

偏心歯車の遊星歯車装置への応用

秋 田 晃*

Application of Eccentric Gears for Planetary Gears

Akira AKITA

Eccentric gear i.e. one of special gears is used for periodical change of transmission speed, and is manufactured most simply and easy-like of special gears.

Planetary gears have many merits which both centers of input and output shafts are on a concurrent straight line, and some planet gears position in a state of equilibrium on the same circumference.

This paper shows a study on application of eccentric gears for planetary gears, particularly on the variation of angular velocity ratio.

1. まえがき

偏心歯車は、特殊歯車の一つであり、伝動速度を周期的に変化させるのに使用される。又種々の特殊歯車の中で、最も簡単に容易に製作する事が出来る。遊星歯車装置は、入力軸と出力軸の両中心が同一直線上にあり、又遊星歯車が同一円周上で力が平衡状態になるように配置される等、多くの利点がある。

この論文では、偏心歯車を遊星歯車装置に応用した場合についての考察、特に角速度比の変動状況についての考察等を示した次第である。

2. 各装置における角速度比

使用する主な記号は次の通りである。

N_1 : 入力軸の回転数	ω_1 : 入力軸の角速度
N_2 : 出力軸の回転数	ω_2 : 出力軸の角速度
D_1 : 一对の偏心歯車 A, B のピッチ円直径	D_2 : 一对の偏心歯車 C, D のピッチ円直径
M_1 : 同 A, B のモジュール	M_2 : 同 C, D のモジュール
Z_1 : 同 A, B の歯数	Z_2 : 同 C, D の歯数

* 機械工学科

δ_1 :	同	A, B の偏心量	δ_2 :	同	C, D の偏心量
ε_1 :	同	A, B の偏心率	ε_2 :	同	C, D の偏心率
γ_1, γ_2 :	同	A, B の回転中心より両 ピッチ円の接触点までの距離	γ_3, γ_4 :	同	C, D の回転中心より両 ピッチ円の接触点までの距離
D_3 :	内歯車のピッチ円直径		D_4 :	内歯車とかみ合う遊星歯車のピッチ円 直径	
Z_3 :	同 ・ 歯 数		Z_4 :	同 遊星歯車の歯数	
M_3 :	内歯車及び之とかみ合う遊星歯車のモ ジュール				

2. 1 外接歯車のみ使用の場合

内歯車を使用せず、2組の偏心歯車のみを使用して、遊星歯車の軸、即ち腕を入力軸、又は出力軸とする場合である。

(1) 腕を入力軸とする場合

図1に示す通り、一对の偏心歯車 A, B の一方 A を固定し、A とかみ合う B と、他の一对の偏心歯車 C, D の片方 C とを一体にした場合で、遊星歯車 (B, C) の軸が腕、即ち入力軸であり、D の回転が出力軸の回転となる。この場合の回転比 (角速度比) を求めると

$$N_2 = N_1 - N_1 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{\gamma_3}{\gamma_4} \quad \therefore \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\gamma_2 \cdot \gamma_4 - \gamma_1 \cdot \gamma_3}{\gamma_2 \cdot \gamma_4} = 1 - \frac{\gamma_1 \cdot \gamma_3}{\gamma_2 \cdot \gamma_4}$$

$$\text{又, } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = 1 - \frac{D_1 - 2\delta_1}{D_1 + 2\delta_1} \cdot \frac{D_2 - 2\delta_2}{D_2 + 2\delta_2} = 1 - \frac{1 - \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_2}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = 1 - \frac{1 + \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \cdot \frac{1 + \varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2}$$

の各式で表わされる。

(2) 腕を出力軸とする場合

図2に示す通り、一对の偏心歯車 A, B の一方 A を入力軸により回転させ、A とかみ合う B と、他の一对の偏心歯車 C, D, の片方 C とを一体にした場合で、遊星歯車 (B, C) の軸が腕、即ち出力軸であり、偏心歯車 D を固定した場合である。この場合の回転比 (角速度比) を求めると、

$$N_2 + (N_1 - N_2) \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{\gamma_3}{\gamma_4} = 0 \quad \therefore \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\gamma_1 \cdot \gamma_3}{\gamma_1 \cdot \gamma_3 - \gamma_2 \cdot \gamma_4} = \frac{1}{1 - \frac{\gamma_2 \cdot \gamma_4}{\gamma_1 \cdot \gamma_3}}$$

$$\text{又, } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\gamma_2 \cdot \gamma_4}{\gamma_1 \cdot \gamma_3} \right)_{\min}}, \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\gamma_2 \cdot \gamma_4}{\gamma_1 \cdot \gamma_3} \right)_{\max}}$$

の各式で表わされる。

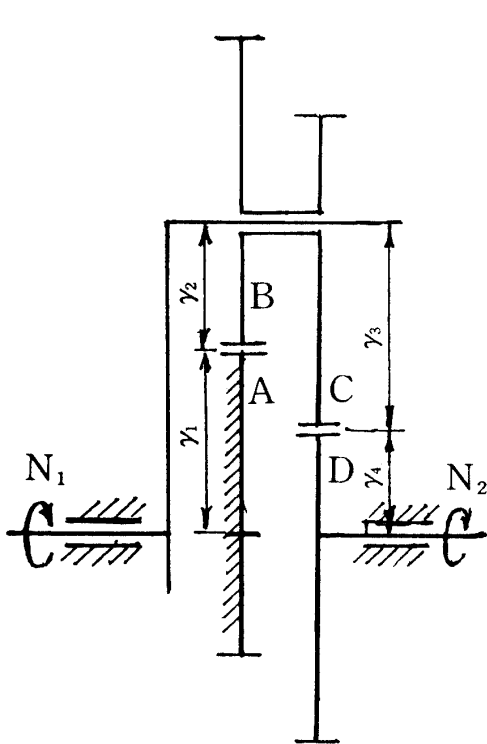


図1. 腕が入力軸の場合

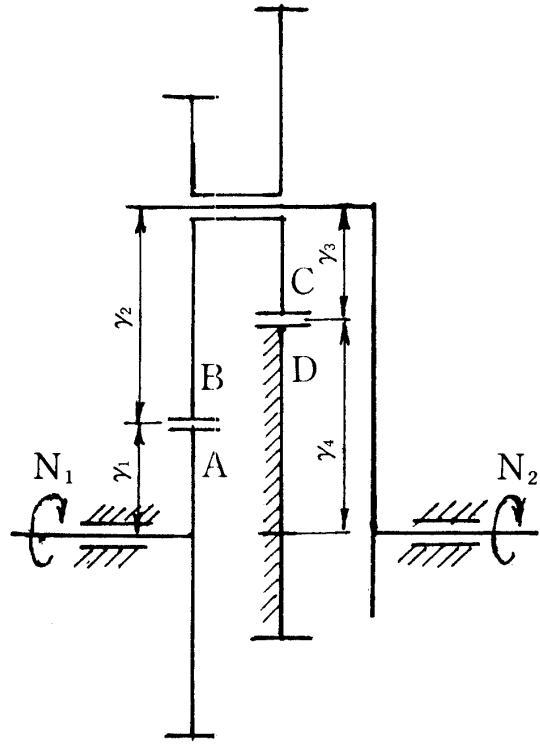


図2. 腕が出力軸の場合

2. 2 内歯車を併用する場合

内歯車を併用する場合には、内歯車及び之とかみ合う小歯車は偏心させる事が出来ないで、他の一対の歯車のみを偏心歯車採用となる。又、内歯車を入力軸と共に回転させる場合と、内歯車を固定する場合とに分けて考える。

(1) 内歯車を入力軸と共に回転させる場合

図3に示す通り、入力軸と共に回転する内歯車Fとかみ合う小歯車Eは、一対の偏心歯車A, Bの片方Bと一体で、EとBが共に遊星歯車であり、その軸が腕で出力軸である。Bとかみ合う偏心歯車Aを固定(静止)歯車とする。この場合の回転比(角速度比)を求めると、

$$N_2 + N_2 \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = N_1 \quad \therefore \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_2 \cdot Z_3}{r_2 \cdot Z_3 + r_1 \cdot Z_4} = \frac{Z_3}{Z_3 + \frac{r_1}{r_2} \cdot Z_4}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{Z_3}{Z_3 + \frac{1 - \epsilon_1}{1 + \epsilon_1} Z_4}, \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \frac{Z_3}{Z_3 + \frac{1 + \epsilon_1}{1 - \epsilon_1} Z_4}$$

の各式で表わされる。

(2) 内歯車を固定(静止)歯車とする場合

図4に示す通り、内歯車Fは固定歯車とし、一対の偏心歯車A, Bの一方Aを入力軸と共に回転させ、他方Bは内歯車とかみ合う小歯車Eと一体で、B, Eが共に遊星歯車であり、その軸が腕で出力軸である。この場合の回転比(角速度比)を求めると、

$$N_2 - (N_1 - N_2) \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = 0 \quad \therefore \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\gamma_1 \cdot Z_4}{\gamma_2 \cdot Z_3 + \gamma_1 \cdot Z_4} = \frac{Z_4}{\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \cdot Z_3 + Z_4}$$

$$\text{又, } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{Z_4}{\frac{1 - \epsilon_1}{1 + \epsilon_1} Z_3 + Z_4}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = \frac{Z_4}{\frac{1 + \epsilon_1}{1 - \epsilon_1} Z_3 + Z_4}$$

の各式で表わされる。

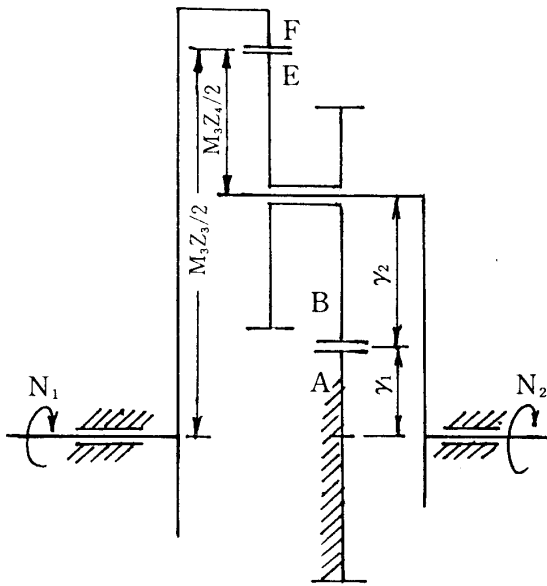


図3. 内歯車を入力軸とする場合

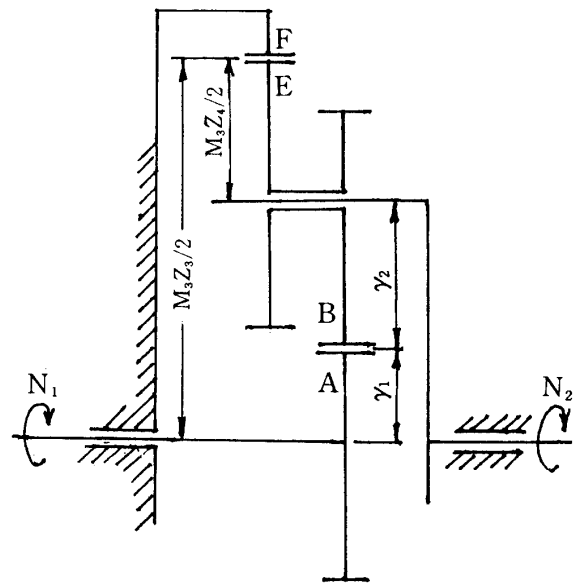


図4. 内歯車を静止歯車とする場合

3. 考 察

(1) 各歯車の形状、寸法等

この論文における計算及び実験に供した各歯車の形状、寸法は次の通りである。

(i) 偏心歯車 (A・B, 及びC・D) ……歯形：インボリュート歯形, 圧力角：20°, モジュール：2.0, 1.5 歯数：(モジュール2.0の場合) 45枚, (モジュール1.5の場合) 30枚 ピッチ円直径：90mm, 45mm 偏心量：(モジュール2.0の場合) 6, 8, 10, 12mm, Cモジュール1.5の場合) 3, 4, 5, 6 mm

(ii) 内歯車 (F) ……歯形：インボリュート歯形, 圧力角：20°, モジュール：1.5, 歯数：80枚, ピッチ円直径：120mm

小歯車 (E) ……歯形：インボリュート歯形, 圧力角：20°, モジュール：1.5, 歯数：20枚, ピッチ円直径：30mm

(2) 各装置における回転比（角速度比）の特徴

各装置における回転比（角速度比）の変化状況は、図5～図8に示す通りである。

(i) 外接歯車のみを使用の場合（A, B 及び C, D の二対の偏心歯車を使用する場合）

腕を入力軸とする場合の回転比の変化状況を図5に示し、腕を出力軸とする場合の回転比の変化状況を図6に示した。又、その場合の代表的な回転比（角速度比）の値を表1に示した。

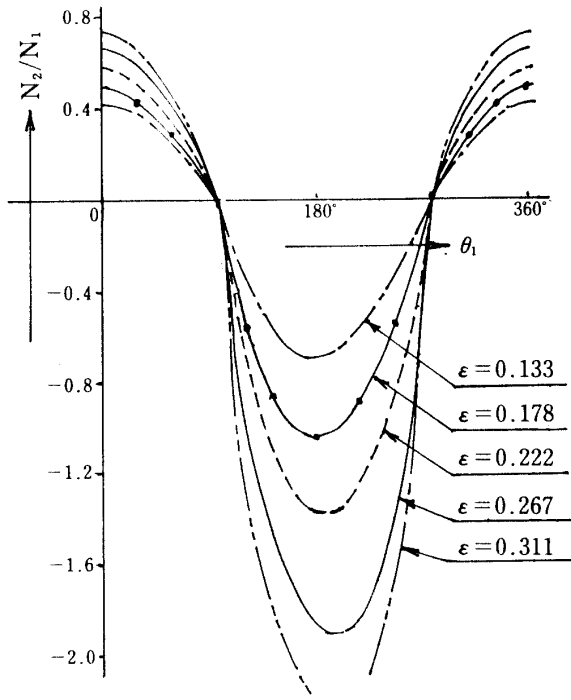


図5. 腕が入力軸の場合の回転比

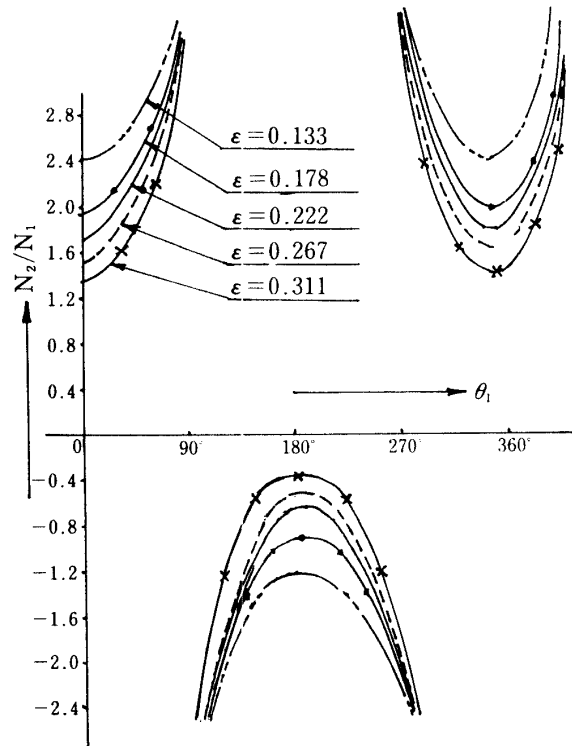


図6. 腕が出力軸の場合の回転比

(i)-a 腕が入力軸と共に回転する場合は、回転比が途中で正から負（逆方向の回転）に転ずる。即ち、図5に示す通り、 0° 及び 360° において回転比が最大となるが、約 90° 、及び約 270° において回転比0（停止）、又 180° において負の最大値となる。偏心率が大となる程回転比の変動も大であり、偏心率が0.311の場合には回転比も0.724から -2.622 迄変動する。

(i)-b 腕が出力軸である場合は、 90° 及び 270° 近辺において $\pm\infty$ 、即ち不連続となり、 0° 及び 360° において正の最小値に、 180° において負の最小値となる。この場合には偏心率が0.311の時よりも0.133の時の方が回転比の変動が激しく、 ≥ 2.409 、及び ≤ -1.408 の範囲の変動となる。

(ii) 内歯車と偏心歯車を併用する場合（一对の偏心歯車 A, B 及び B と一体の内接遊星歯車 E, 内歯車 F を併用する場合）

内歯車 F を入力軸と共に回転させる場合の回転比の変化状況を図7の上部に、又内歯車 F を固定（静止）歯車とする場合の回転比の変化状況を図7の下部に示した。更に、それ等の場合の回転比（角速度比）の代表的な値を表2に示した。

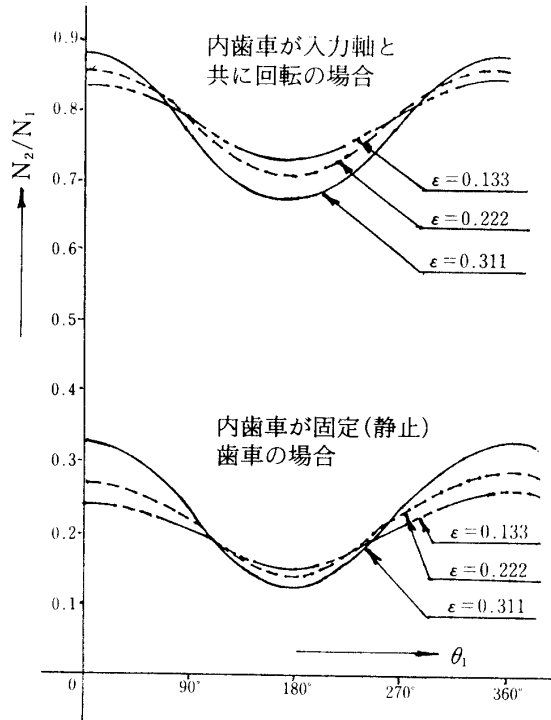


図7. 内歯車と内接遊星歯車, 及び一対の偏心歯車を併用の場合

表1. 外接歯車(偏心歯車)のみによる遊星歯車装置

偏心歯車		腕が入力軸の場合		腕が出力軸の場合	
		角速度比		角速度比	
偏心量	偏心率	最大値	最小値	正の範囲	負の範囲
6mm	0.133	0.415	-0.710	≥ 2.409	≤ -1.408
8	0.178	0.513	-1.052	≥ 1.949	≤ -0.951
10	0.222	0.595	-1.469	≥ 1.681	≤ -0.681
12	0.267	0.665	-1.984	≥ 1.504	≤ -0.504
14	0.311	0.724	-2.622	≥ 1.381	≤ -0.381

表2. 内歯車と偏心歯車併用の遊星歯車装置

偏心歯車		内歯車が入力軸		内歯車が固定(静止)	
		角速度比		角速度比	
偏心量	偏心率	最大値	最小値	最大値	最小値
3mm	0.133	0.837	0.754	0.246	0.161
4	0.178	0.851	0.736	0.264	0.149
5	0.222	0.863	0.718	0.282	0.137
6	0.267	0.874	0.698	0.302	0.126
7	0.311	0.884	0.678	0.322	0.116

(ii)-a 内歯車が入力軸と一体となって回転する場合の回転比は、図7の通り、滑らかに変動し、 0° と 360° に於て最大値、 180° に於て最小値となり、又偏心率が大である程回転比の変動も大である。偏心率が0.311の時の回転比は、0.884から0.678迄変動する。

(ii)-b 内歯車が固定(静止)歯車である場合の回転比は、同様に図7の通りで、滑らかに変動し、 0° と 360° で最大、 180° で最小。又偏心率が大である程、回転比の変動も大となる。偏心率が0.311の時の回転比は、0.322から0.116迄変動し、その変動率は2.78で上記の内歯車を入力軸とする場合の変動率1.30に対し、約2.13倍である。

(3) 偏心率, 接触半径比, 歯数比, その他の影響・効果

(i) 偏心率 ϵ_1, ϵ_2 による影響・効果

二対の偏心歯車(偏心率 ϵ_1 及び ϵ_2) を使用する場合には、両方共出来るだけ偏心率の大きい歯車を採用する方が効果的であるが、両方の位相を一致させて取付ける事が肝要である。又前記の計算及び実験では全く同じ二対の偏心歯車を使用し、 $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon$ とした次第である。

(ii) 接触半径比 $(\gamma_2 \cdot \gamma_4) / (\gamma_1 \cdot \gamma_3)$ による影響・効果

偏心歯車のみでは $(\omega_2 / \omega_1)_{\max} = (D/2 - \delta) / (D/2 + \delta)$ である事から、偏心歯車を遊星歯車装置に応用する場合にも、 $\gamma_2 / \gamma_1 = (D_1/2 - \delta_1) / (D_1/2 + \delta_1)$, 及び $\gamma_4 / \gamma_3 = (D_2/2 - \delta_2) / (D_2/2 + \delta_2)$ となる時が、回転比の極値となる。又半径比 $\gamma_2 / \gamma_1 = \gamma_4 / \gamma_3$ となるように、二対の偏心歯車の位相を一致させる事が肝要であり、一致していない状況で二対の偏心歯車を回転させる事は結果を複雑にす

るのみとなる。但し、腕が出力軸である場合には、寧ろ両者の位相を一致させない方が、回転比 $\pm\infty$ を避けるために役立つかとも考えられるが、之は今後の課題としたい。

(iii) 歯数比 Z_4/Z_3 について

内接遊星歯車の歯数 Z_4 は、通常円周上に力が釣合うように配置される装置上の関係から、内歯車の歯数 Z_3 よりも少く、かなりの制約を受ける事となり、大体 $Z_4 \leq Z_3/3$ であり、 $Z_3/3 \geq Z_4 \geq Z_3/5$ かと考える。又、内歯車が入力軸と共に回転する場合には、 Z_4/Z_3 の値が大である程、回転比の値が小となり、内歯車が固定(静止)歯車の場合は逆に Z_4/Z_3 の値が小である程、回転比の値は小となる。

(iv) 回転比の変動周期について

偏心歯車を使用する場合には、 360° の周期で回転比が変動するので、 180° の周期で回転比を変動させたい場合には非円形歯車を使用する必要がある。

4. あとがき

遊星歯車装置は、元来、入力軸と出力軸を同一直線上に置く事が出来、又遊星歯車を円周上に何箇所か配置する事によって力の均衡を保つ長所をもつ減速装置である。今回、周期的に回転比の変動する偏心歯車を組込む事によって、減速比を周期的に変化させる為の装置とその場合の特性について、調査研究を行った次第である。偏心歯車には、かみ合い率の点から偏心量、偏心率に限界があるものの、製作の容易さもあり、偏心歯車の応用は十分に有用であると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 窪田雅男著：機構学，森北出版発行
- 2) 石田，三留著：機械学会論文集，日本機械学会発行
- 3) 小川 潔著：機構学，朝倉書店
- 4) 北郷 薫（他3名）著：機構学，朝倉書店発行
- 5) 編集委員会著：機械設計便覧，丸善発行
- 6) 秋田 晃著：不等速伝動歯車の特性に関する考察，福井工大研究紀要第23号
- 7) 秋田 晃著：偏心歯車の応用による不等速伝動，福井工大研究紀要第24号

(平成6年10月7日受理)