

博士論文

航空機発電装置向け

高速トラクションドライブ CVT に関する研究

**Study on High-Speed Traction Drive CVT
for Aircraft Power Generation**

横浜国立大学大学院

工学府

松田 吉平

Kippe Matsuda

2019年6月

目次

1 緒論.....	4
1.1 はじめに.....	4
1.2 航空機の発電システム.....	5
1.2.1 発電システム概要.....	5
1.2.1 主発電装置.....	7
1.2.2 定速駆動装置&発電機一体型の一定周波数発電システム(IDG).....	11
1.2.3 電動化のトレンドとその課題.....	18
1.3 研究の目的.....	20
2 トラクションドライブ CVT の高速化による効果と課題.....	23
2.1 はじめに.....	23
2.2 トラクションドライブ CVT に関わる先行研究.....	25
2.3 高速化による軽量化の効果.....	26
2.4 高速化にともなう課題.....	28
2.4.1 排熱性の悪化.....	29
2.4.2 風損, オイル攪拌損失の増加.....	29
2.4.3 トラクション係数低下.....	30
2.4.4 パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり.....	35
2.4.5 変速特性の変化.....	35
2.4.6 パワーローラ傾転角の動作不安定事象.....	35
2.5 まとめ.....	36
3 パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり.....	39
3.1 はじめに.....	39
3.2 ジャイロすべりの発生条件の計算.....	41
3.3 CVT 高速化によるジャイロすべりへの影響と対策.....	45
3.3.1 CVT の高速・小型化がジャイロすべりの発生しやすさに与える影響.....	45
3.3.2 CVT のプリロードによるジャイロすべりの抑制効果と高速化の限界.....	46
3.4 試験.....	51
3.4.1 試験装置.....	51
3.4.2 試験結果と計算値の検証.....	53
3.5 今後の課題.....	57
3.6 まとめ.....	58
4 高速トラクションドライブ CVT の変速特性.....	60
4.1 はじめに.....	60
4.2 変速の原理と理論.....	61

4.2.1	パワーローラ傾転動作の基礎式（低速運転における傾転特性）	61
4.2.2	高速運転における傾転応答特性	63
4.3	試験	66
4.3.1	試験装置	66
4.3.2	試験結果	66
4.4	計算値と試験結果に基づく検証と考察	68
4.4.1	理論検証	68
4.4.2	試験結果と解析結果の差異に関する考察	68
4.5	まとめ	74
5	高速トラクションドライブ CVT の安定性	76
5.1	はじめに	76
5.2	同期システムの原理	77
5.3	同期システムの解析	80
5.3.1	同期システムの解析モデル	80
5.3.2	安定性解析	85
5.4	試験	88
5.4.1	試験装置	88
5.4.2	試験結果	89
5.5	試験結果とシミュレーションの比較に基づく検証	92
5.6	今後の課題	95
5.7	まとめ	97
6	結論	99
	謝辞	101

1 結論

1.1 はじめに

化石燃料の大量消費にともない、地球温暖化や石油資源の枯渇が危惧されている。これに対して、自動車用途をはじめとした原動機の動力を有効に活用するためのトランスミッションの開発が精力的におこなわれてきた。特に任意の変速比をとることが可能な無段変速機(CVT)に対する期待は大きく、その中の1つとしてトラクションドライブ式のハーフトロイダル CVT が自動車メーカー(日産自動車)によって実用化された^{(1-1),(1-2)}。実用化にいたるまでには、EHL 理論の進展⁽¹⁻³⁾や、トラクションドライブの技術や CVT の制御理論の発展^{(1-4),(1-5)}、構造及びオイルの信頼性の向上^{(1-6),(1-7),(1-8)}などにおける多くのブレークスルーがあった。2002年に日産自動車のスカイラインに搭載されて以降、自動車用途への採用は見られないが、その後も、伝達効率の向上や小型化、IVT 化に向けた研究がおこなわれている^{(1-1),(1-9)}。一方で五井らは、トロイダル CVT の大きな負荷伝達容量と、極めてはやい変速特性に着目し、航空機用発電装置への適用を試みた^{(1-10),(1-11)}。航空機で使用する電力は、ジェットエンジンの回転動力を抽出することでまかなっているが、エンジンの回転数は刻々と変化するため、一定周波数で発電をおこなうためには変換装置が必要となる。これに対して、発電機の上流に無段変速機を配すれば、変動するエンジン回転数を一定回転へと変換し、一定周波数で発電することができる。ここにトラクションドライブ式トロイダル CVT を適用すれば、小型で安定した電力供給が可能な発電装置を実現することができる。この発電システムは T-IDG (Traction-drive Integrated Drive Generator) と呼ばれ、国産航空機向けに実用化された。

今後トロイダル CVT のさらなる発展を促す最も重要な要因の1つに、小型・軽量化が挙げられる。特に航空機用途においては、燃費向上や航続距離の増大、運動性向上などの観点から非常に大きな軽量化需要がある。軽量化のためには、材料の物性向上、構造の最適化、回転体の高速化が考えられ、その中でも高速化はシンプルで効果が大きい方法として期待される。特に T-IDG においては、近年の航空機電気化の波を受け、発電容量がますます大きくなる中、整備性や搭載性を悪化することなくこれに対応するには高速化は不可欠である。したがって、本稿ではトラクションドライブ式トロイダル CVT の高速化に関して包括的に論述することを目的とし、特に航空機向け発電装置用途を想定して論じる。まず、本章においては導入として、航空機の電気システムと発電装置の機能や構成を紹介し、本研究の動機を示す。

1.2 航空機の発電システム

1.2.1 発電システム概要

Boeing777 航空機を例に、Fig.1-1 を用いて航空機の電気システムを説明する^{(1-12),(1-13)}。機内では 115V400Hz の三相交流電源が主に使用されており、エンジン動力を用いて発電する主発電装置(Main Generator)と、補助動力装置(以下 APU: Auxiliary Power Unit)によって駆動される APU 発電機によってまかなわれている。エンジンが停止している駐機時には、APU 発電機もしくは地上の給電システムから機体の電力をまかなうが、エンジン回転数が一定以上になり、機体が自走しはじめるころには主発電装置のみを用いた発電へと切り替える。主発電装置は各エンジンに搭載されており、それぞれが担当する系統の電力を供給している。これらの系統はブレーカを介して接続されているため、片方の主発電装置が故障した際には、もう片方の主発電装置の系統を接続して電力を補うことができるようになっている。APU 発電機も同様に各系統に接続させることができるため、これらの電力系統のバックアップとして活用することができる。さらに、B777 においては、これら 3 台の発電装置が故障した際に作動させる代替発電装置(BUG: Back Up Generator)があるため、非常に安全性の高い冗長設計になっている。

また、交流電源から変圧整流器(TRU: Transformer Rectifier Unit)を介して 28V の直流電源系統を有している。直流系統の中でも重要となる機体操作系にはバッテリーを用いたバックアップが組み込まれているだけでなく、RAT(Ram Air Turbine)と呼ばれる風車を機体外部に展開することで発電をおこない、電力を供給することができる。

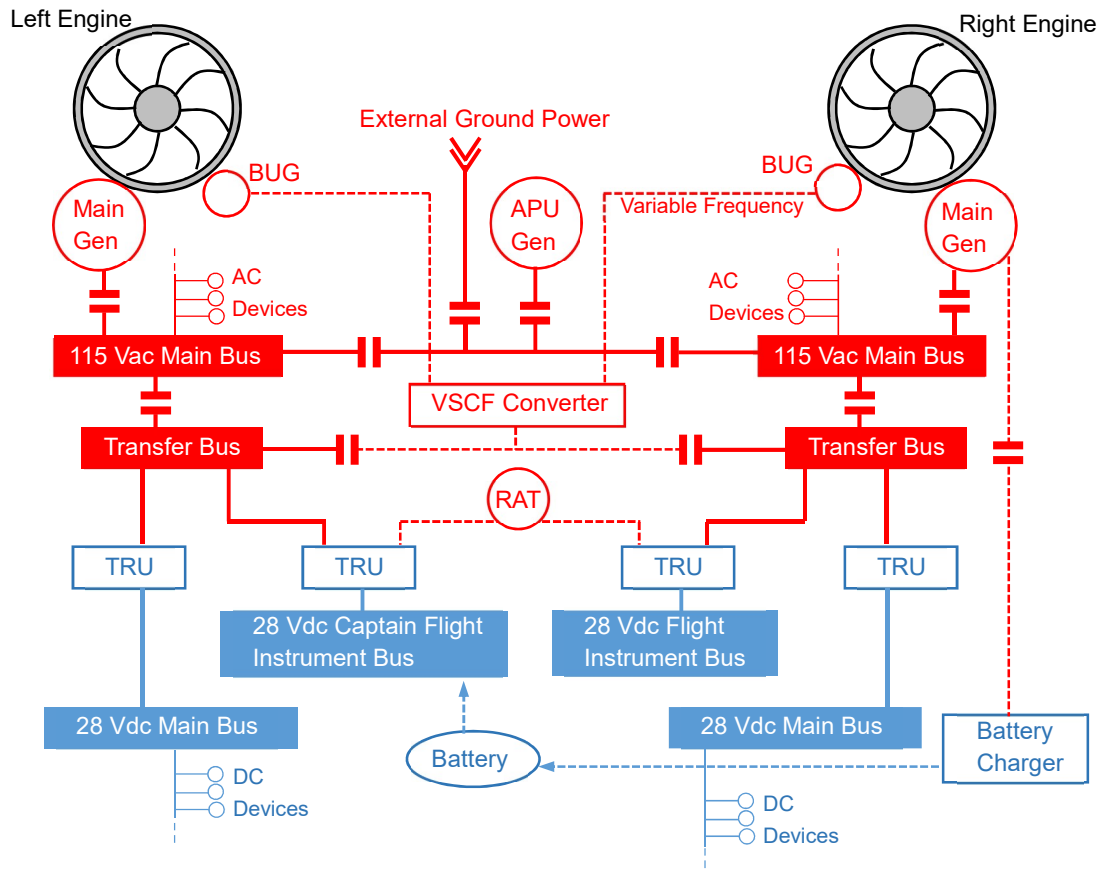


Figure 1-1. Electric system in aircraft (Boeing 777)

1.2.1 主発電装置

本稿の主題となる主発電装置について、より詳細に説明する。

ジェットエンジンはファンや低圧コンプレッサを駆動する低圧軸と、高圧タービンを駆動する高圧軸を有しており、後者から動力を抽出することで補機類(発電機やポンプ)を駆動させる。具体的には、Fig.1-2のように、エンジン高圧軸からベベルギア及び長軸のラジアルドライブシャフト(Radial Drive Shaft)を介してエンジンの外側に取り付けられたギアボックス(Accessory Gearbox)を駆動し、ギアボックスにマウントされた補機類を駆動する(1-14)(1-15)。

ただし、エンジンの回転数はフライトの各フェーズによって変化し、テイクオフ時に到達する最大回転数は、タキシング時の最低回転数の2倍前後である(1-16)。したがって、一定周波数で発電をおこなうためには、機械的もしくは電氣的に周波数の変換をおこなう必要がある。その変換方式によって、以下の3方式が適用されている。

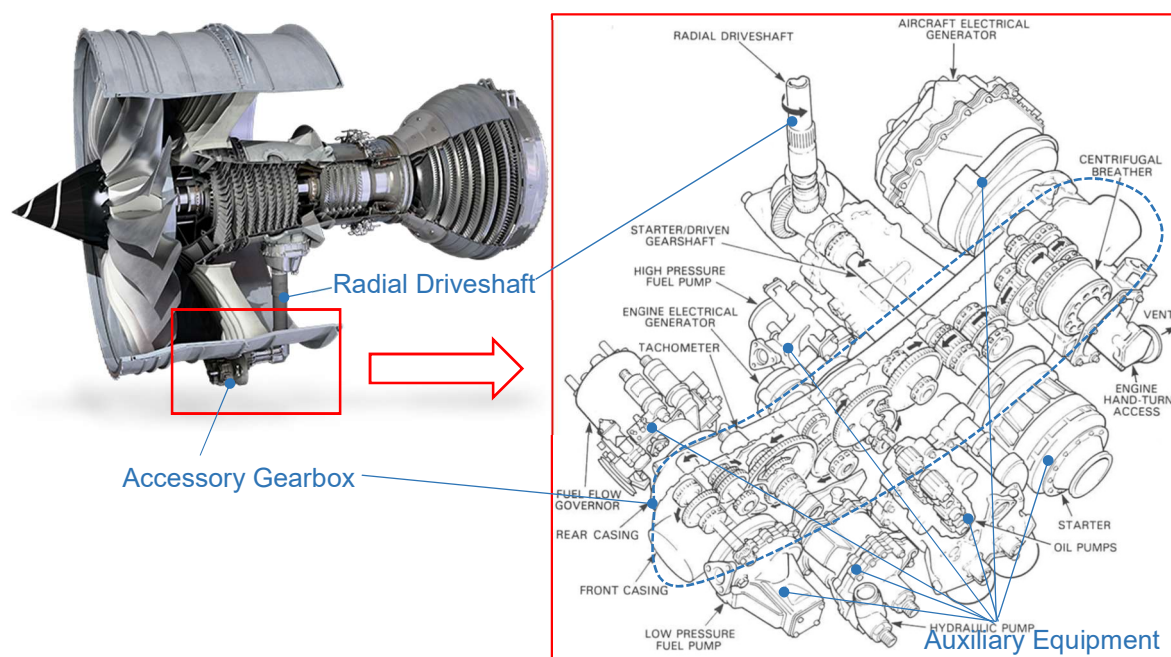


Figure 1-2. Drivetrain from engine to auxiliary equipment (1-14)

(1) 一定周波数発電方式 (CFG: Constant Frequency Generator) : Fig. 1-3

エンジンから無段変速機を介して発電機を駆動する方式。エンジン回転数が低い場合には無段変速機が増速状態になるようにコントロールし、エンジン回転数が高い場合には無段変速機が減速状態になるようにコントロールすることで、エンジンの回転数変動によらず、一定回転数で発電機を駆動することができる。一般的には2極発電機で24000 rpm (400Hz)の交流発電がおこなわれる。

構造としては少し複雑になり、重量が大きくなるが、後述する電氣的な変換システムのようなパワエレ機器が不要となるため、信頼性に優れる。かつては定速駆動装置(CSD: Constant Speed Drive)と発電機が別々のハウジングにおさまっていたが、1970年以降は、無段変速機と発電機を一体化させたIDG(Integrated Drive Generator)が主流である。これは、オイルの潤滑・冷却系やハウジングを共有することによる軽量化効果が大きいためである⁽¹⁻¹⁶⁾。

適用例は多く、B747, B757, B767, B777, A320, A330, A340等に採用されている。

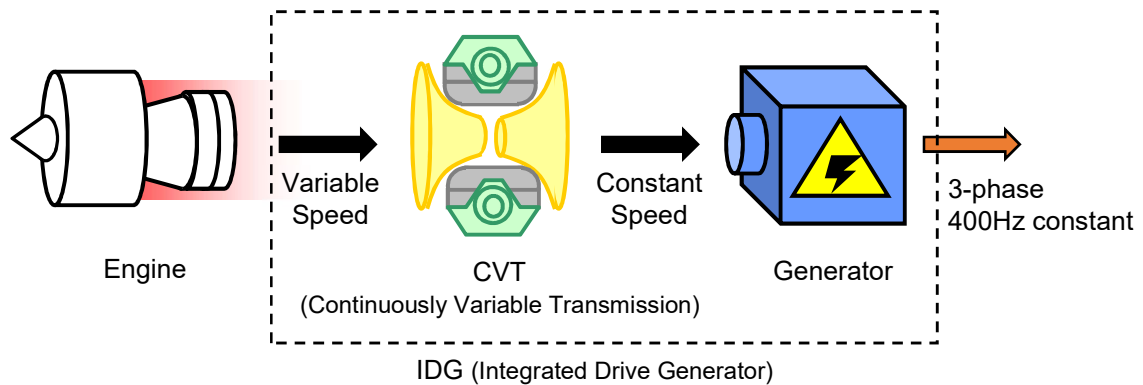


Figure 1-3. CFG system

(2) 可変周波数発電一定周波数変換方式 (VSCF: Variable Speed Constant Frequency) : Fig. 1-4

エンジンから発電機を直接駆動した後、変動する周波数を電気的に変換し、一定周波数とする方式。CFG システムのように無段変速機を活用しないため、発電装置本体の軽量化が期待され、MD90 の主発電装置として採用された。しかし、前述した CFG システムに比べ、VSCF システムは信頼性が低く、MD90 の運行(特に初期)においては度々問題を引き起こした⁽¹⁻¹⁷⁾。また、周波数変換のためのインバータとコンバータは機内に搭載されるため、その排熱もネックとなる。MD90 に適用された当時と比べて、パワエレ機器の信頼性は向上しているとされているものの、その後の採用例はほとんどない。

(3) 可変周波数発電方式 (VFG: Variable Frequency Generator) : Fig. 1-5

エンジンから発電機を直接駆動する方式。変動するエンジン回転をそのまま用いて発電するため、発電した電力の周波数はフライトの状況によって変化する。Fig. 1-6 に示すように、VSCF とは異なり、変動周波数をそのまま用いる系統(周波数に依存しない機器類を接続する系統)と、周波数を一定周波数に変換したのち用いる系統(周波数影響を受ける機器を接続する系統)、交流電流を直流電流に変換して活用する系統から構成される。VSCF と同様に、無段変速機が必要ないため、発電装置本体が軽くシンプルになるという長所がある。一方で、複数のパワエレ機器を用いることから、VSCF と同様に信頼性の懸念があるが、近年の電子部品の信頼性向上や軽量化により、B787 や A380 に採用されている^{(1-16),(1-18)}。ただし、CFG システムと比較すると、周波数や電圧の変動にともなう電子機器の要求増大や運用制限、機器の排熱に関わる問題があるものと推測される。

以上のように各方式はそれぞれ一長一短であり、機体毎に適切な方式が選定される。

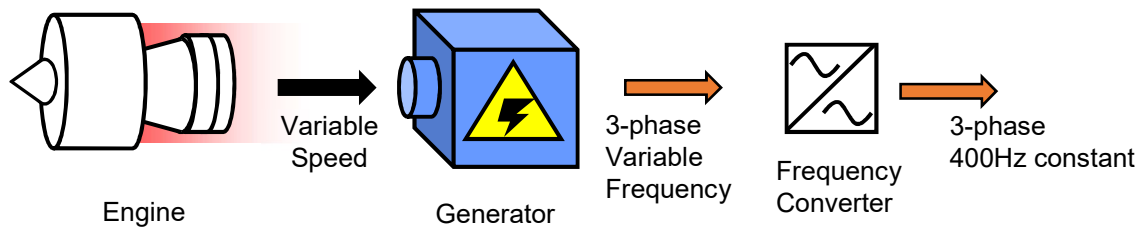


Figure 1-4. VSCF system

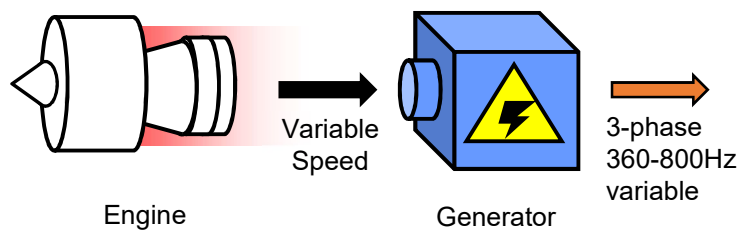


Figure 1-5. VFG system

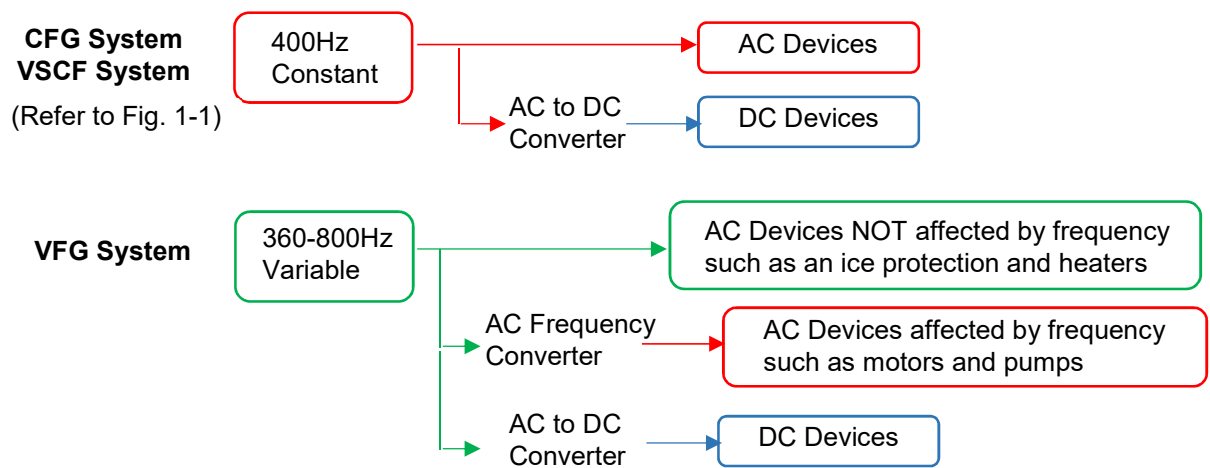


Figure 1-6. Electric power converters in VFG system

1.2.2 定速駆動装置&発電機一体型の一定周波数発電システム(IDG)

前述した CFG 方式の現行形式である IDG システムについて詳細に説明する。Fig. 1-7 に示すように、IDG のハウジングは、無段変速機(CVT)、潤滑ポンプ、同期発電機を内包する。それぞれの構成要素の概要を以下で述べる。

(1) 無段変速機について

無段変速機については、油圧機械式無段変速機(HMT: Hydro-Mechanical Transmission)と、本稿の研究対象であるトラクシヨンドライブ式無段変速機の 2 種類がこれまで実用化されている。前者は、Fig. 1-8 と Fig. 1-9 に示されるように、ラジアルピストンタイプの油圧ポンプと油圧モータを用いた無段変速機(HST: Hydro-Static Transmission と呼ばれる)に、差動歯車機構を組み合わせたものである^{(1-19), (1-20)}。入力軸で駆動される油圧ポンプの吐出容量を変化させることで出力側の油圧モータの回転数をコントロールし、入出力の回転数比を変化させることができる。差動歯車機構を用いて HST を通過する動力を歯車と分配することで、運転効率の向上と小型化をはかっている。トラクシヨンドライブ方式は、Fig. 1-10 と Fig. 1-11 に示されるように入力ディスク、出力ディスク、パワーローラの 3 つの回転体から構成されるハーフトロイダル型バリエータを採用しており、パワーローラの傾転角度を調整することで入出力の回転数比を調整している(Table. 1-1)。製品化された T-IDG は、Fig. 1-10 のように遊星歯車による差動機構を用いることで、CVT を通過する動力を歯車と分配し、運転効率の向上と小型化をはかっている。HST とトラクシヨンドライブバリエータの特徴を比較して Table. 1-2 に示す。以下に概要を述べる。

[各方式の運転効率の違い]

IDG において、無段変速機の運転効率は、機体の燃費に直接寄与するだけではなく、排熱の観点で、クーラサイズなどへのインパクトも大きいため重要度は高い。

HST ではポンプとモータのそれぞれにおいて動力損失が生じるため、それぞれの効率を 90%程度とすると⁽¹⁻²¹⁾、高くとも 80~90%程度の運転効率しか発揮できないが、トラクシヨンドライブ方式では 90%以上の運転効率が期待できる⁽¹⁻²²⁾。また、HST は速度や圧力といった運転条件によって効率が大きく変化し、特定の条件以外では最大効率が得られないが、トラクシヨンドライブ方式では広い運転条件で安定した運転効率を得ることができることが特徴である。

エンジンの回転数や機内での使用電力によって、回転数やトルクが変動することは勿論のこと、1.2.1 項にて前述したように、航空機の電気システムでは片翼の発電機が故障した際には、もう片方の発電機が電力を肩代わりすることがあるため、通常運転の二倍近い過負荷条件での運転が要求される⁽¹⁻¹⁶⁾。このような幅広い運転条件に対して高い効率を発揮するという点では、トラクシヨンドライブ方式が優れていると考えられる。

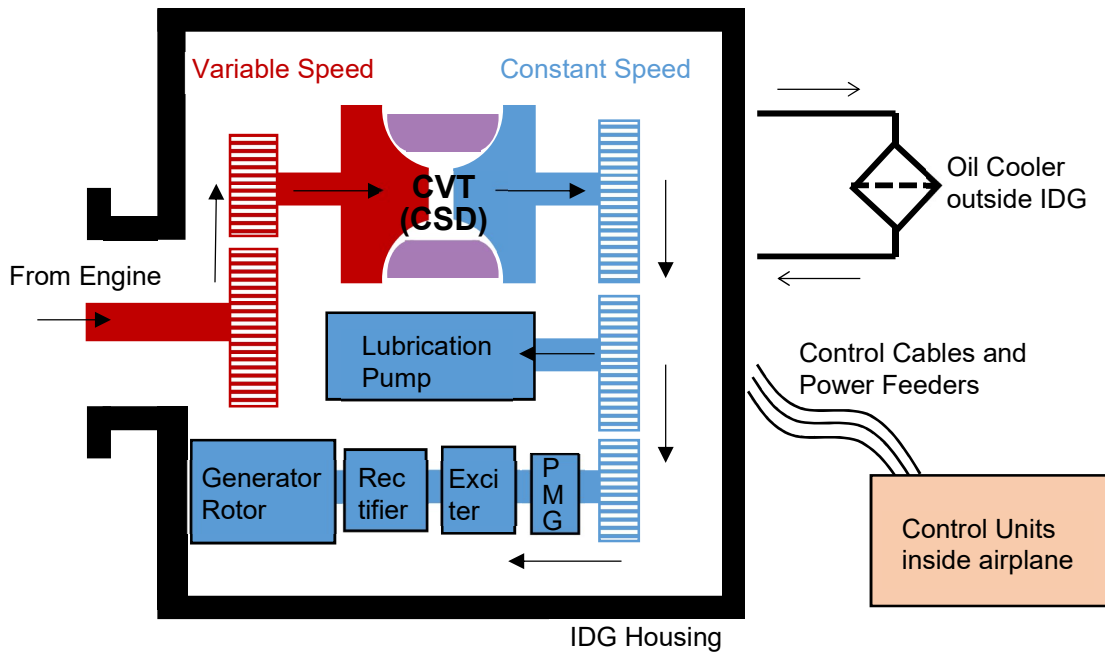


Figure 1-7. Schematics of IDG system

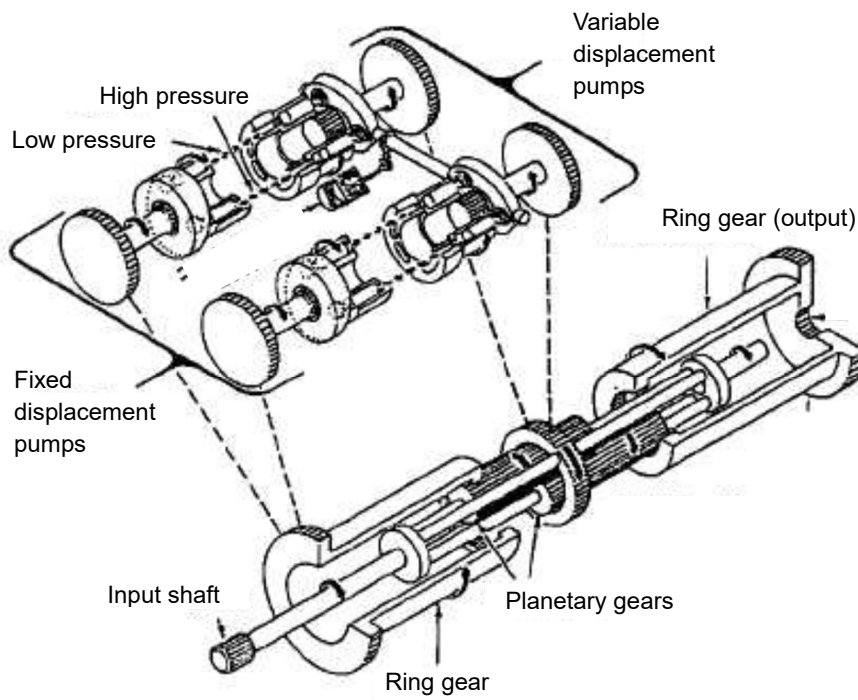


Figure 1-8. IDG using hydro-mechanical transmission developed by UTC Aerospace Systems (1-19).

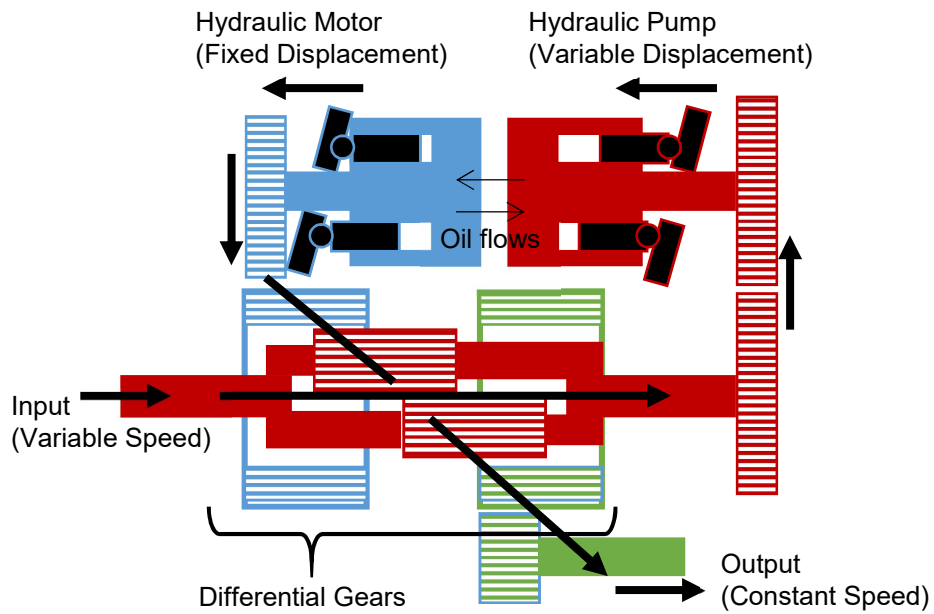


Figure 1-9. Schematics of Hydro-Mechanical Transmission for IDG.

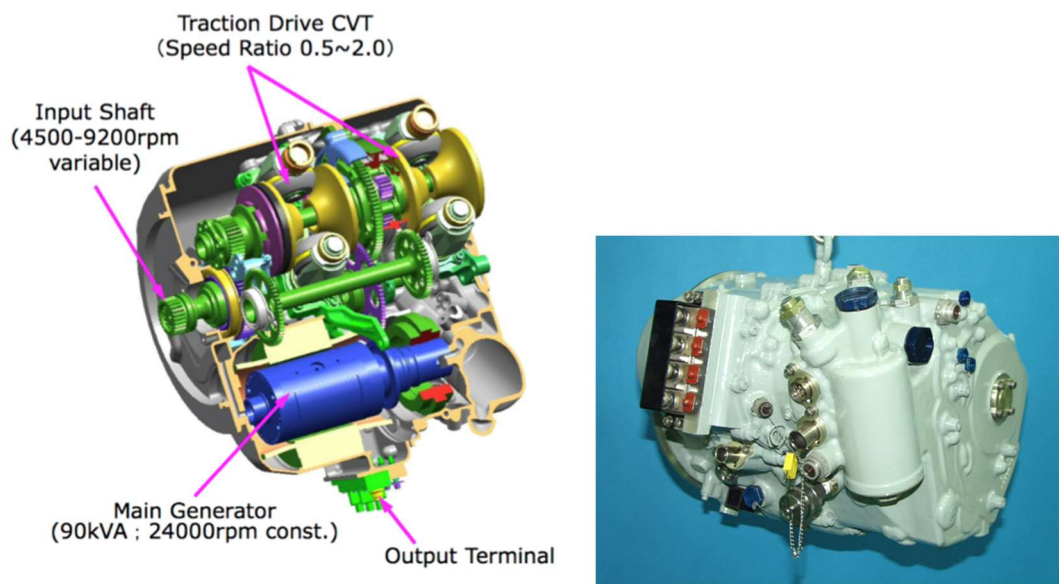


Figure 1-10. Traction-drive IDG (T-IDG®) developed by Kawasaki Heavy Industries ⁽¹⁻¹¹⁾.

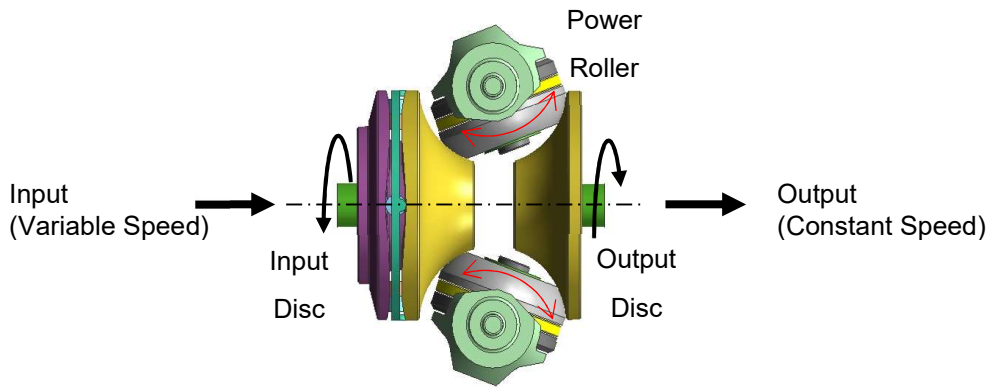


Figure 1-11. Traction-drive CVT for T-IDG.

Table 1-1. How to maintain constant frequency of T-IDG by traction-drive CVT.

Flight Phase	Takeoff, Climbing, Cruise	Taxing, Descent
Engine Speed	High speed (Approx. 10000 rpm at high spool)	Low speed (Approx. 5000 rpm at high spool)
CVT Speed Ratio	<p>Speed Decreasing Mode</p>	<p>Speed Increasing Mode</p>

Table 1-2. Comparison between HST and traction-drive CVT for IDG system.

	油圧ポンプ&モータ方式(HST)	トラクションドライブ CVT 方式
効率	劣る. 機械動力を一旦油圧動力に変換し、その後再び機械動力に変換することから、二重に損失が生じる。ポンプとモータをそれぞれ 90%効率とすると、HST の効率は 81%となる。 運転条件(圧力や回転数)の依存性も高く、最高効率が発揮できる条件は限定的である。	優れる。 トロイダル CVT は、ディスクとパワーローラの転動面におけるスピン損失が少なく、広い運転領域で 90%以上の動力伝達効率が期待できる。
重量	IDG としては同程度。 軽量化のためには、耐圧性、最大回転数、および押しのけ容積の向上が必要となる	軽量化のためには、トラクションオイルのトラクション係数、転動材料の寿命、および最大回転数の向上が必要となる。
変速レンジ	広い。(HST 単独では順回転～停止～逆回転まで自在に行える) ただし、運転条件において効率や負荷容量を高く保つことが難しい。 IDG 向けに実用化されているものは、差動歯車を用いて HMT とすることで、広い変速比を犠牲にして効率と負荷容量を向上させている	劣る。 CVT 単独では、幾何的な制約によって変速レンジが制限される。(自動車用途では 1:7 程度まで)
変速応答性	トラクションドライブ方式に比べると劣ると考えられるが、現行の IDG 用途においては支障ない	変速におけるパワーローラの傾転動作は、入力軸の回転動力を用いているため、きわめて速い変速レスポンスを有する。
適用実績	IDG 用途の実績は多く、CF システムとして製品化された民間航空機のすべてに採用されている。	IDG 用途(T-IDG)としては国産軍用機のみ。CVT としては、自動車等に採用されている。

[各方式の変速レンジの違い]

トラクションドライブ方式の変速比は、ディスクの回転半径比によって決まるため、特定の範囲しかとることができない。自動車用途では最大 1:7 程度である。一方で HST の変速レンジは非常に大きく、ポンプの吐出流量を斜板角度によって調整することで自在な変速比をとることができる。斜板を完全に寝かせればモータは回転しないため、変速比をゼロとすることができるし、斜板を逆方向に向けることで回転方向を反転することもできる。

ただし、IDG 用途においては、エンジン回転数によらず高い発電負荷がかかりうるため、HST をそのまま適用すると、回転数が低くなるにつれて高い圧力で運転する必要がある。低回転数ではきわめて高い圧力で運転することになるため、HST を単独で IDG に適用することはあまり現実的ではなく、差動歯車を組み合わせた HMT が適している。HMT にすることで、HST の幅広い変速比は犠牲になるものの、HST の流入負荷を減らすことができ、効率と負荷容量を向上できる。

トラクションドライブ方式においても、IDG に要求される変速レンジ(1:2 程度⁽¹⁻¹⁶⁾)に対しては十分な余裕があるため、遊星歯車を用いたパワースプリット方式を採用し、効率向上をはかっている。

[各方式の変速応答性について]

IDG においては、エンジン回転数の変動や急な発電負荷の変動に対して、安定した発電周波数を維持する必要があるため、迅速な変速動作が要求される。

HST の変速は、斜板を傾転することでおこなう。斜板傾転には油圧ピストンを用いることが一般的であり、油の流入流量によって変速感度が定まる。素早い変速をおこなうためには、大流量のポンプやバルブを要する。

一方、トラクションドライブ方式は、パワーローラのストローク動作によって変速動作を誘起する(4.2 節にて後述)。変速に用いる動力は CVT 自身の回転動力であるため、極めてはやい変速動作が可能である。

(2) 潤滑ポンプについて

潤滑ポンプは、機械要素の潤滑と排熱をおこなうためのものであり、CVT の下流に配置されているため、エンジン回転数によらず一定の吐出流量でオイルを潤滑することができる。IDG 内の排熱によって熱くなったオイルは IDG 外部の熱交換器によって冷却されたのち、再び IDG に流入する。熱交換器としては、エンジンに流れる空気を用いた熱交換と、燃料を用いた熱交換が用いられる。(前者は ACOC: Air Cooled Oil Cooler, 後者は FCOC: Fuel Cooled Oil Cooler と呼ばれる)

(3) 発電機について

同期発電機は、永久磁石発電機、励磁機、回転整流器、主発電機より構成されるブラシレス同期発電機が用いられる。模式図を Fig. 1-12 に示す。以下のフローで発電をおこなうことができる。

- ① まず、永久磁石発電機によって、固定子に交流電流が発生する。これは整流器によって直流電流へと変換され、発電機の制御電流と励磁機の界磁電流として用いられる。
- ② 次に、励磁機の固定子に界磁電流が与えられ、磁界が発生する。これによって励磁機の回転子に交流電流が誘起される。
- ③ 発生した交流電流は回転体に内蔵される整流器によって直流電流へと変換されて、主発電機の回転子へと流れる(主発電機の界磁電流になる)。
- ④ 最後に、回転子が生成する磁界によって、主発電機の固定子に三相交流電流が誘起される。

以上のように、潤滑や発電・制御において、IDG はスタンドアロンシステムとなっていることが特徴である。

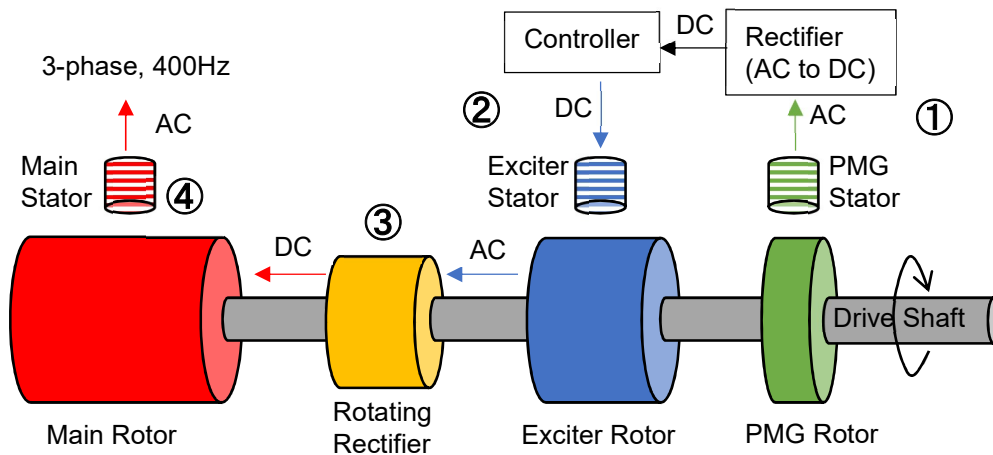


Figure 1-12. Brushless synchronous generator in IDG.

1.2.3 電動化のトレンドとその課題

近年、B787 や A380, A350 に代表される近代航空機では、使用する機器類の電動化 (MEA: More Electric Aircraft) が進展している。Fig. 1-13 に示すように、機体で使用される電力は年々増加傾向にある。最も電機化が進んだ機体である B787 では、定格出力 250kVA の発電機を各エンジンに 2 台ずつ搭載しているため、全発電容量は 1MVA に及ぶ。これは、同サイズの旧機体である B767 の 5 倍以上に相当する⁽¹⁻¹⁶⁾。

Table. 1-3 に示すように、エンジンスタータ、空調設備、フライトコントロール、防氷装置や車輪ブレーキなどが、従来用いられていた油圧や空気圧システム(いずれもエンジン駆動)から電気システムへと変更されている。これによって、以下の恩恵が得られる⁽¹⁻¹⁸⁾。

- ・ダクトや油圧配管類が不要になることによる軽量化
- ・機器の運転効率の向上
- ・配管の漏れ点検などの整備作業が不要になることによる整備性の向上 (故障の検知)

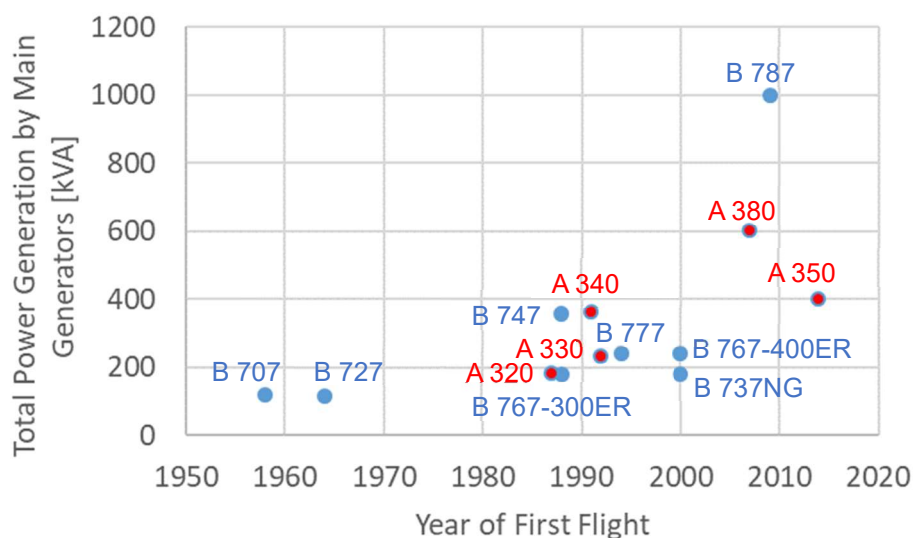


Figure 1-13. Power capacity of the main generators of commercial aircrafts ⁽¹⁻¹⁶⁾.

Table 1-3. Progress of MEA until modern airplane.

	Boeing 737	Airbus 380	Boeing 787
Engine Starter	Pneumatic	Pneumatic	Electric
Environmental Control	Pneumatic	Pneumatic	Electric
Flight Control	Hydraulic	Electric & Hydraulic	Hydraulic
Ice Protection	Pneumatic	Pneumatic	Electric
Wheel Brake	Hydraulic	Electric	Electric
Thrust Reverser	Hydraulic	Electric	Hydraulic

しかし、今後さらなる電動化が進展するためには、以下のような技術課題を克服する必要がある。

1) 発電機の高出力化と軽量化の両立

発電機はエンジン搭載部品であるため、高出力化に伴う大型化や重量増加は、発電機本体だけではなく、AGB やエンジンの重量増加にも寄与し得る。また、IDG はエアラインにおいて整備や交換をおこなう部品(LRU: Line Replaceable Unit)であるため、過度な重量増加は搭載作業においても悪影響を及ぼす。現行の IDG の出力密度は、おおよそ 1.5 kW/kg となっており、Boeing777 の 120 kVA 発電装置では 80kg の重さになる⁽¹⁻¹⁶⁾。電氣化が進むことで 200kVA クラスの IDG が必要となる場合、その質量は 130kg となってしまう、搭載性や整備性の悪化は避けられない。したがって、これまでに増して、より軽く、出力密度が高い発電機が求められる。

2) 発電機や電動デバイスの信頼性向上

多くの機器が電動化することで、それを支える発電機は勿論のこと、電気システムとしての高い信頼性が要求される。

3) 発電機や電動デバイスの排熱対策

発電機の容量増大に比例して、発生する排熱も大きくなる。前述したような熱交換器ではスペースや容量に制限があるため、発電機の高効率化による排熱量の低減や、クーラの冷却効率の向上が求められる。また、多数の電動デバイスを機内に分散配置するため、これらの冷却方法が課題となる。

4) エンジン動力の過抽出によるエンジン作動不良

発電量の増大により、エンジン高圧軸からの抽出馬力が増加するため、エンジンが作動不良を引き起こしやすくなる。したがって、これを考慮したエンジン設計や低圧軸からの動力抽出が提案されている⁽¹⁻²³⁾。

1.3 研究の目的

前節にて述べた背景において、以下の内容を示した。

- ①トラクションドライブ CVT が、高い信頼性や運転効率、変速応答を有しており、IDG 用途に適していること
- ②今後進展する航空機の電氣化に対応するためには、さらなる大容量化と軽量化が必要となること

トラクションドライブ CVT の大容量化と軽量化を両立するためには、トラクションオイルの伝達性能の向上や、転動体の材料強度の向上、CVT の高速化が有効である。本研究ではこの中から CVT の高速化に焦点を当て、高速トラクションドライブ CVT の技術確立を主題とする。高速化をおこなうと、伝達トルクを低く保ったまま、回転数に比例して出力を向上することができるため、重量低減や出力向上に対してきわめて有効で簡潔な手法である。しかし一方で、動的安定性や軸受成立性などの様々な課題を克服する必要がある。実現は容易ではない。したがって、本論文は高速トラクションドライブ CVT の課題を示し、それらの解決方法を理論的解析と実機試験によって明らかにすることを目的とする。

本論文は 6 章より構成される。

第 1 章では、航空機の電氣システムにおける IDG の役割と位置づけを示し、トラクションドライブ CVT の高速化の必要性を示した。

第 2 章では、高速化による軽量化効果と想定される課題について明らかにする。

第 3 章では、高速条件下で発生するパワーローラのスラストベアリングの損傷現象であるジャイロすべりについて、理論的な予測方法と抑制手法を示すとともに、CVT の高速化の限界について論じる。

第 4 章では、回転速度が変速挙動に与える影響を解析と実験を用いて明確化し、安定した変速動作を得るための方法について述べる。

第 5 章では、高速条件下におけるパワーローラの傾転動作の安定性に関する考察をおこなう。変速比と伝達負荷を安定に維持できる条件を提示する。

第 6 章では、これらの研究成果のまとめをおこなう。

参考文献

- (1-1) 小林 功久, トロイダル CVT 復活に向けた取組み, 映像メディア学会誌 Vol. 68, No. 6, pp. 447-452 (2014).
- (1-2) Kumura et al., System technologies of a dual cavity half-toroidal CVT, Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmission, pp. 838-843 (2001).
- (1-3) Joseph L. Tevaarwerk, Traction drive performance prediction for the Johnson and Tevaarwerk traction model, NASA Technical Paper 1530 (1979).
- (1-4) Kraus, J., Kraus, C., and Gres, M., A Continuously Variable Transmission for Automotive Fuel Economy, SAE Technical Paper 751180 (1975).
- (1-5) 田中裕久, トロイダル型無段変速機に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 491, pp. 1500-1506 (1987).
- (1-6) 町田 尚, 畑 一志, 中野 正樹, 田中 裕久, 自動車用ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 560, pp. 1154-1160 (1995).
- (1-7) 畑 一志, 坪内 俊之, ハーフトロイダル CVT 車用トラクション油の開発, 表面科学 Vol. 24, No.6, pp. 351-358 (2003).
- (1-8) 村上 保夫, 今西 尚, 機械・構造物の強度設計と事例, Journal of the society of Materials Science, Vol. 59, No. 9, pp. 726-731 (2010)
- (1-9) Imanishi Takashi et al., Development of Next-Generation Half-Toroidal IVT System Control Scheme of Geared-Neutral System, Review of automotive engineering 28(3), 365-369 (2007)
- (1-10) 五井 龍彦, 航空機用 IDG の油圧制御システム, フルードパワーシステム, 第 39 巻, 第 3 号, pp38-41 (2008)
- (1-11) 五井, 中島, 川上, 田中, 航空機用トラクションドライブ技術, 川崎重工業技報 161 号, pp. 16-19 (2006)
- (1-12) Luis Andrade, C. Tenning, Design of Boeing 777 electric system, IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine, Vol. 7, Issue 7, pp. 4-11 (1992)
- (1-13) 阿部 泰典, 航空機の電気設備, J. IEIE Jpn. Vol. 35 No. 8, pp. 561-563 (2015)
- (1-14) Rolls-Royce, "Accessory drive," in The Jet Engine 5th edition, pp. 65-71 (1996)
- (1-15) Rolls-Royce, Trent 1000 infographic, Available: <https://www.rolls-royce.com/products-and-services/civil-aerospace/airlines/trent-1000.aspx#section-technology>, Accessed: Dec. 2018.
- (1-16) V. Madonna, P. Giangrande, and M. Galea., Electrical Power Generation in Aircraft: review, challenges and opportunities, IEEE Transactions on transportation Electrification (2018)
- (1-17) Norris, Guy (1996), "Reviving a giant", Flight International: 37-42, Available: <https://www.flightglobal.com/pdfarchive/view/1996/1996%20-%201341.html>, Accessed: Dec. 2018.

- (1-18) Mike Sinnett, 787 No-Bleed Systems: Saving Fuel and Enhancing Operational Efficiencies, Boeing Magazine 'AERO', QTR_04 07, pp. 6-11
- (1-19) 中村, CSD の変速機構, 油圧と空気圧, 22 巻, 6 号, pp. 11-15 (1991)
- (1-20) Mohammed A. Aleem, Starter-drive, United States Patent 3,786,696, filed Sept. 11, 1972
- (1-21) 大見康生, 油圧ポンプ/モータの最新技術動向, IFPEX2014 日本フルードパワー学会セミナー
- (1-22) 土肥 永生, 西井 大樹, 小林 功久, ハーフトロイダル CVT の効率向上, NSK technical journal 2015
- (1-23) 大依 仁, 桑田 巖, 森岡 典子, 航空機・エンジン電動化システムの技術開発, IHI 技報, Vol. 57, No. 4, pp. 37-46 (2017)

2 トラクションドライブ CVT の高速化による効果と課題

2.1 はじめに

回転体において、高速化が軽量化に寄与することが一般的に知られている。同出力においては、回転数を増すことで伝達トルクを軽減できるため、ギアやベアリング、シャフトに加わる応力や面圧が低下し、サイズダウンが可能となるからである。トラクションドライブ CVT においても同様の効果が得られるため、航空機用途では自動車用途よりも速い 10000 rpm 以上の高速 CVT の開発を進めてきた(Table 2-1, Fig. 2-1)。特に航空機の電氣化を見据えたときに求められる CVT のスペックは厳しく、高いトルクと回転数の両立が求められる。

しかしながら、高速化の課題や制約条件はこれまで十分に論じられておらず、また、回転数と重量の具体的な関係は示されていないため、ここで掲げた高速化とトルクの実現性が不明瞭である。通常、回転体の高速化には制約条件が存在し、各要素における、焼き付きやすさ、振動といった事象によって高速化は阻まれる。CVT においても、こういった制約条件を考慮して、問題が起こらない程度の速度を見極める必要がある。

したがって本章では、トラクションドライブバリエータにおける高速化が重量低減に与えるインパクトを明確にするとともに、高速化にともなう課題や制約条件を提示する。

Table 2-1. Comparison of traction-drive variator specifications.

	for 90 kVA T-IDG	for automobile	for aircraft (2-11)	reported in this thesis
Max. input speed of variator [rpm]	15000	7000	20500	20000
Peripheral velocity at traction contact [m/s]	39	24*	51	70

* estimated by the authors from the specifications reported by Machida et al. (2-10).

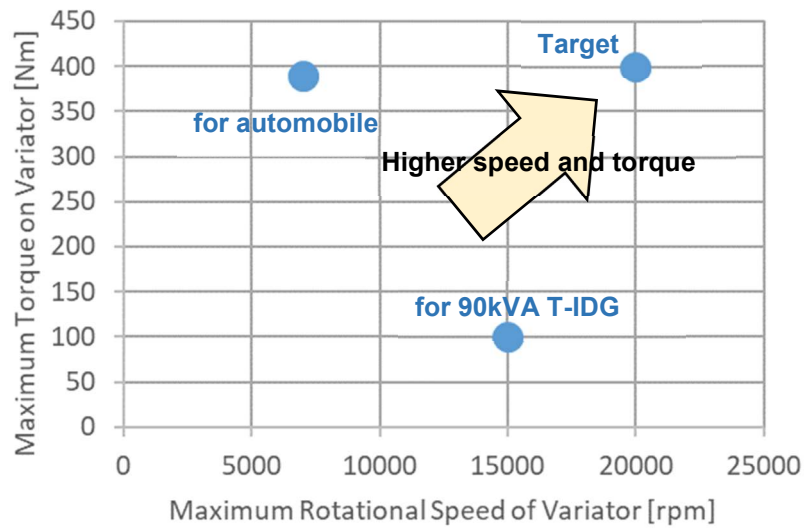


Figure 2-1. Comparison of traction-drive variator specifications.

2.2 トラクシヨンドライブ CVT に関わる先行研究

トラクシヨンドライブ式 IDG のコアコンポネントであるトラクシヨンドライブ CVT においては、自動車用途に主眼を置いた研究が数多くなされてきた。1900 年代初め頃のフリクシヨンドライブカーと呼ばれるシンプルな摩擦駆動機構に端を発し、1960 年頃に C.E.Kraus らがハーフトロイダル型トラクシヨンドライブ CVT の設計技術および油圧制御システムの基礎を構築した⁽¹⁻⁴⁾。その頃は特に耐久性の面で成立が困難とされていたが、流体潤滑理論⁽¹⁻³⁾やトラクシヨンドライブ理論の発展⁽¹⁻⁵⁾をはじめ、転動体材料の寿命向上⁽¹⁻⁶⁾、⁽¹⁻⁸⁾、トラクシヨンプルードの開発⁽¹⁻⁷⁾などを経て、1999 年には量産車として実用化されるレベルの性能に達した⁽¹⁻¹⁾、⁽¹⁻²⁾。変速制御技術の研究⁽¹⁻⁵⁾や、効率向上のための機構設計⁽²⁻¹²⁾、高出力化⁽²⁻¹³⁾がおこなわれ、トラクシヨンドライブ CVT の特徴である高い変速応答特性や優れた効率、大馬力を活かすべく研究がすすめられた。惜しくも 2005 年には量産自動車向けの生産は終了したが、小型軽量化(コストダウン)のための研究⁽¹⁻¹⁾や、IVT 化による変速比レンジ拡大⁽²⁻¹⁴⁾、伝達要素の技術向上⁽²⁻¹⁵⁾などは継続されている。これら自動車用途の先行研究において、本稿の主題となる高速運用については、ほとんど議論されていない。

一方で、本稿の研究の原点となる航空機用途への適用については、1990 年代後半ごろに研究が開始された。高速運転下でのトラクシヨンドライブの成立性や効率、遊星歯車を用いたパワースプリット機構、パワーローラの同期安定性、航空機特有の耐環境性に関する研究がなされた⁽²⁻¹¹⁾、⁽²⁻¹¹⁾、⁽²⁻¹⁶⁾、⁽²⁻¹⁷⁾。これらの研究では、本稿と同じく、軽量化を重視した高速 CVT を前提としているが、実試験に基づく基礎的な技術成立性の検討が論点となっており、定量的なクライテリアの解析やパラメトリックスタディには及んでいない。したがって、更なる高速化やスケールアップに際しての判断材料や成立可能性を見積もることが困難である。

これに対して本稿は、CVT の高速化が性能に与える影響を分析し、高速化の可能性や制約条件を解析的に見積もる手法を得て、高速化の指針を提示することを目的とする。

2.3 高速化による軽量化の効果

CVTのサイズを決定づける主要因は疲労寿命であると考えられる。その中でも、トラクションドライブの転動面の耐久性は最も支配的な要素として、トラクションドライブ CVT の開発当初から研究開発が重ねられている^{(1-1),(1-8)}。トラクションドライブでは、ディスクやパワーローラの転動面に高い接触面圧を与えた状態でせん断力によって負荷を伝達するため、過大な負荷は転動面の剥離を引き起こす。したがって、伝達容量を増やすためには、CVTのサイズを大きくすることで応力を低減することが一般的である。あるいは、高速化によって CVT の伝達トルクを低減することができれば、CVTのサイズを大きくせずとも、転動面に与える接触面圧やせん断応力を低減することができると考えられる。

ここでは Coy の方法⁽²⁻¹⁾と同様に、Lundberg-Palmgren の理論を転動体の寿命算出に適用し、高速化によって得られる応力低減効果がどの程度軽量化や伝達容量の向上に寄与するかを分析する。

まず、ストレスボリューム説に基づくと、転動体の繰り返し疲労寿命は以下式で得られる。

$$L = \left(\frac{K z_0^{\frac{7}{3}}}{\tau_0^{\frac{31}{3}} V} \right)^{\frac{9}{10}} \quad (2-1)$$

ただし、L: 応力付与の繰り返し数

z_0 : クリティカルストレスが発生する深さ

τ_0 : クリティカルストレスの大きさ

V : ストレスボリュームのサイズ

K : 定数

z_0 , τ_0 , V は、それぞれ以下のように荷重とサイズに対して比例関係にある。

$$z_0 \propto F^{\frac{1}{3}} r^{\frac{1}{3}} \quad (2-2)$$

$$\tau_0 \propto F^{\frac{1}{3}} r^{-\frac{2}{3}} \quad (2-3)$$

$$V \propto F^{\frac{2}{3}} r^{\frac{5}{3}} \quad (2-4)$$

ただし、F: 代表荷重

r: 代表寸法

これら Eq. 2-2, 2-3, 2-4 を Eq. 2-1 に代入することで、以下式を得る。

$$L \propto F^{-3} r^{5.4} \quad (2-5)$$

代表荷重は代表トルク T を用いて以下のようにあらわすことができる。

$$F \propto T r^{-1} \quad (2-6)$$

Eq. 2-5, 2-6 を用いることで、時間寿命 H は代表回転数 N を用いて以下のようにあらわすことができる。

$$H \propto F^{-3} r^{5.4} N^{-1} \propto T^{-3} r^{8.4} N^{-1} \quad (2-7)$$

トルク T は伝達負荷 P に比例し、代表回転数 N に反比例することから、以下の関係式が成立する。

$$T \propto P N^{-1} \quad (2-8)$$

Eq. 2-8 を Eq. 2-7 に代入することで、寿命 H は伝達負荷 P と代表寸法 r 、代表回転数 N を用いてあらわすことができる。さらに、寿命 H を一定となるように相似設計をする場合はこれを一定値とする必要があるから、

$$P^{-3} r^{8.4} N^2 = \text{const} \quad (2-9)$$

となる。

最後に、寸法の三乗に比例する質量 W を導入すると、Eq. 2-9 を変形して以下式が得られる。

$$W \propto P^{15/14} N^{-5/7} \quad (2-10)$$

$$\text{where } W \propto r^3$$

この Eq. 2-10 によって、回転数が高ければ高いほど重量を低減できることが確認できた。例えば回転数を二倍にすることができれば、重量は 39% 軽減できることになる。したがって、トラクションドライブ CVT の高速化は、軽量化に対して有効な策であることが示された。

2.4 高速化にともなう課題

高速化にともなう課題として、以下の6つの要因を議論する。

- ・冷却性の悪化
- ・攪拌ロスの増加
- ・トラクション係数低下
- ・パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり
- ・変速特性の変化
- ・パワーローラ傾転角の同期不安定

Table 2-1 にこれらの内容を簡潔にまとめる。以下、それぞれの課題の詳細を述べる。

Table 2-2. Issues to be solved for high-speed traction drive CVTs.

課題	概要・原因	影響	対策	参考
排熱性の悪化	高速小型化による出力密度の増大，排熱面積の縮小化のため，CVTが高温になる．	・トラクション係数低下 ・材料の劣化 ・オイルの劣化	・CVT 伝達効率の改善 ・冷却性改善 ・耐熱性向上	
風損，攪拌損失の増加	高速化によって，風損や攪拌損失が増加する．	伝達効率の悪化	・流量低減 ・バッフルプレートの活用	(2-3) (2-4) (2-5)
トラクション係数の低下	上述高温化に伴い，トラクション係数が低下する．	大型化(押し付け力の増大による)	・冷却性改善 ・オイルの特性改善	(2-6) (2-7)
パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり	高速下ではスラスト軸受の転がり軌道が維持できなくなり，スリップが生じる．	スラスト玉軸受の損傷	・転動体の軽量化 ・プリロード増大	第3章
変速特性の変化	高速下では回転慣性の影響を大きく受け，変速感度が鈍化する．	変速性能の悪化	・パワーローラ支持系の剛性の調整 ・制御パラメータの最適な調整	第4章
パワーローラ傾転角の動作不安定	高速下ではパワーローラ傾転特性の変化によって，安定性が崩れやすくなる	・変速比の不安定化 ・伝達容量の低下	・制御パラメータの最適な調整 ・ディスク支持剛性の向上	第5章

2.4.1 排熱性の悪化

高速化により小型化をおこなうと、出力密度が増加するので、熱がこもりやすい。通常、CVT内の発生熱は潤滑油によって冷却されているが、出力密度を高めるにつれて伝熱面積が相対的に減少するため、冷却性が悪化してしまう。特にCVTの伝達ロスの大半はパワーローラで生じるため⁽²⁻²⁾、過度な温度上昇に注意を要する。以下、これを簡易に分析する。

ここで、CVTの機械構造における局所的な温度上昇を以下式であらわせるものとする。

$$\Delta T = \frac{P_L}{UA_H} \quad (2-11)$$

ただし、 ΔT : CVT機械構造の平均温度と、潤滑油温度の差 [K]

P_L : 発生損失 [W]

U : 総括伝熱係数 [W/Km²]

A_H : 伝熱面積 [m²]

高速化を施す場合、CVTの伝達負荷と運転効率が同じであれば、発生熱量は変わらない。総括伝熱係数も変わらないものとする、伝熱面積のみが変化するため、以下のようにEq. 2-11を変換することができる。

$$\Delta T \propto \frac{1}{A_H} \propto r^{-2} \quad (2-12)$$

ここで、Eq. 2-9の関係をを用いると、伝達負荷を一定とする場合の長さ r と回転数 N の関係が得られる。

$$r \propto N^{-\frac{5}{21}} \quad (2-13)$$

Eq. 2-12にEq. 2-13を適用すると、以下式が得られる。

$$\Delta T \propto N^{\frac{10}{21}} \quad (2-14)$$

本式より、高速化によってCVTの小型化をすすめると、温度上昇値が大きくなること示された。温度が高くなることで、構造自体の耐熱性の問題や、後述するトラクション係数の低下が問題となりうる。対策として、CVT伝達効率の向上による発生熱量の低減や、効率的な冷却、潤滑油量の増加、耐熱性の向上が必要になる。

2.4.2 風損、オイル攪拌損失の増加

高速回転体は、大きな風損やオイル攪拌損失を引き起こし、伝達効率を悪化させる。高速ギアの試験においては、kWオーダの損失が発生することが報告されており、CVTの運転効率を大きく損なう可能性がある⁽²⁻³⁾。

Dudley⁽²⁻⁴⁾によると、ギアの攪拌損失は直径の5乗と回転数の3乗の積に比例することがわかっている。

$$L_C \propto r^5 N^3 \quad (2-15)$$

これを CVT の高速化に適用させる場合、高速化による小型化(Eq. 2-13)を加味する必要がある。Eq. 2-15 に Eq. 2-13 を適用すると、攪拌損失は以下のように得られる。

$$L_C \propto N^{\frac{38}{21}} \quad (2-16)$$

高速化による小型化によって r が減少するが、その減少率よりも速度 N の増加率の方がはるかに大きいので、結果的に高速化によって攪拌損失は大きく増加することがわかる。したがって、過剰な高速化は大きな攪拌損失を引き起こし、運転効率を低下させる。対策としては、潤滑流量の低減やバップルプレートの活用などによるオイルマネジメントの最適化が考えられる⁽²⁻⁵⁾。

2.4.3 トラクション係数低下

トラクション係数はトラクションドライブにおいて伝達性能を左右する主要諸元であり、Fig. 2-2 に示すように、以下式であらわされる。

$$F_T = \mu_t F_C \quad (2-17)$$

ただし、 μ_t : トラクション係数

F_C : 押し付け力

F_T : 伝達力

トラクション係数が高ければ高いほど、低い押し付け力で動力を伝達できることがわかる。このトラクション係数は油に依存するパラメータであり、温度影響を大きく受けることが分かっている⁽²⁻⁶⁾(Fig. 2-3)。また、トラクション係数に寄与するのはオイルの給油温度だけではなく、CVT 自体の伝達ロスにともなう発生熱も寄与することが分かっている⁽²⁻⁷⁾。前述したように、高速で小型になるほど、伝熱面積が低下して温度が上昇するため、トラクション係数の低下が生じやすくなる。高速化によってトラクション係数が低下すると、押し付け力を大きくする必要があるため、結果的にサイズを大きくすることとなり、高速化による小型化の恩恵を十分に得られなくなる(フローチャート Fig. 2-4)

たとえば、Fig. 2-3 で示したように、温度上昇によってトラクション係数が線形に低下する場合、温度上昇後のトラクション係数は以下式で得られる。

$$\mu_t = \mu_{t1} - m\Delta T \quad (2-18)$$

ただし、 μ_{t1} : 温度上昇前のトラクション係数

m : 温度上昇によるトラクション係数の低下率 [1/K]

Eq. 2-17 において、伝達力を一定とするためには、トラクション係数 μ_t の低下分、押し付け力 F_C を大きくする必要がある。

$$F_C = \frac{\mu_{t1}}{\mu_{t1} - m\Delta T} F_{C1} \quad (2-19)$$

ただし、 F_{C1} ：温度上昇がない場合の押し付け力

Eq. 2-5 で示したように、CVT の転動体寿命は荷重のマイナス 3 乗に反比例するため、上述の温度上昇による押し付け力の増大は寿命を大きく低下させる。

$$H = H_1 \left(\frac{\mu_{t1}}{\mu_{t1} - m\Delta T} \right)^{-3} \quad (2-20)$$

ただし、 H_1 ：温度上昇がない場合の寿命

これを、大型化による寿命向上でまかなう場合、Eq. 2-7 のトルク T と回転数 N を定数として扱えばいいので、サイズ r は以下式のように得られる。

$$r = r_1 \left(\frac{\mu_{t1}}{\mu_{t1} - m\Delta T} \right)^{\frac{3}{8.4}} \quad (2-21)$$

ただし、 r_1 ：温度上昇がない場合の寸法

Eq. 2-21 より、温度上昇が大きくなるほど CVT のサイズが大きくなるのがわかる。

以上のように、温度増加によるトラクション係数の低下と、それによる CVT サイズアップの関係が示された。なお、厳密にはサイズアップにともなう排熱面積の増加が生じるため、Eq. 2-12 で示したように温度上昇量は緩和される。これを考慮した繰り返し計算となる。

例えば、以下の条件のバリエータの高速化を想定する。

代表半径 r : 50 mm

代表回転数 N : 5000rpm

雰囲気温度 T : 80 °C

上述サイズ、回転数における温度上昇値 ΔT : 30 K

温度上昇がない場合の理想的なトラクション係数 μ_t : 0.1

トラクション係数低下率 m : 0.01 / 20K

オイルの特性は Fig. 2-3 のトラクションオイル SN-1 の値を参考にした。

本例に基づき、「Eq. 2-9 に基づく高速化による理想的な小型化」と、「Eq. 2-21 に基づく温度上昇によるトラクション係数の低下を考慮した場合の小型化」を比較して Fig. 2-5 に示す。高速化によってサイズは小さくなるが、同時に温度上昇値も大きくなるため、これによってトラクション係数は低下する。その結果、強い押し付け力が必要となるため、サイズアップが必要となり、Eq. 2-9 で期待されるほどの小型化が得られなくなっていることがわかる。たとえば、本計算例では、5000rpm から 20000rpm の高速化をおこなう場合、トラクション係数の低下を考慮しない場合は 50mm から 36mm へと 28%の寸法低減(63%の重量

低減)が可能と考えられるが、温度上昇によるトラクション係数の低下を考慮する場合には、50mm から 38mm へと 24%の寸法低減(56%の重量低減)にとどまる。

以上のように、過度な高速化は温度上昇にともなうトラクション係数の影響で十分な効果が得られないことになる。対策としては、温度上昇の抑制(冷却性の改善)、もしくはオイルの特性改善が考えられる。

なお、本項で示した方法は定性的に傾向を分析するためのものであり、厳密性には欠いている。サイズや形状、回転数によって冷却効率は異なるし、温度分布も一様ではないため、Eq. 2-12 で示したような簡易な関係式にはならない。これらを手計算で求めることは難しく、シミュレーションもしくは実験的に得られるものを活用すべきである。

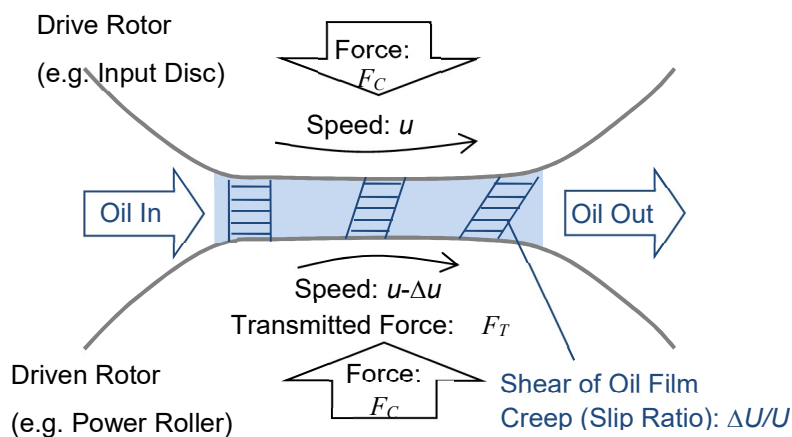


Figure 2-2. Principle of traction drive.

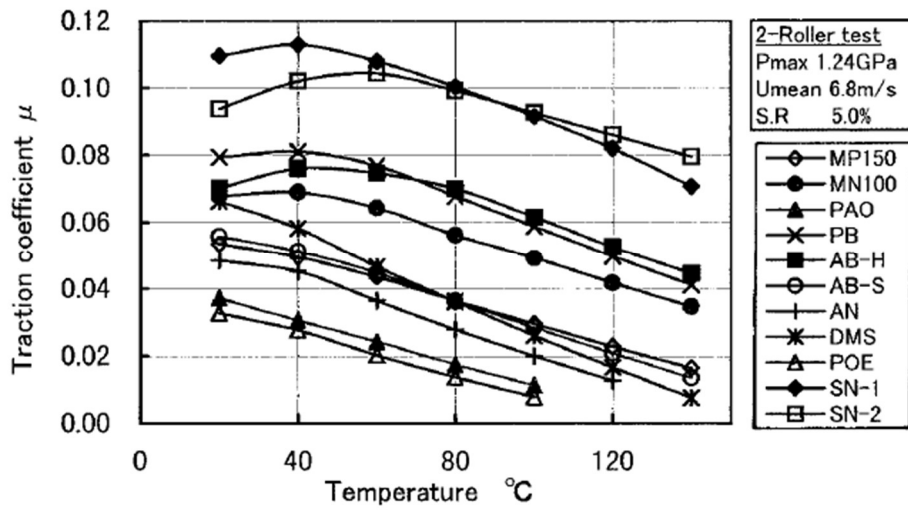


Figure 2-3. Traction coefficient of various lubricant base fluids as examples of decrease in traction coefficient at high temperature ⁽²⁻⁶⁾.

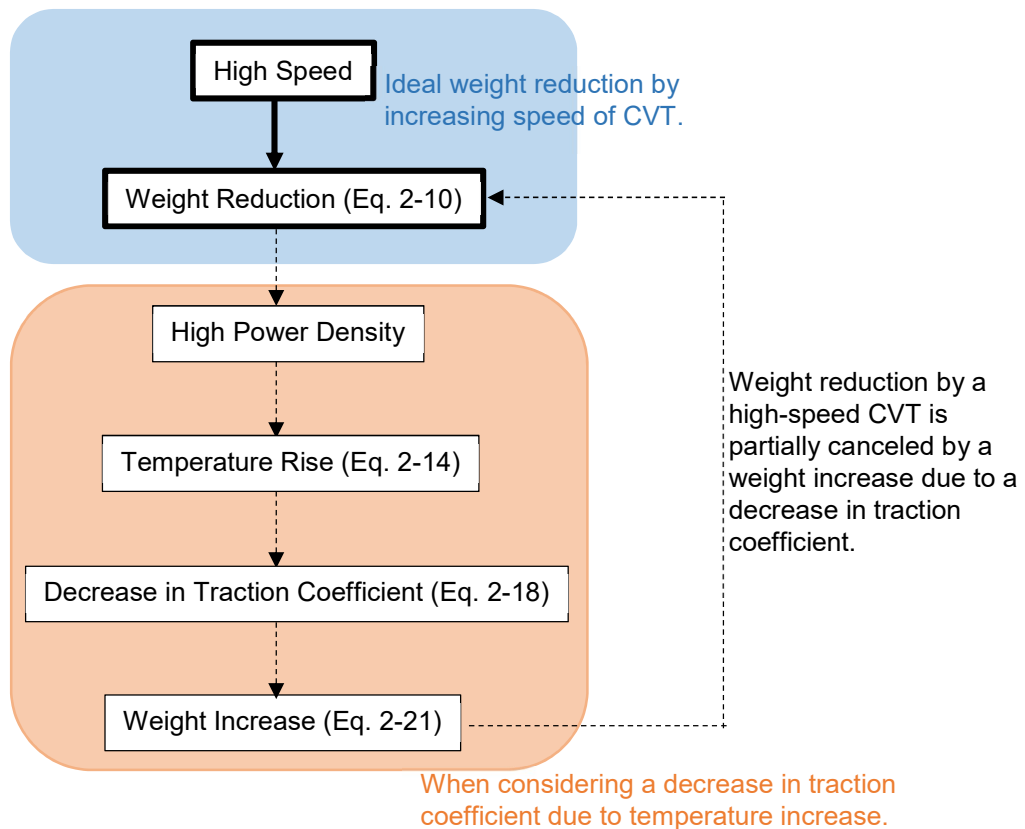


Figure 2-4. Flowchart to show how to estimate a weight reduction by high speeds when considering a decrease in traction coefficient due to temperature increase caused by an increase in a power density.

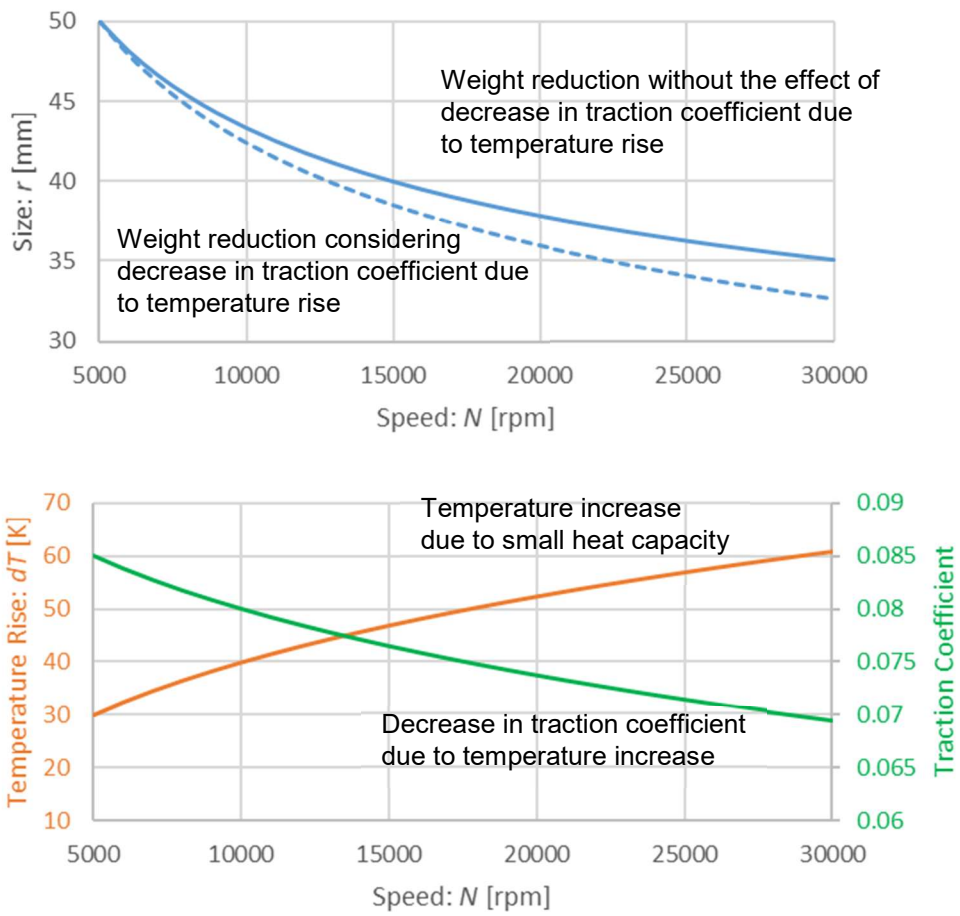


Figure 2-5. Size reduction by high speeds when considering the decrease in traction coefficient due to temperature increase

2.4.4 パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり

パワーローラの背面には、ディスクからの押し付け力を受けた状態で高速で回転するスラスト玉軸受が組み込まれる。スラスト玉軸受は高速で回転すると、コロの転がりを持てずスリップを起こすことがわかっており、CVTにおいてもこれを考慮する必要がある。

詳細は第3章で論じるが、結論として、高速化による小型化をすすめるほどジャイロすべりが発生しやすくなるため、対策として転動体の軽量化や軸受プリロードの増加が必要となる。ただし、過大なプリロードはCVTの寿命や効率の悪化につながるため、CVTの高速化は本課題によって実質的に制限されることになる。

2.4.5 変速特性の変化

トロイダルCVTの変速動作は、高速になるほど素早くなり、変速の速さとCVTの回転数は比例関係になることが知られている⁽²⁻⁸⁾。これに対して、高速で回るCVTの変速動作では大きな慣性力が作用し、変速動作に影響を与えることが判明した。T-IDGにおいては、変速の際に発電機等のイナーシャによって生じる慣性トルクがCVTに作用して、パワーローラ周辺に微小な変位を引き起こし、これが変速挙動を鈍くする。

詳細は第4章で論じるが、結論として、パワーローラの支持系の剛性が低いほど変速動作は鈍くなるため、それを見越した制御パラメータを与える必要がある。

2.4.6 パワーローラ傾転角の動作不安定事象

CVTは複数のパワーローラを有しており、これらの傾転角を適切にコントロールすることで、意図した変速比を得ることができる。しかし、高速条件下においては、変速感度が過剰に高くなることによって、パワーローラの傾転角の同期システムに影響を及ぼし、同期性が崩れやすくなる(非同期不安定と呼ばれる⁽²⁻⁹⁾)。非同期不安定事象が生じると、それぞれのパワーローラが異なる傾転角になるため、CVTの伝達出力が維持できなくなってしまう。詳細は第5章で論じるが、結論としては、高速運転下では非同期不安定事象が発生しやすくなり、ディスク支持系の剛性を高めることで、これに対応する必要がある。

なお、傾転角度が同期した状態で不安定化する、同期不安定事象と呼ばれる現象もあるが、これは制御系のパラメータを適切に与えることで回避可能なものであり、過去にも論じられている⁽²⁻⁸⁾ことから、本稿では扱わないものとする。

2.5 まとめ

本章では、CVTの高速化による軽量化の効果を分析するとともに、生じうる課題や制約条件について示した。転動体寿命の計算式に当てはめると、重量は回転数の $5/7$ 乗に反比例することから、高速化によって大幅な軽量化効果が期待できることがわかった。ただし、以下の課題を考慮することが前提となる。

(1) 冷却性の悪化

高速化にともなう出力密度の増加によって、排熱性が悪化する。そのため、発生熱量の低減や、効率的な冷却、潤滑油量の増加、耐熱性の向上が必要になる。

(2) 攪拌ロスの増加

高速回転体は大きな風損や油攪拌損失を引き起こし、動力伝達の悪化をまねく。潤滑流量の低減やバッフルプレートの活用などによるオイルマネジメントの最適化が有効である。

(3) トラクション係数低下

冷却性の悪化によってCVTが高温状態になると、トラクション係数が低下する。冷却性を改善できない場合は、押し付け力を増加させる必要がある。

(4) パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり

高速で運用されるパワーローラのスラスト軸受は、ジャイロすべりを引き起こす恐れがある。これを避けるように形状諸元や与圧を与える必要がある。詳細は第3章で述べる。

(5) 変速特性の変化

高速運用においては部材の微小な変形がCVTの変速動作に大きな影響を与えるため、これを考慮して制御系を構築する必要がある。詳細は第4章で述べる。

(6) パワーローラ傾転角の同期不安定

高速運用においてはパワーローラの傾転角の同期状態が崩れやすくなるため、これを考慮して同期システムを構築する必要がある。詳細は第5章で述べる。

以上の課題をすべてクリアすることではじめてCVTの高速化を実現することができる。以降の第3章、第4章、第5章では、CVTダイナミクスに起因する(4)、(5)、(6)の課題についてより詳細に示し、CVTの高速化の可能性について論述する。

参考文献

- (2-1) Coy, J. J., Loewenthal, S. H. and Zaretsky, E. V., Fatigue life analysis for traction drives with application to a toroidal type geometry, NASA Technical Note, NASA TN D-8362 C.1 (1976).
- (2-2) 田中 裕久, トロイダル CVT, コロナ社, pp. 64-72 (2000)
- (2-3) Irebert R. Delgado, Michael J. Hurrell, Experimental Investigation of Shrouding on Meshed Spur Gear Windage Power Loss, NASA/TM-2017-219536 (2017).
- (2-4) Dudley, D.W, “Gear Handbook, The Design, Manufacture and Application of Gears”, pp. 14-20 to 14-21 (1962).
- (2-5) 有澤 秀則, 西村 元彦, 今井 秀幸, 田中 謙一郎, 五井 龍彦, 航空エンジン補機駆動ギヤの流動損失低減とオイル排出改善のための数値解析と実験, 日本機械学会論文集(C 編), 79 巻, 800 号, pp. 317-329 (2013).
- (2-6) 畑 一志, 坪内 俊之, ハーフトロイダル CVT 車用トラクション油の開発, 表面科学 Vol. 24, No.6, pp. 351-358 (2003).
- (2-7) 板垣 浩文, 実機相当環境下におけるトラクションカーブ推定, NSK Technical Journal No. 690, pp. 10-22
- (2-8) 田中裕久, 江口雅俊, トラクションドライブ式無段変速機の変速制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 543, pp. 3682-3685 (1991).
- (2-9) 田中裕久, ハーフトロイダル形無段変速機の非同期不安定問題の解析, 自動車技術会論文集, Vol. 35, No. 1, pp. 141-145 (2004).
- (2-10) Machida, H., Itoh, H., Imanishi, T., and Tanaka, H., Design Principle of High Power Traction Drive CVT, SAE Technical Paper 950675 (1995).
- (2-11) 田中 裕久, 椎野 隆司, 五井 龍彦, 川上 浩司, 高速ハーフトロイダル形無段変速機の伝達効率について, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 65, No.633, pp. 1985-1990 (1999)
- (2-12) 山本建, 松田健一, 日比利文, ハーフトロイダル CVT の伝達効率解析, 自動車技術会論文集, Vol. 32, No. 4, pp. 99-104 (2001).
- (2-13) 田中裕久, 豊田希, 6 パワーローラ・ハーフトロイダル形無段変速機の開発, MPT2004 講演論文集, pp. 292-295 (2004).
- (2-14) 今西尚, 豊田俊郎, 篠島巧, 井上英司, 田中 裕久, 次世代トロイダル IVT の開発 : 動力循環システムの動力伝達効率, 自動車技術会論文集, Vol. 38(2), pp.179-182 (2007).
- (2-15) 宮田 慎司, ヘーン ベルントローベルト, ミヒャエリス クラウス, クライル オリバー, トロイダル形無段変速機のトラクション接触面内部における発熱解析, 自動車技術会論文集, Vol. 40(2), pp.411-416 (2009).
- (2-16) 五井龍彦, 航空機用 IDG の油圧制御システム, フルードパワーシステム Vol. 39,

pp.160-163(2008).

- (2-17) 五井 龍彦, 田中 裕久, 中島 健一, 渡辺 浩二, 航空機発電機用・高速トラクション
ドライブ CVT の安定性に関する研究, 日本航空宇宙学会論文集, Vol. 58, No. 678,
pp. 203-209 (2010).

3 パワーローラスラスト軸受のジャイロすべり

3.1 はじめに

トラクションドライブは、2つの転動体の間に強い押し付け力を与えた状態で、油膜のせん断力を用いて動力を伝達する。トラクションドライブ CVT においては、ディスクをパワーローラに強く押し付けた状態で回転動力を伝達している。そのため、Fig. 3-1, 3-2 に示されるように、パワーローラの背面には押し付け荷重を支持したまま回転を維持するためにスラスト軸受が用いられる。パワーローラに加わるスラスト荷重は非常に大きく、数百 Nm のトルクの伝達において数十 kN ものスラスト荷重が加わるので、耐荷重に優れた大きなスラスト軸受が用いられる。さらに、パワーローラの回転数はディスクと同様に非常に高く、本稿で対象とする高速 CVT においては 20000 rpm に達する。このような過酷な負荷状態で運用されるスラスト軸受の重要度は非常に高く、トラクションドライブ CVT の性能を決定づける要素の 1 つである。軸受耐久寿命の評価は勿論のこと、高速下で安定した軸受転がり運動を維持することが求められる。

スラスト軸受のコロの転がり挙動を維持するためには、軸受内外輪の転動面からモーメントを与える必要がある(ジャイロモーメントに対抗する必要がある)。正常な運転状態では、軌道面からの摩擦力によってモーメントを得て転がり挙動を維持することができるが、これが不足するとコロと転動面の間に大きなすべり(以下、ジャイロすべり)が生じて、軸受を損傷することが分かっている^{(3-1),(3-2)}。

パワーローラ軸受のように、大型で高速に回転するスラスト玉軸受においては、ジャイロすべりの抑制のために非常に大きなモーメント荷重が必要となるため、これを考慮した設計が必要となる。したがって本章では、CVT 設計の観点からスラスト軸受の成立性の検討指針を導き、高速・小型化においてどのような影響を及ぼし得るかを分析する。あわせて、高速 CVT の試験結果を示し、ジャイロすべりに関する計算手法の検証をおこなう。

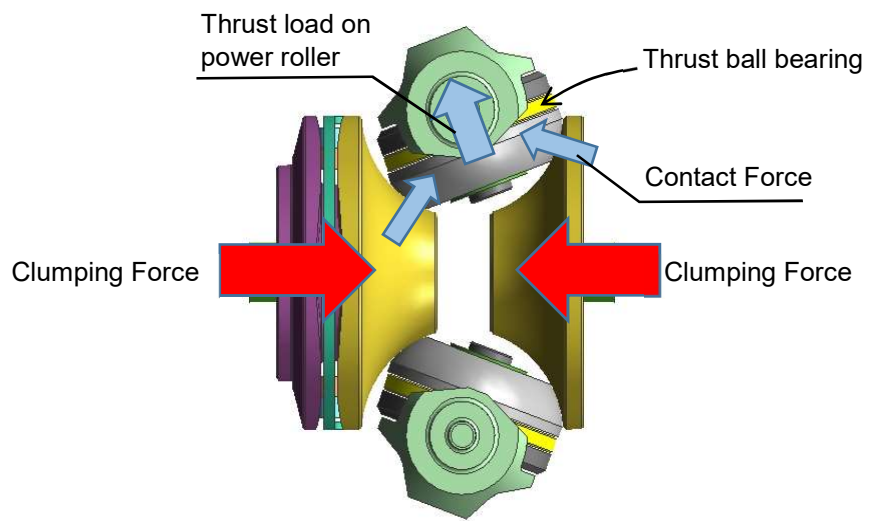


Figure 3-1. Thrust ball bearing in power roller supporting clumping force of CVT.



Figure 3-2. Photo of thrust ball bearing in power roller. Ceramic balls are applied.

3.2 ジャイロすべりの発生条件の計算

本節ではスラスト玉軸受にのみ着目し、山本の計算式⁽³⁻³⁾を元に、ジャイロすべりの発生条件を求める。

Fig. 3-3 はスラスト軸受の概念図である。図の左側は転動面の溝を転がるコロのイメージを示しており、右側は内外輪の溝に挟まれるコロの断面を示している。自転しながら公転するコロにはジャイロモーメント M_G が加わるため、これによって自転軸は後方に後退しようとする。自転軸が後退すると、軌道面の転がり方向と自転の進行方向が不一致になるため、微小なすべりが生じる。このすべりによって、コロは内外輪の溝から摩擦力(もしくはトラクション力)を受けることになり、これがコロに対してモーメント M_F として作用する。十分な摩擦力が得られる場合は、ジャイロモーメント分の摩擦モーメントを与えることができるため、コロの転がり運動を適切に維持することができるが、摩擦力が不足する場合は、ジャイロモーメントに負けてしまうため、自転軸はさらに後退していき、大きなスリップ(ジャイロすべり)を引き起こしてしまう。そして、最終的には大きな発熱と油膜切れによる損傷に至る。

したがって、ジャイロモーメント M_G と摩擦モーメント M_F の大小関係を比較することでジャイロすべりの発生条件の計算をおこなう。

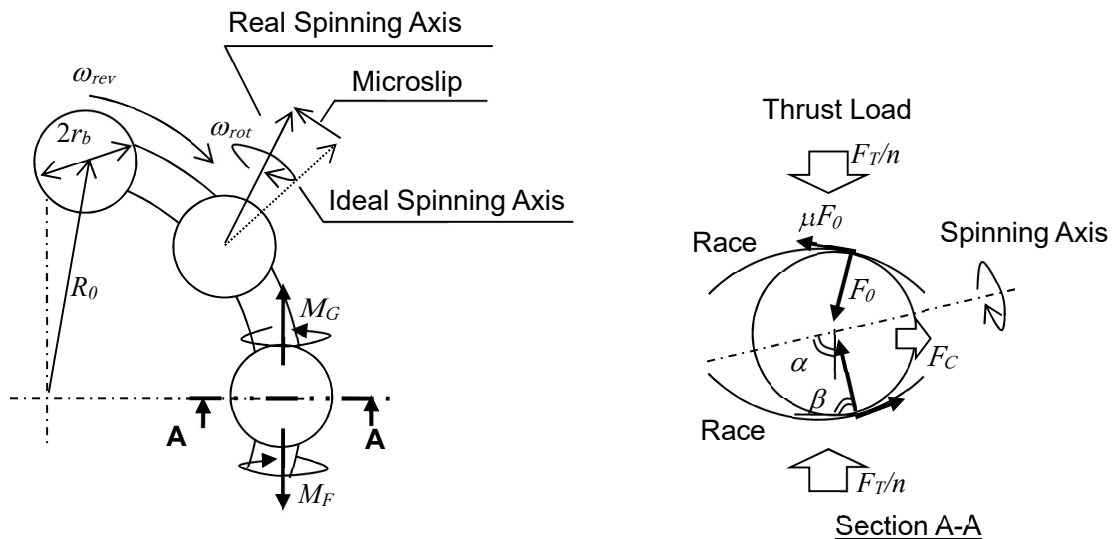


Figure 3-3. Schematic and notation of a thrust ball bearing.

まず、軸受に理想的なスラスト荷重が付与される場合、ジャイロモーメント M_G と摩擦モーメント M_F は以下式で得られる。

$$M_G = I_b \omega_{rot} \omega_{rev} \sin \alpha \quad (3-1)$$

$$M_F = 2\mu F_0 r_b \quad (3-2)$$

ただし、 I_b : コロの慣性モーメント

ω_{rot} : コロの自転角速度

ω_{rev} : コロの公転角速度

α : コロの自転軸の傾き角 (※)

μ : 内外輪溝とコロの間の摩擦(トラクション)係数

F_0 : 内外輪溝とコロの間の法線方向の接触荷重

r_b : コロの半径

※ コロと溝の間の接触面で生じるスピンモーメントの影響で、接触面の状態は外輪もしくは内輪コントロール状態となるため、純スラスト軸受であっても自転軸は斜めをむく⁽³⁻³⁾。

コロが一定密度の球である場合、コロの慣性モーメントは質量密度 ρ を用いて以下式で得られる。

$$I_b = \frac{8}{15} \pi \rho r_b^5 \quad (3-3)$$

次に、コロの公転角速度 ω_{rev} と、コロの自転角速度 ω_{rot} は、パワーローラの回転角速度 ω_0 を用いて以下のようにあらわすことができる。

$$\omega_{rev} = \frac{\cos(\alpha - \beta)}{2 \sin \alpha \sin \beta} \omega_0 \quad (3-4)$$

$$\omega_{rot} = \frac{R_0 + r_b \cos \beta}{2r_b \sin \alpha \sin \beta} \omega_0 \quad (3-5)$$

ただし、 ω_0 : パワーローラの回転角速度

β : コロと内外輪溝の間の接触角度

R_0 : スラスト軸受のピッチ円半径

なお、接触角度 β は以下式で得られる。

$$\beta = \arctan \left(\frac{2F_T}{nF_C} \right) \quad (3-6)$$

ただし、 F_C : コロに加わる遠心力

F_T : パワーローラに加わるスラスト荷重

n : 軸受のコロの数

ジャイロすべりを発生させないためには、摩擦モーメントがジャイロモーメントより大きければ良いので、以下式を成立させればよい。

$$M_G < M_F \quad (3-7)$$

Eq. 3-1, 3-2 に、Eq. 3-3, 3-4, 3-5 を代入することで、Eq. 3-7 を詳細化すると、以下が得られる。

$$\frac{A\pi\rho R_0 r_b^3 \omega_0^2}{15\mu F_0} < 1 \quad (3-8)$$

ただし、

$$A = \left(1 + \frac{r_b}{R_0} \cos \beta\right) \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\sin \alpha \sin^2 \beta} \quad (3-9)$$

Eq. 3-8 より、回転数 ω_0 が高くなるほどジャイロすべりが発生しやすくなることを示すことができた。本式より、ジャイロすべりを抑制するためには以下が有効であることがわかる。

① 質量密度 ρ の低減

コロの材料変更などによって密度を下げれば、ジャイロモーメントを下げるができるので、ジャイロすべりの抑制に効果がある。T-IDGにおいては、セラミックボールを採用して質量密度を低減している。セラミックスの質量密度は鉄の約40%程度であるので、ジャイロすべりのクライテリアを大きく緩和することができる。

② スラスト軸受のピッチ円半径 R_0 の低減

ピッチ円半径を縮小すれば、コロの自転速度が低下するため、ジャイロモーメントを下げることができ、ジャイロすべりの抑制に効果がある。しかし、ピッチ円を小さくすると、配置可能なコロの玉数が少なくなるため、軸受の負荷容量が低下してしまう。

③ コロの半径 r_b の低減

コロを小さくすれば、慣性モーメントが低下するため、ジャイロモーメントを下げることができ、ジャイロすべりの抑制に効果がある。しかし、玉のサイズを小さくすると、負荷容量が低下してしまう。

④ 摩擦係数 μ の増加

摩擦係数を大きくすれば、摩擦モーメントを大きくできるので、ジャイロすべりの抑制に効果がある。そのためにはトラクション係数の高いオイルが有効である。反対に、高温条件などでトラクション係数が低下すると、ジャイロすべりは発生しや

すくなる。

⑤ コロと溝の接触荷重 F_0 の増加

大きなスラスト荷重を与えれば，摩擦モーメントを大きくできるので，ジャイロすべりの抑制に効果的である。ただし，過剰な押し付け力を常時与えると，軸受寿命の低下や損失の増大をまねくため，加減を見極める必要がある。詳細は次節以降で述べる。

3.3 CVT 高速化によるジャイロすべりへの影響と対策

本節では、前節で得られたジャイロすべりの発生条件を元に、高速トラクションドライブ CVT におけるジャイロすべりのリスクを分析する。そして、ジャイロすべり抑制方法として CVT の与圧荷重の増大を検討し、その効果や可能性について議論する。

3.3.1 CVT の高速・小型化がジャイロすべりの発生しやすさに与える影響

本項では、第 2 章にて述べた高速化による軽量化効果と関連付けて、ジャイロすべりの発生リスクを分析する。回転数が増加するとジャイロすべりが発生しやすくなる点は前節で述べたとおりであるが、高速化にともなう小型化は、ジャイロすべりを抑制するように働く。これらを同時に考慮することで、CVT の高速化とジャイロすべりとの関係性を算出する。

まず、Eq. 2-9 を再び示す。

$$P^{-3}r^{8.4}N^2 = const \quad (2-9)$$

本式は、耐久寿命を一定とする場合の負荷とサイズと回転数の関係を示している。

次に、Eq. 3-8 の左辺を代表寸法 r と代表速度 N で記述する。

$$\frac{A\pi\rho R_0 r_b^3 \omega_0^2}{15\mu F_0} \propto r^4 N^2 F_0^{-1} \quad (3-9)$$

Eq. 2-9 を用いて、Eq. 3-9 の右辺から、寸法 r を置き換えると、

$$\frac{A\pi\rho R_0 r_b^3 \omega_0^2}{15\mu F_0} \propto (P^3 N^{-2})^{\frac{4}{8.4}} N^2 F_0^{-1} = P^{10/7} N^{22/21} F_0^{-1} \quad (3-10)$$

となる。

Eq. 3-10 の右辺が大きくなるほどジャイロすべりは発生しやすくなり、反対に小さくなるほどジャイロすべりは起こりにくくなる。つまり、以下の結論を得る。

- ・ 負荷容量 P を変えずに、高速化(N の増加)によってサイズダウンをする場合、速度が上がるにつれてジャイロすべりがおこりやすくなる。
- ・ 回転数 N を変えずにサイズアップによって負荷容量 P を大きくしようとする場合、負荷の増大にしたがってジャイロすべりがおこりやすくなる。負荷(サイズ)が大きくなるほど高速化が不向きであり、低負荷で小型であるほど高速運用に適している。
- ・ 大容量化、高速化のいずれの場合においても、軸受与圧荷重を増やすことで、ジャイロすべりを抑制することができる。

以上のように、CVT の高速化もしくは負荷容量の増大に際しては、ジャイロすべりの発生リスクが高まることに留意する必要がある。

3.3.2 CVT のプリロードによるジャイロすべりの抑制効果と高速化の限界

Fig. 3-4 で示すように、トラクションドライブ CVT はトラクションドライブをおこなうための押し付け力発生機構を有している。押し付け力の発生には、カムクランプもしくは油圧クランプと呼ばれる機構が一般的に用いられており、それらが機能しないような条件においても最低限の与圧を与えることができるようにプリロード機構が併用される⁽³⁻⁴⁾。本機構によって、Fig. 3-5 に示すように負荷に応じた適切な押し付け力を与えることができ、優れた寿命と効率が得られる。プリロードは、トラクションドライブに必要な最低限の押し付け力を保証することを目的としており、低負荷においてはプリロードだけで負荷の伝達をおこなう。

この押し付け力発生機構のプリロードは、パワーローラのスラスト軸受の与圧としても機能する。Fig. 3-4 のように、ディスクに与えられた押し付け荷重はパワーローラのスラスト荷重として負荷される。したがって、高速化によってジャイロすべりの発生リスクが高まった場合は、押し付け力発生機構のプリロードを大きくすることで、ジャイロすべりを抑制することができる。しかし、過剰なプリロードを与えると、Fig. 3-5 のように、高い負荷になるまでトラクションドライブにとって過押し付けな状態が続くため、CVT の効率と寿命を損なう恐れがある。本項では、前節で得られたジャイロすべりの条件式を用いて、必要となるクランププリロード荷重を算出し、これが CVT の性能に影響を与えるかどうかの分析をおこなう。

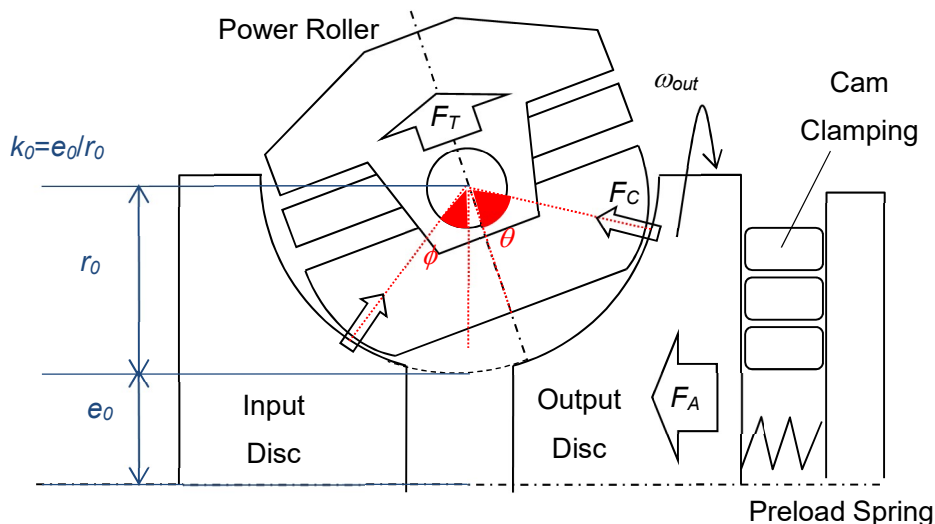


Figure 3-4. Schematic of the clamping system.

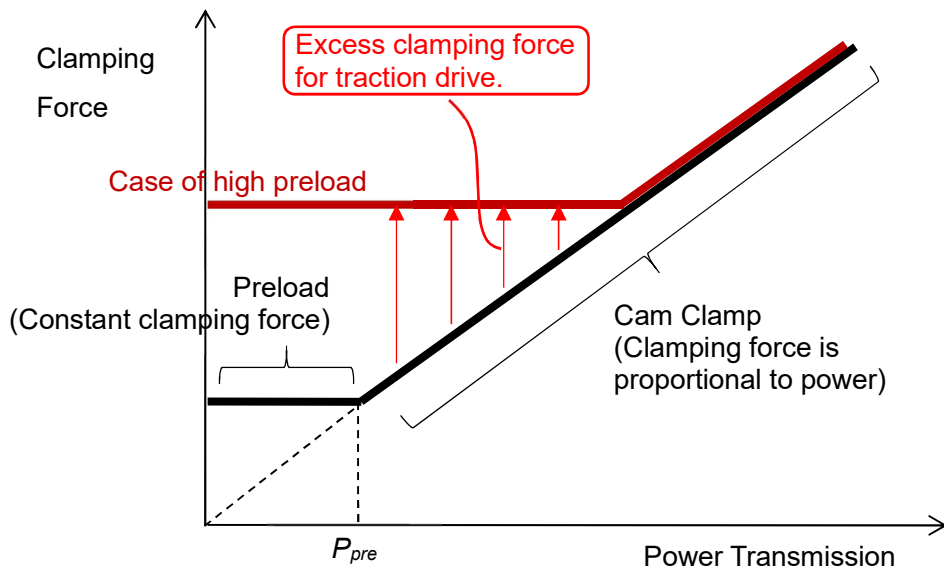


Figure 3-5. Typical characteristic of clamping force.

まず、パワーローラに作用するスラスト荷重はディスクのクランプ荷重を用いて以下のようにあらわすことができる⁽³⁻⁴⁾。

$$F_T = \frac{F_A \cos \theta}{\sin(2\theta - \varphi)} \quad (3-11)$$

ただし、 F_T : パワーローラに作用するスラスト荷重

F_A : ディスクのクランプ荷重

θ : 半頂角 (Fig. 3-4 参照)

φ : パワーローラの傾転角 (Fig. 3-4 参照)

次に、パワーローラの回転数 ω_0 を出力ディスクの回転数 ω_{out} を用いてあらわす。

$$\omega_0 = \frac{1 + k_0 \cos(2\theta - \varphi)}{\sin \theta} \omega_{out} \quad (3-12)$$

ただし、 k_0 : キャビティアスペクト比 (Fig. 3-4 参照)

以上の Eq. 3-11,3-12 によって、ディスクとパワーローラの荷重と回転数の相関が得られたので、これらを Eq. 3-8 に適用することで、ディスクに要するクランプ力を回転数や傾転角の関数として得ることができる。例えば、Table3-1 に示す仕様の CVT において、ジャイロすべりを起こさないための必要クランプ力は Fig. 3-6 のようになる。なお、ここで想定する CVT は IDG 用途であるとして、出力回転数 ω_{out} は 9000rpm 一定であるものと考えた。傾転角が小さくなる(減速運転)ほど、ジャイロすべりが発生しやすくなることで必要なクランプ荷重が増えて、反対に、傾転角が大きくなる(増速運転)と、ジャイロすべりが起こ

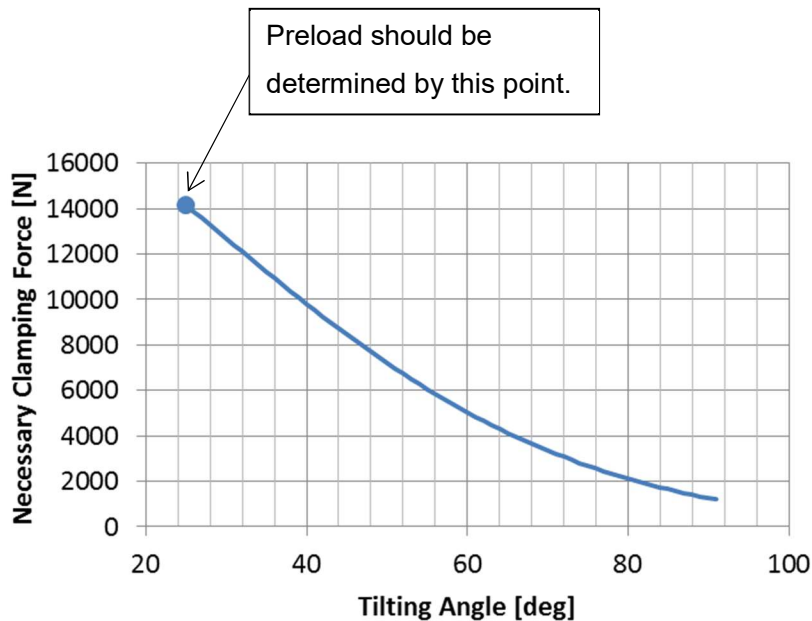


Figure 3-6. Necessary preload for CVT whose specification is shown in Table 3-1.

りにくくなるため、必要なクランプ荷重が減少した。これは、傾転角が小さくなるほど、「パワーローラの回転数が増加すること」と、「幾何的な配置関係によって、スラスト荷重が大きくなりやすいこと」が理由である。本例においては、最も大きなクランプ荷重が必要となる条件は最小傾転角(最大減速運転)であり、14.2kNに達する。ジャイロすべりを抑制するためには、これをプリロードとして押し付け機構に与えることになる。

次に、ここで得られたプリロード荷重によって、トラクションドライブ CVT が伝達可能な負荷量(Fig. 3-5 の P_{pre})を考える。

まず、第二章で述べたように、パワーローラとディスクの間のトラクション力 F_T はトラクション係数 μ_t と接触荷重 F_C の積で与えられる。

$$F_T = \mu_t F_C \quad (2-17)$$

接触荷重 F_C のはクランプ荷重 F_A を用いて以下の Eq. 3-13 のようにあらわせることから、上述 Eq. 2-17 を以下の Eq. 3-14 のように書き換えることができる。

$$F_C = \frac{1}{2 \sin(2\theta - \varphi)} F_A \quad (3-13)$$

$$F_T = \frac{\mu_t}{2 \sin(2\theta - \varphi)} F_A \quad (3-14)$$

次に、出力ディスクのパワーローラとの接触半径 r_{out} はキャビティ半径 r_0 を用いて、以下式で得られる。

$$r_{out} = [1 + k_0 - \cos(2\theta - \varphi)]r_0 \quad (3-15)$$

出力トルク T_{out} は、トラクション力 F_T と回転半径 r_{out} の積に、パワーローラの数 n を乗じれば良いので、Eq. 3-14, 3-15 を用いて、以下のように得られる。

$$T_{out} = 4F_T r_{out} = \frac{2[1 + k_0 - \cos(2\theta - \varphi)]\mu_t r_0 F_A}{\sin(2\theta - \varphi)} \quad (3-16)$$

伝達負荷 P はトルクと回転数の積であるから、

$$P = T_{out}\omega_{out} = \frac{2[1 + k_0 - \cos(2\theta - \varphi)]\mu_t r_0 F_A \omega_{out}}{\sin(2\theta - \varphi)} \quad (3-17)$$

したがって、Fig. 3-6 のような形で算出した必要プリロードの値を、Eq. 3-17 の F_A に代入することで、プリロードによって伝達可能な負荷を算出することができる。たとえば、Table 3-1 で示した数値と Fig. 3-6 から得られた $F_A=14.2\text{kN}$ 代入すると、伝達可能負荷は約 100kW と求めることができる。本値を小さいとみるか大きいとみるかの良否判定は、設計する負荷容量によって異なる。例えば Table 3-1 で示した CVT が、60kW 程度で運用されることを想定して設計した場合には、明らかな過押し付け運用になるため、効率や寿命がひどく悪化する。この場合には回転数を下げて、ジャイロすべりを起こりにくくすることで、プリロードを下げるのが好ましい。反対に、Table 3-1 で示した CVT が、100kW を大きく上回る運用を主とするのであれば、過押し付けとはならないので、高速化の余地があると考えていい。

この良否判定をより詳しく分析するため、出力回転数とキャビティ半径に変化を与えて同様の解析をおこなう。すなわち、速度条件毎にキャビティ径を Eq. 2-9 に基づいて変更し、そのときの必要クランプ力を求めて、Eq. 3-17 に代入する。すると、Fig. 3-7 のように、高速化によるプリロードの増大と、それによって伝達可能な負荷の増加の関係を得ることができる。高速化をおこなうほどに、サイズは小さくなるものの、必要なプリロードは増加し、それによって伝達可能な負荷も二次関数的に増加するため、過押し付けの運用になりやすいことがわかる。本図を用いることで、特定の CVT をどこまで高速化できるかを即座に判断することができる。

ただし、Fig. 3-7 は特定の諸元(Table 3-1)を元にした解析であるから、あらゆる CVT に適用できるものではないことに留意する。基準となる CVT を決定した後、そこからの高速化の可能性を吟味するためのものである。また、本節ではバネ式のプリロードを用いてジャイロすべりを抑制することを前提として述べたが、油圧等を用いて押し付け力を自在に操る方法もある⁽³⁻⁶⁾。その場合は速度条件によって適切な押し付け力を与えることができるため、より高速な運転に対応することもできる。

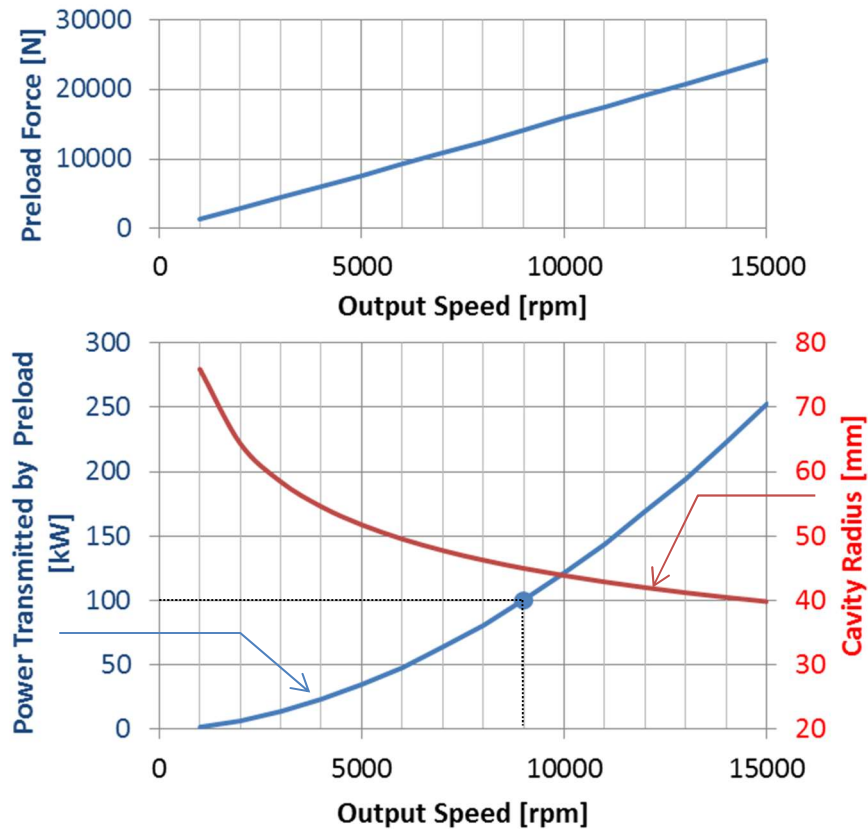


Figure 3-7. Calculated effect of the output speed on the preload, the power transmitted by only the preload and the size.

Table 3-1. Analysis condition.

Ball Radius	r_b	8.334 mm
Pitch Circle Radius	R_0	30.8 mm
Density of Balls	ρ	3200 kg/m ³
Number of Balls	n	9
Angle of Rotation Axis	α	74 degrees
Friction Coefficient*	μ	0.055
Cavity Radius	r_0	45 mm
Output Speed	ω_0	9000 rpm
Half Cone Angle	θ_0	58 degrees
Aspect Ratio	k_0	0.65
Tilting Angle	ϕ	25 to 91 degrees
Traction Coefficient*	μ_t	0.05

* Can be estimated using elastoplastic theory⁽³⁻⁵⁾.

3.4 試験

ジャイロすべりに関わる理論を確認すべく、高速トラクションドライブ CVT の試作機を用いて試験を実施した。3.4.1 項に試験装置の概要を示し、3.4.2 項に試験結果を示す。

3.4.1 試験装置

試験装置は Fig. 3-8 に示すように、モータ、ギア(増速機)、CVT、ダイナモによって構成される。モータによって与えられた回転動力は、ギアによって増速され、最大 20000 rpm となって CVT の入力軸を駆動する。CVT は、変速比を自在に操ることで、入力回転数によらず、出力回転数を 8944 rpm 一定となるように制御をおこなう。CVT の出力軸は渦電流式のダイナモを駆動する。ダイナモを用いて任意の負荷を与えることで、IDG における発電負荷を模擬することができる。

CVT の内部の様子を Fig. 3-9 に、スペックを Table 3-2 に示す。CVT は 2 キャビティ型のハーフトロイダル CVT であり、2 つの入出力ディスク対と、4 つのパワーローラから構成される。

また、Fig. 3-10 に示すように、パワーローラのスラスト軸受外輪(静止側)に熱電対を貼付し、温度計測をおこなった。これによって、ジャイロすべりの発生の有無を温度変化によって測定することができる。

Table 3-2. CVT specifications.

	CVT for 90 kVA T-IDG	Prototype high speed CVT
Max Speed	40 m/s 15,000 rpm	70 m/s 20,000 rpm
Torus Diameter	110 mm	148.5 mm

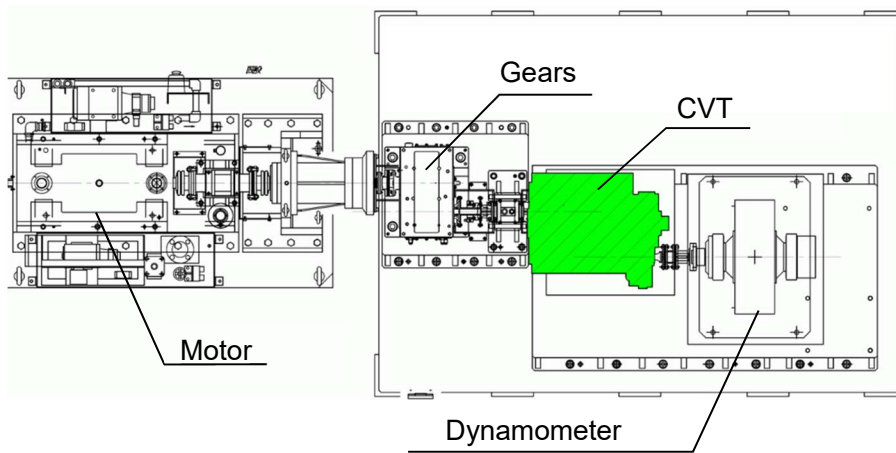
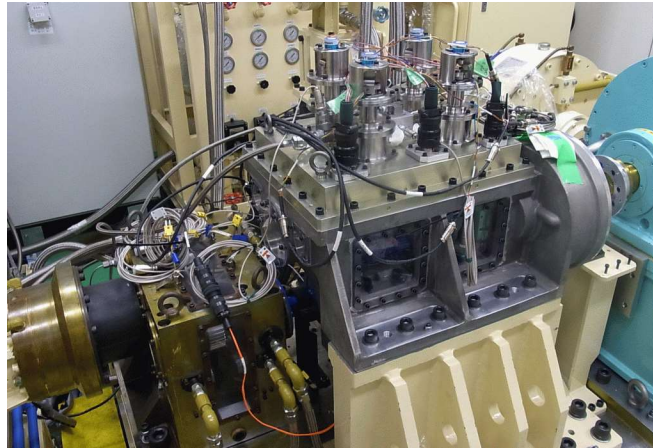


Figure 3-8 Test rig.

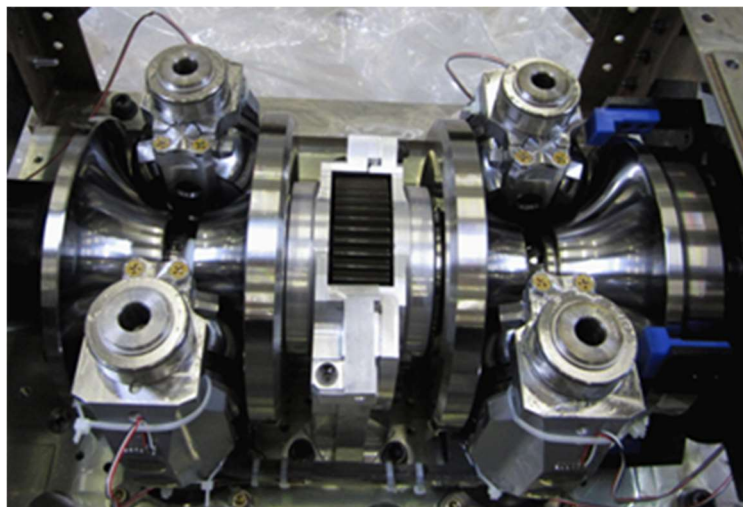


Figure 3-9. Prototype of high-speed traction drive CVT.

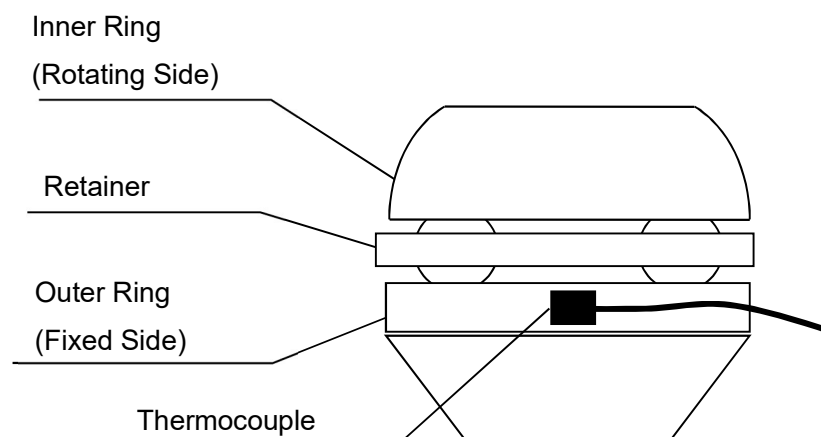


Figure 3-10. Measurement position of temperature at power-roller bearing.

3.4.2 試験結果と計算値の検証

クランプ荷重としてプリロードのみを与えた状態で，入力回転数を少しずつ上昇させ，ジャイロすべりの発生有無を調査した．この間，出力回転数は 8944 rpm 一定に保たれている．プリロードは，11.6 kN と 20 kN の 2 種類を準備し，プリロードの大きさがジャイロすべりの発生しやすさに与える影響を確認できるようにした．

Fig. 3-11 は，11.6 kN のプリロードを与えた状態で，入力回転数を 14000 rpm から 15000 rpm へと移行させていった際の試験結果を示している．回転数が 14300 rpm に達した際に，軸受外輪温度の急激な上昇が確認でき，ジャイロすべりが発生したと推定される．一方で，Fig. 3-12 は同様の試験を 20 kN のプリロードを与えておこなった結果であるが，外輪温度の変化は見られず，安定している．高いプリロード条件では，ジャイロすべりが発生していないと考えられる．

Fig. 3-13 は，温度上昇がみられた後のスラスト軸受を分解して，外輪の転動溝を観察している様子を示している．写真からわかるように，外輪の転動溝には，本来の転がり方向とは異なる方向(溝に対して外向き)に筋がついていることがわかる．これは，コロの自転軸が傾いたことで生じたすべり痕と考えられ，ジャイロすべりの発生を証明している．

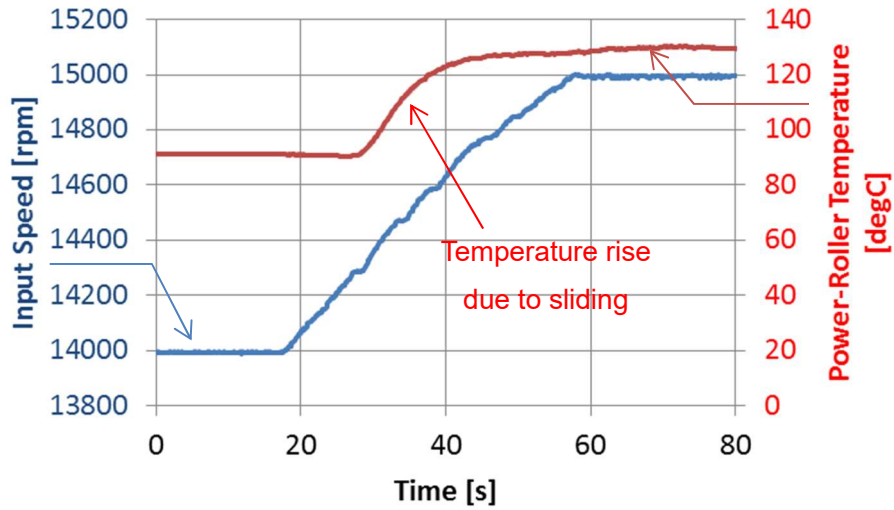


Figure 3-11. Measurement showing temperature increase of the power roller due to gyroscopic sliding of the thrust ball bearing above 14,300 rpm at an insufficient preload of 11.6 kN.

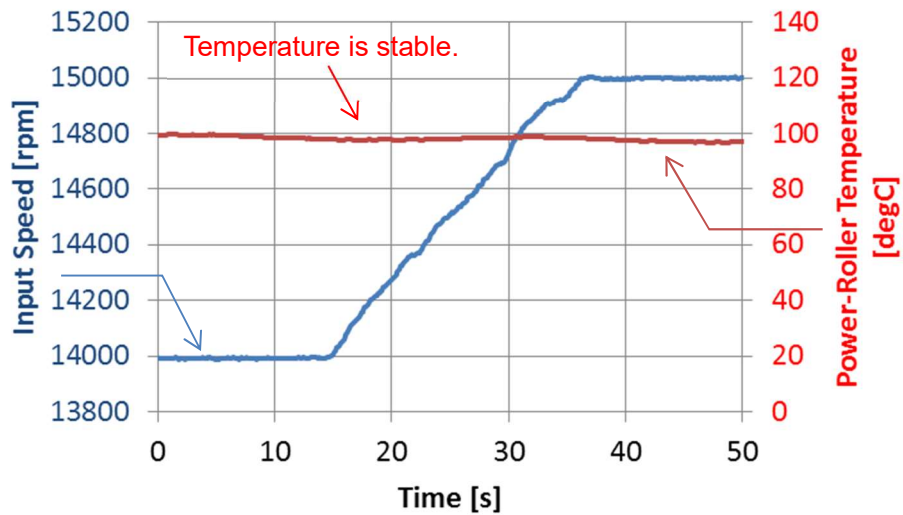


Figure 3-12. Measurement showing stable temperature of the power roller without gyroscopic sliding of the thrust ball bearing at a sufficient preload of 20 kN.

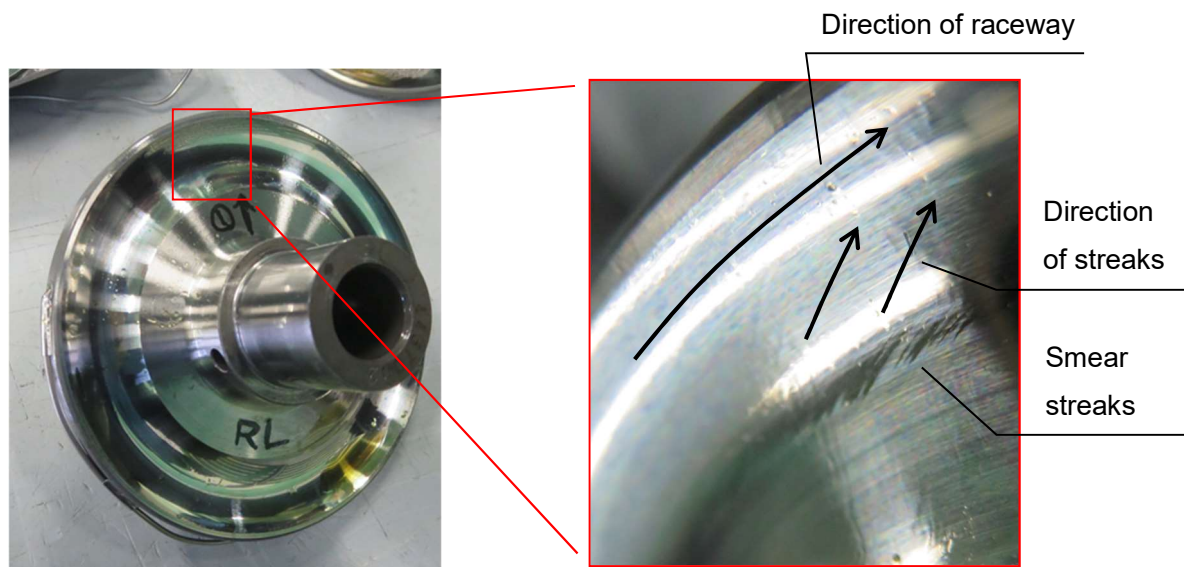


Figure 3-13. Photograph of the race of the power-roller bearing after gyroscopic sliding, where the smear streaks are observed.

上述した条件以外にも、プリロードや軸受諸元を変えて複数の試験を実施し、ジャイロすべりの発生有無を調査した。その結果をまとめて Fig. 3-14 に示す。図の縦軸は、計算値を元に想定していた最大到達回転数(ジャイロすべりが発生する回転数)であり、横軸は、実際に試験でジャイロすべりが発生したときの回転数を示している。計算値と試験結果は比較的良好一致しており、ジャイロすべりが起こりにくくなるように設計した CVT においては、目標回転数の 20000 rpm に到達することができた。

以上より、本研究で提示した、高速条件下におけるクランププリロードの必要性と、ジャイロすべりの発生予測方法の有効性を確認することができた。

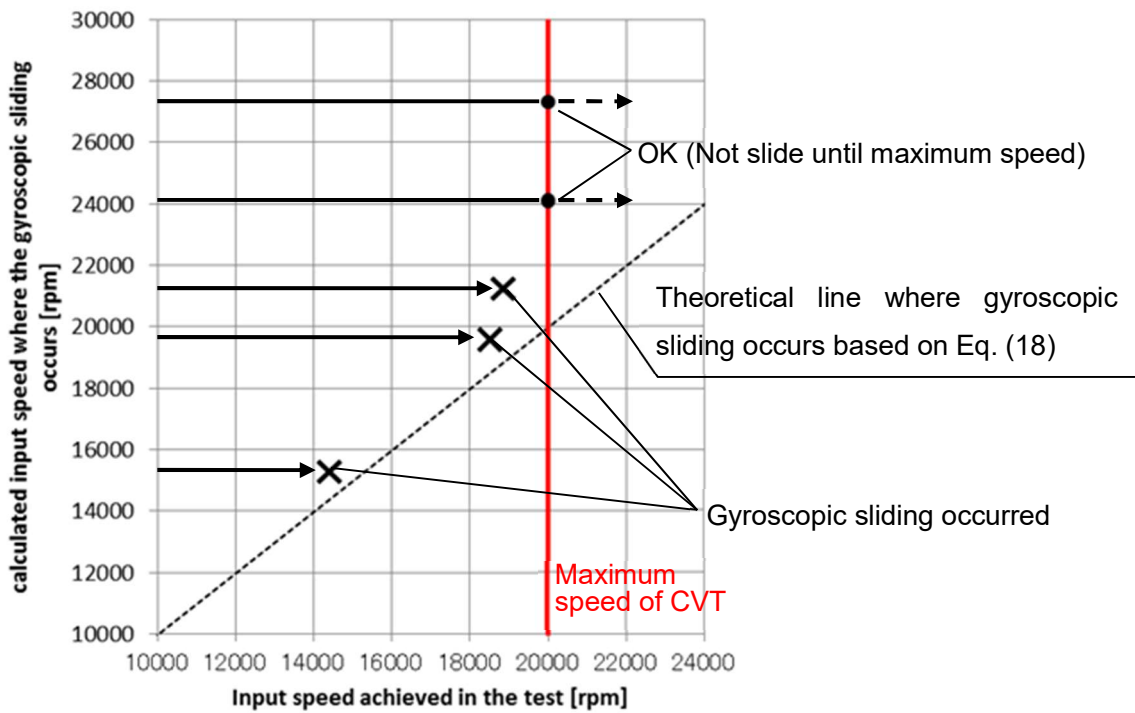


Figure 3-14. Comparison between test results and the calculation of the input speed when gyroscopic sliding occurs.

3.5 今後の課題

しかしながら、Fig. 3-14 に示した試験結果と計算に基づく推定値には僅かに差異がみられる。試験では、計算に基づく推定値よりも、5~10%程度低い回転数でジャイロすべりが発生してしまっている。これに関しては以下が主原因であると考えている。

- 軸受の温度上昇にともなう摩擦係数 μ の低下による、摩擦モーメント(保持力)の低下
- CVT クランプ機構の摩擦のともなう、クランプ荷重 F_A の低下
- 4つのパワーローラ間の押し付け力のアンバランスによる、ディスクとパワーローラ間の接触荷重 F_C の低下(かたより)
- 軸受内の複数のコロの支持荷重のアンバランスによる、コロと転動面の間の接触荷重 F_0 の低下(かたより)
- ディスクやパワーローラの変形にともなう半頂角 θ の低下によるパワーローラのラスト荷重 F_T の低下

より高精度な解析をおこなうためには、以上の項目を考慮する必要がある。

3.6 まとめ

トラクションドライブ CVT の高速化における課題の 1 つとして、パワーローラ軸受のジャイロすべりに関して議論した。

まず、ジャイロすべりの発生条件を示す理論式を導出し、高速条件下で発生しやすくなることを示した。そして、すべりの抑制のためには、コロの小型軽量化・コロと転動面の間の摩擦係数の向上・スラスト荷重(与圧)が有効であることを示した。

次に、CVT の押し付け機構のプリロードが、ジャイロすべりの抑制に効果的であることを示し、必要となるクランププリロードの計算方法を導いた。一方で、過剰な高速化による大きなプリロードは、効率や寿命を悪化させうることを示し、CVT 高速化の限界について記述した。

最後に、高速 CVT 試作機を用いた試験結果を示すことで、ジャイロすべりの発生条件が予測どおりであり、本章で提示した理論が有効であることを実証した。

以上より、CVT のパワーローラスラスト軸受におけるジャイロすべり事象とそのための設計要件が明らかとなり、高速化の可能性を拓くことができた。

参考文献

- (3-1) SKF, Bearing Failure and Their Causes, Product information 401, p22
- (3-2) Joanne E. Highdale, David L. Blanchard, Gyroscopic Effect in Ball Bearing of Fuze Arming Vane, Defense Documentation Center, unclassified AD 419224 (1963)
- (3-3) 山本 精徳, 高速玉軸受の運動学的研究, トライボロジスト, Vol. 13, No. 9, pp. 505-521 (1968)
- (3-4) 町田 尚, 倉知 信秀, トロイダル型無段変速機の研究: 第 1 報, 推力カムによる押しつけ力の発生, 日本機械学会論文集 C 編, 56 巻, 525 号, pp. 1282-1288 (1990)
- (3-5) Tevaarwerk, J. L., Traction Drive Performance Prediction for the Johnson and Tevaarwerk Traction Model, NASA Technical Paper, NASA TP-1530 (1979)
- (3-6) 小林 功久, トロイダル CVT 復活に向けた取組み, 映像メディア学会誌 Vol. 68, No. 6, pp. 447-452 (2014).

4 高速トラクションドライブ CVT の変速特性

4.1 はじめに

IDG において、安定した発電周波数を維持できることは最も大切な性能の 1 つであるから、CVT の変速動作の動特性は極めて重要な特性と言える。IDG の出力負荷(発電負荷)の変動や、入力回転数(エンジン回転数)の変化はあらかじめ知らされるものではなく、外乱的に付与される。これらの急な変化に対して発電周波数の乱れを最小限に抑制するためには、変速の応答特性を掌握し、適切な制御を与える必要がある。IDG だけでなく、他のモビリティ向けにおいても、変速動特性に関する関心は高く、適切な制御によって所望の変速動作を得ることが求められる。

トラクションドライブ CVT はパワーローラとディスクとの間にオフセットを与えることでトラクション力を誘起し、変速動作をおこなうことができる。高速運転においてはこの感度が高く、僅かなオフセットを与えるだけで大きな変速動作が生じるため、部材変形などによる微小な変位が変速動作に与える影響を無視できなくなる⁽⁴⁻¹⁾。また、制御パラメータを誤ると、制御が不安定化することも考えられる⁽⁴⁻²⁾。特に、高速条件においては運動エネルギーが大きいため、慣性力の影響が大きくあらわれ、これが変速動作に作用することも想定される。

そこで本章は、高速下における CVT 動特性の分析と試験をおこない、CVT の回転速度や慣性、剛性などが変速応答性にどのような影響を及ぼすかを明らかにすることを目的とする。

4.2 変速の原理と理論

CVTの変速は、Fig. 4-1に示すパワーローラの傾転角を変えることにより変速比(r_{in}/r_{out})を変えておこなう。パワーローラの傾転運動は、Fig. 4-2に示すオフセット量 x を調整することでおこなっている。このオフセットがサイドスリップと呼ばれる微小すべりを発生させ、傾転力 F_S を生み出す。したがって、たとえば出力回転数が目標値に満たない場合は、ピストンに油をおくってオフセットを与えてパワーローラを傾転させ、所望の回転数に達した時点でピストンの油を抜き、オフセットが無い元の場所に戻す、といった制御を常時おこなっている。

このパワーローラの傾転動作に関する基礎となる傾転特性は、田中らによって論じられており^(4.2)、その概要を4.2.1項に示す。次に、これを発展させた高速回転時の傾転応答理論を4.2.2項で述べる。

4.2.1 パワーローラ傾転動作の基礎式（低速運転における傾転特性）

田中らは、パワーローラの傾転動作をあらわす運動方程式を以下式で与えている。

$$I\left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 + B\left(\frac{d\phi}{dt}\right) = K_S x \quad (4-1)$$

ただし、 ϕ : パワーローラの傾転角度

x : パワーローラのストローク量

I : 傾転動作の慣性モーメント

B : 等価減衰係数

K_S : パワーローラオフセットによって誘起される傾転力に関するゲイン

傾転に関わる慣性モーメントが十分に小さい場合には、Eq. 4-1 は以下式で近似できることが知られている^(4.2)。

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{K_S}{B} x = \frac{0.8(1+k_0 - \cos\phi)\omega_{in}}{r_0} x \quad (4-2)$$

ただし、 r_0 : キャビティ半径

k_0 : キャビティアスペクト比

ϕ : パワーローラの傾転角

ω_{in} : 入力ディスクの回転角速度

これら記号についてはFig. 4-3を参照のこと。本式より、傾転による変速応答は、ストローク量 x と回転速度 ω_m に比例することがわかる。

なお、Eq. 4-2は、傾転角速度がサイドスリップのすべり速度に一致することを意味している。サイドスリップを発生させて傾転動作をはじめると、傾転速度の分だけディスクとパワーローラ間の相対速度が減少し(これがダンピングに相当)、傾転速度がEq. 4-2であらわ

される速度に達するころには相対速度はゼロとなり、傾転力が発生しなくなる。つまり、Eq. 4-2 は傾転動作に関する終端速度と言える。

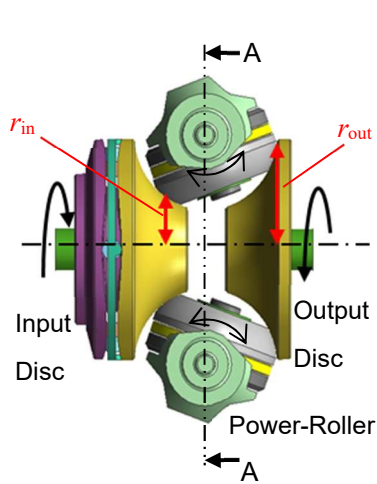
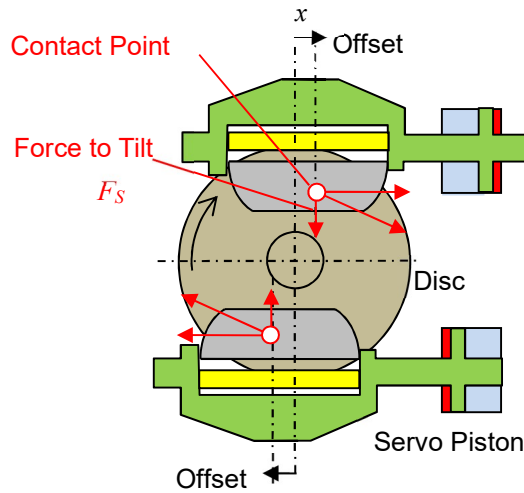


Figure 4-1. Basic Structure of CVT.



Section A-A of Figure 4-1

Figure 4-2. Ratio-changing mechanism. Offset of contact point x generates tilting force F_s .

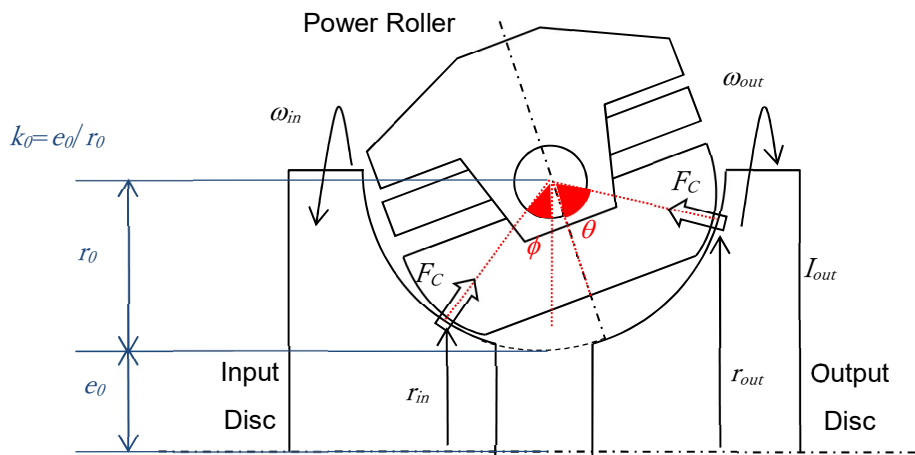


Figure 4-3. Schematic and notation of a CVT.

4.2.2 高速運転における傾転応答特性

前述したように、変速応答は回転数に比例して高まるため、高速運転においては微小なストロークで素早い傾転動作をする。10 μm オーダのストロークでも十分な変速動作が可能であるため、部材変形等による CVT の微小変位が無視できなくなる。さらに、高速下では変速動作にともなう大きな慣性力が生じるため、これが CVT の変位を引き起こす。そこで本項では、慣性力による変位と、その変位による変速応答特性の変化について述べる。

まず、部材変形によるパワーローラディスク間のオフセット量変化 Δx を仮定すると、傾転速度の式 Eq. 4-2 は以下式に書き換えることができる。

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{K_S}{B} (x - \Delta x) = \frac{0.8(1 + k_0 - \cos\phi)\omega_{in}}{r_0} (x - \Delta x) \quad (4-3)$$

変位 Δx は加減速にともなう慣性力によって生じる変位であり、Fig. 4-4 で示すパワーローラ周辺の変形が主要因である。したがって、変位 Δx に関する以下の運動方程式が成立する。

$$2\Delta F_{tr} = M_{PR} \frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} + B_{PR} \frac{d(\Delta x)}{dt} + K_{PR}\Delta x \quad (4-4)$$

ただし、 ΔF_{tr} : 慣性力によるトラクション力変化

M_{PR} : パワーローラ質量

B_{PR} : トラクション方向のパワーローラ移動に関するダンピング要素

K_{PR} : トラクション力方向のパワーローラ支持剛性

なお、Eq. 4-4 の左辺について、入出力ディスクの各接点からパワーローラにトラクション力が加わるため、トラクション力に 2 を乗じた。通常、Eq. 4-4 右辺のバネマス系の固有振動数は数十～数百 Hz オーダであることから、きわめて急峻な変速挙動を除いて、下式で近似できる。

$$\Delta x = \frac{2\Delta F_{tr}}{K_{PR}} \quad (4-5)$$

つづいて、加減速動作にともなうトラクション力変化 ΔF_{tr} は、出力系の回転慣性を計算することで得られる。

$$\Delta F_{tr} = \frac{I_{out}}{4r_{out}} \frac{d\omega_{out}}{dt} \quad (4-6)$$

ただし、 I_{out} : CVT 出力系の慣性モーメント

ω_{out} : 出力回転角速度

r_{out} : CVT 出力ディスクの接触半径(Fig. 4-3).

CVT は一般的な 2 キャビティ式 (パワーローラ 4 つ使用) を想定し、慣性トルクを 4 で除した。なお、本式においては、Fig. 4-5 に示す航空機発電装置用途のドライブトレインを想定した。つまり、入力側 (エンジン側) の慣性力は非常に大きいため CVT の変速による回

転数変動は生じず，出力側（発電機側）の回転数のみが増加するものとした。従い，Eq. 4-6 は CVT を適用アプリケーションによって異なることに留意する。

次に，出力回転数 ω_{out} と出力ディスク接触半径 r_{out} は，CVT の形状諸元 (Fig. 4-3) を用いて以下のように与えられる。

$$\omega_{out} = \frac{1+k_0 - \cos\phi}{1+k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)} \omega_{in} \quad (4-7)$$

$$r_{out} = [1+k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)]r_0 \quad (4-8)$$

以上の Eq. 4-3, 4-5, 4-6, 4-7, 4-8 を用いて，加減速時の慣性力によるパワーローラ変位量 Δx と，傾転速度 $d\phi/dt$ は以下のようにあらわされる。

$$\Delta x = \frac{I_{out} \omega_{in} f(\phi)}{r_0 K_{PR}} \left(\frac{d\phi}{dt} \right) \quad (4-9)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{K_s}{B(1+A)} x \quad (4-10)$$

ただし，

$$A = \frac{I_{out} \omega_{in}^2}{r_0^2 K_{PR}} \left\{ \frac{0.8 \sin \theta_0 (1+k_0 - \cos \phi) [(1+k_0) \cos(\phi - \theta_0) - \cos \theta_0]}{[1+k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)]^3} \right\} \quad (4-11)$$

変速動作の基礎式 (Eq. 4-2) と新たに導出した式 (Eq. 4-10) を比べると，分母 A 項の分だけ傾転動作が遅くなることがわかる。パラメータ A は回転慣性 I_{out} と回転速度 ω_{in} の2乗に比例するため，これらが大きい場合には傾転速度が悪化し，逆に，低慣性かつ低回転速度では，基礎式 (Eq. 4-2) に近い傾転速度となり，慣性の影響を無視できることになる。

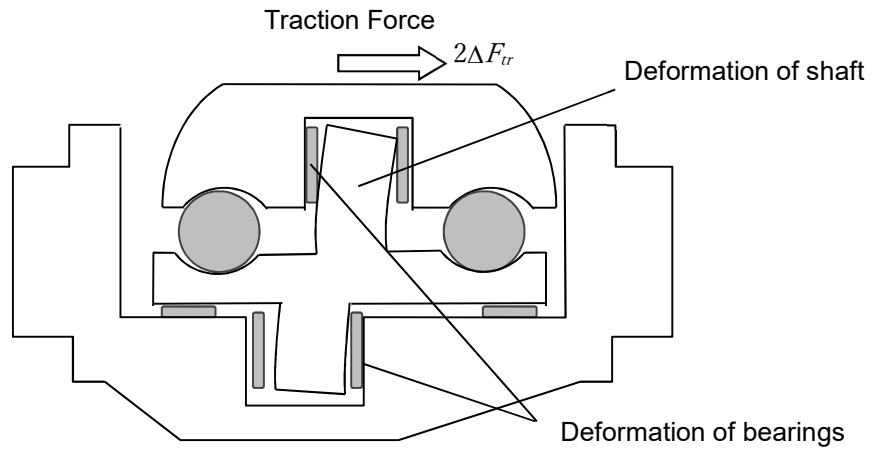


Figure 4-4. Displacement of power roller due to the deformation of the shaft and bearings.

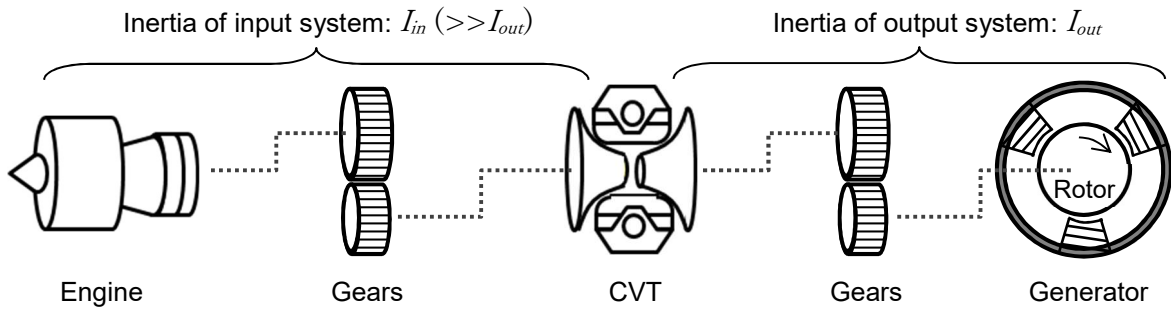


Figure 4-5. Configuration diagram of IDG system.

4.3 試験

高速下の変速特性に関わる理論を確認すべく、高速トラクションドライブ CVT の試作機を用いて試験を実施した。4.3.1 項に試験装置の概要を示し、4.3.2 項に試験結果を示す。

4.3.1 試験装置

試験装置の構成は第3章にて使用したものと同一であるため、詳細は割愛する(Fig. 3-8, 3-9を参照)。本試験で使用した CVT の仕様を Table 4-1 に示す。CVT 出力系の回転軸を取り換えることで慣性モーメントを調整できるような構造とした。試験においては、CVT 後流の慣性モーメントを二種類用意し、Eq. 4-10, 4-11 で示したような慣性モーメントの違いによる挙動の変化が確認できるようにした。

本 CVT の回転数制御には、Fig. 4-6 のブロック線図に示すカスケード制御を用いた。サーボバルブでピストン位置をコントロールするマイナーループ系と、出力回転数を一定に保つメジャーループ系 (PI 制御) から構成される。

4.3.2 試験結果

試験では、Fig. 4-6 に示すフィードバック制御における変速比指令 (図中、Command) を変化させ、その応答時間を見ることで変速応答性の取得をおこなった。Table 4-1 に示す2種類の慣性モーメントの回転体に対してそれぞれ応答特性を取得し、比較したものを Fig. 4-7 に示す。CVT 入力回転数を固定した状態で CVT 出力回転数をステップ状に減速するように指示したところ、制御ゲインは等しいにもかかわらず、慣性が高い case1 の方は応答が遅く、慣性が小さい case2 の方は応答がはやい結果が得られた。本結果は4.2.2 項で述べた傾向と一致しており、慣性力が変速応答に影響を与えていることを試験でも確認することができた。

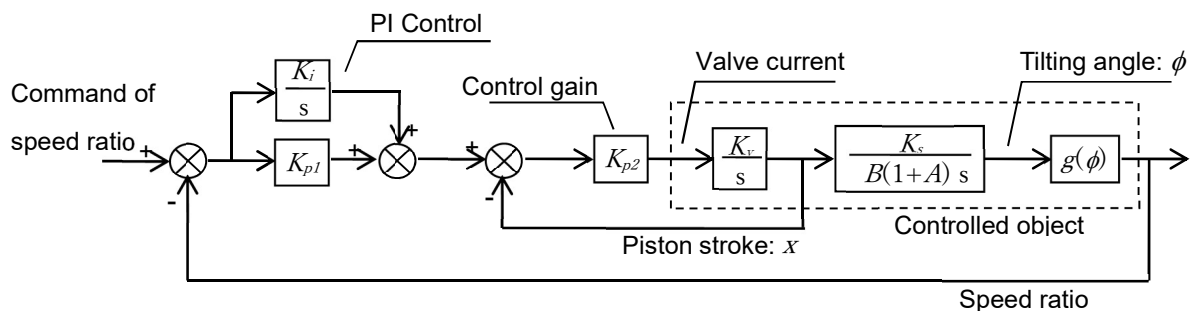


Figure 4-6. Speed control diagram.

Table 4-1. Specifications of prototype CVT.

Maximum input speed	-	20,000 rpm (70 m/sec)
Cavity radius	r_0	45 mm
Half cone angle	θ_0	58 degree
Aspect ratio	k_0	0.65
Tilting angle	ϕ	25 to 91 degree
Power-roller stiffness	K_{PR}	5.5×10^6 N/m
Moment of inertia (case 1)	I_{out}	0.118 kgm ²
Moment of inertia (case 2)	I_{out}	0.070 kgm ²

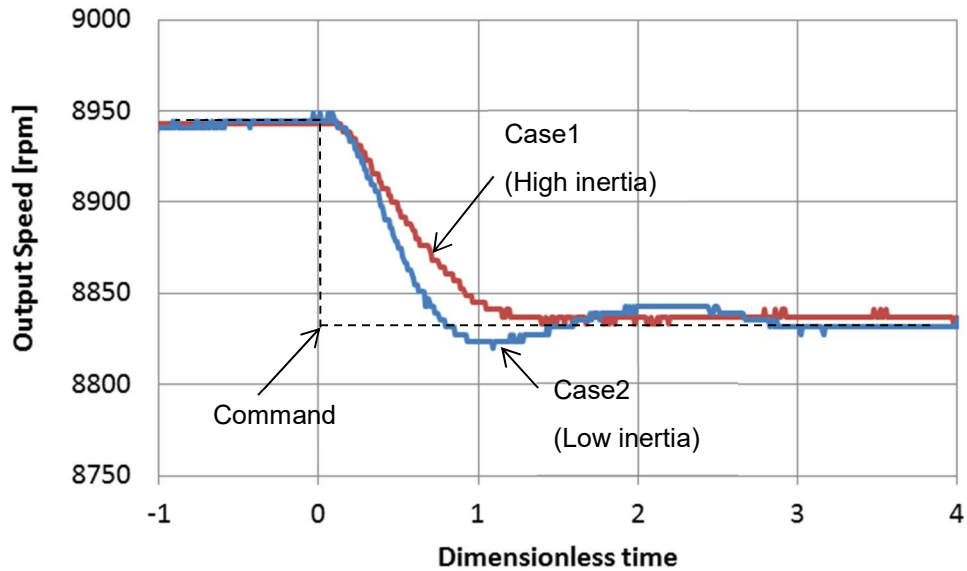


Figure 4-7. Test results of speed-changing response of the high-speed T-CVT at a tilting angle ϕ of 73 degree. The response of the CVT with high inertia is slower than that with low inertia. (Dimensionless time in this figure and following Figure 4-8, 4-9, 4-11 and 4-13 is defined as the ratio to the 10% settling time of the step response of case 1 in this figure.)

4.4 計算値と試験結果に基づく検証と考察

4.4.1 理論検証

本節では、4.2.2 項で述べた理論に基づいた変速動作の解析結果を示し、4.3 節の試験結果と比較することで、理論検証をおこなう。解析は、Fig. 4-6 に示したブロック線図を用いた線形解析とし、傾転感度は Table 4-1 に示した諸元に対して Eq. 4-10, 4-11 を適用した。Table 4-1 で示した 2 種類の慣性モーメントの回転体に対して、それぞれ変速動作を解析した結果を、試験結果と比較して Fig. 4-8 に示す。試験結果と解析結果を比較すると、オーバーシュート量などに僅かな差異はあるものの、おおよその挙動が一致しており、本稿で述べた理論式が十分な精度を有していることを実証できた。

さらに、慣性モーメントを考慮しない従来予測に基づく解析結果を、本稿で提案する解析手法と比較して Fig. 4-9 に示す。慣性モーメントを考慮しない場合と考慮する場合とで、応答性は大きく異なり、慣性モーメントを考慮することの重要性が確認できる。最後に、今回使用した CVT における本試験条件での A 値(Eq. 4-11)と変速感度の計算値を Table 4-2 に示す。慣性体を有する場合、傾転応答性が本来の 10%程度まで、大幅に低下することがわかる。これは、高回転数で CVT を使用することで、回転速度の二乗に比例する A 値が極端に大きくなるためである。例えば、ここで取り上げた CVT と同じ設計諸元であっても、3000 rpm 程度の低回転数域であれば、 A 値は 1 以下となり、応答性の低下もそれほど深刻ではない。この場合は従来理論でも十分に挙動を予測することができる。

4.4.2 試験結果と解析結果の差異に関する考察

前述したように、Fig. 4-8 における試験結果と解析結果には僅かに差異が生じている。特に、変速動作が完了する時間軸 0.4 近傍のオーバーシュート挙動に差がみられる。一方で、時間軸 0.3 近傍の変速初期の挙動は精度よく予測できていることから、制御対象が Fig. 4-6 で示した単純な線形モデルでは模擬できていないと考えられる。したがって、制御対象を構成する、サーボバルブの流量操作、ピストンストローク動作、パワーローラの変速動作の中の非線形性に着目し、以下が主要原因であると考えた。

- (1) パワーローラのストロークを制御するサーボバルブの電流～流量特性の非線形性
- (2) パワーローラのストローク動作によって生じる摩擦の影響
- (3) パワーローラまわりの剛性の非線形性

上述(1)について、サーボバルブは流量の非線形性やヒステリシスがあり、特にバルブ開度が小さい領域においては、バルブラップ量次第で線形特性が大きく変化するため、これが変速動作に影響を与える可能性がある。次に、上述(2)について、パワーローラがストローク動作するときには、それを妨げるような摩擦が発生する。特に、変速動作が終了する安定近傍では、微小動作が要求されるため、摩擦影響が大きくあらわれる。最後に、上述(3)について、パワーローラまわりの変形は Fig. 4-4 に示したように、軸受を介したものになるため、ヘルツ接触面の剛性や軸受隙間による非線形性が大きい。また、Fig. 4-10 のように、一度変位が生じると、元に戻りにくくなるようなヒステリシス特性を有することも考えられる。このヒステリシスがあると、変速動作序盤の大きな加減速で生じた大きな変

位が、変速動作終盤の緩やかな変速動作にも残ってしまうため、あたかも変速動作終盤における変速応答性が低下したかのような挙動となる。以上の(1)~(3)の要因において、要因(3)の影響が最も大きいと考え、変速動作時のストローク動作を試験にて計測した。

Fig. 4-11 は、LVDT (差動変圧器)を用いて、変速動作におけるパワーローラトラニオンのストローク量を計測した試験結果である。試験条件は 4・2 節で示した case2 と同じ条件とした。図 14 に示すように、初期位置 $0\mu\text{m}$ で安定していたパワーローラは、 $25\mu\text{m}$ 程度のストロークで変速動作をおこなった後、初期位置から $4\mu\text{m}$ 程ずれた箇所で安定していることがわかる。これが、変速動作中に生じた変位のヒステリシスであると考えられる。そこで、これを考慮するために式 (5) で示した荷重と変位量の関係式に、Fig. 4-12 のようなヒステリシス要素をくわえ、再度変速挙動を解析した結果を Fig. 4-13 に示す。Fig. 4-8 の解析結果と比較すると、オーバーシュート量も含め、変速動作をかなり精度良く模擬することができている。

以上のように、僅か数 μm で変速動作をおこなう高速 T-CVT においては、部材変位のヒステリシス特性が変速応答性に影響する。今後、FEM を用いる等してヒステリシスの大きさを解析することができるようになれば、さらなる変速挙動の予測精度の向上が可能になる。さらにそれに基づいて制御システムを構築することで、高速下においても高い応答性と安定性（オーバーシュートやハンチングの抑制）を両立する CVT を設計することができ、T-IDG においては発電周波数の乱れが小さい高品質な電力の供給が可能となる。

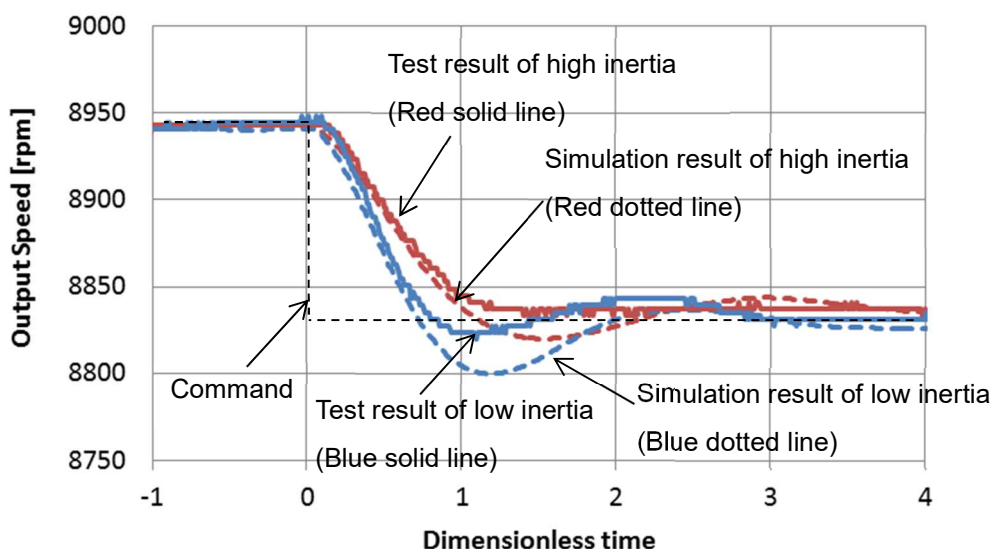


Figure 4-8 Simulation results of speed-changing response. Simulation results show the high inertia lower the speed-changing response, which shows good agreement with test results.

Table 4-2. Comparison of speed-changing response.

	Conventional estimation	Case 1 (High inertia)	Case 2 (Low inertia)
Inertia : I_{out}	0 kgm ² (Not considered)	0.118 kgm ²	0.070 kgm ²
Constant : A	0	8	5
Ratio of speed-changing response : $1/(1+A)$	1 (Baseline)	0.11	0.17

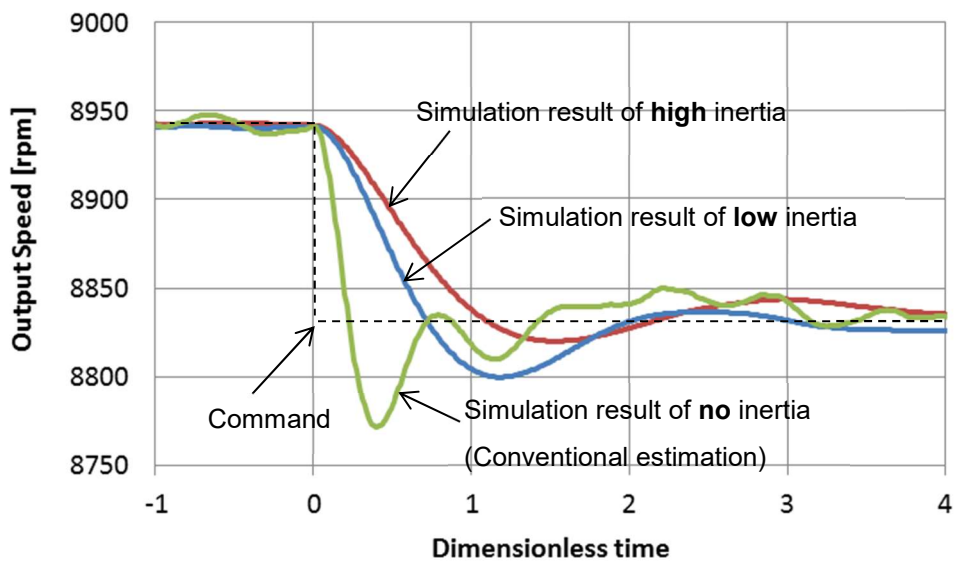


Figure 4-9. Comparison of speed-changing responses between a conventional estimation without considering the effect of inertia and a new estimation with considering it. The response time based on the theory proposed in this paper is much slower than the response based on conventional theory.

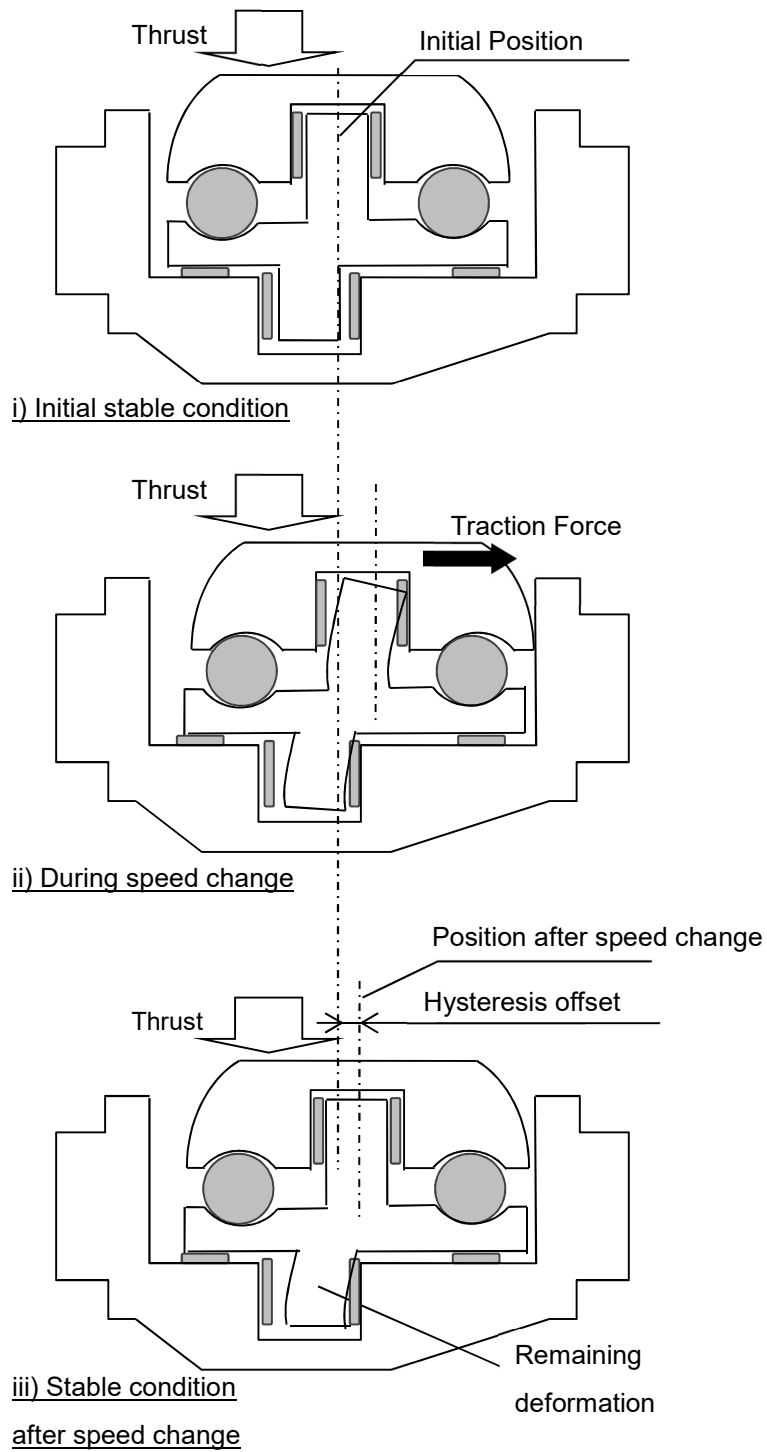


Figure 4-10. Remaining deformation of power roller, caused by traction force during speed change.

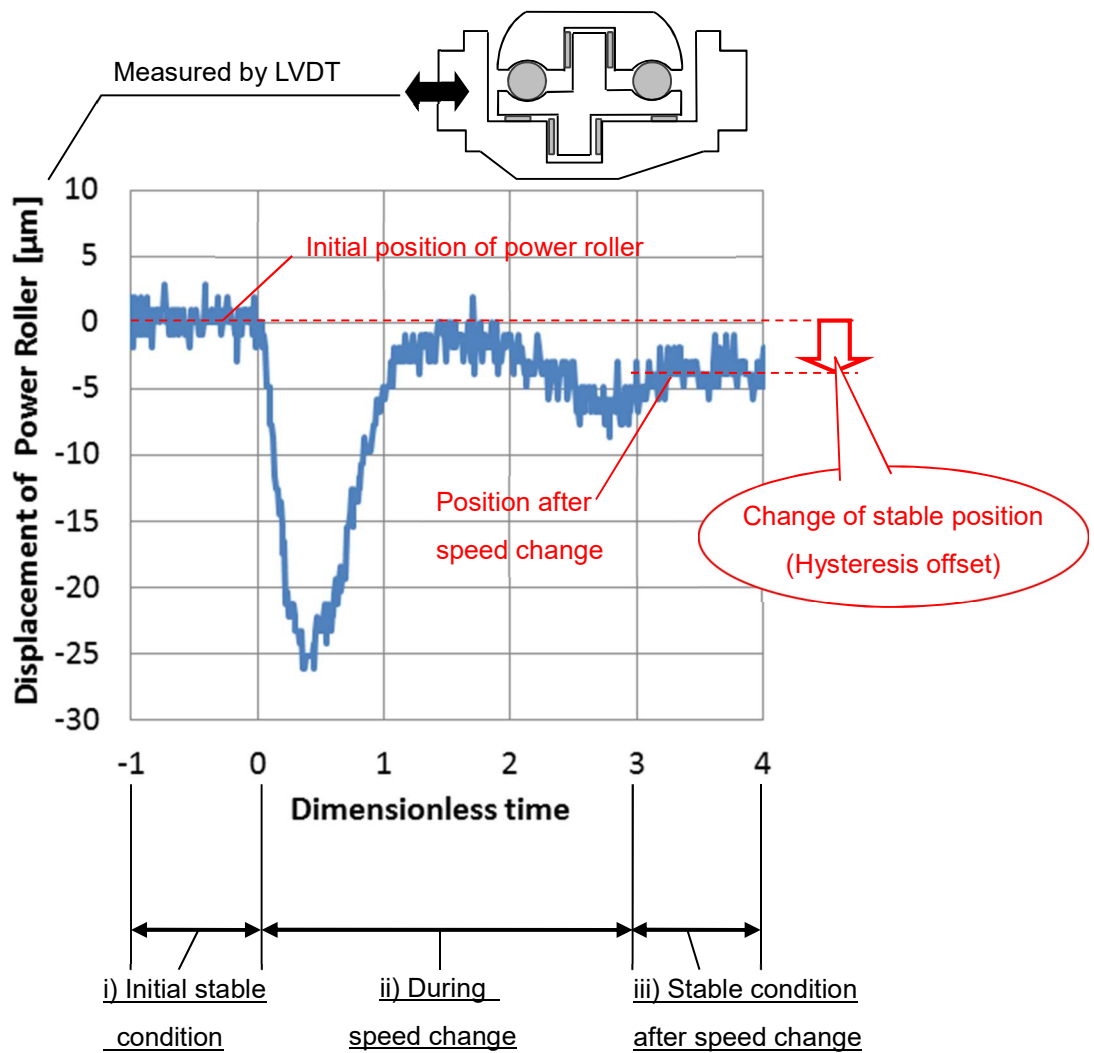


Figure 4-11. Test results showing hysteresis of power roller's displacement caused by speed changing. Stable position of the power roller has changed by $4\mu\text{m}$ during speed change.

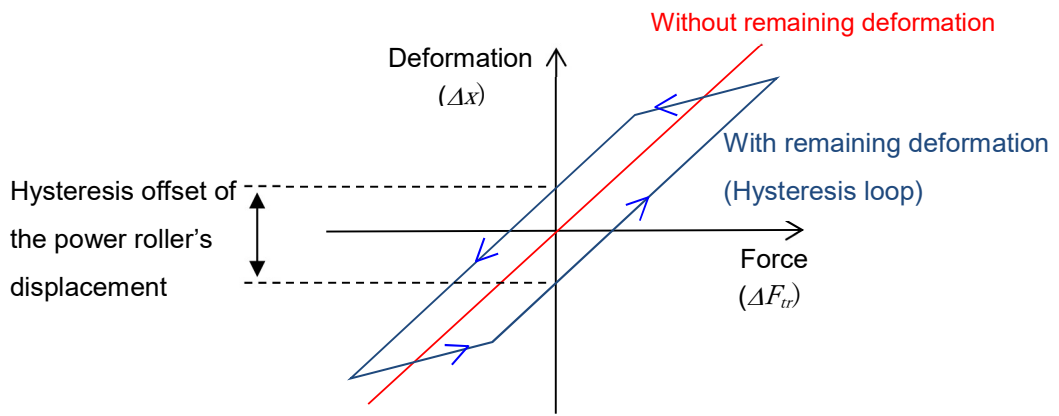


Figure 4-12. Deformation of power roller (Δx) by traction force (ΔF_{tr}), when considering the remaining deformation of the power roller.

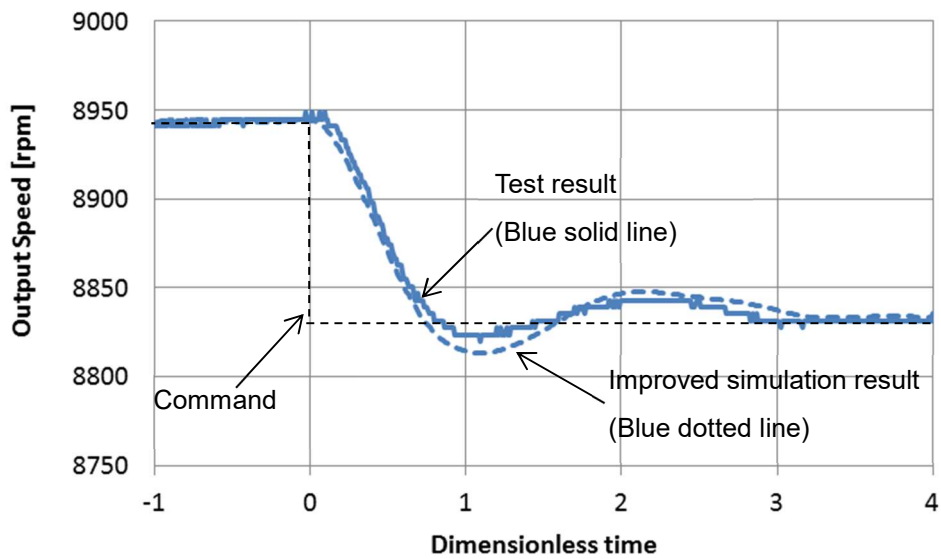


Figure 4-13. Simulation results of speed-changing response considering the hysteresis of deformation. Simulation results show better agreement with the test results.

4.5 まとめ

トロイダル CVT が変速動作をおこなうとき、その変速応答は慣性力による部材変形の影響を受ける。回転数と慣性モーメントが大きく、CVT の剛性が小さい程、応答性が低下することを理論解析で示した。さらに、20,000 rpm での運転が可能な高速 CVT 試作機を使用して変速応答性を計測し、慣性モーメントが大きい程、変速応答性が低下することを実証した。実機では、従来の理論値と比べると変速応答性が 10%程度まで低下しており、本章で提案した変速理論の有用性を確認できた。また、部材変位のヒステリシス特性を考慮することで予測精度をさらに高められることを示した。本理論に基づいて CVT とその制御システムを設計することで、自在の変速応答性を得ることができると同時に、高速運転を含むあらゆる運転条件で安定した変速動作をおこなうことができる。

参考文献

- (4-1) Miyata, S. and Liu, D., Study of the control mechanism of a half-toroidal CVT during load transmission, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, Vol.1, No.3, pp. 346—357 (2007).
- (4-2) 田中裕久, 江口雅俊, トラクションドライブ式無段変速機の変速制御, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 57, No. 543, pp. 3682—3685 (1991).

5 高速トラクションドライブ CVT の安定性

5.1 はじめに

トラクションドライブ CVT は複数のパワーローラを介して動力を伝達し、それぞれのパワーローラが均等に負荷を伝達することが望まれる。いずれかのパワーローラに負荷が偏ると、そのパワーローラが最も消耗しやすく、また、トラクションドライブがグロススリップによる伝達力喪失を起こしやすくなるためである(Fig. 5-1)。動力を均等に配分するためには、パワーローラの傾転角を同期させて、ディスクとパワーローラのための滑り率を等しく保つ必要がある。

パワーローラの同期には、CVT の変速特性を活用した機械油圧式のフィードバックシステムが一般的に用いられている。この同期システムの安定性について、五井らや田中は、油圧配管に流路抵抗を与えることで、ダンピングとして機能し、安定性が向上することを示した^{(5-1), (5-2)}。本手法は高速 CVT においても有効にはたらく。しかし、第 4 章でも述べたように、CVT の変速特性は速度によって感度が変わるため、高速運転ではこれまで考慮されていなかったような微小な変位が同期安定性に寄与する。

したがって本章では、高速運転下における同期システムの安定性分析をおこない、高速下でもパワーローラの同期を維持可能な方法を検討する。さらに、試作機を用いた試験結果を示し、理論検証をおこなう。

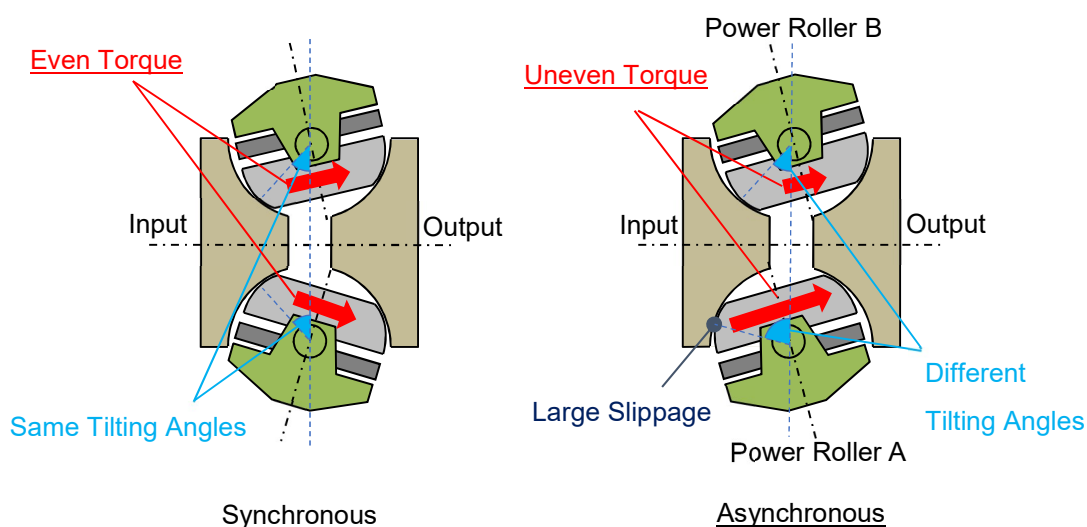


Figure 5-1. Asynchronous tilting angle unbalances the transmitted torque.

5.2 同期システムの原理

パワーローラの傾転角がばらばら(非同期)になると、伝達負荷に偏りが生じるため、結果的に CVT 全体の負荷容量が低下することになる。傾転角の同期のために、Fig. 5-2 に示すような機械油圧式のフィードバックシステムが組み立てられており、各パワーローラのシリンダ間が配管で連結されるように構成されている。このシステムによって同期崩れが解消されるとき挙動を、以下で説明する。(Fig. 5-3 をあわせて参考願う)

1. まず、傾転角に差がある状態を想定する(非同期状態)
2. 傾転角の差があることで、動力伝達に偏りが生じる。ディスクとパワーローラ間の接点におけるすべり量が大きい側が大きな負荷を伝達し、逆に、すべり量が小さい方の負荷は小さくなる。
3. パワーローラ間の伝達負荷の差異は、トラクション力の差としてパワーローラに作用し、ピストンを動かそうとする。同期状態では荷重が釣り合うことでピストン位置は動かないが、荷重に差が生じるとピストンが作動する。
4. パワーローラが移動することで、ディスクとパワーローラの間にはサイドスリップが生じ、4.2 節で述べた変速理論に基づき、パワーローラは傾転動作をおこない、最終的に傾転角度差は解消される。(通常の変速動作とは異なり、パワーローラは互いに反対方向に傾転しようとすることに留意する)

以上の各記述は、Fig. 5-3 の番号に対応する。

このように、シリンダ間を連結しただけのシンプルなシステムであるが、パワーローラの傾転特性をうまく活用することで、自動的にパワーローラを同期させ、均等な動力配分を実現している。しかし、本システムはかなり高応答(高ゲイン)であるため、前述した挙動の最終ステップにおいて、中立点を通り過ぎて傾転することがあり、適切に設計しなければいつまでも同期せずに持続振動や発散振動を引き起こす。これに対して、五井らや田中は Fig. 5-4 のように、シリンダ間の配管に流路抵抗を設け、ダンピング特性を向上することで安定化させる方法を提案している。このダンピングは強ければ強いほど同期システムを安定化させることができるが、過度な流路抵抗は制御系の応答を低下させることに留意する必要がある。

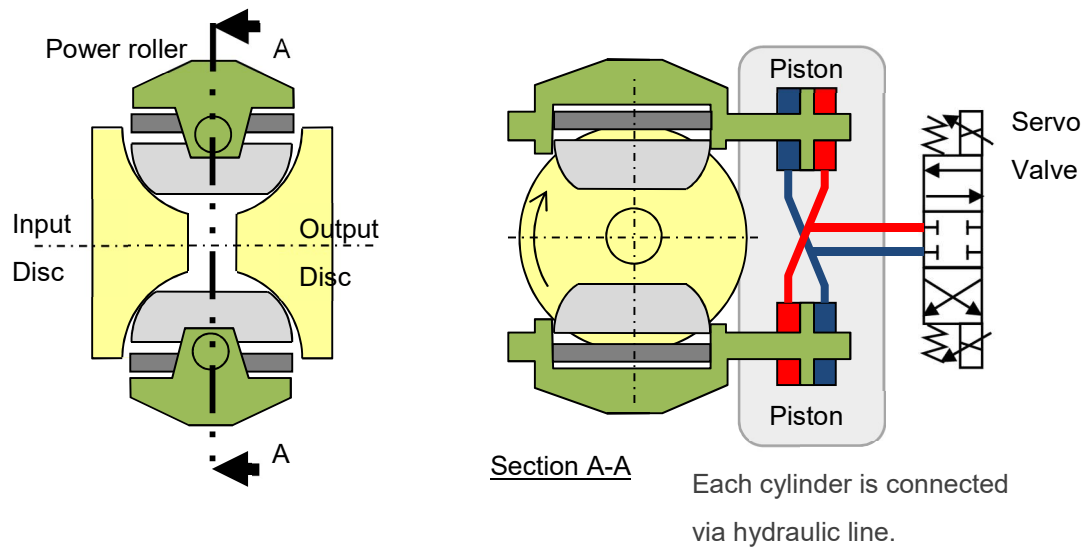
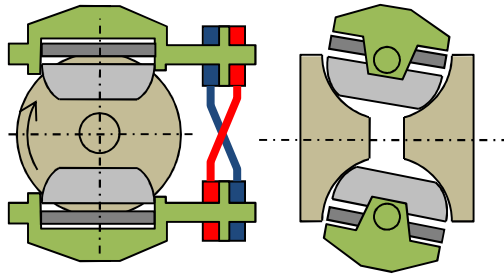
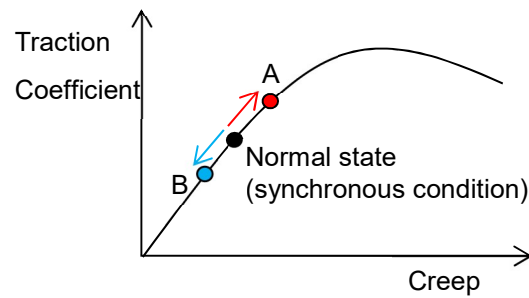
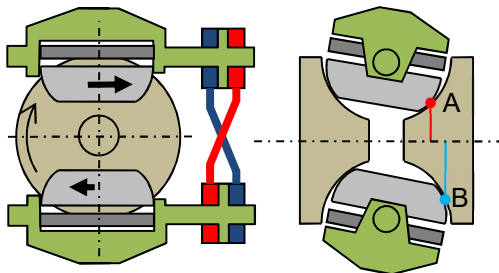


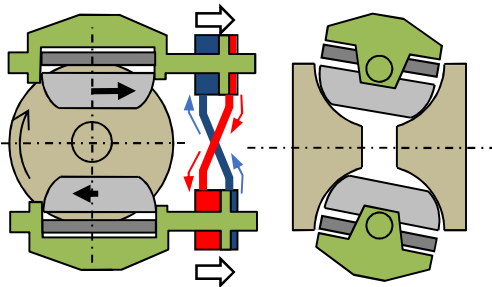
Figure 5-2. Synchronization system of power rollers.



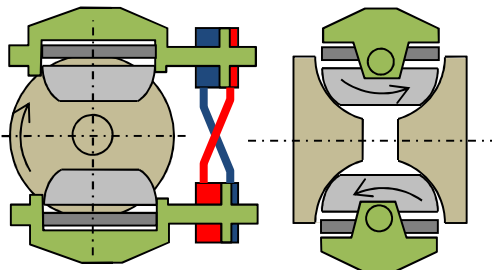
1) Assume a difference in the tilting angle.



2) A change in the contact point unbalances the creep which induces the traction force. The transmitting torque increases at point A, while it decreases at point B.



3) The deviation of the traction force moves the power roller.



4) Each power roller tilts to the neutral position.

Figure 5-3. Mechanism of power roller synchronization.

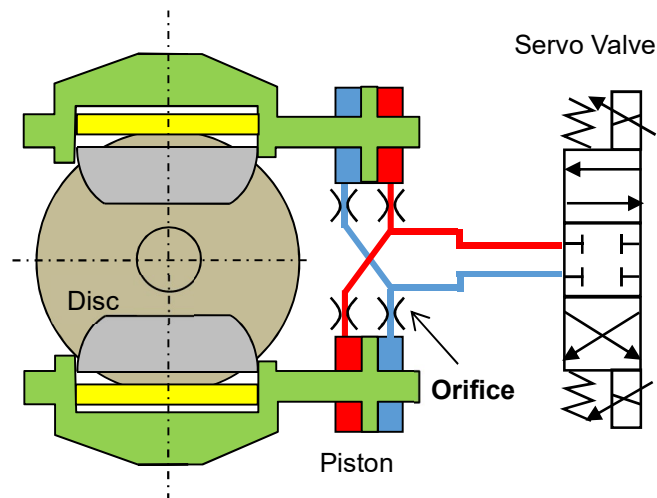


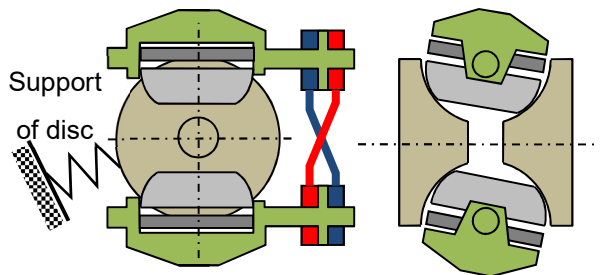
Figure 5-4. Orifices between pistons to stabilize the synchronization system suggested by Goi et al. and Tanaka ^{(5-1),(5-2)}.

5.3 同期システムの解析

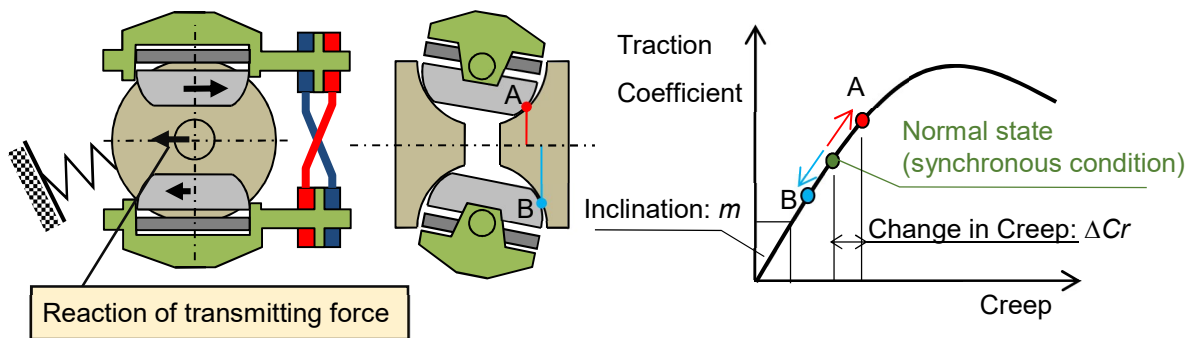
従来の同期システムの解析は、Fig. 5-3 に基づいたものであり、パワーローラのストローク動作と傾転動作を運動方程式であらわす方法をとっている。しかし、実際には非同期状態におけるトラクション伝達荷重のアンバランスはディスクにも作用し、微小な変位を引き起こす。高速条件においてはこの変位の影響を無視することができない。そこで本節では、ディスクの変位を考慮した動解析モデルを提案し、安定性の解析をおこなう。

5.3.1 同期システムの解析モデル

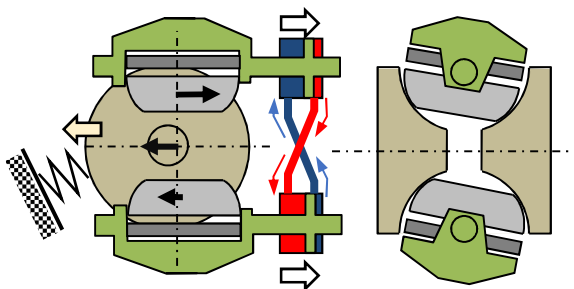
Fig. 5-5 に、ディスクの動きを加味して、新たにモデル化した同期システムを示す。従来モデル(Fig. 5-3)との差異は、トラクション伝達荷重によるディスク位置の変位と、それにとりまわらうパワーローラの傾転動作である。通常、ディスクは軸受によって支持されているため、ディスクに加わる荷重に変化が生じると、 μm オーダの変位が生じる。本項ではこれによる影響を加味して、同期システムの運動方程式を構築する。



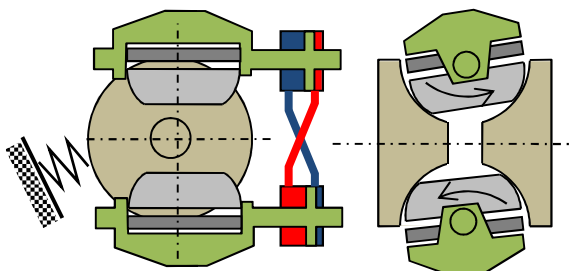
1) Assume a difference in the tilting angle.



2) A change in the contact point unbalances the creep which induces the traction force.
The transmitting torque increases at point A, while it decreases at point B.



3) The deviation of the traction force moves the power roller and disc.



4) Each power roller tilts. When the system is unstable, the power rollers overshoot the neutral position.

Figure 5-5. Synchronization system of the power rollers considering the displacement of the disc due to the change in the traction force.

まず、非同期状態を想定し、パワーローラ傾転角に差 $\Delta\phi$ があるものとする。この傾転角の差によって、ディスクとパワーローラの接触点が以下のように変化する。

$$\Delta r_{in} = \Delta\phi \frac{dr_{in}}{d\phi} = \Delta\phi(r_0 \sin \phi) \quad (5-1)$$

$$\Delta r_{out} = \Delta\phi \frac{dr_{out}}{d\phi} = \Delta\phi[r_0 \sin(2\theta - \phi)] \quad (5-2)$$

ただし、 r_{in} : 入力ディスクのパワーローラ接触点における回転半径

r_{out} : 出力ディスクのパワーローラ接触点における回転半径

Δr_{in} : 傾転角度の非同期化 $\Delta\phi$ にともなう、入力ディスク回転半径 r_{in} の変化量

Δr_{out} : 傾転角度の非同期化 $\Delta\phi$ にともなう、出力ディスク回転半径 r_{out} の変化量

r_0 : キャビティ半径

ϕ : パワーローラの傾転角

θ : バリエータの半頂角 (Fig. 5-6 を参照)

この回転半径の変化によって、パワーローラとディスク間のトラクションドライブのすべり率(クリープと呼ばれる)が変化し、それによってトラクション伝達力の差が生じる。

$$\Delta Cr = \frac{\Delta r_{in}\omega_{in} - \Delta r_{out}\omega_{out}}{r_{in}\omega_{in}} = \frac{\omega_{in}r_0 \sin \phi + \omega_{out}r_0 \sin(2\theta - \phi)}{r_{in}\omega_{in}} \Delta\phi \quad (5-3)$$

$$\Delta F = F_c m \Delta Cr \quad (5-4)$$

ただし、 ΔCr : 非同期化によって生じるクリープの変化量

ω_{in} : 入力ディスクの回転角速度

ω_{out} : 出力ディスクの回転角速度

ΔF : 非同期化によって生じるトラクション伝達荷重のアンバランス

F_c : ディスクとパワーローラ間の接触法線荷重(押しつけ荷重)

m : クリープ変化に対するトラクション係数の変化

(Fig. 5-5 に示すように、トラクションカーブの傾きに相当する)

なお、ここでの ΔCr は入力ディスク～パワーローラ間とパワーローラ～出力ディスク間の二か所の接触点におけるクリープの変化量の総和であるものとする。

次に、トラクション伝達荷重の変化によるパワーローラとディスクの変位をあらわす運動方程式は、Fig. 5-7 の概念図に基づいて以下のようにあらわすことができる。

$$M_{PR} \frac{d^2 x_{PR}}{dt^2} + D_D \frac{d(x_{PR} - x_D)}{dt} + D_O \frac{dx_{PR}}{dt} = 2\Delta F \quad (5-5)$$

$$M_D \frac{d^2 x_D}{dt^2} + 2D_D \frac{d(x_D - x_{PR})}{dt} + K_D x_D = -2\Delta F \quad (5-6)$$

ただし、 x_{PR} : パワーローラの変位

x_D : ディスクの変位

M_{PR} : パワーローラとパワーローラ支持部の質量

M_D : ディスクの質量

D_D : トラクション力によるディスクとパワーローラ間のダンピング係数

D_O : パワーローラストローク動作のダンピング係数 (流路抵抗など)

K_D : ディスク支持部の剛性

傾転動作を誘起するオフセット量 x は、パワーローラとディスクの相対変位であることから、以下式で得られる。

$$x = x_{PR} - x_D \quad (5-7)$$

これらの Eq. 5-5, 5-6, 5-7 をまとめると、 ΔF から x の伝達関数 $G(s)$ を得ることができる。

$$G(s) = \frac{2[(M_D + M_{PR})s^2 + D_O s + K_D]}{M_{PR}M_D s^4 + (2M_{PR}D_D + M_D D_D + M_D D_O)s^3 + (M_{PR}K_D + 2D_D D_O)s^2 + K_D(D_D + D_O)s} \quad (5-8)$$

ここで、

$$X = G(s) \Delta F \quad (5-9)$$

最後に、パワーローラとディスクのオフセットはパワーローラの傾転動作を誘起する。

4.2 節でも述べたように、傾転速度は以下式であらわされる。

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{0.8x}{r_0} (1 + k_0 - \cos \phi) \omega_{in} \quad (5-10)$$

ただし、 k_0 : キャビティアスペクト比 (Fig. 5-6 を参照)

以上、本項で述べた内容をブロック線図にまとめると Fig. 5-8 のようになる。これが同期システムの動特性モデルである。

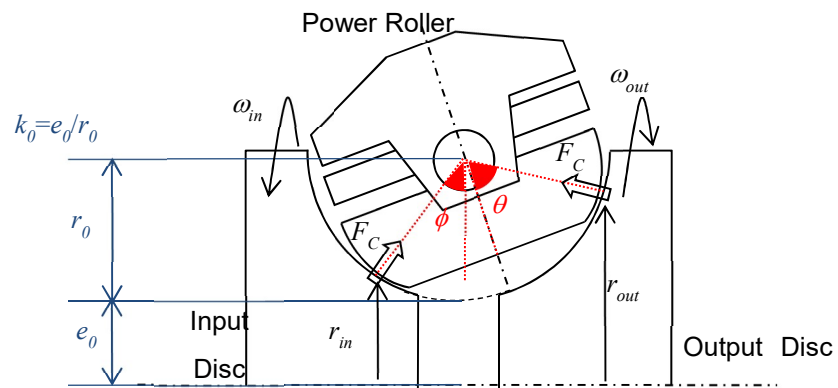


Figure 5-6. Definition of variator-related symbols.

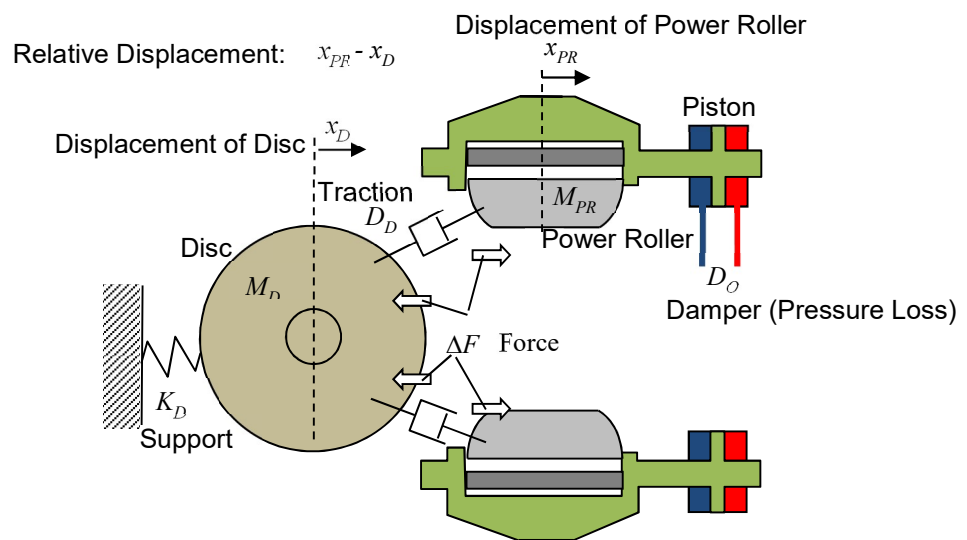


Figure 5-7. Modeling of motion between the disc and power rollers.

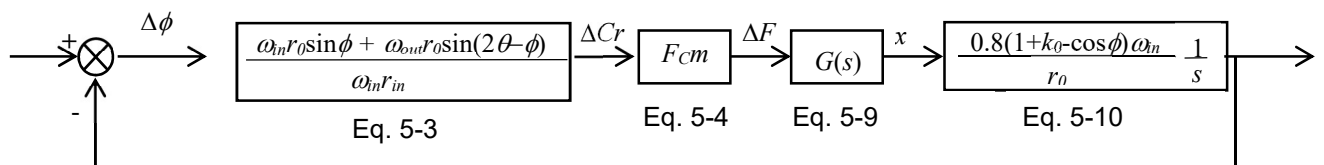


Figure 5-8. Block diagram of synchronization system.

5.3.2 安定性解析

本項では、前項で得られた同期システムの閉ループ(Fig. 5-8)の安定性判別をおこなうことで、システムの安定条件を導く。

まず、ブロック線図をまとめると、閉ループの伝達関数 $H(s)$ が以下のように得られる。

$$H(s) = \frac{AG(s)}{s + AG(s)} \quad (5-11)$$

ここで、

$$A = \frac{0.8mF_c}{r_0} [\omega_{in} \sin \phi + \omega_{out} \sin(2\theta - \phi)] \quad (5-12)$$

伝達関数 $H(s)$ の安定性判別をおこなえば、安定条件を導出することができるが、伝達関数 $G(s)$ が 4 次遅れ(Eq. 5-8)であるから、 $H(s)$ は 5 次遅れ系で記述されることになり、安定条件はきわめて複雑な方程式となる。したがって、ここではより実用的な解を導出するために、近似式を用いる方法を提案する。

5.2 節で述べたように、同期システムの安定性向上のために、ダンピングとして流路抵抗を与えることの有効性はすでに知られている。これは高速運転下においても同様に有効であるため、ここでは、十分な流路抵抗(ダンピング係数 D_D)が与えられているものと想定する。この場合、Eq. 5-8 に示した伝達関数 $G(s)$ は、以下のように近似することができる。

$$G(s) = \frac{2}{M_D s^2 + 2D_D s + K_D} \quad (5-13)$$

本近似の妥当性については Fig. 5-9 に示すボード線図から理解できる。Fig. 5-9 は一巡伝達関数のボード線図を、近似を用いた場合と用いない場合とで比較した例である。流路抵抗が十分に与えられている場合は、近似の有無が、安定性評価に寄与する周波数帯(100Hz 前後)の特性に与える影響は少なくなることがわかる。

次に、近似式 Eq. 5-13 を Eq. 5-11 に代入すると、閉ループ系の伝達関数は以下のように簡潔な 3 次遅れ系であらわすことができる。

$$H(s) = \frac{2A}{M_D s^3 + 2D_D s^2 + K_D s + 2A} \quad (5-14)$$

本式にラウス・フルビッツの安定判別を適用すると、以下の安定条件を得る。

$$\begin{aligned} D_D K_D - AM_D &> 0 \\ \therefore \frac{K_D}{M_D} &> \frac{A}{D_D} \end{aligned} \quad (5-15)$$

係数 A に Eq. 5-12 を代入し、トラクシヨンドライブのダンピング係数 D_D に以下の Eq. 5-16 を代入すると、安定条件式 Eq. 5-15 は以下の Eq. 5-17 のように書き換えることができる。

$$D_D = \frac{2mF_c}{r_{in} \omega_{in}} = \frac{2mF_c}{r_0(1 + k_0 - \cos \phi) \omega_{in}} \quad (5-16)$$

$$\frac{K_D}{M_D} > 0.4[\omega_{in} \sin \phi + \omega_{out} \sin(2\theta - \phi)](1 + k_0 - \cos \phi)\omega_{in} \quad (5-17)$$

最後に、この判別式 Eq. 5-17 の左辺を、固有振動数 f_n を導入して書き換えると以下式が得られる。

$$f_n > \frac{\sqrt{0.4[\omega_{in} \sin \phi + \omega_{out} \sin(2\theta - \phi)](1 + k_0 - \cos \phi)\omega_{in}}}{2\pi} \quad (5-18)$$

ここで、固有振動数 f_n の定義は以下とした。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_D}{M_D}} \quad (5-19)$$

Eq. 5-18 が本節において最も重要な式であり、ディスクの変位を考慮した同期システムの安定条件式である。Eq. 5-18 から、ディスク支持系の固有振動数が、ディスク回転数 ω_{in} と ω_{out} 、パワーローラの傾転角 ϕ 、バリエータの形状諸元である半頂角 θ とキャビティアスペクト比 k_0 によって算出される特定の値より大きくなければならないことがわかる。特にディスク回転数の影響は大きく、固有振動数は回転数に比例して大きくする必要がある。つまり、バリエータを高速化するほど、高い支持剛性が要求される。

例として、Table 5-1 に示すバリエータ諸元について、Eq. 5-18 の安定判別式を適用すると、Figure. 5-10 のように、必要なディスク支持系の固有振動数が、ディスクの回転数とパワーローラの傾転角の関数として得られる。回転数が高く、傾転角が小さいほど必要な固有振動数は高くなり、最大回転数運用においては必要な固有振動数が 160Hz に達していることがわかる。

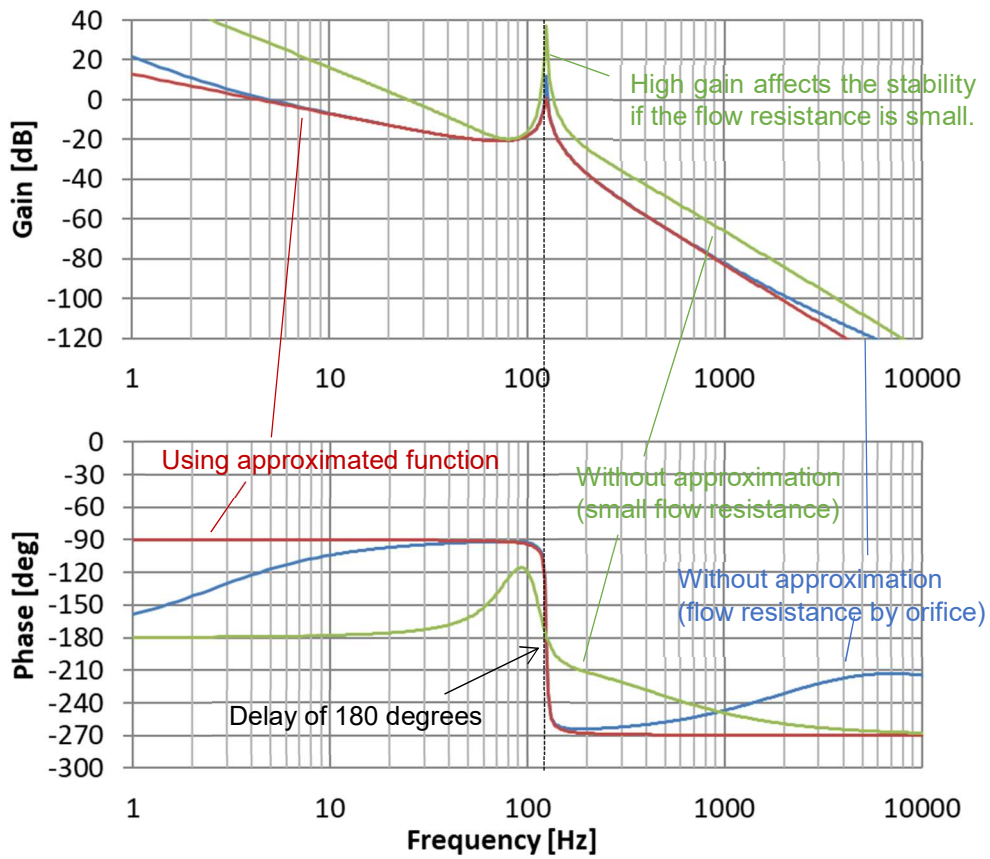


Figure 5-9. Bode plot comparing the open loop transfer function of the synchronization system between with and without the approximation of Eq. 5-13.

Table 5-1. Specifications of the variator in the prototype CVT.

Output Speed	ω_{out}	up to 10,000 rpm
Tilting Angle	ϕ	25–91°
Half-Cone Angle	θ	58°
Cavity Aspect Ratio	k_0	0.65
Cavity Radius	r_0	45 mm

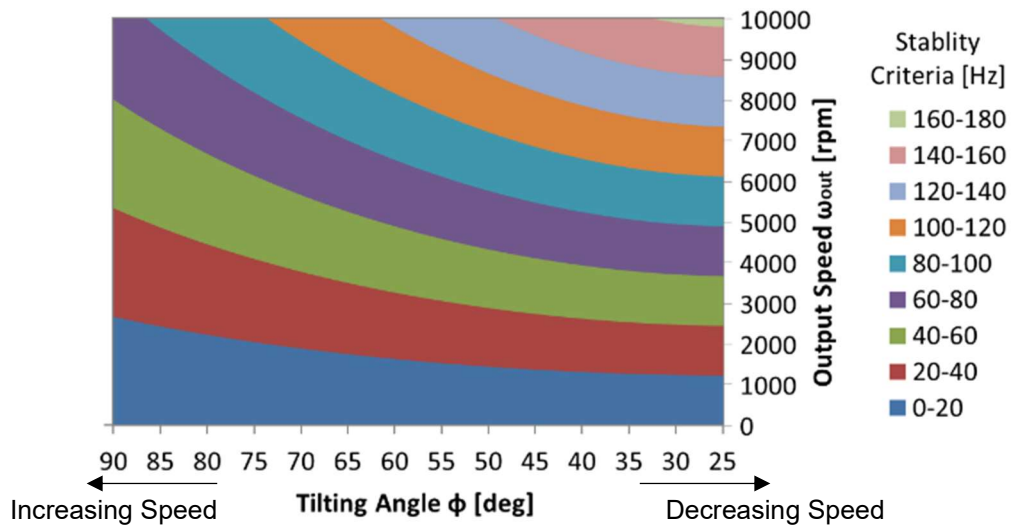


Figure 5-10. Necessary natural frequency of variator support to maintain the stability of the synchronization system. Higher speed requires a higher natural frequency.

5.4 試験

CVT 試作機を用いて、本章で述べた同期システムの安定化理論の検証をおこなった。

5.4.1 試験装置

試験装置の基本的な構成は 3.4 節のものと同じであるので省略する。供試体としては固有振動数の異なる複数のバリエータを準備し、支持系の固有振動数が同期安定性に与える影響を評価できるようにした (Table 5-2)。固有振動数は Fig. 5-11 に示すように、アンギュラ玉軸受の与圧を変更することで調整し、その後、ハンマリングによって調整できていることを確認した。試験中に振動が発生したときに、ディスクの動きをモニターできるように、渦電流式のギャップセンサをハウジングに搭載し、ディスク外周との間のギャップを測定した (Fig. 5-11)。試験実施時の CVT 制御方法は、出力回転数一定制御方式と、パワーローラ傾転角一定制御方式の二種類で試し、合計 4 ケースの試験を実施した (Table 5-2)。前者は、入力回転数を変化させても、それに応じてパワーローラの傾転角を調整することで出力回転数を一定とする制御方式であり、後者は、入力回転数によらず、パワーローラを一定の傾転角 (一定の変速比) で維持する方式である。

なお、本節で扱う内容はディスク動作にともなう高速下での同期特性であることから、従来の不安定事象⁽⁵⁻¹⁾は起こらないように、同期システムに十分な流路抵抗を与えている。

5.4.2 試験結果

試験結果の代表例として、Table 5-2 の case1 の試験結果を Fig. 5-12 に示す。入力回転数を少しずつ上昇させていく間、出力回転数は 9800 rpm で一定に維持されている。ところが、入力回転数が 15200 rpm を超えたところから、パワーローラの傾転角が急に振動的になり、同時にディスクの動きにも振動があらわれた。その後も入力回転数を増加させていったが、振動はおさまることなく継続していた。発生した振動の周波数は、ディスクの入力回転数によって変化しており、その様子を Fig. 5-13 に示す。入力回転数が高くなるほど、振動の周波数は高くなっていくが、18300 rpm から 18900 rpm あたりで上昇が一旦停滞する現象が見られた。このときの振動周波数 163Hz は出力ディスクの回転周波数(9800 rpm)と一致している。本現象は、自励振動の引き込み(同期化現象)であると考えている。引き込みについては 5-5 節で後述する。

ほかの試験(case2,3,4)についても同様の振動現象が計測された。振動が発生した運転条件を Fig. 5-14 にまとめて示す。前節において導出した理論のとおり、支持剛性が高いほど高速運転が可能であることを確認することができた。振動発生条件も理論値と近かったが、わずかに差異が生じた。例えば、case2 は 6500 rpm まで振動を起こさず運転可能であると予測していたが、実際には 5400 rpm から振動が発生した。

Table 5-2. Test cases.

Case Number	Support stiffness (natural frequency)	CVT control method
Case 1	144 Hz	Constant output speed
Case 2	106 Hz	Constant speed ratio
Case 3	129 Hz	Constant output speed
Case 4	64 Hz	Constant speed ratio

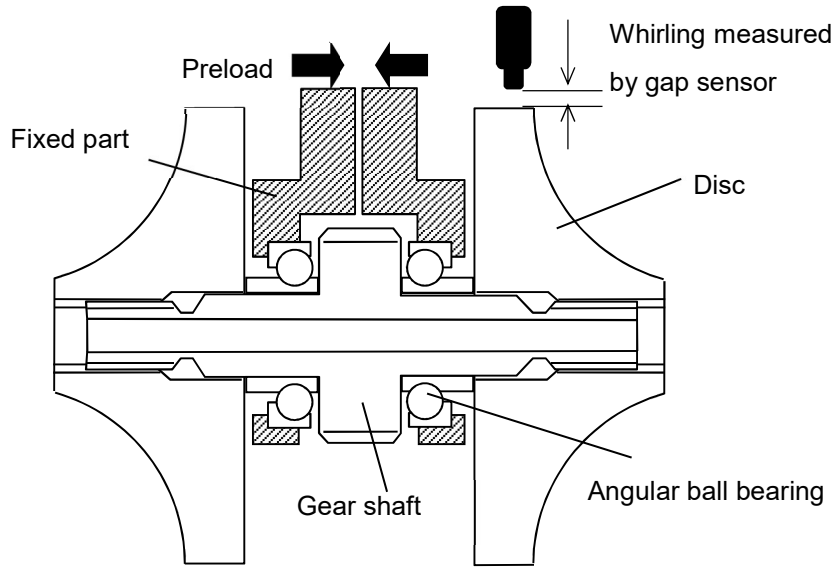


Figure 5-11. Support stiffness controlled by preloading of angular ball bearing.

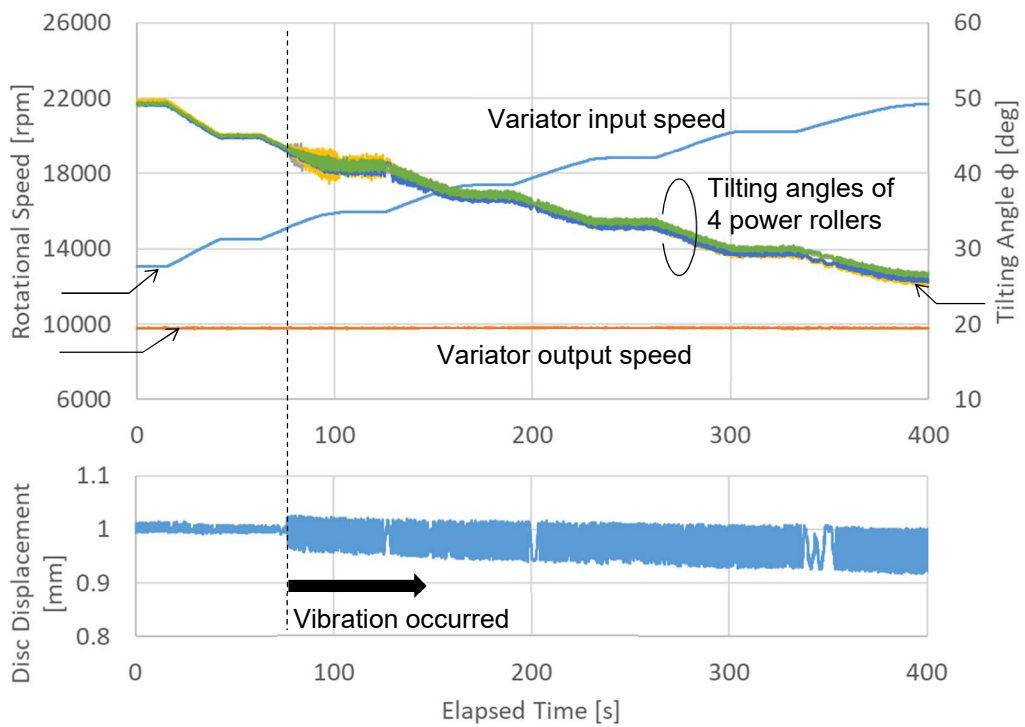


Figure 5-12. Test results for case 1. Vibration, which appears to be self-induced, occurred when the input speed exceeded 15200 rpm at the tilting angle of 42°.

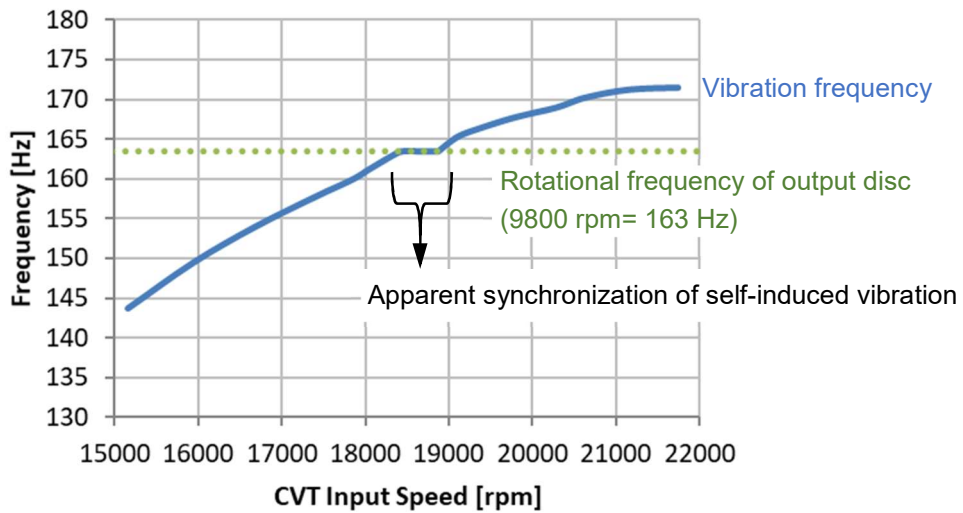


Figure 5-13. Measured vibration frequency for case 1, which is almost proportional to the input speed.

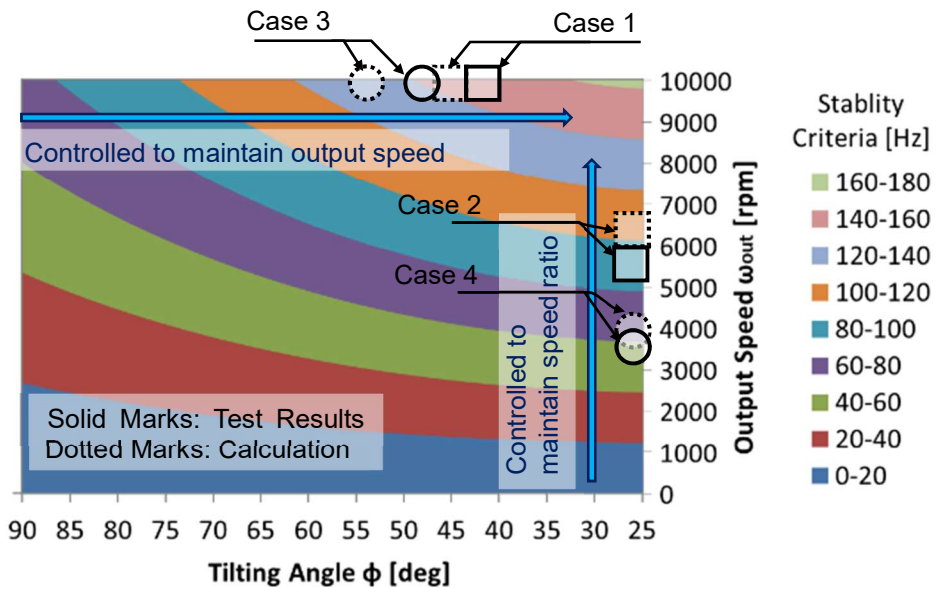


Figure 5-14. Test results showing the conditions under which the vibration was observed compared with the calculated criteria. The variator with high support stiffness was able to operate at higher speeds as expected.

5.5 試験結果とシミュレーションの比較に基づく検証

より詳細に試験結果と解析内容との検証をおこなうために、シミュレーションを実施した。特に、Fig. 5-13 に示した振動周波数の特性の確認に主眼をおいて分析をおこなう。解析モデルは Fig. 5-15 に示すもので、元のモデル(Fig. 5-8)に、軸受の非線形剛性と出力ディスクの振れ回りにともなう強制加振(163Hz)を追加している。

シミュレーションは Table 5-2 で示した case1 の条件で実施した。つまり、出力回転数を一定に維持した状態で入力回転数を段階的に増加させ、高速下で振動が発生する状況を模擬した。シミュレーションの結果として、ディスクの変位(Fig. 5-7 の x_D に相当)を Fig. 5-16 に示す。解析の結果、入力回転数が 14000 rpm を超える前後で、ディスクの変位量に大きな変化があらわれた。14000 rpm 以下の低回転数域における微小な振動は、外乱負荷として与えた強制加振によるものであり、14000 rpm 以上の高回転数域における大きな振動は、同期システムの不安定化による自励振動によるものである。自励振動発生時の振動波形に対して周波数分析をおこなった結果を Fig. 5-17 に示す。Fig. 5-17 の Section A から D はそれぞれ Fig. 5-16 の各回転数条件に対応しており、Section A が最も回転数が低く、Section D が最も回転数が高い運転条件となっている。各条件における振動の様子を以下に述べる。

Section A での振動周波数：

強制振動の振動周波数が最も高く(163Hz)、次に自励振動の主成分の振動周波数が 155Hz にあらわれる。それ以下の領域に側帯波があらわれる。側帯波の周波数は 147Hz、139Hz と並んでおり、強制振動や自励振動の周波数と等間隔に並んであらわれる。

Section B での振動周波数：

自励振動の周波数が強制振動の周波数へと引き込まれ、163Hz 単一の振動となる。

Section C での振動周波数：

上述 Section B と同様に、単一の周波数しかあらわれない。

Section D での振動周波数：

上述 Section B から C の間で引き込まれていた自励振動が、再び強制振動から引きはがされ、別々の周波数としてあらわれる。自励振動の周波数は約 168Hz であり、強制振動(163Hz)よりも高くなっている。側帯波は Section A のものと同様にあらわれ、自励振動と強制振動の周波数間隔に対して等間隔に並ぶようあらわれる。

以上のように、自励振動の強制振動への引き込み現象を再現することができた。シミュ

レーションで得られた自励振動の振動周波数を入力回転数に対して整理すると、Fig. 5-18 のようになる。自励振動の周波数は入力回転数とともに増加していき、途中で強制振動の周波数に近くなると自励振動の周波数が引き込まれるが、それ以降も回転数を上げ続けると、周波数の増加が再開する。この傾向は Fig. 5-13 で示した試験結果と近い傾向を示しており、解析手法の妥当性を裏付けるものとなる。

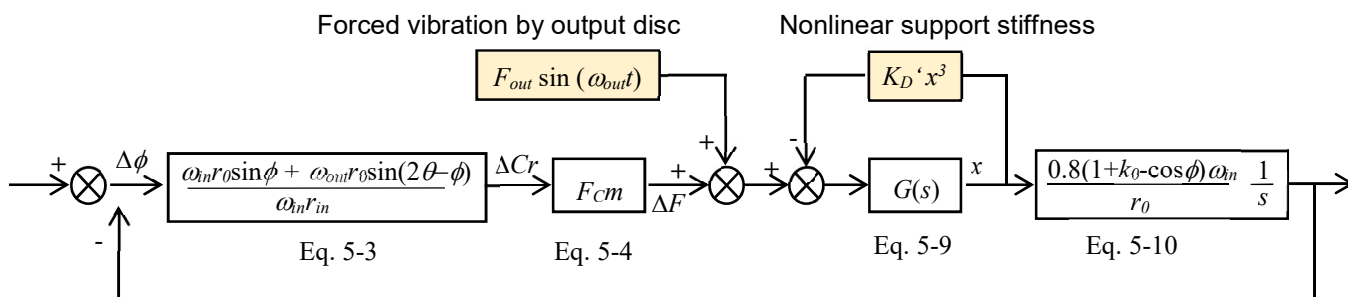


Figure 5-15. Block diagram of simulation model. The nonlinear stiffness of the bearing support and the forced vibration due to the whirling of the output disc have been added to the original model in Fig. 11.

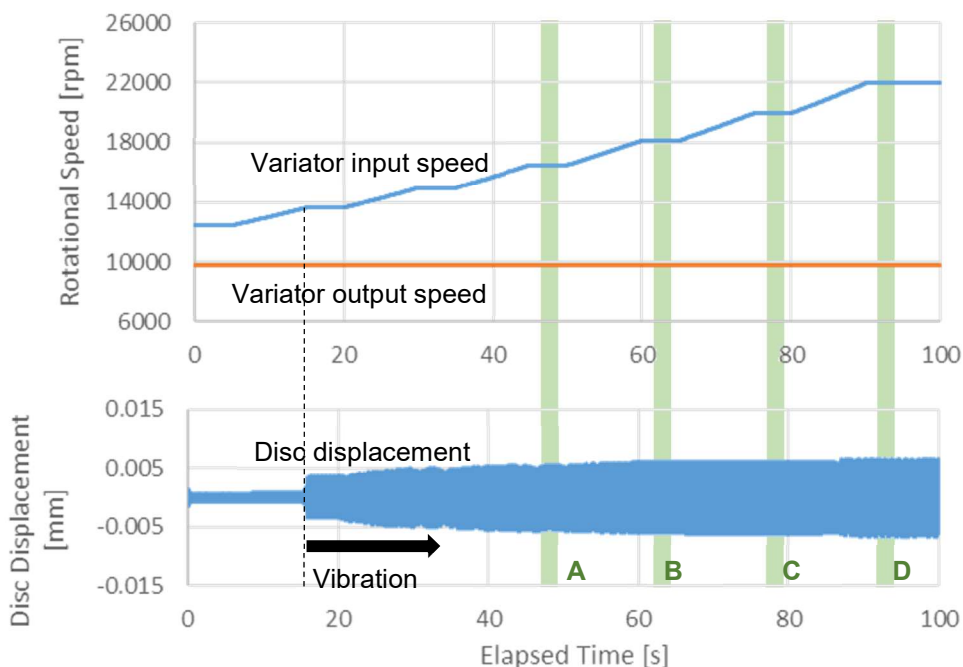


Figure 5-16. Simulation results for case 1. Self-induced vibration occurred above an input speed of 14000 rpm.

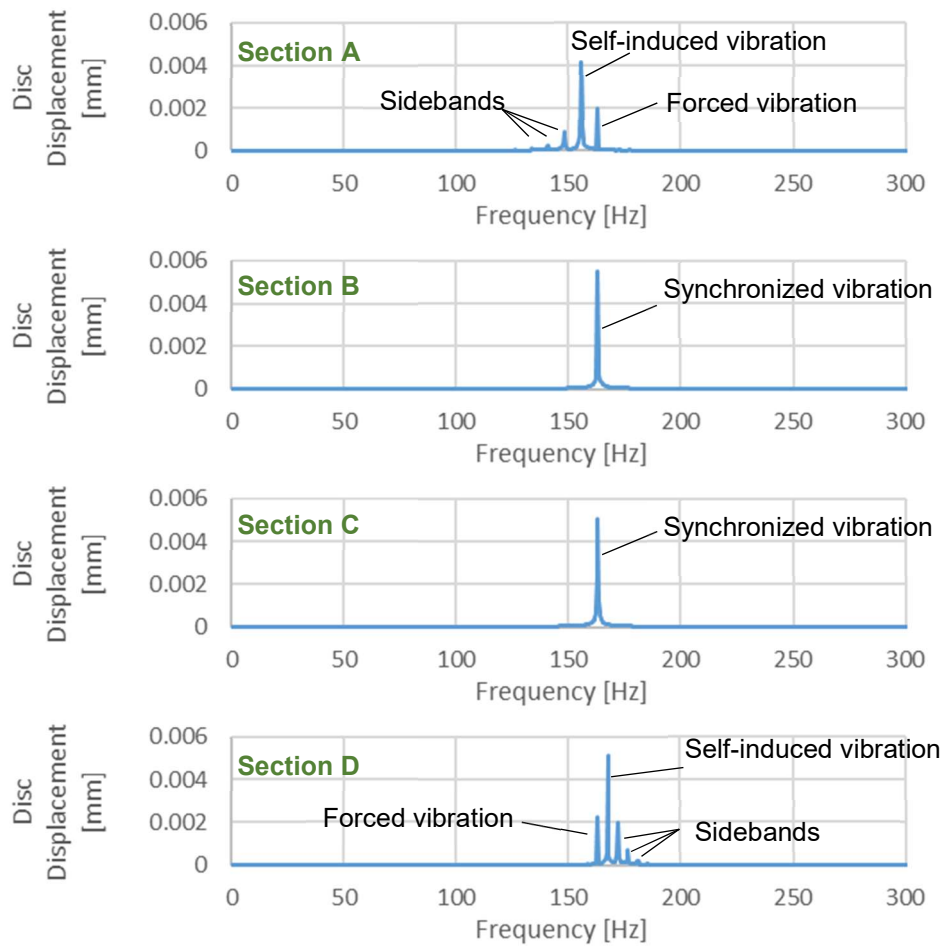


Figure 5-17. Frequency analysis of the simulation results for disc displacement.
The graphs correspond to the sections A, B, C and D in Fig. 5-15. The self-
induced vibration was synchronized with the forced vibration in sections B and C.

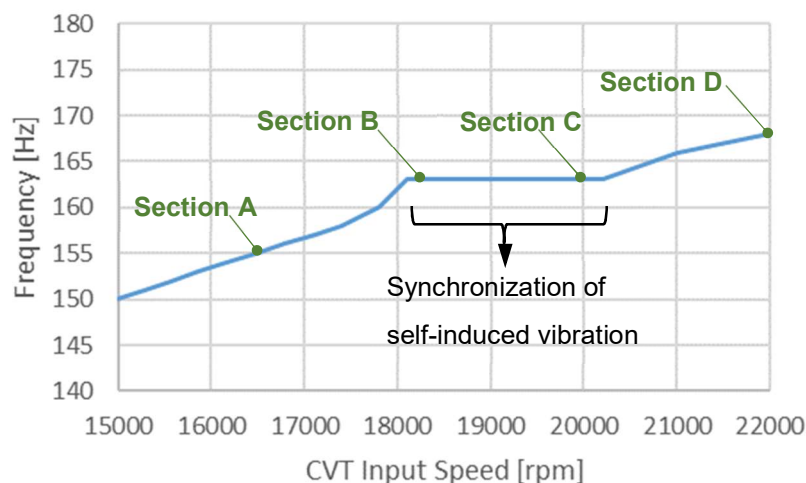


Figure 5-18. Simulation results for frequency of self-induced vibration. The characteristics of the vibration are in good agreement with the test results in Fig. 5-12.

5.6 今後の課題

以上より、本章で提案した同期システムの安定性解析手法の有効性は示されたが、詳細な予測精度においてはわずかに課題が残る。Fig. 5-14 で示したように、振動発生の予測条件と、試験で実際に発生した条件には違いが見られ、最大 20%程度の誤差がある。これについては、以下の二点が主要な原因であると考えている。

(1) 今回の振動現象は回転体の振動であるため、ディスクの姿勢変化にともなうジャイロモーメントを加味する必要がある。つまり、前回り、後ろ回り振動といった振動モードを考慮しなくてはならない。コニカルモードを想定する場合の計算例を Fig. 5-19 に示す。軸方向の回転慣性を 0.01 kgm^2 、傾き方向の回転慣性を 0.03 kgm^2 、支持部のモーメント剛性を 27000 Nm/rad とする場合、静止時の固有振動数 150 Hz に対して、回転時には前回り固有振動数が増加し、後ろ回り固有振動数が低下する。本章で示した振動現象は、低周波数にある後ろ回り固有振動数の影響を受けやすいことが考えられる。

(2) 次に、ディスクの支持の方向性を考慮する必要がある。本章では軸受による支持のみを前提として議論したが、実際にはパワーローラがディスク支持の機能を有する。Fig. 5-20 のように、ディスクはパワーローラに対して強く押し付けられていることから、パワーローラが存在する断面の方向へは変位しにくく(支持剛性が高く)、パワーローラが存在しない断面の方向へは変位しやすい(支持剛性は軸受のみ)。このような剛性の非対称

性を考慮しなくてはならない。

したがって、より精度を高めるためにはこのような要因を考慮することが好ましい。挙動としてはかなり複雑になるため、三次元の機構解析などと連成させた問題として解くといい。

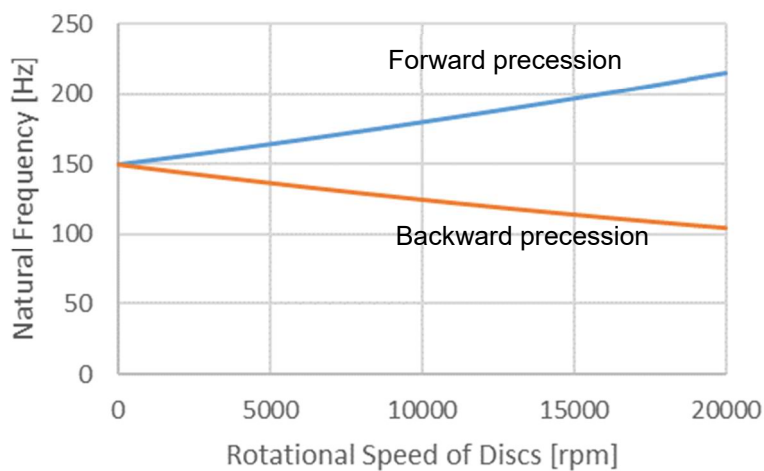


Figure 5-19. Calculation example of natural frequencies of the conical mode of rotor vibration considering the effect of gyroscopic effect, assuming that the rotational inertia is 0.01 kgm², the tilting inertia is 0.03 kgm² and the support stiffness is 27000 Nm/rad.

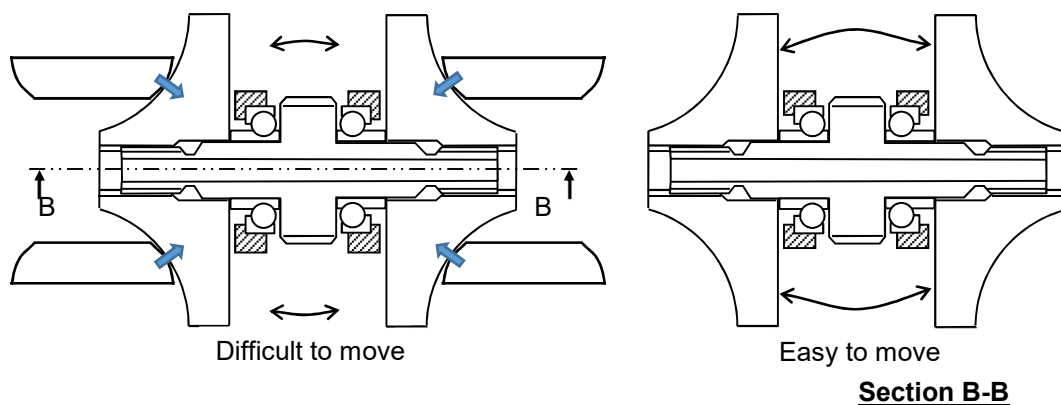


Figure 5-20. Asymmetric support stiffness of the variator. The four power rollers support the disc as well as the bearing in the left diagram, while they do not in the right diagram.

5.7 まとめ

本章では、高速条件下でのパワーローラの同期システムの安定性について議論した。動力を効率的に伝達するためには、それぞれのパワーローラの傾転角が同期している必要があり、そのために機械・油圧式のフィードバックを用いた同期システムが一般的に用いられる。同期システムは CVT の変速特性を活用しているため、高速運転下においては挙動が変化する。特にディスクの変位による影響が大きく、ディスクの支持剛性が低い場合には同期システムの安定性が失われることを理論的に示し、速度がはやくなればなるほど、ディスク支持系の固有振動数を高くする必要があることがわかった。さらに、CVT 試作機を用いた試験によって高速条件下での自励振動の発生を確認し、本理論を検証した。試験で発生した自励振動は独特な振動周波数の変化をみせたが、簡易な非線形シミュレーションを実施してこれを再現できることを示し、解析手法の検証をおこなった。

以上、本章に基づいて同期システムを設計することで、高速条件においてもパワーローラの同期状態を維持することができ、安定した負荷伝達が可能となる。

参考文献

- (5-1) 五井 龍彦, 田中 裕久, 中島 健一, 渡辺 浩二, 航空機発電機用・高速トラクションドライブ CVT の安定性に関する研究, 日本航空宇宙学会論文集, Vol. 58, No. 678, pp. 203-209 (2010).
- (5-2) 田中裕久, ハーフトロイダル形無段変速機の非同期不安定問題の解析, 自動車技術会論文集, Vol. 35, No. 1, pp. 141-145 (2004).

6 結論

多くのモビリティにおいて、軽量化は性能向上に大きな意義を果たす。特に航空機用途においては、燃費向上や航続距離の増大、運動性向上といった観点から、きわめて需要が大きい。中でも主要なエンジン補機である主発電装置は、近年の航空機電気化の影響から、発電容量の増加が著しく、大容量化とともに軽量小型化の要求が増している。そこで、本稿では、航空機の発電装置に適用されるトラクシヨンドライブ式トロイダル形無段変速機(CVT)について、回転体の高速化による重量低減の効果と課題について論じた。

第1章では、本研究の適用対象である航空機用発電装置について、その役割と位置づけを示し、その中のキーコンポーネントであるトラクシヨンドライブ CVT の高速化の必要性を明確にした。

第2章では、CVT の高速化による軽量化効果を具体的に算出するとともに、想定される課題を明らかにした。ストレスボリューム説を元に重量と回転数の相関性を算出すると、重量は回転数の $5/7$ 乗に反比例することが導かれ、高速化によって大幅な軽量化効果が期待できることがわかった。高速化による代表的な課題として、①冷却性の悪化、②攪拌損失の増加、③スラスト軸受のジャイロすべり、④変速特性の変化、⑤パワーローラの同期崩れについて、その原因と対策をまとめた。③、④、⑤の課題については、第3章、第4章、第5章でそれぞれ詳細を示した。

第3章では、高速条件下で発生するパワーローラのスラストベアリングの損傷現象であるジャイロすべりについて、理論的な予測方法と抑制手法を示すとともに、CVT の高速化の限界について論じた。軸受玉の運動方程式から、ジャイロすべりの抑制に必要な設計諸元を計算すると、回転数の増加とともにジャイロすべりが発生しやすくなることが明らかとなり、軸受玉の質量低減や軸受与圧の増加が有効であることがわかった。ただし、過度な高速化は過度な軸受与圧の増加を招き、CVT 性能を大きく劣化させることとなるため、これが高速化の大きな壁となる。本理論の検証のため、CVT 試作機を用いて試験を実施し、高速運転においてジャイロすべりが発生することを確認した。

第4章では、CVT の回転速度が変速挙動に与える影響を解析と実験を用いて明確化し、安定した変速動作を得るための方法について述べた。高速運転では、変速感度が大きく増加するため、微小な部材変位が変速動作に大きな影響を与える。特に、加減速動作にともなう慣性力によるパワーローラ周辺の変形の影響は大きく、従来理論よりも変速動作が鈍くなることを解析的に示した。CVT 試作機を用いた試験によって検証をおこない、高速運転では変速応答性が 10%程度に低下しうることを確認した。

第5章では、高速条件下におけるパワーローラの傾転動作の安定性に関する考察をおこない、変速比と伝達負荷を安定に維持できる条件を提示した。CVTを構成する複数のパワーローラの傾転角の同期性は、CVTの出力容量に密接し、傾転角がばらつくと伝達動力が大きく低下する。高速運転においては、変速特性の変化によってディスクの微小な変位が無視できなくなり、同期が崩れて傾転角が不安定化しやすいことを理論的に示した。同期システムの安定性解析の結果、ディスク支持系の固有振動数は回転数の増加にしたがって大きくする必要があることがわかった。CVT試作機を用いた試験によって、高速運転では非同期不安定現象が起こりやすくなることを確認し、ディスク支持の高剛性化が有効であることを検証できた。

以上より、トラクションドライブ式トロイダルCVTの高速化に関する包括的な知見が得られた。2章で示したとおり、高速化は重量低減にきわめて効果的であるが、制御安定性(4章)、パワーローラの同期安定(5章)を解決することが前提となる。その上で、CVTの排熱(2章)やパワーローラのジャイロすべり(3章)を考慮することで、高速化の効果と限度を見積もることが重要である。本研究による成果は、このような指針を得られたことと、それぞれの現象をパラメトリックに分析する手法を提示したことにある。高速トラクションドライブCVTの設計におけるフロントローディング技術として活用できることは勿論のこと、一般的な高速回転体に関わる知見および解析技術としても有意なものである。

本稿で得られた成果をもとにCVTを設計することで、性能低下をとまわずに小型・軽量化を達成することができる。これは、航空機用発電装置T-IDGのみならず、自動車をはじめとした他のモビリティや機器におけるCVT適用を促進するものである。

謝辞

本研究は様々な方のご指導とご支援のもとおこなわれたことをここに示し、感謝の意を表します。

はじめに、博士課程の取得をご推薦いただき、技術および研究者としての姿勢をご指導いただきました横浜国立大学 田中裕久名誉教授、佐藤恭一教授に深く感謝いたします。研究・執筆するなかで、研究者としての基礎と自信を身に着けることができました。

川崎重工業(株)五井龍彦フェローには、このような恵まれた機会と課題を与えていただき、また、懇切丁寧なご指導を賜り、厚く御礼申し上げます。五井フェローの幅広い見識や、開発に懸ける熱意や姿勢なくして、本研究は成り立っておりません。今後も目指すべきところであります。

本研究をおこなうにあたり、横浜国立大学大学院への入学許可を賜りました技術開発本部の門田浩次本部長ならびに中谷浩副本部長に深く御礼申し上げます。研究所員として本研究開発を推進するにあたり、多大なご支援をいただきました。

田中謙一郎課長、今井秀幸課長におかれましては、本研究の遂行におけるあらゆる面でのご指導をいただきました。特にモノづくりにおける理論と設計、試験までの一連の流れを教えていただくとともに親身にサポートしていただきました。本研究開発で得た知識と考え方は、技術者としてのかけがえのない礎となりました。

試作実証機的设计においては、藤井勲主事、黒木敬宏氏、淵脇彰悟氏、阿部晃士氏、糟谷邦彦氏、山田康雄氏、前畑圭吾氏にご尽力いただきました。また、理論バカの私に機械設計の基礎を教えてくださいました。綿密な設計のもとに製造された試作機は、ドラスティックな高トルク&高速化にもかかわらず、理論通りの素晴らしいパフォーマンスを発揮し、滞りなく試験を遂行することができました。

試験遂行と分析にあたっては、渡辺浩二基幹職、薄健二主事、中澤聖主事、松本卓也氏、小松賢司氏、世古口直也氏、小林宗馬氏らにご実施・ご助力いただきました。専門分野が多岐にわたる IDG の試験を安全に実施できたことは皆さまのおかげであり、試験遂行に関する基礎知識はもちろんのこと、試験の苦労や喜びを教えてくださいました。

試験準備においては川重テクノ(株)の皆様にご協力いただき、きわめて貼りにくい熱電対の貼付をはじめ、様々な計装にご尽力いただきました。

技術開発本部の青木誠部長、木嶋健一課長につきましては、博士課程入学を快諾いただき、くわえて、論文作成や学会発表における様々なご相談にのっていただきました。同部の和田寿夫課長と高橋正憲基幹職には、研究初期の基礎的な指導をいただきました。ここに御礼申し上げます。

中島健一基幹職、宮西昇二主事、大月智史氏には、制御手法の確立に尽力いただき、また、制御およびダイナミクスに関する基礎知識を教えてくださいました。制御の「せ」の字も知らなかった私がダイナミクスに関する論文を執筆できたのは、ひとえに皆様のおかげ

げです。

有澤秀則基幹職，篠田祐司主事，田中秀明氏，野口佳恭氏には，熱伝導や冷却，オイルマネジメントに関わる助言をいただき，熱と攪拌損失の恐ろしさを教えていただきました。

大坪満之基幹職，喜田恭平主事らには制御ハードをご作成いただきました。堅牢な箱は故障することはなく，試験の遂行を下支えいただきました。

松岡哲也主事，今村嘉秀主事，西平拓氏には，材料や構造強度に関する助言をいただき，軽量化と高出力化の両立に尽力いただきました。

日本精工(株) 部長の井上英司氏はじめ，豊田俊郎氏，井上智博氏，喜多昌大氏，板垣浩文氏，城田大輝氏，その他多くの方々に，トロイダル CVT の設計製造および試験をご支援いただき，厚く御礼申し上げます。豊富な知識と経験を有する方々と討論するなかで，トロイダル CVT の知識を一層深めることができました。本論文を記述するにあたっての知識の多くは日本精工(株)の皆様に培っていただいたものであり，私にとっての第二の知識の源です。

出光興産(株)の田本芳隆氏，合田隆氏，古賀英俊氏らには，トラクションフルードの基礎知識を教示いただき，感謝申し上げます。多くの分析や要素試験も実施いただき，油開発の苦勞を知ることができました。

本研究は上記以外にも様々な方のご支援とご指導のもと遂行することができました。ここに厚く御礼申し上げます。

最後に，研究を側面から支えてくれた妻の優子と，メンタルサポートと寝不足に貢献いただいた子供たち 和晃と美月にも深く感謝いたします。

以上