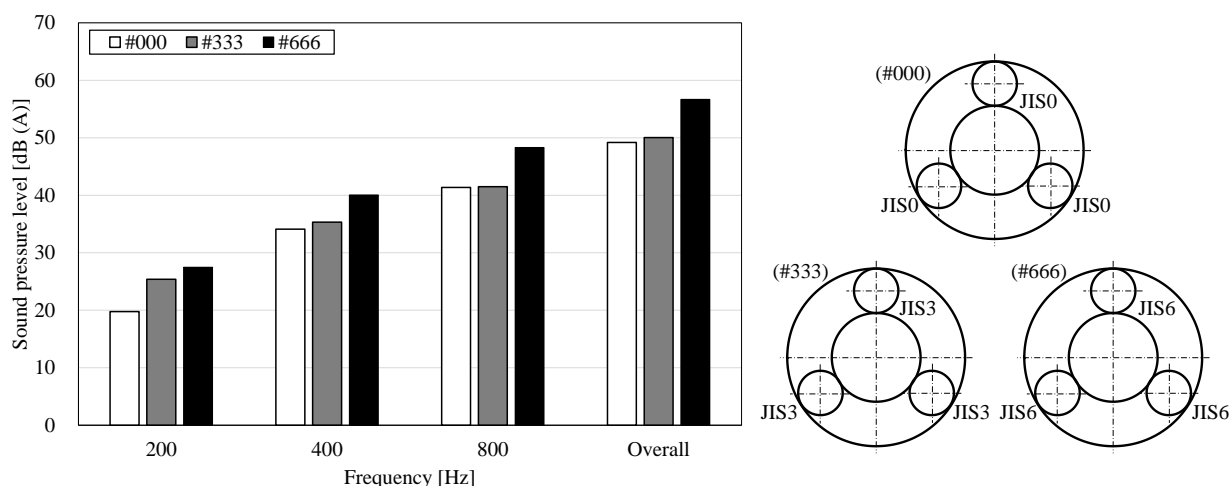


Fig.6-5 Comparison among different tooth precisions

6.4.2 異なる歯面精度の歯車を組みあわせた場合

本節では、異なる歯面精度のプラネットギヤを組みあわせた場合を扱う。組みあわせには以下の3通りが考えられる。前節で扱った同精度の組みあわせを基本とし、3個のプラネットギヤのうち1個の精度を変えることで以下の9種の組みあわせとした。

- A) 中精度歯車 (旧 JIS3 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合 (#033, #333, #336)
- B) 低精度歯車 (旧 JIS6 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合 (#066, #366, #666)
- C) 高精度歯車 (旧 JIS0 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合 (#000, #003, #006)

中精度の歯車 (旧 JIS3 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合の結果を図 6-6 にしめす。いずれの狭帯域および総音圧において異なる歯面精度が混じることで音圧レベルが上がるのがわかる。組みあわされる歯車の精度が旧 JIS3 級に対して良い場合であれ悪い場合であれともに約 12dB ほど (400Hz 狭帯域) 音圧レベルが上昇している。同様に低精度歯車 (旧 JIS6 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合の結果を図 6-7 に、高精度歯車 (旧 JIS0 級) に異なる精度の歯車を組みあわせる場合の結果を図 6-8 にしめす。

図 6-6 から図 6-8 のいずれの場合においても、同精度の組みあわせの音圧レベルが最も低く、精度が離れるにつれて音圧レベルが上がるのがわかる。前節 6.4.1 から誤差起振力 f_e は歯面精度によって異なることがわかる。森川⁵³⁾および下記の式(6-8)がしめすように、リングギヤ側、サンギヤ側のそれぞれで複数のプラネットギヤ間のかみあい起振力が相殺されることから、歯面精度の異なるプラネットギヤが組みあわさる、つまりマグニチュードの異なる誤差起振力 f_e を発生させる歯車が混ざることによって相殺後の残差が大きくなるために歯車箱の振動が大きくなり、音圧レベルが上昇した。

$$F = \sum_{i=1}^{n_p} \{f_{ki}(t) + f_{ei}(t, \sigma)\} \cong \sum_{i=1}^{n_p} f_{ei}(t, \sigma) \quad (6-8)$$

したがって、D-PGT の振動騒音を抑制するためには同等の歯面精度のプラネットギヤのみを用いた方がよく、かつ歯面精度のいい歯車を用いる方が望ましいことがわかる。

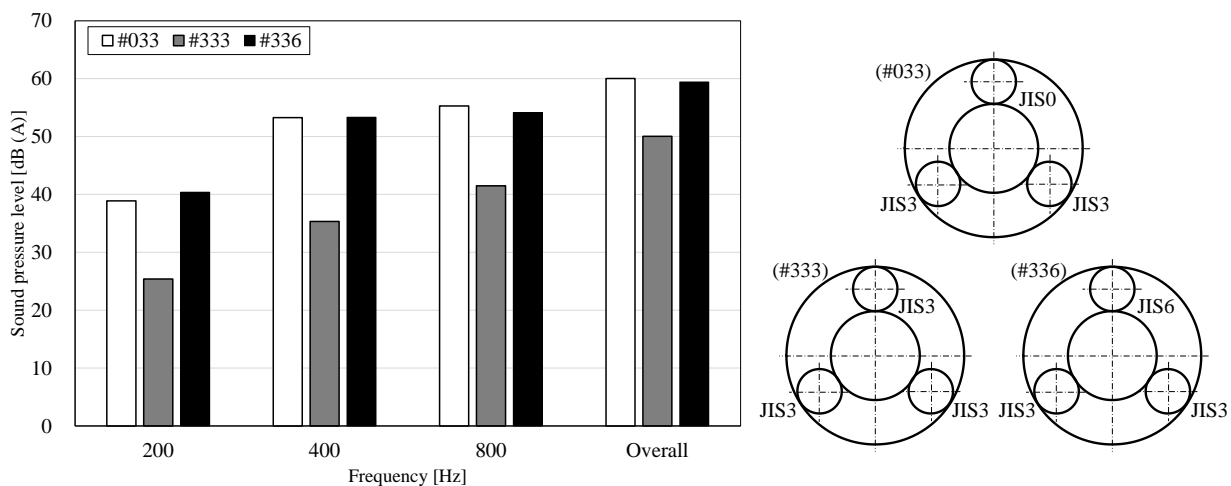


Fig.6-6 Comparison in middle tooth precision

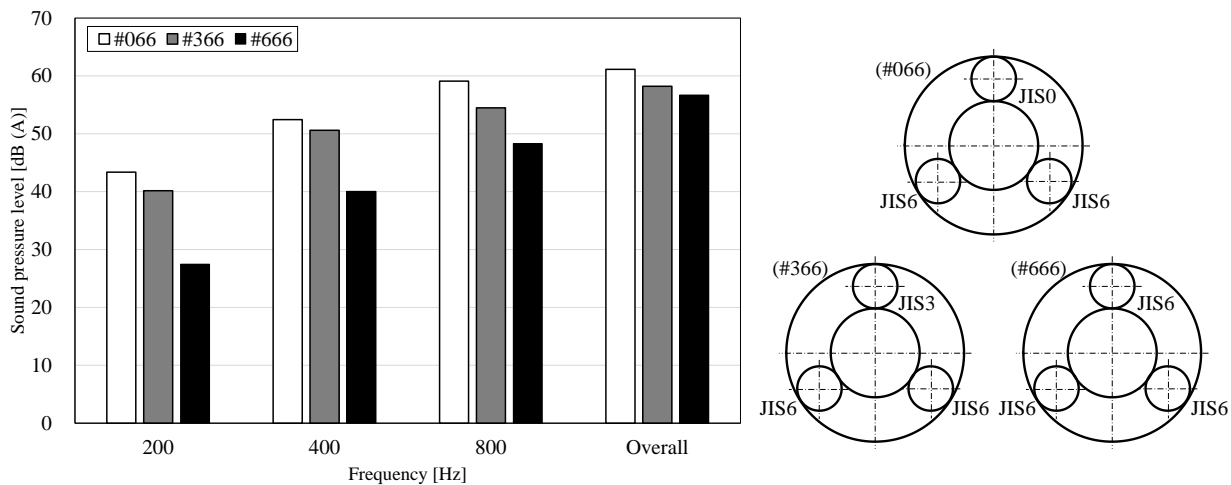


Fig.6-7 Comparison in lower tooth precision

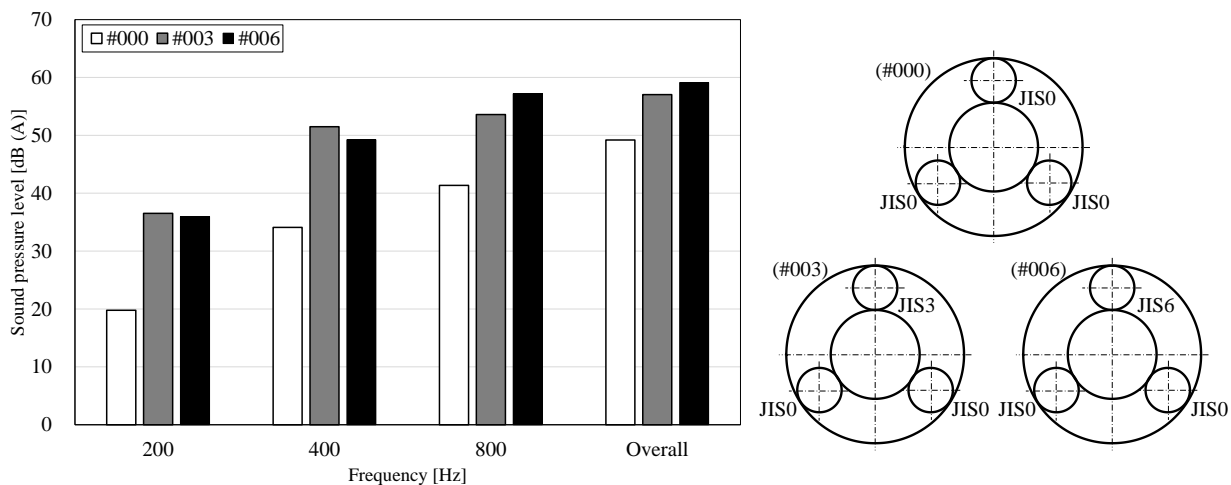


Fig.6-8 Comparison in higher tooth precision

6.4.3 統計的な誤差の伝播論と誤差のばらつきによる評価

前節までのオクターブ解析による定性的な評価を踏まえ、本節では定量評価として歯面誤差のばらつきによって評価をおこなう。歯面誤差のデータには歯形誤差 F_α と歯すじ誤差 F_β があるが、これらの統計的な組みあわせを誤差の伝播論に基づき L_2 ノルムとして総合誤差 E を定義する。

$$E = \sqrt{F_\alpha^2 + F_\beta^2} \quad (6-15)$$

各歯の総合誤差 E を評価指標として前述のように最大かみあい歯面誤差の標準偏差を考える。例えば、サンギヤと i 番目 ($i=1 \sim n_p$) のプラネットギヤ間の右歯面どうしの最大かみあい歯面誤差は $E_{SPiR} = \text{MAX}\{E_{Sr}\} + \text{MAX}\{E_{Pir}\}$ と定義される。同様に i 番目のプラネットギヤとサンギヤ間の左歯面、 i 番目のプラネットギヤとリングギヤ間の右歯面、 i 番目のプラネットギヤとリングギヤ間の左歯面についても最大かみあい歯面誤差が計算され、最大かみあい歯面誤差の標準偏差 σ [μm] は $\{E_{SPiR}, E_{SPiL}, E_{RPiR}, E_{RPiL} (i=1 \sim 3)\}$ から算出される。ここで、遊星歯車機構において右歯面と左歯面がかみあうことはありえない一方、駆動状態に応じて右歯面かみあいと左歯面かみあいの両方が存在しうる。

次に、図 6-5 から 6-8 において歯面精度の組みあわせの影響で音圧レベルが変化することがわかり、D-PGT の振動騒音を抑制するためには同等の歯面精度のプラネットギヤのみを用いた方がよく、かつ歯面精度のいい歯車を用いる方が望ましいことがわかった。次に、3.2.3 節、図 3-4, 3-5 の無線式対向加速度ピックアップによって計測されたかみあい周波数 1 次成分の合成加速度から、最大かみあい歯面誤差の標準偏差による振動への影響を考察する。最大かみあい歯面誤差の標準偏差とキャリア上で計測された合成加速度の関係を図 6-9 にしめす。図 6-9 より、多少の外れ値が存在するものの、合成加速度が最大かみあい歯面誤差の標準偏差と比例関係にあることがわかる。つまり、式(6-8)にしめすとおり、歯面精度がばらつくとかみあい起振力のマグニチュードがばらつき、かみあい起振力の相殺効果が薄れることで歯車箱の振動が増加する。

次に、最大かみあい歯面誤差の標準偏差を横軸に、図 6-5 から 6-8 のオクターブ解析の結果からかみあい周波数 400Hz 狭帯域の音圧レベルおよび総音圧の音圧レベルを縦軸にとり、試算による音圧レベルと比較した結果を図 6-10 にしめす。図 6-10 より総音圧の音圧レベルは標準偏差 σ に比例して大きくなることがわかる。一方、かみあい周波数における音圧レベルは同じ精度のプラネットギヤを組みあわせた場合に抑えられ、異なる精度のプラネットギヤが混ざることによって標準偏差 σ に関わらず 10dB 程度上昇する (50dB(A)前後) ことがわかる。

したがって、歯面精度の異なるプラネットギヤを組みあわせ歯面精度がばらつくことで、振動の増加にともなって音圧も増加し、かみあい音の音圧レベルが増加するといえる。このことから、遊星歯車機構のような複雑なシステムでは前述の仮定のように、振動モードに依存した音響放射ではなく振動に比例したある音響放射率の音響放射であるといえる。また、図 6-10 より遊星歯車機構の音圧レベルを抑制するうえで、かみあい周波数と総音圧それぞれに関して以下のことがわかる。

- A) かみあい周波数における音圧レベルを下げる場合、異なる精度の歯車の組みあわせは好ましくない。高い精度の歯車を用いることで音圧レベルは低下するが、低い精度の歯車を用いたからといって複数あるうちの一つの精度を改善しても意味がなく、品質管理の面からも同じ精度を保つことが望ましい。リングギヤとサンギヤの歯面精度を変更しない場合、旧 JIS6 級から旧

JIS3 級へ改善するのは大きな効果がある一方、歯切仕上げの旧 JIS3 級から歯研仕上げの旧 JIS0 級へ変更するのは効果的ではない。

B) 総音圧は試算・実験値ともに最大かみあい歯面誤差の標準偏差に比例していることから標準偏差に上限値を設けることが有効である。およその目安として本研究で用いたモジュール 1 の平歯車では最大かみあい歯面誤差の標準偏差 $3\mu\text{m}$ 未満が妥当であると考えられる。試算においても位相差を持つ音響が相殺しあうことが確認されたため、点音源である各かみあい点から放射される音響エネルギーが近いことが総音圧を抑制するうえで望ましい。

A)の歯面精度の等級変更の影響に関して、図 6-10 の結果から遊星歯車機構の音響は最大かみあい歯面誤差の標準偏差に比例していることから、歯面精度の変更による影響を最大かみあい歯面誤差の標準偏差の削減量によって比較する。旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では $1.6\mu\text{m}$ 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では $1.0\mu\text{m}$ となり、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級への変更は旧 JIS3 級から旧 JIS0 級への変更の 1.6 倍程度効果がある。JIS の等級から各歯面精度のバラつきが 5% と仮定して歯面精度の等級変更による影響を試算すると、表 2-1 にしめす歯車諸元では旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では $2.8\mu\text{m}$ 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では $0.9\mu\text{m}$ となり、同様に 3 倍程度の効果がみられる。

また、モジュールはそのままに歯幅を倍の 20mm とした場合、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では $2.7\mu\text{m}$ 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では $1.1\mu\text{m}$ となり 2.5 倍程度の効果が、歯幅をそのままにモジュールを 3mm にした場合 (モジュール 2mm は本諸元と同じ基準であるため)、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では $3.2\mu\text{m}$ 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では $1.1\mu\text{m}$ となり 2.9 倍程度の効果、モジュールを 3mm 、歯幅を 20mm にした場合、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級では $3.1\mu\text{m}$ 、旧 JIS3 級から旧 JIS0 級では $1.3\mu\text{m}$ となり 2.4 倍程度の効果が見込まれ、旧 JIS6 級から旧 JIS3 級へ改善するのは大きな効果がある一方、歯切仕上げの旧 JIS3 級から歯研仕上げの旧 JIS0 級へ変更しても効果が少ないと考える。

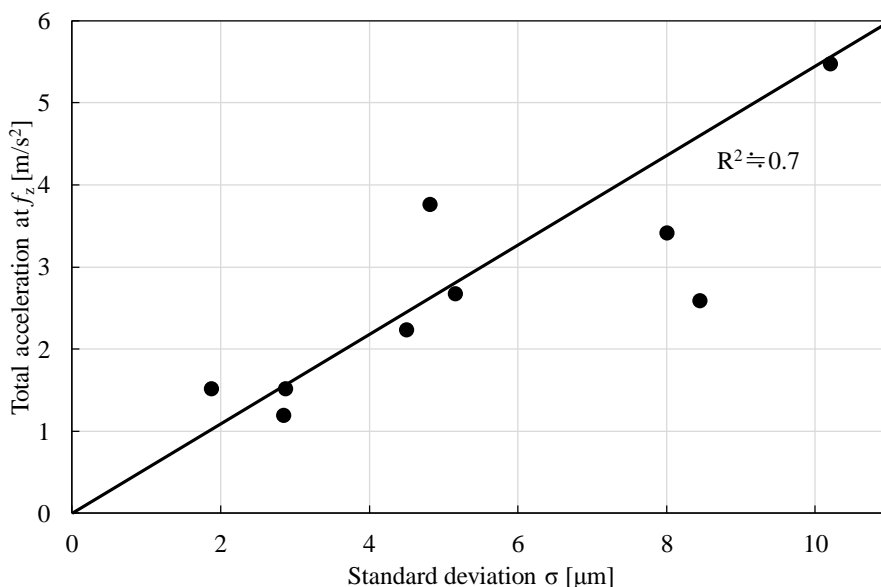


Fig.6-9 Tangential acceleration at carrier fixed

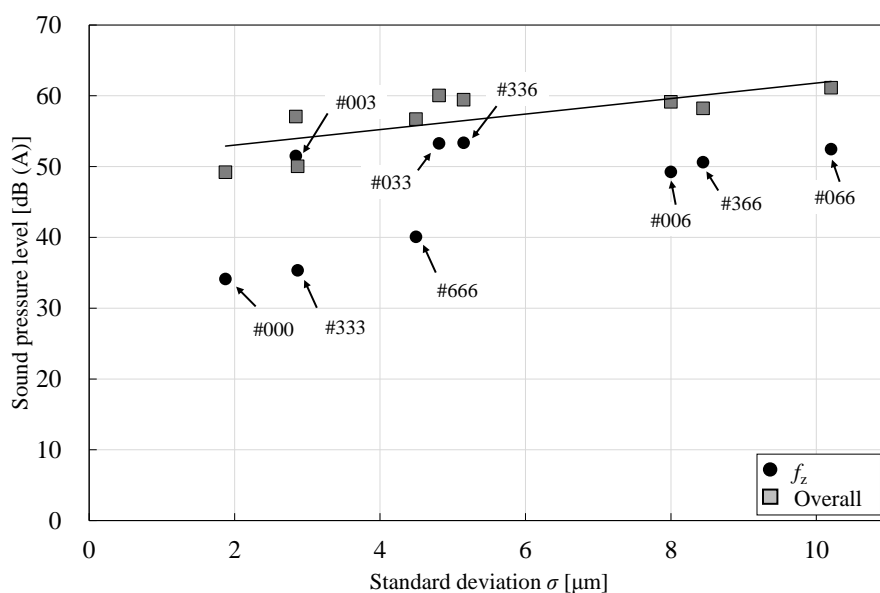


Fig.6-10 Standard deviation and sound pressure level

6.5 一般的な差動駆動状態における音響計測結果および考察

前節までは、遊星運動による遠心力やコリオリ力の影響を無視するためにキャリアを固定して実験・考察をおこなってきた。しかし、本研究で扱っている D-PGT ではキャリアも回転する一般的な差動駆動状態を検討する必要がある。そこで本節では、前節までのかみあい周波数 $f_z=400\text{Hz}$ は一定とし、リングギヤの回転方向が反転しない駆動条件でキャリアを回転させ ($N_c=2, 200\text{min}^{-1}$)、キャリアの回転による合成加速度およびかみあい音の音圧レベルへの影響を考察した。

6.5.1 キャリアの回転によるかみあい音への影響

ここで、キャリアの回転による影響を考察する前に、ある要素が固定された閉回路と差動機構でもあるすべての要素が回転している開回路の違いをトルク計測結果から考察する。一般に D-PGT の開回路の駆動状態はスター型と剛体回転型の線形的な重ねあわせとされており、その通説が D-PGT の常識とされている。図 6-11 に 3.2.3 節にあるトルク計で計測されたトルクの平均値をしめす。トルク計測では上記の駆動条件ではなく、キャリアの回転数 N_c を $-800\sim 800\text{min}^{-1}$ とし、リングギヤ固定のプラネット型、キャリア固定のスター型、サンギヤ固定のソーラ型を含むが、本節の条件ではかみあい周波数 $f_z=400\text{Hz}$ 一定としていることからプラネットギヤが自転しない剛体回転型を含まない。図 6-11 においてリングギヤ出力であることからリングギヤのトルク T_r はほぼ一定である一方、入力軸であるキャリア及びサンギヤのトルク T_c および T_s はキャリアの回転に比例していることがわかる。その一方で、ある要素が固定されている閉回路であるプラネット型、スター型およびソーラ型において計測されたいずれのトルクも傾向から外れていることがわかる。一般的に考えられているように開回路が閉回路の線形的な重ねあわせであるならば、プラネット型、スター型およびソーラ型において計測されたトルクは開回路のトルクの延長線上に存在すると考えられる。第 2 章で求めたように一般的

な回転数の関係性および速度分布は閉回路の線形的な重ねあわせで求められるが、トルクの傾向に見られるように閉回路の駆動状態は力学的に特殊な状態であることがわかり、開回路の駆動状態はその線形的な重ねあわせでは表現できないことがわかる。

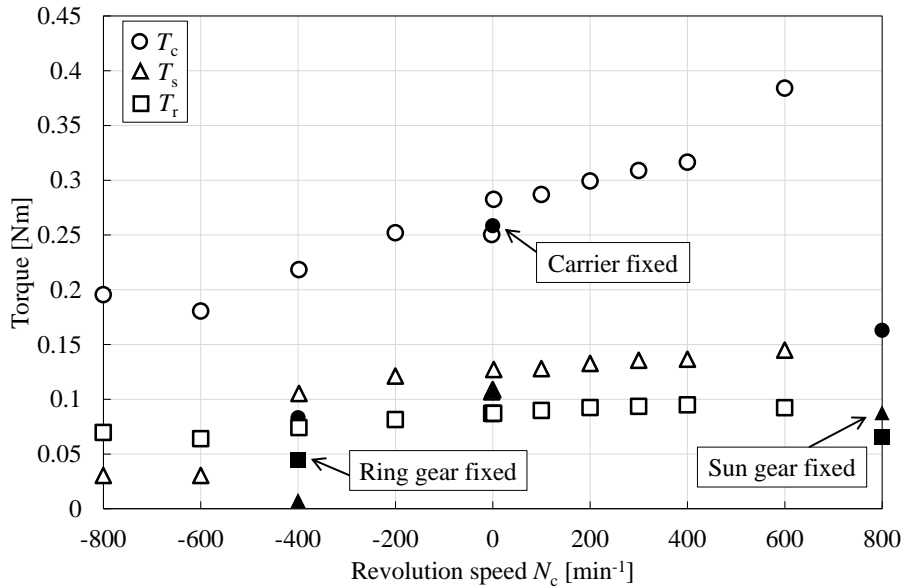


Fig.6-11 Torque comparison among driving conditions

#000 においてキャリアを回転させた時のオクターブ解析の結果を図 6-12 にしめす。図 6-12 より、キャリアの回転数の上昇にともなって音圧レベルが大きくなることがわかる。キャリアの回転数が極低速 ($N_c=2\text{min}^{-1}$) であってもすべての周波数狭帯域において音圧レベルが 10dB(A)以上も上昇していることから、キャリアが回転したことで等価的な支持剛性が低下、各種誤差によって加振されて音圧レベルが上昇したと考えられる。

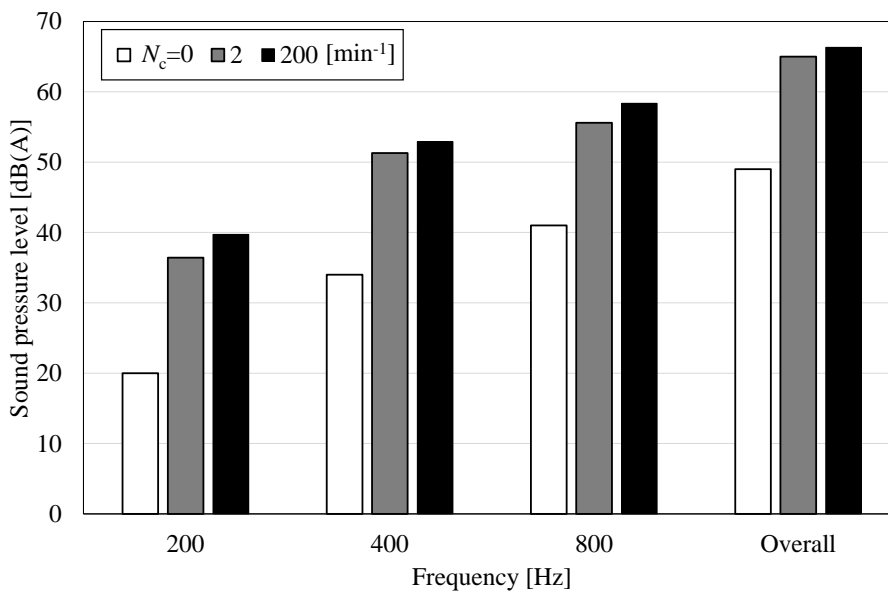


Fig.6-12 Octave analysis on the influence of carrier rotation (#000)

次に、図 6-10 と同様に、キャリアを回転させた時のかみあい周波数 f_z における音圧レベルを最大かみあい歯面誤差の標準偏差で整理した結果を図 6-13 にしめす。図 6-12 と同様に各標準偏差においてキャリアの回転数に比例して音圧レベルが上昇するとともに、図 6-10 と同様に最大かみあい歯面誤差の標準偏差に比例して音圧レベルが上昇している。つまり、歯面誤差のバラつきが大きい D-PGT では式(6-8)のかみあい起振力の相殺効果の低減に加えて等価支持剛性の低下によって振動騒音が増加することが予想される。

したがって、公転成分を有する一般的な駆動状態では、歯面精度のばらつきに加え D-PGT に存在する各種誤差の影響を受ける一方、歯面誤差の標準偏差を抑制することで D-PGT の一般的な駆動状態の振動騒音を抑制することが可能であることがわかる。

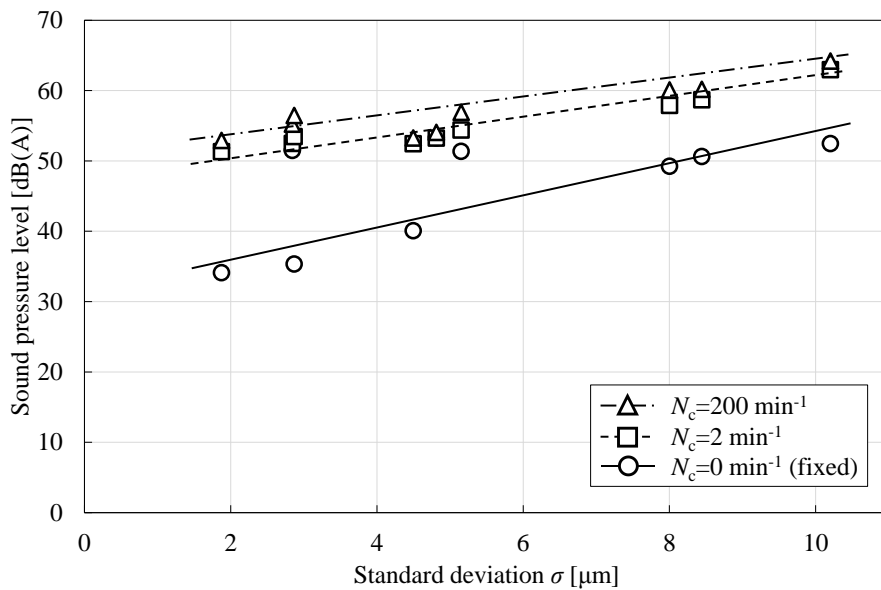


Fig.6-13 Relation between standard deviation and sound pressure level on carrier rotation

6.5.2 かみあい周波数によるかみあい音への影響

前節では D-PGT の一般的な駆動状態において、かみあい起振力の相殺効果と等価支持剛性の関係から振動騒音が増加することがわかった。そこで最後に、D-PGT の一般的な駆動状態における振動騒音の抑制に関して考察をおこなう。かみあい周波数を変化させ、歯面精度のばらつきによる加速度および音圧レベルへの影響を考察する。かみあい周波数は 6.5.1 節までの $f_z=400\text{Hz}$ を中心に 50Hz ごとに $f_z=300, 350, 400, 450, 500\text{Hz}$ の 5 水準とし、キャリアが回転している状態 ($N_c=200 \text{ min}^{-1}$) とした。本節でも図 3-4 にしめす無線式対向加速度ピックアップによってキャリア上の加速度を計測し、図 6-4 にしめす完全無響室で音響測定をおこない、合成加速度とかみあい周波数 f_z における音圧レベルとの関係性に注目することとした。

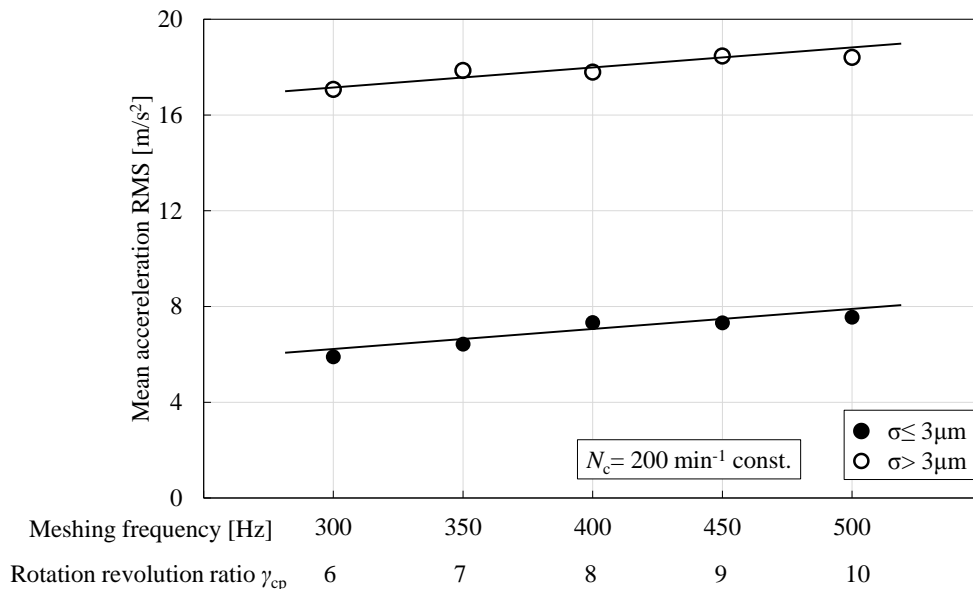
かみあい周波数 f_z とキャリア上の合成加速度および音圧レベルとの関係を図 6-14 にしめす。図 6-14 では図 6-10 を参考に、最大かみあい歯面誤差の標準偏差 $3\mu\text{m}$ 以下 ($\sigma \leq 3\mu\text{m}$) および $3\mu\text{m}$ 超 ($3\mu\text{m} < \sigma$) でキャリア上の合成加速度および音圧レベルを分類し、平均値と標準偏差をしめした。

図 6-14(a)より最大かみあい歯面誤差の標準偏差を抑制することで、前節同様にキャリア上の合成加速度の平均値および標準偏差が抑制され、遊星歯車機構の振動が抑制されることがわかる。変動係数 CV は最大かみあい歯面誤差の標準偏差に関係なく 0.6 で、歯面精度がばらつくことでいずれのかみあい周波数においても合成加速度がおよそ 8dB 上昇することがわかった。また、図 3-4 の通りキャリア上で加速度を計測しており、キャリアの回転数 N_c は 200min^{-1} 一定であるが、合成加速度の RMS 値はかみあい周波数の増加にともなってわずかに上昇している。

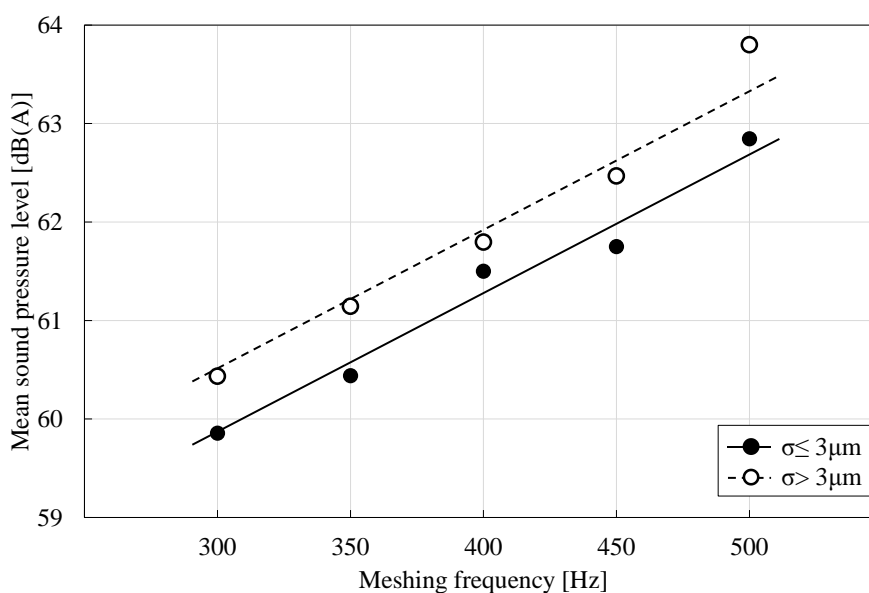
図 6-14(b)より、かみあい周波数 f_z におけるかみあい音の音圧レベルの平均値は、前述のとおり最大かみあい歯面誤差の標準偏差の抑制により抑制されていることがわかる。また、かみあい音の音圧レベルの平均値は A フィルターの特性的通りかみあい周波数に比例している。A フィルターの補正 (300Hz で -7dB 程度, 500Hz で -4dB 程度) を外すと音圧レベルの傾きは図 6-14(a)の傾きとほぼ一致することから、計測結果は妥当であると考えられる。

さらに、音圧レベルの標準偏差は最大かみあい歯面誤差の標準偏差 $3\mu\text{m}$ 超 ($3\mu\text{m} < \sigma$) のとき $3\mu\text{m}$ 以下 ($\sigma \leq 3\mu\text{m}$) のおよそ 1.5 倍となっており (変動係数 CV がそれぞれ 0.3 および 0.2), 図 6-10 にしめすようにかみあい音圧が最大かみあい歯面誤差の標準偏差の影響を受けて変化することがわかる。前節同様に、歯面精度の異なるプラネットギヤを組み合わせたことで各かみあいにより生じる誤差起振力 $f_c(t, \sigma)$ が大きくなり、その相互の相殺効果が減少して合成起振力・音圧レベルともに増大していると考えられる。

したがって、キャリアが回転する D-PGT の一般的な駆動状態において、プラネットギヤの歯面精度および公差を管理し、誤差の伝播論から最大かみあい歯面誤差の標準偏差を抑制することで、合成加速度、かみあい音の音圧レベルともに抑制することが可能であり、D-PGT の振動騒音特性を改善できることが判明した。



(a) Meshing frequency and mean acceleration RMS



(b) Meshing frequency and mean sound pressure level

Fig. 6-14 Relation between meshing frequency and mean acceleration, sound pressure level at f_z

6.5 結 言

本章では、遊星歯車機構において複数個存在するプラネットギヤの歯面精度の組みあわせによる音響への影響について、完全無響室において音響を測定し、ヒトの聴覚特性に基づきギヤ音の考察をおこなった。以下に得られた結言をしめす。

- 異なる歯面精度のプラネットギヤを組みあわせると、誤差によって励起されるかみあい起振力のマグニチュードが異なることによりプラネットギヤ間の相殺後の残差が大きくなり、歯面精度がばらつくほど差動遊星歯車機構の歯車箱の振動が増加、ギヤ音の音圧レベルも上昇する。
- かみあい周波数におけるギヤ音の音圧レベルを下げる場合、異なる精度の歯車の組みあわせは効果的でない。高い精度の歯車を用いることで音圧レベルは下がるが、低い精度の歯車を用いた場合でも同じ精度を保つことが望ましい。
- 総音圧は試算・実験値ともに最大かみあい歯面誤差の標準偏差に比例していることから標準偏差に上限値を設けることが有効であると考えられる。おおよその目安として、モジュール1の平歯車の場合、最大かみあい歯面誤差の標準偏差 $3\mu\text{m}$ 未満が妥当であると考えられる。モジュールや歯型の変更により精度の幅が異なることから最大かみあい歯面誤差の標準偏差の上限値も変わると考えられる。
- キャリアが回転する差動遊星歯車機構の一般的な駆動状態において、プラネットギヤの歯面精度および公差を管理し、誤差の伝播論から最大かみあい歯面誤差の標準偏差を抑制することで、合成加速度、ギヤ音の音圧レベルともに抑制でき、差動遊星歯車機構の振動騒音特性を改善できることがわかった。

第7章 結 論

本章では、本研究の結論としてこれまで述べてきた各章の結言の要点をまとめ、本研究によって得られた成果を明確にしたうえで、本研究を通して明らかとなった今後の課題と展望について述べる。

7.1 本研究の成果

本論文では、今後社会のニーズによって普及していくと考えられるヒトと協業するロボットやパワーアシスト機構などで重要な機械要素となる、差動遊星歯車機構（以降 D-PGT）の駆動特性の解明を目的に研究をおこなった。軽負荷な回転伝達系としての D-PGT を扱い、座標系や記号の定義と試験機の開発、より簡便で正確なモデリング手法の提案、ハイスピードカメラを用いたモニタリングによる過渡応答性の観察と計測、ばらつく歯面精度の振動騒音への影響の解析をおこなった。以下に、総括として第2章から第6章における内容と得られた成果を述べる。

第2章では、D-PGT を議論するうえで必要となる座標系や記号を定義し、差動を有さない従来の PGT の場合も含め D-PGT の駆動状態の一般化を試み、プラネットギヤの運動から評価指標としての瞬間中心とセントロードに着目する手法を提案した。駆動状態の体系的な一般化のためには回転方向の正負を定義する必要があり、プラネットギヤの公転に対する自転の比である自公転角速度比を導入した。その結果、自転と公転の速度分布の重ねあわせからプラネットギヤの瞬間中心を導けることより、その瞬間中心が自公転角速度比の関数として導出されることをしめした。また、自転軸まわりおよび公転軸まわりで生じる μrad 単位の伝達誤差に起因して瞬間中心およびその軌跡が mm 単位で変動することが理論および概算によって明らかとなり、「光てこ」のように拡大する手法として有用で、逆問題として画像解析から遊星歯車機構における伝達誤差を算出できることがわかった。本研究では第2章での定義をもとに考察を進めた。

第3章では、D-PGT を高精度で高応答に制御・駆動させるための駆動試験機の設計開発をおこなった。3軸を制御するための設計や各要素間の慣性モーメントの比率に着目し、PLC (Programmable Logic Controller) を用いて再現性の高い駆動が可能な試験機に関して考察をおこなった。差動機構としての遊星歯車機構のニーズが広がりつつある一方で、遊星歯車機構の実験的研究において D-PGT を扱った報告がほとんどないことから独自の駆動試験機を設計試作する必要があった。本章によって、FA (Factory Automation) 用の機器を用いることで、D-PGT の運動制御および動力の性能試験を遂行できる一般的なシステム構成が可能であることがわかり、リングギヤ、キャリアおよびサンギヤの3軸を回転させる場合、それらの軸はリングギヤおよびキャリアを中空として最も慣性モーメントの小さいサンギヤを貫通させる必要があることが明らかとなった。また、ラグランジ方程式を基に D-PGT を考察する手法も提案したことで自公転角速度比によってこれらの等価慣性モーメントが変化することがわかった。したがって、等価慣性モーメントは駆動状態に応じて変化するが、プラネットギヤの運動に着目することで見通しよくそれらを評価できることも判明した。また、中空キャリアと中空リングギヤの駆動試験機のプラネットギヤの公転運動を考慮していない幾何学的な慣性モーメントを比較すると、最大の慣性モーメントであるリングギヤの中を最小の慣性モーメントのサンギヤを通す構造が慣性モーメントのバランスも良く、駆動状態も過渡・定常ともに非常に安定していた。慣性モーメント比に準じて 3D-CAD を用いて設計したことで、オーバーシュート量で定義した応答性が最大

で 40dB, 過渡応答時に生じる振動現象の収束時間がおよそ 12dB, 定常状態におけるトルクの変動量が最大で 18dB, 回転速度変動がおよそ 40dB 改善された. その場合, 系の駆動状態を保ったまま加速運動などの過渡応答を入力してもオーバーシュートも少なく安定して駆動制御ができ, 機構自体の評価に適することがしめされた.

第4章では, 第3章で設計した本研究で用いる D-PGT の周波数応答を明らかにするために, 構成要素がエネルギーの伝達によって結合されるシステムで統一的に捉えることが可能な Bond Graph を用いた簡便で実用的なモデリングを提案した. 従来の多自由度の複雑かつ厳密な連成運動の連立方程式から得られた結果, 試験機上のハンマリング試験から得られた結果, Bond Graph によって得られた結果を比較し, Bond Graph によるモデリングに関して考察をおこなった. Bond Graph によるモデル化によってプラネットギヤ, リングギヤ, サンギヤの多自由度の連成の関係の視覚化でき, 現場の設計技術者が動力システムの全体を理解するための有効な手段の一つとなることがわかった. 非線形性を有するプラネットギヤまわりのかみあい剛性を正確にモデリングしたことで, Bond Graph のモデルによる結果が実測による固有振動数, 振動モードともに非常によく一致していた. 従来の連成の運動方程式では十分な精度で解析ができなかった高次回転モードなどに対しても高い精度で見落としなく解析が可能である. したがって, Bond Graph を用いたことで, 多自由度の連成の運動方程式では考慮が難しい非線形要素である内歯かみあいと外歯かみあいにおけるかみあい剛性の時間変化, かみあい減衰比を容易にモデルに組み込み, 正確なシミュレーションをおこなう手法を構築できた.

第5章では, 第4章で得られた非線形性を有するプラネットギヤまわりのかみあい剛性のモデリングの重要性から, プラネットギヤまわりのかみあい剛性による弾性変形や加工誤差・組立誤差などによって生じるかみあい伝達誤差に着目した. アクリル樹脂製の透明キャリアで D-PGT 内部を可視化した新機構 (U/2K-HV 型) を開発, 過渡応答時にプラネットギヤまわりのかみあい剛性の変動から生じる現象をハイスピードカメラによるモーションキャプチャーによってとらえた. D-PGT におけるかみあいは係数励起型の非線形微分方程式であり, かつそれらの見かけの起振力がリングギヤとサンギヤで位相も含めて異なることなどから解析だけではその運動の解明が難しく, 特に起動や反転では不感帯となるバックラッシュの影響も加わるためさらにモデルが複雑になることから, ハイスピードカメラを用いたモニタリングによる実観察が必要であった. まず, 手書きの図式解法によって, 自転と公転の速度分布によって一義的に定まるプラネットギヤの瞬間中心が正しいことが明らかとなり, 瞬間中心を求めるにあたり図式解法が有効であることをしめしたうえで, ハイスピードモニタリングの自動化と高精度化をおこなった. ハイスピードモニタリングから自動的に座標を検出するにあたり, 照明の光量やフレームレート, 観測誤差などを詳細に検討する必要があることがわかった. D-PGT の最も慣性モーメントが大きい要素から小さい要素へ (慣性比が小) の回転伝達の過渡応答性がよく, 慣性比の増大に従って過渡応答性が悪化していく一方で, 慣性比が大の回転伝達では, 出力軸が遅れ, 慣性比が減少しても過渡応答性に大きな変化はないことが明らかとなった. さらに, 瞬間中心の軌跡であるセントロイドの周期的な変動の片振幅から自転まわりおよび公転まわりの伝達誤差を逆解析することが可能であることが判明した. 本研究で扱った D-PGT の場合, 自転まわりの伝達誤差 $\Delta\theta_p$ がおよそ $70\mu\text{rad}$, 公転まわりの伝達誤差 $\Delta\theta_c$ がおよそ $100\mu\text{rad}$ であることがわかった. 一般的な平歯車などの伝達誤差に比べると大きな値ではあるが, 地上に固定した絶対座標系から算出されたものと考えると妥当な値であることもわかった. また, 自公転角速度比 γ_{cp} が正のとき自転まわりの伝達誤差 $\Delta\theta_p$ に対してわず

かな負の傾きを有しているため、 $\Delta\theta_p$ に対して片振幅が小さくなり解析しづらく、セントロードの片振幅から回転伝達誤差を逆解析する際には自公転角速度比 γ_{cp} が負の駆動状態で解析するほうが望ましいことも判明した。また、プラネットギヤまわりの内歯かみあいと外歯かみあいのかみあい率や位相が異なることによってプラネットギヤが断続的に運動し、その周期的な変動が動力伝達にも影響を及ぼしていることがセントロードの変動周波数とトルクの周波数解析の比較によって明らかとなった。さらに、D-PGT を増速機として用いる場合、出力軸が入力軸に遅れることによってプラネットギヤの自転回転方向の反転が生じる。プラネットギヤが反転するとき、かみあい歯面の反転も生じ、バックラッシュなどの不感帯の影響を受けてプラネットギヤがフローティングで並進することが瞬間中心により確認できた。ゆえに、増速機としての D-PGT の過渡応答性をさらに向上させるためにはバックラッシュの設定が重要であることも判明した。また、自公転角速度比 γ_{cp} が正のとき D-PGT を増減速のいずれで用いる場合であっても、応答性にオーバーシュートを生じやすく、差動機構としての制御特性の維持が難しいこともわかった。逆に、自公転角速度比 γ_{cp} が負のとき、オーバーシュートのない応答性をしめし、入出力軸間の変速比の増加と応答性の向上も両立しやすいことも判明した。

第6章では、第4章や第5章で重要であったプラネットギヤまわりのかみあい剛性に加え、加工誤差や組立誤差などの誤差成分のなかでも特にばらつく歯面精度を誤差の伝搬論に基づく検討を遂行する一方、完全無響室内での駆動試験することでモータなどにより生じる暗騒音の影響を最小限に抑えた音響測定も遂行し、D-PGT の駆動時に生じる振動騒音への影響を統計的に評価した。D-PGT に存在する各種の誤差の影響を統計的に処理し、各かみあい点と計測機器との距離の影響を低減するために音響測定による評価手法を用いた。リングギヤ、サンギヤ、プラネットギヤの全ての歯面精度と公差を管理し、かみあい最大歯面誤差のばらつきの観点から D-PGT の振動騒音への影響に関する考察をおこなった。異なる歯面精度のプラネットギヤを組みあわせると、誤差によって励起されるかみあい起振力のマグニチュードが異なることによりプラネットギヤ間の相殺後の残差が大きくなり、歯面精度がばらつくほど D-PGT の歯車箱の振動が増加、ギヤ音の音圧レベルも上昇することがわかった。また、かみあい周波数におけるギヤ音の音圧レベルを下げる場合、異なる精度の歯車の組みあわせは効果的ではなく、高い精度の歯車を用いることで音圧レベルは下がる一方、低い精度の歯車を用いた場合でも同じ精度を保つことが望ましいことが明らかとなった。さらに、総音圧は試算・実験値ともに最大かみあい歯面誤差の標準偏差に比例していることから標準偏差に上限値を設けることが有効であることも判明した。モジュールや歯型の変更により精度の幅が異なることから最大かみあい歯面誤差の標準偏差の上限値も変わると考えられるが、おおよその目安としてモジュール1の平歯車の場合、最大かみあい歯面誤差の標準偏差 $3\mu\text{m}$ 未満が妥当であることをしめした。キャリアが回転する D-PGT の一般的な駆動状態において、プラネットギヤの歯面精度および公差を管理し、誤差の伝播論から最大かみあい歯面誤差の標準偏差を抑制することで、合成加速度、ギヤ音の音圧レベルともに抑制でき、D-PGT の振動騒音特性を改善できることがわかった。

以上より、D-PGT の駆動特性の解明を目的に、より簡便で正確なモデリング手法の提案、ハイスピードモニタリングによる過渡応答性の観察と計測、ばらつく歯面精度の振動騒音への影響の解析を通して、D-PGT の回転伝達系の機能面に対して実験をもとに体系的に指針をしめすことができた。本研究の成果は、QCDS を考慮しつつ多様化する動力伝達機構へのニーズに対応し、システム全体の消費エネルギーの削減、人との協業性の向上の両立に大きく寄与し、省エネルギー・省資源化という人類に課せられた宿命において、社会の持続可能性に貢献できるものと期待される。

7.2 今後の課題と展望

本研究において、今後の課題として主に2個の問題が残されている。一方は研究そのものにおける問題、そして他方は歯車を扱う研究を取り巻く環境の問題である。

本研究では、D-PGTを再現性高く駆動させるために、試験機を独自に設計開発し試作した。本試作機による駆動では、非常に再現性が高いことから本研究の完結性に問題はないと考えられる一方、一般的に遊星歯車機構で問題となる支持剛性や組みつけ誤差などの問題を一般化し解決できていない。たとえば、第3章で設計開発をおこなった試験機は水平方向に設置するもので、プラネットギヤの位置によって回転中に重力の影響を受け加速度が変動する。重力方向の影響を確認するため、**図 7-1**に示すようにクレーンで試験機を吊り、2か所の水準器で水平鉛直を担保しつつ駆動試験をおこなった。駆動条件は6.4.4節を参考に、かみあい周波数400Hzでキャリアの回転数 $N_c=200\text{min}^{-1}$ （回転周波数1次：3.33Hz）とした。**図 7-2**にキャリアのトルクの時間波形とFFT解析の結果を、**図 7-3**にキャリア上の無線式対向加速度ピックアップの出力加算と差分で計測された円周方向および半径方向のFFT解析の結果を示す。まず、**図 7-2(a)**から水平時と鉛直時のキャリアのトルクを比較すると、試験機の方角性に関わらずキャリア一回転の間に3組の変動があることがわかる。本研究ではプラネットギヤ3個のD-PGTを扱っていることから、組みつけ誤差などの誤差により3つのプラネットギヤ各々の位置関係からキャリア一回転中に3組の変動となってあらわれるものと考えられる。**図 7-2(b)**より鉛直時には、水平時にある重力の影響による回転周波数1次成分(3.33Hz)がない一方、かみあい周波数1次成分が大きくなることがわかる。また、水平時と鉛直時でピークの立つ周波数が一致していることから組みつけ誤差などの試験機特有の誤差が影響しているものと考えられる。

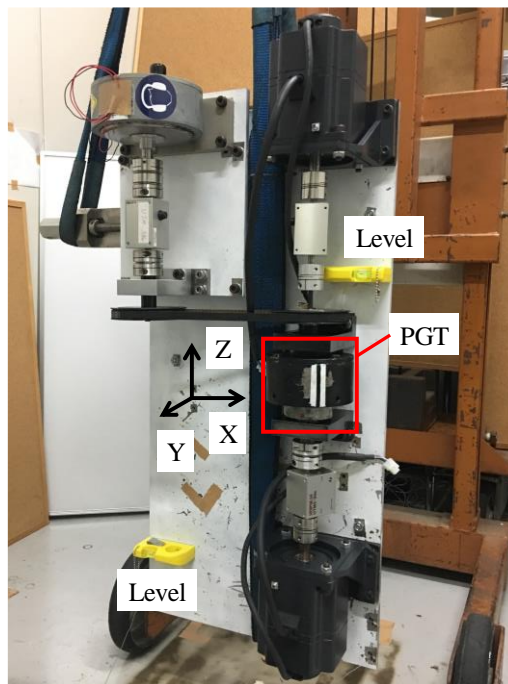
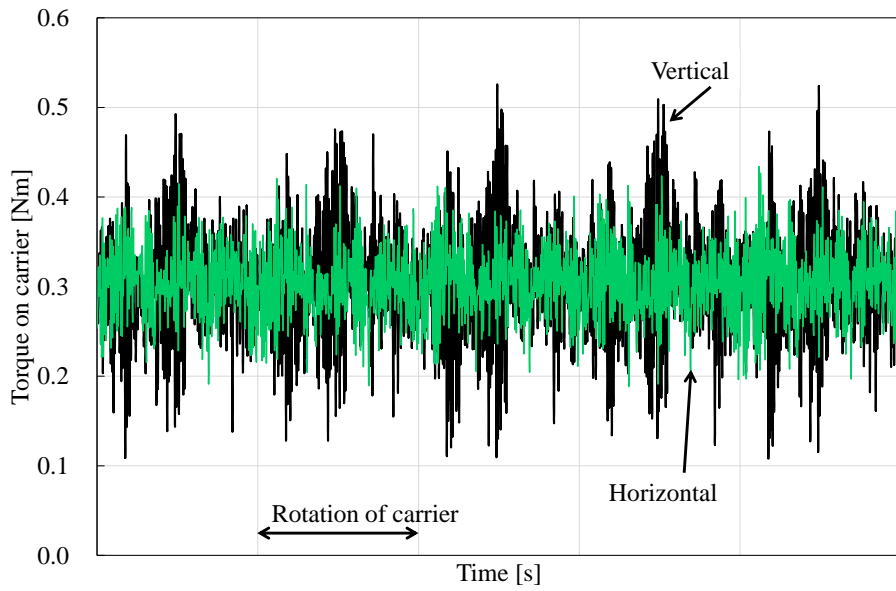
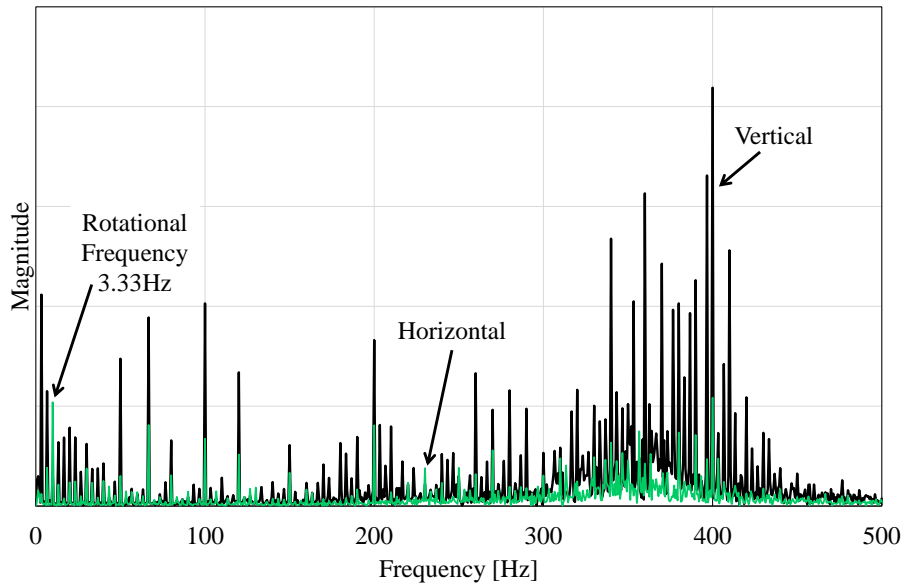


Fig.7-1 Vertical experimental setup

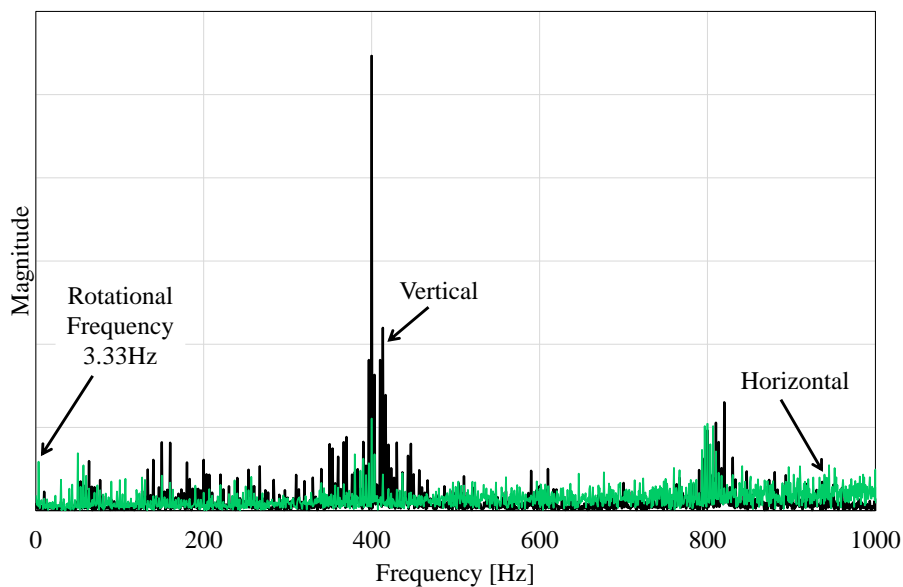


(a) Time domain for torque on carrier

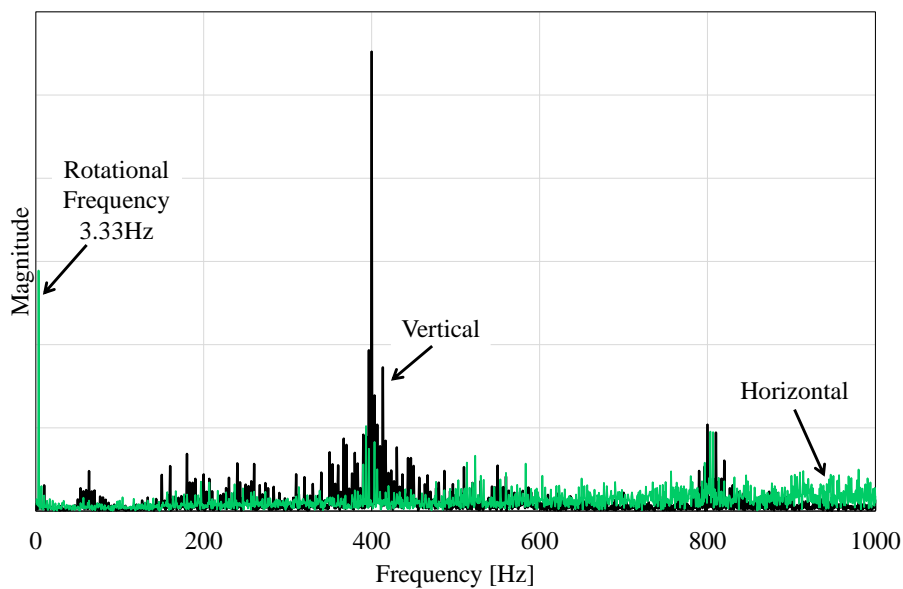


(b) Frequency domain for torque on carrier

Fig.7-2 Comparison of torque on carrier between horizontal and vertical setup
(Reliable frequency is less than 500Hz due to the frequency response of UTMII 2Nm)



(a) FFT analysis for tangential acceleration



(b) FFT analysis for radial acceleration

Fig.7-3 FFT analysis for acceleration observed on carrier

(Reliable frequency is less than 1000Hz due to the frequency response of FM transmitter)

また、図 7-3 より水平時と鉛直時のキャリア上の円周方向および半径方向加速度の周波数成分を比較すると、鉛直時には重力による加速度の変動が見られないことがわかる。水平時には特に半径方向でキャリアの回転周波数 1 次 (3.33Hz) に高いピークがみられるが、鉛直時にはピークが存在せず、重力による影響がキャンセルされていると考えられる。図 7-2 のトルクの時間波形および FFT 解析では比較しづらかった重力の影響が、キャリア上に無線式対向加速度ピックアップを取り付けたことでよく見えていることがわかる。図 7-3 では図 7-2(b)同様に鉛直時の方が水平時に比べかみあい周波数一時成分が大きくなっており、D-PGT を鉛直にして回転させることによって重力の影響で変動することなく安定して回転することから、パワーがかみあい周波数一時成分に集中すると考えられる。最後に、図 7-3 において水平・鉛直にかかわらず共通して存在するピークがいくつも見受けられ、試験機特有の組みつけ誤差によるものと考えられる。以上、図 7-1 のように重力方向を変えて重力の影響を無視できるようにして比較したことで、試験機特有の組みつけ誤差の影響が明らかとなった。

したがって、試験機特有の誤差が存在することで、必ずしも本研究によって D-PGT に関する完全に一般化された知見を得られたとはいえない。本研究ではプラネットギヤの歯面精度は変更したが、モジュールや歯数比、材質や重力方向などを変更することはしていないことから、あるひとつのケースを取り扱ったに過ぎない。本研究でも苦労したように、D-PGT では基本的に連成問題であり、たとえばリングギヤとサンギヤのかみあいなどを切りわけることができない。ゆえに、支持剛性や組みつけ誤差、歯面精度やモジュール、歯数比や材質など、組みあわせ爆発を起こすだけでなく、因子の影響を明確に切りわけて議論することが困難で、求められる D-PGT の性能に対して最適解を出すことや一般化した知見として設計指針などを体系化することは至難の業である。ニーズが多様化する社会において、様々な用途に応じて D-PGT を最適化していくことは今後さらに必要とされる重大な課題であると考えられる。

また、第 5 章や第 6 章で扱ったように、ねじり剛性や支持剛性など D-PGT の歯車諸元以外のパラメータによる動特性への影響も明らかにする必要がある。第 5 章では慣性モーメントを変更したが、固有振動数は慣性モーメントとねじり剛性の比によることから、慣性モーメントの変更にとともなってねじり剛性も変更する必要がある。また、第 6 章で扱ったように自動車業界の経験的知見として、「キャリアの回転によるフローティング効果で誤差を吸収するため、キャリア固定はタブー」、「キャリアの支持剛性はガチガチ、リングギヤの支持剛性はふわふわにしてリングギヤで誤差を吸収」などがあるが、Parker が設計パラメータと固有振動数の関係を明らかにしている⁶⁶⁾以外、上記のような経験的知見を実験的に証明し、理論的に説明した研究は存在しない。その点で本研究は、D-PGT の実験的な基礎的研究として、誤差の影響も考慮しつつねじり剛性や支持剛性などの各種パラメータの駆動特性への影響を明らかにできる価値がある。

さらに、本研究のように歯車を扱う研究を続けていくためには取り巻く環境に非常に深刻な問題がある。歯車工学のその歴史が長いだけにすでに務めを果たした感があり¹⁵⁴⁾、資本主義が支配するグローバルな社会において目先の利益を追い求めている現代では、歯車は完成された技術とみなされ研究開発に投資がなされていない。日本機械学会分科会 (RC268) や歯車技術研究会で危惧されているように、近年、歯車研究者の減少とともに歯車技術の衰退が懸念されている (図 7-4, 7-5)¹⁵⁵⁾。動力伝達装置は必要悪としてこれからも必要不可欠な機械要素であり、企業各社が短期的な視点で目の前の利益を追求するために放棄できる分野ではない。にもかかわらず、AI などの最新技術の台頭により歯車業界の将来を担う研究者が育たない環境となっている。

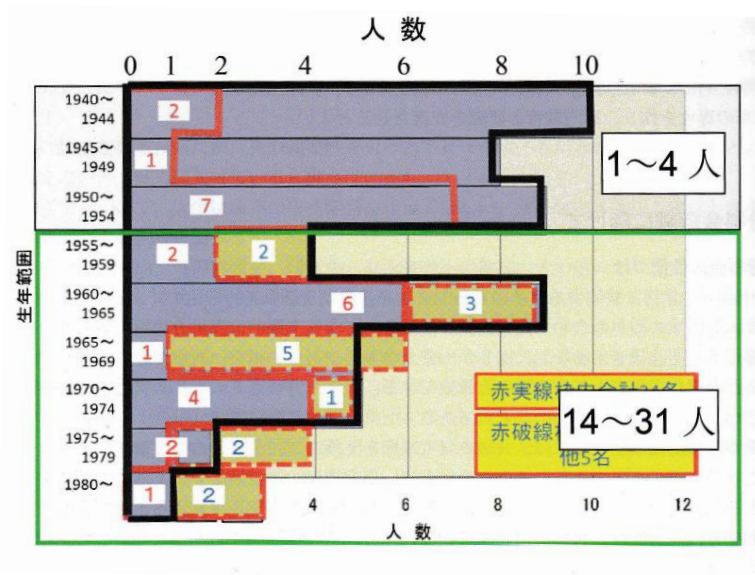


Fig.7-4 Distribution of researchers of gears

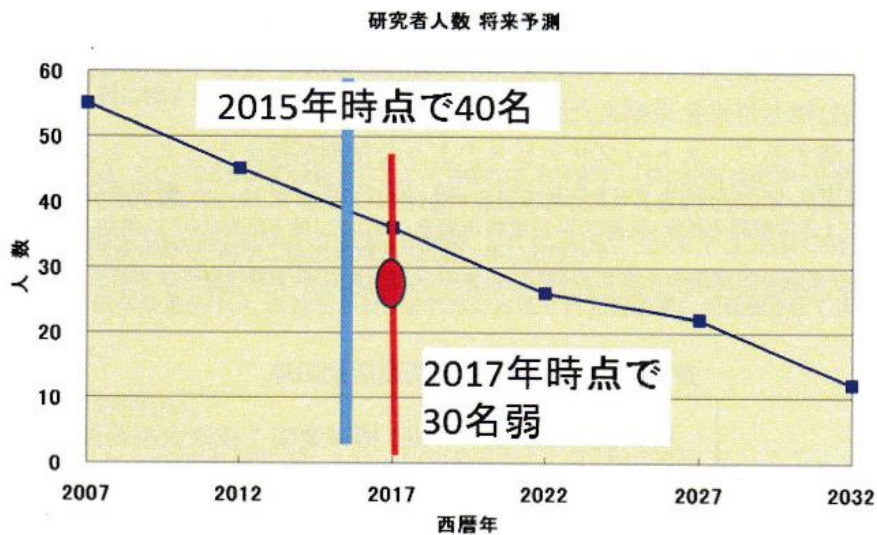


Fig.7-5 Estimation of the number of researchers of gears

その点では本研究は、世界の中でも D-PGT に関して実験を基本として学術的観点から扱った稀有な研究であり、これからさらに多様化する世界のニーズに応えることのできる可能性を秘めた研究である。化石燃料の枯渇ともなって 2030 年にはハイブリッド自動車自動車市場の半分を占めるといわれており、D-PGT は少なくとも百兆円規模の影響をもつと考えられる。自動車だけでなくロボットやパワーアシスト機構など様々な用途で使われることから、その影響は全体で数百兆円規模になると予想される。歯車の研究者が減少する中で、本研究を次の世代へ引継ぎ、現代のニーズにあっていないと批判を受けても着実に継続させることが、将来にとって非常に重要である。歯車の研究者が激減する中で、20~30 年後、世界が必要悪としての動力伝達装置の重要性に気づいたとき、私を含め本研究に関わった者たちが真価を発揮し、世界にとって重要な役割を果たすことを心から願っている。

参考文献

- 1) 松川洋二, 石丸良平, 梅崎洋二, 黒河周平, 土肥俊郎, 河西敏雄, 越山勇, 歯車の歴史とその発展経緯に関する考察, 2008年度精密工学会秋季大会講演会講演論文集 (2008), pp.379-380.
- 2) 会田俊夫, 歯車の技術史, 開発社 (1973).
- 3) 内山弘, 歯車概論, 啓学出版 (1977).
- 4) 松川洋二, 石丸良平, 梅崎洋二, 黒河周平, 土肥俊郎, 河西敏雄, 越山勇, 歯車の歴史とその発展経緯に関する考察 (第2報), 2009年度精密工学会春季大会講演会講演論文集 (2009), pp.447-448.
- 5) 橋本進, 指南車について, 航海 (1989年日中航海学会学術交流会特集) (1989), pp.48-52.
- 6) H. S. Yan, Y. C. Wu, A novel configuration for a brushless DC motor with an integrated planetary gear train, Journal of magnetism and magnetic materials, No.301 (2006), pp.532-540.
- 7) Stocco J. L., Smashing the efficiency barrier- A practical comparison of planetary and orbitless gear-heads, Proceedings of international conference on gears 2017, VDI-Berichte Nr.2294 (2017), pp.319-330.
- 8) F. Roos, H. Johansson, J. Wikander, Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic applications, Mechatronics, No.16 (2006), pp.63-72.
- 9) 石川二郎, 機械要素 (2), コロナ社 (1958), p164.
- 10) エネルギーを考える 未来への選択, 総合研究開発機構 (1979).
- 11) Transforming our world: the 2030 agenda for sustainable development, United Nations (2015).
- 12) D.H. メドウスほか, 成長の限界, ダイヤモンド社 (1972).
- 13) Dmitry Orlov, 崩壊5段階説, 新評論 (2015).
- 14) 松久寛, 縮小社会への道 -原発も経済成長もいらない幸福な社会を目指して-, 日刊工業新聞社, (2012).
- 15) 松川洋二, 石丸良平, 梅崎洋二, 黒河周平, 土肥俊郎, 河西敏雄, 越山勇, 歯車の歴史とその発展経緯に関する考察(第3報), 2009年度精密工学会秋季大会講演会講演論文集, pp.665-666.
- 16) 村山博, 自動運転車, 燃料自動車, 電気自動車に関するイノベーションに関する研究, 環太平洋圏経営研究, No. 16, pp.79-132.
- 17) 服部嘉博, 産業界を取り巻く労働力人口の減少と人材不足そして理系人材育成と企業向け施策の展開状況について, RC268 研究報告書 (2017), pp.582-598.
- 18) H. Lasi, P. Fettke, T. Feld, M. Hoffmann, Industry 4.0, Business & Information Systems Engineering, No.4 (2014), pp.239-242.
- 19) S. Jeschke, C. Brecher, T. Meisen, D. Ozdemir, T. Eschert, Industrial internet of things and cyber manufacturing systems, Industrial internet of thing, Springer Link (2017), pp.3-19.
- 20) 唱新, 中国機械産業の成長構造と「中国製造 2025」の課題, 福井県立大学経済経営研究, No.37 (2017), pp.1-14.
- 21) 風木淳, 安藤, 坂本, Connected industries ~我が国産業が目指す姿(コンセプト)~, 経済産業省, (2017).

- 22) 山田直史, 高島洋典, 木村康則, 超スマート社会 (Society5.0) 実現に向けて CPS/IoT とその後, 情報管理, Vol.60, No.5 (2017), DOI: 10.1241/johokanri.60.325.
- 23) 佐藤知正, 協働ロボット(コボット)が拓く生産と生活の革新～人間・ロボット共存の新時代～, 横幹, Vol.9, No.2 (2015), pp.79-85.
- 24) Lionel Birglen, Clement M. Gosselin, Force analysis of connected differential mechanisms: Application of grasping, The international journal of robotics research (2006), pp.1033-1046.
- 25) Takahiro Endo, Haruhisa Kawasaki, Tetsuya Mouri, Yasuhiro Doi, Tetsunori Yoshida, Yasuhiko Ishigure, Hisayuki Shimomura, Masato Matsumura, Kazumi Koketsu, Five-fingered haptic interface robot: HIRO3, Proceedings of third joint eurohaptics conference and symposium on haptic interfaces for virtual environment and teleoperator systems (2009), pp.458-463.
- 26) Dustin J. Williams, Hermano Igo Krebs, Neville Hogan, A robot for wrist rehabilitation, Proceedings of the 23rd annual EMBS international conferences (2001), pp.1336-1339.
- 27) T. Miyagawa, N. Iwatsuki, Characteristics of in-pipe mobile robot with wheel drive mechanism using planetary gears, Proceedings of the 2007 IEEE international conference on mechatronics and automation, (2007), pp.3646-3651.
- 28) 梅村敦史, 羽根吉寿正, 遊星歯車二関節駆動アームのモータ配置と出力特性, パワーエレクトロニクス学会誌, Vol.36 (2011), pp.110-116.
- 29) 鶴本勝夫, 田中裕二, 新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験, 日本応用磁気学会誌, Vol.26, No.4 (2002), pp.703-706.
- 30) 浅間一, 災害・事故対応に求められるロボット技術, まてりあ, Vol.51, No.4 (2012), pp.139-142.
- 31) D. Surdilovic, R. Bernhardt, L. Zhang, New intelligent power-assist systems based on differential transmission, Robotica, Vol.21 (2003), pp.295-302.
- 32) 樋口峰夫, 人間共存型作業補助アーム PAS-arm の開発 (基本構想とメカニズム), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.730 (2007), pp.156-162.
- 33) 樋口峰夫, 人間共存型作業補助アーム PAS-arm の開発 (メカニズム・CVT の設計と機能検証システム), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.749 (2009), pp.104-112.
- 34) W. Chlebosz, G. Ombach, J. Junak, Comparison of permanent magnet brushless motor with outer and inner rotor used in e-bike, XIX international conference on electrical mechanics (2010), DOI: 10.1109/ICELMACH.2010.5608000.
- 35) J. Liu, H. Peng, A systematic design approach for two planetary gear split hybrid vehicles, Vehicle system dynamics, Vol.48, No.11 (2010), pp.1315-1412.
- 36) C. C. Chan, K. T. Chau, An overview of power electronics in electric vehicles, IEEE transactions on industrial electronics, Vol.44, No.1 (1997), pp.3-13.
- 37) J. D. Santiago, H. Bernhoff, B. Ekergard, S. Eriksson, S. Ferhatovic, Electrical motor drivelines in commercial all-electric vehicles: A review, IEEE transactions on vehicular technology, Vol.61, No.2 (2012), pp.475-484.
- 38) 石原智男, 工学から工業へ, 自動車技術, Vol.37, No.7 (1983), p.164.

- 39) S. Cho, K. Ahn, J. M. Lee, Efficiency of the planetary gear hybrid powertrain, *Journal of Automobile engineering* (2006), pp.1445-1454.
- 40) X. Zhang, S. E. Li, H. Peng, J. Sun, Efficient exhaustive search of power-split hybrid powertrain with multiple planetary gears and clutches, *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, No.137 (2005), pp.121006-1-12.
- 41) A. B. Randall, R. H. Todd, Investigation of a planetary differential for use as a continuously variable transmission, *Proceedings of the ASME 2014 international design engineering technical conferences & computers and information in engineering conference, DETC2014-35455* (2014), pp.1-12.
- 42) 佐藤桂匡, 五井龍彦, 坂野孝彦, 今井秀幸, オープンローター用差動遊星ギヤボックスの開発, *日本航空宇宙学会誌*, No.66 (2018), p.3.
- 43) 池淵 耕平, 高橋拓社, 阿部圭太, 矢ノ目猛, 宮澤正樹, 鶴本勝夫, 2入力1出力機能を有する磁気式遊星歯車装置の駆動特性, *東北学院大学工学部研究報告*, Vol.49 (2015), pp.1-8.
- 44) L. Gaertner, M. Ebenhoch, The ZF automatic transmission 9H48 transmission system design and mechanical parts, *SAE international Journal of passenger cars - mechanical system*, Vol.6, No.2 (2013), pp.908-917.
- 45) 陳勇, 石橋彰, 園田計二, 松原正巳, 乗用車の自動変速機用遊星歯車変速機の騒音・振動に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.66, No.642 (2000), pp.634-639.
- 46) 両角宗晴, 遊星歯車機構の効率評価の簡単な分りよい方法について, *信州大学工学部紀要*, No.31 (1971), pp.105-118.
- 47) 両角宗晴, 遊星歯車機構の軸トルク計算式 (第1報, 2K-H型遊星歯車機構), *信州大学工学部紀要*, No.54 (1983), pp.1-14.
- 48) 日高照晃, 杉本信行, 遊星歯車装置の騒音に関する研究, *山口大学工学部研究報告*, No.239 (1982), pp.39-46.
- 49) 日高照晃, 杉本信行, 石田武, 遊星歯車装置の荷重等配機構における各種誤差と荷重配分の関係, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.52, No.480 (1986), pp.2200-2206.
- 50) 日高照晃, 石田武, 岡田徳久, 羽廣卓一, 遊星歯車装置の特性改善のための2, 3の方法, *山口大学工学部研究報告*, No.23 (1986), pp.23-33.
- 51) 森川邦彦, 西原隆太, 遊星歯車の振動挙動解析, *機素潤滑設計部門講演会論文集* (2004), pp.213-216.
- 52) 熊谷幸司, 森川邦彦, 西原隆太, 根本淳一, 富田保夫, ステップドピニオン式遊星歯車装置の振動挙動, *第6回機素潤滑設計部門講演会論文集* (2006), pp.59-62.
- 53) 森川邦彦, 熊谷幸司, 西原隆太, 遊星歯車装置のサイドバンド現象解析, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.80, No.815 (2014), p.DSM0212.
- 54) 林輝, 高橋崇, 石川二郎, 遊星歯車機構の荷重つりあい理論, *日本機械学会論文集* (第3部) (1969), pp.1394-1404.
- 55) 林輝, 遠藤 欽一, 李 元燮, 渡辺 互, 林 巖, 遊星歯車装置の動的荷重分担の測定と若干の考察, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.51, No.471 (1985), pp.2910-2917.

- 56) R.G. Parker, V. Agashe, S. M. Vijayakar, Dynamic response of a planetary gear system using a finite element/contact mechanics model, *Transactions of the ASME*, No.122 (2000), pp.304-310.
- 57) V. K. Ambarisha, R. G. Parker, Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models, *Journal of sound and vibration*, No.302 (2007), pp.577-595.
- 58) T. M. Ericson, R. G. Parker, Planetary gear modal vibration experiments and correlation against lumped-parameter and finite element models, *Journal of sound and vibration*, No.332 (2013), pp.2350-2375.
- 59) X. Wu, R. G. Parker, Modal properties of planetary gears with an elastic continuum ring gear, *Journal of applied mechanics*, No.75 (2008), pp.031014-1-12.
- 60) R. G. Parker, A physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration, *Journal of sound and vibration*, No.236 (2000), pp.561-573.
- 61) V. K. Ambarisha, R. G. Parker, Suppression of planet mode response in planetary gear dynamics through mesh phasing, *Journal of vibration and acoustics*, No.128 (2006), pp.133-142.
- 62) R. G. Parker, Planetary gear parametric instability caused by meshing stiffness variation, *Journal of sound and vibration*, No.249 (2002), pp.129-145.
- 63) T. Eritenel, R.G. Parker, An investigation of tooth mesh nonlinearity and partial contact loss in gear pairs using a lumped parameter model, *Mechanism and machine theory*, No.56 (2012), pp.28-51.
- 64) T. Eritenel, R.G. Parker, Three-dimensional nonlinear vibration of gear pairs, *Journal of sound and vibration*, No.331 (2012), pp.3628-3648.
- 65) J. Lin R. G. Parker, Analytical characterization of the unique properties of planetary gear free vibration, *Transactions of the ASME*, No.121 (1999), pp.316-321.
- 66) J. Lin R. G. Parker, Sensitivity of planetary gear natural frequencies and vibration modes to model parameters, *Journal of sound and vibration*, No.228 (1999), pp.109-128.
- 67) D. R. Kiracofe, R.G. Parker, Structural vibration modes of general compound planetary gear systems, *Journal of vibration and acoustics*, No.129 (2007), pp.1-16.
- 68) C. G. Cooley, R. G. Parker, Vibration properties of high-speed planetary gears with gyroscopic effects, *Journal of vibration and acoustics*, No.134 (2012), pp.061014-1-11.
- 69) C. G. Cooley, R. G. Parker, A review of planetary and epicyclic gear dynamics and vibrations research, *Applied mechanics reviews*, No.66 (2014), pp.040804-1-15.
- 70) A. Kahraman, Free torsional vibration characteristics of compound planetary gear sets, *Mechanism and machine theory*, No.36 (2001), pp.953-971.
- 71) C. Yuksel, A. Kahraman, Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth profile wear, *Mechanism and machine theory*, No.39 (2004), pp.695-715.
- 72) A. Kahraman, H. Ligata, Effects of external splines on deformations of ring gears of planetary gear sets, *VDI-Berichte*, No.2294 (2017), pp.341-352.
- 73) X. Gu, P. Velex, On the dynamic simulation of eccentricity errors in planet gears, *Mechanism and machine theory*, No.61 (2013), pp.14-29.

- 74) X. Gu, P. Velex, A dynamic model to study the influence of planet position errors in planetary gears, *Journal of sound and vibration*, No.331 (2012), pp.4554-4574.
- 75) M. Chapron, P. Velex, J. Bruyere, S. Becquerelle, Optimization of profile modifications with regard to dynamic tooth loads in single and double-helical planetary gears with flexible ring-gears, *Journal of mechanical design*, No.138 (2016), pp.023301-1-11.
- 76) M. C. Tsai, C. C. Huang, B. J. Lin, Kinematic analysis of planetary gear systems using block diagrams, *Journal of mechanical design*, No.132 (2010), pp.065001-1-10.
- 77) W. Kim, J. Y. Lee, J. Chung, Dynamic analysis for a planetary gear with time-varying pressure angles and contact ratios, *Journal of sound and vibration*, No.331 (2012), pp.883-901.
- 78) Z. X. Peng, J. B. Hu, T. L. Xie, C. W. Liu, Design of multiple operating degrees-of-freedom planetary gear trains with variable structure, *Journal of mechanical design*, No.137 (2015), pp.093301-1-11.
- 79) 中川正夫, 西田大, 廣垣俊樹, 青山栄一, サンギア等速度線図を用いた遊星歯車機構の3軸駆動無段変速における瞬間中心の挙動特性の考察, *精密工学会誌*, Vol.83, No.6 (2017), pp.572-578.
- 80) 中川正夫, 西田大, 福田知樹, 廣垣俊樹, 青山栄一, ハイスピードカメラを用いた遊星歯車機構の差動3軸駆動におけるプラネットギヤの運動モニタとその瞬間中心の図式解法による検証, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.84, No.866 (2018), pp.17-00504.
- 81) 矢田恒二, 歯車応用機構の設計, *機械技術協会* (2011).
- 82) 森川邦彦, P-SCD380 研究成果報告書(2016), pp.133-144.
- 83) 小原歯車工業株式会社, 歯車技術資料 3014, Vol.1(2016), pp.121-122.
- 84) 石橋彰, Haidar, M. A., 園田計二, 2自由度系遊星歯車機構の理論効率の計算式に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.63, No.611 (1997), pp.2518-2525.
- 85) 中川正夫, 西田大, 廣垣俊樹, 青山栄一, 自在継手を用いた遊星歯車機構の低騒音化と高ギヤ比化に関する研究 (新機構の基礎特性の検討と実駆動による検証), *精密工学会誌*, Vol.84, No.1 (2017), pp.89-96.
- 86) 鈴木健司, 森田寿郎, 基礎から学ぶ機構学, オーム社 (2010), pp.36-49.
- 87) 日高照晃, 王宏猷, 石田武, 松本和幸, 橋本正孝, サイクロイド歯車を用いた K-H-V 形遊星歯車装置の回転伝達誤差に関する研究 (第 1 報, 解析方法), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.60, No.570 (1994), pp.645-653.
- 88) 上西康弘, 廣垣俊樹, 青山栄一, 中野裕介, 丹下宏美, 片山傳生, サーモグラフィによるギヤ起振力評価システムの確立, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.71, No.703 (2005), pp.1085-1090.
- 89) 河本滋, 小野明, 井田力, 廣垣俊樹, ヘリカルギヤのギヤ音低減のためのギヤ精度と噛合率の改善, *自動車技術会誌*, Vol.45, No.12 (1991), pp.94-98.
- 90) 黒河周平, 有浦泰常, 歯車の負荷時高精度かみあい伝達誤差測定に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.64, No.623 (1998), pp.2718-2725.
- 91) 今井祥二, 石田明允, 顎関節運動における瞬間中心の計測, *医用電子と生体工学*, Vol.28, No.1(1990), pp.18-24.

- 92) Masao N., Mohamed A. B. A., Toshiki H., Eiichi A., Investigation of dynamic behavior of planet gears in planetary gear sets for three-axis driving, *Mechanical engineering journal*, Vol.3, No.1 (2016), pp.1-16.
- 93) Jinming L., Huei P., Zoran F., Modeling and analysis of the Toyota hybrid system, *International conference on advanced intelligent mechatronics*, (2005), MB1-04, pp.134-139.
- 94) 中川正夫, 西田大, 廣垣俊樹, 青山栄一, 3軸回転による無段変速および差動時の遊星歯車機構の駆動評価装置の設計とその試作に基づく考察, *JSDE 設計工学*, Vol.53, No.2 (2017), pp.161-176.
- 95) 青山栄一, 廣垣俊樹, 上西康弘, 山田健, 中田康弘, まがりかさ歯車の回転挙動の外部モニタリング, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.66, No.644 (2000), pp.1284-1290.
- 96) 新井典久, 河本滋, 廣垣俊樹, 上西康弘, 荒川伸夫, 外山和正, エリコン式まがりばかさ歯車の速度変動に関する一考察, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.59, No.560 (1993), pp.1204-1209.
- 97) 松村茂樹, 若崎知己, 飯野剛, 北條春夫, プラネタリ型遊星歯車装置の振動挙動の実験的把握に関する研究, 第14回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, 14-6 (2014), pp.159-160.
- 98) 嶋本篤, 工作機械知能化のための力・トルクのセンシング技術, *砥粒加工学会誌*, Vol.59, No.9 (2015), pp.508-511.
- 99) Masao N., Mohamed A. B. A., Toshiki H., Eiichi A., Investigation into characteristics of instantaneous center under three-axis driving planetary gear set, *International conference on Gears 2015, VDI-Berichte Nr.2255.1* (2015), pp.295-304.
- 100) Yutao, L. and Di, T., Dynamics modeling of planetary gear set considering meshing stiffness based on bond graph, *International conference on advances in engineering, Procedia engineering* 24(2011), pp.850-855.
- 101) 中川正夫, 西田大, 廣垣俊樹, 青山栄一, ボンドグラフに基づく遊星歯車機構のねじり連成振動解析と考察, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.83, No.849 (2017), pp.16-00360.
- 102) Tanguy Dauphin, G., Rahmani, A., and Sueur, C., Bond graph aided design of controlled system, *Simulation practice and theory*, Vol.7, Issue 5-6(1999), pp.493-513.
- 103) Hrovat, D. and Tobler, W., Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters, *Journal of the franklin institute*, Vol.319, Issuer1-2(1985), pp.93-114.
- 104) Sueur, C. and Tanguy Dauphin G., Bond-graph approach for structural analysis of MIMO linear systems, *Journal of franklin institute*, Vol.328, Issue1 (1991), pp.55-70.
- 105) トーマ, J., 須田信英, ボンドグラフによるシミュレーション, コロナ社 (1996).
- 106) 林輝, 歯車規格の資料作りからマイクロメカニズムの研究まで, *精密工学会誌*, Vol. 75, No. 1(2009), p.37.
- 107) Kiekbusch, T., Sappok, D., Sauer, B. and Howard, I., Calculation of the combined torsional mesh stiffness of spur gears with two- and three-dimensional parameterical FE models, *Journal of mechanical engineering*, Vol.57(2011), pp.810-818.
- 108) 社団法人日本材料学会, *機械設計法*, 第7章 (2010), p.179.
- 109) Faggioni, M., Samani, F., Bertacchi, G. and Pellicano, F., Dynamics optimization of spur gears, *Mechanism and machine theory* 46(2011), pp.544-557.

- 110) Kiekbusch, T. and Howard, I., A common formula for the combined torsional mesh stiffness of spur gears, 5th Australasian congress on applied mechanics, ACAM (2007).
- 111) F. Chaari, M. S. Abbes, F. V. Rueda, A. F. D. Rincon, M. Haddar, Analysis of planetary gear transmission in non-stationary operations, *Front mech Eng*, Vol.8, No.1 (2013), pp.88-94.
- 112) Tomoki Fukuda, Masao Nakagawa, Syota Matsui, Toshiki Hirogaki, Eiichi Aoyama, Investigation of planet gear motion in a planetary gear train with direct high speed monitoring, *Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC2018, DETC2018-85505* (2018).
- 113) Masao Nakagawa, Tomoki Fukuda, Toshiki Hirogaki, Eiichi Aoyama, Direct high-speed monitoring of planet gear centre in a planetary gear train by observing planet gear's motion and instant center with a high-speed camera, *Proceedings of international gear conference*, Vol.2 (2018), pp.1099-1109.
- 114) 中川正夫, 福田知樹, 廣垣俊樹, 青山栄一, ハイスピードモニタリングに基づく差動遊星歯車機構の過渡応答の解明方法の研究, *精密工学会誌* (2019), 掲載決定済み.
- 115) 佐藤申一, 自転作用を利用する円筒歯車遊星機構, *大同工業大学紀要*, No.3 (1967), pp.1-8.
- 116) D. Farhabi Macheuposhti, N. Tolou, J. L. Herder, A Review on Compliant Joints and Rigid-Body Constant Velocity Universal Joints Toward the Design of Compliant Homokinetic Couplings, *Journal of Mechanical Design*, Vol.137, No.3 (2015), pp.032301-1-12.
- 117) Culver, I. H., "Constant Velocity Universal Joint" U.S. Patent No.3 (1969), 477, 249.
- 118) Geisthoff, H., Welschhof, H., and Herchenbach, P., "Strictly Homokinetic Double Hooke" German Patent No. 2 (1978), 802, 572.
- 119) Thompson, G. A., "Constant Velocity Coupling and Control System" U.S. Patent No. 7 (2006), 144, 326.
- 120) 二宮敬一, 松本泰徳, 古賀俊彦, 和田正毅, AE法を用いた旋削加工におけるインプロセス計測システムの開発 (第1報 切削現象のメカニズム解明に関する実験的検討), *JSDE 設計工学*, Vol.53, No.5 (2018), pp.401-410.
- 121) 佐藤泰司, 色彩評価用光源の条件, 歯科の色彩, Vol.2, No.1 (1995), pp.11-14.
- 122) 上谷芳昭, 松浦邦男, 均等拡散でない面内の輝度計算のための反射モデル-実測値に基づく反射指向特性の数式モデル化-, *照明学会創立75周年記念全国大会* (1991), pp.99-100.
- 123) 馬雷, 古木辰也, 吳魏, 廣垣俊樹, 青山栄一, 磁気研磨ブラシによる研磨機構の解明, *日本機械学会論文集*, Vol.82, No.844 (2016), pp.16-00253.
- 124) 米原牧子, 鈴木圭介, 木原幸一郎, 木嶋彰, 磯野宏秋, 杉林俊雄, 5052 アルミニウム合金の表面凹凸が光沢度に及ぼす影響, *軽金属*, Vol.53, No.4 (2003), pp.163-168.
- 125) Dr. H. B. Kekre, Sudeep D. Thepade, Color traits transfer to grayscale images, *First international conference on emerging trends in engineering and technology*, pp.82-85, DOI: 10.1109/ICETET.2008.107.
- 126) Mark Grundland, Neil A. Dodgson, Decolorize: Fast, constant enhancing, color to grayscale conversion, *Pattern recognition*, No.40 (2007), pp.2891-2896.
- 127) 大田登, 色彩工学, 東京電機大学出版局, 第1版 (1993).
- 128) 海田英俊, バックラッシュと振動制御, *日本ロボット学会誌*, Vol.13, No.8 (1995), pp.1073-1077.

- 129) 小田井正樹, 堀洋一, 非整数次制御系による非線形要素に強い制御器の設計法, 電子論 D, Vol.120, No.1 (2000), pp.11-18.
- 130) 小原歯車工業株式会社, 歯車技術資料 3014, Vol.1(2016), pp.56-57.
- 131) 久保愛三, 野中鉄也, 影山真佐富, 加藤直哉, 加藤昭吾, 大森利雄, 歯車装置の振動騒音問題の伝達誤差および総合起振力, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.532 (1990), pp.3404-3409.
- 132) 久保愛三, 野中鉄也, 加藤直哉, 加藤昭吾, 大森利雄, 歯車装置の振動騒音問題に対する代表歯面形状精度, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.532 (1990), pp.3398-3403.
- 133) A. Kubo, Stress condition, vibrational exciting force, and contact patter of helical gears with manufacturing and alignment error, Journal of mechanical design, No.100 (1978), pp.77-84.
- 134) 久保愛三, 梅澤清彦, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.43, No.371(1975), pp.2771-2783.
- 135) 小川侑一, 松村茂樹, 北條春夫, 佐藤太一, 梅澤清彦, 歯すじ方向誤差を考慮した平歯車の回転方向振動挙動の解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.634 (1999), pp.2486-2493.
- 136) 小森雅晴, 久保愛三, 川崎芳樹, 圧力角ならびに歯筋の傾きがばらつくはすば歯車の振動最適化歯面設計法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.646 (2000), pp.1959-1966.
- 137) Thomas Chiang, R. H. Badgley, Reduction of vibration and noise generated by planetary ring gears in helicopter aircraft transmissions, Power transmission gearing papers, Vol.95, No.4 (1973), pp.1149-1158.
- 138) 田中 英一郎, 北條春夫, 武藤大輔, 本白水博文, 多段はすば歯車装置の振動放射音解析システムと歯車箱の低騒音化設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.680 (2003), pp.1108-1115.
- 139) 田中 英一郎, 北條春夫, 歯車装置振動放射音解析システムを用いた歯車箱の低騒音化設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.694 (2004), pp.1861-1867.
- 140) 中川正夫, 西田大, 福田智樹, 松井翔太, 廣垣俊樹, 青山栄一, 歯面精度が遊星歯車機構のかみあい音に及ぼす影響に関する研究 -異なる精度の歯車の組み合わせと音響インテンシティによる検討-, 精密工学会誌, Vol.84, No.8 (2018), pp.724-730.
- 141) 中川紀壽, 関口泰久, 東明彦, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究 (第 1 報, 振動・音響エネルギー流れに及ぼす散逸エネルギーの影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.590 (1995), pp.3820-3826.
- 142) 中川紀壽, 関口泰久, 東明彦, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究 (第 2 報, 振動インテンシティの渦と音場の関係), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.593 (1996), pp.97-103.
- 143) 中川紀壽, 関口泰久, 東明彦, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究 (第 3 報, 矩形平板における振動-音響エネルギー変換効率の提案), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.604 (1996), pp.4520-4527.
- 144) 小原歯車工業, 歯車技術資料 (2017), p.61.
- 145) 小野測器, 小野測器技術レポート「騒音計とは」, 第 3 版 (2009).

- 146) Araragi, T., Uenishi, Y., Hirogaki, T. and Aoyama, E., Design method of number of teeth for low noise gears considering human aural characteristics, *Journal of advanced mechanical design, systems, and manufacturing*, Vol.2, No.2 (2008), pp.203-213.
- 147) 林巖, 岩附信行, 牧泰希, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第1報 音響放射パワー推定の基礎理論および軸一体円板への適用), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.56, No.531 (1990), pp.3046-3052.
- 148) 林巖, 岩附信行, 牧泰希, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第2報 軸一体円板からの音響放射パワーの推定および実験), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.56, No.531 (1990), pp.3053-3059.
- 149) 林巖, 岩附信行, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第3報 軸一体円板の剛体振動モードを考慮した音響放射パワーの推定と実験), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.57, No.535 (1991), pp.914-920.
- 150) 林巖, 岩附信行, 隼田敦之, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第4報 軸一体円板の三次元方向加振状態への音響放射パワー推定基礎理論の拡張), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.58, No.552 (1992), pp.2549-2555.
- 151) 林巖, 岩附信行, 隼田敦之, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第5報 三次元方向から加振される軸一体円板の音響放射パワーの推定および実験), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.58, No.554 (1992), pp.3088-3095.
- 152) 林巖, 岩附信行, 隼田敦之, 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究 (第6報 三次元方向加振力を受ける軸一体円板の剛体振動モードを考慮した音響放射パワーの推定および実験), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.59, No.562 (1993), pp.1870-1877.
- 153) 飯田裕, 歯車軸系の振動・騒音, *職業能力開発大学校紀要*, No.41A (2012), pp.83-101.
- 154) 梅澤清彦, 歯車工学から動力伝達工学へ, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.51, No.464 (1985), pp.705-709.
- 155) 一般社団法人日本機械学会イノベーションセンター研究協力事業委員会, RC268 歯車装置に対する設計・製造及び評価に関する革新的技術研究の調査研究分科会 ～世界トップレベルの歯車装置技術であるために～ 研究報告書 (2017), pp.304-305.

謝 辞

本研究の端緒を与えていただき、学部4回生より6年にわたりご懇篤なるご指導、ご鞭撻を賜りました本学教授 廣垣俊樹博士に深甚なる謝意を表します。学部2回生のときに先生の授業で遊星歯車機構に出会ってから2年近く、漠然と興味を持ち続け、研究室に配属されてアンケートの1, 2位で書いた遊星歯車機構の研究チームに入れると知った時はほんとうに運命だと思いました。やりたかった研究に加え、幹事のときに大改革をおこした研究室のマネジメント、安全安心技術者養成コースやMOT、さらにはグローバル・リソース・マネジメントと、叱られながらも交渉力を磨き、やりたいことを自由にさせていただけただけの心を心から感謝いたします。常に100%以上の負荷のかかる状態で過ごす時間は正直つらい時もありましたが、小さなことを積み重ね、運命に導かれるままここまで来ることができたことをとても幸せに思います。まだまだ若輩者ですが、これからも「人とは違うおもしろい人生」を歩めるよう一層精進していきたいとします。

本研究の遂行にあたりご懇切なるご教示、ご助言を賜りました本学教授 青山栄一博士に心から厚く感謝申し上げます。先生とのお約束を果たし、後輩たちが目標とできる存在となれたでしょうか。先生が幾度となくおっしゃっていた「自分だけができても価値がない。後輩たちがついていきたいと思える先輩となれ。」というお言葉は、博士後期課程に入り孤独を感じながらGRMでグローバル・リーダーを目指していた私には非常に重く響きました。先生のお言葉を胸に後輩たちに接したことで、研究室のあらゆるテーマの後輩たちが相談に来てくれ、ともに考え、悩み、楽しむ時間を共有できました。あとは、私と同じような道に進んでくれる後輩が育つことを心から楽しみにしています。

本論文の審査に際し、副査を快くお引き受け頂き、貴重なご助言を頂きました本学教授 辻内伸好博士に厚く御礼申し上げます。祖母の施設入所と重なり、ご指導を賜る日程の調整でご迷惑をおかけし、申し訳ありませんでした。非線形現象や音響計測に関し非常に貴重なご指導を賜り、博士後期課程の締めくくりとして非常に勉強になりました。賜った知識を後輩へと継承し、より価値ある研究へとつなげていければと思います。

本論文完成にあたり、惜しめないご助言および激励を頂きましたダイハツ工業株式会社 上西康弘博士に心より厚く御礼申し上げます。長い期間、複数回にわたり率直なご意見を賜り、また丁寧な議論をしていただき、多くのことを学ばせていただきました。尊敬している親しみやすい研究室の大先輩の背中にすこしでも追いつくべく、これからも一層精進していく所存です。

本研究の遂行にあたり、惜しめないご助言および激励を頂きました京都大学名誉教授久保愛三博士、京都工芸繊維大学教授 森脇一郎博士、日産自動車株式会社 森川邦彦博士をはじめ、日本機械学会機素潤滑設計部門、日本機械学会分科会 RC268、歯車技術研究会、近畿歯車懇話会、縮小社会研究会でお世話になりましたみなさまに、心より厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行にご協力頂いた遊星歯車機構班の宮田隆広氏、康龍波氏、Mohamed Ali Ben Abbes氏、西田大氏、福田知樹氏、自作ソフトウェアを提供いただいた尾崎信利氏をはじめ、同志社大学理工学部機械系学科生産システムデザイン研究室の各位に御礼申し上げます。みなさんの今後のさらなるご活躍を心より楽しみにしています。

本研究に厚みと深みを与えてくださったリーディング大学院グローバル・リソース・マネジメントの先生方、職員のみなさん、メンバー各位に感謝いたします。博士前期課程に入る年の4月にたまたまパンフレットを手にして、博士後期課程までの5年一貫のプログラムにもかかわらず、挑戦することを即決したことを覚えています。グローバル・スタディーズの知見に加え、国際連合や世界銀行本部、フィリピンの被災地など、自分の力だけでは観ることのできなかったであろう3現（現場、現物、現実）を観て、考え、議論する機会をいただけたことで視野が広がり、主専攻である機械工学の研究の出口を見据える力も鍛えられました。博士論文の研究とその環境から端緒を得て、機械工学の知見を核として持続可能な社会に貢献するために必要な「体系的な知識」と「グローバル・リーダーとしての素養」を習得することを目的に加入し、AAAテクノロジーに出会った時には霞が晴れるようでした。本コースで得た経験を活かしつつ、グローバル・リーダーとして活躍していけたらと思います。

最後に、私の博士号の取得にあたり、常にあたたく見守り応援してくれた両親、Nguyen Le Hanh Nguyenと彼女の両親、認知症となり忍耐と寛容のさらなる鍛錬の機会を与えてくれた祖母たちに心から感謝致します。博士後期課程での研究に加えて、祖母たちが認知症となり介護が必要となるすべての過程を異なるパターンで経験できたことは非常に大きく、先進国で深刻化する超高齢化社会の現実を自分の問題として経験できたことに感謝しています。介護する側もされる側も精神的に非常につらい時、常に笑顔で寄り添い、手を差し伸べてくれたHanh Nguyenには特に感謝しています。

いつも喜んでいなさい。絶えず祈りなさい。すべての事について、感謝しなさい。
(テサロニケ第一 第5章 16-18節)

2019年1月
中川 正夫