

## 不思議歯車を用いた遊星歯車装置の 効率に関する研究

両角宗晴\*

(昭和53年11月17日受理)

### A Study of the Efficiency of the Planetary Gear Mechanism Applying the Mechanical Paradox Internal Gear

By Muneharu MOROZUMI

In this paper the efficiency formulas of 2K-H type and 3K type planetary gear mechanisms applying the mechanical paradox internal gear are treated, and the efficiency formulas of these planetary gear mechanisms are obtained.

And then the trial constructions of compact 2K-H type and 3K type planetary gears with reduction ratios of 1 : 25 and 1 : 100 are done respectively, and the performance tests of the constructed reduction gears are carried out.

In this performance tests, these reduction gears showed a considerably high efficiency, and it can be seen that the experimental values agree well with the theoretical results.

## 1 緒 言

遊星歯車装置を設計する際、あらかじめその遊星歯車装置の理論効率を計算により求め、効率について十分検討しておく必要がある。歯車機構の伝動損失は主として歯車のかみあい損失と軸受損失および油をかきまぜはねとばすための損失であり、軸受損失はかみあい損失に比して小であり、実際の伝動効率の測定値は、かみあい効率の計算値にかなり良く一致する。遊星歯車機構としては2ケの太陽内歯歯車と、その内歯車にそれぞれかみあう遊星ピニオン、およびその遊星ピニオンを支持するキャリヤからなる2K-H型遊星歯車機構、および2ケの太陽内歯歯車と、その内歯車にそれぞれかみあう遊星ピニオン、その片方の遊星ピニオンにかみあう太陽外歯車、および遊星ピニオンを支持するキャリヤからなる3K型遊星歯車機構が多く用いられており、それら機構のかみあい損失による理論効率の計算法が多くの研究者により発表されている<sup>1)~5)</sup>。しかしこれら機構では、左右2ケの遊星ピニオンの歯数は異なっている。これを同じ歯数の1ケの遊星ピニオンに置きかえれば、遊星ピニオンの個数が1ケ少なくなり、これは不思議歯車機構と呼ばれ<sup>6)</sup>、この機構の理論効率計算式は求められていない。本論文では不思議歯車機構を用いた2K-H型

\* 精密工学教室 教授

と3K型の遊星歯車装置の理論効率計算式を求め、さらに不思議歯車機構を用いた2K-H型および3K型の遊星歯車装置を設計、試作し、効率測定を行なって理論効率値と比較し、理論効率値と実験効率値がよく一致することを確かめ、不思議歯車式遊星歯車装置の設計に理論的準拠を与えた。

## 2 不思議歯車を用いた2K-H型遊星歯車装置の理論効率計算式

図1(a)に示すごとく、内歯車Bの歯数を $Z_B$ とし、内歯車Cの歯数を $Z_C$ とし、 $Z_B > Z_C$ と仮定し、この両歯車に歯数 $Z_P$ の1ヶの遊星ピニオンPがかみあうように、歯車B、C、Pに適当な転位係数を与えた不思議歯車機構について考える。歯車BとPのかみあいピッチ円半径をそれぞれ $r_B, r_{P1}$ とし、歯車CとPのかみあいピッチ円半径をそれぞれ $r_C, r_{P2}$ とすれば、かみあい中心距離を $a$ とするとき次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} r_B - r_{P1} &= a, & r_B/r_{P1} &= Z_B/Z_P, \\ r_C - r_{P2} &= a, & r_C/r_{P2} &= Z_C/Z_P. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

これより次式を得る。

$$r_B = \frac{a}{1 - \frac{Z_P}{Z_B}}, \quad r_{P1} = \frac{a}{\frac{Z_B}{Z_P} - 1}, \quad r_C = \frac{a}{1 - \frac{Z_P}{Z_C}}, \quad r_{P2} = \frac{a}{\frac{Z_C}{Z_P} - 1}. \quad (2)$$

つまり $Z_B > Z_C$ のときは $r_B < r_C, r_{P1} < r_{P2}$ となる。いま図1(a)において $Z_B > Z_C, 0 < i_0 (= Z_C/Z_B) < 1$ とし、太陽内歯車Cを固定し、キャリアAを時計回転方向に $n_A$ 回転駆動して、太陽内歯車Bを回転させる場合の内歯車Bの回転数 $n_B$ と効率 $\eta$ を求める。 $n_B$ は表1を用いて容易に求められる。すなわち

$$n_B = n_A \left(1 - \frac{Z_C}{Z_B}\right) = n_A(1 - i_0). \quad (3)$$

この場合、 $i_0 < 1$ であるから、 $n_B$ は $n_A$ と同方向となり、減速される。そして $r_B < r_C$ であるからトルクと力のかかり方は図1(b)、(c)の如くなる。すなわちキャリアAをO点

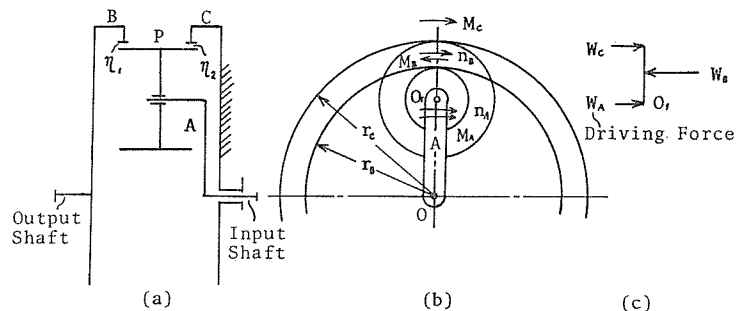


Fig. 1 2K Type Planetary Gear applying the Mechanical Paradox Internal Gear

Table 1. Solution by Tabulation

(rpm)

Step no.	Gear C	Gear P	Gear B	Arm A
1. Gear Locked	$n_A$	$n_A$	$n_A$	$n_A$
2. Arm fixed	$-n_A$	$-n_A \frac{Z_C}{Z_P}$	$-n_A \frac{Z_C}{Z_B}$	0
3. Result	0	$n_A(1 - \frac{Z_C}{Z_P})$	$n_A(1 - \frac{Z_C}{Z_B})$	$n_A$

のまわりに右方向に  $n_A$  回転させると、太陽内歯車  $B$  も右方向に  $n_B$  回転するから、遊星ピニオンの中心  $O_1$  には  $W_A$  なる力がかかり、遊星ピニオン  $P$  と太陽内歯車  $B$  とのかみあい点においては、内歯車  $B$  から遊星ピニオン  $P$  の歯に反力  $W_B$  がかかり、固定太陽内歯車  $C$  の歯から遊星ピニオン  $P$  の歯には力  $W_C$  がかかり、図 1(c) の状態となって平衡を保ち、遊星ピニオン  $P$  は、内歯車  $C$  の歯を支点とした“てこ”と考えることができる。これより力  $W_A$ ,  $W_B$ ,  $W_C$  による  $O$  点のまわりのモーメント  $M_A$ ,  $M_B$ ,  $M_C$  の方向が図 1(b) のごとく定まり、次式が成立する。

$$M_C - M_B + M_A = 0. \tag{4}$$

いまこの遊星歯車機構の効率を  $\eta$  とすれば、

$$\eta = \frac{M_B}{M_A} \cdot \left| \frac{n_B}{n_A} \right|. \tag{5}$$

表 1 において“Result”という欄に示した運動を行なう機構全体に、キャリアの回転と反対方向の回転 ( $-n_A$ ) を与えて、キャリアを固定した場合の運動が“Arm fixed”の欄に示してある。これら二つのいずれの運動においても、各要素にかかる力も、各要素の関係運動も変りがないから、摩擦損失には変化がない。すなわち“Arm fixed”の欄において、内歯車  $C$  の回転数  $n_C'$  は、 $n_C' = -n_A$  で負方向、歯車  $B$  の回転数  $n_B'$  は  $n_B' = -n_A Z_C / Z_B = -n_A i_0$  で負方向である。モーメントについて考えると、 $M_B$  は負方向、 $M_C$  は正方向である。モーメントの方向と回転の方向が同方向のものを入力側と考え、互に反対方向のものを出力側と考えると、歯車  $B$  が入力側で、歯車  $C$  が出力側となるから、キャリアを固定したときの基準効率  $\eta_0$  は次式で表わすことができる。

$$\eta_0 = \frac{M_C}{M_B} \cdot \left| \frac{n_C'}{n_B'} \right| = \frac{M_C}{M_B} \times \frac{1}{i_0}. \tag{6}$$

式(4)より  $M_C = M_B - M_A$  であり、これを式(6)に代入し、これより  $M_B/M_A$  を求めると、

$$\frac{M_B}{M_A} = \frac{1}{1 - \eta_0 i_0}. \tag{7}$$

式(3)と(7)を式(5)に代入して次式を得る。

$$\eta = \frac{1 - i_0}{1 - \eta_0 i_0} \quad (8)$$

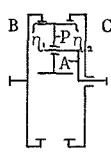
この場合、内歯車 $B$ と遊星ピニオン $P$ とのかみあい効率を $\eta_1$ 、内歯車 $C$ と遊星ピニオン $P$ とのかみあい効率を $\eta_2$ とすれば

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (9)$$

式(8)は、内歯車 $C$ を固定し、キャリア $A$ を駆動して、内歯車 $B$ を従動させたときの効率を求める式であるが、同様の方法により、 $C$ を固定し、 $B$ を駆動して $A$ を従動させるとき、 $B$ を固定し、 $A$ を駆動して $C$ を従動させるとき、および $B$ を固定し、 $C$ を駆動して $A$ を従動させるときの速比と効率の式を求めることができる。そして速比は歯数比で定まり、効率は歯数比と基準効率から定まる。いまこれら速比と効率を表わす式を表2に示す。

Table 2 Speed Ratio and Efficiency Formulas for 2K Type Planetary Gear applying the Mechanical Paradox Internal gear

$i_0$ : gear ratio,  $0 < i_0 (= \frac{Z_C}{Z_B}) < 1$ ,  $\eta_0$ : Efficiency of stationary gear trains

Type	Driver	Follower	Fixed	Speed ratio	Efficiency
 $Z_B > Z_C$ $\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2$	A	B	C	$u = \frac{n_B}{n_A} = 1 - i_0$	$\eta = \frac{1 - i_0}{1 - \eta_0 i_0}$
	Reduced (Same direction)				
	B	A	C	$u = \frac{n_A}{n_B} = \frac{1}{1 - i_0}$	$\eta = \frac{\eta_0 - i_0}{\eta_0 (1 - i_0)}$
	Increased (Same direction)				
	A	C	B	$u = \frac{n_C}{n_A} = 1 - \frac{1}{i_0}$ $0.5 < i_0 < 1$	$\eta = \frac{\eta_0 (1 - i_0)}{1 - \eta_0 i_0}$
	Reduced (Opposite direction)				
C	A	B	$u = \frac{n_A}{n_C} = \frac{i_0}{i_0 - 1}$ $0.5 < i_0 < 1$	$\eta = \frac{\eta_0 - i_0}{1 - i_0}$	
Increased (Opposite direction)					

### 3 不思議歯車を用いた3K型遊星歯車装置の理論効率計算式

図2に示すとき3K型遊星歯車機構の効率を求めるための式は、前記2K-H型遊星歯車機構の式の組み合わせから求めることができる。いま $Z_C > Z_D$ とし、図2(a)において太陽内歯車 $C$ を固定し太陽外歯車 $B$ を駆動して、太陽内歯車 $D$ を回転させる場合の従動軸の回転数 $n_D$ と効率 $\eta$ の式を求める。この3K型は図2に示すごとく、図2(b)の2K-H型(効率 $\eta_b$ )と、図2(c)の2K-H型(効率 $\eta_c$ )の組み合わせと考えることができる。いま歯車 $B$ と $P$ のかみあい効率を $\eta_1$ 、歯車 $P$ と $C$ のかみあい効率を $\eta_2$ 、歯車 $P$ と $D$ のかみあい効率を $\eta_3$ とすれば、図2(b)に対しては次式が成立する<sup>7)</sup>。

$$\frac{n_A}{n_B} = \frac{1}{1 + i_0} \quad (10)$$

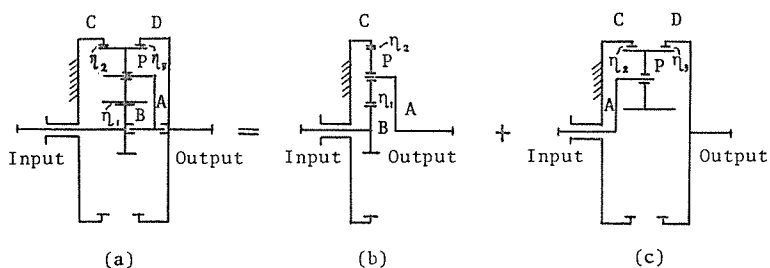


Fig. 2 3K Type Planetary Gear applying the Mechanical Paradox Internal Gear

Table 3 Speed Ratio and Efficiency Formulas for 3K Type Planetary Gear applying the Mechanical Paradox Internal Gear

$$1 < i_0 (= \frac{Z_C}{Z_B}), \quad 0 < i_0' (= \frac{Z_D}{Z_C}) < 1$$

$$1 < i_0'' (= \frac{Z_D}{Z_B} = i_0 \cdot i_0')$$

Type	Driver	Follower	Fixed	Speed ratio	Efficiency
 $Z_c > Z_p$	B	D	C	$u = \frac{n_B}{n_B} = \frac{i_0' - 1}{(1 + i_0) i_0'}$	$\eta = \frac{\eta_2 \eta_3 (1 + \eta_1 \eta_2 i_0) (1 - i_0')}{(1 + i_0) (1 - \eta_2 \eta_3 i_0')}$
	Reduced (Opposite direction)				
	D	B	C	$u = \frac{n_B}{n_D} = \frac{i_0' (1 + i_0)}{i_0' - 1}$	$\eta = \frac{\eta_1 \eta_2 (\eta_2 \eta_3 - i_0') (1 + i_0)}{(1 - i_0') (\eta_1 \eta_2 + i_0)}$
	Increased (Opposite direction)				
	B	C	D	$u = \frac{n_C}{n_B} = \frac{1 - i_0'}{1 + i_0''}$	$\eta = \frac{(1 + \eta_1 \eta_2 i_0') (1 - i_0')}{(1 + i_0'') (1 - \eta_2 \eta_3 i_0')}$
	Reduced (Same direction)				
	C	B	D	$u = \frac{n_B}{n_C} = \frac{1 + i_0''}{1 - i_0'}$	$\eta = \frac{\eta_1 \eta_2 (\eta_2 \eta_3 - i_0') (1 + i_0'')}{\eta_2 \eta_3 (1 - i_0'') (\eta_1 \eta_2 + i_0')}$
	Increased (Same direction)				
	C	D	B	$u = \frac{n_B}{n_C} = \frac{\frac{1}{i_0} + i_0}{1 + i_0}$	$\eta = \frac{\eta_1 \eta_3 (\eta_1 \eta_2 + i_0') (1 + i_0'')}{(1 + i_0'') (1 + \eta_1 \eta_3 i_0')}$
	Reduced (Same direction)				
D	C	B	$u = \frac{n_C}{n_D} = \frac{1 + i_0}{\frac{1}{i_0} + i_0}$	$\eta = \frac{\eta_1 \eta_2 (\eta_1 \eta_2 + i_0') (1 + i_0)}{(1 + i_0'') (1 + \eta_1 \eta_2 i_0')}$	
Increased (Same direction)					

$$\eta_b = \frac{1 + \eta_1 \eta_2 i_0}{1 + i_0} \tag{11}$$

ただし  $1 < i_0 (= \frac{Z_C}{Z_B})$

図2(c)に対しては表2から

$$\frac{n_D}{n_A} = 1 - \frac{1}{i_0'}, \quad (12)$$

$$\eta_C = \frac{\eta_2 \eta_3 (1 - i_0')}{1 - \eta_2 \eta_3 i_0'}. \quad (13)$$

$$\text{ただし } 0 < i_0' (= \frac{Z_D}{Z_C}) < 1$$

これより

$$\text{速比 } u = \frac{n_D}{n_B} = \frac{n_A}{n_B} \times \frac{n_D}{n_A} = \frac{i_0' - 1}{(1 + i_0') i_0'}, \quad (14)$$

$$\eta = \eta_b \times \eta_c = \frac{\eta_2 \eta_3 (1 + \eta_1 \eta_2 i_0') (1 - i_0')}{(1 + i_0') (1 - \eta_2 \eta_3 i_0')}. \quad (15)$$

このようにして不思議歯車を用いた3K型遊星歯車装置の速比と理論効率の式として表3を得た。

#### 4 転位インボリュート歯車のかみあい効率

歯車装置における動力損失としては、(1)歯面の摩擦損失、(2)軸受損失、(3)潤滑油のかくはん損失、が考えられるが、本研究においては潤滑油のかくはん損失を生じないように歯面の油膜形成に必要なだけの少量の油を与え、歯面摩擦損失と軸受損失のみが現われるようにした。そして軸受損失は歯面摩擦損失に比して小さく、動力損失の大部分は歯面の摩擦損失によるものと考えた。歯面の摩擦損失を計算するには歯面の摩擦係数を必要とするが、この歯面の摩擦係数は、歯面の転がり速度と潤滑粘度の増加につれて減少し、歯面荷重の増加とともに増す傾向にあり、しかもかみあい位置によって摩擦係数は変化することが明らかにされている<sup>8)9)</sup>。つまり歯面のかみあい摩擦損失は、歯と歯の間の転がりと滑り運動の組み合わせによって生ずるものであり、各瞬間におけるかみあい位置に対する瞬間摩擦係数が考えられるが、ここでは、それら瞬間摩擦係数の平均値としての平均摩擦係数 $\mu$ を用いて平均かみあい効率を計算する。転位インボリュート外歯車のかみあい効率 $\eta$ は次式により計算することができる<sup>10)</sup>。すなわち、原動車の歯数を $Z_1$ 、従動車の歯数を $Z_2$ とし、かみあい率を $\varepsilon$ 、近寄りかみあい率を $\varepsilon_1$ 、遠退きかみあい率を $\varepsilon_2$ とするとき、 $1 < \varepsilon (= \varepsilon_1 + \varepsilon_2) < 2$ のときの平均かみあい効率 $\eta$ は

$$\eta = 1 - \mu \pi \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + 1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2). \quad (16)$$

ただし

$$\varepsilon_1 = \frac{Z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{K2} - \tan \alpha_{1,2}), \quad \left. \varepsilon_2 = \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{K1} - \tan \alpha_{1,2}) \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
 \varepsilon_2 &= \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{K1} - \tan \alpha_{1,2}), \\
 \cos \alpha_{K1} &= \frac{d_{g1}}{d_{K1}}, \\
 \cos \alpha_{K2} &= \frac{d_{g2}}{d_{K2}}, \\
 \text{inv } \alpha_{1,2} &= \text{inv } \alpha_C + 2 \tan \alpha_C \frac{x_1 + x_2 + \frac{1}{2 \sin \alpha_C} \left( \frac{S_n}{m} \right)}{Z_1 + Z_2}.
 \end{aligned} \right\} (17)$$

この場合、 $x_1$ 、 $d_{g1}$ 、 $d_{K1}$  および  $x_2$ 、 $d_{g2}$ 、 $d_{K2}$  はそれぞれ駆動歯車および従動歯車の転位係数、基礎円直径、歯先円直径とする。そして  $\alpha_C$  は工具圧力角、 $\alpha_{1,2}$  はかみあい圧力角であり、 $m$  はモジュール、 $S_n$  は法線バックラッシュである。つぎに歯数  $Z_1$  のピニオンが歯数  $Z_2$  の内歯車にかみあって内歯車を回転させるときの転位インポリュート内歯車のかみあい効率  $\eta$  は次式により計算される。(ただし、 $1 < \varepsilon < 2$  の場合)

$$\eta = 1 - \mu\pi \left( \frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right) (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + 1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2). \quad (18)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned}
 \varepsilon_1 &= \frac{Z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{1,2} - \tan \alpha_{K2}), \\
 \varepsilon_2 &= \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{K1} - \tan \alpha_{1,2}), \\
 \cos \alpha_{K1} &= \frac{d_{g1}}{d_{K1}}, \\
 \cos \alpha_{K2} &= \frac{d_{g2}}{d_{K2}}, \\
 \text{inv } \alpha_{1,2} &= \text{inv } \alpha_C + 2 \tan \alpha_C \frac{x_2 - x_1 - \frac{1}{2 \sin \alpha_C} \left( \frac{S_n}{m} \right)}{Z_2 - Z_1}.
 \end{aligned} \right\} (19)$$

## 5 試作した不思議歯車応用の 3K 型遊星歯車減速機 と 2K-H 型遊星歯車減速機

本研究で得られた理論効率計算式が正しいかどうかを確かめるために、不思議歯車を応用した 3K 型遊星歯車装置と 2K-H 型遊星歯車装置を試作した。不思議歯車応用の 3K 型遊星歯車装置を計算するためには、各歯車間のかみあい中心距離が等しくなるように転位歯車理論を用いて各歯車の転位係数を計算しなければならず、しかも全負荷を数個の遊星歯車に等しく配分するために、それら遊星歯車が組立つための組立可能条件を満足した

Table 4 Calculated Results for the Tooth Design and the Machining Design of the Reduction Gear built as a Trial

Module  $m = 2$ , Tool pressure angle  $\alpha_C = 20^\circ$ 

Item \ Gear	Spur	Spur	Internal	Internal	Pinion cutter
Number of teeth	$Z_1=24$	$Z_2=25$	$Z_3=72$	$Z_4=75$	$Z_C=38$
Coefficient of profile shift	$x_1=0.0191$	$x_2=0.1671$	$x_3=1.705$	$x_4=0$	$x_c=0.0775$
Center distance as standard gear, mm	$a_{120}=49, a_{230}=47, a_{240}=50$				
Design center distance, mm	$a_{12}=a_{23}=a_{24}=49.50$				
Outside dia, mm	52.3316	54.6938	145.6684	145.6684	81.428
Root dia, mm	43.0765	45.6684	154.6938	155.1149	
Height of tooth, mm	4.628	4.513	4.513	4.723	
Face width, mm	54	50	24	24	
Normal backlash, mm	0.1				
Contact ratio	$\varepsilon_{12}=1.541, \varepsilon_{23}=1.589, \varepsilon_{24}=1.897$				

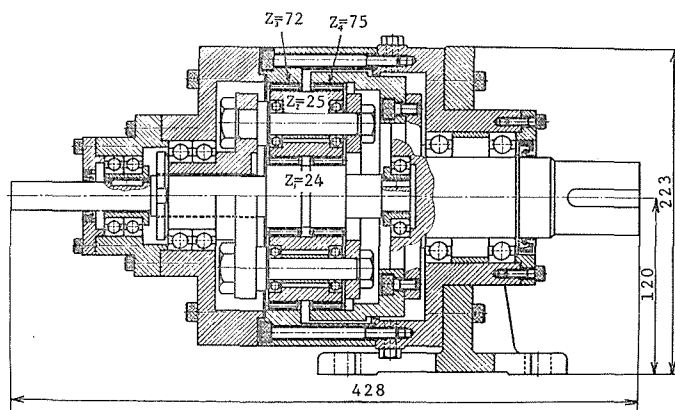


Fig. 3 Assembly Drawing of 3K Type Planetary Gear built as a Trial

なければならない。そしてこれら条件が考慮された減速比1/105の不思議歯車応用の3K型遊星歯車装置の設計試作がすでに行なわれている<sup>11)</sup>。そこで本研究ではその設計法にならって2馬力の減速比1/100の3K型遊星歯車減速機の設計試作を行なった。これは表3の上から3番目の欄のものに相当する。試作機の太陽外歯車と遊星ピニオンの歯巾は広いので、ピニオンカッタによる歯切りは無理なので、太陽外歯車と遊星ピニオンはホブにより歯切りし、2ケの太陽内歯車はピニオンカッタにより歯切りを行なった。ピニオンカッタ



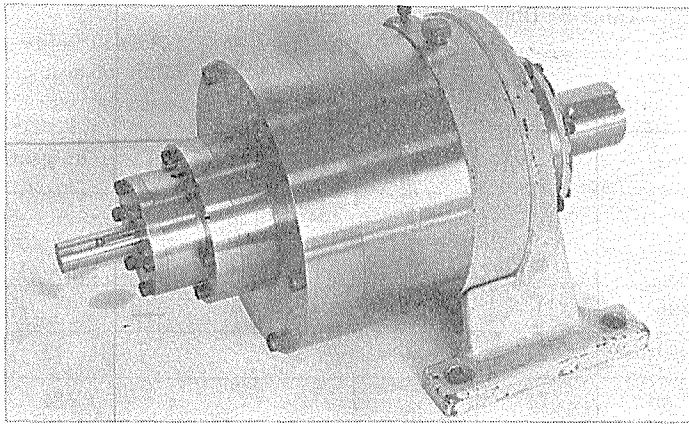


Fig. 4 3K Type Planetary Gear built as a Trial

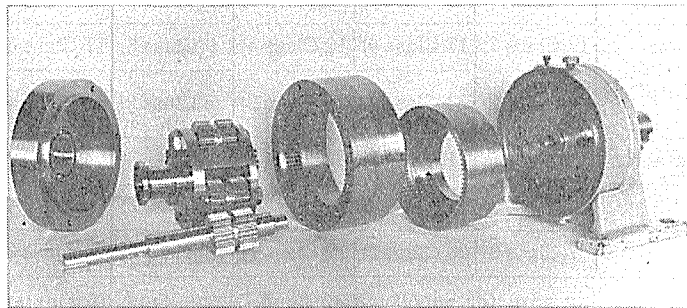


Fig. 5 Inside View of 3K Type Planetary Gears built as a Trial

の諸元は  $m = 2$ ,  $\alpha_c = 20^\circ$ , 並歯,  $Z_c = 38$ ,  $x_c = 0.0775$ ,  $d_{KC} = 81.428\text{mm}$ , なお  $Z_2$  歯車は,  $Z_1$  歯車,  $Z_3$  歯車および  $Z_4$  歯車とのかみあいに共通であるべきであるから, その外径を定めるのに頂隙がいずれも  $0.25\text{mm}$  またはそれより大となるように最小径  $54.6938\text{mm}$  を採用した. 表4は歯形設計と工作設計の計算結果を示す. 歯車の材質はいずれも S45C を用いた. なお動力を3ヶの遊星ピニオンに分担させるために太陽外歯車をソフトに支持するように, 太陽外歯車の軸受に  $0.1\text{mm}$  の遊びをつけた. 図3は3K型遊星歯車減速機の構造を示し, 図4はその外観の写真であり, 図5はその部品の写真である. なお表5に使用歯車の諸元および精度を示す. なおこの3K型遊星歯車装置から外歯太陽歯車を取り除き, キャリヤAを駆動軸とすると, 減速比  $u = 1/25$  の2K-H型遊星歯車減速装置となり, 表2の一番上の欄のものに相当する. 減速機の潤滑油としては, 出光のダフニメカニックオイル135を100cc入れた. この場合オイルをあまり多く入れると, 油をかきまぜ, はねとばすための損失が多くなり, 実験値を用いて歯のかみあい損失による理論効率を検討することができなくなるので, 歯面間に潤滑がまわる程度の量として, 100ccに止めた. いま歯面間の平均摩擦係数  $\mu = 0.08$  と仮定すると, 太陽外歯車  $Z_1 = 24$  と遊星ピニオン  $Z_2 = 25$  とのかみあいに対しては, 式(17)より  $\varepsilon_1 = 0.80091$ ,  $\varepsilon_2 = 0.73988$ ,  $\varepsilon_{12}$

Table 5 Dimensions and Accuracy of Gears

Class : Quality number

Unit of accuracy :  $\mu\text{m}$ 

Item \ Gear	External sun gear	Planet gears			Internal sun gear	Internal sun gear
		1	2	3		
Tooth profile	Involute spur gear					
Module	2					
Pressure angle	20°					
Number of teeth	24	25			72	75
Face width, mm	24	20			24	24
Coefficient of profile shift	0.0191	0.1671			1.705	0
Single pitch error	11(Class 4)	14(Class 4)	10(Class 3)	9(Class 3)	11(Class 3)	11(Class 3)
Pitch variation	12(Class 3)	17(Class 4)	13(Class 4)	9(Class 3)	17(Class 4)	14(Class 3)
Accumulative pitch error	24(Class 2)	59(Class 4)	23(Class 2)	26(Class 2)	53(Class 4)	44(Class 3)
Tooth profile error	19(Class 5)	21(Class 5)	21(Class 5)	20(Class 5)	14(Class 4)	15(Class 4)
Lead error	12(Class 3)	14(Class 4)	14(Class 4)	10(Class 3)	13(Class 4)	12(Class 3)
Runout	7(Class 0)	20(Class 2)	12(Class 1)	11(Class 1)	23(Class 2)	41(Class 4)

Diameter of Measuring wire for runout,  $d=3.5\text{mm}$ , 4mm, 5mm (for external gear)Diameter of Measuring wire for runout,  $d=3.5\text{mm}$ , 4mm (for internal gear)

$= \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \doteq 1.541$ , 式(16)より  $\eta_{12} = 0.987$  を得る. また遊星ピニオン  $Z_2 = 25$  と太陽内歯車  $Z_3 = 72$  のかみあいに対しては, 式(19)より  $\varepsilon_1 = 1.23225$ ,  $\varepsilon_2 = 0.35718$ ,  $\varepsilon_{23} \doteq 1.589$ , 式(18)より  $\eta_{23} = 0.993$  を得る. また遊星ピニオン  $Z_2 = 25$  と太陽内歯車  $Z_4 = 75$  のかみあいに対しては, 式(19)より  $\varepsilon_1 = 0.84483$ ,  $\varepsilon_2 = 1.05168$ ,  $\varepsilon_{24} \doteq 1.897$ , 式(18)より  $\eta_{24} = 0.994$  を得る. したがって試作した 2K-H 型遊星歯車減速機では, 表 2 の一番上の欄の計算式を用い,  $Z_B = 75$ ,  $Z_C = 72$  であるから,  $i_0 = \frac{Z_C}{Z_B} = \frac{72}{75}$ ,  $u = 1 - i_0 = \frac{1}{25}$ ,  $\eta = \frac{1 - i_0}{1 - \eta_0 i_0}$ , ただし  $\eta_0 = \eta_1 \times \eta_2$  であるが, この場合  $\eta_1 = \eta_{24} = 0.994$ ,  $\eta_2 = \eta_{23} = 0.993$  であるから,  $\eta_0 = \eta_1 \times \eta_2 = 0.987$  となるから  $\eta = 0.762$  となる. 試作した 3K 型遊星歯車減速機では表 3 の上から 3 番目の欄のものに相当するから,  $i_0 = \frac{Z_C}{Z_B} = \frac{75}{24}$ ,  $i_0' = \frac{Z_D}{Z_C} = \frac{72}{75}$ ,  $i_0'' = \frac{Z_D}{Z_B} = \frac{72}{24} = 3$ ,  $\therefore u = \frac{n_C}{n_B} = \frac{1 - i_0'}{1 + i_0''} = \frac{1}{100}$  を得る. そして  $\eta = \frac{(1 + \eta_1 \eta_3 i_0'')(1 - i_0')}{(1 + i_0'')(1 - \eta_2 \eta_3 i_0')}$  であり, この場合  $\eta_1 = \eta_{12} = 0.987$ ,  $\eta_2 = \eta_{24} = 0.994$ ,  $\eta_3 = \eta_{23} = 0.993$  であるから  $\eta = 0.751$  を得る.

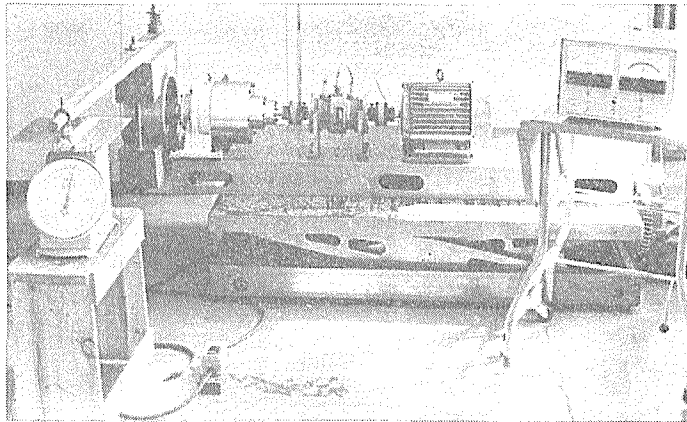


Fig. 6 Measuring Device of Efficiency

### 6 試作減速機の効率測定

図6は減速機の効率測定装置の写真を示す。すなわち3馬力、1,800rpmの三相交流モータを磁歪式トルクメータ(使用範囲0~1kgm, 最小目盛0.01kgm)を介して減速機につなぎ、減速機の出力軸にはプロニブレーキを装置して出力軸にトルクをかけ、入力軸のトルク  $T_i$  は磁歪式トルクメータで測定し、出力トルク  $T_o$  は、ばね式上皿自動秤(2K-H型減速機に対しては、使用範囲0~20kg, 最小目盛50g, 3K型減速機に対しては使用範囲0~100kg, 最小目盛500gの秤を使用)により読みとった。そして入力軸と出力軸の回転角速度をそれぞれ  $w_i, w_o$  とすれば、 $w_o/w_i = u$  であるから、 $\eta = \frac{w_o T_o}{w_i T_i} = u \frac{T_o}{T_i}$  と

なり、2K-Hのときは、 $u = \frac{1}{25}$ , 3Kのときは  $u = \frac{1}{100}$  であるから、 $T_i$  と  $T_o$  の値

から  $\eta$  を算出することができる。なお磁歪式トルクメータの入力軸側と出力軸側にそれぞれリングフレックスカップリング

をとりつけて、トルクメータ軸のこじりを避けた。なお実験前には30分間のなじみ運転を行なった。

この場合入力軸の回転数もトルク同様にメータから直接に読み取れる。図7は効率試験の結果を示す。

入力軸の回転数を  $n_i$  とすると、2K-H型のときのキャリヤの回転数  $n_A$  は  $n_i$  に等しく、遊星ピニオンの自転数は  $-n_i \times \frac{Z_3}{Z_2}$  となるから、 $n_i = 1,800\text{rpm}$  とすると、キャリヤの回転数は1,800rpm, 遊星ピニオンの自転数は  $-5,184\text{rpm}$

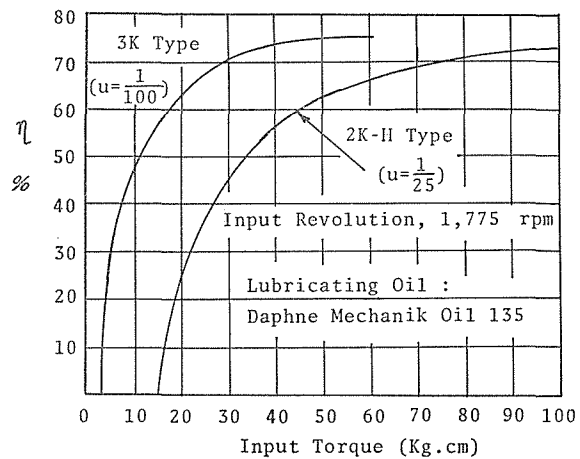


Fig. 7 Efficiency of Constructed Reduction Gears

となる。3 K型のときは、キャリアの回転数  $n_A$  は  $n_i \times \frac{1}{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}$ 、遊星ピニオンの自転数は  $-n_A \frac{Z_3}{Z_2} = -n_i \times \frac{Z_1 Z_3}{Z_2(Z_1 + Z_3)}$  であるから、 $n_i = 1,800\text{rpm}$  とすると、キャリアの回転数は  $450\text{rpm}$ 、遊星歯車の自転数は  $-1,296\text{rpm}$  となる。したがって油をかきまわすための損失および軸受損失などによる空転時に要する馬力は、2 K-H型の方が3 K型より大となっている。2 K-H型と3 K型の効率曲線は、それぞれ負荷増加とともに増し、次第に一定値に近づき、2 K-H型の最高値73%(理論効率76%)、3 K型の最高値75%(理論効率75%)を得た。このように効率実測値は理論効率値によく一致し、理論効率計算式の正しいことが確認された。

## 7 結 言

不思議歯車を用いた2 K-H型遊星歯車減速装置と、3 K型遊星歯車減速装置の理論効率を計算するための計算式について考察し、基準効率と歯数比を用いてこれら遊星歯車装置の理論効率を計算し得る効率計算式を導き、不思議歯車を用いた2 K-H型と、3 K型の遊星歯車装置の速比と効率の式の一覧表を作成した。そして不思議歯車を用いた減速比1/25の2 K-H型遊星歯車減速機と、減速比1/100の3 K型遊星歯車減速機を設計製作し、これら減速機の効率を測定し、理論効率計算式の正しいことを確かめた。そして3 K型減速機は、かなり効率の高いことが明らかにされた。最後に本研究に助力された三浦司郎、平田幸吉、八重島公郎、木本恒、堤信一の諸氏に感謝の意を表します。

## 文 献

- 1) H. E. Merritt, Gear Trains, Pitman d Sons (London), (1947).
- 2) E. I. Radzimovsky, Planetary Gear Drives, Mach. Design, 28, No.3 (1936), P.101.
- 3) 和栗 明, 歯車の設計と製作, 日本機械学会。(昭31-4).
- 4) 高橋 崇, 遊星歯車機構を用いた減速機の効率, 機械の研究, 9巻7号(昭32-7), P.817.
- 5) 両角宗晴, 遊星歯車機構の効率評価の簡単な分りよい方法について, 信州大学工学部紀要, 第31号。(昭46-12), P.105.
- 6) 中田 孝, 新版転位歯車, 誠文堂新光社。(昭46-4), P.177.
- 7) 文献5)に同じ。
- 8) 寺内, 熊本, 木本, 佐々木, 平歯車の歯面摩擦について。日本機械学会論文集, 32巻242号(昭41-10), P.1571.
- 9) E. I. Radzimovsky, A. Mirarefi and W. E. Broom, Instantaneous Efficiency and Coefficient of Friction of an Involute Gear Drive. Trans. ASME, Series B, 95 (1973-11), P.1131.
- 10) 両角宗晴, 特殊歯車の精密工作, 機械の研究. 22巻4号(昭45-4), P.610.
- 11) 文献6)に同じ。