

5373
7A

パワースプリット式ハーフトロイダル無段変速機の 動力伝達性能に関する研究

(課題番号 18560128)

平成 18・19 年度科学研究費補助金 (基盤研究(C))

研究成果報告書

平成 20 年 3 月

横浜国立大学附属図書館



12090893

研究代表者

田 中 裕 久

(国立大学法人 横浜国立大学 大学院 工学研究院 教授)

は し が き

本研究は、自動車用無段変速機の一つである、トラクションドライブ式無段変速機の効率向上と小型化をめざし、ハーフトロイダル形無段変速機（以下 CVT と記す）の効率向上と変速比幅を広げることをめざし、パワースプリット式 CVT の動力伝達性能を調べたものである。これまで、ダブルキャビティ型（前後に 2 セットの可変速部のあるもの）で、変速比幅 1:4.333、キャビティ半径 $r_c=40\text{mm}$ 、入力トルク容量 350Nm の CVT について、研究成果を本研究グループは報告してきた。本研究では、この CVT に用いられているバリエータにパワースプリット機構を付加し、変速比幅を 1:6.33 まで広げるとともに、増速域におけるバリエータ通過トルクを低減することにより効率向上を目指すテストボックスを製作し、そのトルク伝達特性を調べた結果をまとめた。特に、動力が循環するカウンタ軸の伝達トルクをひずみゲージを貼り、直結モードからパワースプリットモードへの切替時に生じる反転トルクを測定し、これが理論計算値とほぼ合うことを確認した。また、この、切替が 0.3 s 以内に完了することを確認し、出力軸トルクの連続性を確保した。さらに、理想的なモード切替点からずれてバリエータを変速した場合に生じるサージトルクの発生量と変速比の理想値からのずれ量との関係も実験的に明らかにし、パワースプリット式 CVT の主要課題を明確にし、実用化の基礎資料を国際会議等を含め広く提供した。

研究組織

研究代表者：田中裕久（横浜国立大学 大学院 工学研究院 教授）

課題番号：18560128（基盤研究(C)）

交付決定額

（金額単位：千円）

	直接経費	間接経費	合計
平成 18 年度	1,400	0	1,400
平成 19 年度	900	270	1,170
総計	2,300	270	2,570

公表論文(査読付)

- 1) 田中裕久、大森将裕、豊田 希、ハーフトロイダル形無段変速機の圧力比例弁による変速比制御、自動車技術会論文集、37 巻 5 号、2006 年 5 月、125-129.
- 2) Nozomi Toyoda, Hirohisa Tanaka, Takashi Imanishi, Efficiency and stability of the six power-roller half-toroidal variator with 430Nm Torque capacity, FISITA 2006, F2006P146, 2006 Sept., 1-12.
- 3) 豊田 希、田中裕久、6 パワローラ・ハーフトロイダル形無段変速ユニットのトルク変動時の安定性、自動車技術会論文集、38 巻 2 号、2007 年 2 月、183-187.
- 4) 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 I V T 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、38 巻 2 号、2007 年 2 月、179-182.
- 5) Hirohisa Tanaka, Potential of torodal traction-drive IVT for torque-converter less automatic power transmission, ICMDT, Sapporo, Plenary lecture, 2007, July 2, 1-12.

目次

第1章 緒言	2
1. 1 まえがき	2
1. 2 従来の研究	3
1. 3 本研究の目的	3
第2章 無段変速機の概要	6
2. 1 無段変速機について	6
2. 2 無段変速機の種類	6
第3章 ハーフトロイダル形無段変速機の構造	10
3. 1 ハーフトロイダル形 CVT	10
3. 1. 1 トラクションドライブ式 CVT	10
3. 1. 2 ダブルキャビティ CVT の特徴	12
3. 1. 3 トラクションオイル	13
3. 1. 4 ローディング	13
3. 1. 5 変速原理	14
3. 1. 6 パワーローラの傾転運動	16
3. 2 変速制御機構	17
3. 2. 1 変速制御機構の構造	17
3. 2. 2 変速制御機系	18
第4章 遊星歯車機構	28
4. 1 遊星歯車の基本運動方程式	28
4. 2 速度線図法	28
4. 3 遊星歯車の軸トルク計算式	29
第5章 パワースプリット・トロイダル CVT の理論効率	32
5. 1 パワースプリット・トロイダル CVT の概要	32
5. 2 パワースプリット・トロイダル CVT の変速特性	32
5. 2. 1 遊星歯車の各要素の回転数	32
5. 2. 2 パワースプリット・トロイダル CVT の全変速比	33
5. 3 カウンタ軸トルクの計算	34
5. 4 パワースプリット・トロイダル CVT の効率計算	34
5. 4. 1 低速モードにおける効率計算	34
5. 4. 2 高速モードにおける効率計算	35
第6章 実験装置	42
6. 1 実験装置	42
6. 2 油圧回路	42

6. 3	実験測定機器	43
第 7 章	基本性能試験	54
7. 1	変速試験	54
7. 2	効率試験	54
第 8 章	モード切換特性.....	62
8. 1	モード切換特性.....	62
8. 1. 1	理想的なモード切換状態.....	62
8. 1. 2	理想的なモード切換特性.....	62
8. 1. 3	非理想的なモード切換特性	62
8. 1. 4	モード切換時のサージトルク	63
8. 2	キックダウン特性	63
8. 2. 1	無負荷時のキックダウン特性.....	63
第 9 章	結論.....	72
参 考 文 献	73
謝 辞	74	

第 1 章

緒言

第1章 緒言

1. 1 まえがき

近年環境問題が大きな問題となっているため、自動車も高燃費・低公害など環境に優しい車が要求されるようになった。この要求を満たす案の1つに軽量、低騒音、高効率等さまざまな要求を満たす可変変速機として、無段階に変速比を変えられる無段変速機（CVT）を用いることが挙げられる。無段変速機は常に最適燃料消費率付近の回転数でエンジンを回転させることが可能であるため、高効率を可能にしている。また、従来のような自動車用自動変速機に伴う変速ショックもない為、走行性能の向上も可能にしている。

CVTにはいくつかの種類があり、Vプーリに挟まれた金属ベルトの回転半径を変化させて変速する「ベルト式」と、一對のトロイダル形状のディスクに挟まれた転動体を傾けてディスクの回転半径を変化させる「トロイダル式」などが実用化され、特にベルト式は排気量が比較的小さい自動車を中心に数多く搭載されている。しかしながらベルト式はベルトの強度の問題等から大型乗用車に適用できないため、より大きなトルクを伝達することができるトロイダル型 CVT の普及が望まれている。

トロイダル型 CVT は、トラクシヨンドライブを用いて従来のベルト式 CVT とは全く異なる原理で動力を伝達する。トラクシヨンドライブとは、摩擦による動力の伝達と異なり、油の剪断力に基づく力（トラクシヨン力）で動力を伝達する機構である。具体的には、滑らかな表面を持つ 1 対の高硬度金属転動体間に油を供給し、法線力を与えた時にできる弾性変形接触部に油を引き込み油膜が発生する。この時、駆動側部分の油膜は、駆動側の金属体と同じ速度で移動することで被駆動側に接している油膜との間に、油の粘性による剪断力を発生させ被駆動回転体に動力の伝達を行う。このような駆動原理から、トロイダル型 CVT は、摩擦力による動力伝達方式とは全く異なる「トラクシヨンドライブ方式」により動力伝達が行われる。

このトロイダル型無段変速機構部の伝達効率は約 90～92%であるが、さらなる燃費改善を達成する為にトロイダル型無段変速機構と遊星歯車装置を組み合わせる歯車を差動的に利用する機構を用いたパワースプリットシステムが考案された。パワースプリットシステムは CVT 特有の無段変速が可能であり、かつ CVT 単体で用いるより高効率であるという特徴を持つ。このシステムは、計算上では最高速時に 94%もの伝達効率が可能とされている。

本研究ではトルク容量 350Nm、変速比幅 1:4.33 のバリエータを、遊星機構を用いてトルク循環と直結によるパワースプリット方式により変速比幅を 1:6.33 とし、大トルクへの対応から変速ユニットを 2 組持ってトルクを分散させるダブルキャビティ形と呼ばれるトロイダル型無断変速機構部を持つ装置を用いた。

1. 2 従来の研究

トロイダル形無段変速機は 1877 年に C.W.Hunt によって開発され、1960 年代からこれを自動車に適用する研究が積極的に行われてきたが、熱や金属材料などの問題が解決できずにいた。最近では、油温が上昇してもトラクション係数の低下が少ないトラクション油の開発や効率の理論的計算、変速機構の解明、高ヘルツ圧力に耐えられる転動体材料の開発と寿命の解析が行われ、1999 年に世界初のハーフトロイダル形無段変速機の量産自動車への搭載が実現された。

また、本研究室でも長年にわたりハーフトロイダル形トラクションドライブ式の無段変速機について研究が行われてきた。二輪駆動用のシングルキャビティ形の無段変速機 (CVT) を経て、1991、1995 年に長年にわたるトラクションドライブに関するノウハウをもとに四輪駆動用のダブルキャビティ形の CVT が試作され、実験車両への搭載、走行試験が行われた。現在では、更なる大トルク容量へ対応できる 3 パワーローラ CVT の設計開発、制御安定性を向上するための解析等が行われている。

1. 3 本研究の目的

本研究ではトルク容量 350Nm、変速比幅 1:4.33 のバリエータを、遊星機構を用いてトルク循環と直結によるパワースプリット方式により、変速比幅を 1:6.33 とする装置の効率を理論的に考察し、試験装置により理論との比較を行う。これによりバリエータのみでは効率が 90%弱であるが、トルク循環機構の併用により、高速側では、バリエータ入力トルクを低減し、94%程度の高効率化を目指す。

第2章

無段変速機の概要

第2章 無段変速機の概要

2. 1 無段変速機について

無段変速機とは変速機を連続的かつ無段階に変化させることのできる変速機のことである。変速機を連続的かつ無段階に変化させることで、従来の有段式の変速機で生じる変速ショックが全くないスムーズな変速が可能となり、乗心地が飛躍的に向上する。また、エンジンの性能を最大限に発揮させるような回転数域を無段階に選択することができる。したがって燃費重視の回転数域を選択したり、パワー重視の回転数域を選択したりと、自由に運転条件を選択することができる。

2. 2 無段変速機の種類

CVT には機械的な装置で変速を行うものと、速度の持つ機械的エネルギーを一度他の形態の動力に変換して変速を行い、再度機械動力に戻すという方法がある。前者は伝達効率もよく取り扱いもしやすいが、負荷容量は小さい。一方後者は負荷容量が大きく原動機や負荷条件に合わせた制御がしやすいが、動力を他の形に変換するため変換時に発生する損失により効率は若干悪くなる。前者を機械式変速方式、後者を間接変速方式と呼ばれている。

1) 機械式変速方式

機械式変速方式には次のようなものがある。

① 一方向クラッチ式無段変速機

回転運動を偏心輪などによって、一度往復運動に変える。この往復運動を伝動レバーの支点移動などによって可変にし、この往復運動のみを一方向クラッチにより回転運動にする。回転に多少の脈動が残る。比較的簡単な構造で出力軸停止状態からの変速ができることと、入力回転方向に無関係に出力回転方向が決まっていることが特徴である。

② ベルト式無段変速機

溝幅の変化できるプーリにかけられたVベルトによって動力を伝達するもので、変速は溝幅を油圧シリンダーなどにより変化させることで行う。低負荷のものはゴムベルトを使うが、自動車など高負荷のものには金属ベルトが使われる。金属

ベルトはスチールベルトに金属製のコマを間断なく連ねた特殊なもので、ゴムベルトがベルトの張力で動力を伝えるのに対し、金属ベルトはプーリが金属製コマを押し出すことで動力を伝えている。

③ チェーン式無段変速機

変速原理はベルト式と同じであるが、ベルトの代わりにV溝にはまる特殊なチェーンを用いる。プーリに半径方向の溝を設け、チェーンの縦方向に重ねた薄板がこの溝にならって出入りしプーリとチェーンがかみあう。しかし、これはチェーンとプーリが歯車のように確実なかみ合いをするのではなく、摩擦係数が増大しているということなので、過大な負荷が加わればチェーンはやはり滑る。

④ 金属ころがり式無段変速機

本研究の研究対象であるトロイダル型 CVT がこれに当たる。詳細は以降の章に記述する。

2) 間接変速方式

速度の持つ機械的エネルギーを一度他の形態の動力に変換する方法では、どのような形の動力に変換するかが重要な要素である。一般的なのは流体の持つ速度エネルギーに変換するものと、電気エネルギーに変換するものである。前者は油圧ポンプと油圧モータであり、後者は発電機とモータである。

第3章

ハーフトロイダル形無段変速機の構造

第3章 ハーフトロイダル形無段変速機の構造

3. 1 ハーフトロイダル形 CVT

3. 1. 1 トラクシヨンドライブ式 CVT

一般に、潤滑油は摩擦を少なくするために用いるが、トラクシヨンドライブでは摩擦をできるだけ大きくするように使用される。Fig. 3-1 に示すように、高硬度金属転動体間に油を供給しながら、両転動体をある法線力 F_c で押したとき、転動体接触面は弾性変形する。また、接触面内に油を引き込み油膜が発生する。このとき、駆動側部分の油膜は駆動側の金属体と同じ速度で移動することより、被駆動体に接している油膜との間に、油の粘性による剪断力が発生する。この力を利用して一方の回転体から他方の回転体に動力の伝達を行う機構が、トラクシヨンドライブである。

トラクシヨンドライブは振動、騒音が非常に小さく、高速回転の動力伝達に適している。また、回転体の加工が容易である等の特徴を有している。これらの特徴は、潤滑油を介在したものの同士の接触によって動力が伝達されることに起因している。接触面の潤滑状態は流体潤滑、弾性流体潤滑、混合潤滑および境界潤滑に分類される。トラクシヨンドライブにおける潤滑は、従来固体接触を含む境界潤滑によるものと考えられていたが、弾性潤滑理論 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication: EHL) の発展により、トラクシヨンドライブは流体膜の剪断抵抗に基づくものであることが明らかとなった。

動力伝達は、油膜を介して行われるためトラクシヨン係数 μ_t の高い油を潤滑油として使用する方が良い。一般に、油の圧力 P - 粘度 η の関係は

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 P) \quad (3-1)$$

で表すことができる。ここで η_0 は常圧の粘度、 α_0 は圧力粘度係数である。粘度は圧力の増加とともに指数関数的に増加し、ある圧力以上になるとガラス状に固化する。この固化する変化は、ガラス点遷移と呼ばれている。トラクシヨンドライブでは、0.7[GPa]程度以上でガラス点遷移するトラクシヨンオイルを使用する。

Fig. 3-1 に示すように高硬度回転体同士を接触させ法線力を与え、回転体の接触部に潤滑油 (トラクシヨンオイル) を供給し回転させたとき、たがいの周速度が異なる場合、接触部はころがり摩擦とすべりに起因する法線力が生じる。遅い周速の回転体表面にはころがり方向に、速い周速の回転体表面にはころがり方向と逆方向に作用する。この力の接線方向の周速に基づく成分をトラクシヨン力という。このトラクシヨン力 F_t は

$$F_t = \mu_t F_c \quad (3-2)$$

で表される。

接触面の転がり方向のすべりは一定の法線力 F_c のもとで、一方の転動体に負荷トルクを

加えた結果起こるものであり、そのすべり率はクリープ C_r と呼ばれ速度差を入力速度で除した量

$$C_r = \frac{\Delta U}{U_1} \quad (3-3)$$

で表すことができる。ここで、

U_1 : 入力側接触面速度

ΔU : 接触面速度差

である。また、Fig. 3-2はクリープとトラクション係数の関係を示したものであり、トラクション曲線と呼ばれるものである。この曲線は、わずかのクリープの増加に伴いトラクション係数が増加する線形領域、クリープに対するトラクション係数の増加の割合が小さくなり最大値に達する非線形領域と、さらにクリープの増加に従ってトラクション係数が減少する熱領域の3つの領域に分類される。トラクション曲線は接触面のヘルツ応力、周速度、スピンの大きさに影響を受ける。負荷トルクが熱領域に到達すると、クリープは徐々に不安定になって、安定した回転で運動することが不可能になる。そのため、トラクションドライブを使用するときFig. 3-2のトラクション曲線の全領域を使用することができず、非線形や熱領域で現れる最大トラクション係数の90%以下の負荷で運転できるように設計することが必要である。

トラクションドライブをCVTに応用し、無段階に速度を変化させるには、接触点の回転半径を連続的に変化させなければならない。そのためには円錐体または球面体を使うのが普通である。円錐体では母線上に接触点をとることによって軸心からの半径が連続的に変化する。球面体では回転軸心を傾けることによって軸心から接触点までの半径を変化させる。しかし、いずれの場合も接触面は回転軸心に対して傾いているために、接触面の法線軸回りに回転速度成分が発生する。この回転速度成分を「スピン」と呼ぶ。このようなスピンは法線軸回りに互いにこすれあって回転しているだけであり、外部に対して何の仕事もしない損失成分である。したがってトラクションドライブ式 CVT では、スピンをいかに小さくするかが設計の重要なポイントである。

トラクションドライブ装置で伝達力 F_t を大きくしたい場合、 μ_t は油の性能でほぼ決まってしまうため、押し付け力 F_c を大きくする必要がある。 F_c を発生させる方法として次のものが考えられる。

- 1) 油圧・空気圧
- 2) ばね
- 3) カム

今回は1)の油圧を用いて押し付け力 F_c を発生させた。

3. 1. 2 ダブルキャビティ CVT の特徴

Fig. 3-3 は、ハーフトロイダルトラクションドライブ式無段変速機の転動体部の幾何学的形状を示したものである。この CVT は、トロイダル曲面をもつ一組の入力ディスクと出力ディスクの間にある一対の動力伝達パワーローラによって構成されている。パワーローラと入出力ディスクの接触部に、高い圧力を与え弾性流体潤滑(EHL)油膜を介して動力を伝達する。また、この CVT は接触面に 2[GPa]以上のヘルツ圧力がかかるような機構をもつので、接触面のトラクション油膜はガラス状に固化した状態になっている。また、パワーローラを傾転させることにより、入出力ディスクとパワーローラの接触点が変わり、ディスクの回転半径が変わることにより変速比を変えることができる。

Fig. 3-4 は、ハーフトロイダル形トラクションドライブ式 CVT の軸方向断面を示したものである。基本的な構造要素は、押し付け力を制御するローディングカム②、主動力を伝達するトロイダル曲面を持つ入力ディスク④と出力ディスク⑥、およびその二つのディスクに挟まれた変速を制御するための一対のパワーローラ⑤からなる。入力軸①に入った動力は、入力軸とボールスプラインで結合されたカム式の推力発生装置(ローディングカム)で、V形の溝をもつカムの上にローラ③を配置することにより動力を伝達すると同時に入力ディスクを軸方向に変位させて、入力ディスクにトルクを伝達する。このときローディングカムは、入力トルクに比例した軸方向推力を発生することができる。また入力ディスクに入った動力は、トラクションドライブ機構によってパワーローラを介して出力ディスクへ伝えられる。そして出力ディスクに伝えられた動力は、出力軸へとつながっている出力歯車(Fig. 3-4 ではスプロケット)により、動力が伝えられる。

出力ディスクの反力は、出力歯車を經由して後方のアンギュラ玉軸受⑨で受ける。入力ディスクの反力は、ローディングカムの後ろに配置されたローディングナット⑩で受け止められ入力軸を引っ張ることにより後方のアンギュラ玉軸受⑨で受ける。ダブルキャビティ型の場合、アンギュラ玉軸受は一対あり、それらにかかる力の方向はそれぞれ逆向きとなり、変速比がキャビティユニット間で等しいとき力は相殺される。しかし、キャビティユニット間で変速比が異なるときには、左右のアンギュラ玉軸受にかかる力の差だけがケースにかかることになる。これは、2つのアンギュラ玉軸受の間に軌道輪を挟み、その軌道輪はケースにより止められている構造のためである。

本装置はハーフトロイダル形 CVT の変速ユニットを2つ並べたものである。それは、トルク容量を増加させ大排気量エンジンに対応するためである。

Fig. 3-5 に本装置の基本概念図を示す。両側の入力ディスクに動力を配分し、変速ユニットにより動力が伝達され出力ディスクから出力された動力を歯車により合成する構造になっている。このようにトロイダルを2組並べたものを「ダブルキャビティ」と呼び、これに対して1組のものを「シングルキャビティ」と呼ぶ。

本装置は自動車用1入力1出力用ダブルキャビティ・ハーフトロイダル形無段変速機である。よって両変速ユニットからの出力回転数が等しくなければならず、そのためには両変

速ユニットの変速比が等しくなければならない。すなわち、4つのパワーローラの傾転角が等しく同期しなければならない。そこで、本実験装置である1入力1出力用ダブルキャビティ・ハーフトロイダル形無段変速機は

Fig. 3-6に示すようにワイヤにより機械的に各パワーローラの挙動を拘束し、4つのパワーローラの同期を保つ仕組みになっている。

3. 1. 3 トラクションオイル

トラクションオイルは、0.5~2.0[GPa]の高圧力下になると油が固形化して、限界剪断応力が急激に上昇する現象が起こる性質を持っている。この現象をガラス点遷移といい、そのときの圧力をガラス点遷移圧力という。ガラス点遷移以後は、トラクションオイルの限界剪断応力は圧力にほぼ比例し、その比例係数をトラクション係数という。

パワーローラと入出力ディスクは直接金属同士接触しておらず、このトラクションオイルの油膜を介して接触している。入力トルクがゼロまたは微小なときには十分な押し付け力が得られないため、トラクションオイルがガラス点遷移せずにフリクションドライブを起こしてしまう可能性がある。そこで接触部の圧力をローディングカムや予圧スプリングで高め、トラクションオイルをガラス点遷移させておく必要がある。

3. 1. 4 ローディング

トラクションドライブ装置では、接触部において転動体の間に介在する油膜のせん断力によって動力を伝達する。Fig. 3-8で、パワーローラに働く軸方向の力は、入力側接触部、出力側接触部及び傾転中心の3点で釣り合うとともに、入力側接触部、出力側接触部に働く法線力 F_c は等しくなる。よって、入力側接触部に軸力 F_{a1} を与えると、 F_c は

$$F_c = \frac{F_{a1}}{\sin \phi} \quad (3-4)$$

と書ける。

一方、入力軸に入ったトルク T_1 は、入力接触部の接線力 F_{t1} 、点接触とした場合の理想的な接触半径 r_1 およびパワーローラの数 n を用いると

$$T_1 = n \cdot r_1 \cdot F_{t1} \quad (3-5)$$

接触面で伝達される接線方向の力をトラクション力 F_t 、接触面に垂直な方向の押しつけ力 F_c に対するトラクション力の比をトラクション係数 μ_t と呼び、次式のような関係が成り立つ。

$$F_t = \mu_t F_c \quad (3-6)$$

よって、式(3-4)、式(3-5)、式(3-6)より入力軸ローディングに必要な軸力は

$$F_{a1} = T_1 \cdot \frac{\sin \phi}{\mu_t r_1} \quad (3-7)$$

となる。この押し付け力を得る方法として、本研究では油圧を用いる油圧式を用いた。油圧式はトルクに応じて的確に押し付け力を制御することができる。また、油圧式では油圧はピストンと共に回転し、その結果遠心力により遠心油圧というものが発生する。これにより、押し付け力を的確に制御する際には遠心油圧を考慮しなければならない。遠心油圧により発生する押し付け力は以下のような式で与えられる。

$$F = \frac{\pi \gamma \omega^2 R^4}{4g} \quad (3-8)$$

γ : 油の密度[kg/m³]

ω : ピストンの回転数[1/s]

R : ピストン半径[m]

g : 重力加速度[m/s²]

パワースプリット・トロイダル CVT のローディング機構はダブルピストン形となっているので、遠心油圧によるローディング力は次式で求められる。

$$F_{ac} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2 \left\{ (R_{11}^4 - R_{12}^4) + (R_{21}^4 - R_{22}^4) \right\}}{4} \quad (3-8)'$$

ここで $R_{11} \sim R_{22}$ は 2 つの油圧ピストンの外側と内側の各半径を表す。

これらを考慮して、入力トルクを 100[Nm]、入力回転数を 1000[rpm] とした時の必要なローディング圧を示したグラフを Fig. 3-7 に示す。

3. 1. 5 変速原理

Fig. 3-4 に示すハーフトロイダル形 CVT の理想的な変速比 e_s は、パワーローラの傾転角 ϕ の関数として与えられる。

$$e_s = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_3} \quad (3-9)$$

ここで r_1 , ω_1 は、入力ディスクの回転半径と回転角速度、 r_3 , ω_3 は出力ディスクの回転半径と回転角速度であり、次のように表される。

$$r_1 = r_0(1 + k_0 - \cos \phi) \quad (3-10)$$

$$r_2 = r_0 \sin \theta_0 \quad (3-11)$$

$$r_3 = r_0(1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)) \quad (3-12)$$

ここで r_2 は、パワーローラの回転半径である。また k_0 は、キャビテiaspektr比と呼ばれ、ハーフトロイダル形 CVT の性格を決める重要な定数であり、次のように表せる。

$$k_0 = \frac{e_0}{r_0} \quad (3-13)$$

また、キャビティ径 D はキャビティアスペクト比 k_0 を用いて表すと次のように表せる。

$$D = 2(e_0 + r_0) = 2r_0(1 + k_0) \quad (3-14)$$

これより、変速比は

$$e_s = \frac{1 + k_0 - \cos\phi}{1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)} \quad (3-15)$$

である。パワーローラの半頂角 θ_0 と傾転角 ϕ が等しいとき変速比は 1 であり、 $\phi > \theta_0$ のとき変速比は 1 より大きくなり、CVT は増速 ($\omega_1 < \omega_3$) を行う。また、 $\phi < \theta_0$ のときは変速比が 1 より小さくなり、減速 ($\omega_1 > \omega_3$) となる。その様子を Fig. 3-8 に示す。

CVT の接触面での押し付け力は 10^4 [N] 以上に達し、非常に大きいためパワーローラの回転軸を外力により強制的に傾転させるには大きな力が必要となり、接触面の磨耗の原因にもなるので好ましくない。そこで変速時は、Fig. 3-9 のようにパワーローラをその回転軸の直角方向に動かし、入出力ディスクとの接触部を中心からオフセットさせる。これによって、パワーローラと入出力ディスクの周速度の方向が一致しなくなり、接触部に転がり直角方向の微少な滑り（サイドスリップ）が生じる。このサイドスリップ力によりパワーローラを傾転させる。パワーローラ回転軸が入力軸から x だけ変位するとサイドスリップ v_s は

$$v_s / u_1 = 0.8x / r_0 \quad (3-16)$$

と表される。

ここで、 u_1 は入力ディスクの周速度であり

$$u_1 = r_1 \omega_1 = r_0 \omega_1 (1 + k_0 - \cos\phi) \quad (3-17)$$

で表される。またパワーローラとディスクの接触部の入力側の添字を 1、出力側の添字を 2 として区別すると、サイドスリップ力 F_s は

$$F_{si} = \mu_{i\max} J_{si} F_c \quad (\text{添字 } i = 1 \text{ or } 2) \quad (3-18)$$

で表される。ここで、 μ_{\max} は等温下の最大トラクション係数、 F_c は接触部の法線力を表し、 J_s は無次元サイドスリップ力を表す。サイドスリップ力は、2% 以内でほぼこれに比例することがわかっているので、その比例定数を k_j とするとそれぞれ添字をつけて表して

$$J_{si} = k_{ji} (v_s / u_1) \quad (3-19)$$

である。

実際の CVT では、傾転角を偏差としたサーボ機構により変速を行っている。まずパワーローラの回転軸を平行移動（オフセット）することによりサイドスリップ力が発生し、これによりパワーローラの傾きが変わる。そしてパワーローラが目標の傾き角まで傾転したところで、パワーローラの回転軸を元に戻して変速が終了する。以上のような機構を用いて変速を行っているわけだが、入力回転方向とパワーローラを上下どちらにオフセットさせるかにより、パワーローラの傾き方向が決定される。よって入力回転が逆回転すると、

パワーローラも逆方向に傾く。

3. 1. 6 パワーローラの傾転運動

パワーローラの傾転軸に対する慣性モーメントを I とすれば、パワーローラの傾転運動の基本関係式は、

$$I\ddot{\phi} = r_0(F_{s1} + F_{s2}) \quad (3-20)$$

と表される。

これによりパワーローラの傾転運動の方程式は

$$I\ddot{\phi} + B\dot{\phi} = K_s x \quad (3-21)$$

となる。

ここで

$$B = \frac{k_p}{\omega_1(1 + k_0 - \cos\phi)} \quad (3-22)$$

$$K_s = k_p \frac{0.8}{r_0} \quad (3-23)$$

$$k_p = \frac{\pi r_0 \mu_{t \max} (k_{j1} + k_{j2}) |T_1|}{L_d \sin\phi} \quad (3-24)$$

である。

本研究対象である 1 入力 1 出力用ダブルキャビティ・ハーフトロイダル形無段変速機は 4 つのパワーローラがワイヤによって拘束されている。ここで、パワーローラの傾転運動の同期が崩れた場合それぞれのパワーローラに次のようなトルクがかかることになる。

$$\text{パワーローラ 1 : } T_{w1} = k_w r_w (\phi_2 - \phi_1) + k_w r_w (\phi_3 - \phi_1) \quad (3-25)$$

$$\text{パワーローラ 2 : } T_{w2} = k_w r_w (\phi_1 - \phi_2) + k_w r_w (\phi_4 - \phi_2) \quad (3-26)$$

$$\text{パワーローラ 3 : } T_{w3} = k_w r_w (\phi_1 - \phi_3) + k_w r_w (\phi_4 - \phi_3) \quad (3-27)$$

$$\text{パワーローラ 4 : } T_{w4} = k_w r_w (\phi_2 - \phi_4) + k_w r_w (\phi_3 - \phi_4) \quad (3-28)$$

ここで、 k_w : ワイヤのばね定数, r_w : ワイヤストッパの半径

従って各パワーローラの傾転運動は次のような式で表すことができる。

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + B_1 \dot{\phi}_1 + k_w r_w \{2\phi_1 - (\phi_2 + \phi_3)\} = K_s x_1 \quad (3-29)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + B_2 \dot{\phi}_2 + k_w r_w \{2\phi_2 - (\phi_1 + \phi_4)\} = K_s x_2 \quad (3-30)$$

$$I_3 \ddot{\phi}_3 + B_3 \dot{\phi}_3 + k_w r_w \{2\phi_3 - (\phi_1 + \phi_4)\} = K_s x_3 \quad (3-31)$$

$$I_4 \ddot{\phi}_4 + B_4 \dot{\phi}_4 + k_w r_w \{2\phi_4 - (\phi_2 + \phi_3)\} = K_s x_4 \quad (3-32)$$

3. 2 変速制御機構

3. 2. 1 変速制御機構の構造

Fig. 3-10 はパワーローラのオフセット量を制御することにより傾転角を制御する油圧サーボ機構である。パワーローラ 1 のオフセット量 x_1 と傾転角 ϕ_1 を 4 ポート方向制御弁に機械的にフィードバックし、油圧ピストンでパワーローラを中心位置からオフセットさせる。4 ポート方向制御弁から供給された油圧は 1 ～ 4 番の各油圧シリンダにほぼ等しく供給されるため、同期のとれた変速ができる。

制御方法として入力値は 4 ポート方向制御弁のスリーブ変位 x_{SL} とし、スプール変位 x_{SP} はパワーローラ 1 のオフセット量 x_1 とパワーローラの傾転角変位 ϕ_1 をカムにより直線変位に変換した和となっている。ここでカムのカムリードを L_{SP} 、パワーローラの半頂角を θ_0 とすると

$$x_{SP} = x_1 + L_{SP}(\phi_1 - \theta_0) \quad (3-33)$$

と表すことができ、これにより 4 ポート方向制御弁の弁開度 x_v は

$$\begin{aligned} x_v &= x_{SL} - x_{SP} \\ &= x_{SL} - \{x_1 + L_{SP}(\phi_1 - \theta_0)\} \end{aligned} \quad (3-34)$$

となる。このように本変速制御機構は、パワーローラのオフセット量 x_1 と傾転角 ϕ_1 をフィードバックし、4 ポート方向制御弁のスプール変位 x_{SP} をスリーブ変位 x_{SL} に追従させる制御である。ここで外乱を無視したとき、弁開度 x_v を 0 に安定に保つのはパワーローラのオフセット量 x_1 と傾転角 ϕ_1 が一定値に保っているときである。そこで、傾転角 ϕ_1 が一定値に保つには、傾転力の発生しないパワーローラのオフセット量 x_1 が 0 であることが必要である。よって弁開度 x_v が 0 に安定に保っているとき、次のような関係が成り立つ。

$$x_{SL} = L_{SP}(\phi_1 - \theta_0) \quad (3-35)$$

このときのパワーローラの傾転角 ϕ_1 は安定であり、これを目標傾転角 ϕ_{cl} とおけるので

$$\phi_{cl} = \frac{x_{SL}}{L_{SP}} \quad (3-36)$$

と表すことができる。従って 4 ポート方向制御弁のスリーブ変位 x_{SL} を入力することが、パワーローラの目標傾転角 ϕ_{cl} を入力することと等価となり、これにより変速サーボ機構が成り立つ。

この変速サーボ機構はパワーローラ 1 のオフセット量 x_1 と傾転角 ϕ_1 のみのフィードバック制御であるため他のパワーローラには制御がかからない。いま、4 つのパワーローラは同様の形状をしているため傾転運動、また直線運動（オフセット運動）がほぼ等しくなると考えられるのですべてのパワーローラに対して同様の運動方程式、

$$\text{傾転運動： } I\ddot{\phi} + B\dot{\phi} = K_s x \quad (3-37)$$

$$\text{直線運動： } M_t\ddot{x} + B_t\dot{x} + F_D = A_p(p_a - p_b) \quad (3-38)$$

が成り立っていると仮定しているので、

$$\phi_c = \phi_{c1} \quad (3-39)$$

とおくことができる。

しかし、実際には各パワーローラは各々の運動方程式を持っており、傾転運動が異なる。また、1度運動が相違すると同期を取り戻すことは困難である。傾転運動についてはワイヤに拘束されているが、傾転力が異なるとワイヤに常に負荷がかかり、接触面の摩耗にもよくない。また、変速安定性にも影響が出てくると考えられる。

3. 2. 2 変速制御機系

シリンダを4ポートの制御弁で制御し、パワーローラの傾転角を制御する変速制御機構の伝達関数を求め変速安定性について調べてみる。バルブの操作量や圧力、流量の変化量はすべて小さいとして、線形特性を調べる。

いま、バルブの流量特性は、

$$Q_L = k_q x_v - k_c p_L \quad (3-40)$$

ただし $Q_L = (Q_1 + Q_2)/2$, $p_L = p_1 - p_2$

各シリンダ室の連続の式は、

$$Q_1 - C_{lp}(p_1 - p_2) = A_p \frac{dx}{dt} + \frac{V_1}{K} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (\text{シリンダ室 1}) \quad (3-41)$$

$$C_{lp}(p_1 - p_2) + A_p \frac{dx}{dt} = Q_2 + \frac{V_2}{K} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (\text{シリンダ室 2}) \quad (3-42)$$

またシリンダの運動方程式は、

$$A_p(p_1 - p_2) = M_t \frac{d^2x}{dt^2} + B_t \frac{dx}{dt} + F_D \quad (3-43)$$

ここに式(3-49)の $C_{lp}(p_1 - p_2)$ はピストンの隙間からの漏れ流量を、 $(V_1/K)dp_1/dt$ は圧縮性による作動油の体積変化を表す。また、 K : 油の体積弾性係数、 V_1, V_2 : シリンダ室容積、 M_t, B_t : シリンダに働く慣性質量と粘性摩擦係数である。

シリンダが中央付近にあるときには $V_1 \doteq V_2 \doteq V_t/2$ (V_t はシリンダの全容積) とおけるので、連続の式は

$$Q_L = A_p \frac{dx}{dt} + C_{lp} p_L + \frac{V_t}{4K} \cdot \frac{dp_L}{dt} \quad (3-44)$$

弁変位 x_v に対するシリンダ変位 x との関係を与える伝達関数は式(3-48),(3-51),(3-52)をラプラス変換して整理すると、

$$\hat{X} = \frac{\frac{k_q}{A_p} \hat{X}_v - \frac{k_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4Kk_{ce}} s\right) \hat{F}_D}{\left\{ \frac{V_t M_t}{4KA_p^2} s^2 + \left(\frac{k_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_t M_t}{4KA_p^2} \right) s + \left(1 + \frac{B_t k_{ce}}{A_p^2}\right) \right\} s} \cdot \frac{1}{s} \quad (3-45)$$

ここに、 \hat{X}, \hat{X}_v はそれぞれ x, x_v のラプラス変換を示し、 $k_{ce} = k_c + C_{lp}$ を表す。一般に粘性摩擦係数 B_t とバルブの圧力流量係数 k_{ce} は小さく、したがって $B_t k_{ce} / A_p^2 \ll 1$ とおけるので、外力 F_D が無い場合には、弁変位 x_v とシリンダ変位 x の関係は次のようになる。

$$\hat{X} = \frac{k_q}{A_p} \cdot \frac{\hat{X}_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3-46)$$

ここに、

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4KA_p^2}{V_t M_t}} \quad (3-47)$$

$$\zeta_h = \frac{k_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{KM_t}{V_t}} + \frac{B_t}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{KM_t}} \quad (3-48)$$

なお、固有角周波数 ω_h と減衰比 ζ_h の大きさの決定には、サーボ機構の応答性と安定性を考えて設計する。

ここで、前節の変速制御機構の構造の説明より弁解度 x_v は

$$x_v = x_{SL} - x_{SP} = x_{SL} - (x + L_{SP} \phi) \quad (3-49)$$

また、パワーローラの傾転運動の方程式の基本式は

$$I\ddot{\phi} + B\dot{\phi} = K_s x \quad (3-50)$$

で表すことができる。これから、シリンダ変位（オフセット量） x とパワーローラの傾転角 ϕ の関係、弁変位 x_v とパワーローラの傾転角 ϕ の関係は

$$x = \frac{I\ddot{\phi} + B\dot{\phi}}{K_s} \quad (3-51)$$

$$x_v = x_{SL} - \frac{I\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + K_s L_{SP} \phi}{K_s} \quad (3-52)$$

である。式(3-51)、式(3-52)をラプラス変換し式(3-52)へ代入する。

$$\frac{Is^2 + Bs}{K_s} \hat{\Phi} = \frac{k_q}{A_p} \frac{\hat{X}_{SL} - (Is^2 + Bs + K_s L_{SP}) \hat{\Phi} / K_s}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3-53)$$

この式を整理すると、

$$\left\{ \left(\frac{I}{\omega_h^2} \right) s^5 + \left(\frac{2\zeta_h I}{\omega_h} + \frac{B}{\omega_h^2} \right) s^4 + \left(I + \frac{2\zeta_h B}{\omega_h} \right) s^3 + \left(B + \frac{k_q I}{A_p} \right) s^2 + \left(\frac{k_q B}{A_p} \right) s + \frac{k_q K_s L_{SP}}{A_p} \right\} \hat{\Phi} = \frac{k_q K_s}{A_p B} \hat{X}_{SL} \quad (3-54)$$

ここで、簡単のためパワーローラの傾転軸に対する慣性質量 I は、変速時のサイドスリップ力に比べて十分に小さいので $B/I \approx 0$ とし、また前節から $x_{SL} = L_{SP} \phi_c$ とおけるので

$$\left(\frac{A_p}{\omega_h^2} s^4 + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s^3 + A_p s^2 + k_q s + \frac{k_q K_s L_{SP}}{B} \right) \hat{\Phi} = \frac{k_q K_s L_{SP}}{B} \hat{\Phi}_c \quad (3-55)$$

よって変速制御機構の伝達関数は

$$\hat{\Phi} = \frac{k_q K_s L_{SP} / B}{\left(A_p / \omega_h^2 \right) s^4 + \left(2\zeta_h / \omega_h \right) s^3 + A_p s^2 + k_q s + k_q K_s L_{SP} / B} \hat{\Phi}_c \quad (3-56)$$

ここで、 K_s/B は

$$\frac{K_s}{B} = 0.8 \frac{\omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)}{r_0} \quad (3-57)$$

であり、回転速度の上昇（入力軸回転数 ω_1 やパワーローラの傾転角 ϕ ）とともに比例的に大きくなる。このため回転速度の上昇にともないループゲイン $(k_q K_s L_{SP} / B)$ が大きくなり、サーボ系が不安定になることが予想される。また、パワーローラの傾転角変位 ϕ を弁変位 x_v に変換するカムリード（フィードバックゲイン） L_{SP} を変速制御機構が安定であるように設定する必要がある。

しかし、実際の変速は線形要素だけではなく特に入力軸トルク T_1 （トラクション力）のパワーローラ間の分配比率変化による変速サーボ系への影響が予想される。ここにあげた変速制御系は同期を前提としているためにその影響を知ることはできない。各パワーローラの傾転角変動に起因するトラクション力変化が及ぼす影響を知るためには、同期のとれていないことを考慮に入れる必要がある。

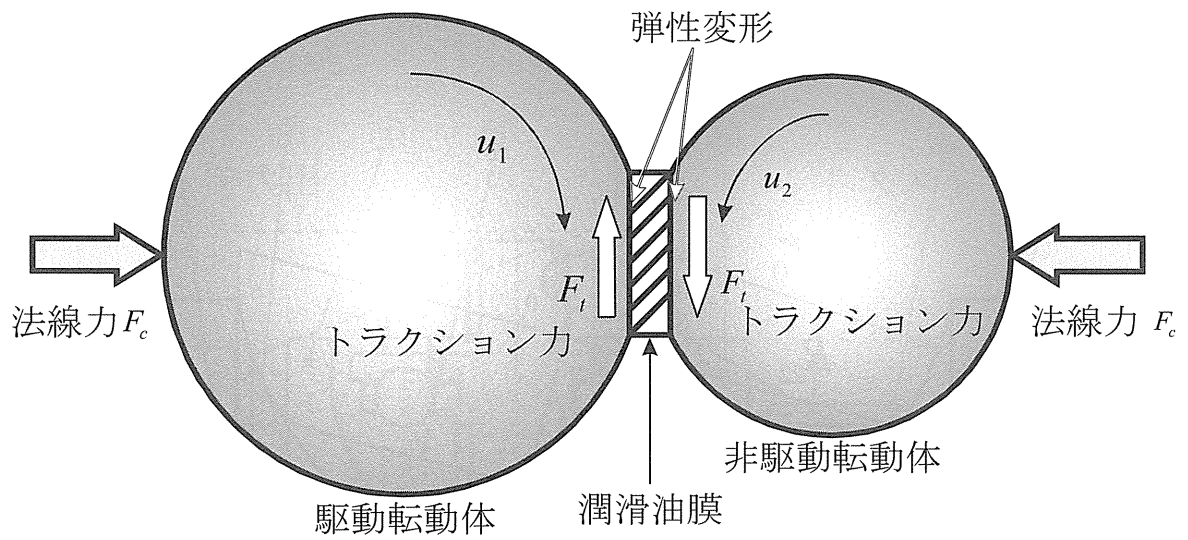


Fig. 3-1 Operating principle of traction drive

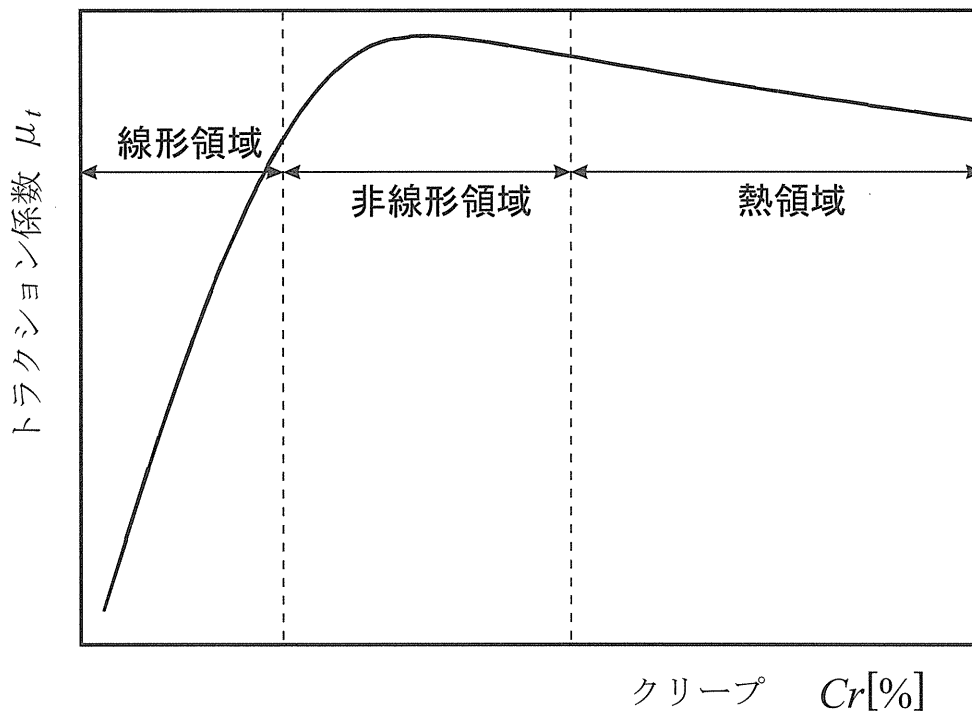


Fig. 3-2 Traction curve

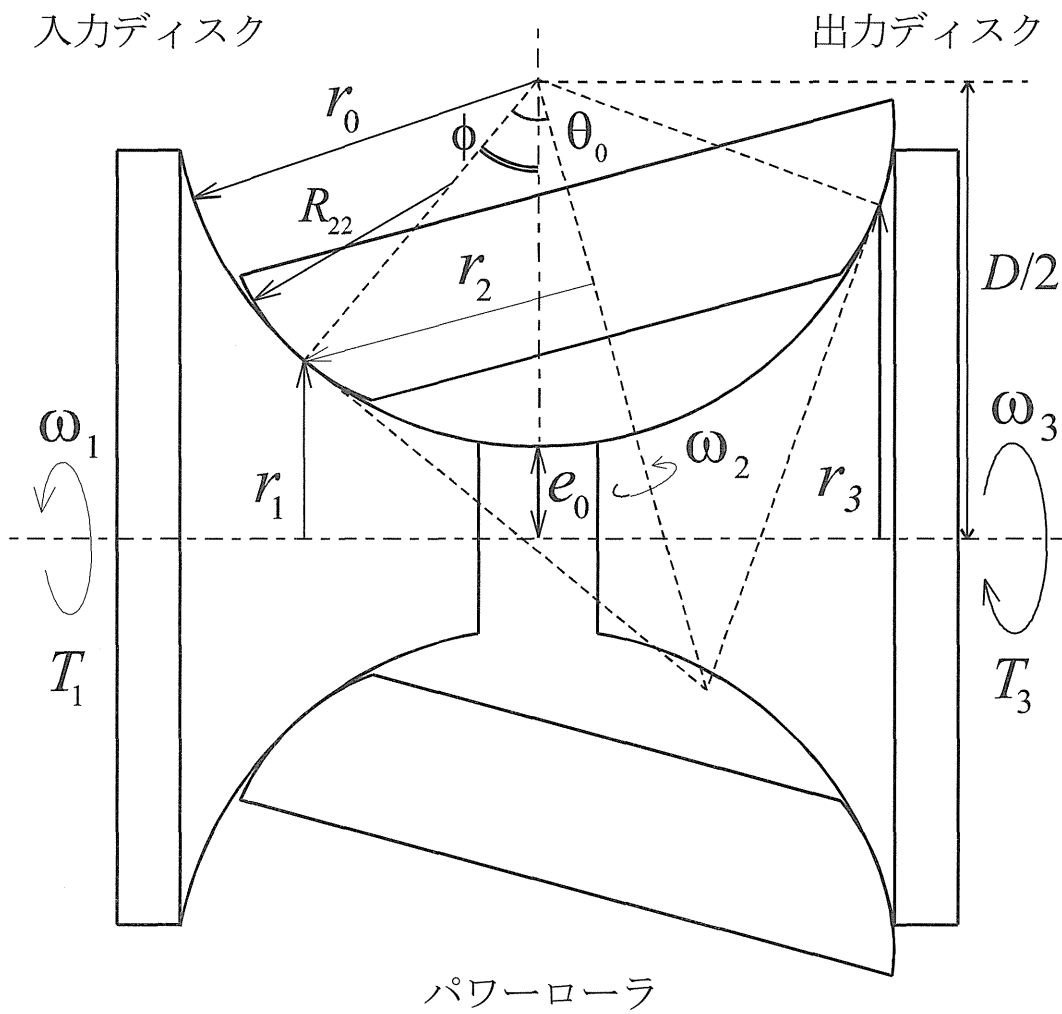
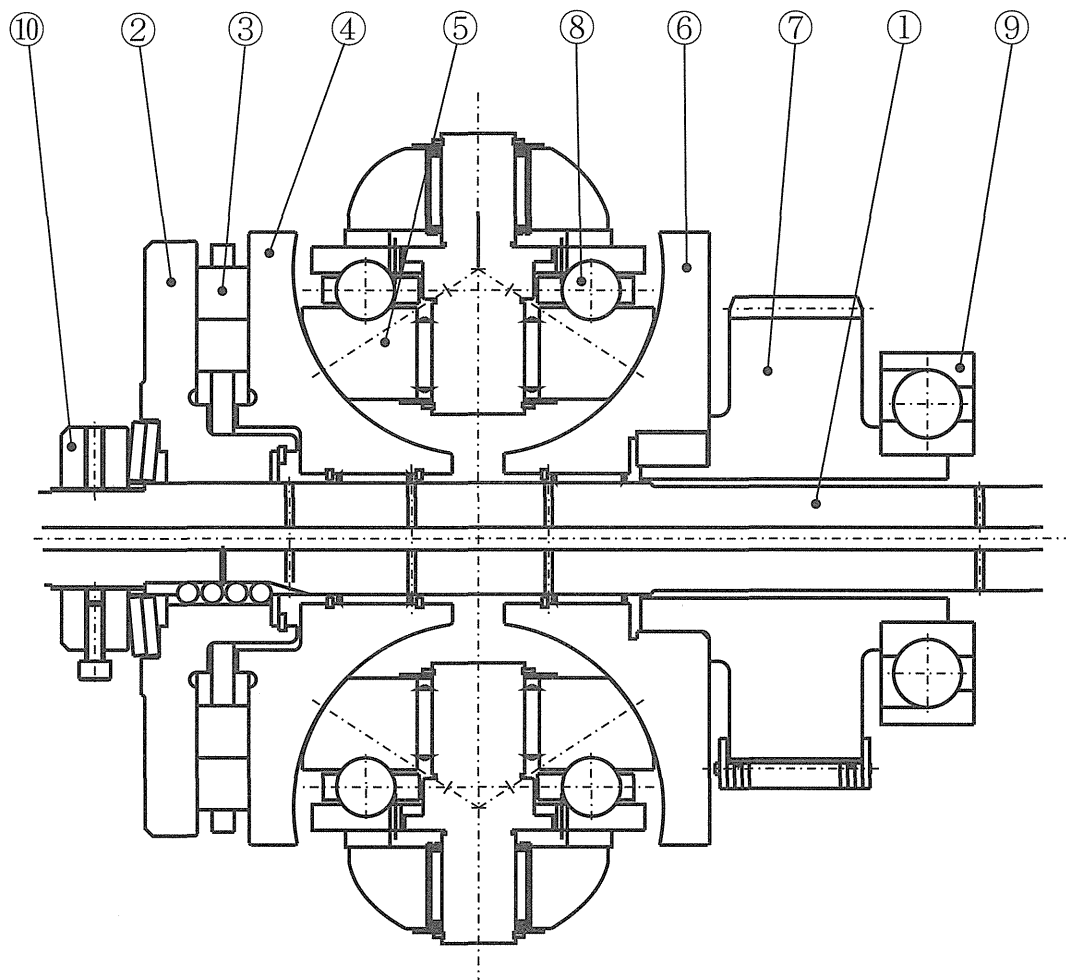


Fig. 3-3 Basic structure of half-toroidal CVT



- | | | |
|------------|-----------|------------------------|
| ①入力軸 | ②ローディングカム | ③カムローラ |
| ④入力ディスク | ⑤パワーローラ | ⑥出力ディスク |
| ⑦出力歯車 | ⑧スラスト玉軸受 | ⑨アンギュラ玉軸受け
(スプロケット) |
| ⑩ローディングナット | | |

Fig. 3-4 Cross sectional view of half-toroidal traction-drive CVT

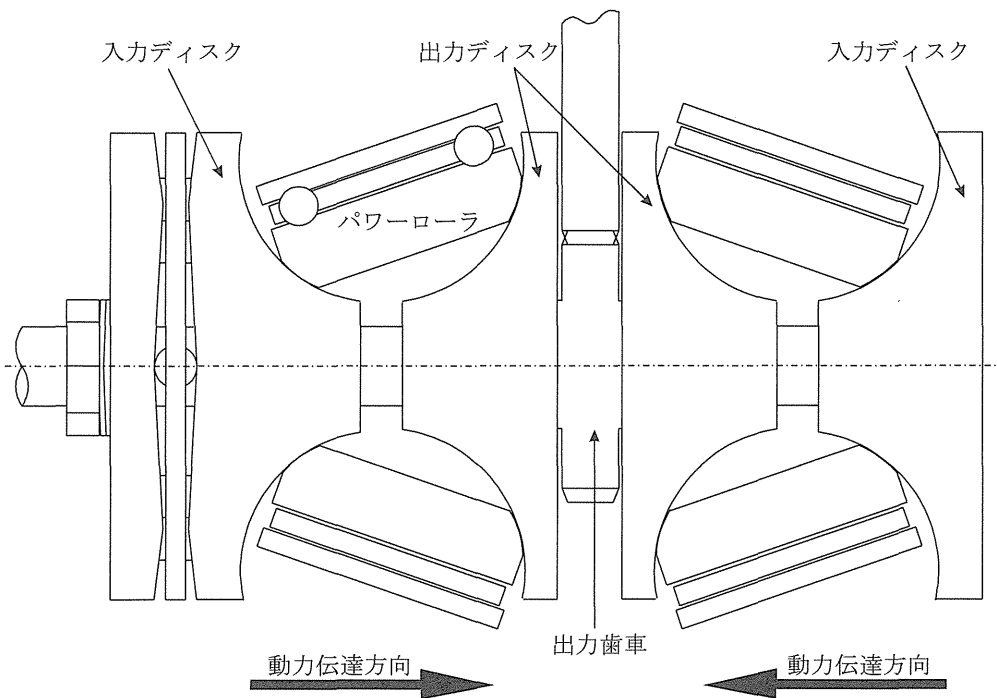


Fig. 3-5 Double-cavity CVT (1-input 1-output)

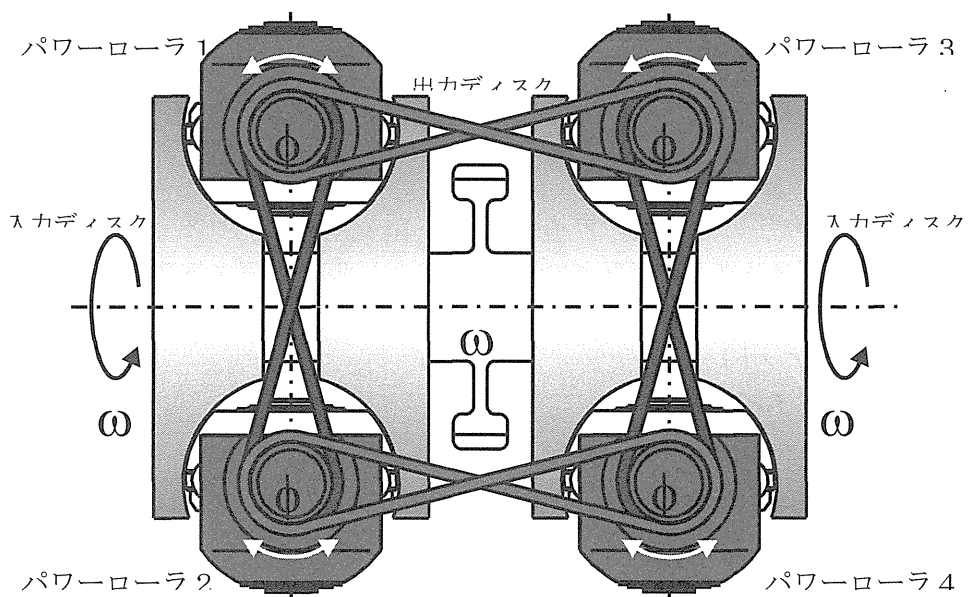


Fig. 3-6 Restraint wires of power rollers

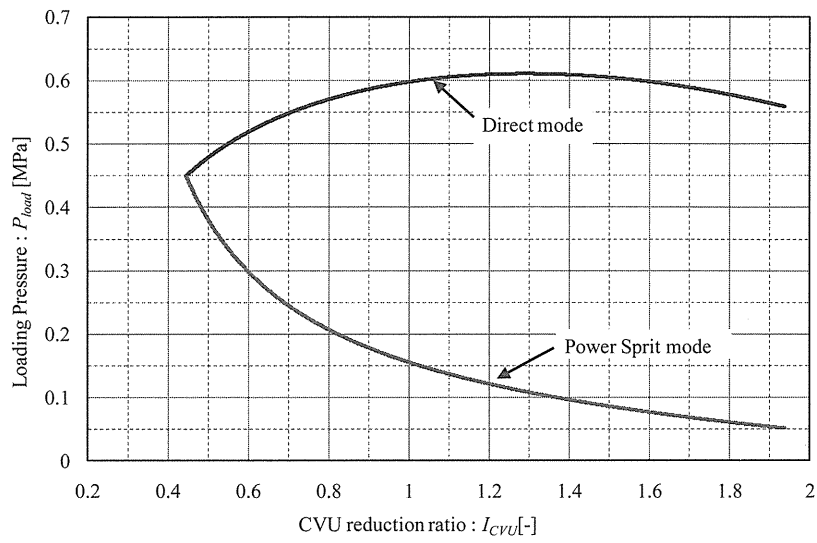


Fig. 3-7 Calculated loading pressure P_{load} of the variator piston for DRT and PST modes at $T_I=100\text{Nm}$ and $N_I=1,000$ rpm

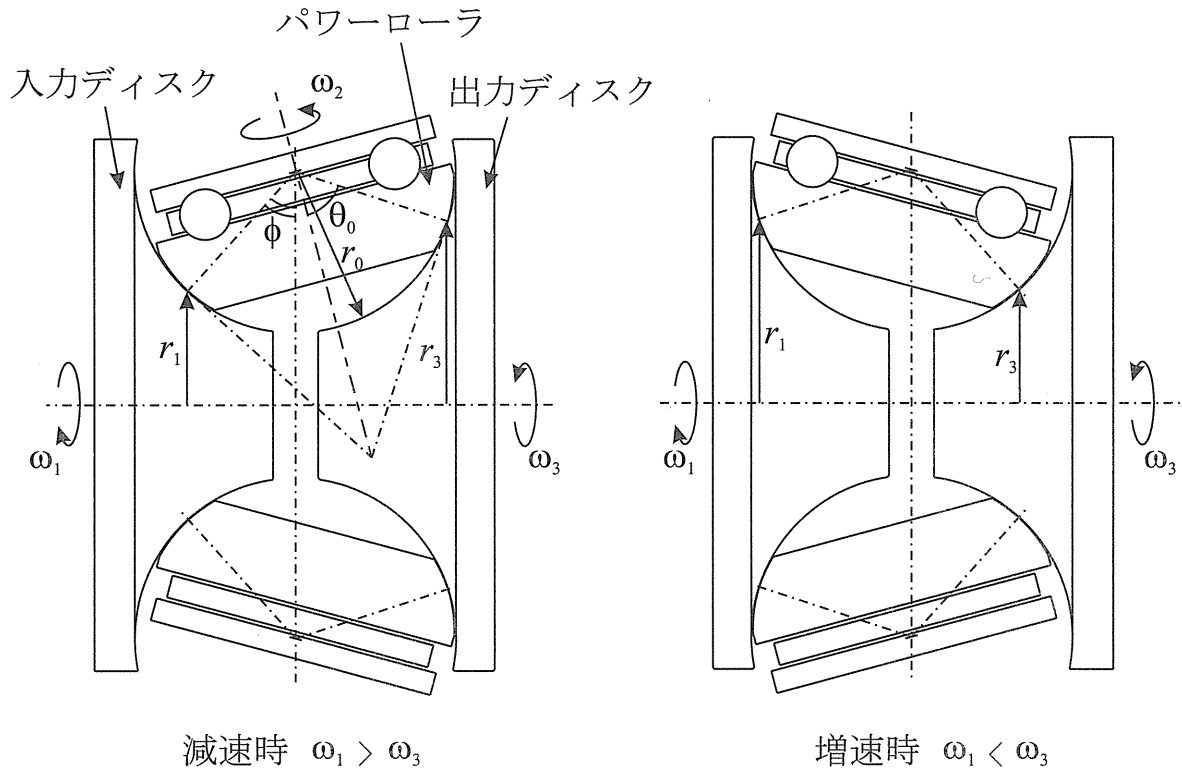


Fig. 3-8 Tilting operation of power rollers

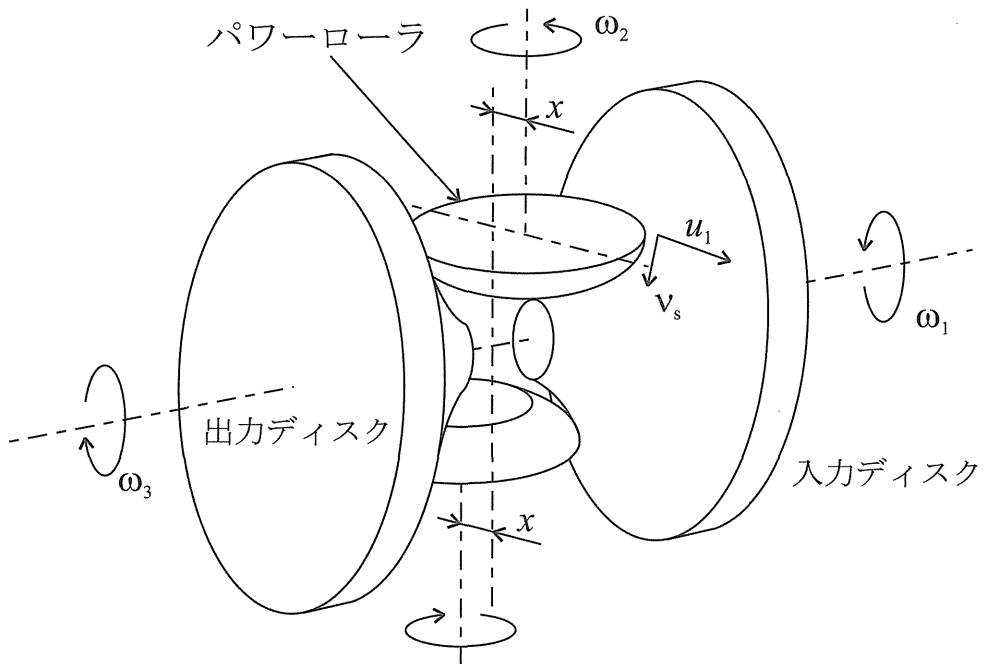


Fig. 3-9 Schematic view of speed-change motion

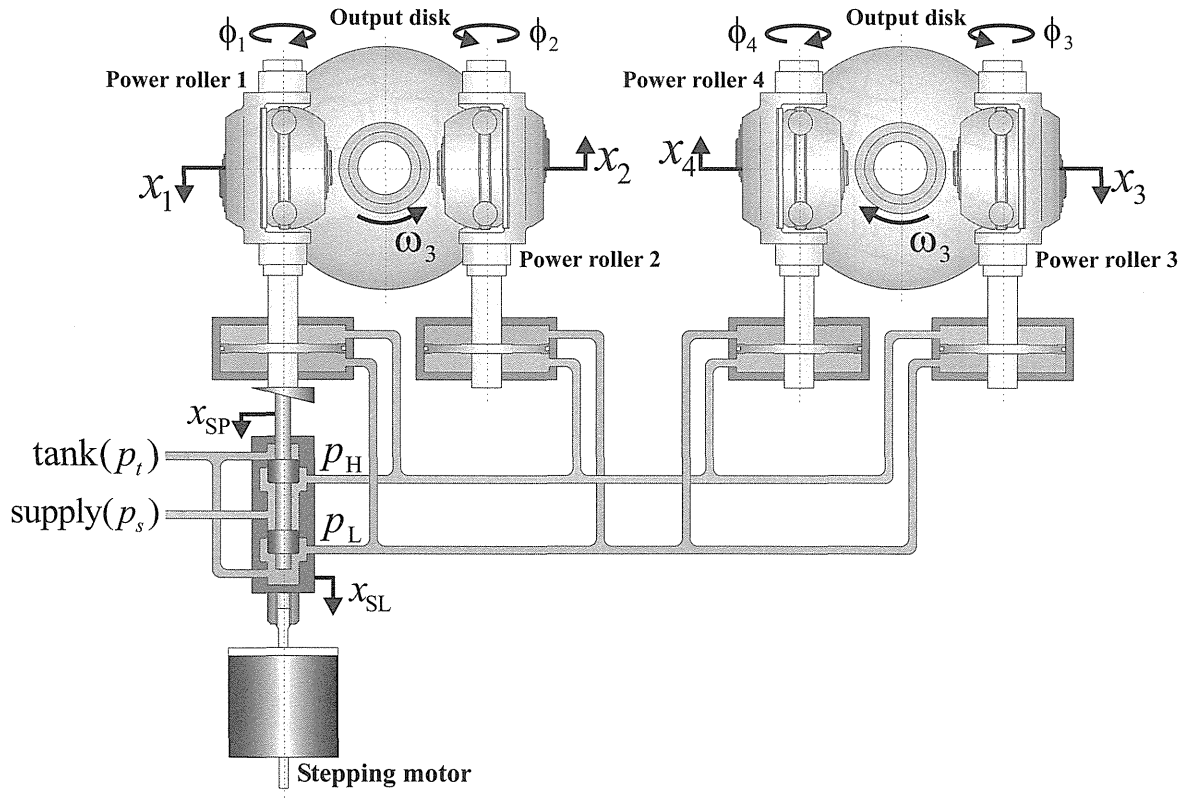


Fig. 3-10 Speed-change control system

第 4 章

遊星齒車機構

第4章 遊星歯車機構

4. 1 遊星歯車の基本運動方程式

遊星歯車はサンギヤ、ピニオンギヤ、リングギヤ、プラネットキャリアの4つの部品により構成され、ギヤの構成によりシングルピニオン式とダブルピニオン式の2種類に分けることができる。本研究で用いた遊星歯車は

Fig. 4-1 に示すような3組のピニオンギヤを用い、このピニオンギヤをサンギヤとリングギヤの間に2種類のピニオンギヤを配置したダブルピニオン式のものを用いた。

遊星歯車ではサンギヤ、リングギヤ、プラネットキャリアの回転を利用して変速比を決めているが、これらの回転関係から遊星歯車の基本運動式は次のようになる。

$$N_s = (1 - i_0)N_c + i_0 N_r \quad (4-1)$$

N_s : サンギヤの回転速度

N_c : プラネットキャリアの回転速度

N_r : リングギヤの回転速度

i_0 : Z_r/Z_s の値 (Z_r : リングギヤの歯数, Z_s : サンギヤの歯数)

4. 2 速度線図法

速度線図法とは遊星歯車のギヤ比を作図によって求める方法であり、複数の遊星歯車を組み合わせた複雑なケースでも比較的容易にギヤ比を簡単に求めることができ、視覚的に関係を捉えることができるものである。式(4-1)より、横軸にサンギヤS、リングギヤR、プラネットキャリア(以下キャリア)C とすると速度線図は次のように書ける。

速度線図を用いると、ギヤ比だけでなく力の関係も視覚的に理解できる。これは速度線図で表される直線に「てこの原理」を適用することにより求めることができる。

いま Fig. 4-3 のようにキャリアを固定し、本研究ではリングギヤが入力、サンギヤが出力となるので、リングギヤに T_{in} だけトルクを入力したとすると、(支点からの腕の長さ)×(力)が同じになるというてこの原理より、サンギヤではリングギヤとは逆向きに T_{in}/i_0 だけ出力される。次にキャリアを固定するには支点での反力を求めれば良いので、 $T_{in} - T_{in}/i_0$ だけのトルクでサンギヤとは逆向きに支えなければならない。本実験装置では、後に示すようにリングギヤ、キャリア、サンギヤそれぞれ同じ方向に回転することがわかっている。従って、Fig. 4-3 よりリングギヤを駆動すれば、サンギヤ、キャリアはトルクの向きがサンギヤとは逆方向であるために被駆動となることがわかる。

4. 3 遊星歯車の軸トルク計算式

遊星歯車の軸トルクの計算式は「遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法」(両角宗晴 著, 日刊工業新聞社 出版)より次式で与えられる.

$$T_c = \frac{i_0 - \eta_0}{i_0} T_r \quad (4-2)$$

$$T_s = \left(\frac{\eta_0}{\eta_0 - i_0} \right) \times \left(\frac{\eta_0 - i_0}{i_0} \right) T_r = \frac{\eta_0}{i_0} T_r \quad (4-3)$$

T_c : キャリアの軸トルク

T_r : リングギヤの軸トルク

T_s : サンギヤの軸トルク

η_0 : ギヤ効率

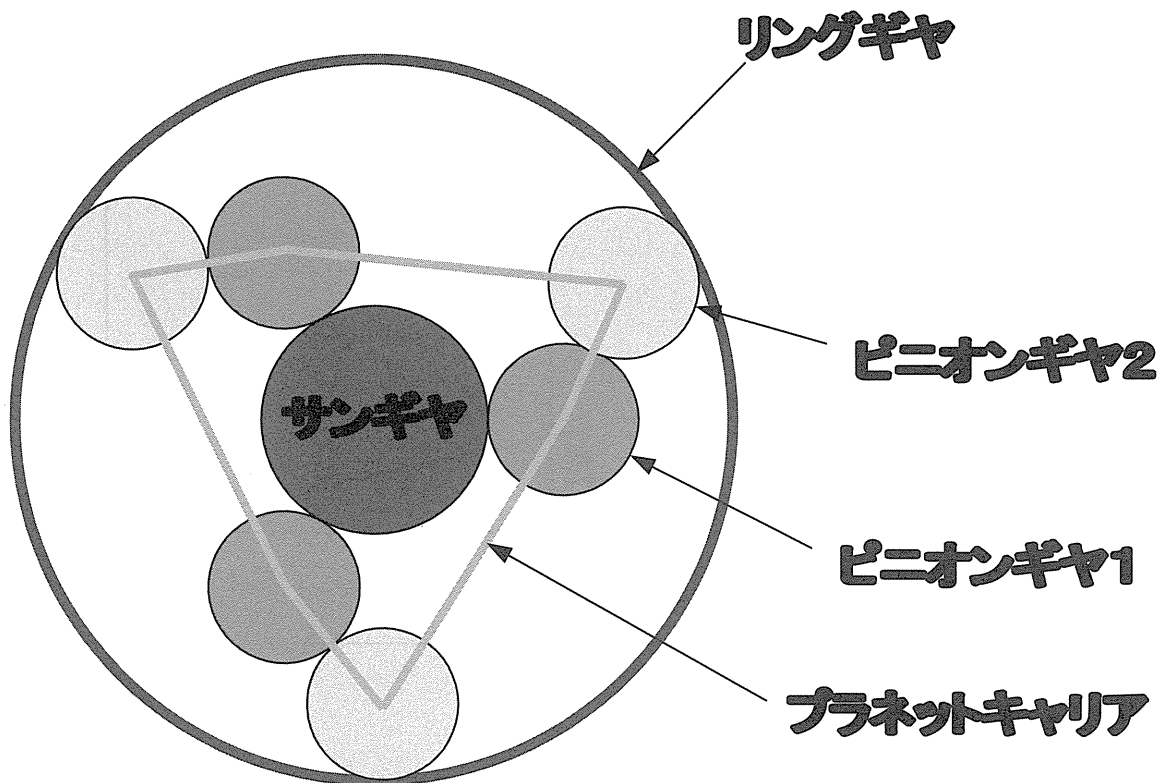


Fig. 4-1 Double-pinion Planetary gear

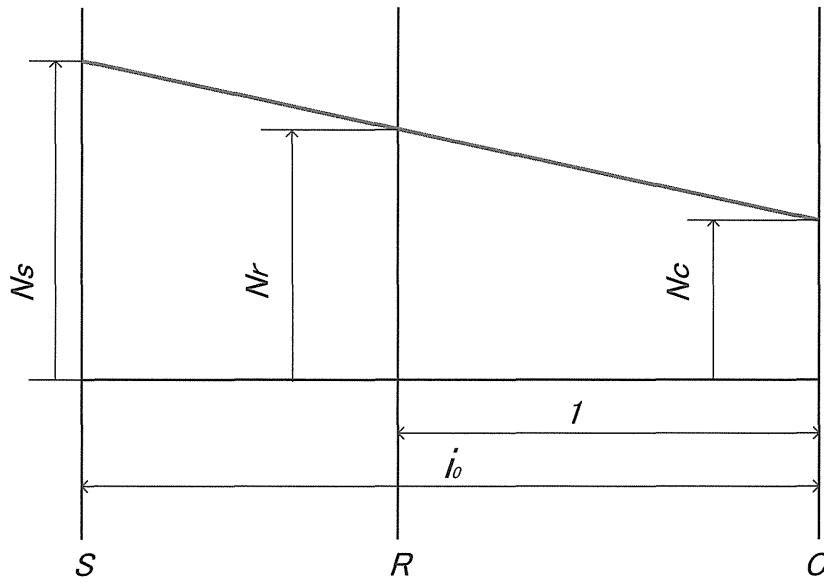


Fig. 4-2 Speed chart

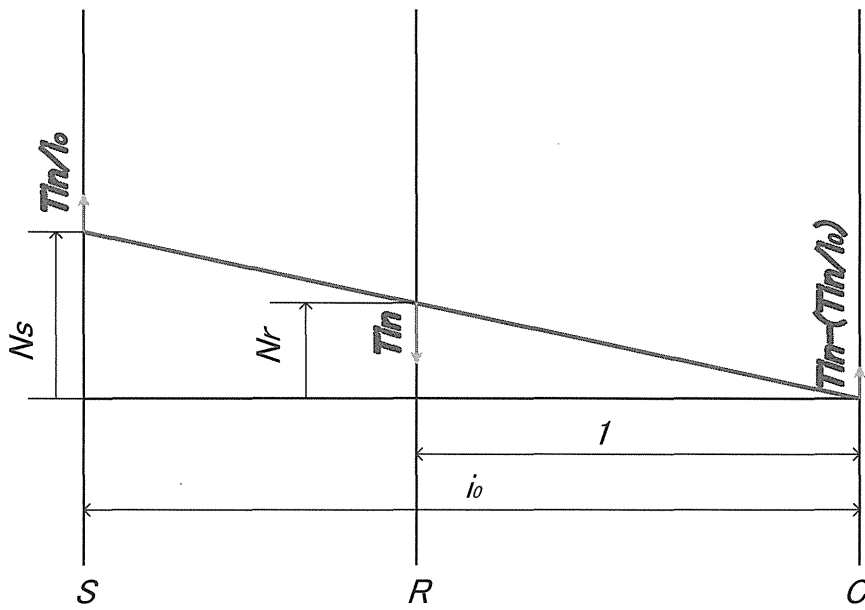


Fig. 4-3 Relation of input torque and output torque

第5章

パワースプリット・トロイダル CVT の理論特性

第5章 パワースプリット・トロイダル CVT の理論効率

5. 1 パワースプリット・トロイダル CVT の概要

パワースプリットシステムの大きな構成要素として、Fig. 5-1 のように CVU(Continuously Variable Unit, バリエータとも言う)、クラッチ、遊星歯車が挙げられる。パワースプリットシステムには低速モード(direct mode)、高速モード(power split mode)と2つのモード(後進モードを含めれば3つ)が存在し、それらはクラッチの締結、非締結により切り換えられる。低速モードでは低速用クラッチを締結し、この時 CVU は増速側にもっていくことにより、出力回転数も増加していく。高速モードでは高速用クラッチを締結し、今度は CVU を減速側にもっていくことにより、出力回転数は増加していく。

動力の流れも Fig. 5-1 に示した。低速モードでは赤色の矢印、高速モードでは青色の矢印のような動力の流れになる。これらの動力の流れは 4. 2 の速度線図法に記述した遊星歯車の駆動、被駆動の関係から導ける。

5. 2 パワースプリット・トロイダル CVT の変速特性

本研究に用いた CVT の設計諸元を Table 5-1 に示す。

5. 2. 1 遊星歯車の各要素の回転数

まず、遊星歯車の各要素の回転数を求める。Fig. 5-1 のように、記号を振ると遊星歯車の各要素の回転数は次のようになる。

N_{in}	: 入力回転数	I_c	: CVU 減速比
N_r	: リングギヤ回転数	I_{g_1}	: gear 1 減速比
N_c	: キャリア回転数	I_{g_2}	: gear 2 減速比
N_s	: サンギヤ回転数	I_{g_3}	: gear 3 減速比
i_0	: Z_r/Z_s の値 (Z_r : リングギヤの歯数, Z_s : サンギヤの歯数)		

$$N_r = N_{in} \quad (5-1)$$

$$N_c = N_{in} \times \left(-\frac{1}{I_c}\right) \times \left(-\frac{1}{I_{g_1}}\right) \times \left(-\frac{1}{I_{g_2}}\right) \times \left(-\frac{1}{I_{g_3}}\right) = \frac{N_{in}}{I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3}} \quad (5-2)$$

$$N_s = (1 - i_0)N_c + i_0N_r = \left(\frac{1 - i_0}{I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3}} + i_0 \right) N_{in} \quad (5-3)$$

(∵式(4-1)より)

次に遊星歯車の各要素の回転方向について考える。いま、エンジンからの入力回転数 N_{in} を正とすると N_r , N_c は正で N_s は $i_0 = Z_r/Z_s = 15/8 = 1.875$, $I_{g_1} = 1.342$, $I_{g_2} I_{g_3} = 1.485$ より

$$\frac{1 - i_0}{I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3}} + i_0 = \frac{1 - 1.875}{1.342 \times 1.485 \times I_c} + 1.875 = A \quad (5-4)$$

と置くと、 $I_c = 0.4447 \sim 1.9368$ であるから

$$I_c = 0.4447 \text{ の時, } A \doteq 0.89$$

$$I_c = 1.9368 \text{ の時, } A \doteq 1.65$$

よって、 N_s も正であるから遊星歯車の各要素は同一方向に回転する。

5. 2. 2 パワースプリット・トロイダル CVT の全変速比

DRT モードでの CVT Box 全体の減速比は次式で与えられる。

$$I_{CVT} = \frac{N_{in}}{N_s} = I_{CVU} \cdot I_{g_1} \cdot I_{g_2} \cdot I_{g_3} \dots\dots\dots (1)$$

一方、PST モードでの CVT Box の減速比は次式で与えられる。

$$I_{CVT} = \frac{N_{in}}{N_s} = \frac{i_0}{1 - \frac{1 - i_0}{I_{CVU} \cdot I_{g_1} \cdot I_{g_2} \cdot I_{g_3}}} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 i_0 は遊星歯車のサンギアに対するリングギアの歯数比 ($i_0 = Z_r/Z_s$)、 I_{CVU} は CVU の減速比、 I_{g_1} は第一減速歯車 (CVU 出力軸—カウンタ軸) の減速比、 $I_{g_2} \cdot I_{g_3}$ は第二減速歯車組 (カウンタ軸—キャリアギア) の減速比である。

Fig. 5-2 は、DRT モードからモード切換して PST モードへと増速するとき、CVU 減速比に対する CVT Box 減速比の変化を示したものである。DRT モードで CVT Box 最大減速状態 $I_{CVT} = 3.86$ から CVU を増速側に変速させ、理想的なモード切換点 ($I_{CVT} = 0.50$) になったところで、K1 から K2 クラッチに切換え、PST モードにする。その後、CVU を減速側に変速させ、CVT Box 最大増速状態 $I_{CVT} = 0.61$ まで増速する。CVU を減速→増速→減速と往復で変速に用いることで、変速比幅 4.333 の CVU 単体を CVT Box 全体として変速比幅 6.33 に拡大している様子が見られる。

5. 3 カウンタ軸トルクの計算

DRT モードから PST モードにモードを切換えると、出力ディスクにおける動力伝達方向は反転する。Fig. 5-3 は、CVT Box への入力トルクを $T_I=350\text{Nm}$ としたとき、CVU 減速比をパラメータとして、CVU 出力ディスクのトルク T_3 を試算した例である。図から、モード切換点で $T_3=+150\text{Nm}$ から $T_3=-150\text{Nm}$ に反転することが見える。一方で、CVU への入力トルクは DRT モードでは $T_I=350\text{Nm}$ で一定であるが、モード切換後は出力ディスクのトルクが CVU 入力トルクとなるので、 $T_3=-100\text{Nm}$ 程度まで減少しており、伝達トルク効率の向上が期待できる。

5. 4 パワースプリット・トロイダル CVT の効率計算

5. 4. 1 低速モードにおける効率計算

まず始めに直結モードにおける効率を計算する。Fig. 5-1 のように

T_{in}	: 入力トルク	T_{out}	: 出力トルク
P_{in}	: 入力動力	P_{out}	: 出力動力
η_c	: CVU 伝達効率	η_{g_1}	: gear 1 伝達効率
η_{g_2}	: gear 2 伝達効率	η_{g_3}	: gear 3 伝達効率
T_c	: キャリアの軸トルク		

とそれぞれ置くと、

$$\begin{aligned} T_c &= T_{in} \times (-\eta_c I_c) \times (-\eta_{g_1} I_{g_1}) \times (-\eta_{g_2} I_{g_2}) \times (-\eta_{g_3} I_{g_3}) \\ &= \eta_c \eta_{g_1} \eta_{g_2} \eta_{g_3} I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3} T_{in} = T_{out} \end{aligned} \quad (5-5)$$

よって、

$$P_{in} = N_{in} \cdot T_{in} \quad (5-6)$$

$$\begin{aligned} P_{out} &= N_c \cdot T_{out} = \frac{N_{in}}{I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3}} \times \eta_c \eta_{g_1} \eta_{g_2} \eta_{g_3} I_c I_{g_1} I_{g_2} I_{g_3} T_{in} \\ &= \eta_c \eta_{g_1} \eta_{g_2} \eta_{g_3} N_{in} T_{in} \end{aligned} \quad (5-7)$$

であるから、低速モードにおけるシステム全体の効率を η_1 とすれば

$$\eta_1 = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \eta_c \eta_{g_1} \eta_{g_2} \eta_{g_3} \quad (5-8)$$

と表せる。

5. 4. 2 高速モードにおける効率計算

次に高速モードにおける効率を計算する。同様に Fig. 5-1 のように

$$\begin{aligned} Tr & : \text{リングギヤの軸トルク} & Ts & : \text{サンギヤの軸トルク} \\ T_1 & : \text{CVU 入力側トルク} \end{aligned}$$

とそれぞれ置くと, Fig. 5-1 より

$$Tr = Tin + T_1 \quad (5-9)$$

式(4-2)より

$$Tc = \frac{i_0 - \eta_0}{i_0} Tr \quad (5-10)$$

式(4-3)より

$$Ts = \frac{\eta_0}{i_0} Tr \quad (5-11)$$

また T_1 は Fig. 5-1 より

$$T_1 = Tc \times \left(-\frac{\eta g_3}{Ig_3} \right) \times \left(-\frac{\eta g_2}{Ig_2} \right) \times \left(-\frac{\eta g_1}{Ig_1} \right) \times \left(-\frac{\eta_c}{Ic} \right) = \frac{\eta_c \eta g_1 \eta g_2 \eta g_3 (i_0 - \eta_0)}{i_0 I c I g_1 I g_2 I g_3} Tr \quad (5-12)$$

と表される。よって, 式(5-8), 式(5-11)より

$$Tr = Tin + \frac{\eta_c \eta g_1 \eta g_2 \eta g_3 (i_0 - \eta_0)}{i_0 I c I g_1 I g_2 I g_3} Tr \quad (5-13)$$

$$\therefore Tr = \frac{Tin}{1 - \frac{\eta_c \eta g_1 \eta g_2 \eta g_3 (i_0 - \eta_0)}{i_0 I c I g_1 I g_2 I g_3}} \quad (5-14)$$

式(5-10), 式(5-13)より

$$T_{out} = Ts = \frac{\eta_0}{i_0} Tr = \frac{\eta_0}{i_0 - \frac{\eta_c \eta g_1 \eta g_2 \eta g_3 (i_0 - \eta_0)}{I c I g_1 I g_2 I g_3}} Tin \quad (5-15)$$

よって,

$$P_{in} = N_{in} \cdot Tin \quad (5-16)$$

$$P_{out} = N_s \cdot T_{out} = \left(\frac{1 - i_0}{I c I g_1 I g_2 I g_3} + i_0 \right) \cdot \frac{\eta_0}{\left(i_0 - \frac{\eta_c \eta g_1 \eta g_2 \eta g_3 (i_0 - \eta_0)}{I c I g_1 I g_2 I g_3} \right)} N_e \cdot Tin$$

(5-17)

ゆえに、システム全体の効率を η_2 とすると

$$\eta_2 = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\eta_0 \left(\frac{1-i_0}{IcI_{g1}I_{g2}I_{g3}} + i_0 \right)}{i_0 - \frac{\eta_c \eta_{g1} \eta_{g2} \eta_{g3} (i_0 - \eta_0)}{IcI_{g1}I_{g2}I_{g3}}} = \frac{\eta_0 (1-i_0 + i_0 IcI_{g1}I_{g2}I_{g3})}{i_0 IcI_{g1}I_{g2}I_{g3} - \eta_c \eta_{g1} \eta_{g2} \eta_{g3} (i_0 - \eta_0)}$$

(5-18)

横軸にバリエータ減速比 $Ic=0.4447\sim 1.9368$, 縦軸にシステム全体の効率 η_1, η_2 をとってグラフにしたものを Fig. 5-4 とする. なお, $\eta_0=0.97$, $\eta_c=0.95$, $\eta_{g1}=\eta_{g2}=\eta_{g3}=0.98$ とした.

Table 5-1 Specifications of variator

Distance between tilting centers D_t	$\phi 132$
Diameter of the input disk	$\phi 155$
Major radius of the disk r_0	R40
Major radius of the power roller	R30
Cone angle of the power roller $2\theta_0$	125°
Variator reduction ratio range I_{CVU}	$1.9368\sim 0.4447$
Variator reduction ratio width	4.333
Reduction ratio of gears $(Z2/Z1) I_{g1}$	1.342
Reduction ratio of gears $(Z5/Z3) I_{g2}I_{g3}$	1.485
Ratio of planetary gear set $(Z6/Z4=Zs/Zr)$	0.533
PST-box reduction ratio range I_{CVT}	$3.86\sim 0.61$
PST-box reduction ratio width	6.33
Traction coefficient at design point	0.055
Rated input torque of the PST-box	350Nm
Maximum input rotational speed	6000rpm

→ Torque flow in the Direct mode
 → Torque flow in the PST mode

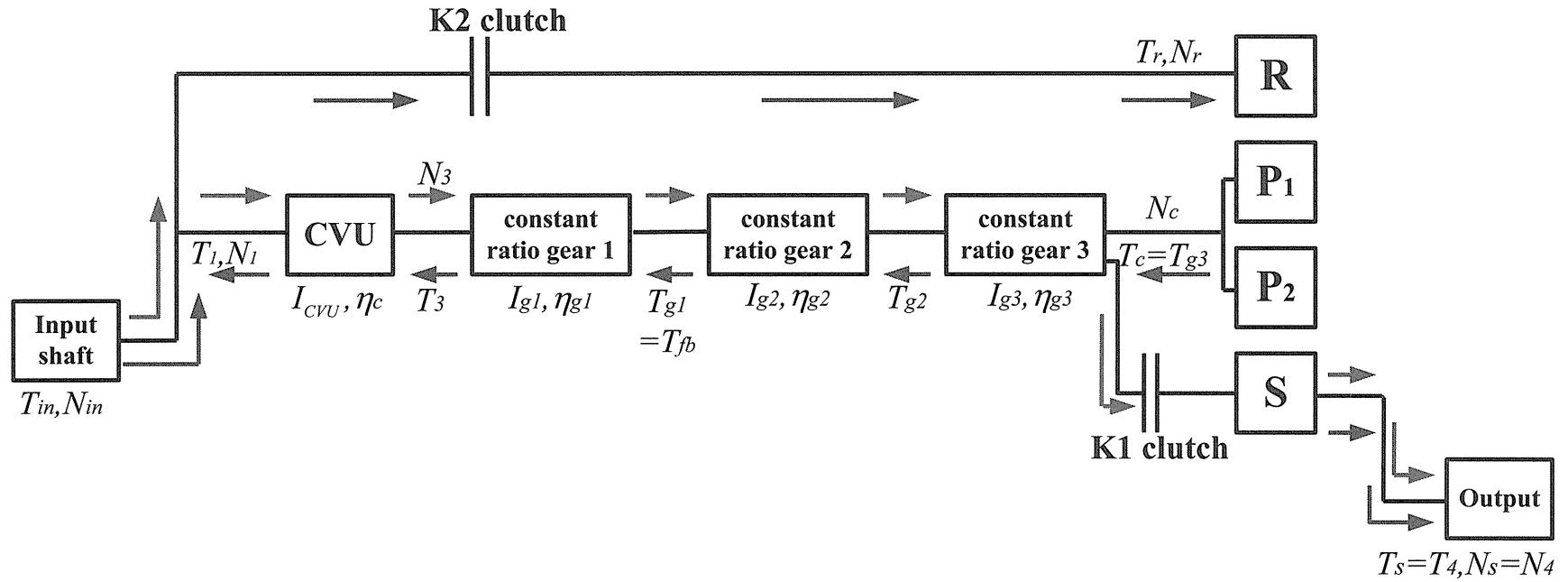


Fig. 5-1 Torque flows at direct and power split modes

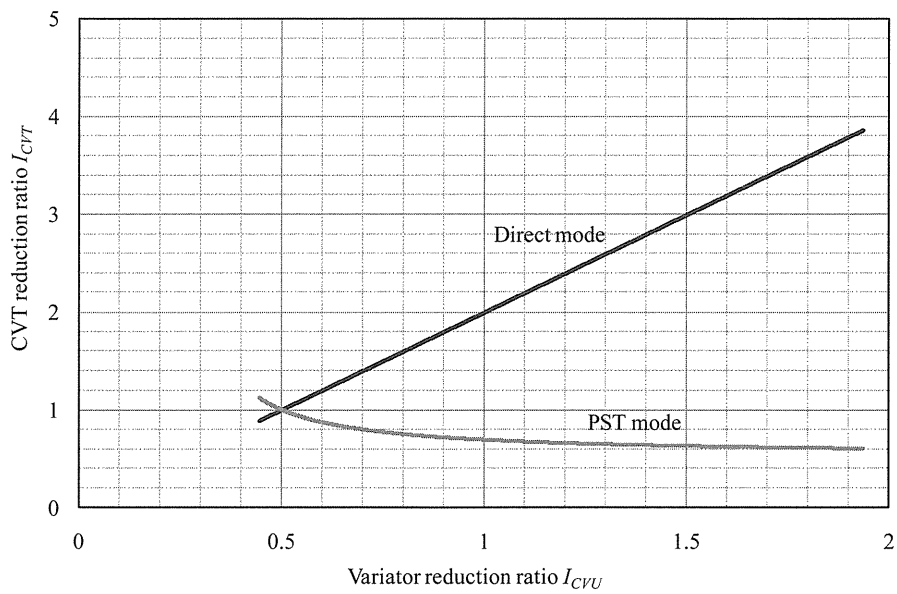


Fig. 5-2 Relationship between the reduction ratios of the PST box and the variator

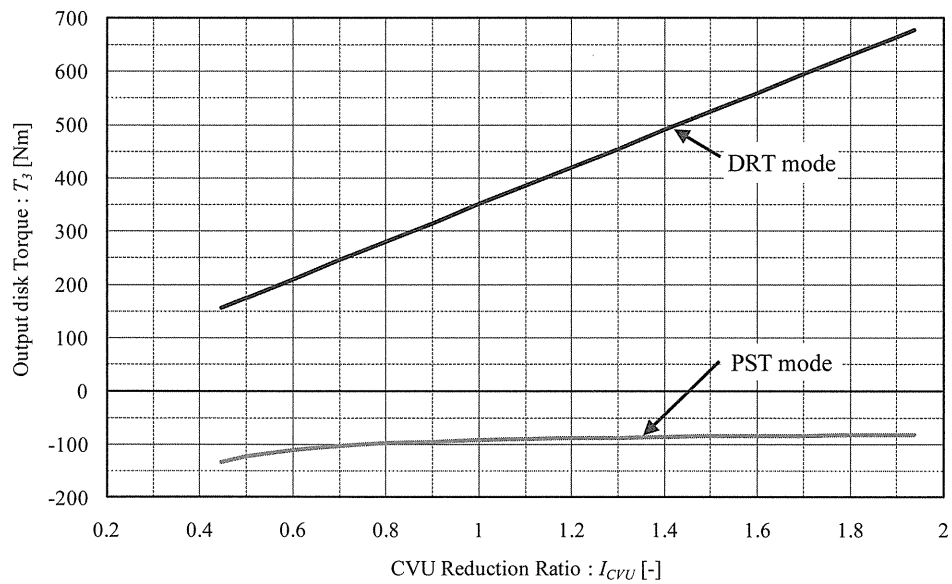


Fig. 5-3 Calculated example of the output-disk torque T_3 of the CVU at the input torque of $T_I=350\text{Nm}$

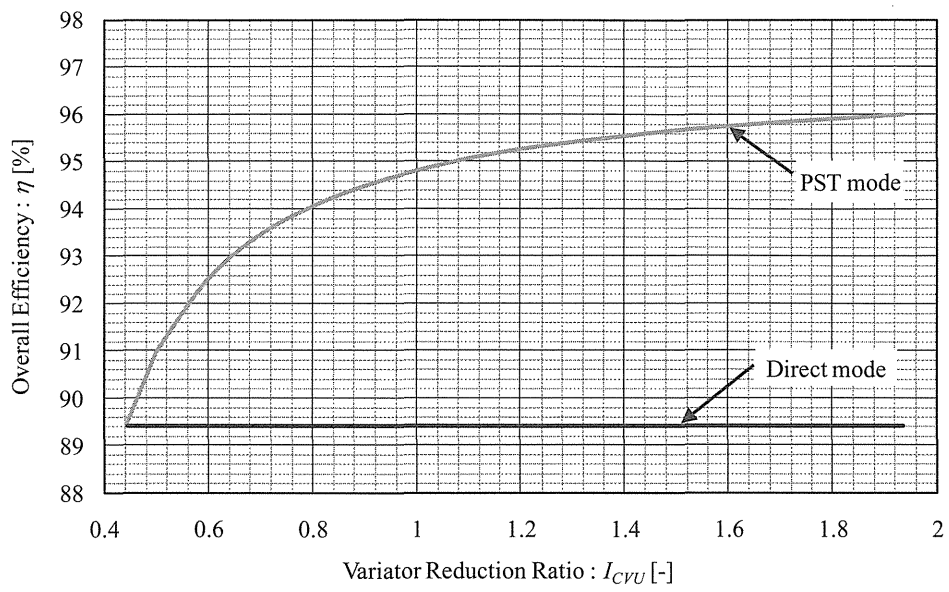


Fig. 5-4 Calculated efficiencies of power-split toroidal CVT

第6章

実験装置

第6章 実験装置

6. 1 実験装置

パワースプリット・トロイダル CVT の断面図を

Fig. 6-1 に示し，実験装置本体の模式図と外観図を Fig. 6-2 と Fig. 6-3 に示す．

6. 2 油圧回路

実験装置の駆動には Fig. 6-4 のような油圧ピストンモータを用いた．また，負荷をかける為に Fig. 6-5 のような油圧ピストンポンプを用いた．

実験装置の油圧回路図を Fig. 6-6 に示す．潤滑用のポンプには Fig. 6-7 に示すような定格出力 0.7kW のトロコイドポンプを用い，ライン圧用ポンプには Fig. 6-8 に示すような定格出力 3.7kW のアキシシャルピストンポンプを用いた．また，

Fig. 6-1 の右側（出力側）は油が溜まると歯車に浸り攪拌損失を生じたり，「Port for sensor Rc1/4」の穴から油が漏れたりしてしまう為，常に吸い出す必要がある．その吸出し用ポンプとして Fig. 6-9 に示すような定格出力 0.45kW のトロコイドポンプを用いた．

次に Fig. 6-6 の油圧回路図について説明する．

油を溜めておくタンクは P/S BOX 本体の底についているものを使用した．潤滑では，そこからトロコイドポンプにより油を吸いだし，Fig. 6-10 に示すような低圧用フィルタを通して，Fig. 6-11 に示すようなマニユホールドに入れる．マニユホールドにはオリフィスが組み込まれていて，8つに分流するようになっている．分流した後は，それぞれ潤滑が必要な箇所に流れ込んでいくようになっている．ライン圧では，アキシシャルピストンポンプによりタンクから油を吸いだし，Fig. 6-12 に示すようなリリーフ弁により一定圧力（およそ 2 MPa）を供給できるようにした．リリーフ弁から出たドレインは Fig. 6-13 に示すクーラーで冷やして潤滑用のトロコイドポンプの吸出し側まで戻した．一定圧力に保たれた油は 3つの Fig. 6-14 の減圧弁と Fig. 6-15 の変速用パルスモータに入るようにした．減圧弁はソレノイドにより，供給圧力を変えることができ，ソレノイドは Fig. 6-16 に示したようなコントローラつまみにより操作できる．変速用パルスモータはハンドルにより操作可能であるが，今回は Fig. 6-17 に示したようなコントローラを用いて変速を行った．吸い出しは，トロコイドポンプにより油を吸い出し，そのままタンクに戻すようにした．

6. 3 実験測定機器

本研究の目的から、入力動力、出力動力を測定する事は必須である。それぞれの動力を測定するには、入力回転数、入力トルク、出力回転数、出力トルクを測定する必要がある。回転数測定には Fig. 6-18 のような電磁式回転検出器を用いた。これは回転軸に取り付けられた検出歯車の歯先に近接させ、回転数に比例した周波数の信号を発生させるものである。この発生させた信号を Fig. 6-19 のようなユニバーサル回転・速度指示計に入力して回転数を表示させた。また、この回転数をユニバーサル回転・速度指示計にてアナログ出力させ、このアナログ値を測定し回転数をデータとして PC に取り込んだ。

トルク測定には Fig. 6-20 に示すようなトルク計を実験装置の前後に据え付けることにより、入力・出力トルクを測定した。トルク計から出力された電圧は Fig. 6-21 のストレインアンプにより増幅してアナログ出力させ、そのアナログ値を計測することによりトルクを測定した。

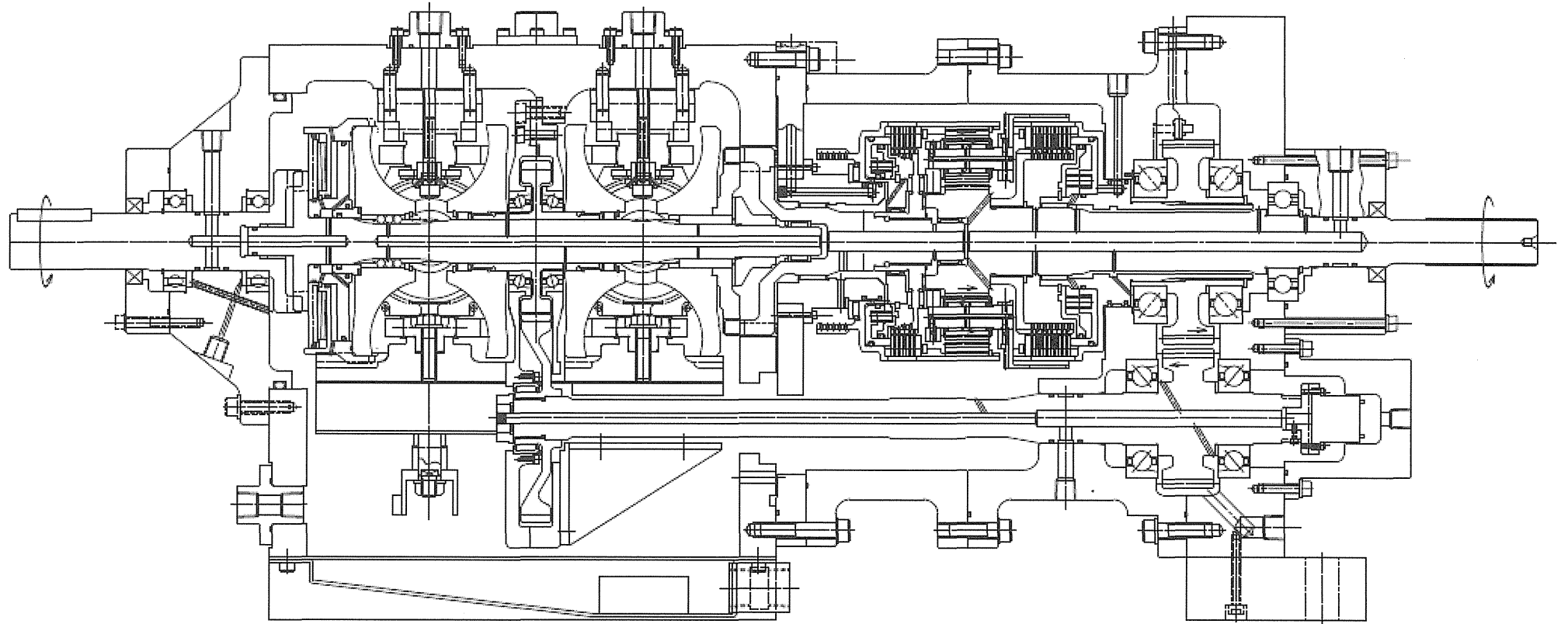


Fig. 6-1 Cross-sectional view of Power-sprit CVT

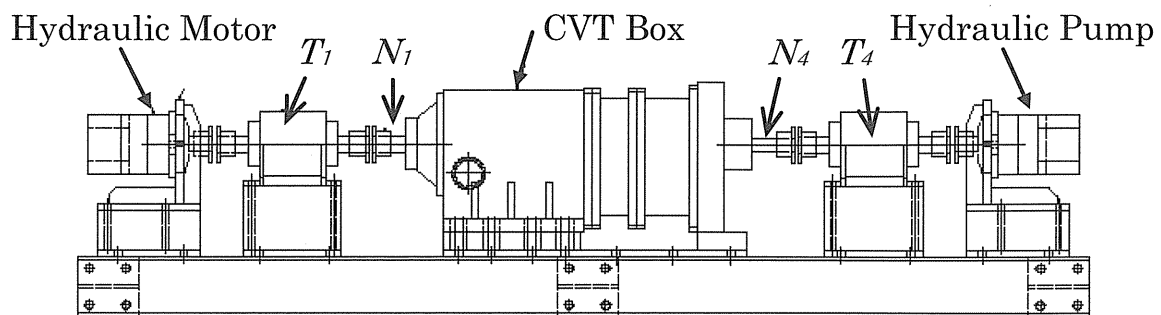


Fig. 6-2 Hydrostatic testing system driven by bent-axis piston motor/pumps

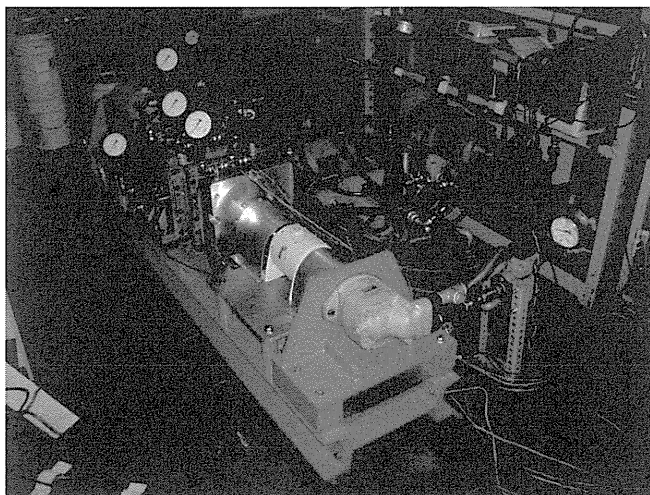


Fig. 6-3 Test rig

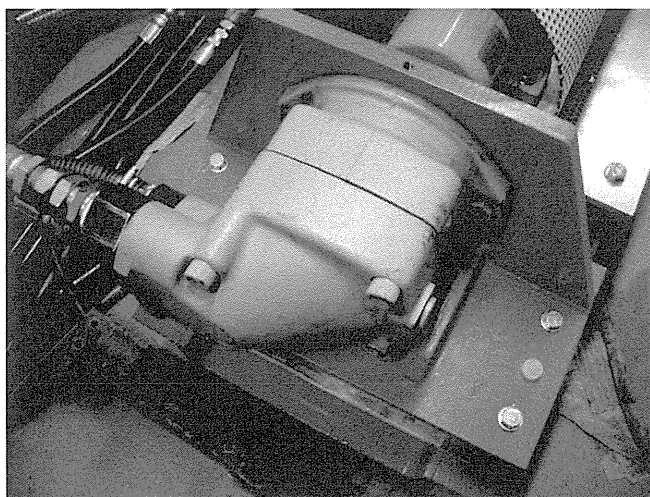


Fig. 6-4 Hydraulic piston motor

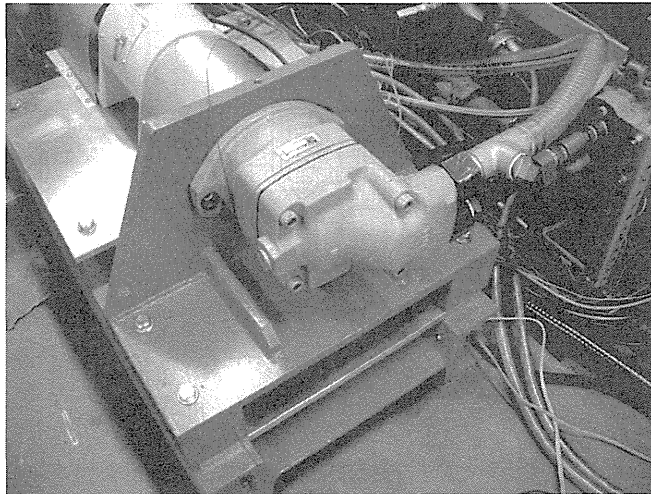


Fig. 6-5 Hydraulic piston pump

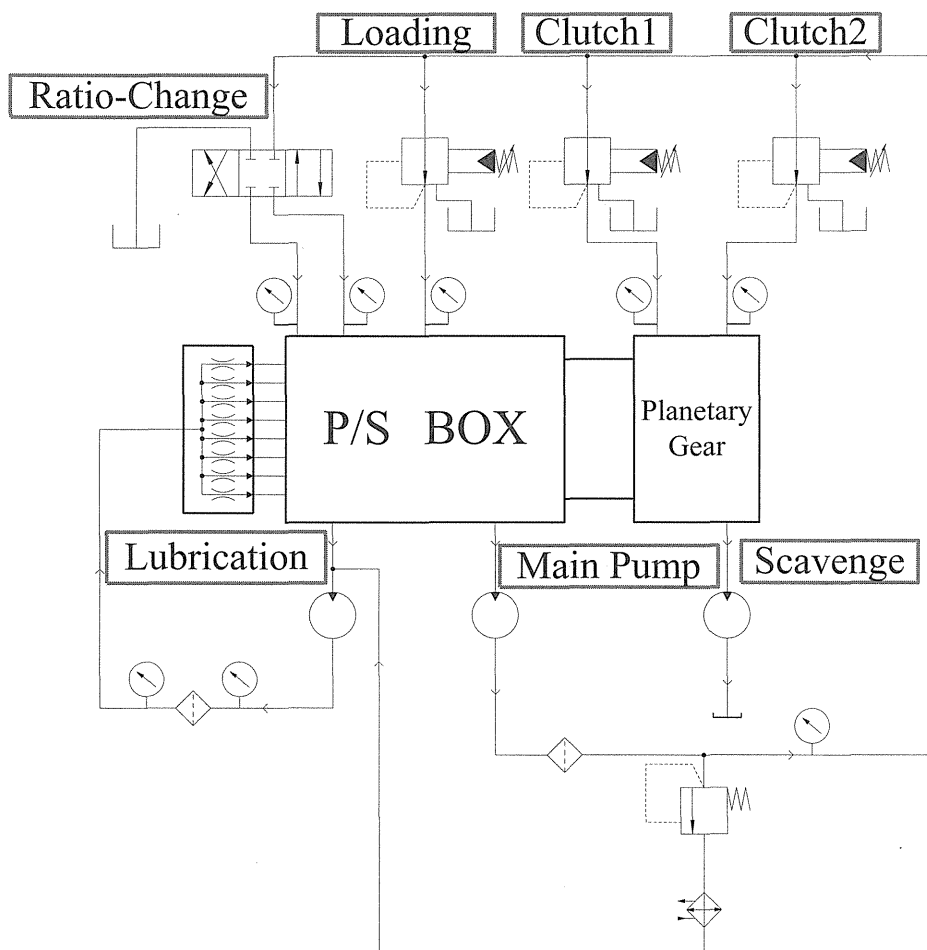


Fig. 6-6 Hydraulic circuit

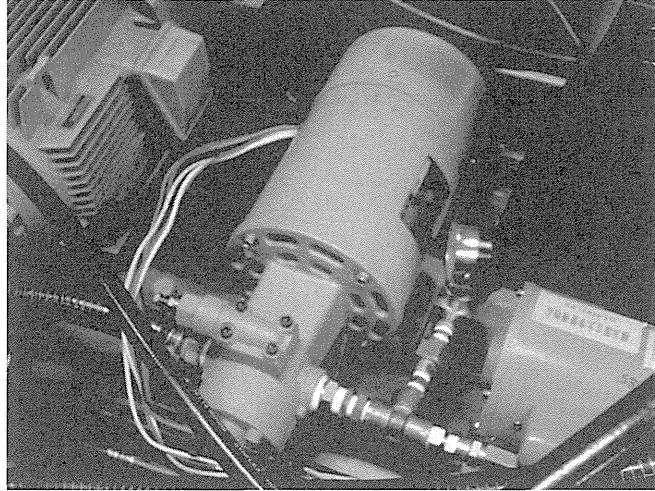


Fig. 6-7 Trochoid pump with rate power of 0.7kW for lubrication

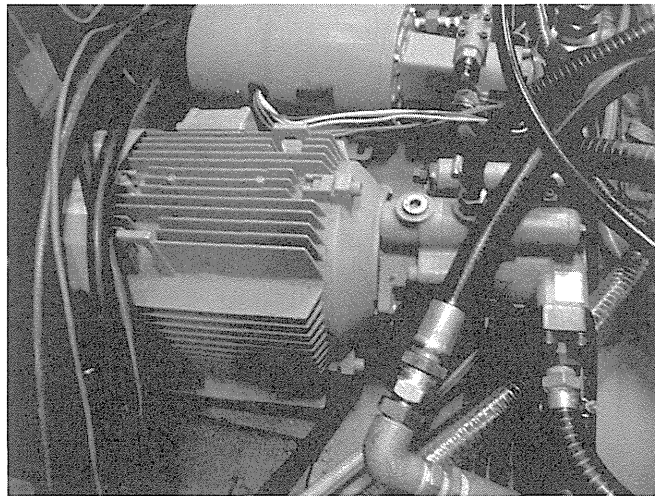


Fig. 6-8 Axial piston pump with rate power of 3.7kW for supply

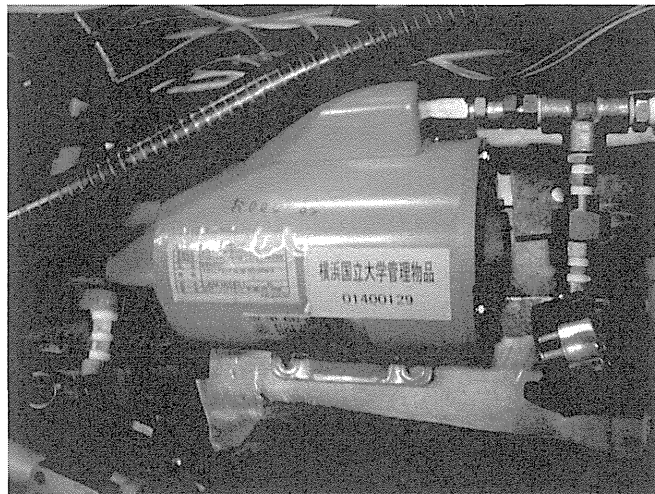


Fig. 6-9 Trochoid pump with rate power of 0.4kW for scavenge

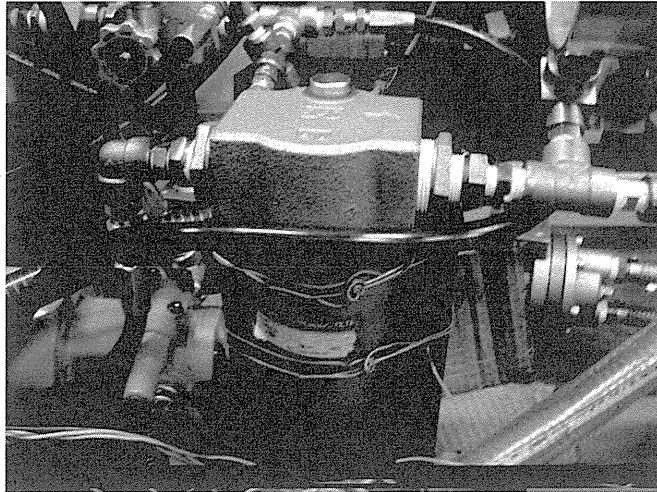


Fig. 6-10 Oil filter

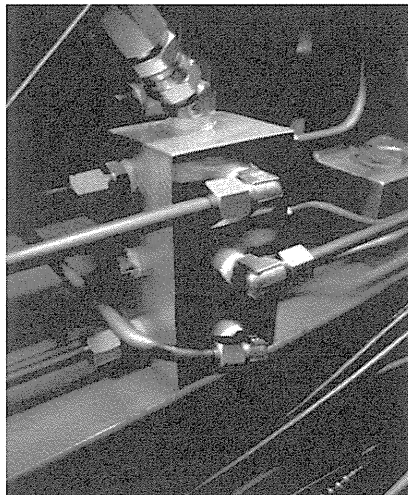


Fig. 6-11 Manifold

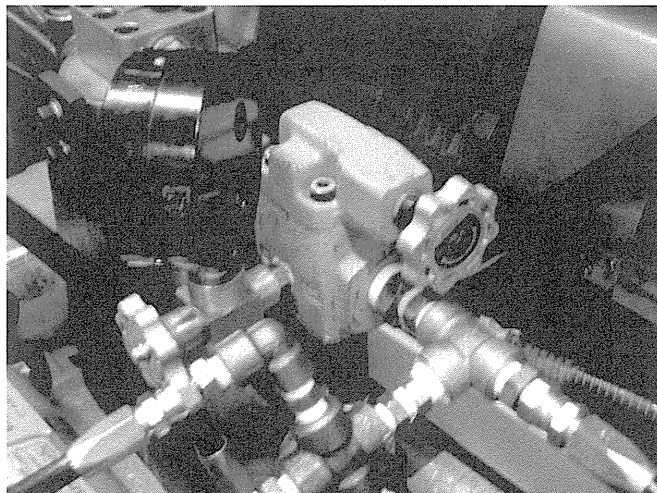


Fig. 6-12 Relief valve

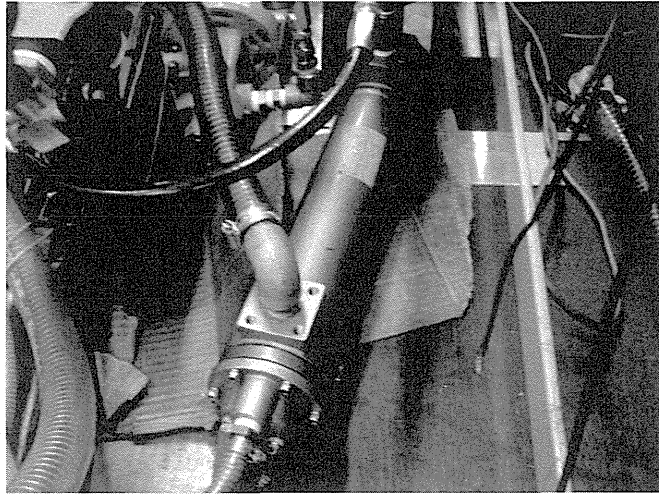


Fig. 6-13 Oil cooler

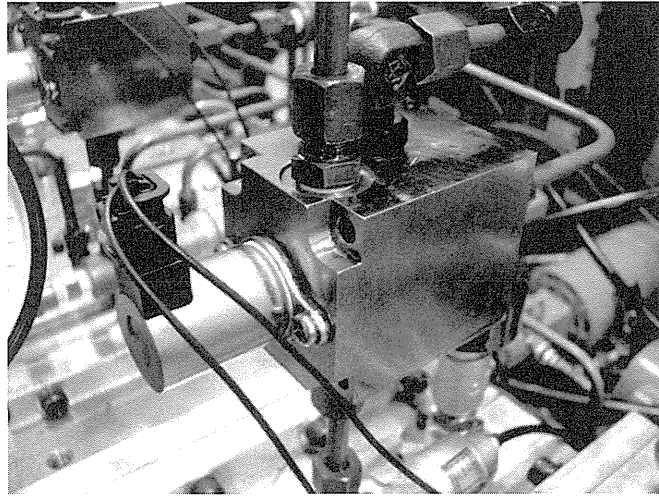


Fig. 6-14 Reducing valve

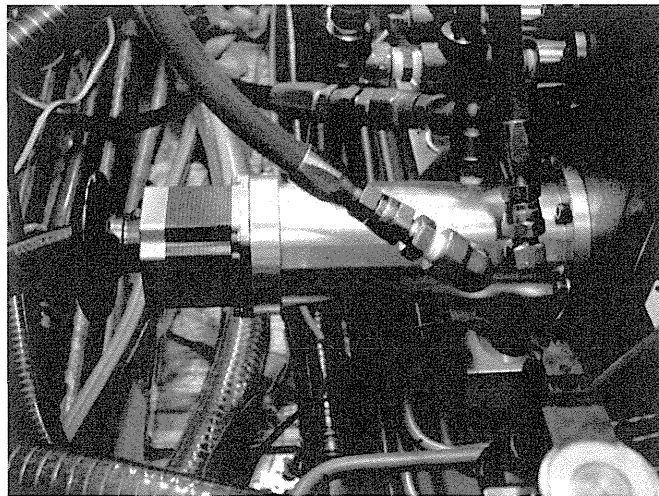


Fig. 6-15 Pulse motor

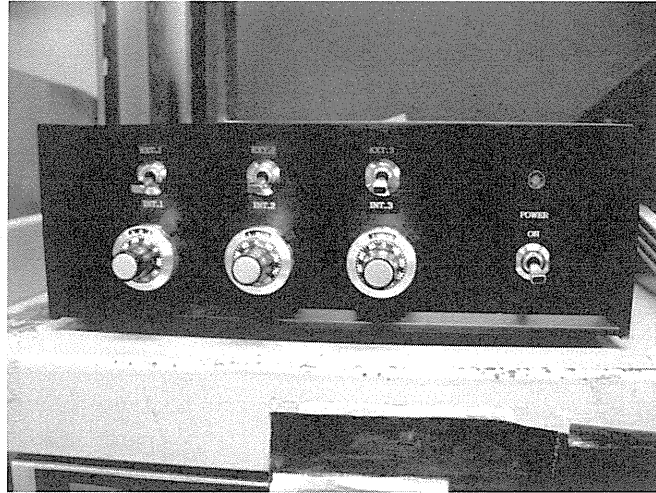


Fig. 6-16 Controller of reduction valves



Fig. 6-17 Controller of pulse motor

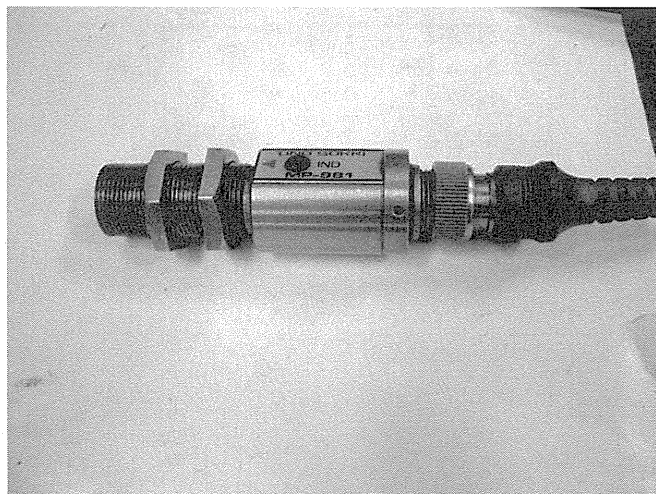


Fig. 6-18 Speed pickup



Fig. 6-19 Monitor of rotational speed

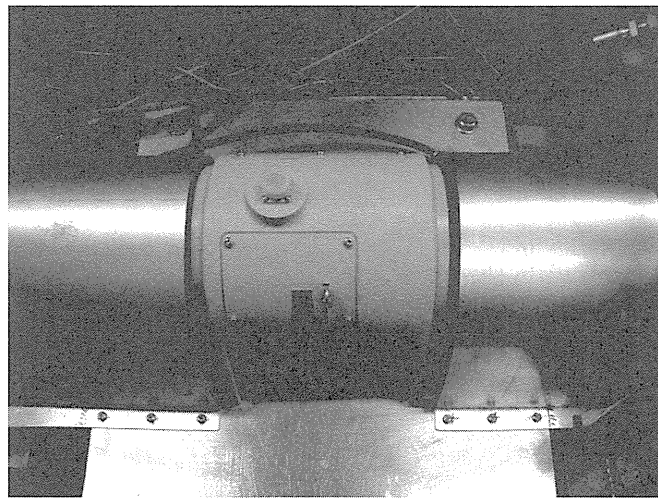


Fig. 6-20 Torque meter

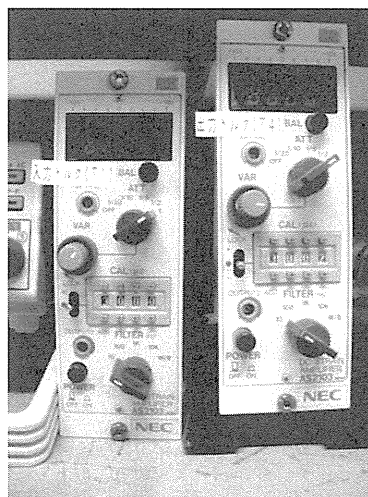


Fig. 6-21 Strain amplifier

第7章

基本性能試験

第7章 基本性能試験

7. 1 変速試験

無負荷, 入力回転数 $T_{in}=1200\text{rpm}$ 時の試験を行った. 直結モードの変速データを Fig. 7-1 に, パワースプリットモードの変速データを Fig. 7-2 に示す. 入力回転数一定で, バリエータ減速比を変化させた時, バリエータの減速に伴い, 直結モードでは出力回転数は減速し, パワースプリットモードでは増速している様子が見られる. 以上のデータからバリエータ減速比とシステム全体の減速比の関係を示したグラフを Fig. 7-3 に示す.

7. 2 カウンタ軸トルクの測定

PST モードにおける循環トルクについて, 理論と比較するため, カウンタ軸に歪ゲージを貼り, スリップリングを介してカウンタ軸トルクを実測した. Fig. 7-4 は, PST モードで, 入力トルク $T_I=200\text{Nm}$ になるように負荷を調節しながら, CVU を変速し, カウンタ軸トルク T_b と CVT Box の出力トルク T_4 を実測したものである. 実線は理論値, 点は実測値を表す. CVU を減速していくと (CVT Box が増速していくと), 2つのトルクの絶対値は減少していることが分かる. なお, Fig. 7-4 で, トルクの理論値 (T_{4cal} , T_{bcal}) に用いた各効率の値は, 実験トルク T_4 , T_b に近い値にするために, $\eta_o=0.90$, $\eta_{CVU}=0.90$, $\eta_{gi}=\eta_{g2}=\eta_{g3}=0.92$ とした.

7. 3 効率試験

ローディング圧力を制御しながら, 直結モードとパワースプリットモードにおいて, それぞれバリエータ減速比を $I_{CVU}=0.5, 1.0, 1.93$ として効率測定をした結果を Fig. 7-5 から Fig. 7-10 に示す.

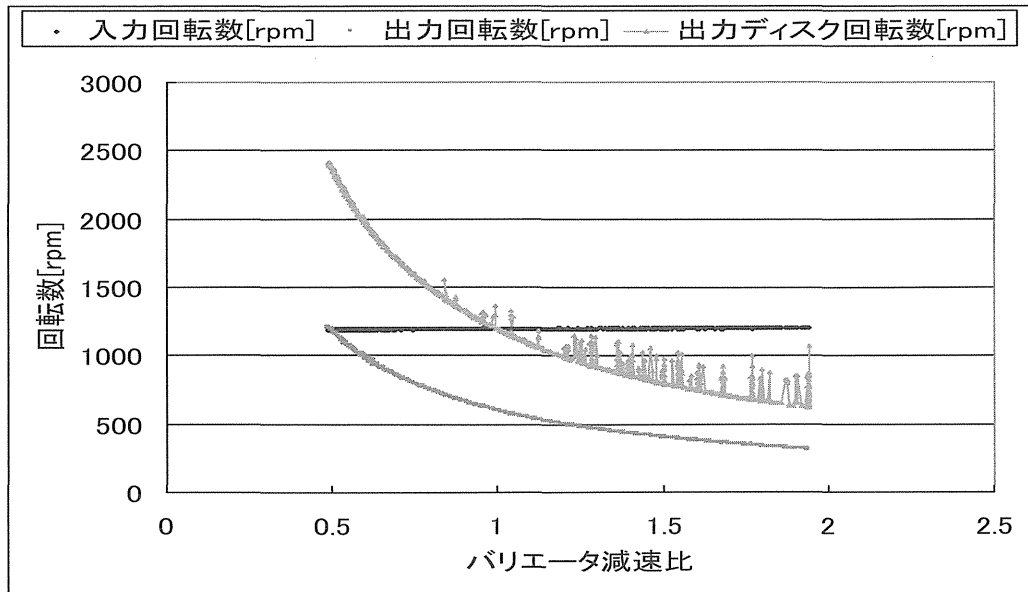


Fig. 7-1 Measured rotational speed in direct mode

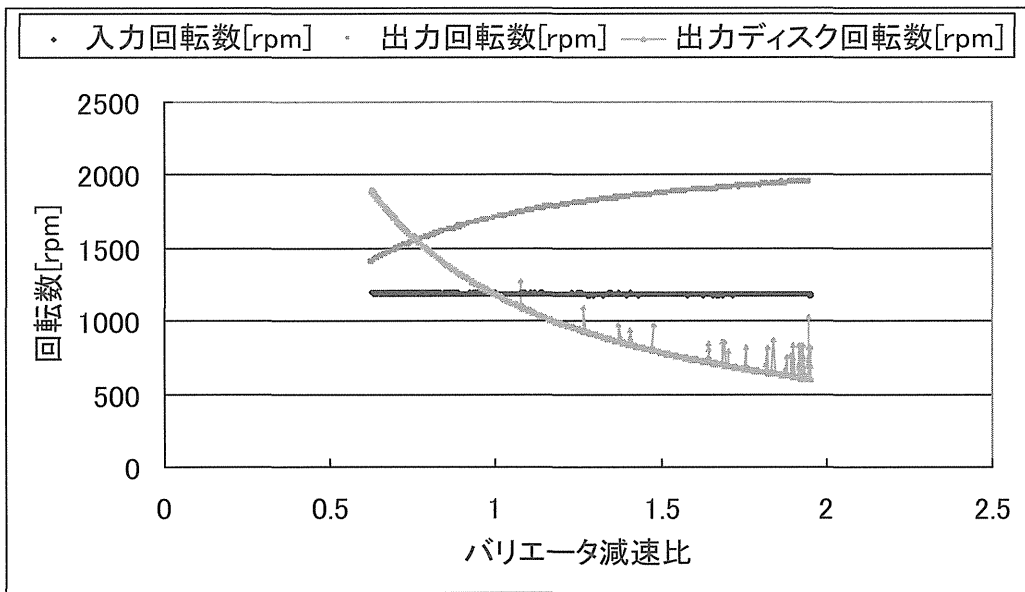


Fig. 7-2 Measured rotational speed in power-split mode

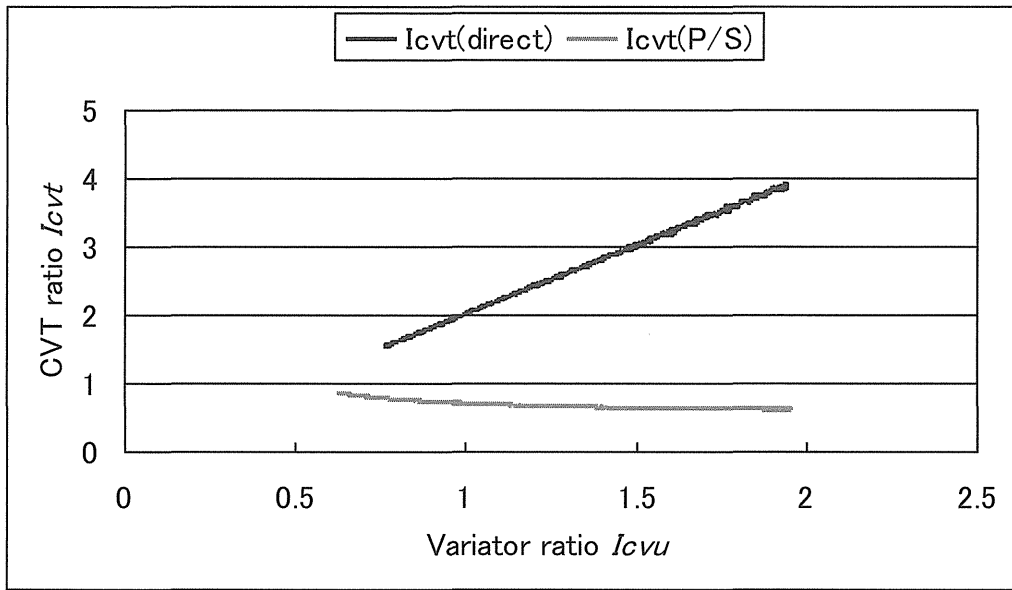


Fig. 7-3 Measured relation of variator reduction ratio and whole system

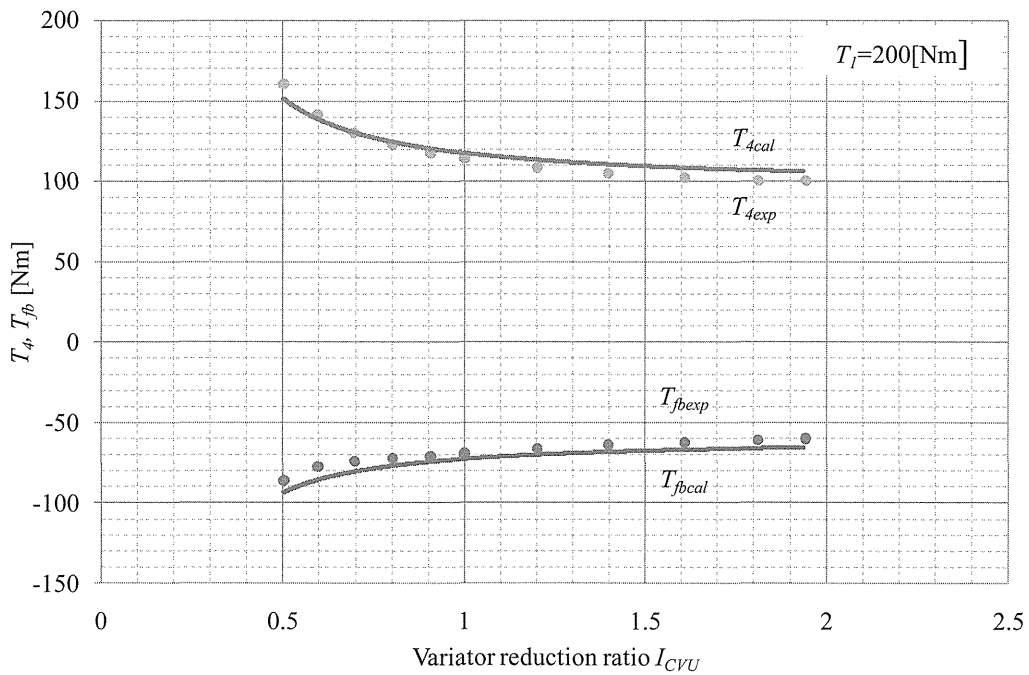


Fig. 7-4 Comparison of calculated (lines) and measured (dots) torques on the output shaft (T_4) and re-circulating shaft (T_{fb}) at PST mode, where $T_1=200\text{Nm}$ and $N_j=1,200\text{rpm}$

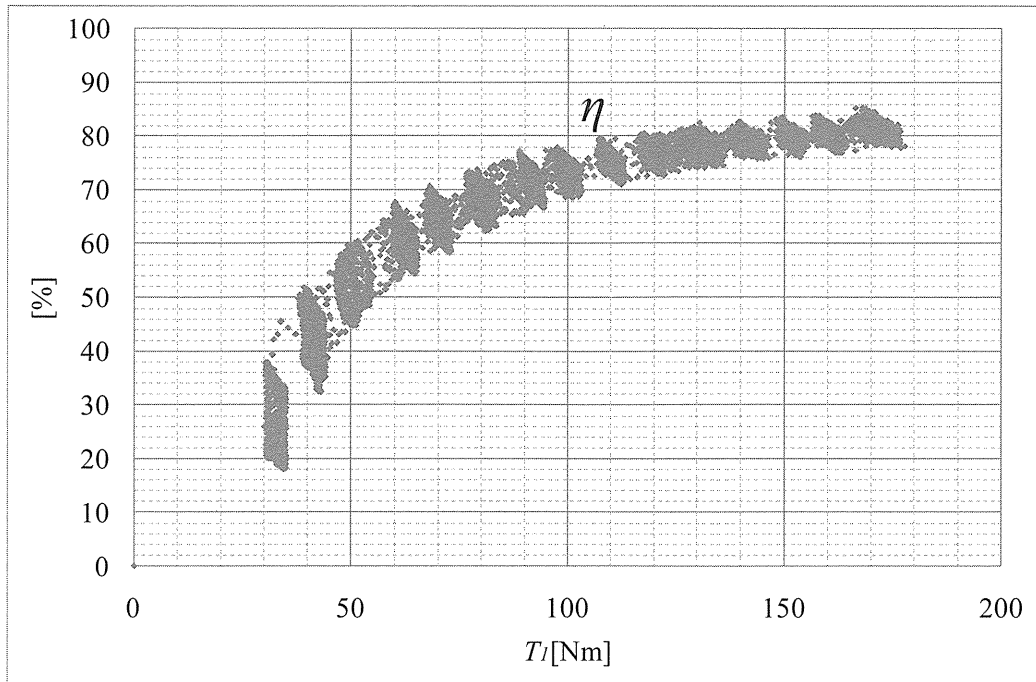


Fig. 7-5 Direct Mode ($I_{cvu} = 0.5$)

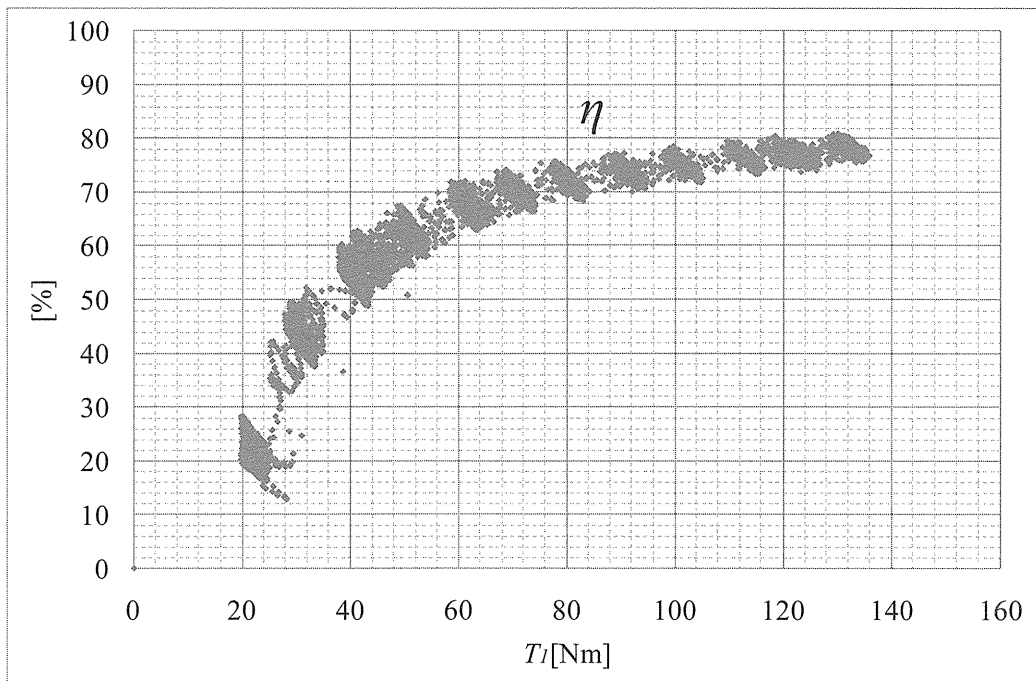


Fig. 7-6 Direct Mode ($I_{cvu} = 1.0$)

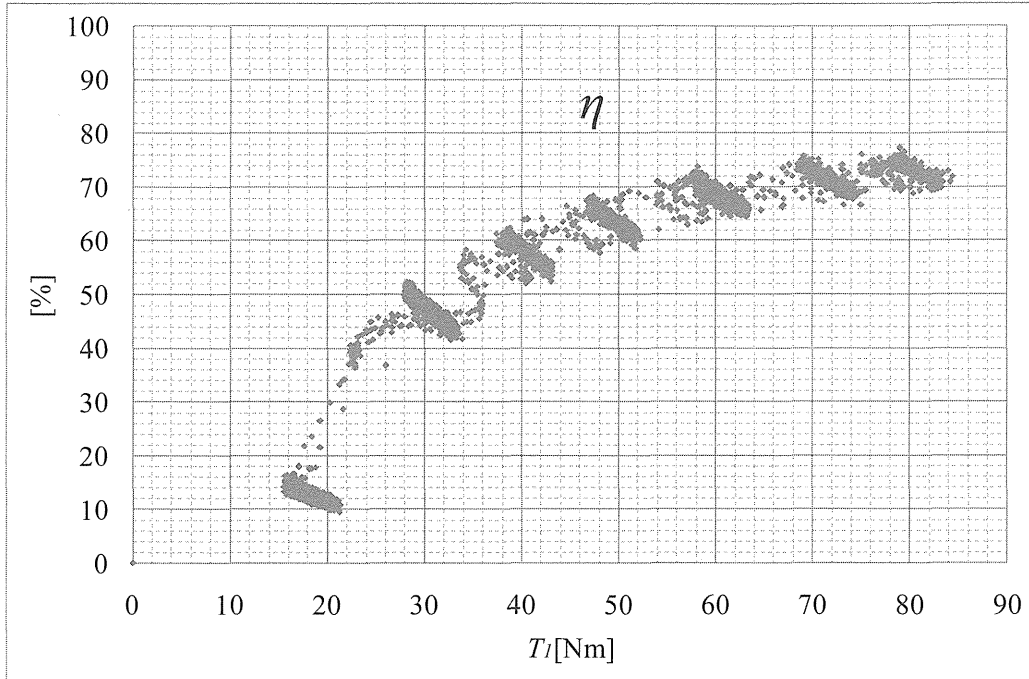


Fig. 7-7 Direct Mode ($I_{cvu} = 1.93$)

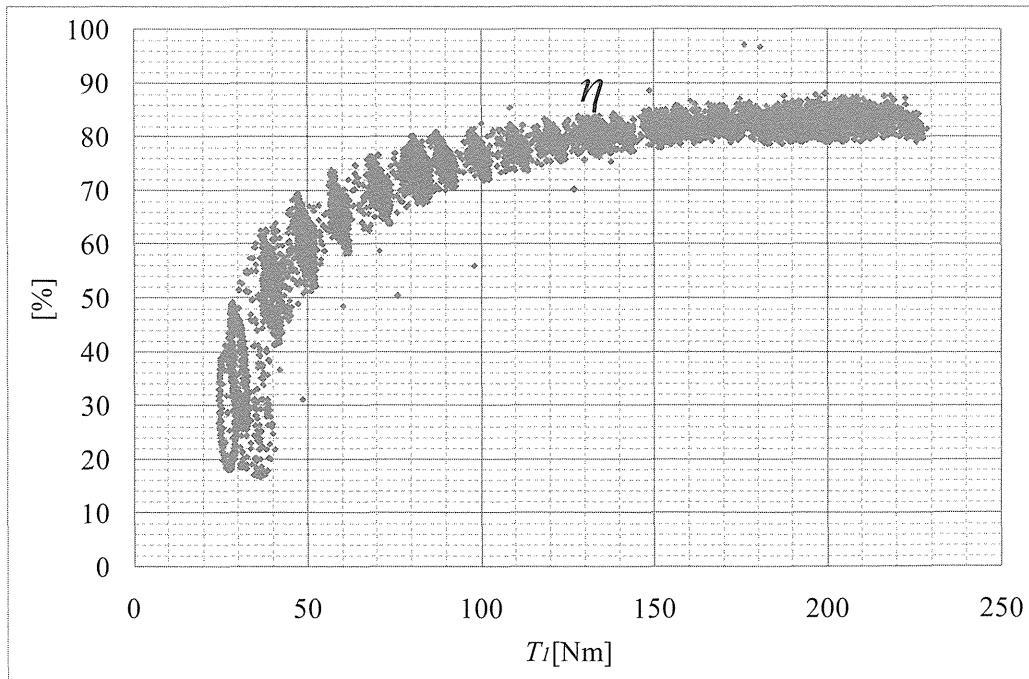


Fig. 7-8 Power Split Mode ($I_{cvu} = 0.5$)

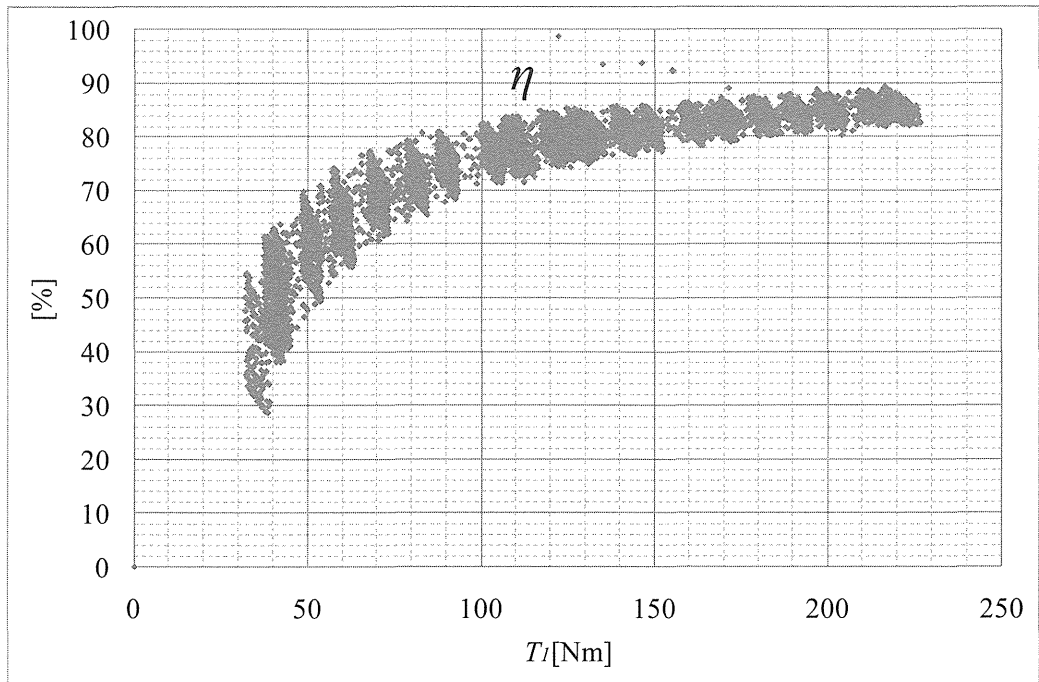


Fig. 7-9 Power Split Mode($I_{cvu}=1.0$)

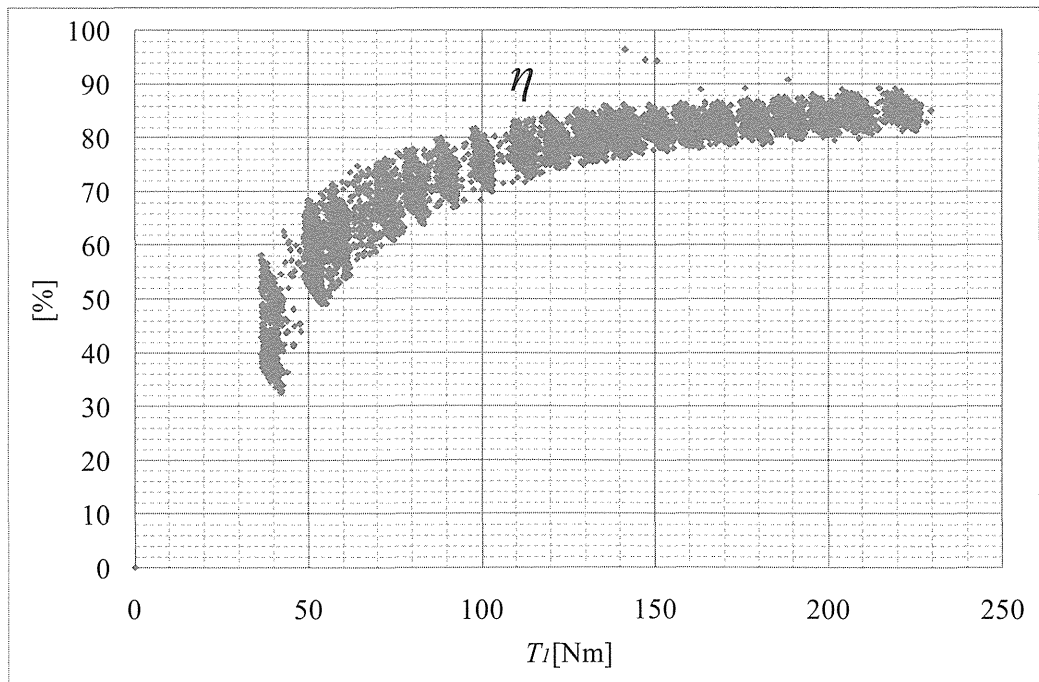


Fig. 7-10 Power Split Mode($I_{cvu}=1.93$)

第8章

モード切替特性

第8章 モード切替特性

トルク循環を伴ったパワースプリット型 CVT は高速走行時の CVU 通過トルクの抑制のみならず、変速比幅拡大という特長を持っている。本装置は、クラッチにより二つのモード(2),(3)を切替えているが、その際、Fig. 8-1 に示すように CVU 通過トルクの向きが逆転するため、伝達動力に突発的な変化が予想される。そこで本章では、①モード切替時に、CVU が理想的な減速比からずれた場合の変速ショックへの影響を調べることで、②モード切替点を通るキックダウン操作時の応答速度と変速ショックの低減を両立するため、CVU の変速制御法を検討することを目的として、試験を行なった結果を示す。

8. 1 モード切替特性

8. 1. 1 理想的なモード切替状態

本装置は、DRT モードと PST モードの二つのモードを有しており、CVT Box 全体の減速比 I_{CVT} がモード間で相違ないことが、スムーズなモード切替には必須条件である。

Fig. 8-2 は、DRT モードからモード切替して PST モードへと増速するとき、CVU 減速比に対する CVT Box 減速比の変化を示したものである。DRT モードで CVT Box 最大減速状態 $I_{CVT} = 3.86$ から CVU を増速側に変速させると、 $I_{CVT} = 0.50$ になったところで、PST モードにおける減速比曲線と交わっている様子が見られ、この点が理想的なモード切替点となる。

理想的なモード切替点 ($I_{CVT} = 0.50$) の時、CVT Box 減速比は $I_{CVT} = 1.0$ となり、遊星歯車の 3 要素の回転数が全て等しくなる。この状態では、モード切替 (クラッチの切替) による急激な、出力回転数とトルクの変化を最小限に抑えることが可能である。実際には、モード切替時に常に $I_{CVT} = 0.50$ に制御できるとは限らないので、理想点からずれがどの程度許容できるかを実験により調べた。

8. 1. 2 理想的なモード切替特性

Fig. 8-3 は理想的なモード切替減速比でクラッチ切替を行なった結果で、トルクのサージ現象は見られない。ここで、クラッチの切替は、シーケンス制御方式を採用し、指令信号の On/Off タイミングはゼロラップとしている。K1 および K2 のクラッチ圧力は P_{k1} , P_{k2} で表している。K1 クラッチ圧力には圧力が上がらず一時的に停滞する様子が見られるが、これはクラッチピストンがトラベル状態であるためであり、この停滞時間は 0.1s 以内に収まっている。モード切替用のクラッチには、湿式多板クラッチを用い、クラッチ圧は 3 ポート形圧力比例弁で制御している。

8. 1. 3 非理想的なモード切替特性

CVU 減速比が理想的な切替点からわずかにずれた場合に、生じる出力軸に生じるトルクサージ現象を実験的に調べた。Fig. 8-4 は、理想的なモード切替減速比より若干増速側にずらし、CVU 減速比 $I_{CVU} = 0.47$ でクラッチを切替えて、PST モードから DRT モードにモード切替した

結果である。CVT Box 出力トルク T_4 にモード切換に伴うサージトルク ΔT_4 が見られるが、これが乗り心地の悪さの要因となる。

8. 1. 4 モード切換時のサージトルク

Fig. 8-5 は、理想的なモード切換減速比 $I_{cvu}=0.50$ からずれた減速比でモード切換した時の出力軸トルクの変速ショックを実測した結果である。 $I_{cvu}=0.50$ を境に、その大きさはほぼ線形に絶対値が上昇しているが、伝達トルクへの依存は少ないことが分かった。

CVT Box 全変速域を静的に変速する様子を Fig. 8-6 に示す。PST モードでは、CVU 出力回転数 N_3 が低下する一方で、CVT Box 出力回転数 N_4 は増速している。モード切換時のショックは見られず、全域で滑らかに変速している。なお、Fig. 8-6 の x は、パワーローラの接線力を支持する油圧ピストンの変位を表し、モード切換点で接線力の方向が反転するため、わずかな変位が見られる。

8. 2 キックダウン特性

本 CVT Box には低速と高速の 2 つのモードがあり、キックダウン時の減速動作の速さと、変速ショックの低減が課題である。キックダウン時の CVU とクラッチの締結法には、次の 3 つの方法が考えられる。

① 2 つのクラッチにアンダーラップ期間を設け、その期間内に K2 クラッチを解除し、CVU を速やかにモード切換点 $I_{cvu}=0.50$ に変速させ、その後、K1 クラッチを締結する。

② K2 クラッチをつないだままモード切換点 $I_{cvu}=0.50$ に変速させ、K2 から K1 クラッチにオーバーラップで切換え、CVU を速やかに減速する。

③ CVU 減速比はそのままにして、クラッチの協調制御により滑りを許容しながら、クラッチを切換える。

③はクラッチフェイズングの耐久性に課題が残るため、今回は①と②の方法 (Fig. 8-7 参照) を採用し、クラッチの切り替えタイミングに焦点を当て、その実用性を検討した。

8. 2. 1 無負荷時のキックダウン特性

まず、クラッチ切換方法①で負荷がほとんどない場合の出力回転数の連続性を実験的に調べた。Fig. 8-8 と Fig. 8-9 は、 $I_{cvt}=0.73\sim 2.75$ のキックダウン試験時のトルク、圧力、回転数の過渡特性を調べたものである。なお、Fig. 8-9 中の ϕ はパワーローラの傾転角を表し、 ϕ の大きい方が CVU の増速側になる。 $I_{cvu}=0.88$ から $I_{cvu}=0.5$ までステップ状に変速させ、K2 から K1 クラッチに切換えた後で、 $I_{cvu}=1.38$ にステップ状に変化させている。キックダウン動作は 1.6 秒程度で完了している。

Fig. 8-8 において、K1 クラッチ締結直後に負のトルクがかかっているのが見られるが、これは慣性で回転し続けるサンギアのトルクがキャリアギアのトルクを上回り、出力軸が負荷となり、トルクが一瞬逆流するためと考えられる。減速比幅 3.77 のキックダウン動作を応答性の良さは確認できた。負荷が小さい時には本方法は有効であるが、負荷がある場合には、モード切換中に伝達トルクの抜けの問題が出るので、両クラッチをオーバーラップ状態で切断と締結

を行なう方法を検討した。

4.4. 有負荷時のキックダウン特性

伝達動力を途切れることなくモード切換を行なう方法（切換方法②）で、入力トルク $T_I=150\text{Nm}$ としたときの出力回転数と伝達トルクの過渡特性を調べた。Fig. 8-10~Fig. 8-12 は、 $I_{cvr}=0.74\sim 2.90$ のキックダウン相当試験時のトルク、圧力、回転数を調べたもので、Fig. 8-10 は、 $I_{cvu}=0.5$ の状態で、クラッチをオーバーラップして切断・締結した試験例である。この図から、出力トルクの抜けや出力回転数の停止といった現象を生じることなく、またサージトルクも生じることなく、高速キックダウン操作が実現できている。なお、本研究では入力軸回転数を一定として、キックダウンにより変速比を減速側にシフトする試験を行なっているため、出力回転数は低下している。

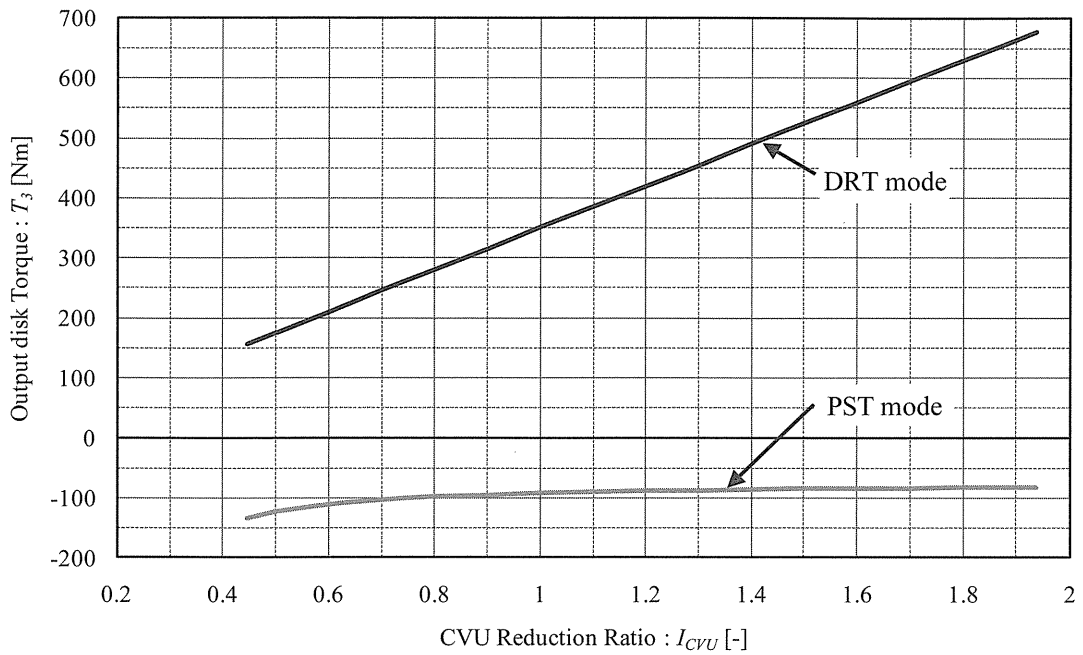


Fig. 8-1 Calculated example of the output-disk torque T_3 of the CVU at the input torque of $T_1=350\text{Nm}$

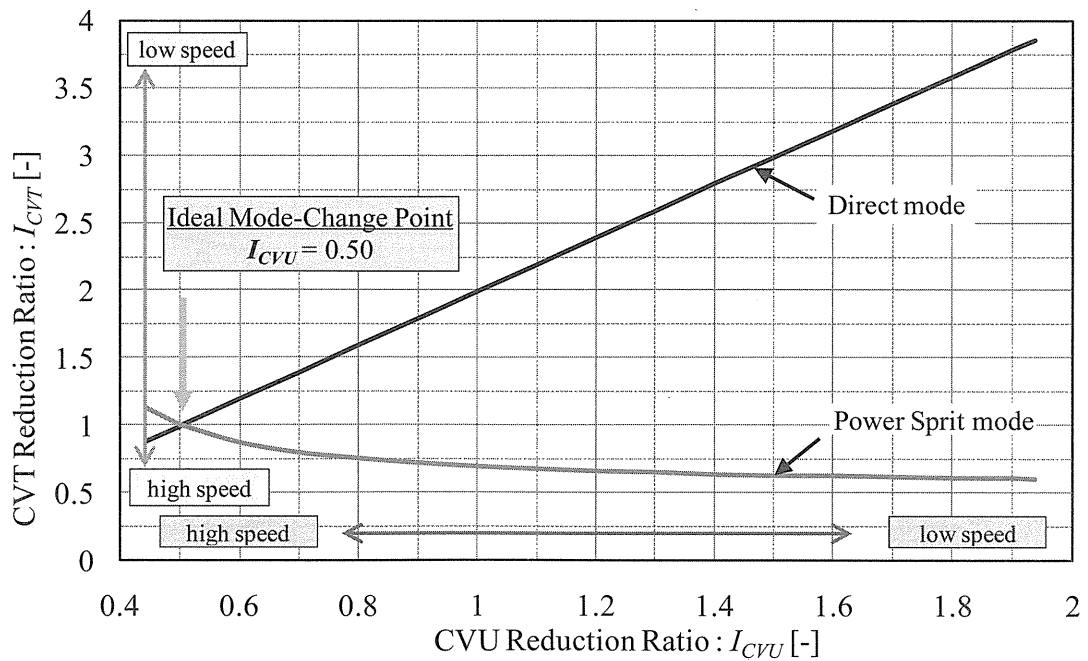


Fig. 8-2 Speed ratio characteristics of the CVT Box with 2 modes

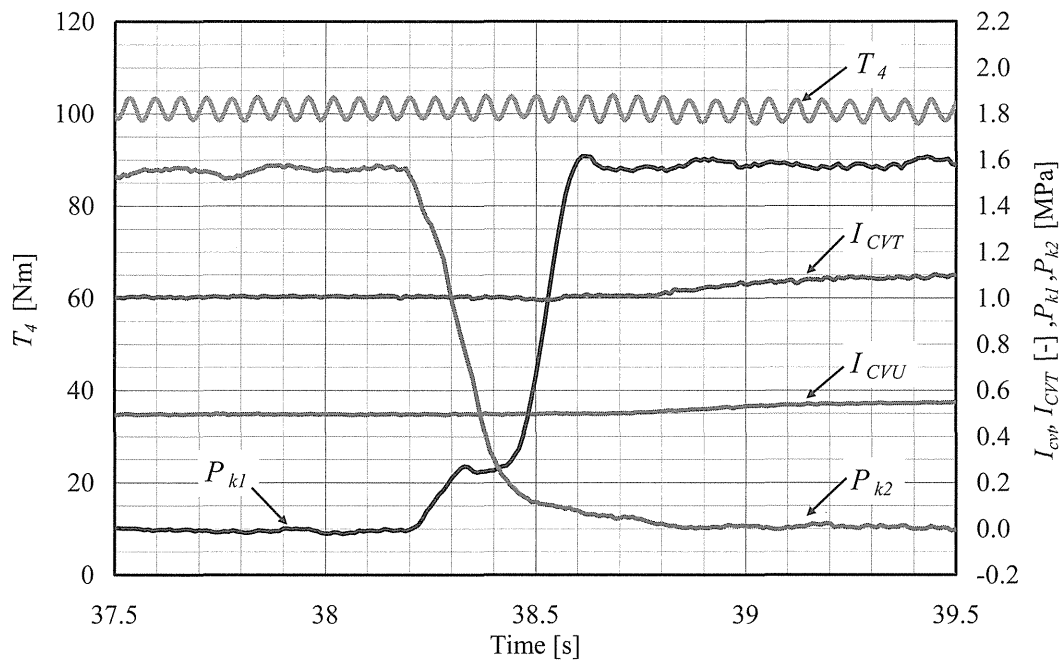


Fig. 8-3 Measurement of the ideal mode-change operation without output-torque surge □ T_4 in T_4

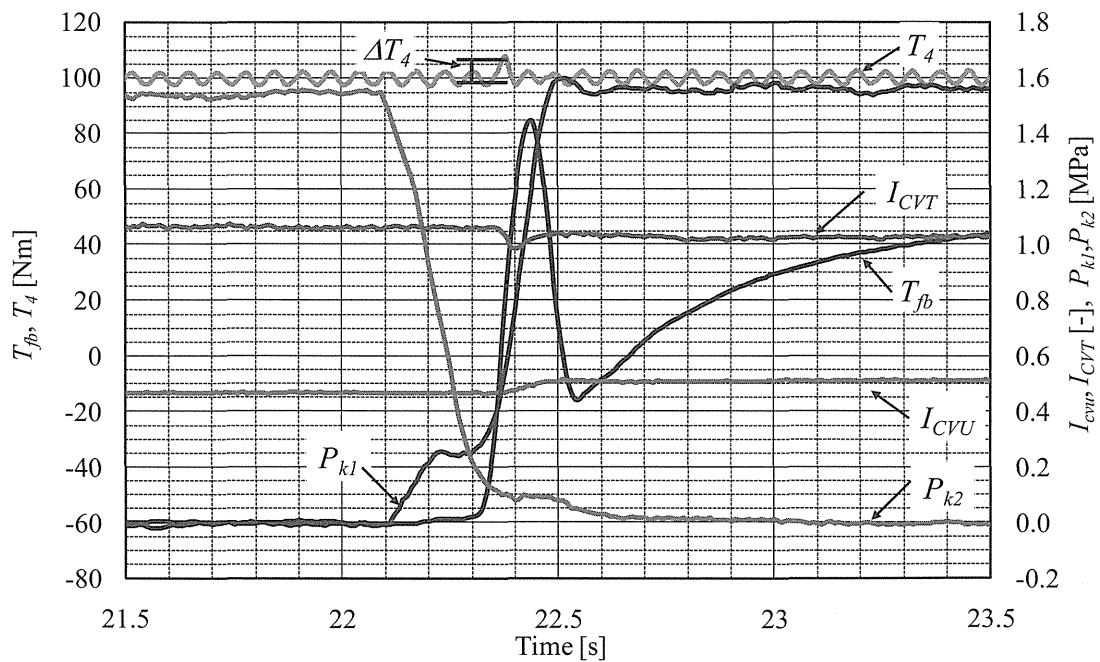


Fig. 8-4 Measured output-torque surge ΔT_4 at the changing operation from PST mode to DRT mode. at $I_{CVU}=0.47$, slightly different from the ideal point. ($N_f=1,000$ rpm, $T_4=100$ Nm)

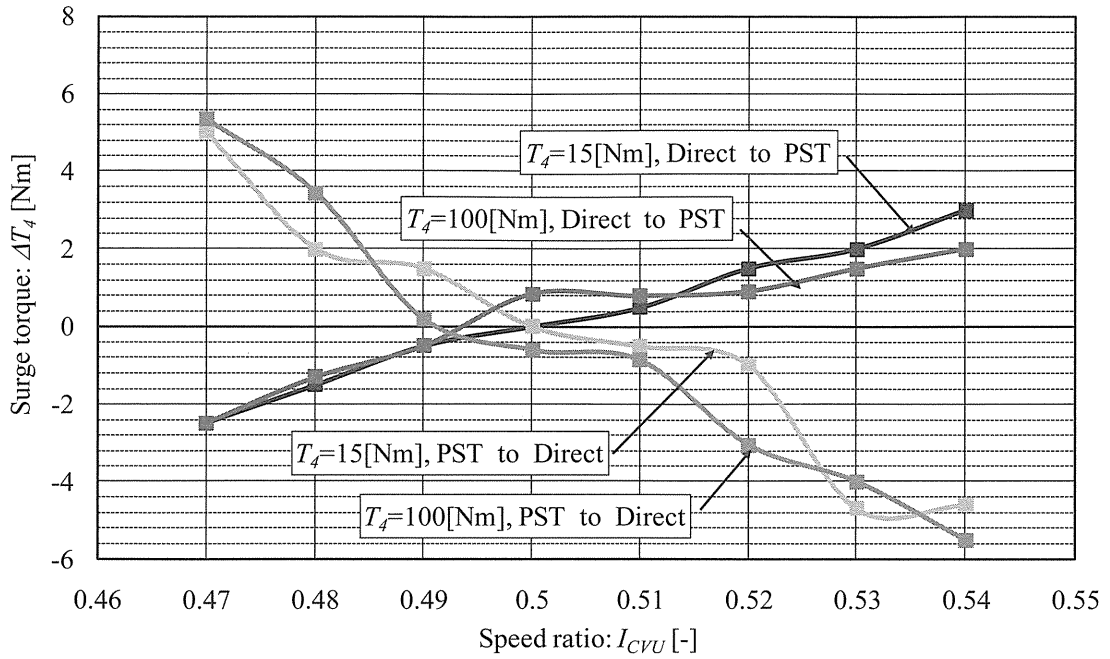


Fig. 8-5 Surge torque ΔT_4 affected by the difference of CVU ratio from the ideal point of $I_{CVU}=0.50$

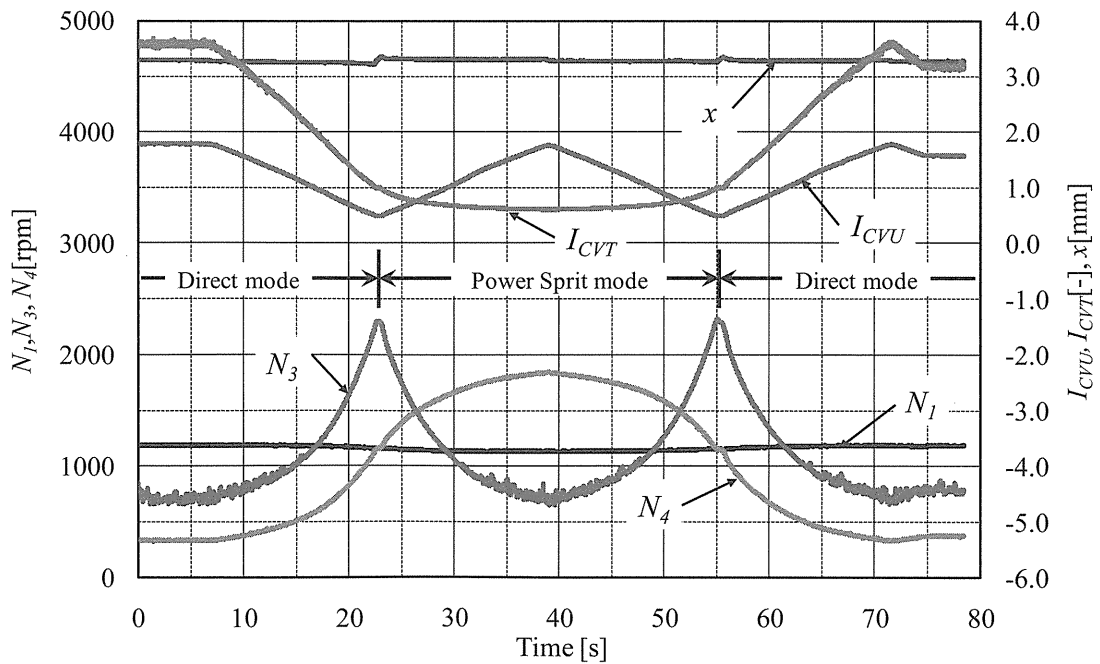


Fig. 8-6 Measurement of speed ratio control of the CVT Box

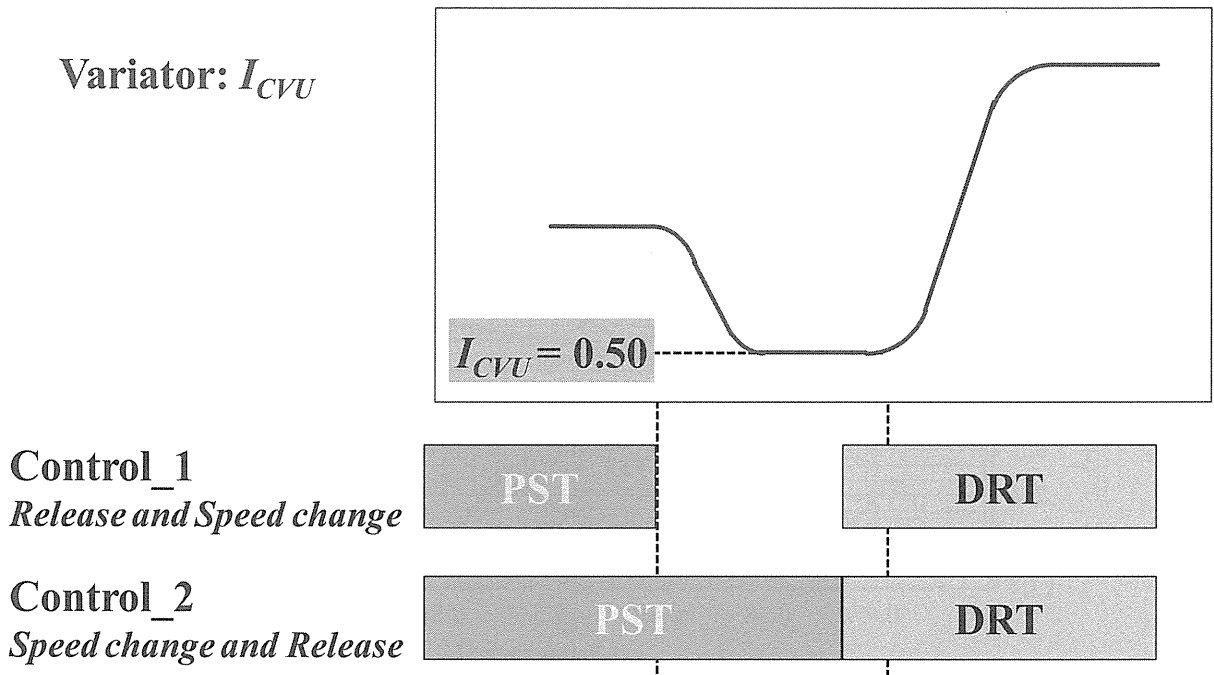


Fig. 8-7 Sequence control of mode-change clutches

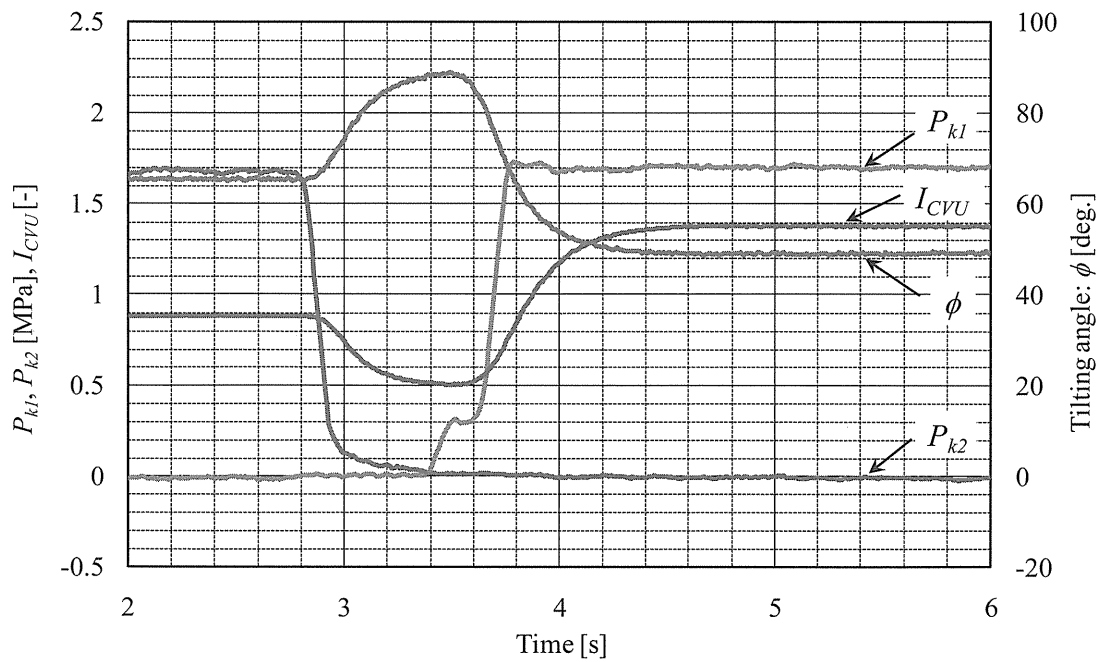


Fig. 8-8 Measurement of pressures on kick-down operation at minimum output torque

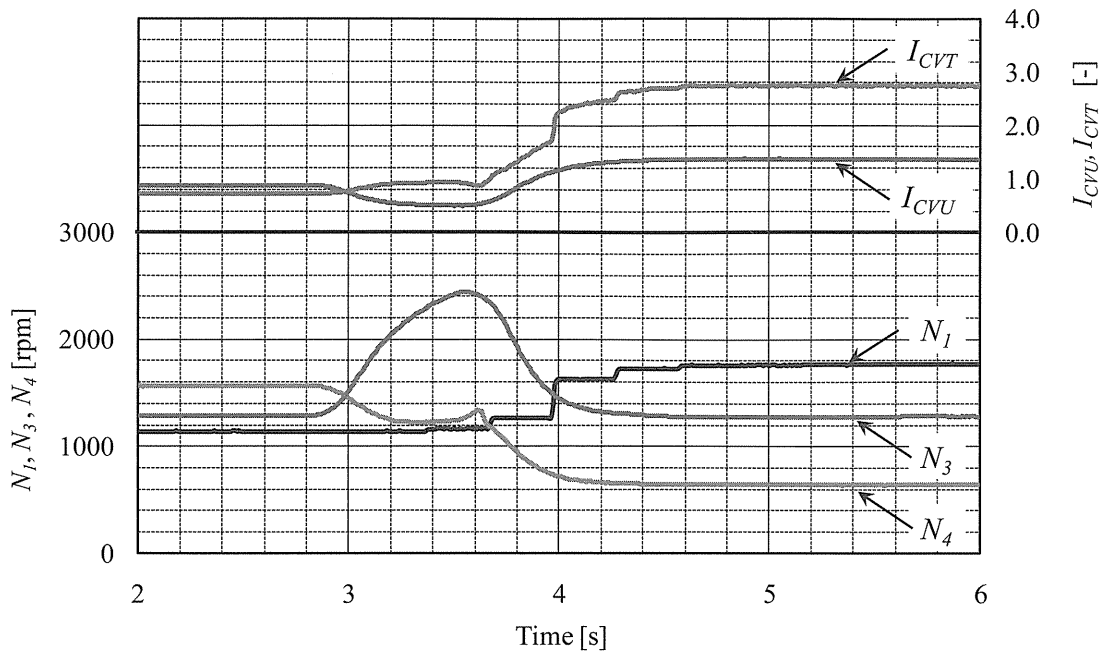


Fig. 8-9 Measurement of rotational speed on kick-down operation at minimum output torque

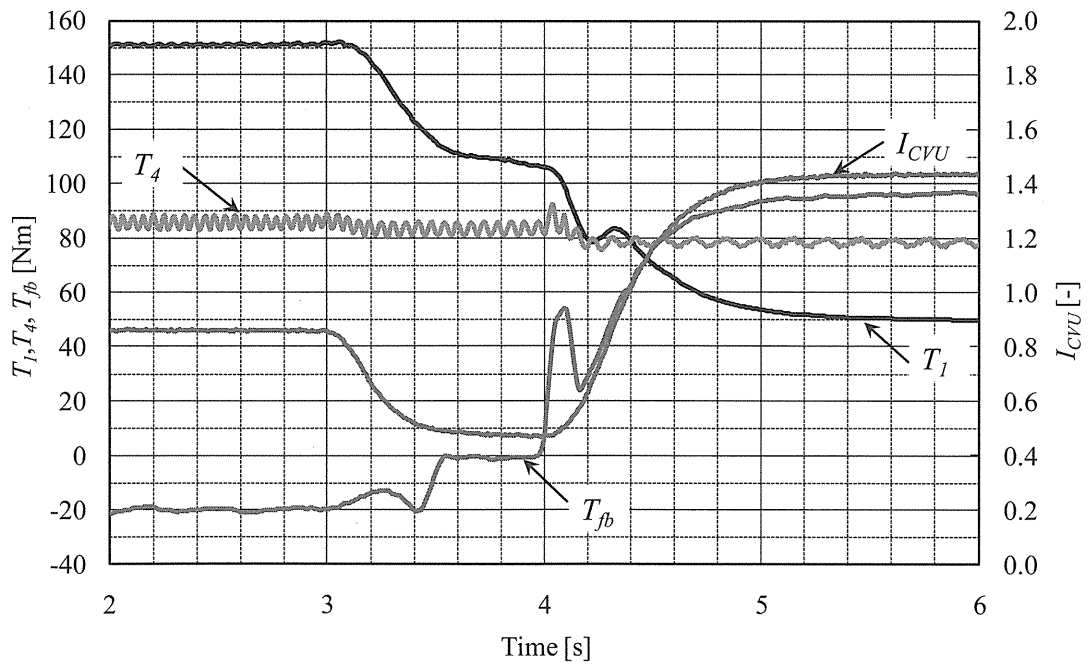


Fig. 8-10 Measurement of torques on kick-down operation at $T_7=150\text{Nm}$

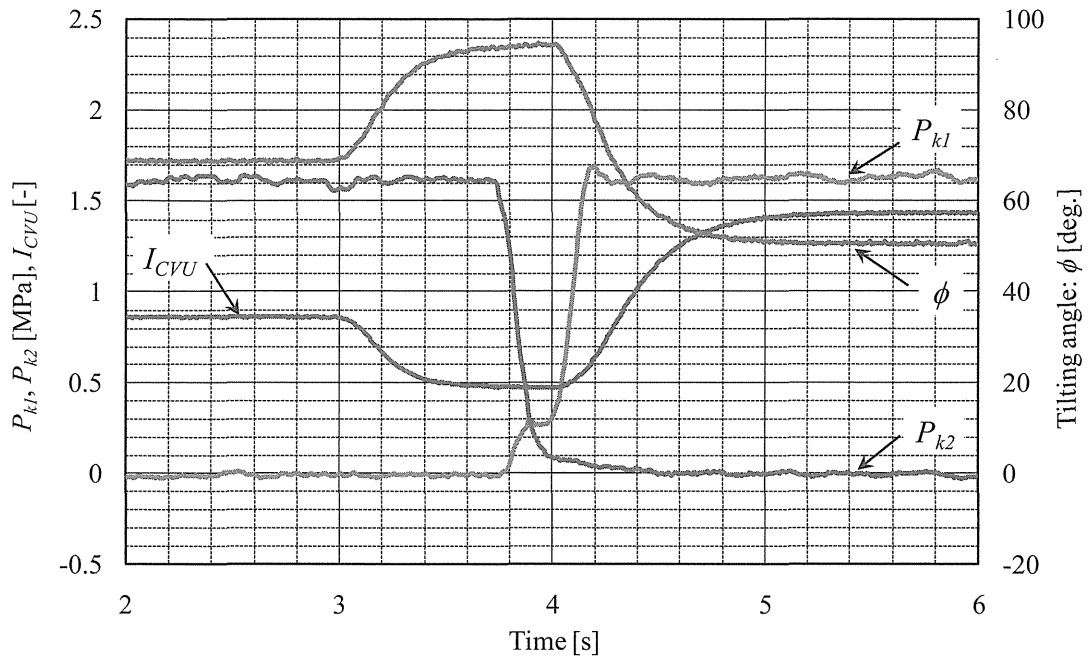


Fig. 8-11 Measurement of pressures on kick-down operation at $T_I=150\text{Nm}$

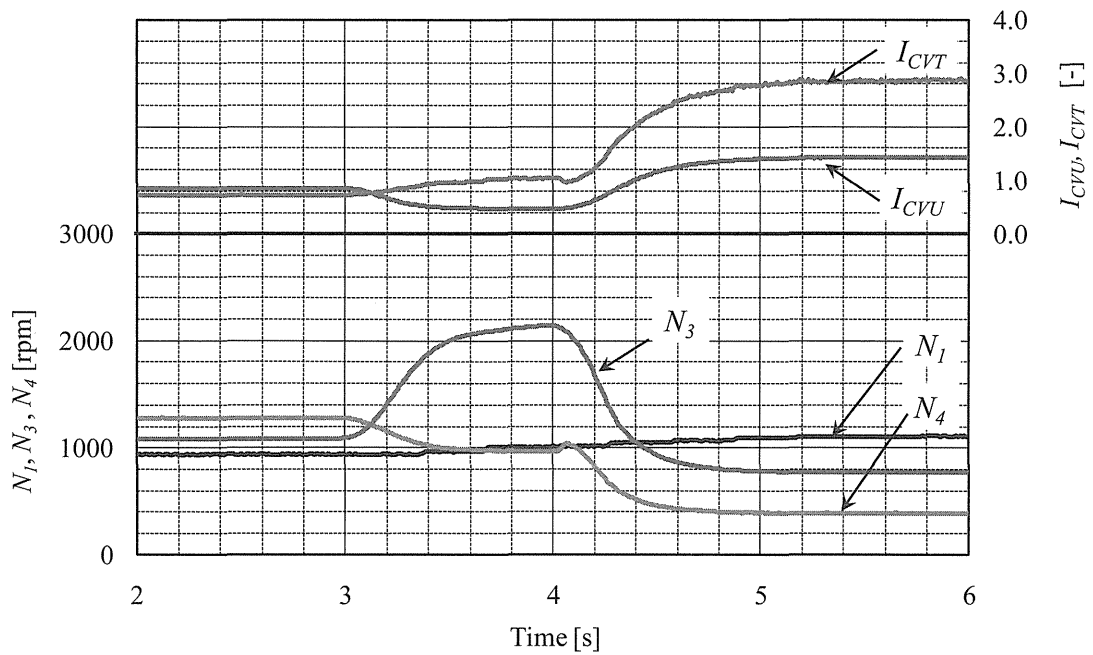


Fig. 8-12 Measurement of rotational speeds on kick-down operation at $T_I=150\text{Nm}$

第9章

結論

第9章 結論

大型 FR 車用に更なる変速比幅の拡大と高効率化を目的として、ハーフトロイダル形 CVU と遊星歯車を融合させたパワースプリット型 CVT の開発を 2004 年に開始した。

Fig. 5-2, Fig. 7-3 の比較により回転数はほぼ理論通りに伝達していることがわかる。また、Fig. 7-1, Fig. 7-2 より直結モードではバリエータを増速することにより出力回転数は増速し、パワースプリットモードではバリエータを減速することにより出力回転数は減速することがわかる。バリエータの出力回転数のデータにノイズが多々見えるのは、電磁式回転検出器から出力されるパルスが小さすぎてユニバーサル回転・速度指示計でパルスが拾えなかったため、パルスを増幅して回転・速度指示計に入力するようにした。その結果、ノイズも増幅されてしまい、実験データに反映されてしまった為だと思われる。

目的に記した効率測定だが、実験装置に不具合があり入力トルクが明らかに大きくなってしまったという問題があり、効率が測定できなかった。

第 8 章ではトルク循環を伴った PST モードの伝達トルク特性の把握と、モード切換とキックダウンという過渡現象に注目した。

① 本 CVT Box (CVU 変速比幅：4.333) の変速比幅は 2 モード化することで、6.33 にまで拡大した。

② モード切換に伴う出力軸サージトルクは、バリエータの理想的なモード切換減速比からのずれに比例して大きくなるが、出力軸の伝達トルクには大きく依存しないことが実験的に分かった。

③ 理想状態でモード切換した時には、サージトルク発生なしで、0.3s 以内にモード切換可能である。

④ 無負荷のキックダウン試験では、アンダーラップ状態でのクラッチ切換により減速比幅 3.77 という急激な減速動作を 1.6 秒以内に完了できた。

⑤ 有負荷時にはオーバーラップ状態でクラッチ切換する方法を試し、変速ショックのないキックダウン動作が確認できた。

以上の事から、CVU 変速応答性の向上とクラッチの切換タイミングの最適制御によって、本装置の過渡特性 (モード切換やキックダウン) は実用化レベルに達する見通しが立った。

参考文献

- (1) 田中 裕久, “トロイダル CVT”, コロナ社, 2000.
- (2) 両角宗晴, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, 日刊工業新聞社, p.178 (1989).
- (3) 坂本 研一, “オートマチック・トランスミッション入門”, グランプリ出版.
- (4) Takashi Imanishi and Naser Emamdjomeh, Control of Geared-Neutral System in Half-Toroidal IVT, Proc. of 5th International CTI Symposium, Vol. 2, 2006.
- (5) Takumi Shinojima, Toshirou Toyoda, Shinji Miyata, Takashi Imanishi, Eiji Inoue, and Hisashi Machida, Development of the Next-Generation Half-Toroidal CVT with geared Neutral and Power-Split Systems for 450 N·m engines, 2004-34-2878, CVT2004 (2004).

本研究に関連する公表論文

- 1) 田中裕久, 大森将裕, 豊田 希, ハーフトロイダル形無段変速機の圧力比例弁による変速比制御, 自動車技術会論文集, 37 巻 5 号, 2006 年 5 月, 125-129.
- 2) Nozomi Toyoda, Hirohisa Tanaka, Takashi Imanishi, Efficiency and stability of the six power-roller half-toroidal variator with 430Nm Torque capacity, FISITA 2006, F2006P146, 2006 Sept., 1-12.
- 3) 豊田 希, 田中裕久, 6 パワローラ・ハーフトロイダル形無段変速ユニットのトルク変動時の安定性, 自動車技術会論文集, 38 巻 2 号, 2007 年 2 月, 183-187.
- 4) 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 I V T 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, 38 巻 2 号, 2007 年 2 月, 179-182.
- 5) Hirohisa Tanaka, Potential of toroidal traction-drive IVT for torque-converter less automatic power transmission, ICMDT, Sapporo, Plenary lecture, 2007, July 2, 1-12.

謝 辞

本装置の試作に協力を得た，日本精工㈱ 今西 尚殿，および，解析・実験に協力を得た，PD の豊田 希様，本学大学院生の金子直弘氏に感謝する．