

## 歯車とローラを組合せたハイブリッド形変速機に関する研究

園田, 計二

<https://doi.org/10.11501/3117327>

---

出版情報 : 九州大学, 1996, 博士 (工学), 論文博士  
バージョン :  
権利関係 :

## 第5章 テーパーローラと歯車を組合せた 多軸駆動形ハイブリッド変速機

ここでは、高速段のトラクションドライブにはテーパーローラを用い、低速段の歯車機構部には外歯車あるいは内歯車を用いて、多軸駆動・非遊星形になるように組合せたハイブリッド形変速機の特徴と運転性能について述べる。

### 5.1 緒言

ハイブリッド形変速機は、トラクションドライブの低騒音と、歯車の高い負荷能力を有効利用できる動力伝達用の変速機である。一般に、騒音が問題となる高速側にトラクションドライブを低速側に歯車を用いるのが普通である。ここでは、高速段のトラクションドライブにはテーパーローラを用い、低速段の歯車機構部には外歯車同士の組合せ、あるいは内歯車と外歯車の組合せを用いて、多軸駆動形（差動運動も遊星運動も伴わないもの）になるようにした。

トラクションドライブと歯車機構を組合せて変速機を設計・製作し、運転試験を行なったという発表<sup>(1)</sup>はあるが、その具体的構造および動力伝達効率などの重要な特性が詳細に明らかにされていない。

本研究では、トラクションドライブと歯車機構部を有機的に組合せて、歯車機構のみを用いた変速機<sup>(2)</sup>と同じ程度の容積で、同じ程度の動力を伝達できるハイブリッド形変速機を独自に設計・製作することにした。

## 5.2 外歯車を用いたハイブリッド形変速機（多軸駆動形）

負荷能力を大きくしかつ騒音を小さくするためには、ハイブリッド形減速機の第1段(高速部)を2個以上の遊星ローラをもつ遊星形、あるいは多軸駆動・非遊星形のトラクシヨンドライブにする必要がある。本研究では、2種類のハイブリッド形減速機を設計・製作した。図5-1には、外歯車を用いたハイブリッド形変速機の断面図を示している。図5-2は、この変速機の内部を示している。図5-3は、トラクシヨンドライブを構成する転動体(テーパローラ)の自動押付力増加機構の説明図を示す。図5-1～図5-4を用いて、試作した外歯車ハイブリッド形変速機の特徴と具体的構造について説明する。

入力軸(1)の左側に、トラクシヨンドライブの転動体となるテーパローラ(4)がある。この1個のテーパローラは、それと接触する3個の被動ローラを同時に駆動する。3個の被動ローラの軸の他端は、軸受付はすば歯車になっている。出力軸(2)に負荷がかかると、3個のはすば歯車(7A、7B、7C)に右方向のスラスト荷重が発生する。

このスラストによって、はすば歯車と一体になっている3個の被動ローラ(6A、6B、6C)が右方向に押される。押付力がある限界以上に過大にならないように、太陽ローラ(4)の右端に段(8)が設けて、ストッパーの役割をするような構造にしている。

一方では、ローラのテーパの作用のよって、被動ローラを左側に押し返す力 $F_s$ が発生する。図5-4を見ればわかるように、テーパローラに $F_s$ なるスラストを発生させるには、ある値の法線力 $P$ (初期押付力)がテーパローラに作用していることが必要となる。

したがって、出力軸に負荷が作用して、はすば歯車に $F_s$ なるスラストが発生すると、 $P = F_s / \sin \theta$ なる押付力がトラクシヨンドライブの転動体に作用することになる。はすば歯車のねじれ角 $\beta$ とテー

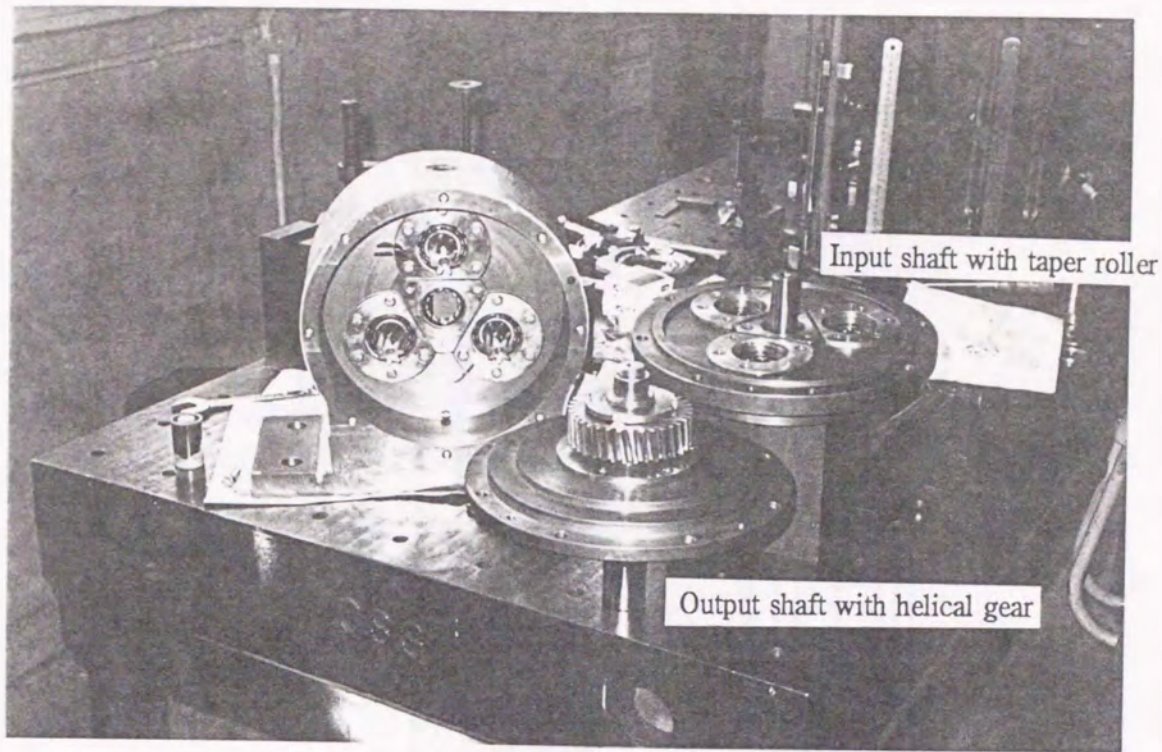
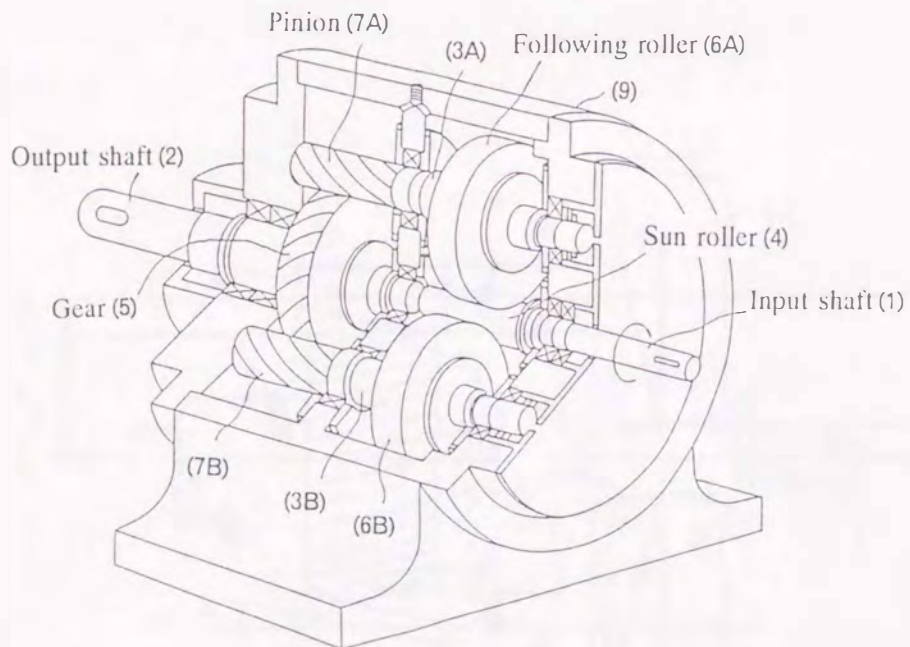


図 5 - 1 外歯車を用いたハイブリッド形変速機



$$\left( \text{速比 } u \approx \frac{25}{102} \times \frac{7}{35} \approx \frac{1}{20} \right)$$

図 5 - 2 外歯車を用いたハイブリッド形変速機の内部

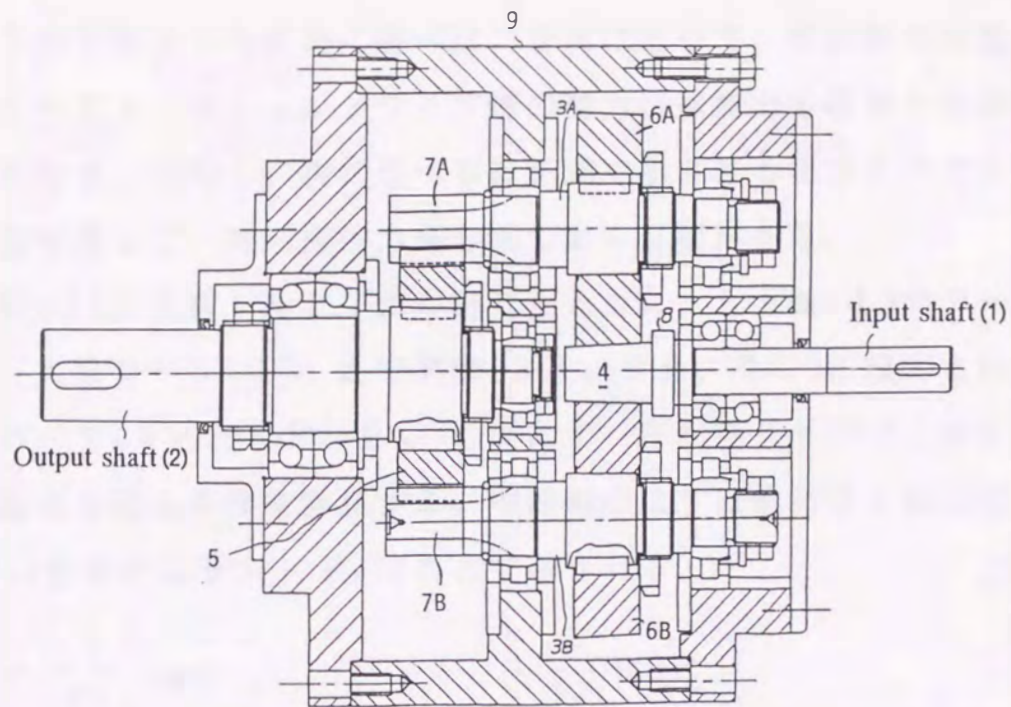


図 5 - 3 試作した外歯車ハイブリッド形変速機の断面図

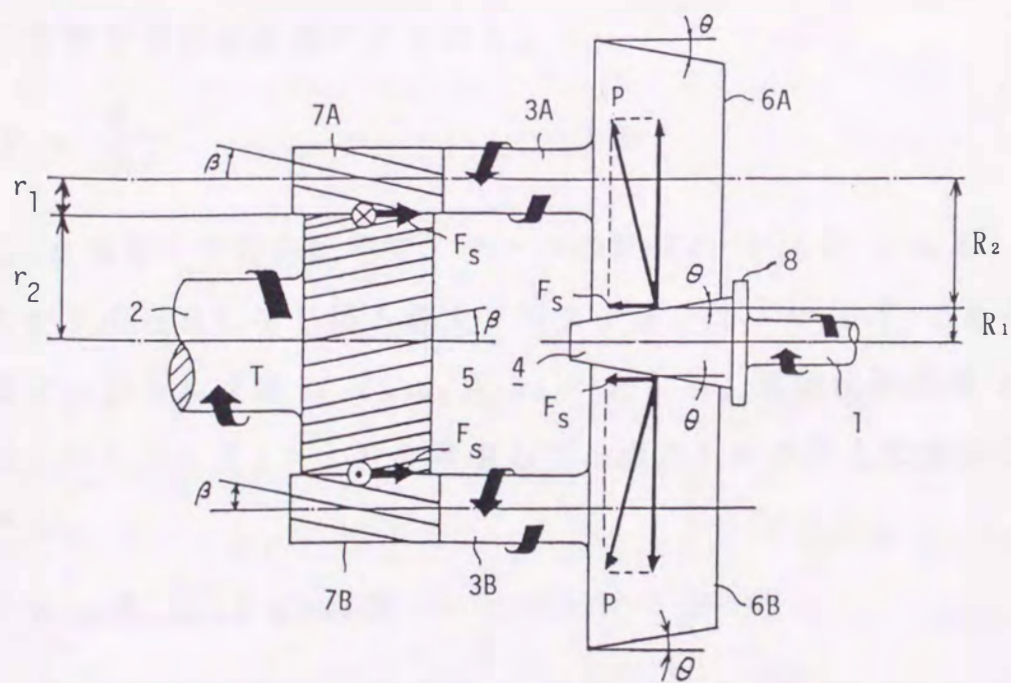


図 5 - 4 ローラと歯車に作用する力の説明図 (自動押付力増加機構)

パローラの勾配角  $\theta$  を適当に選べば、負荷に応じて、転動体の法線力を増加させてトラクションドライブ部の動力伝達能力を増加させ得ることがわかる。ただし、次に述べる計算式で示される限界トラクション係数を考慮して、初期押付力を与えておく必要がある。

出力軸(2)に負荷トルク  $T$  が作用したときに、入力軸(1)のテーパローラ〔太陽ローラ(4)〕と中間軸(3A、3B、3C)に固定されたテーパローラ(6A、6B、6C)の間にすべりが生じないで、押付力  $P$  を増加させ得る条件を計算する。中間軸のはすば歯車の1個に生ずるはすば歯車のスラスト  $F_s$  は次式で示される。

$$F_s = \frac{T}{n r_2} \tan \beta \quad \dots\dots\dots(5-1)$$

ただし、 $r_2$  ははすば歯車のピッチ円半径、 $\beta$  はねじれ角、 $n$  は中間軸付きはすば歯車の個数(ここでは  $n = 3$ )である。

はすば歯車のスラスト  $F_s$  によって、テーパローラの表面の法線方向に生じる押付力  $P$  は次式で示される。

$$P = \frac{F_s}{\sin \theta} \quad \dots\dots\dots(5-2)$$

ただし、 $\theta$  はローラの勾配角で、テーパの数値の  $1/2$  となる。

押付力が  $P$  のときに生じ得る最大トラクションは、 $\mu_{\text{limit}} P$  であるので、最大入力トルクは  $n R_{1,\text{mean}} \mu_{\text{limit}} P$  となる。動力伝達効率  $\eta$  と減速比  $i = 1/u$  ( $i > 1$ ) を考慮して、出力トルク  $T$  と比較する必要がある。

$$T < n \eta R_{1,\text{mean}} i \mu_{\text{limit}} P \quad \dots\dots\dots(5-3)$$

$$i = (R_{2,\text{mean}}/R_{1,\text{mean}}) \times (r_2/r_1), \quad P = (T/n r_2) \tan \beta (1/\sin \theta)$$

の関係代入すれば、式(5-3)の条件は、次の式で示される。

$$\mu_{\text{limit}} > \frac{r_1 \cdot \sin \theta}{\eta \cdot R_{2, \text{mean}} \cdot \tan \beta} \dots\dots\dots(5-4)$$

あるいは、

$$\beta > \tan^{-1} \left( \frac{r_1 \cdot \sin \theta}{\eta \cdot R_{2, \text{mean}} \cdot \mu_{\text{limit}}} \right) \dots\dots\dots(5-5)$$

ローラの接触面の圧力を増加させるために必要な最低限のトラクション係数 ( $\mu_{\text{limit}}$  を与える右辺の値) は、トラクション油の特性、押付力などによって決まるので、設計においては、主にテーパローラの勾配角  $\theta$  と出力軸のはすば歯車のねじれ角  $\beta$  を適当に選んで式(5-4)を満たすようにする必要がある。なお、効率  $\eta$  は 90 ~ 95 % と仮定してよい場合が多い。ここで注意すべきことは、初期押付力(予荷重)によって  $\mu_{\text{limit}}$  の適当な値(安全率も考慮したもの)を得る必要のあることである。外歯車を用いるハイブリッド形変速機は、入力軸と出力軸の回転方向が同じになる利点がある。

上記のハイブリッド形変速機において、出力軸の歯車を平歯車にすることもできる。ただし、この場合は、歯車にスラストが生じないので、入力軸のトルクを利用して、トラクションドライブの太陽ローラにスラストを与えるような構造にする必要がある。

### 5.3 内歯車を用いたハイブリッド形変速機(多軸駆動形)

前節で述べた外歯車を用いたハイブリッド形変速機を、内歯車を用いたものに発展させた。内歯車を用いれば、同じ寸法で大きな減速比が選定できること、および動力伝達効率が少し良くなることなどが利点として挙げられる。

図5-5は、内歯車を用いた多軸駆動形ハイブリッド形変速機の断面

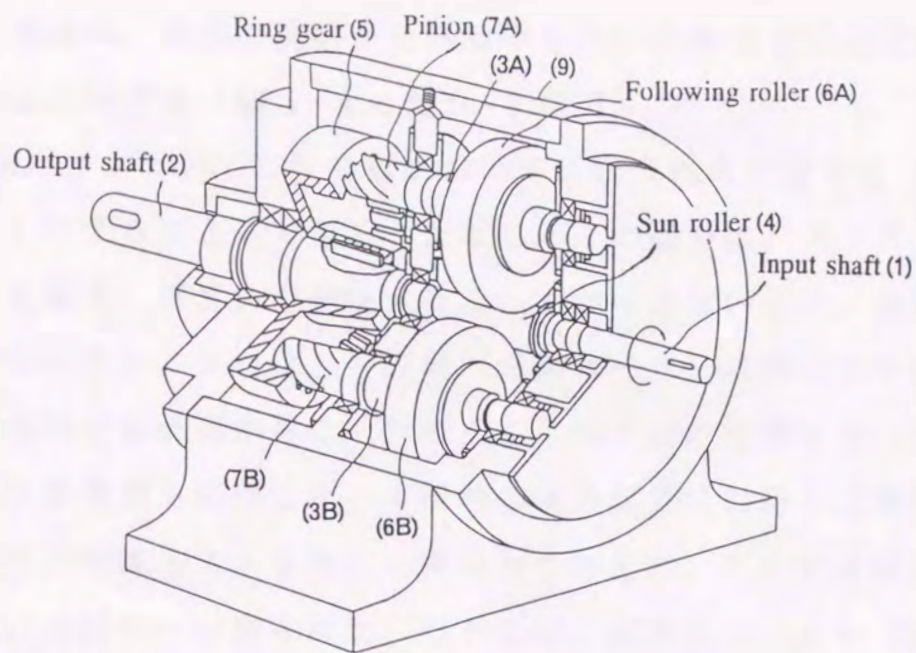


図 5 - 5 内歯車を用いたハイブリッド形変速機

説明図である。出力軸(2)に、はすば内歯車(5)が固定されている。この内歯車は、3個の被動ローラ軸の軸付歯車によって駆動される。図5-6は、このハイブリッド形変速機の内部を示す。図5-7は、試作した内歯車ハイブリッド形変速機のローラと歯車の配置を示している。図5-8は、試作したハイブリッド形変速機の断面図である。太陽ローラ(4)が3個の被動ローラ(6A、6B、6C)を回転させる。この3個の被動ローラ軸には、軸付はすば歯車(7A、7B、7C)が設けられている。この3個のはすば歯車(ピニオン)の軸受は、歯車箱に設けられており、内歯車(5)を駆動する小歯車は公転運動を行なわないので、遊星歯車ではない。

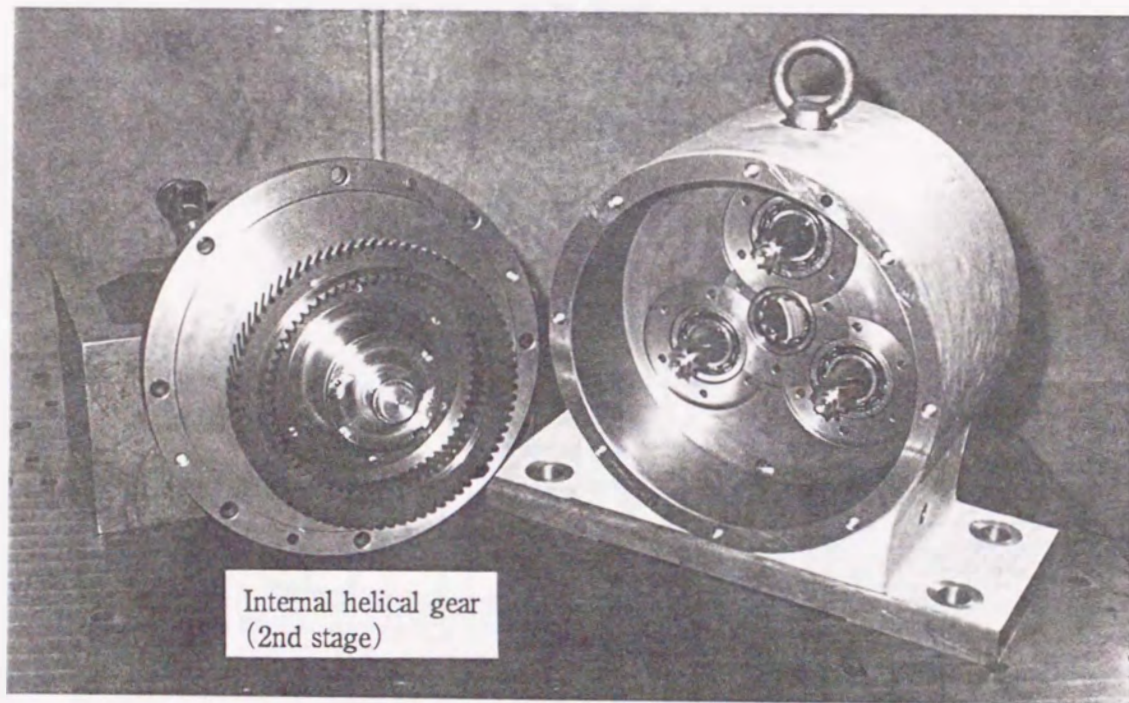
太陽ローラの右端に設けられた段は、ある限度以上の過大な押付力がローラに作用しないようにするためのストッパーである。入力軸の回転方向に対して、出力軸は逆方向に回転する。

トラクションドライブの転動体に、負荷に応じて押付力を増加させる



自動押付機構は、前節で説明した外歯車を用いたものと同じであるので、説明は省略する（図5-4と図5-9参照）。

上記のハイブリッド形変速機において、出力軸の内歯車をすぐば（ $\beta = 0$ ）にすることもできる。ただし、この場合は、スラストを利用して、転動体に押付力を発生させることができないので、最初から押付力を与えるか、または、入力軸（太陽ローラ）に押付力を増加させる機構を設ける必要がある。比較用に、すぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機も試作した。中間軸の軸受部分（L形つば輪付の円筒ころ軸受）でスラストを加えて押付力を与えた。この変速機は理論効率に近い全効率 $\eta$ が得られた。たとえば、減速比  $1/u \approx 28$  で  $\eta \approx 95\%$  を示し、歯車のみを用いた減速機とほぼ同じ効率が得られた。



$$\left( \text{速比 } u \approx \frac{25}{102} \times \frac{9}{66} \approx \frac{1}{30} \right)$$

図5-6 ローラと外歯車と内歯車を組合せたハイブリッド形変速機  
 （なお、内歯車には4輪駆動乗用車のリングギヤを用いた。  
 外周にも歯があるが、ここでは無関係である）

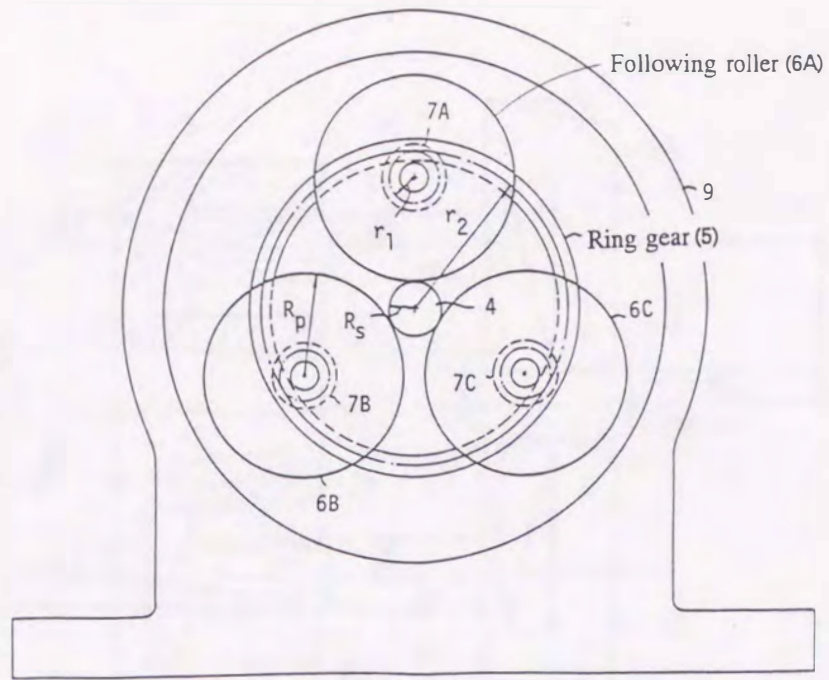


図 5 - 7 内歯車を用いるハイブリッド形変速機のローラと歯車の配置図（非遊星式）

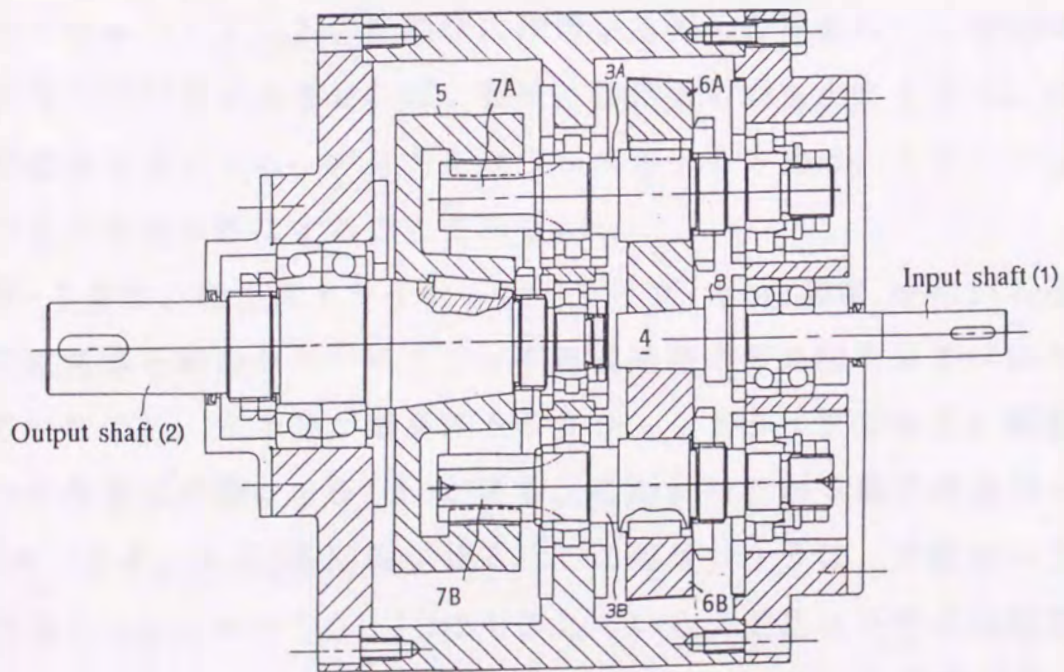


図 5 - 8 内歯車を用いるハイブリッド形変速機の断面図（非遊星式）

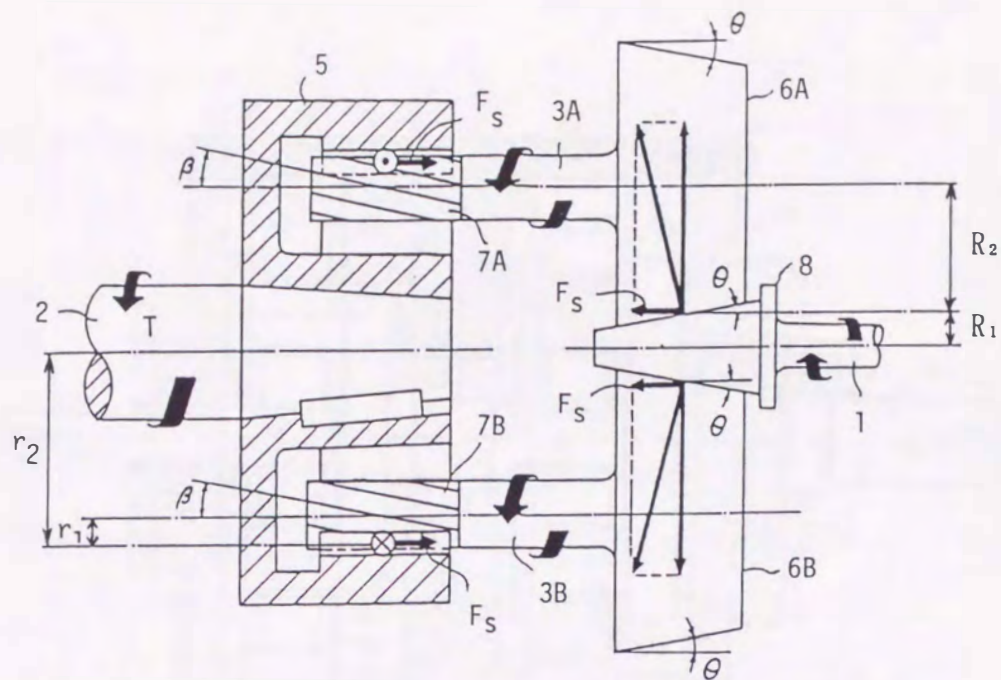


図 5 - 9 ローラと歯車に作用する力の説明図（自動押付力増加機構）

#### 5.4 遊星式のハイブリッド形変速機

トラクションドライブの転動体に作用する押付力を異なった転動体の押付力とでバランスさせれば、軸受に作用する力も小さくなり、また軸受損失も減少する。押付力をバランスさせる方法は、トラクションドライブを遊星形にすることである。

図 5 - 1 0 は、遊星式トラクションドライブ と 内歯車 を用いる遊星式の変速機を組合せたハイブリッド形変速機の断面図を示す（試作はしていない）。左半分が遊星式トラクションドライブである。駆動軸(1)の右端に太陽ローラ(4)がある。このローラが3個の遊星ローラ(6 A, 6 B, 6 C)を回転させる。この遊星ローラは、太陽ローラだけでなくリングローラ(11)にも接している。遊星ローラの公転運動が3個の軸を設けたキャリア(12)に伝わり、右側の遊星減速機の小歯車(太陽歯車13)を駆動する。この太陽歯車は、3個の遊星歯車

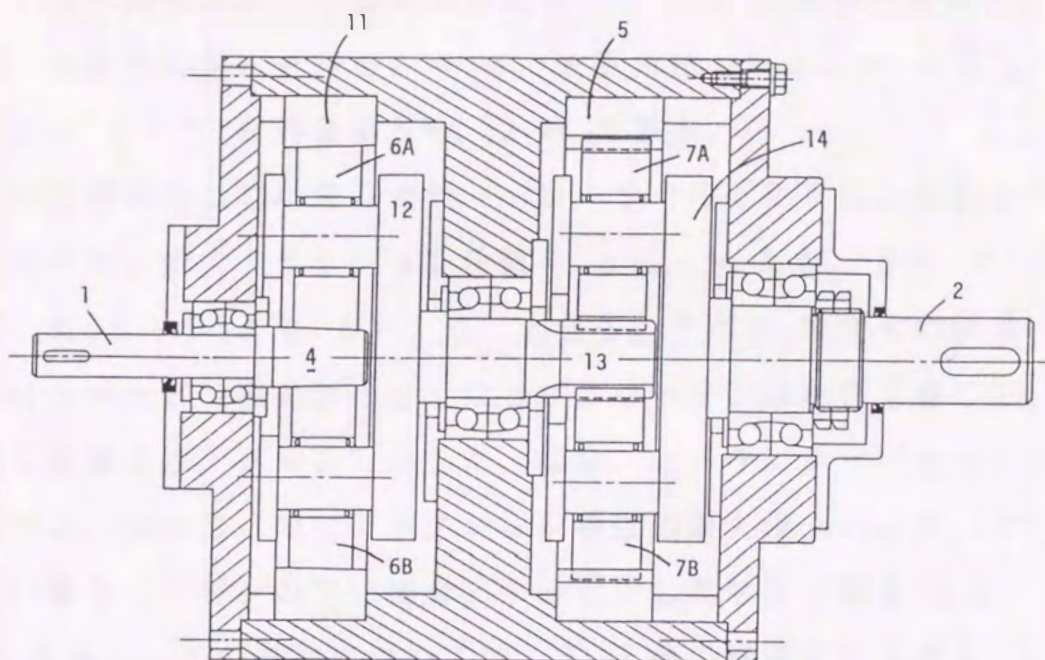


図 5 - 1 0 遊星式ハイブリッド形変速機 (2 段変速)

(7 A、7 B、7 C)を駆動する。この 3 個の遊星歯車は 1 個の内歯車 (5) とかみ合う。遊星歯車に生じた公転運動は、3 個の軸を設けたキャリア (1 4) を介して出力軸 (2) に伝達される。

遊星式トラクションドライブの転動体に押付力を発生させる方法は、いろいろと考えられるが、ここでは詳細な説明は省略する (第 4 章、第 6 章参照)。

### 5.5 外歯車を用いるハイブリッド形変速機的设计・製作

エスカレータ用減速機にも利用できることを目標にして、減速比 20、動力伝達能力 10 kW のハイブリッド形変速機を設計した。トラクションドライブの減速比を 4、歯車部での減速比を 5 とした。太陽ローラの平均直径  $2 R_{1, \text{mean}} = 25.57 \text{ mm}$ 、被動ローラの平均直径  $2 R_{2, \text{mean}}$

= 102.39 mm、ローラの勾配角  $\theta$  は  $1^\circ$  のものと  $2^\circ$  のものを試作した。歯車減速部は、小歯車の歯数  $Z_1 = 7$ 、大歯車の歯数  $Z_2 = 35$ 、歯直角モジュール  $m_n = 3$ 、歯直角圧力角  $\alpha_n = 20^\circ$ 、ねじれ角  $\beta = 10^\circ$ 、有効歯幅  $b = 30$  mm である。

はすば歯車のねじれ角  $\beta$  とテーパローラの勾配角  $\theta$  は、次のようにして決めた。最大トラクション係数を  $\mu_{limit} \approx 0.04$ 、 $\theta = 2^\circ$  とすれば、式(5-5)より  $\beta = 10^\circ$  となる。ただし、角度  $\theta$  の値は、小さいほうがスピン損失が小さくなるが、ローラの摩耗を考慮して、試作第1号機では、 $\theta = 2^\circ$  とした。なお、ローラにテーパを付けた場合にスピンが生じるのでトラクション係数の最大値  $\mu_{e,max}$  は、テーパのない場合（スピンのない場合）の値と少し異なる（図4-12、図5-13参照）。この詳細については、5.7節の減速比および5.8節の効率を計算で求めるときに説明を行なう（図5-13、図5-14参照）。

試作したハイブリッド形変速機の諸元を表5-1と表5-2に、具体的構造を図5-3に示す。トラクションドライブの転動体、取付軸、歯車などは、運転中に損傷が起きにくい構造にするとともに、十分な高精度に加工した。この減速機のケーシングの鋳造、機械加工、およびローラ、軸、はすば歯車などの熱処理と精密加工は、すべて佐賀大学の実習工場と著者らの研究室で行なった。ローラの材質はSCM440鋼で、焼入れ焼戻しによってブリネル硬さ  $HB \approx 450$  とした。ローラ外周部の接触面は、表面粗さ  $R_{max} \approx 0.5 \mu m$  に精密研削で仕上げた。はすば歯車の材質はローラのもと同じであるが、 $HB \approx 330$  である。熱処理後にホブ切りして、そのまま使用した。

試作したハイブリッド形変速機は、入力回転数を  $n_1 = 1800$  rpm、トラクションドライブの転動体（ローラ）に作用する最大ヘルツ圧力を、

表 5 - 1 試作したハイブリッド形変速機の形式と減速比など

ハイブリッド形変速機				
分 類	トラクション + 外歯車		トラクション + 内歯車	
	スパー	ヘリカル (右10°)	スパー	ヘリカル (右21° 45' 02")
押付荷重	ネジ式 (固定荷重)	ネジ式+スラスト力 (予荷重+自動調圧)	ネジ式 (固定荷重)	ネジ式+スラスト力 (予荷重+自動調圧)
速比 u	$\frac{1}{20.57} = \frac{1}{4} \times \frac{7}{36}$	$\frac{1}{20} = \frac{1}{4} \times \frac{1}{5}$	$\frac{1}{28.57} = \frac{1}{4} \times \frac{7}{50}$	$\frac{1}{29.33} = \frac{1}{4} \times \frac{9}{66}$
入力回転方向 (出力回転方向)	自由 (同 じ)	右 (同 右)	自由 (逆 転)	右 (逆 左)
入力シャフト	φ19	φ19	φ19	φ19
出力シャフト	φ40	φ40	φ40	φ40
備 考	ここでは省略した			

表 5 - 2 試作した外歯車ハイブリッド形変速機の諸元  
(テーパローラとはすば外歯車の組合せ)

Traction drive		Driver	Follower
Mean Diameter	$d_{mean}$ (mm)	25.59	102.36
Length of rollers	$b$ (mm)	40	30
Taper angle	$\theta$	2°	2°
No. of rollers		1	3
Center distance	$A$ (mm)	63.97	
Gear drive		Pinion	Gear
Module	$m$ (mm)	3	3
No. of teeth	$z$	7	35
Helix angle	$\beta$ (°)	10°	10°
Coeff. of profile shifting		+0.392	-0.392
Pitch circle diameter	$d$ (mm)	21.324	106.620
Outside diameter	$d_k$ (mm)	29.676	110.267
Transverse pressure angle	$\alpha_s$	20.28°	20.28°
Face width	$l_s$ (mm)	40	30
Total speed ratio	$u$	$u = 1/4 \times 7/35 = 1/20.0$	

$p_{max} = 2000 \text{ MPa}$  (押付力 204.1kgf), トラクション係数を  $\mu = 0.04$ , 歯車の動力伝達効率  $\eta = 0.98$  とすれば、定格出力 約 10 kW の動力が伝達できるように設計している。入力回転数は 4800 rpm 程度まで上げることができるので、この条件では 約 26 kW の動力が伝達可能となる。外歯車を用いた場合の速比は、約 1 / 20 である。

### 5.6 内歯車ハイブリッド形変速機的设计・製作

前節で述べた外歯車ハイブリッド形変速機と同じケーシングを使用して内歯車ハイブリッド形変速機が試験できるように配慮して設計を

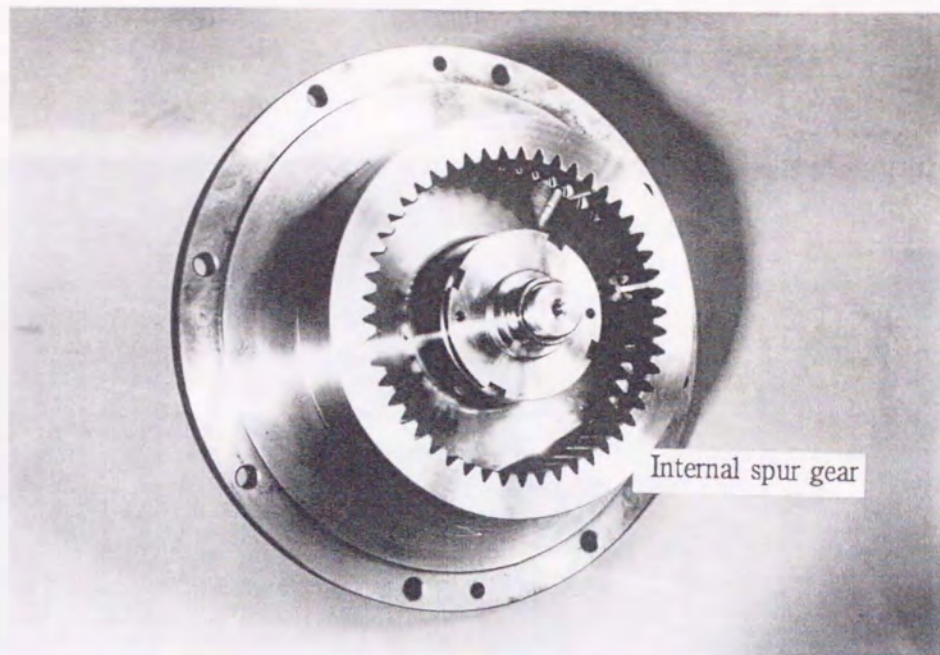
表 5 - 3 試作した内歯車ハイブリッド形変速機の諸元  
(テーパローラとすぐば内歯車の組合せ)

Traction drive		Driver	Follower
Mean Diameter	$d_{mean}$ (mm)	25.59	102.36
Length of rollers	$b$ (mm)	40	30
Taper angle	$\theta$	1° or 2°	1° or 2°
No. of rollers		1	3
Center distance	$A$ (mm)	63.97	
Gear drive		Pinion	Gear
Module	$m$ (mm)	3	3
No. of teeth	$z$	7	50
Helix angle	$\beta$ (°)	0°	0°
Coeff. of profile shifting		+0.500	-0.324
Pitch circle diameter	$d$ (mm)	21.000	150.000
Outside diameter	$d_k$ (mm)	29.675	145.944
Pressure angle	$\alpha$	20°	20°
Face width	$l_g$ (mm)	40	30
Total speed ratio	$u$	$u = 1/4 \times 7/50 = 1/28.57$	

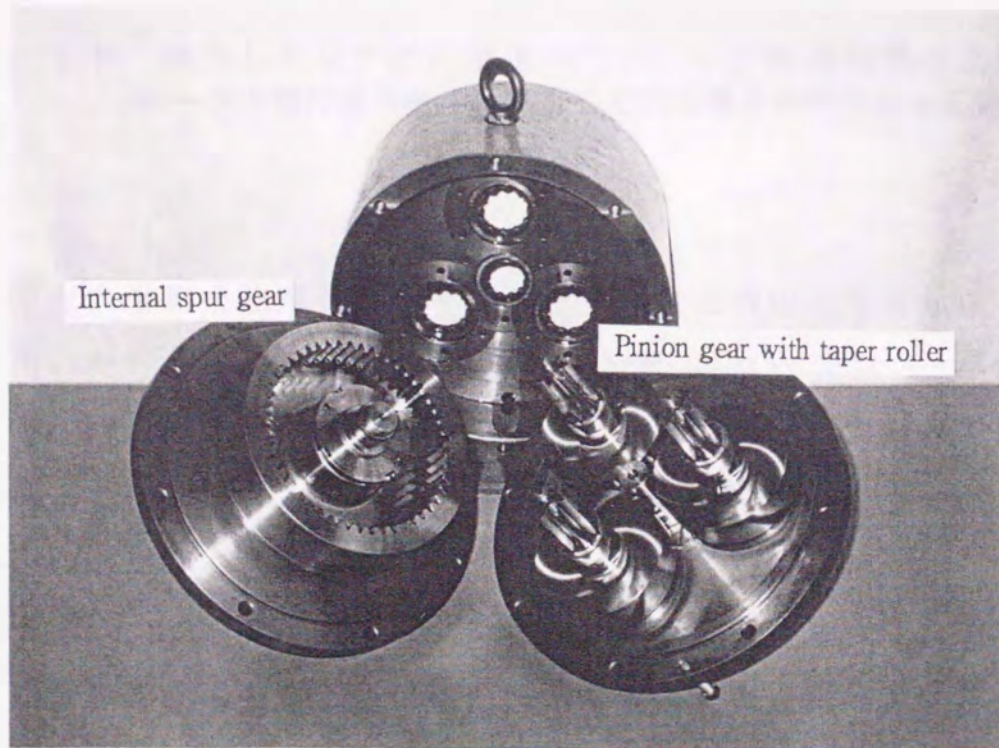
表 5 - 4 試作した内歯車ハイブリッド形変速機の諸元  
(テーパローラとはすば内歯車の組合せ)

Traction drive		Driver	Follower
Mean Diameter	$d_{mean}$ (mm)	25.59	102.36
Length of rollers	$b$ (mm)	40	30
Taper angle	$\theta$	2°	2°
No. of rollers		1	3
Center distance	$A$ (mm)	63.97	
Gear drive		Pinion	Gear
Module	$m$ (mm) [DP]	2.11 [12]	2.11 [12]
No. of teeth	$z$	9	66
Helix angle	$\beta$ (°)	21° 45' 02"	21° 45' 02"
Coeff. of profile shifting		+0.645	-0.183
Pitch circle diameter	$d$ (mm)	20.510	150.408
Outside diameter	$d_k$ (mm)	27.472	146.950
Transverse Pressure angle	$\alpha_s$	21.40°	21.40°
Face width	$l_g$ (mm)	40	22
Total speed ratio	$u$	$u = 1/4 \times 9/66 = 1/29.33$	





(a) すぐば内歯車ハイブリッド形変速機の内歯車部



(b) 被動ローラと一体型の軸付き歯車，内歯車など

図 5 - 1 1 試作したすぐば内歯車ハイブリッド形変速機

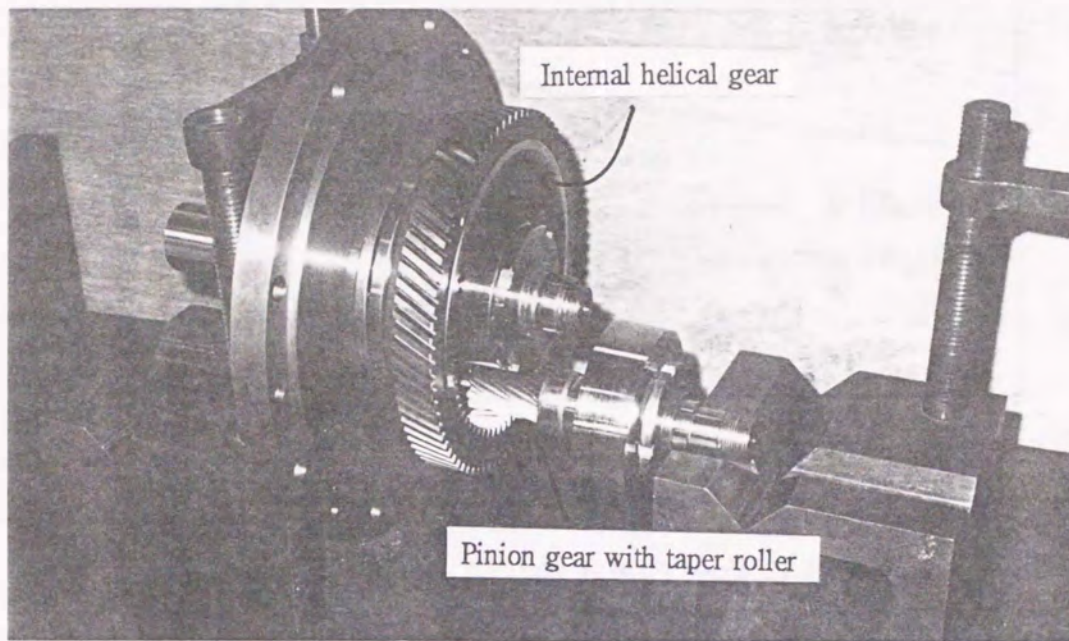


図 5 - 1 2 試作したはすば内歯車ハイブリッド形変速機の主要部  
(ローラと軸付歯車を一体形として内歯車とかみ合わせている)

行なった。

すぐば内歯車を使用したハイブリッド形変速機の主な諸元は、外歯車に用いたものと同じである(図 5 - 8 参照)。ローラのテーパ角度を  $1^\circ$  と  $2^\circ$  にしたものを設計・製作したが、初期押付力のみで全負荷を効率よく伝達できるようにするため、主に  $\theta = 1^\circ$  のテーパローラを用いて実験を行なった。

表 5 - 2 と表 5 - 3, 表 5 - 4 を比較すればわかるように、歯車機構部に内歯車を使用したときには、歯車箱の大きさは同じで全減速比が約 20 から約 30 に増加している。

すぐば内歯車は独自に設計・製作したが、はすば内歯車は、4 輪駆

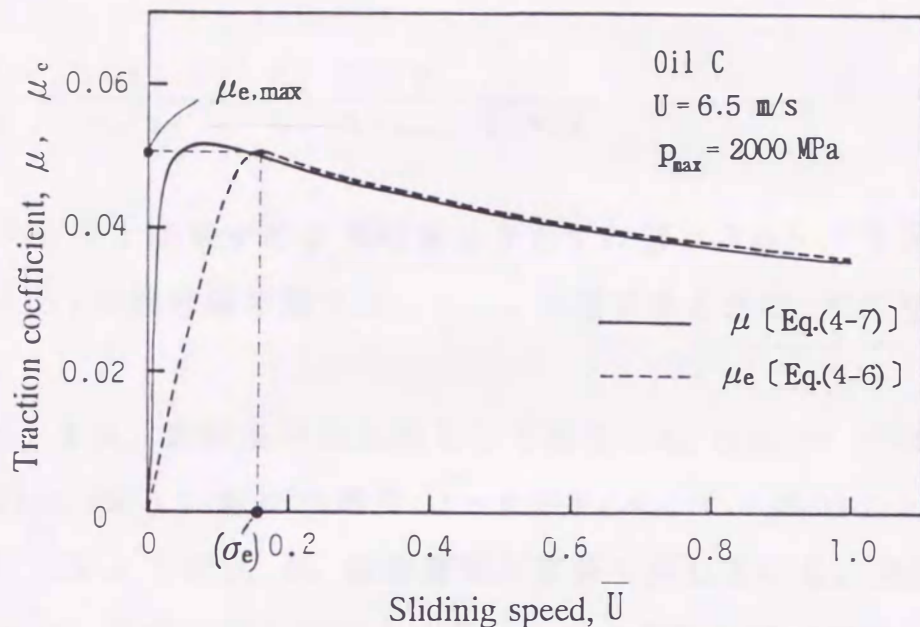


図 5 - 1 3 テーパー( $\theta = 2^\circ$ )のあるローラのトラクション係数  
 $\mu$ は円筒ローラのトラクション係数(整理式(4-7)で表示)  
 $\mu_e$ はテーパローラのトラクション係数(〔式(4-6)〕の数値計算結果)

動乗用車の量産されたリングギヤを利用した。

図 5 - 1 1 は、製作したすぐば内歯車ハイブリッド形変速機の内歯車などを示している。また、はすば内歯車を組込んだハイブリッド形変速機の全景は、図 5 - 6 に示している。図 5 - 1 2 には、ローラと一体形の軸付歯車のはすば内歯車とかみ合っているところを示している。

### 5.7 理論減速比

歯車機構部の減速比は、一定値  $1/u_G = Z_2/Z_1 = 35/7 = 5.0$  であるが、トラクションドライブ部の減速比  $1/u_T = R_{2,\text{mean}}/R_{1,\text{mean}} = 51.18/12.79 = 4.00$  は、負荷が大きくなれば、すべりが増加するので大きくなる。どの程度大きくなるかは、テーパのあるローラの有効トラクション係数  $\mu_e$  と すべり率  $\sigma_e$  との関係(図 5 - 1 3)を求

めれば計算できる。

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{u_G \cdot u_T} = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{R_{2, \text{mean}}}{R_{1, \text{mean}} (1 - \sigma_e)} \dots\dots\dots(5-6)$$

駆動ローラ1回転中のすべりを $\Delta S$ とすれば $\sigma_e = \Delta S / 2\pi R_{1, \text{mean}}$ となる。 $\sigma_e$ の許容値の最大は、 $\mu_{e, \text{max}}$ の生ずるときのすべり率 $\sigma_{ea}$ である。

図5-13は、設計条件の上限として使用した $p_{\text{max}} = 2000 \text{ MPa}$  ( $204.1 \text{ kgf/mm}^2$ )、転がり速度 $U = 6.5 \text{ m/s}$  ( $N_1 = 4800 \text{ rpm}$ )のときのトラクション係数 $\mu_e$ の計算値を破線で示している。実線で示される $\mu$ は、平均半径を半径とするテーパのないローラのみでのトラクション係数を示している。なお、試作減速機では、過大荷重などでトルクが設計値以上に増加したときは、自動圧力増加機構が作動して、被動軸停止による異常摩耗の発生を防止するようになっている。すなわち接触圧力が大きくなれば $\mu_{e, \text{max}}$ が図5-13の $\mu_{e, \text{max}} \approx 0.05$ よりも大きくなることも有効に利用している。

## 5.8 全効率

ハイブリッド形変速機の動力伝達効率(全効率) $\eta$ は、トラクションドライブ部の動力伝達効率 $\eta_T$ 、歯車機構部の動力伝達効率 $\eta_G$ の積で表される。全効率 $\eta$ の中には、ローラ接触部のすべりによる動力損失および歯面接触部の動力損失のほかに、トラクション油(潤滑油)を攪拌するための損失、軸受損失などが含まれる(図5-26参照)。

### 5.8.1 トラクションドライブ部の効率

ローラ接触部の損失のみを考慮した動力伝達効率を  $\eta_{T,th}$  で示す。ローラ接触部の損失は、すべり率  $\sigma_e$  から計算できる。効率  $\eta_{T,th}$  は、簡単のためトルク効率と速度効率を計算しないで、巨視的なすべりによるすべり損失  $\Delta L_1$  とテーパを付けたために生ずるスピンによるすべり損失  $\Delta L_2$  を用いて、式(5-7)で計算する。もちろん計算結果は、トルク効率と速度効率を用いた場合と同じとなる。なお動力は3個の被動ローラに均等に分配されると仮定して、一对のローラ接触部のみについて考える(図5-14)。

$$\eta_{T,th} = \frac{L_{th} - (\Delta L_1 + \Delta L_2)}{L_{th}} \dots\dots\dots(5-7)$$

$$\Delta L_1 + \Delta L_2 \doteq L_{th} - \left\{ \frac{R_{2,mean} R_{1,mean}}{R_{2,mean} / R_{1,mean} (1 - \sigma_e)} \right\} \cdot L_{th} + 2 \int_{l_r}^{l_o} \omega_s \cdot x \cdot p \cdot \mu \, dx \dots\dots(5-8)$$

ただし、 $L_{th}$  は損失のない場合の入力、 $\omega_s = 2\omega_1 \sin \theta$  は接触面のスピン角速度、 $l_o$  はローラの幅、 $l_r$  はローラの左端から純転がりの生じている位置までの距離である。 $\sigma_e = \Delta S / 2\pi R_{1,mean}$  は、駆動ローラを基準としたテーパ付きローラのすべり率である。また、 $\omega_s x$ 、 $U_s$ 、 $p$ 、および  $\mu$  は、それぞれローラの接触線上の点  $x$  の位置におけるローラ表面のすべり速度、単位幅当たりの法線力、およびトラクション係数である。

本研究では、第3章で示したようにトラクション係数  $\mu$  を整理式で表わしているので、式(5-8)の第2項の積分は、コンピュータで数値的に計算することができる。

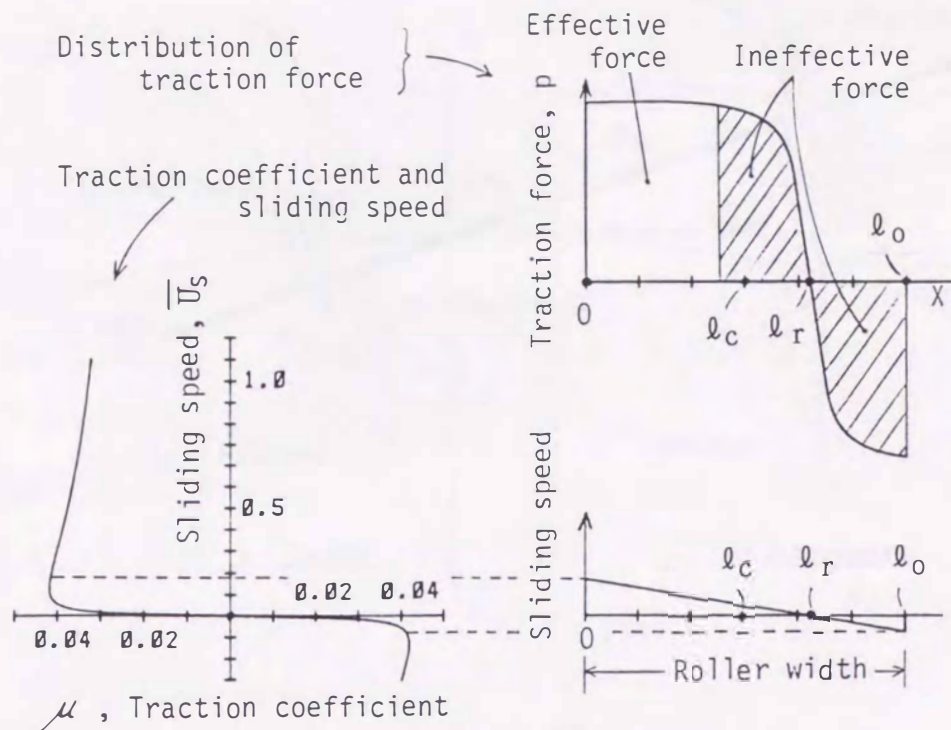
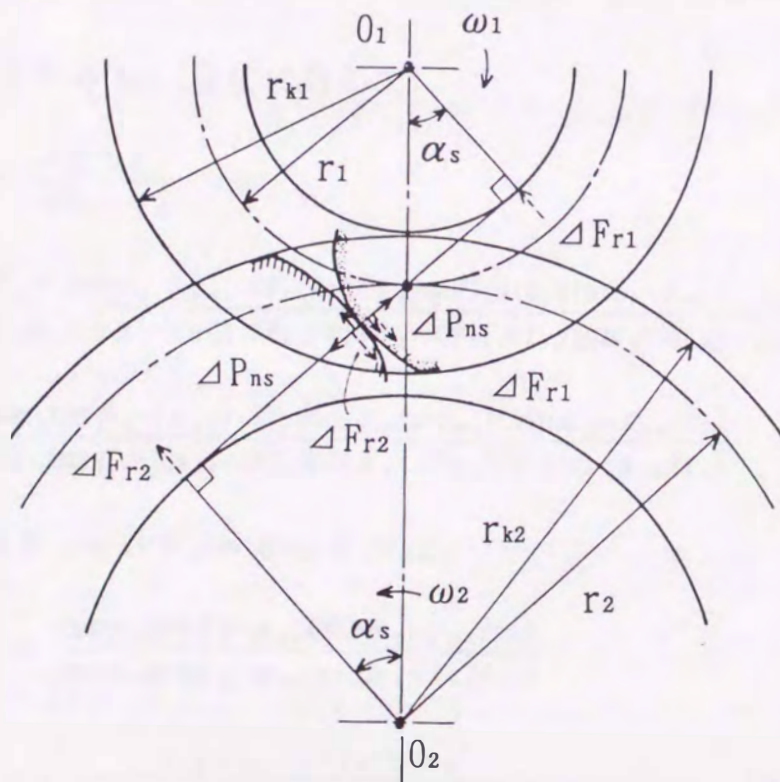
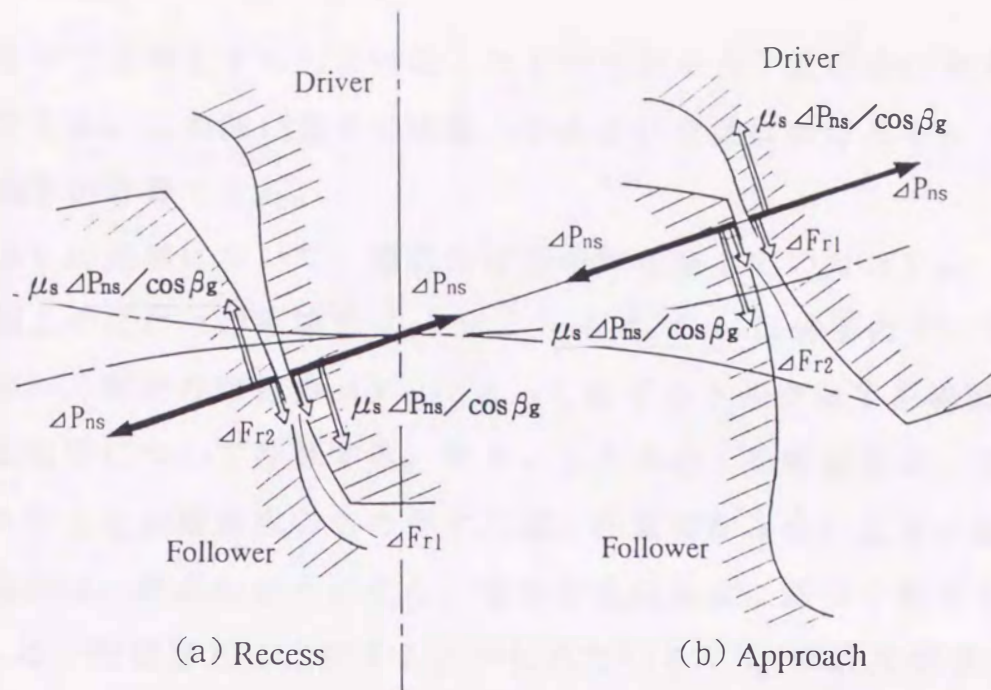


図 5-14 テーパーローラのトラクション係数と力

### 5.8.2 歯車機構部の理論効率

動力を伝達する際、接触部に生ずる転がり・すべり摩擦損失のみを考慮して計算した歯車の動力伝達効率を理論効率  $\eta_c$  と定義する。歯車の理論効率を計算する方法は、第2章で述べたように平歯車に対してはかなり明らかにされている<sup>(3)(4)</sup>。しかし、はすば歯車に対しては、まだほとんど明らかにされていない。G.Niemann は、平歯車に対する理論効率の式を修整して、はすば歯車の場合に応用している<sup>(5)</sup>。ここでは、小歯車の歯が歯末のたけのみである歯車に対して、石橋・吉野らが導いた式<sup>(6)</sup>を改善して、利用することにする。

図 5-15 は、任意のかみ合い位置における一対のはすば歯車に作用する力を示している。はすば歯車は、薄い歯幅  $\Delta b$  の平歯車を少しず



(c)  $\Delta b$  の歯幅に作用する力と主な記号

図 5 - 1 5 はすば歯車に作用する力 (軸直角断面)

つ回転させて位相をずらして固定したものであると、近似的に考えることができる。この薄い歯車の任意のかみ合い位置におけるトルクから理論効率が計算できる。

歯幅  $\Delta b$  の歯車において、軸直角断面の作用線上での力  $\Delta P_{ns}$ 、軸直角断面上の見かけの摩擦力  $\mu_s \Delta P_{ns} / \cos \beta_g$  ( $\mu_s$  は歯面のすべり摩擦係数)、転がり摩擦力  $\Delta F_r$  によって生ずるトルク  $\Delta T$  を被動歯車と駆動歯車について計算する。サフィックスの 1 を駆動歯車、サフィックスの 2 を被動歯車のものとすれば、任意のかみ合い位置における理論効率は、次式のようにになる。歯面の油膜形成に基づく転がり抵抗  $\Delta F_r$  は、油膜厚さに比例するといわれている<sup>(7)</sup>。本研究の場合は、一对の歯面粗さの和のほうが理論油膜厚さよりも、かなり大きいので、 $\Delta F_r \approx 0$  としても実用上差しつかえないと考えられる。

(i) 近寄りかみ合い領域に対して

$$\begin{aligned}
 [\eta_A]_x &= \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \cdot \frac{r_1}{r_2} \\
 &= \frac{\Delta P_{ns} r_2 \cos \alpha_s - (\mu_{sx} \Delta P_{ns} / \cos \beta_g + \Delta F_{r2})(r_2 \sin \alpha_s + \lambda_{sx})}{\Delta P_{ns} r_1 \cos \alpha_s - (\mu_{sx} \Delta P_{ns} / \cos \beta_g - \Delta F_{r1})(r_1 \sin \alpha_s - \lambda_{sx})} \cdot \frac{r_1}{r_2} \\
 &= \frac{\cos \alpha_s \cos \beta_g - (\mu_{sx} + \Delta F_{r2} \cos \beta_g / \Delta P_{ns})(\sin \alpha_s + \lambda_{sx} / r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g - (\mu_{sx} - \Delta F_{r1} \cos \beta_g / \Delta P_{ns})(\sin \alpha_s - \lambda_{sx} / r_1)}
 \end{aligned}$$

ここで、 $\Delta F_{r1} = \Delta F_{r2} = 0$  とおけば、

$$\begin{aligned}
 [\eta_A]_x &\doteq \frac{\cos \alpha_s \cos \beta_g - \mu_{sx} (\sin \alpha_s + \lambda_{sx} / r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g - \mu_{sx} (\sin \alpha_s - \lambda_{sx} / r_1)} \\
 &= 1 - \frac{\mu_{sx} \lambda_{sx} (1/r_1 + 1/r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g - \mu_{sx} (\sin \alpha_s - \lambda_{sx} / r_1)} \dots \dots \dots (5-9)
 \end{aligned}$$



(ii) 遠退きかみ合い領域に対して

$$\begin{aligned}
 [\eta_R]_x &= \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \cdot \frac{r_1}{r_2} \\
 &= \frac{\Delta P_{ns} r_2 \cos \alpha_s + (\mu_{sx} \Delta P_{ns} / \cos \beta_g - \Delta F_{r2})(r_2 \sin \alpha_s - \lambda_{sx})}{\Delta P_{ns} r_1 \cos \alpha_s + (\mu_{sx} \Delta P_{ns} / \cos \beta_g + \Delta F_{r1})(r_1 \sin \alpha_s + \lambda_{sx})} \cdot \frac{r_1}{r_2} \\
 &= \frac{\cos \alpha_s \cos \beta_g + (\mu_{sx} - \Delta F_{r2} \cos \beta_g / \Delta P_{ns})(\sin \alpha_s - \lambda_{sx} / r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g + (\mu_{sx} + \Delta F_{r1} \cos \beta_g / \Delta P_{ns})(\sin \alpha_s + \lambda_{sx} / r_1)}
 \end{aligned}$$

ここで、 $\Delta F_{r1} = \Delta F_{r2} = 0$  とおけば、

$$\begin{aligned}
 [\eta_R]_x &\doteq \frac{\cos \alpha_s \cos \beta_g + \mu_{sx} (\sin \alpha_s - \lambda_{sx} / r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g + \mu_{sx} (\sin \alpha_s + \lambda_{sx} / r_1)} \\
 &= 1 - \frac{\mu_{sx} \lambda_{sx} (1/r_1 + 1/r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g + \mu_{sx} (\sin \alpha_s + \lambda_{sx} / r_1)} \dots\dots\dots (5-10)
 \end{aligned}$$

変速機の動力伝達効率を計算するのに必要となる基準効率は、式(5-9)および式(5-10)を積分して得られる平均値である。歯面間の接触線上の荷重分布、2対以上の歯に対する荷重分担率などを求めて計算する必要がある。しかし、ここでは、実用上十分な精度で、はすば歯車の理論効率が計算できる式を示す。 $\lambda_{sx}$ の代わりにピッチ点から接触点までの距離の代表長さ $\lambda_{mean}$ を用いれば、式(5-12)、式(5-13)が得られる。

$$\left. \begin{aligned}
 \lambda_{mean, 1} &= (r_{k1} \sin \alpha_{k1} - r_1 \sin \alpha_s) / 2 \\
 \lambda_{mean, 2} &= (r_{k2} \sin \alpha_{k2} - r_2 \sin \alpha_s) / 2
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5-11)$$

$$\eta_a \doteq 1 - \frac{\mu_e \lambda_{mean, 2} (1/r_1 + 1/r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g - \mu_e (\sin \alpha_s - \lambda_{mean, 2} / r_1)} \dots\dots\dots (5-12)$$

$$\eta_r \doteq 1 - \frac{\mu_e \lambda_{mean, 1} (1/r_1 + 1/r_2)}{\cos \alpha_s \cos \beta_g + \mu_e (\sin \alpha_s + \lambda_{mean, 1} / r_1)} \dots\dots\dots (5-13)$$

さらに、正面歯形の近寄りかみ合い率  $\varepsilon_A$  と遠退きかみ合い率  $\varepsilon_R$  を用いて、次式(5-14)により近似的に  $\eta_{G,th}$  を計算する。

$$\eta_{G,th} = \frac{\varepsilon_A \eta_A + \varepsilon_R \eta_R}{\varepsilon_A + \varepsilon_R} \quad \dots\dots\dots(5-14)$$

ここで、

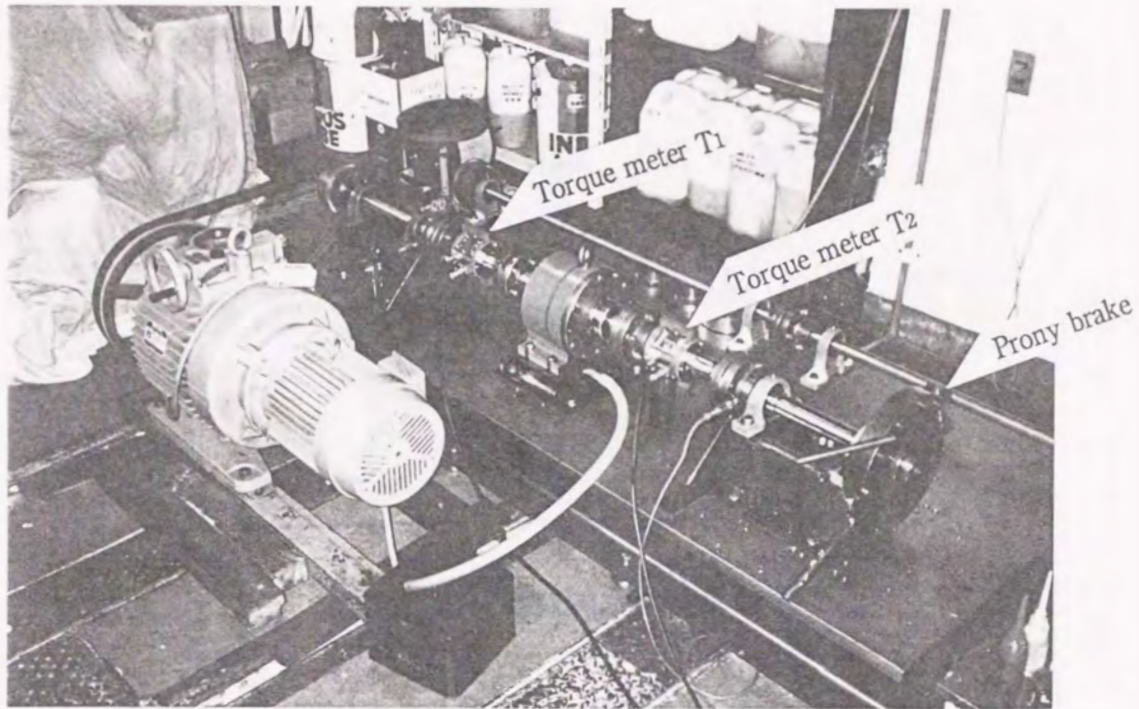
$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{r_{k2}^2 - (r_2 \cos \alpha_s)^2} - r_2 \sin \alpha_s}{t_s \cos \alpha_s}, \quad \varepsilon_r = \frac{\sqrt{r_{k1}^2 - (r_1 \cos \alpha_s)^2} - r_1 \sin \alpha_s}{t_s \cos \alpha_s}$$

なお、 $\cos \alpha_{k1} = (r_1 / r_{k1}) \cos \alpha_s$ ,  $\tan \beta_g = \tan \beta \cos \alpha_s$ ,  $\mu_e \approx \mu_s$  である。

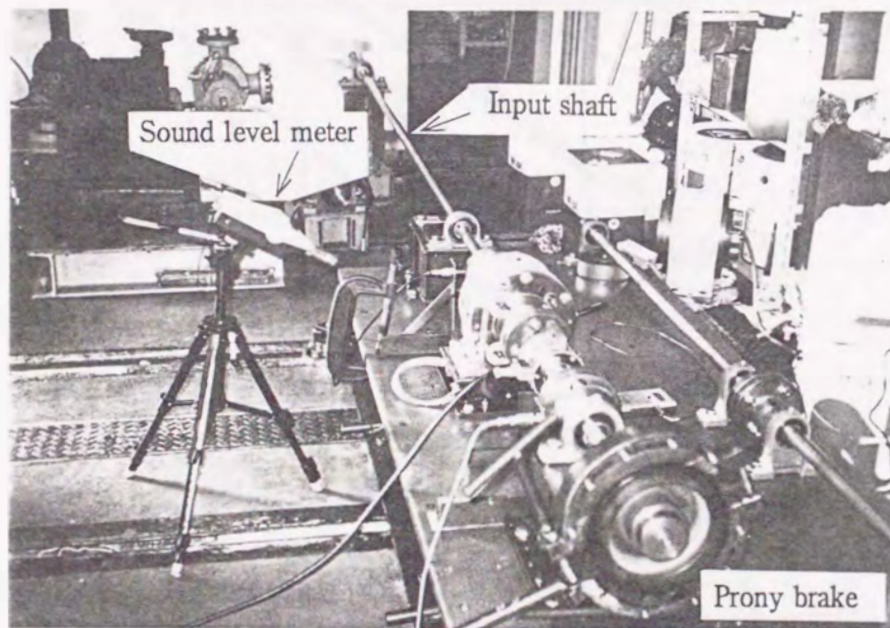
### 5.9 負荷運転と実験結果

図5-16は、試作した外歯車を用いたハイブリッド形変速機と試験装置の一部を示す。図5-17は、試作減速機の歯車とローラの位置と油面の高さを示している。トラクションドライブ部にも歯車機構部にも同じ油を使用して、油浴潤滑で運転した。実験には、鉱油、鉱油系のブレンド油、合成油を含む8種類の試験油を用いた。大気圧下における試験油の粘度変化を図5-18に示している。

ハイブリッド形変速機は、Vベルトを介して、S社製の無段変速機で駆動した。ほとんどの実験は、負荷を摩擦ブレーキで加える動力吸収式で行なった。一部の実験をコップ式トラクションドライブによって負荷を与える動力循環式で行なった。入力軸と出力軸の回転数は、電子式回転計を用いて±1/30回転の精度で測定した。入力軸と出力軸のトルクは、ストレインゲージで測定し、A/D変換器を通してコンピュータに取り込み動力伝達効率および減速比を算出した。運転



(a) プローニブレーキによる動力吸収式の実験装置



(b) 隣の部屋に駆動モーターを設置しての騒音測定

図5-16 試作ハイブリッド形変速機の性能試験装置の外観

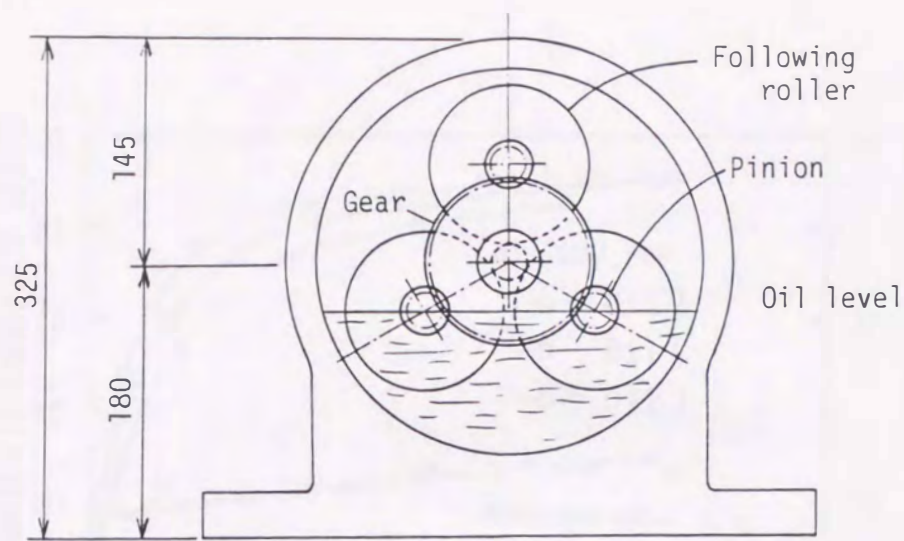
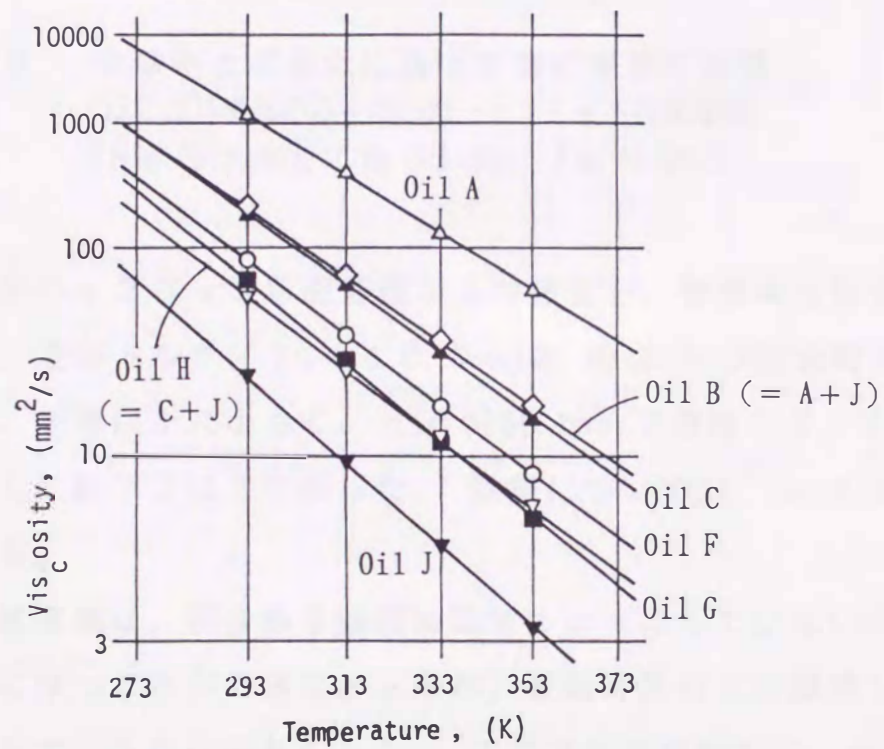


図 5 - 1 7 歯車とローラの位置と油面高さ



- Oil A : 600W cylinder oil
- Oil C : Industrial gear oil
- Oil F : Multi-purpose oil with many kinds of additives
- Oil G : Refined oil for low temperature application
- Oil J : Spindle oil

図 5 - 1 8 大気圧下での試験油の粘度変化 (付録参照)

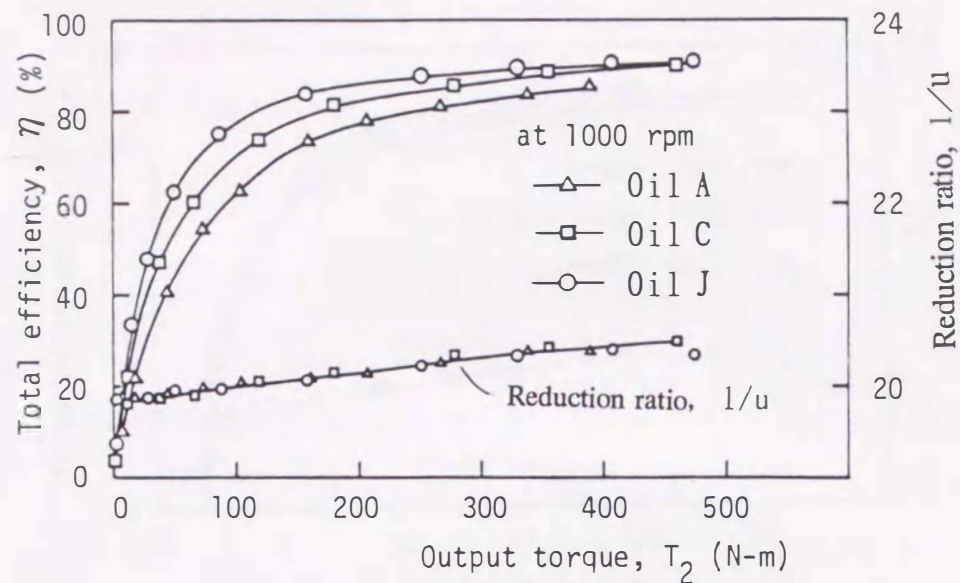


図 5 - 1 9 全効率と減速比に及ぼす油の種類の影響  
(はすば外歯車のみを用いたハイブリッド形変速機)  
(A油 [372 cSt], C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])

性能実験中のハイブリッド形変速機からの騒音を、普通騒音計を用いて測定した。定格トルク ( $T_1 = 40 \text{ N-m}$ ) の約 10 % の軽負荷で運転中の騒音は、予想以上に小さく、 $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転して、1 m の距離で測定して約 72 dB であった。詳細については、5.10 節の考察で述べる。

試作した変速機は、潤滑油を強制冷却するようにしていないので、油温を一定に保つことができなかったが、運転時間などを調節して、油温の変化をできるだけ少なくした。ここで示す実験では、油温は 288~295K (15~22°C) の範囲内にあった。

### 5.9.1 潤滑油粘度の違いが効率と減速比に及ぼす影響

図 5 - 1 9 は、粘度の著しく異なる A, C, J 油を用いた場合の減

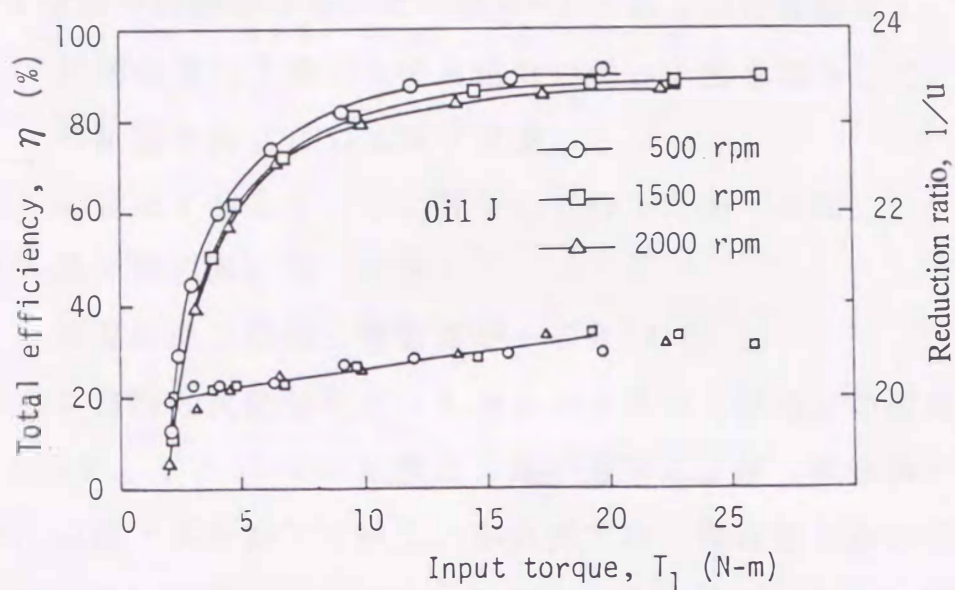


図 5 - 2 0 全効率と減速比に及ぼす回転数の影響  
(はずば外歯車を用いたハイブリッド形変速機, J油 [9 cSt])

速比と全効率の変化を示す。粘度の低い油ほど高い全効率を得られた。J油を用いた場合、出力トルク  $T_2 \approx 450 \text{ N}\cdot\text{m}$  (定格トルクの約50%)で、減速比が約20.5のとき、全効率  $\eta \approx 90\%$  が得られた。油の粘度が高くなる程、全効率が下がる主な原因は、油を攪拌するための動力損失が増加するためと考えられる。

### 5.9.2 回転数の影響

一般には、図5-20に示すように、回転数が高くなると全効率は低くなるが、回転数の影響は比較的小さい。しかし、A油のように粘度がかなり高い潤滑油を用いた場合には、回転数が高くなれば、一度低下した全効率がまた上昇することもある。

### 5.9.3 他の試験油を用いた場合

次の4種類の試験油を用いた（図5-13および付録参照）。

- (1) 粘度の著しく高いA油と粘度の低いJ油を混合して、C油の粘度と同じにした油（B油）
- (2) C油とJ油を1:1に混合して作った油（H油）
- (3) 添加剤の多い油（F油）
- (4) 低温用油（G油、流動点が $-50^{\circ}\text{C}$ 以下）

これらの4種類の試験油を用いた場合の全効率と減速比の変化を図5-21に示す。 $40^{\circ}\text{C}$ での粘度は、高い方からB油（混合油），F油，G油，H油（混合油）である。本研究では、混合油においても粘度の低い油が高い全効率を示した。しかし、低温用のG油は、粘度がF油よりも低いが高い全効率を得ることができなかった。

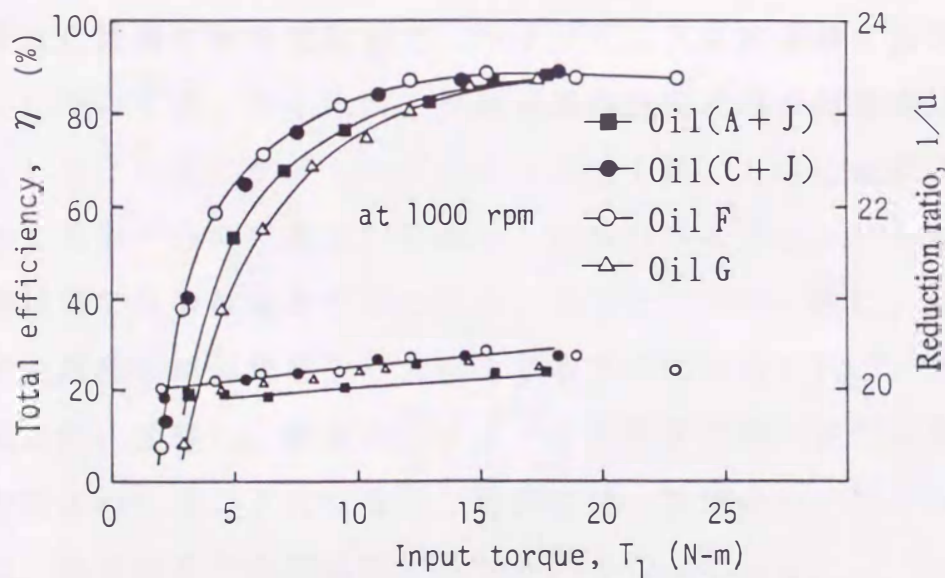


図5-21 混合した油などを用いた場合の効率と減速比の変化  
 (はずば外歯車を用いたハイブリッド形変速機)  
 (F油 [32 cSt], G油 [25 cSt],  
 (B油(A+J) [64 cSt], H油(C+J) [22 cSt]))

#### 5.9.4 内歯車ハイブリッド形変速機の性能試験

第2段の歯車機構部にすぐば歯車を組込んだ試作ハイブリッド形変速機は、減速比が大きいため出力軸トルクが大きくなる。従来の摩擦ブレーキ付性能試験機では、全効率などを十分大きな出力トルクまで測定できなかったため、大きなトルクまで性能試験が行なえるように動力循環式の試験装置に改造した。図5-22は、試作した高性能高負荷トラクションドライブ試験機の原理図を示す。かなり大形で試験機の占める床面積は約 $3.5 \times 1.5 \text{ m}^2$ となっている。約1800 rpmで回転する7.5 kWの駆動用モータの動力は、無段変速機とVベルトを介して、試験されるハイブリッド形トラクションドライブの入力軸を回転させる。この試験機で、ハイブリッド形変速機を2台用いているのは、左側のハイブリッド形変速機で減速した回転数を、別のハイブリッド形変速機で増速して、動力の循環を容易にするためである。

図5-23は、この試験装置の外観を示す。図5-22の右側にある負荷装置はC社製の無段変速機で、ハイブリッド形変速機に負荷を加えるために使用する。たとえば、負荷装置の無段変速機の減速比を少し小さくして、右側のタイミングベルトが速く動く方向に調節すれば、左側に示す矢印の方向に動力が循環し、左側のハイブリッド形変速機は、減速状態で負荷試験が行なわれていることになる。逆に、負荷装置の無段変速機の減速比を少し大きくする方向に調節すれば、動力は矢印と逆方向に循環し、右側のハイブリッド形変速機が減速状態で負荷試験が行なわれることになる。この際には、左側のハイブリッド形変速機は、増速状態で負荷試験が行なわれることになる。

試作した動力循環式トラクションドライブ試験機では、トルクメータと電子式回転計をそれぞれ3箇所に取り付けているので、2台のハイブリッド形変速機ドライブの減速比（増速比）の変化、および全効率



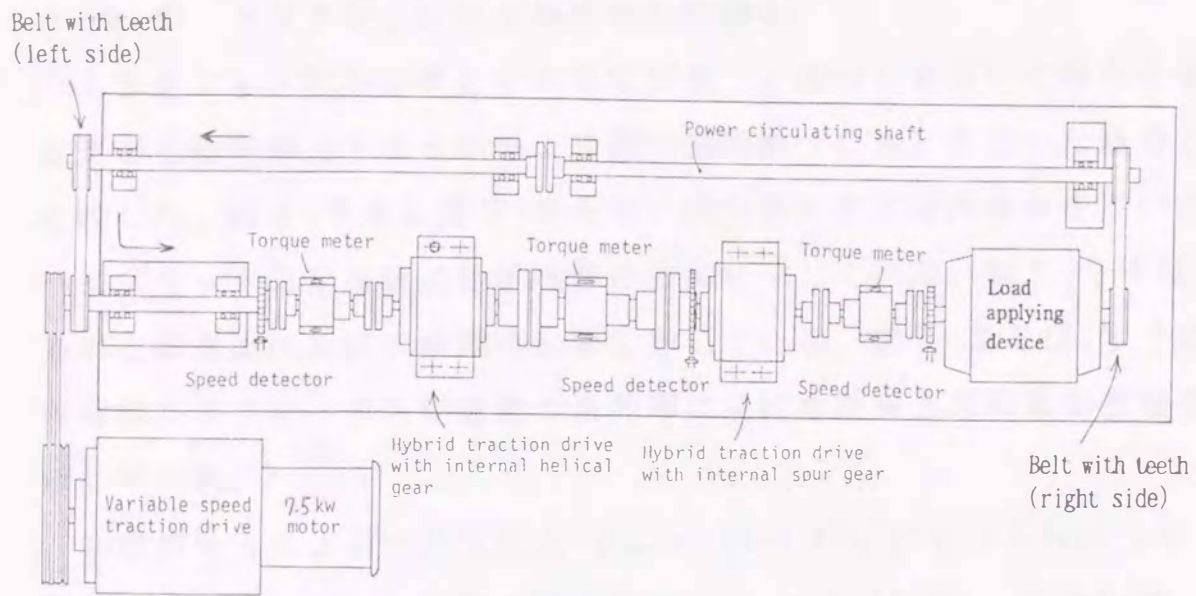


図 5 - 2 2 試作した動力循環式トラクションドライブ試験機の平面図

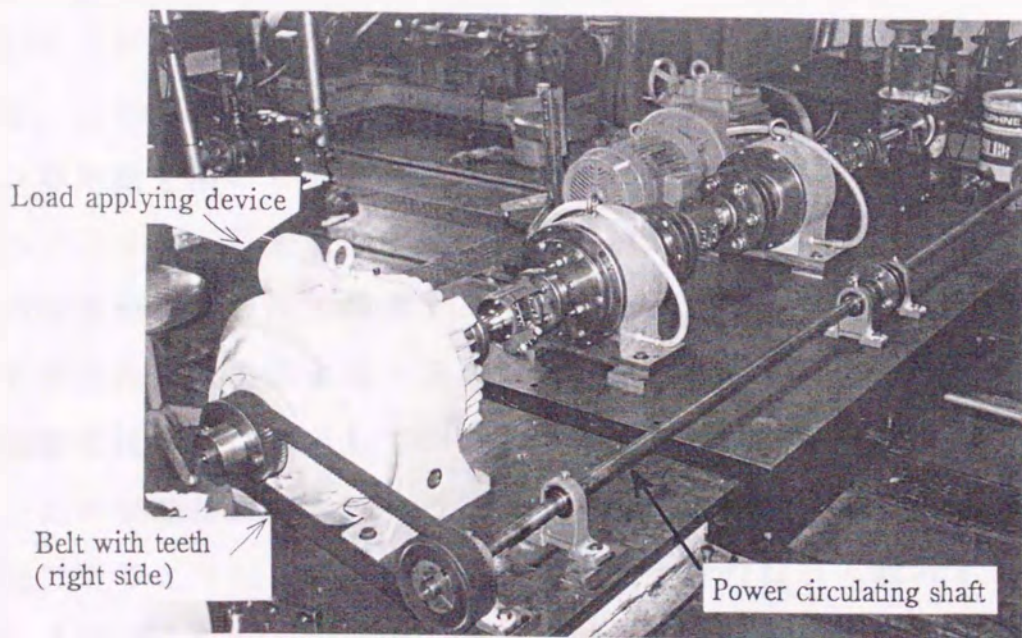


図 5 - 2 3 2 台のハイブリッド形変速機を組込んだ試験装置の外観

が同時に測定できる。

#### 5.9.5 トラクション専用油を用いた場合

トラクション係数の著しく大きなN油（合成油）を用いた場合に減速比と全効率がどうなるかを、普通の潤滑油（C油）を用いた場合と比較した。図5-24と図5-25は、出力軸にすぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機の性能実験の結果を示している。図5-24は、効率と減速比に及ぼす油種の影響を示している。図5-25は、すぐば内歯車ハイブリッド形変速機の全効率に及ぼす油種と回転数の影響を示している。

初期押付力によるヘルツ圧力  $p_{max} \approx 1600$  MPa におけるN油（合成油）のトラクション係数の最大値は  $\mu_{max} \approx 0.11$  で、C油の値  $\mu_{max} \approx 0.038$  の約3倍である。

図5-24から、低トルク域（ $T_2 < 500$  N-m）でトラクション専用油（N油）を用いた場合には、鉱油系（C油は大気圧下の粘度がN油の約2倍）を用いた場合よりも5～10%も全効率が低くなっている。しかし、高トルク域においてトラクション係数の高いトラクション専用油を用いた場合、減速比の変化が少なくなっている。試作したハイブリッド形変速機では、歯車と軸受およびトラクションドライブの接触面を同じ油で潤滑するので、トラクションドライブの接触面で有利に作用する大きなトラクション係数を示す油は、歯面や軸受の接触面では不利に作用しているものと思われる。

上記の実験結果がら、ハイブリッド形変速機は2種類の異なる油が使用できるように軸受部のシールなどを十分行なって設計することも考えられる。また一方では、歯車や軸受における動力損失を大きくしない、新しい合成トラクション油の開発が期待される。

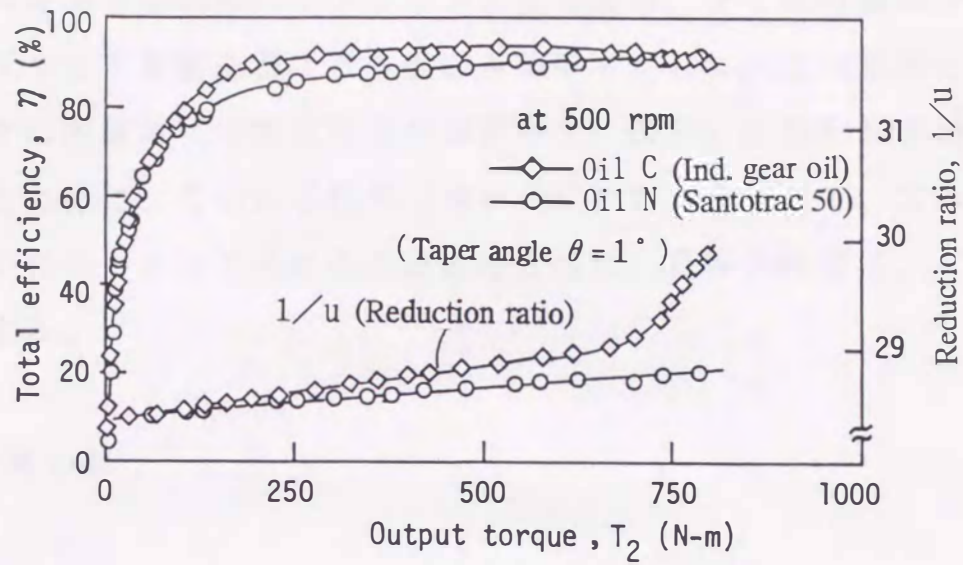


図 5 - 2 4 トラクション専用油を用いた場合の効率と減速比  
 (すぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機,  $u \approx 1/28.57$ )  
 [Oil C : 鉱油(63.3 cSt), Oil N : 合成油(30.6 cSt)]

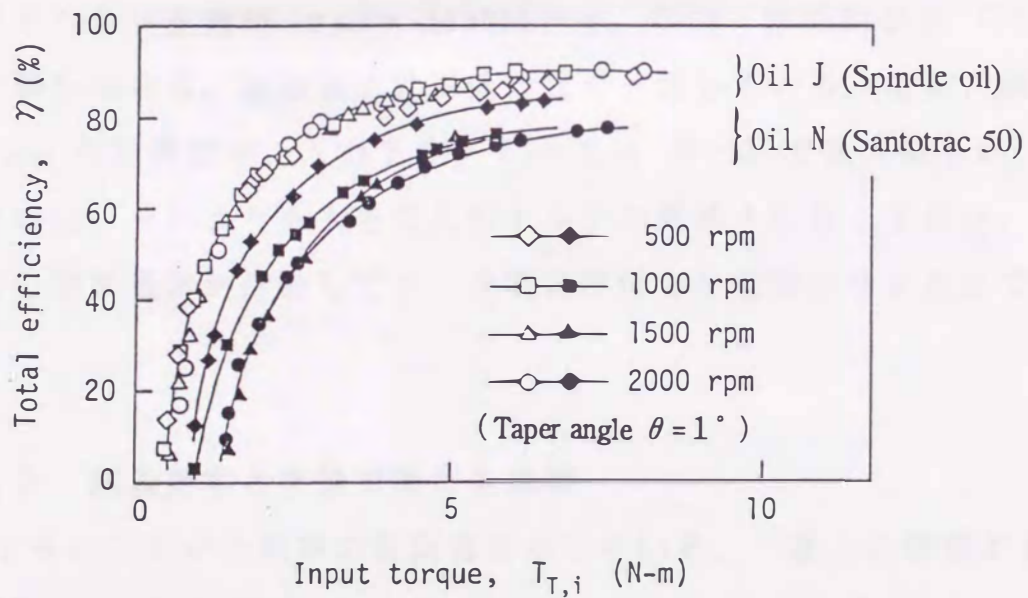


図 5 - 2 5 全効率に及ぼす回転数の影響  
 (すぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機,  $u \approx 1/28.57$ )  
 [Oil J : 鉱油(9.2 cSt), Oil N : 合成油(30.6 cSt)]

はすば内歯車を用いたハイブリッド形変速機は、すぐば内歯車を用いたハイブリッド形変速機よりも低い全効率を示した。この原因は、既製のはすば内歯車（自動車用のリングギヤ，図5-6と図5-12参照）を使用したために、そのねじれ角（ $\beta \approx 21^\circ$ ）が大きすぎて、大きなスラストが発生したところにあると推定された。具体的結果は、ここでは省略する。

## 5.10 考察

### 5.10.1 理論減速比と実測した減速比

図5-26は、試作したハイブリッド形変速機の動力伝達効率と減速比の変化を示す。実線が計算値を示している。図の右下の●印が減速比の実験値である。運転条件は、入力回転数  $n_1 = 1800 \text{ rpm}$ 、予荷重によるヘルツ圧力が  $p_{\max} = 1450 \text{ MPa}$ 、C油（油温約  $20^\circ\text{C}$ ）を用いた場合である。実験値と計算値は良く一致している。なお、減速比  $1/u_{th}$  の計算値が、入力トルク  $T_1 \approx 28 \text{ N}\cdot\text{m}$  で最大値を示しているのは、それよりも大きな入力トルクが要求されるときには、自動押付力増加機構が作動してローラ間の押付力を増加させるためである。

### 5.10.2 理論効率と実験で得た全効率

図5-26の○印が全効率の実測値を示している。一番上の破線が歯車部の効率  $\eta_{G,th}$  である。 $T_1 = 1.5 \text{ N}\cdot\text{m}$  のとき、 $\mu_e = 0.04$ 、 $T_1 \approx 40 \text{ N}\cdot\text{m}$  のとき  $\mu_e = 0.07$  を式(5-12)、式(5-13)に代入して計算したものである。上から2番目の曲線（実線）が、歯車機構部の攪拌損失も考慮して計算した効率  $\eta_G$  である。次の破線がトラ

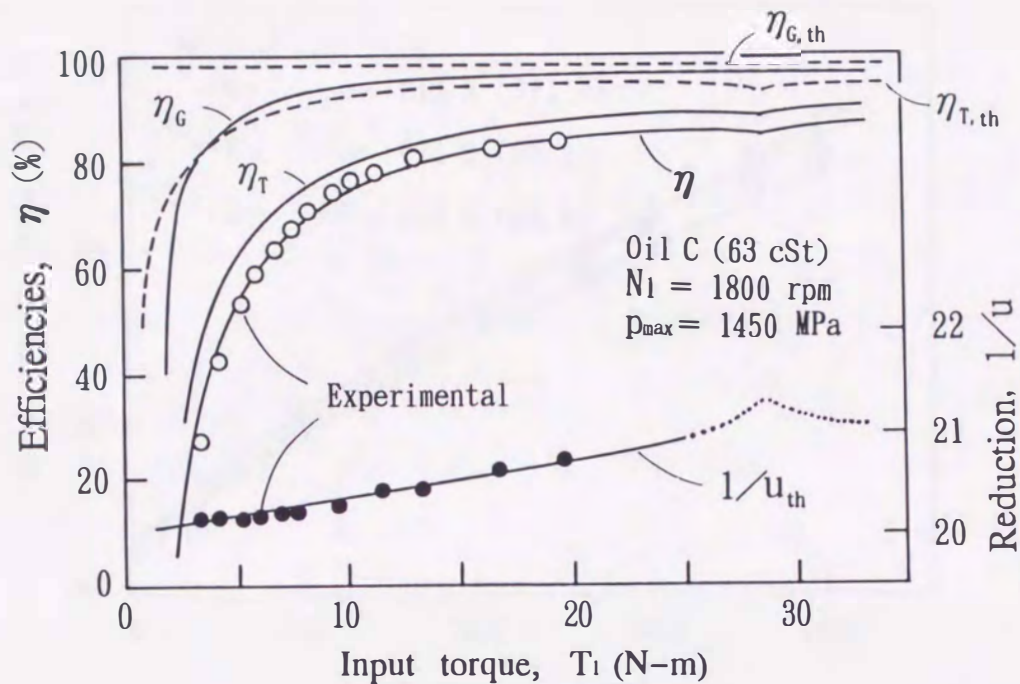


図 5 - 2 6 効率と減速比の計算値と実験値との比較  
 (はすば外歯車を用いたハイブリッド形変速機,  $u \approx 1/20$ )

クシヨンドライブ部のローラ接触部の内力と外力による損失のみを考慮した理論効率  $\eta_{T,th}$  である。トラクシヨンドライブ部の効率  $\eta_T$  は油の攪拌損失も考慮したものである。なお、油の攪拌損失は、理論的に正確には計算できなかったので実測した。また、歯車機構部とトラクシヨンドライブ部の攪拌損失を分離して実測できなかったので合計値を実測し、ローラ接触部の内力による損失を除去した後に得られる損失値を円周速度などを考慮して 1 : 6 の割合で分配した<sup>(8)</sup>。

以上のようにある程度の仮定を行なって計算して得た全効率  $\eta = \eta_G \cdot \eta_T$  を図 5 - 2 6 の  $\eta$  の実線で示す。計算値は、○印でプロットした実測値と良く一致している。

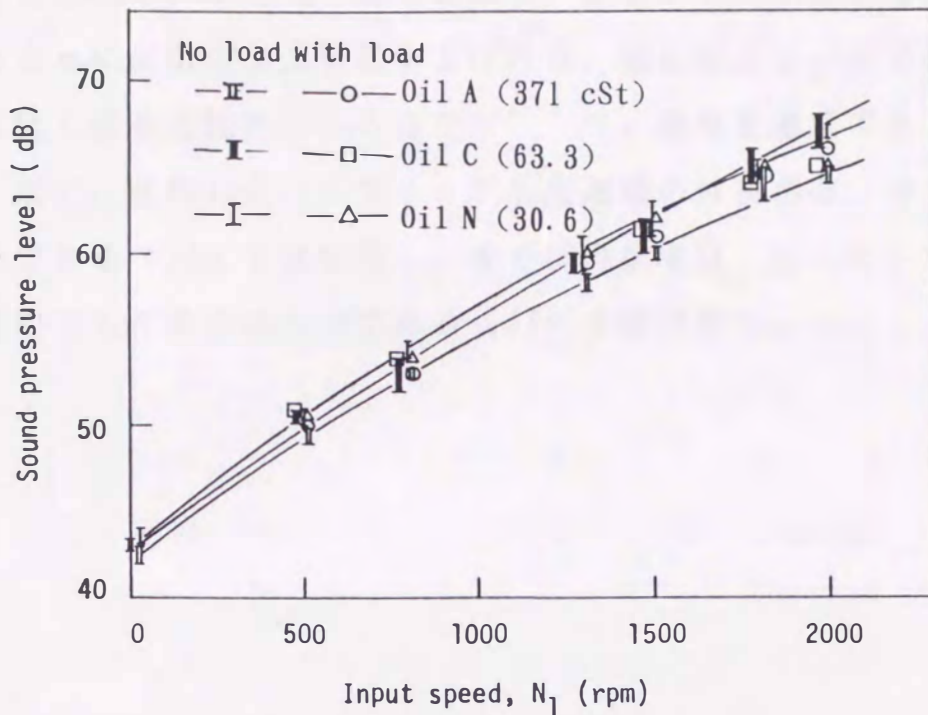


図 5 - 2 7 ハイブリッド形変速機の運転中の騒音変化

### 5.10.3 ハイブリッド形変速機の運転騒音

図 5 - 1 6 (b) に示す試験装置において、ハイブリッド形変速機の運転騒音のみを測定するために、壁に穴をあけ、特別に製作した長いシャフト (約 4 m) を介して、隣の部屋から無段変速機モーターで駆動して、運転騒音の測定を行なった。入力回転数を 0 から 2000 rpm (一部の実験では 3000 rpm) まで変化させて騒音を測定した。これらの結果を図 5 - 2 7 に示している。ブレーキ音が無視できる負荷トルク (定格トルク  $T_1 = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$  の約 10 %) で、回転数  $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転し、測定距離 1 m のときに運転騒音は約 72 dB と低い値を示した。

騒音の規制に関する基準によれば、一般の商業および工業用の第 3

種区域では65ホン以下、主として工場などの第4種区域では70ホン以下とされている<sup>(9)</sup>。変速機のケーシングやシャフトなどの加工精度とともに歯車の加工精度を上げれば、運転騒音は、さらに3~6dBは低くなる可能性がある<sup>(10)(11)</sup>、基準を達成できると思われる。なお、試作したハイブリッド形変速機の外歯車は、ホブ切り加工のみである(JIS 2級程度)。すぐば内歯車は、ピニオンカッターで切削加工したままのものである(JIS 3級程度)。

### 5.11 第5章のまとめ

- (1) ローラを用いたトラクションドライブとはすば外歯車あるいはすば内歯車機構を組合せて、非差動形が多軸駆動形のハイブリッド形変速機を設計・製作した。
- (2) 試作した変速機はすば歯車のスラストによって、トラクションドライブ部のローラの押付力（接触圧力）を増加させることができるので、一時的に過負荷が作用しても、被動側ローラの回転停止による異常摩耗を発生させない機構をもっている。
- (3) はすば外歯車を用いたハイブリッド形変速機（減速比 約 20）において、粘度の低いJ油を用いた場合、定格出力（10 kW）の約 50% のとき、全効率  $\eta = 90\%$  が得られた。
- (4) すば内歯車を用いたハイブリッド形変速機（減速比 約 28）において、工業用歯車油（C油）を用いた場合、定格出力（10 kW）の約 50% のとき、全効率  $\eta = 95\%$  が得られた。
- (5) 高速段にトラクションドライブを、低速段に歯車機構を用いたハイブリッド形変速機は、定格トルク（ $T_1 = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$ ）の約 10% の軽負荷、入力回転数  $n_1 = 3000 \text{ rpm}$  で運転したときに、1 m の距離での運転騒音は 約 72 dB と低い値を示した。
- (6) 理論減速比、理論効率の計算式を導き、実験値と比較して、油の攪拌損失の占める割合などを明らかにした。トラクション用油としては7種類の鉱油系油（温度 313 K での動粘度 8.8 ~ 386  $\text{mm}^2/\text{s}$ ）およびトラクション専用油（温度 313 K での粘度 30.6  $\text{mm}^2/\text{s}$ ）を使用した。



## 参 考 文 献

- (1) 例えば、
  - F. Najlepszy, Traction Drives Roll up Impressive Gains, *Machine Design*, 57-25 (1985), p. 68.
  - F.W. Heilich and E.E. Shube, Traction Drives/Selection and Application /, *Mech., Engg./24*, Marcel Dekker Inc.(1983), p. 66.
- (2) 園田・石橋, ハイブリッド形変速機とギヤ変速機の動力伝達効率について、*機講論*, Vol. C, No. 910-17(1991), p. 254.
- (3) 両角宗晴, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, (1989), p. 91, 日刊工業新聞社,
- (4) 窪田雅男, 歯車入門, (1963), p. 70, オーム社.
- (5) G. Niemann and H. Winter, *Machinenelemente*, Band II, (1983), Springer-Verlag, p. 220.
- (6) A. Ishibashi and H. Yoshino, Power Transmission Efficiencies and Friction Coefficients at Teeth of Novikov-Wildhaber and Involute Gears, *Trans, ASME, J Mech., Transm. Autom.*, Dec., 107-1(1985), p. 74
- (7) D. Dowson, G. R. Higginson, J. F. Archard and A. W. Crook, *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*, SI-edition, (1977) p. 174.
- (8) 石橋彰, 歯車とトラクションドライブを組合せた低騒音・高性能減速機の開発的研究, 科学研究費補助金〔一般研究(B)〕研究成果報告書, (1988), p. 58.
- (9) 例えば、*機械工学便覧 (C. エンジニアリング編)*, (1995) C8-168, (社)日本機械学会.
- (10) A. Ishibashi, K. Sonoda and S. Hoyashita, A New Gear Load Testing Machine with Traction Elements Used for Circulating Power, *Proc. of JSLE Inter. Tribology Conference, Nagoya, III* (1990), p. 1539.
- (11) 石橋・穂屋下・江副・陳・園田, 鏡面研削と歯形修整による平歯車の騒音と振動の低減, *機論*, 56-532, C編(1990), p. 3410.