

技術論文

二輪車用トラクションドライブ C.V.T

Traction Drive CVT for Motorcycle

市原 康志*

Yasushi Ichihara

泰山 晋**

Susumu Yasuyama

安間 幸夫***

Yukio Anma

町田 尚****

Hisashi Machida

要 旨

筆者らは、トラクション接触部に於けるスピンドルが少ないハーフトロイダル⁽¹⁾CVTを、二輪車用自動変速機として適用した。

大容量トラクションドライブの接触部は、約10mm²の楕円形状であり、最大ヘルツ応力は約3.0GPaである。トラクション流体は接触部の間を約 2.0×10^{-5} secで通過する。トラクションドライブの性能は弾性流体潤滑接触域の流体のレオロジカルな特性に大きく影響される。

あらゆる条件下で、耐久性、伝達効率、ドライバビリティの試験を行ない、良い結果を得た。又ハイウェイで走行した結果、充分満足なドライバビリティであることが判った。

Abstract

We selected a Half Toroidal CVT which has low spin of the traction contact area and tried to apply it to the motorcycle automatic transmissions.

The contact area in a big traction drive is an ellipse of about 10 mm², and the maximum Hertz pressure is about 3.0 GPa. The traction fluids pass through the zone in about 2.0×10^{-5} sec. So the performance of traction drive depends to a large extent on the rheological properties of the fluid in the Elasto-Hydrodynamic Lubrication contact.

It's life, efficiency and drivability were also tested and good test results were obtained in all test conditions. These motorcycles were tested on a High Way and their drivabilities proved very satisfactory.

1. はじめに

大排気量二輪車を、シフトチェンジ、そしてクラッチ操作無く、スロットルコントロールのみで市街地や山道を、運転出来ることは、快適なもので

ある。

1970年代には、流体トルクコンバーターが幾つかの二輪車で試みられ、市販されたが、現在は生産されていない。1970年代の後半には、遠心クラッチとゴムVベルトCVTを搭載したモペットが市場で広く受け入れられ、大成功した。現在、このタイプのCVTを搭載したモペットは年産100万台以上生産されていると思われる。この10年の間に、ゴムVベルトCVTは、技術的に大きく進展した。このタイプは現在、250ccまでの二輪車用

* モーターサイクル本部 第1開発部

** モーターサイクル本部 第4開発部

*** マリン本部 第1技術部

**** 日本精工(株) トライボロジ研究所

エンジンに適用されている。しかし、ゴムVベルトCVTは、伝達トルク容量に限界があると考えられており、筆者らは50PSを越える二輪車用には、ハーフトロイダルCVTが優位であると考えた。現在多くの人が、自動車と同じ様な自動変速機を大排気量二輪車に搭載することを期待している。

大排気量二輪車用のCVTとして重要な点は、滑らかな発進とレスポンスの良さ、そしてコンパクトで軽量なことである。

自動車用に開発して来たトラクションドライブシステムを筆者らは1984年に、二輪車用の自動変速機として適用することに着手した。大排気量用15PSの排気量171ccモペットに搭載したプロトタイプを試作し、二輪車用CVTへの可能性について判断する為、さまざまな条件で試験を行なった。その後1300ccの二輪車用CVTを設計しプロトタイプ車を試作し、ドライバビリティ、燃費、耐久性の試験を行なった。又、アメリカにおいて高速道路、山岳路、市街路を走行した。本書ではハーフトロイダルCVTの設計と、排気量1300ccの二輪車用エンジンおよび、CVTの全体レイアウトについて報告する。又、コントロールシステムと全てのテスト結果を紹介する。

2. 記号

- A : 油圧シリンダー面積
- a : 接触楕円の長軸
- B : 油圧シリンダー面積
- b : 接触楕円の短軸
- D : トロイダルキャビティ径
- E' : 等価弾性係数
- F_c : 押し付け力
- F_{cc} : ローディングカムの作用荷重
- F_ℓ : リンクを作動させる力
- F_m : DCモーターに作用する力

F_s : スクリューに作用する力

F_t : トラクション力

i : 変速比

K_i : 幾何学上の速比

L_c : ローディングカムのリード

l₁ : リンク長さ

m, n : 楕円積分から求まる係数

n : パワーローラーの数

P_H, P_L : 高圧側、低圧側の油圧

P_m : 平均ヘルツ圧

R₁, R₂, R₃ : 入力ディスク、パワーローラー、出力ディスクの転がり半径

R₁₂ : 入力ディスクの曲率半径

R_s : ナットの半径

T_e : 入力トルク

α : ローディングカムの接触点のリード角

η_s : ねじ効率

θ : パワーローラーの接触角の $\frac{1}{2}$

μ : トラクション係数

μ_c : ローディングカム表面の摩擦係数

ρ : 曲率

ϕ_s : 傾転角

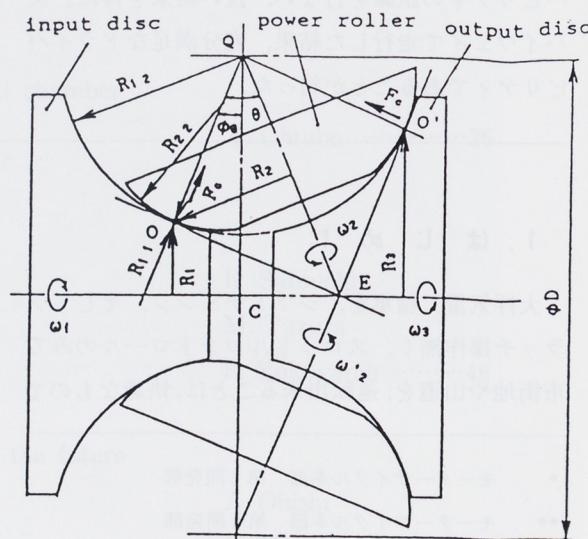


図1 Schematic geometry

3. ハーフトロイダルC V T

ハーフトロイダルC V Tにおいて、動力はトラクションドライブで伝達される。トラクションはころがり表面に、E H L (Elastohydrodynamic Lubrication: 弾性流体潤滑) 油膜を介して伝達される。その性能はE H L接触に於ける流体のレオロジー特性に大きく左右される。この解析は、E H L理論が理解される様になった1960年代の後半に始められた。^[1] 1970年代には、従来より約50%高いトラクション係数を有した合成潤滑油が開発された。^[2] そして、トラクションドライブの研究は、急速に進展した。^{[3] [4] [5] [6]} 図1にハーフトロイダルC V Tの概要図を示す。

接触点Oにて伝達されるトルクは

$$T_e = \mu \times n \times R_1 \times F_t \quad (1)$$

そして、トラクション力は

$$F_t = \mu \times F_c \quad (2)$$

(1), (2)から トルクは

$$T_e = n \times R_1 \times \mu \times F_c \quad (3)$$

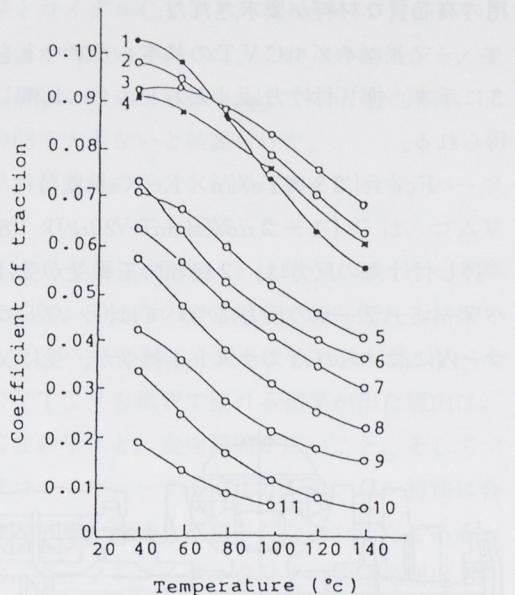
トルクをより多く伝達する為に、式(3)に於けるパラメーターは大きい値が要求される。しかし、二輪車用のC V Tは、サイズの制限が厳しく、式(3)に於けるR₁を容易には大きい値に出来ない。又トラクション係数μは、トラクション流体のそれぞれの固有の特性に依って決まる。

畠、青山^[7]らは幾種かのオイルについて、トラクション係数と温度との関係を報告している。その内容は図2に示す。この図でトラクション係数は高温で著しく低下している。筆者らが二輪車用C V Tを設計するに当り、トラクション係数は、140°Cに於ける値を採用した。

R₁とμを決定後、接触力F_cは、式(3)から決められる。

$$F_c = T_e / (n \times R_1 \times \mu) \quad (4)$$

入出力ディスクと、パワーローラー間の接触部は、図1のOとO'点で、ヘルツの理論に基づいた橿円形である。



| No. | Fluids |
|-----|--|
| 1. | Santotrac 50 |
| 2. | Synthetic traction fluid (IDEMITSU) |
| 3. | Synthetic traction fluid (IDEMITSU) |
| 4. | Synthetic traction fluid (IDEMITSU) |
| 5. | Alkyl benzene (Hard type) |
| 6. | Synthetic traction fluid (For Ring-Cone traction drive) |
| 7. | Mineral oil (Naphthenic) |
| 8. | Mineral oil (Naphthenic) |
| 9. | Mineral oil (Paraffinic) |
| 10. | Synthetic engine oil |
| 11. | Poly & Olefine |

図2 Traction of various fluids as a function of temperature

長輔半径aと短輔半径bは

$$a = n \times \sqrt[3]{3 F_c / (E' \times \sum \rho)} \quad (5)$$

$$b = m \times \sqrt[3]{3 F_c / (E' \times \sum \rho)} \quad (6)$$

平均接触圧力は

$$P_m = F_c / (\pi \times a \times b) \quad (7)$$

玉輔受の理論によって、転動疲労寿命は負荷の3乗に反比例するので、押し付け力F_cを単純には大きく出来ない。

二輪車用ハーフトロイダルC V Tの開発に於いては、トロイダルキャビティ径を大きく出来る効果的なレイアウトと高温で、高いトラクション係数を有する優れたトラクションオイル、そして高い接触圧力に耐え得るディスク、パワーローラー

用の高品質な材料が要求された。

ハーフトロイダルCVTの基本レイアウトを図3に示す。押し付け力は、入力トルクに比例して得られる。

$$F_{cc} = \{ 2\pi \times T_e / (n \times L_c \times \sin \phi_0) \} \times \{ 1 - 2\mu c / (\tan \alpha + 2\mu c) \} \quad (8)$$

押し付け力の反力は、2種類の玉軸受が受ける。パワーローラーへの反力については、パワーローラー内に設けられたスラスト玉軸受が、受け又、

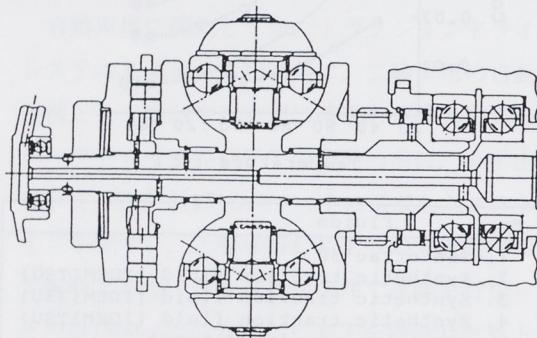


図3 Basic layout

入出力ディスクへの荷重は、一対のアンギュラー玉軸受が受ける。大排気量二輪車の場合、最大スラスト力が $4 \times 10^4 \text{ N}$ を越え、又最大回転数が 14000 rpm を越える為、軸受についての設計と、その潤滑は非常に重要である。

CVT の変速比は、図1に於ける幾可学的な関係によって得られる。

各々の回転半径は

$$R_1 = R_{12} \times (1 + K - \cos \phi_0) \quad (9)$$

$$R_2 = R_{12} \times \sin \theta \quad (10)$$

$$R_3 = R_{12} \times \{ 1 + K - \cos(2\theta - \phi_0) \} \quad (11)$$

$$K = D / (2R_{12}) - 1 \quad (12)$$

変速比 i は

$$i = R_3 / R_1 \\ = \{ 1 + K - \cos(2\theta - \phi_0) \} / (1 + K - \cos \phi_0) \quad (13)$$

4. モペット用プロトタイプ車

筆者らは、まず始めに4サイクル、OHV、2バルブ、単気筒、排気量171cc、最大出力15Ps/7300rpmのモペット用の、ハーフトロイダルCVTのプロトタイプを試作した。又、ゴムVベルトCVTとの非較も行なった。両CVT共発進クラッチとして、遠心クラッチを採用した。

ハーフトロイダルCVTの変速比の制御は、式(13)に示される様にパワーローラーの傾転角を制御することで成される。パワーローラーを傾転させるに必要な力は、転がり方向と交叉する部分を横スベリさせることに依って得られる。横スベリは

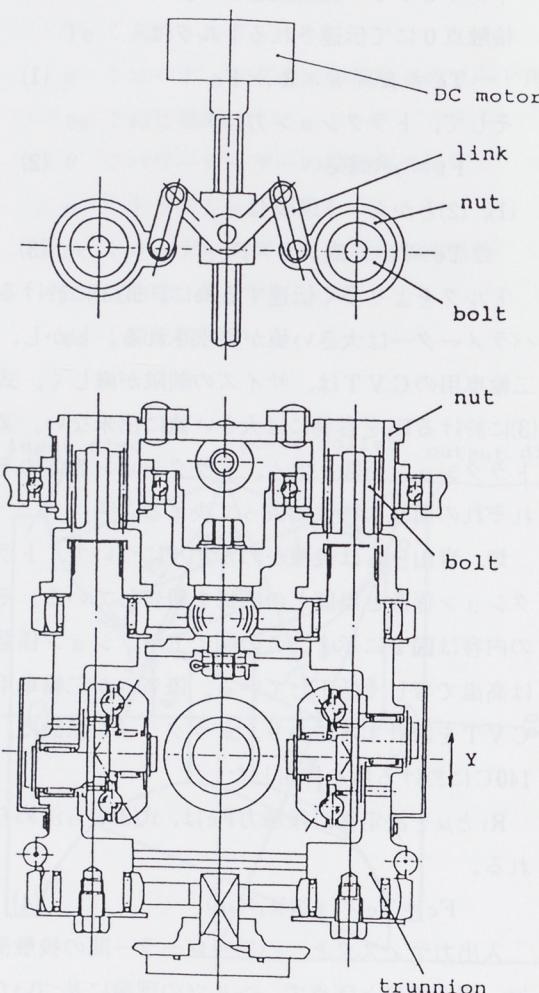


図4 Mechanical control system

図4に示す様に、一对のトラニヨンを交互にY方向（一つは+Y, 他の一つは-Y）に移動させることで起きる。

モペット用C V Tでは、ナットが一对のリンクに依って回転し、リンクを動かす為にモーターが制御スクリューを回転させる。そのシステムを図4に示す。ナットはミッションケースにY方向に対し固定されている。ナットを回転すると、トラニヨンの先端に取付けられているボルトが接触部でサイドスリップを起こしながら、Y方向に移動し、トラニヨンは傾転し始める。

トラニヨンが傾転し始めると、ナットの内側でボルトが回転し、Y方向に戻り、サイドスリップは減少して行く。サイドスリップが止まった時、トラニヨンは傾転が停止する。この作動の為に20WのDCモーターを使用した。それぞれのトラニヨンのトラクション力の反力は、スクリューに作用し、ナットを回転させようとする。

スクリューに作用する反力は、

$$F_s = 2 F_t \times L_s / (2\pi \times R_s) \quad (14)$$

そして、リンクに作用する力は

$$F_l = F_t \times L_s \times \eta_s / (\pi \times \ell_1) \quad (15)$$

そして

$$F_t = T_e / \{n \times R_{12} (1 + K - \cos \phi_0)\} \quad (16)$$

入力トルクに応じ変速比を安定させる為、必要なDCモーターの力は少なくとも

$$F_m = K_1 \times T_e \times L_s \times \eta_s / \{ \pi \times n \times \ell_1 \times R_{12} (1 + K - \cos \phi_0) \} \quad (17)$$

マイクロコンピューターはDCモーターを制御する。入力信号は、車速、スロットル開度であり、C V Tの変速比はコンピューターに依り、マップ制御される。

5. 試験結果

筆者らが開発したモペットの写真を図5に示す。0~400mのタイムは表1に示す。試験結果は、ハ

ーフトロイダルC V Tと、ゴムVベルトC V Tとで、僅かの違いであった。これらの結果から、筆者らはエンジンから後車軸までの伝達効率は、二者の間で大差ないと結論付けた。

燃料消費量のテスト結果は表2に示す。ハーフトロイダルC V Tを搭載したモペットは、ゴムVベルトC V Tのモペットに比べ、10モード燃費で23%，50km/hの定常燃費で29%優れる結果であった。ハーフトロイダルC V Tが、ゴムVベルトC V Tよりも燃費で優れる結果が出た理由は、応答性の早さと、変速範囲が広いこと、そしてマイクロコンピューターにより、エンジン特性に合わせた最適な変速比制御を行なったからである。なお、ハーフトロイダルC V Tの変速範囲は1~4である。

表1 Standing acceleration test data from 0 to 400 m (sec)

| | 0 ~ 50m | 0 ~ 100m | 0 ~ 200m | 0 ~ 400m |
|-------------------|---------|----------|----------|----------|
| Half Toroidal CVT | 5.2 | 8.0 | 12.7 | 20.7 |
| Rubber V belt CVT | 5.3 | 8.2 | 12.8 | 20.8 |

表2 Fuel consumption (km/1)

| | 10-mode test | Constant speed drive 50 Km/h |
|-------------------|--------------|------------------------------|
| Half Toroidal CVT | 27 | 53 |
| Rubber V belt CVT | 22 | 41 |

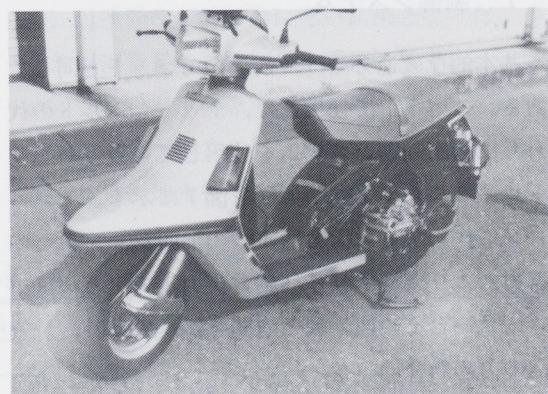


図5 A prototype of moped

耐久性の試験は、種々の条件下で行なった。ハーフトロイダルC V Tは、それらの全てに合格した。悪路走行試験、そして100サイクルの衝撃発進走行試験を行なった。総走行距離、延45,000km

相当の運転を完了した。これらの結果、筆者らはハーフトロイダルCVTが、二輪車用のトランスミッションとして可能性があると結論付けた。

6. 大排気量二輪車への適用

モペットの試験の後、排気量1300ccの大排気量二輪車への適用を試みた。エンジン諸元は表3に示す。エンジンレイアウトは図6に示す。発進用クラッチは、遠心クラッチを採用している。エンジン室とCVT室は、別体のケースとオイルシールに依り分断され、オイルはエンジンオイルと、CVT用のトラクションオイルとの2種類を使用している。動力伝達は図3を参照。入力軸からの動力はローディングカム、カムローラー、インプットディスク、パワーローラー、アウトプットディスク、アウトプットギヤ、アウトプットシャフト、そして車軸へと伝達される。ワンウェイクラッチは、入力軸の逆転防止の為にアウトプットディスク後方に設置し、坂道停止時、車両が後退することを防止している。

7. 制御システム

基本的な変速方法は、前述のモペットと同じである。モペットで使用した、ナットとボルトの代わりに油圧制御システムを使用している。ハーフトロイダルCVTの断面図を図7に示す。トランニョンに作用する反接力は4つの油圧シリンダーの反力により支持される。動力がディスクとパワーローラーとその回転軸との間を伝達する時、Y方向の力の釣合は

$$2F_t = P_h \times A - P_l \times B \quad (18)$$

油圧は、エンジンに依って駆動されるポンプに依り供給される。シリンダーIとIIIはIIとIVと同じく、お互いに作用し合う。この油圧はコントロールバルブに依り制御される。

ステップモーターでX方向に、コントロールバ

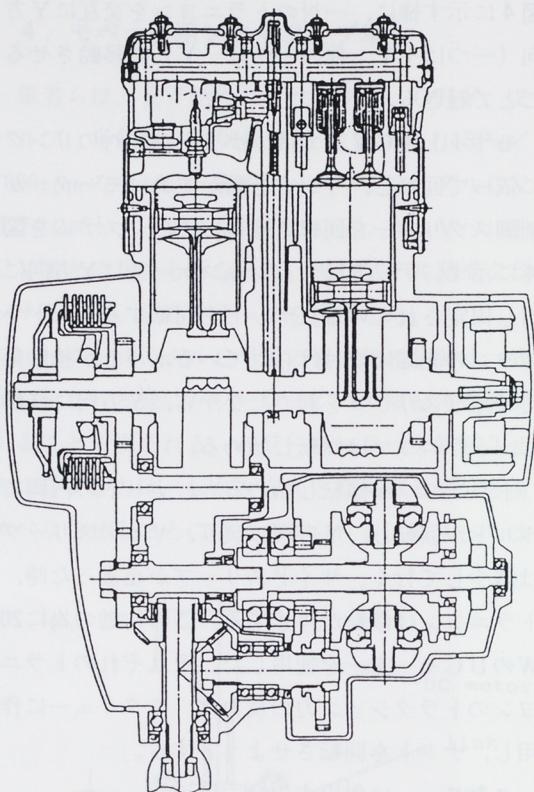


図6 Layout of the 1300cc engine

表3 Specifications of the engine

| | |
|-----------------------|---|
| Engine: | Liquid cooled 4-stroke gasoline, DOHC |
| Engine type: | V-4 cylinder |
| Cylinder arrangement: | 1,294 cm ³ |
| Displacement: | 79 x 66 mm (3.110 x 2.598 in) |
| Bore x stroke: | 10.5:1 |
| Compression ratio: | 1,177 kPa (12 Kg/cm ² , 171 psi) |
| Compression pressure: | Electric starter |
| Starting system: | 98 ps/7000 rpm |
| Max power: | 11.3 Kg fm/5000 rpm |
| Max torque: | |

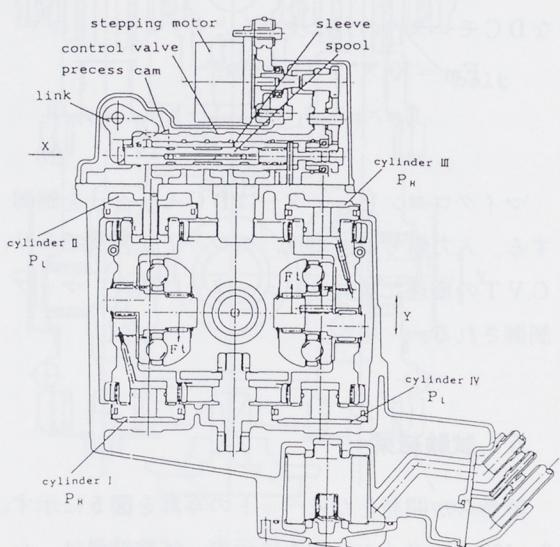


図7 Cross section of the Half Toroidal CVT.

ルブのスリーブを作動することに依り、圧力 P_H と P_L が変化し、トラニヨンは前述と同様にY方向に作動する。そして、ディスクとパワーローラーの接触点は変化する。これが、サイドスリップを引き起こし、トラニヨンは対称に傾転する。一方のトラニヨンには、センサーロッドが設置されており、プリセスカムが端部に取り付けられている。トラニヨンが傾転すると、プリセスカムが回転し、カム斜面に接触しているリンクが回転して、コントロールバルブスプールをX方向に変位させる。スプールとスリーブが初めの位置関係に戻り、圧力が変化して、式(18)の様に釣合うと、トラニヨンの傾転が止まる。この油圧サーボシステムは、制御に必要な動力がエンジンの駆動力の大きさに影響されない点で優れている。事実、大排気量二輪車の走行試験では小サイズのステッピングモーターを使用して行なった。

8. 試験結果

ハーフトロイダルC V Tを搭載したプロトタイプ二輪車の性能を、マニュアルミッション付のヤマハX V Z 1300と比較した。性能試験結果を図8に示す。マニュアルミッションの最高速は196km/hであり、ハーフトロイダルC V Tの最高速は179km/hであった。最高速において、ハーフトロイダルC V Tはマニュアルミッションに対し8.7%劣った。

0~400mの発進加速タイムを、50m, 100m, 200m, 400mの各地点で計測した。50m, 100m地点での到達タイムは大差なく、200m, 400mの地点の到達タイムは、ハーフトロイダルC V Tの遅れが顕著になる傾向であった。

| Maximum speed (Km/h) | |
|--------------------------------------|------------------------------------|
| Half Toroidal CVT | 179 |
| Manual transmission (XVZ 1300) | 196 |
| Standing-acceleration test (sec) | |
| | 0 - 50m 0 - 100m 0 - 200m 0 - 400m |
| Half toroidal CVT | 3.5 5.4 8.4 13.3 |
| Manual transmission (XVZ 1300) | 3.4 5.1 7.9 12.4 |
| Difference | 0.1sec 0.3 0.5 0.9 |

図8 Performance test results

図9に各車速毎の追い越し加速の、200m地点到達タイムの試験結果を示す。80km/h以下の追越し加速はハーフトロイダルC V Tが、マニュアルミッションに比べ優れたが、100km/h以上では僅かに劣った。ハーフトロイダルC V Tでは80km/h以下で自動制御された、す早いキックダウンが効果的に作用したから優れ、100km/h以上ではキックダウンの効果が少なく、更にハーフトロイダルC V Tの、伝達効率が低い為に悪い結果となった。

燃料消費量の試験結果を図10に示す。ハーフトロイダルC V Tの燃料消費量は、マニュアルミッションに比べ定常走行で約15%劣り、ハイウェイを含む市街地走行では約10%劣る結果であった。

| | 40Km/h | 50Km/h | 60Km/h | 80Km/h | 100Km/h | 120Km/h |
|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
| Half Toroidal CVT | 1.68 | 1.14 | 0.54 | 0.06 | | |
| | 8.23 | 7.82 | 7.61 | 6.86 | 6.15 | 5.53 |
| Manual transmission (XVZ 1300) | 9.91 | 8.96 | 8.15 | 6.92 | 6.06 | 5.37 |
| | | | | 0.09 | 0.16 | |

図9 Passing-acceleration test (200 m)

| At a constant speed: 80Km/h (Km/l) | |
|--|------|
| Half Toroidal CVT | 18.3 |
| Manual transmission | 21.3 |
| At a constant speed: 100Km/h (Km/l) | |
| Half Toroidal CVT | 15.9 |
| Manual transmission | 18.4 |
| In city driving including highway driving (Km/h) | |
| Half Toroidal CVT | 14.6 |
| Manual transmission | 16.3 |

図10 Fuel consumption

全ての走行性能試験の結果から、プロト車のハーフトロイダルCVTは、マニュアルミッションに比べ伝達効率が低い為に、走行性能が悪くなっているということが判った。筆者らは、プロト車の主な損失馬力は軸受類の摩擦損失、そして潤滑油の攪拌損失であると考えた。

9. ハーフトロイダルCVTの効率

ハーフトロイダルCVTの効率は、図11に示される単体ユニットで計測した。トラクションオイルを供給し、潤滑後の油を吸入するポンプはCVTの外部に設置した。変速比0.5, 1.0, 2.0について、効率を測定した結果を図12に示す。ハーフトロイダルCVTの効率は変速比に依り変化し、 $i = 0.5$ の増速変速比の方が、 $i = 2.0$ の減速条件よりも効率が優れた。変速比で効率が異なる理由は、ハーフトロイダルCVTの損失の大半が、押し付け力に依る軸受類の摩擦損失であるからである。式(8)に示される押し付け力は、傾転角 ϕ に関係する。変速比が減速条件に近づくほど、押し付け力は大きくなる。しかし、二輪車用ハーフトロイダルCVTのプロト車では軸受損失の他に、ポンプ損失と油攪拌損失が残った。我々の次の課題は、二輪車用ミッションとして成立させつつ、これらの損失の改良をすることである。

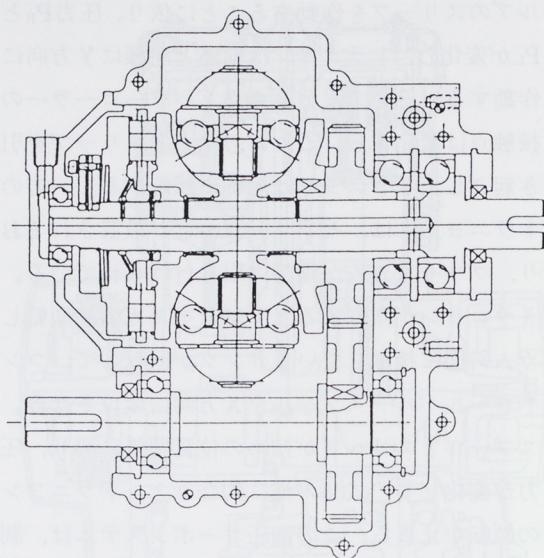


図11 Prototype of the Half Toroidal

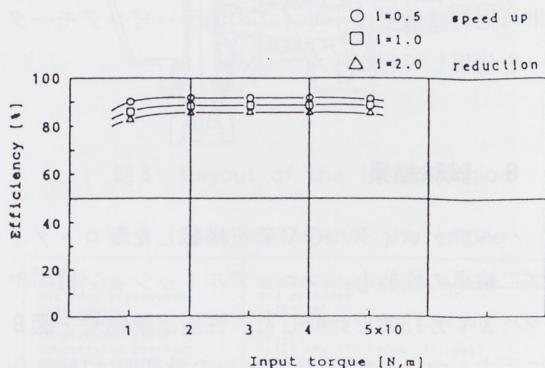


図12 Efficiency

10. 寿命

ハーフトロイダルCVTの接触部は、約 10mm^2 の楕円であり、最大ヘルツ応力 P_{max} は約 3.0GPa である。トラクション流体が接触部の間を通過する最大スピードは $2.0 \times 10^{-5}\text{ sec}$ である。潤滑油のバルク温度は約 100°C であった。それ故、ディスクとローラー間の接触表面の寿命はハーフトロイダルCVTの最も重要なポイントであった。

台上試験で、筆者らはディスクとローラーの接触部に関し、エンジンの最大トルク相当で 2×10^8 回の転動回数を完了させた。台上耐久試験では変

速比は固定して行なった。図13の写真は実機での接触回数 10^8 回後のディスクである。表面の損傷は認められなかった。プロトタイプの二輪車を使用して、耐久性の試験を種々の条件の下で行なった。



図13 Tested disc

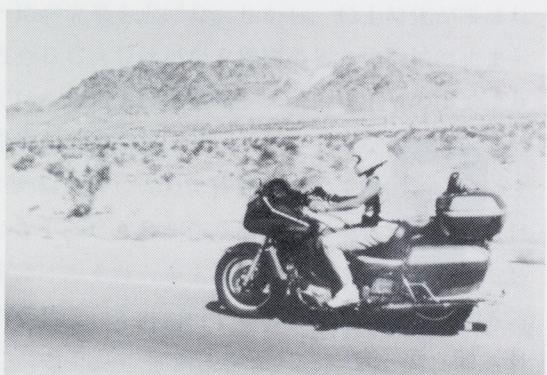


図14 US highway test

11. ドライバビリティ

アメリカで、プロト車の走行試験を行ない、種々の条件でドライバビリティについて評価した。クラッチ操作とシフト操作なしのイージードライブは、ライダーにとって大変快適であった。このCVTは特に山岳路で優れた性能を発揮した。図14にアメリカにおけるハイウェイ走行の写真を示す。プロト車に乗った幾人かはハーフトロイダルCVTが、マニュアルミッションと比較して性能に満足感があることを指摘した。この改良は必要である。

12. 結 論

排気量171ccと1300ccの二種類の二輪車用ハーフトロイダルCVTのプロト車を試作し評価試験を行なった結果、クラッチ操作とシフト操作なしのスロットル操作のみで、大排気量二輪車を運転出来るという、主な目的は充分達成した。又、トラクション接触表面の耐久性と、トラクション回転部品を支持する軸受類の耐久性は、実機での運転条件下で充分な結果であった。

ハーフトロイダルCVTを搭載した二輪車の性能は、マニュアルミッション付に比べ約10~15%劣る結果であった。伝達損失の主なものは、軸受摩擦損失、ポンプ損失、高回転時の油攪拌損失であった。残された主要な課題は、それらの損失を如何に減らし、高回転時に如何に高効率を得るかということである。

筆者らは、全ての研究、開発の結果、大排気量二輪車用として、ハーフトロイダルCVTが大きな可能性があるということを結論付けるに至った。

13. 謝 辞

本研究開発に当り、日本自動車研究所長の石原教授、横浜国立大学の田中教授、そしてトラクションオイルの提供とハーフトロイダルCVTの耐久テストを行なっていただいた出光興産㈱に感謝致します。

[参考文献]

- [1] Dowson & Higginson, Elast-Hydrodynamic Lubrication, Pergamon
- [2] Machine Des., May 2, 1977
- [3] Johnson, K.L., and Tevaarwerk, J.L., Proc. R. Soc. London, Series A, Vol. 356, 1977
- [4] Tevaarwerk, J.L., and Johnson, K.L., Trans. ASME, F, 101, 3, 1979
- [5] Evans, C.R., and Johnson, K.L., Proc. Instn. Mech. Engrs. 1986, C5, 303-312
- [6] Evans, C.R., and Johnson, K.L., Proc. Instn. Mech. Engrs. 1986, C5, 313-324
- [7] Hata, H., Aoyama, S., IDEMITSU Tribology Review, No. 12, 1985

〔おわりに〕

以上が、第23回F I S I T Aに発表した論文の内容です。ここまで成果が出せたのは、社内外の方々の御支援、御協力の賜物と紙面を借りて御礼申し上げます。

〔注 記〕

※(1) CVT : Continuously Variable Transmission

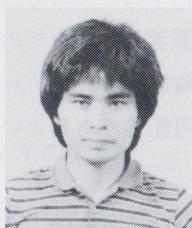
※(2) トラクションドライブ：

金属製の摩擦車を潤滑下で強く押し付け、金属間に介在する油膜のせん断抵抗に依り動力を伝達する方式であり、無潤滑の場合の摩擦伝動と区別している。

■著者■



市原 康志



泰山 晋



安間 幸夫