遊星歯車装置の歯数の選定について*

八重島 公郎*¹, 両 角 宗 晴*², 神 原 直 樹*³Determination of the Numbers of Teeth for Gears
in a Planetary Gear System

Koro YAEJIMA, Muneharu MOROZUMI and Naoki KANBARA

In the design of a planetary gear system, the choice of the number of teeth for each gear in the system involves various conditions that need to be taken into consideration. Determination of the number of teeth that satisfies all the above conditions is difficult, and a great deal of trial and error is required to successfully obtain even one design plan. Formulae for these conditions have not been established for a 3K-type planetary gear system with a complex mechanism. In this study, a formula for equidistant arrangement of planetary gears and a formula for concentric arrangement of all component gears for a 3K-type planetary gear system were derived using a new method, and on the basis of these formulae, a system of automatic selection of the number of teeth was developed for 3K and 2K-H planetary gear systems. This automatic system was tested through extensive computation, and the results were checked by manual calculation. As a result, the validity of the selection data obtained by this system was verified. The system was thus confirmed to be practically applicable.

Key Words: Gear, Computer-Aided Design, Assembly, Planetary Gear System, Number of Teeth, Computer Program

1. 結 言

遊星歯車装置の設計において、装置を構成する各歯車の歯数の選定は、減速比や増速比を決定する速比計算式のみならず、遊星歯車を入出力軸の周りに複数個等間隔に配置するための組立可能条件式、その複数個の遊星歯車の歯先円が接しないための近接条件式、さらに各歯車の中心距離を合せるための同軸条件式に対する考慮が必要になる。これら条件式に関しては、主に機構が簡単な2K-H型遊星歯車装置を対象として、いくつかの文献^{(1)~(7)}がある。しかし、機構が複雑な3K型遊星歯車装置においては、その条件式が明確に求められていない。そして、これら条件式のすべてを満足する歯数を選定することは容易ではなく、一つの設計例を得るのに、非常に多くの試行錯誤が必要になる。

本研究は、複雑な遊星歯車装置の設計に新たな準拠と便宜を与えるため、まず3K型遊星歯車装置の組立可能条件式、同軸条件式を新たな方法で求め、これらを基に3K型と2K-H型遊星歯車装置を対象とした

歯数の自動選定システムを開発、プログラム化し、これにより多くの選定計算と手計算による検証を行って、このシステムの実用性についての検討を行った。

2. 歯 数 選 定 条 件 式

一般に用いられている遊星歯車装置の分類は、太陽歯車の数により、2K-H型、3K型などに分類され、それらはさらに遊星歯車や内歯車、ピニオンの用い方により、いくつか細分類されている⁽⁸⁾。

各装置における歯数選定のための各条件式について考究する。

2・1 3K(I-a)型遊星歯車装置 図1において(a)は機構のスケルトン表示、(b)は各歯数間の大小関係および実用的速比限界に関する副次的条件式を示す。この図より各条件式は次のようにして求められる。

(1) 速比と効率および軸トルクの計算式 この計算式は図1の Z_1 , Z_3 , Z_5 歯車のどれを駆動歯車、従動歯車、固定歯車にするかにより、6種類に分けられ、それぞれ計算式が異なる。これら計算式は著者らの一人によりすでに求められており⁽⁸⁾、本研究でも、この計算式を用いた。

(2) 組立可能条件式 この条件式は、これまで明確に求められておらず、本研究により新たに求めら

* 原稿受付 平成4年3月12日。

*¹ 正員、信州大学工学部 (〒380 長野市若里500)。*² 正員・名誉員、信州大学工学部。*³ 信州大学大学院。

れた。すなわち、キャリア S の腕数を N とし、遊星ピニオン Z_2, Z_4 が円周上等間隔に N 個配置されている場合を考える。表 1 に示すごとく、周知の重ね合せ法により歯車 Z_1 を固定し、キャリア S を 1 回転させると、歯車 Z_3 は $(1+Z_1/Z_3)$ 回転する。ゆえにキャリア S を $1/N$ 回転させると、歯車 Z_3 は $(1+Z_1/Z_3)/N$ 回転する。このとき、 $1/N$ の公転を行った遊星ピニオン Z_2 の前の位置に、あとからきた別の遊星ピニオン Z_2 が Z_1 と Z_3 に正しくかみあうためには、内歯車 Z_3 が、公転前の時と位相的に同じ位置にならなければならない、それには内歯車 Z_3 の回転数が $1/Z_3$ (すなわち 1 歯分) の整数倍でなければならないことから次式が成立する。

$$\left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right) \frac{1}{N} = \frac{1}{Z_3} \cdot X$$

ただし、 X は整数
これより次式を得る。

$$(Z_1 + Z_3) \frac{1}{N} = X \quad \cdots \cdots (1)$$

また、歯車 Z_1 を固定し、キャリア S を $1/N$ 回転させると、歯車 Z_5 は $\{1 + (Z_1 \cdot Z_4)/(Z_2 \cdot Z_5)\}/N$ 回転する、これが $1/Z_5$ の整数倍でなければならないことから次式を得る。

$$\left(1 + \frac{Z_1 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_5}\right) \frac{1}{N} = \frac{1}{Z_5} \cdot X'$$

ただし、 X' は整数
これより次式を得る。

図 1 3K(I-a) 型遊星歯車装置

表 1 歯車 Z_1 固定の時の重ね合せ法による回転数の求め方

	Z_1	Z_2, Z_4	Z_3	Z_5	キャリア S
Gear locked	1	1	1	1	1
Arm fixed	-1	$\frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_3}$	$\frac{Z_1 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_5}$	0
Result	0	$1 + \frac{Z_1}{Z_2}$	$1 + \frac{Z_1}{Z_3}$	$1 + \frac{Z_1 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_5}$	1

$$(Z_2 \cdot Z_5 + Z_1 \cdot Z_4) \frac{1}{NZ_2} = X' \quad \cdots \cdots (2)$$

次に歯車 Z_5 を固定し、キャリア S を $1/N$ 回転させた場合の歯車 Z_1 の回転数を表 1 と同様な重ね合せの方法により求めると $\{1 + (Z_2 \cdot Z_5)/(Z_1 \cdot Z_4)\}/N$ となり、これが $1/Z_1$ の整数倍でなければならないことから次式を得る。

$$(Z_1 \cdot Z_4 + Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NZ_4} = X'' \quad \cdots \cdots (3)$$

ただし、 X'' は整数

また、この場合の歯車 Z_3 の回転は $\{1 - (Z_2 \cdot Z_5)/(Z_3 \cdot Z_4)\}/N$ となり、これが $1/Z_3$ の整数倍でなければならないことから次式を得る。

$$(Z_3 \cdot Z_4 - Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NZ_4} = X''' \quad \cdots \cdots (4)$$

ただし、 X''' は整数

次に歯車 Z_3 を固定し、キャリア S を $1/N$ 回転させた場合の歯車 Z_1 の回転数を重ね合せの方法により求めると $(1 + Z_3/Z_1)/N$ となり、これが $1/Z_1$ の整数倍でなければならないことから次式を得る。

$$(Z_1 + Z_3) \frac{1}{N} = X \quad \cdots \cdots (1)$$

ただし、 X は整数

これは前述の式(1)と同じである。また、この場合の歯車 Z_5 の回転は $\{1 - (Z_3 \cdot Z_4)/(Z_2 \cdot Z_5)\}/N$ となり、これが $1/Z_5$ の整数倍でなければならないことから次式を得る。

$$(Z_2 \cdot Z_5 - Z_3 \cdot Z_4) \frac{1}{NZ_2} = X'''' \quad \cdots \cdots (5)$$

ただし、 X'''' は整数

いま、 Z_2 と Z_4 の最大公約数を Q とすると、

$$Z_2 = Ql_2, \quad Z_4 = Ql_4$$

式(2)と(3)より、

$$(Z_1 \cdot Z_4 + Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NQ} = \frac{l_2 X' + l_4 X''}{2}$$

しかるに式(2)と(3)より

$$l_2 X' = l_4 X'' (= Y)$$

(ただし Y は整数) とすると

$$(Z_1 \cdot Z_4 + Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NQ} = Y \quad \cdots \cdots (6)$$

また、式(4)と(5)より

$$(Z_3 \cdot Z_4 - Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NQ} = \frac{l_4 X''' - l_2 X''''}{2}$$

しかるに式(4)と(5)より

$$l_4 X''' = -l_2 X'''' (= Y')$$

(ただし Y' は整数) とすると

$$(Z_3 \cdot Z_4 - Z_2 \cdot Z_5) \frac{1}{NQ} = Y' \quad \cdots \cdots (7)$$

結局、組立可能条件は式(1)、(6)、(7)を同時に満足する必要がある。

(3) 同軸条件 いま、モジュールを m 、工具圧力角を α_c 、歯車 Z_λ と Z_K のかみあい圧力角を $\alpha_{\lambda,K}$ 、それぞれの転位係数を χ_λ, χ_K 、法バックラッシュを $S_{n,\lambda,K}$ としたとき、歯車 Z_λ と Z_K の中心距離 $a_{\lambda,K}$ は次式により計算される。

$$a_{\lambda,K} = \frac{Z_\lambda \pm Z_K}{2} m \frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_{\lambda,K}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ただし

$$\text{inv } \alpha_{\lambda,K} = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c$$

$$\times \frac{\chi_\lambda \pm \chi_K \pm \frac{1}{2 \sin \alpha_c} \left(\frac{S_{n,\lambda,K}}{m} \right)}{Z_\lambda \pm Z_K} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 λ, K は添字 1, 2, 3, 4, 5 を表し、複号の上は外歯車かみあい、下は内歯車かみあいを表す。

同軸条件は各歯車かみあいの中心距離を一致させることであり、次式により表される。

$$a_{1,2} = a_{2,3} = a_{4,5}$$

これより次式を得る。

$$\frac{Z_1 + Z_2}{\cos \alpha_{1,2}} = \frac{Z_3 - Z_2}{\cos \alpha_{2,3}} = \frac{Z_5 - Z_4}{\cos \alpha_{4,5}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ただし、 $\alpha_{1,2}, \alpha_{2,3}, \alpha_{4,5}$ は式(9)から求められる。

しかし、各歯車の転位係数を定めるには本格的設計システムによる必要があるため、標準歯車を基準とする。標準歯車の場合は式(10)において、 $\alpha_{1,2} = \alpha_{2,3} = \alpha_{4,5} = \alpha_c$ となるから次式を得る。

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2 = Z_5 - Z_4 \quad \dots\dots\dots (11)$$

これより次式を得る。

$$Z_1 + 2Z_2 - Z_3 = 0, \quad (Z_3 - Z_2) - (Z_5 - Z_4) = 0$$

しかし、転位歯車による選定も可能にするため、転位による中心距離の変化量分を歯数に許容幅を持たせて代替する方法をとり、 dZ を許容幅とし次式を採用する。

$$\left. \begin{aligned} -2dZ &\leq Z_1 + 2Z_2 - Z_3 \leq 2dZ \\ -2dZ &\leq (Z_3 - Z_2) - (Z_5 - Z_4) \leq 2dZ \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

(4) 近接条件式 隣りあった遊星ピニオンの歯先が接触しないためには、それら遊星ピニオン間の中心距離が遊星ピニオンの歯先円直径 d_{K2} より大でなければならない。したがって、太陽歯車 Z_1 と遊星ピニオン Z_2 の中心距離 $a_{1,2}$ 、遊星ピニオンの個数 N (つまりキャリアの腕数) とすると、次式を満足すればよい。

$$\left. \begin{aligned} d_{K2} &< 2a_{1,2} \sin \left(\frac{180^\circ}{N} \right) \\ \therefore N &< \frac{180^\circ}{\sin^{-1} \frac{d_{K2}}{2a_{1,2}}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 $a_{1,2}$ は式(8)から求められ、 d_{K2} はいわ

る DIN 方式に従い次式で求められる。

$$d_{K2} = (Z_2 + 2 + 2\chi_2)m \quad \dots\dots\dots (14)$$

標準歯車の場合は次式になる。

$$\left. \begin{aligned} a_{1,2} &= \frac{Z_1 + Z_2}{2} m \\ d_{K2} &= (Z_2 + 2)m \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

また、

$$\left. \begin{aligned} d_{K4} &< 2a_{4,5} \sin \left(\frac{180^\circ}{N} \right) \\ \therefore N &< \frac{180^\circ}{\sin^{-1} \frac{d_{K4}}{2a_{4,5}}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 $a_{4,5}$ は式(8)から求められ、 d_{K4} は次式により求められる。

$$d_{K4} = (Z_4 + 2 + 2\chi_4)m \quad \dots\dots\dots (17)$$

標準歯車の場合は次式になる。

$$\left. \begin{aligned} a_{4,5} &= \frac{Z_5 - Z_4}{2} m \\ d_{K4} &= (Z_4 + 2)m \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (18)$$

2.2 3K (II-a) 型遊星歯車装置

図2において (a) は機構のスケルトン表示、(b) は各歯車間の大小関係に関する副次的条件式を示す。

この図より 3K (I-a) 型の場合と同様の方法で各条件式を求めた。

(1) 速比と効率および軸トルクの計算式 この計算式は文献⁽⁸⁾に従った。

(2) 組立可能条件式

$$(Z_1 + Z_3) \frac{1}{N} = X \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$(Z_2 \cdot Z_5 - Z_1 \cdot Z_4) \frac{1}{NQ} = Y \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$(Z_2 \cdot Z_5 + Z_3 \cdot Z_4) \frac{1}{NQ} = Y' \quad \dots\dots\dots (21)$$

ただし、 X, Y, Y' は整数

(3) 同軸条件式

$$a_{1,2} = a_{2,3} = a_{4,5}$$

これより次式を得る。

図2 3K(II-a)型遊星歯車装置

$$\frac{Z_1+Z_2}{\cos \alpha_{1,2}} = \frac{Z_3-Z_2}{\cos \alpha_{2,3}} = \frac{Z_4+Z_5}{\cos \alpha_{4,5}} \dots\dots\dots (22)$$

ただし、 $\alpha_{1,2}$ 、 $\alpha_{2,3}$ 、 $\alpha_{4,5}$ は式(9)から求められる。標準歯車の場合は式(22)において $\alpha_{1,2}=\alpha_{2,3}=\alpha_{4,5}=\alpha_c$ となるから次式を得る。

$$Z_1+Z_2=Z_3-Z_2=Z_4+Z_5 \dots\dots\dots (23)$$

これより次式を得る。

$$Z_1+2Z_2-Z_3=0, (Z_3-Z_2)-(Z_4+Z_5)=0$$

転位歯車の場合も考えて歯数の許容幅 dZ を用いて次式を採用する。

$$\left. \begin{aligned} -2dZ \leq Z_1+2Z_2-Z_3 \leq 2dZ \\ -2dZ \leq (Z_3-Z_2)-(Z_4+Z_5) \leq 2dZ \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (24)$$

(4) 近接条件式 3K(I-a)型の場合と同様の条件式となった。

2・3 2K-H(I)型遊星歯車装置 図3にこの装置のスケルトン表示と副次的条件式を示す。

(1) 速比と効率および軸トルクの計算式 計算式は文献⁽⁸⁾に従った。

(2) 組立可能条件式

$$(Z_1+Z_3)\frac{1}{N}=X \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 X は整数

これは前述の式(1)と同じである。

(3) 同軸条件式

$$\alpha_{1,2}=\alpha_{2,3}$$

これより次式を得る。

$$\frac{Z_1+Z_2}{\cos \alpha_{1,2}} = \frac{Z_3-Z_2}{\cos \alpha_{2,3}} \dots\dots\dots (25)$$

ただし、 $\alpha_{1,2}$ 、 $\alpha_{2,3}$ は式(9)より求められる。標準歯車の場合は式(25)において、 $\alpha_{1,2}=\alpha_{2,3}=\alpha_c$ となるから次式を得る。

$$Z_1+Z_2=Z_3-Z_2 \dots\dots\dots (26)$$

歯数の許容幅 dZ を用いて次式を採用する。

$$-2dZ \leq Z_1+2Z_2-Z_3 \leq 2dZ \dots\dots\dots (27)$$

これは前述の式(24)の一部と同じである。

図3 2K-H(I)型遊星歯車装置

(4) 近接条件式 3K(I-a)型の場合の式(13), (14), (15)と同じになった。

2・4 2K-H(II, III, IV)型遊星歯車装置 図4にこの装置の機構のスケルトン表示と副次的条件式を示す。

(1) 速比と効率および軸トルクの計算式 計算式は文献⁽⁸⁾に従った。

(2) 組立可能条件式

$$\left. \begin{aligned} \text{II型, III型は } (Z_1 \cdot Z_3 - Z_2 \cdot Z_4) \frac{1}{NQ} = Y \\ \text{IV型は } (Z_1 \cdot Z_3 + Z_2 \cdot Z_4) \frac{1}{NQ} = Y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (28)$$

ただし Q は Z_2 と Z_3 の最大公約数、 Y は整数

(3) 同軸条件式

$$\alpha_{1,2}=\alpha_{3,4}$$

これより次式を得る。

$$\frac{Z_1 \pm Z_2}{\cos \alpha_{1,2}} = \frac{Z_3 \pm Z_4}{\cos \alpha_{3,4}} \dots\dots\dots (29)$$

ただし、 $\alpha_{1,2}$ 、 $\alpha_{3,4}$ は式(9)より求められ、複号の上は外歯車かみあい、下は内歯車かみあいを表す。標準歯車の場合は式(29)において、 $\alpha_{1,2}=\alpha_{3,4}=\alpha_c$ となるから次式を得る。

II型は $Z_1+Z_2=Z_4+Z_3$, III型は $Z_1-Z_2=Z_4-Z_3$, IV型は $Z_1+Z_2=Z_4-Z_3$, これより

$$\left. \begin{aligned} \text{II型は } -2dZ \leq (Z_1+Z_2)-(Z_4+Z_3) \leq 2dZ \\ \text{III型は } -2dZ \leq (Z_1-Z_2)-(Z_4-Z_3) \leq 2dZ \\ \text{IV型は } -2dZ \leq (Z_1+Z_2)-(Z_4-Z_3) \leq 2dZ \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (30)$$

(4) 近接条件式 いずれの場合も $Z_2 > Z_3$ の場

図4 2K-H(II, III, IV)型遊星歯車装置

合は歯車 Z_2 について, $Z_2 < Z_3$ の場合は歯車 Z_3 について 3K(I-a) 型の場合と同様にして求められる。

3. 歯数選定システムの概要

選定計算は通常の 16 ビット cpu マイクロコンピュータにより行い, 使用言語は C 言語を用いた。総バイト数は入出力関係も含めて, 71 K となり, ルーチン数は 29 となった。

図 5 に遊星歯車装置の歯数選定システムの概念的フローチャートを示す。まず(1)でデータの入力が行われる。計算指示データとしては, 計算の際に考慮すべき条件の指示, 遊星歯車装置の型の指示, 各歯車の駆動方式の指示(駆動, 従動, 固定)がある。次に歯数の最大値 $Z_{\max}$, 歯数の最小値 $Z_{\min}$, が入力される。この歯数範囲は大枠の設定であり, 各歯車の相対的大小関

係(例えば外歯車は内歯車より小さい, および最大歯先円直径など)からシステム内部の(9)で計算のつど適宜変更される。次に最大歯先円直径 $d_{K\max}$ または最大歯元円直径 $d_{r\max}$ が入力される。このデータにより歯数の最大値が制約され, 装置の大きさも制約できることになる。次にモジュール m , 速比 u , 速比のプラス側許容値 $+du$, マイナス側許容値 $-du$, 遊星歯車の個数の要求範囲 $N_{\max}, N_{\min}$, 転位を考慮した歯数の許容値 $+dZ, -dZ$, 効率計算で必要とする各歯車間のかみあい効率 η_1, η_2, η_3 が入力される。ここで, 入力データの $\pm dZ$ を, それぞれ 0, 0 に入力すると標準歯車だけの出力となる。

(2)では入力データで指定された型の遊星歯車装置の各条件式や各計算式を呼び出して設定, さらに装置として必要とされる構成歯車の個数を設定, また各歯車の歯数範囲の修正設定が行われる。(3)で各歯車の歯数の初期値として最小値が設定される。(4)は本計算の部分で各条件式(速比計算式, 組立可能条件式, 同軸条件式, 近接条件式)の計算が行われ, 最大公約数を求めるサブルーチンが用意されている。(5)は各条件を満足したか否かの判断であり, 満足しない場合は(5), (9), (10), (4), のループ構成で(5)の条件判断を満足するまでループを回す。(9)では各歯車の歯数範囲の修正がそのつど行われ, (10)では格子点探索法(総当たり法)による各歯車の歯数の組織的順序変化(最小値から最大値へ)が行われる。そして(5)の条件判断を満足した場合には(6)の出力準備計算で効率, 軸トルクを計算, (7)の出力に出る。出力は出力 No., 構成歯車の歯数, 速比, 組立可能な遊星歯車の個数, 転位歯車か標準歯車かの区別, 効率, 軸トルクが印刷される。(8)は各歯車の歯数の変化が終わったか(各歯車の歯数が, いずれも最大値か)否かの条件判断であり, 満足した場合は計算が終了するが, 満足していない場合は, (8), (9), (10), (4), (5), (6), (7), のループ構成で(7)で出力印刷しながら, (8)の条件を満足するまでループを回ることになる。

4. 選定計算例

上記選定システムにより多くの選定計算を行った。表 2 に示すものはその一例である。(a)は 3K(I-a)型の例で歯数の組合せが総数 6 個の出力, (b)は 2K-H(I)型の例で総数 6 個出力されている。選定に要した時間は, いずれも 30 分以内であり, 十分実用時間内と思われる。各選定計算は手計算による検証が行われ, いずれも選定計算の正しいことが確認され, このシステムが実用に供し得ることが明らかになった。図の出

図 5 遊星歯車装置の歯数選定システム

表 2 選定計算の入出力例

(a) 3K(I-a)型遊星歯車装置

- INPUT DATA -										
Setting of condition					Type of planetary gear system					
All conditions					3K I-a					
Drive systems										
Driver --- A			Follower --- E			Fixed --- C				
Same			direction, Reduction							
Z max	Z min	dk max (dr max)		m1	m2	η 1	η 2	η 3	+dz	-dz
90	17	120 mm		1.5	1.5	0.99	0.99	0.99	1.000	1.000
u		+du		-du		Nmax		Nmin		Torqu (Driver)
0.01000000		0.00010000		0.00010000		5		3		1.000

- OUTPUT DATA -														
no.	Z a	Z b	Z c	Z d	Z e	N	u	η	M a	M c	M e	M b	TYPE	TIME
1	23	19	61	18	60	3	0.01008772	0.648284	1.0000	63.2646	64.2646	19.9044	Standard gears	27:25 min
2	17	25	67	22	62	4	0.00992320	0.710072	1.0000	70.5567	71.5567	26.5931	Profile shifted gears	
3	24	21	68	19	64	4	0.01009317	0.659306	1.0000	64.3220	65.3220	20.0648	Profile shifted gears	
4	30	21	72	20	71	3	0.01006036	0.631260	1.0000	61.7471	62.7471	18.1915	Standard gears	
5	19	27	73	25	71	4	0.00991132	0.705651	1.0000	70.1964	71.1964	26.2253	Standard gears	
6	29	23	76	21	72	3-5	0.01000690	0.644459	1.0000	63.4015	64.4015	19.3811	Profile shifted gears	

(b) 2K-H(I)型遊星歯車装置

- INPUT DATA -								
Setting of condition				Type of planetary gear system				
All conditions				2K-H I				
Drive systems								
Driver --- A		Follower --- S		Fixed --- C				
Same direction, Reduction								
Zmax	Zmin	dkmax (drmax)		m1	η 1	η 2	+ dz	- dz
200	17	350 mm		1.5	0.99	0.99	1.000	1.000
u		+ du		- du		Nmax	Nmin	Torqu (Driver)
0.10000000		0.00000100		0.00000100		5	3	1.000

- OUTPUT DATA -											
no.	Z a	Z b	Z c	N	u	η	M a	M c	M s	TYPE	TIME
1	18	71	162	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.8660	4.8660	Profile shifted gears	29:49 min
2	18	72	162	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.9204	4.9204	Standard gears	
3	18	73	162	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.9748	4.9748	Profile shifted gears	
4	21	83	189	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.8737	4.8737	Profile shifted gears	
5	21	84	189	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.9204	4.9204	Standard gears	
6	21	85	189	3	0.10000000	0.982090	1.0000	3.9671	4.9671	Profile shifted gears	

力例において, Z_a は Z_1 , Z_b は Z_2 , Z_c は Z_3 , Z_d は Z_4 , Z_e は Z_5 を表し, N は遊星歯車の個数, η は装置の効率, $M_a, M_c \dots$ などは各軸のトルクを表す。

5. 結 言

複雑な遊星歯車装置の設計における歯数の選定について, 新たな準拠と便宜を与えるため, まず 3K 型遊星歯車装置の組立可能条件式, 同軸条件式を新たな方法で求め, これらを基に 3K 型と 2K-H 型遊星歯車装置を対象とした歯数の自動選定システムを構成, プログラム化し, これにより多くの選定計算と手計算による検証を行った。その結果, この選定システムは短時間で複雑な遊星歯車装置の歯数の選定を行い, その結果も正しいことが確認され, このシステムが遊星歯車装置の設計に実用上非常に効果的であることが確認さ

れた。

終わりに研究に助力された信州大学工学部, 藤田亮技官, 並びに当時大学院修士課程, 石川佳宜君 (現, 日本電装(株)) に感謝の意を表する。

文 献

- (1) Merritt, H. E., *Gear Trains*, (1947), 140, PITMAN.
- (2) 中田, 転位歯車, (1949), 175, 誠文堂新光社.
- (3) Merritt, H. E., *Gears, Third Edition*, (1954), 451, PITMAN.
- (4) Кудрявцев, В. Н., Планетарные передачи, (1960), 107, Машгиз.
- (5) 酒井, 機構学大要, (1967), 119, 養賢堂.
- (6) 近畿歯車懇話会, 歯車の精度と性能 (歯車の設計と製作 ④), (1979), 218, 大河出版.
- (7) 仙波, 歯車第 10 巻, (1967), 3932, 日刊工業新聞社.
- (8) 両角, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, (1989), 7, 日刊工業新聞社.