

二重差動装置を利用した歯切りインデックス機構*

伊藤紀男^{*1}, 田島隆史^{*2}, 高橋幸敬^{*3}New Indexing Mechanism for Gear Cutting
Using Double Differential Gear Device

Norio ITO, Takashi TAJIMA and Yukitaka TAKAHASHI

The hobbing machine of recent years has positively introduced a computer numerical control (CNC) system, but many traditional hobbing machines with gear trains are still being used to produce gears. These traditional machines generally prepare many indexing change gears for gear cutting. But when we cut the gear of a prime number of teeth, the indexing change gear is not prepared for more than about 100 teeth of the gear. In such a case, we have to correct the indexing of the number of teeth using a differential gear to cut a helical gear, but when we apply the prime number of teeth on the helical gear, we cannot choose an arbitrary feed speed. Therefore, in this paper, we report on a new indexing mechanism for the prime number of gear teeth using a double differential gear device, which reduces the number of indexes the change gear must go through.

Key Words: Gear, Hob Machine, Indexing Mechanism, Prime Number Teeth, Change Gear, Differential Gear Device

1. 緒言

現在, 工作機械の多くはCNC化が進められ, 歯切機械であるホブ盤もその例外ではない⁽¹⁾。CNC化されたホブ盤は, 高精度で高剛性, 操作性の点でも優れているが, 今なお構造や精度, ホブ切りなどに関する研究が続けられている⁽²⁾。

本論文が対象とするホブ盤は, ギヤトレーンをもつ従来型のホブ盤で, その種のホブ盤の歯切りで, 特に不便なものとなっている素数歯はすば歯車の歯数割出し方法やホブの送り, そして割出し用換え歯車の数の削減法などについて論じる。

一般に, ギヤトレーンをもつホブ盤で円筒歯車の素数歯を歯切りする場合, 歯数が100枚位までの素数歯に対しては換え歯車が用意されている。しかし, それ以上の素数歯に対しては, それに適合した換え歯車が用意されていないというのが一般的である。そのような場合には, はすば歯車の歯切りに使用される差動歯車装置を用いて, 割出し可能な歯数とそれに近い素数との

歯数差分だけを補正することによって, 割出しができるようになっていく。しかし, それを実際にはすば歯車の割出しに実施しようとする, 送り速度が自由に選べず, 歯切りが困難であることがわかる。そこで本論文では, そのような歯車の割出しに対して, 二組の差動歯車装置を直結した二重差動装置を考え, 差動装置の一方を素数歯を含めた歯数の割出し専用で使用し, これまでより合理的で, しかも全体として換え歯車の数を少なくできる新しいインデックス機構が得られたので報告する。

2. 素数歯の割出し

図1は, 一般的なホブ盤の歯車系統図である。 z_w はホブの条数, p はホブ送り用のねじのピッチ, N_1, N_2, N_3 は差動かさ歯車装置の軸の回転数である。その他の記号は, ギヤトレーンを構成する各歯車の歯数を示す。ホブ盤によって素数歯の円筒歯車を歯切りする場合は, その素数を P とし, 割出し可能な歯数を N とすれば, P は次式で表される。

$$P = N \pm n' \dots \dots \dots (1)$$

ここに, n' は1, 2, ...なる整数で, 割出し付加量と呼ばれている。割出しが N となるようにホブ盤の換え歯車をセットし, 次に, 差動歯車装置によってホブとテ

* 1996年3月21日 北陸信越支部第33期総会・講演会において講演, 原稿受付 1996年12月16日。

^{*1} 正員, 富山大学工学部 (〒930 富山市五福3190)。

^{*2} 学生員, 富山大学大学院。

^{*3} 正員, (自宅: 〒230 横浜市鶴見区下末吉5)。

ープルの回転差を±n'だけ増減させればよい。このことに関する計算法については、すでに多くの資料⁽³⁾によって明らかにされているので、ここでは本論文に必要な計算式のみを示す。

まず、図1のホブ盤の歯車系統図を用いると、次式が得られる。

$$1 \times \frac{t_1}{t_2} \times \frac{DB}{CA} \times \frac{2}{1} \times \frac{h_1}{h_2} \pm 1 \times \frac{t_1}{t_2} \times \frac{w_1}{w_2} \times \frac{ac}{bd} \times \frac{a'c'}{b'd'} \times \frac{W_2}{W_1} \times \frac{h_1}{h_2} = N \pm n' \dots \dots \dots (2)$$

素数歯のはずば歯車の歯切りでは、そのリードLによって、テーブルの回転を増減しなければならない。その増減は、差動歯車装置によってなされるため、式(2)と同様な関係式が導かれる。ねじれ角をβ、歯直角モジュールをmとすると、リードLは、πm(N±n')/sinβとなる。ホブ盤のサドルが1リードだけ進むと、テーブルは1回転だけ増減する。すなわち、テーブル1回転ごとのホブの送りをf_iとすると、f_i/Lだけテーブルの回転を増減しなければならない。テーブルの回転の遅速は、差動歯車装置によるものであるが、テーブルの1回転に対して、ホブの回転が(N±n')(f_i/L)となることから、図1より、次の等式が成立する。

$$1 \times \frac{t_1}{t_2} \times \frac{w_1}{w_2} \times \frac{ac}{bd} \times \frac{a'c'}{b'd'} \times \frac{W_2}{W_1} \times \frac{h_1}{h_2} = (N \pm n') \times \frac{f_i}{L} \dots \dots \dots (3)$$

以上のことより、n'の補正によってリードに相当するものが増減したことになり、式(2)を用いて差動換え歯車の比について整理すると、次式が得られる。

$$\frac{a'c'}{b'd'} = \pm n' \times \frac{t_2}{t_1} \times \frac{w_2}{w_1} \times \frac{W_1}{W_2} \times \frac{h_2}{h_1} \times \frac{bd}{ac}$$

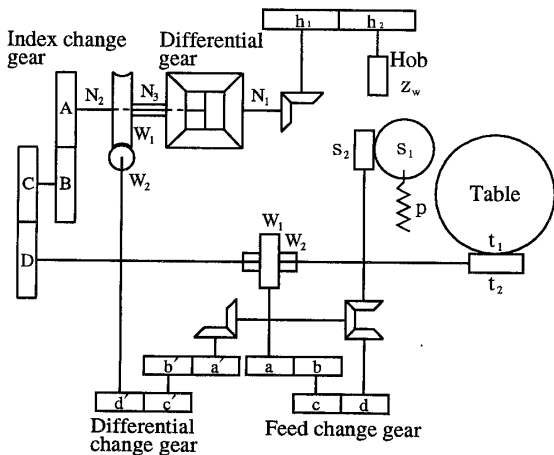


Fig.1 Gear train of hobbing machine

$$\pm p \times \frac{s_2}{s_1} \times \frac{W_1}{W_2} \times \frac{h_2}{h_1} \times \frac{\sin \beta}{\pi m} \dots \dots \dots (4)$$

式(4)の右辺の第2項は、一般的なねじれ角の割出しに関する式であり、第1項には送り換え歯車の歯数が含まれ、送りを変化させようとする、差動換え歯車を求める計算を再度行う必要が生じる。このように素数歯歯車の歯切りには煩わしさが伴うことになる。それと同時に、送りを自由に選択しようとする、それに応じた適切な差動換え歯車が得られないため、事実上歯切りが困難となる。それに早戻しを行うことも不可能である。こうしたはずば歯車の素数歯の割出しの問題点は、一つの差動歯車装置を相異なる二つの目的、すなわち歯数の割出しとねじれ角の割出しに使用することにある。そこで、二組の差動歯車装置を二重につなぐことによって、素数歯の割出しはもとより、送り速度の選択、さらには換え歯車の個数をも削減できる新しい装置が得られたので、次にそれを示す。

3. 二重差動歯車装置

3.1 多重差動歯車装置 まず、いくつかの差動かさ歯車装置を直列に連結した多重差動歯車装置の入出力回転数について検討を加える。

図2は、多重差動歯車装置の機構を示す。連結する差動歯車装置の数をQとする。個々の差動歯車装置の入力軸と出力軸の回転数をN_i (i=1, 2, ..., Q+2), 差動歯車装置内の各アイドルベベルギヤの回転数をn_j (j=2, 3, ..., Q)とする。Q=1の場合、各軸の回転数N₁, N₂, N₃の間には、次式が成立する。

$$N_2 = \frac{1}{2}(N_1 + N_3) \dots \dots \dots (5)$$

また、一般に、Q≥2の場合は、次式が得られる。

$$N_2 = \frac{1}{2} \left\{ N_1 - \sum_{k=2}^Q (-1)^{k+1} 2N_{k+1} - (-1)^{Q+2} N_{Q+2} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

これより、入出力軸番号が奇数のものは回転数が加算され、偶数のものは減算されることになる。すなわち、連結する差動歯車装置の数が増加すると、出力軸回転数の変化をきわめて微妙に変化させることが可能となる。しかし、実際問題として、差動歯車装置の大きさなどを考慮すると、多重直列の数は限定されることになる。

この機構をホブ盤の素数歯割出しなどに応用する場合は、ねじれ角と素数歯の割出しを二つの差動歯車装置によって行わせるということから、二重直列の差動歯車装置が有効であると考えられる。

3.2 二重差動歯車装置 図3のように、二つの差動歯車装置を連結した場合、各入出力軸の回転数

N_1, N_2, N_3, N_4 の間には、式(6)で、 $Q=2$ と置くことにより、次式が得られる。

$$N_2 = \frac{1}{2}(N_1 + 2N_3 - N_4) \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(7)では N_3 と N_4 は互いに独立して与えることができる。この装置をホブ盤の差動歯車装置として利用し、図3に示すような歯車列を構成していると考ええる。図3の $z_1, z_2, z_4, z'_1, z'_2, z_i, z_j, z_R$ はそれぞれの歯車の歯数を示す。このとき、次のような関係式が得られる。

$$N_2 = \pm \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z'_1}{z'_2} \times N_3 \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(8)で、複号はアイドルギヤ z_i を使用しない場合が正、使用する場合が負である。式(7)において、 $N_4=0$ として、式(8)を代入すると、次の式が得られる。

$$N_2 = \frac{1}{2\left(1 \pm \frac{z'_2}{z'_1} \times \frac{z_1}{z_2}\right)} \times N_1 \quad \dots\dots\dots (9)$$

これより、二重差動歯車装置における出力軸 N_1 と入力軸 N_2 の関係が得られる。さらに、被削歯車の歯数を z とすると、ホブ1回転当たりのテーブルの回転は、図1を参考にして、次の式が求められる。

$$\frac{1}{z} = \frac{h_2}{h_1} \times \frac{z_1}{\pm 2 \times \left(z_2 \pm z_1 \times \frac{z'_2}{z'_1}\right)} \times \frac{z_4}{z_R} \times \frac{t_2}{t_1} \quad \dots\dots (10)$$

z は素数歯の場合も考えなければならないので、次のような関係を満たせば、式(10)は成立する。

$$z = \pm \left(z_2 \pm z_1 \times \frac{z'_2}{z'_1}\right) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$z_1 = z_R \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$z_4 = \frac{2}{1} \times \frac{t_1}{t_2} \times \frac{h_1}{h_2} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで注目すべき点は、式(11)には歯数割出し用換え歯車の歯数しか存在せず、それらの組み合わせだけで素数歯歯車を含めた全ての歯数の割出しが可能となることである。それゆえ、図1に示すような送り換え歯

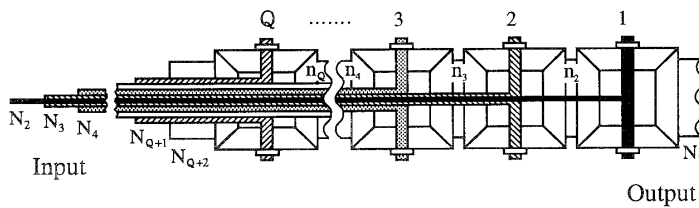


Fig.2 Multi-differential gear device

車、差動換え歯車を経て、差動かさ歯車装置でテーブルの補正回転を行うホブ盤の素数歯の割出し方法とは根本的にその機構が異なり、送り速度の最適化も可能となる。

4. 具体的な計算例

次に、二重差動歯車装置を用いた歯数割出しの具体的な計算例をいくつか示す。なお、ここでは、 $z'_2/z'_1=2$ として考察する。

4.1 具体例(1)

まず、 z_1 や z_2 に対して、次に示すような歯数の歯車を用いると仮定する。

- $z_1 = 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60,$
- $65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100$
- $z_2 = 51, 52, 53, 54, 56, 57, 58, 59$

この場合、 z_1 用として16個、 z_2 用として8個、また、 z_R は z_1 と同じ歯数のものを使用することから、 z_R 用にも16個の合計40個の歯数割出し用の換え歯車が必要となる。 z_1 と z_2 は互いに共用が可能で、 z_1 用の歯車のうち歯数が50, 55, 60枚などの歯車は、 z_2 用としても使用することができる。また、アイドルギヤ z_i, z_j などに対しても、 z_1 用や z_2 用の歯車を使用することができる。

表1は、上記の z_1 と z_2 の歯数を用いて、割出し歯数 z が1~260枚までの歯車に対して、必要な換え歯車の組み合わせを簡略化して示したものである。表1の下に示された付表はアイドルギヤ z_i, z_j の有無について示したもので、それらを使用する場合は○印、使用しない場合は×印が示されている。なお、表1には $z=1, 2$ の場合も示されているが、これらは参考までに示したものである。以下の例についても同様である。

表1からもわかるように、素数歯の割出しには必ずしも素数歯を必要としていない。さらに、これまでのホブ盤では、割出し歯数が100枚位のものに対しては、

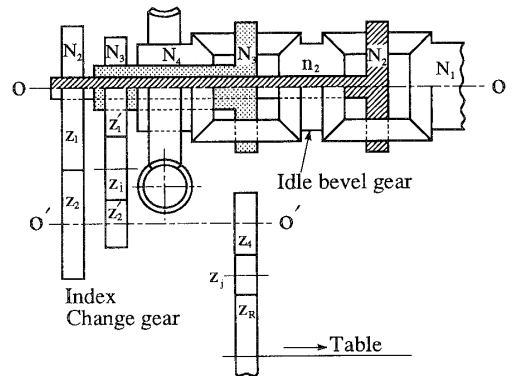


Fig.3 Double differential gears device

約 80 個近い換え歯車を必要とするが、本装置では 260 枚に対して 40 個と換え歯数の総数においても大幅に削減できる利点があることがわかる。なお、割出し歯数 z の中には、換え歯車の組み合わせが 1 通りではないものも存在する。

4.2 具体例 (2) z_1 の歯数は具体例 (1) と同じものを使用し、 z_2 として、次に示すような歯数の歯車を使用した場合について考察する。

$$z_1 = 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, \\ 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 \\ z_2 = 61, 62, 63, 64, 66, 67, 68, 69$$

この場合は、歯切り可能な割出し歯数の範囲が、 $z = 1 \sim 270$ 枚となり、具体例 (1) で示した場合より、割出し歯数の範囲が増加する。なお、この場合も換え歯車の組み合わせが一通りには決まらないものがあるが存在している。

4.3 具体例 (3) ここでも z_1 の歯数は具体例 (1) と同じものを使用し、 z_2 だけを変えた場合について検討する。

$$z_1 = 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, \\ 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 \\ z_2 = 71, 72, 73, 74, 76, 77, 78, 79$$

この例では、割出し可能な歯数の範囲は、 $z = 1 \sim 280$ 枚となり、具体例 (1), (2) よりもさらに増加する。この場合も、換え歯車の組み合わせが一通りには決まらないものがあるが存在している。

Table 1 Combination of indexing change gears

| z | z_1 | z_2 | z | z_1 | z_2 | z | z_1 | z_2 |
|-----|-------|-------|-----|-------|-------|-----|-------|-------|
| 1 | 30 | 59 | 101 | 80 | 59 | 201 | 75 | 51 |
| 2 | 30 | 58 | 102 | 80 | 58 | 202 | 75 | 52 |
| 3 | 30 | 57 | 103 | 80 | 57 | 203 | 75 | 53 |
| 4 | 30 | 56 | 104 | 80 | 56 | 204 | 75 | 54 |
| 5 | 30 | 55 | 105 | 80 | 55 | 205 | 75 | 55 |
| 6 | 30 | 54 | 106 | 80 | 54 | 206 | 75 | 56 |
| 7 | 30 | 53 | 107 | 80 | 53 | 207 | 75 | 57 |
| 8 | 30 | 52 | 108 | 80 | 52 | 208 | 75 | 58 |
| 9 | 30 | 51 | 109 | 80 | 51 | 209 | 75 | 59 |
| 10 | 30 | 50 | 110 | 80 | 50 | 210 | 75 | 60 |
| 11 | 35 | 59 | 111 | 85 | 59 | 211 | 80 | 51 |
| : | : | : | : | : | : | : | : | : |
| 20 | 35 | 50 | 120 | 85 | 50 | : | : | : |
| 21 | 40 | 59 | 121 | 90 | 59 | 260 | 100 | 60 |
| : | : | : | : | : | : | : | : | : |
| : | : | : | : | : | : | : | : | : |
| 100 | 75 | 50 | 200 | 70 | 60 | : | : | : |

| z | 1~150 | 151~260 |
|-------|-------|---------|
| z_i | × | ○ |
| z_j | ○ | × |

以上の 3 つの具体例から言えることは、それらの間には、特に大きな差は見られないということである。ただ歯切り可能な歯数の範囲を少しでも広くしたいということであれば、具体例 (3) の場合が有利といえる。また、いずれの具体例においても、 z_2 用の歯車の個数を 8 個として扱ったが、歯切り可能な歯数の範囲をさらに拡大したい場合は、換え歯車の数を増やす必要が生じる。なお、上記 3 例以外にもいろいろな組み合わせについて検討を試みたが、大差のないことがわかっている。また、具体例では、 $z_2'/z_1' = 2$ の場合についてのみ示したが、この値についてもいろいろな値について検討を試みた結果であることを付記する。

5. 歯車列の検討

4 章では、いくつかの具体的な歯数割出し換え歯車の組み合わせ例について述べたが、ここではその中の一つについて、歯車列の構成について検討する。

図 4 は、4.1 項の具体例 (1) で示した換え歯車の位置

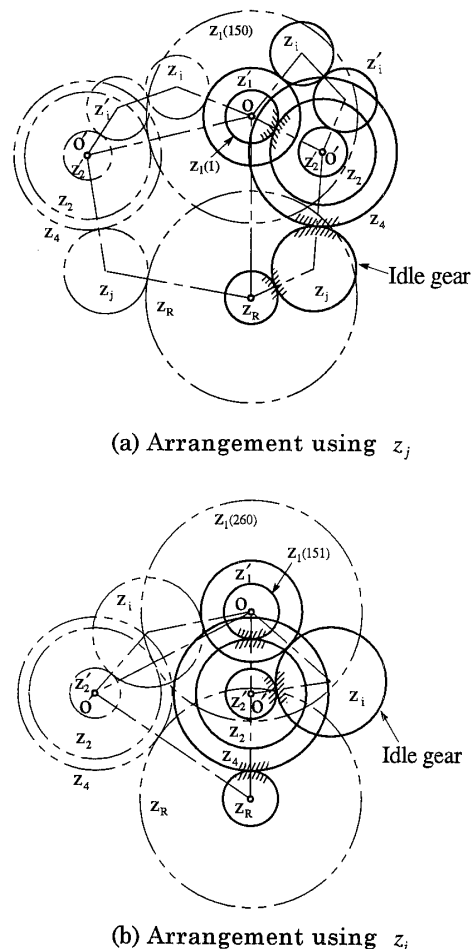


Fig.4 Arrangement of gear shafts

関係を示した例である。図4(a)はアイドル z_j を用いる場合で、実線は $z=1$ の場合、二点鎖線は z が最大の150の場合の軸位置関係を示す。ここでも $z=1$ は現実的ではないが、実際には $z \geq 3$ として考えることができる。図4(b)は z_j を用いない場合で、実線は $z=151$ 、二点鎖線は最大歯数の $z=260$ の場合である。

z_1 と z_2 の軸間距離 $\overline{OO'}$ は、それぞれの歯数によって変化すると同時に、それぞれの軸上にある z'_1 と z'_2 の軸間距離も変化する。そのため、 z'_1 と z'_2 の歯数比を一定に保つために、両者の間にアイドル z_i を介させ、常にかみ合いを維持させる。 z_i を用いない場合は、実際にはアイドル z'_i をさらに追加することで、回転方向を調整すると同時に、かみ合い位置を維持させる。 z_i と z'_i には同じ歯数の歯車が必要であるが、そのためには、 z_1 と z_R が同じ歯数のものであることから、使用していない z_1 用と z_R 用の歯車を用いればよいことになる。図4では、 z'_1 , z'_2 , z_4 の歯数は変化させていないが、 z'_1 と z'_2 は上記のような歯車であり、 z_4 は式(13)から求められるホブ盤固有の機構によって定まる歯数であるからである。なお、図4(a)の z_i , z'_i , z_j や図4(b)の z_i に関しては、割出し換え歯車の組み合わせによって変化することは当然である。

以上により、素数歯歯車の歯切りを行う場合、これまでのギヤトレーンをもつホブ盤では、送り速度に制限を受け、仕上げに大きな影響を与えることになる。また、生産効率に関する早戻しを行うことも不可能であった。しかし、二重差動かさ歯車装置を使用した場合には、歯数割出し専用の差動機構が、歯数割出し換

え歯車のみによって機能させられるため、素数歯ではないはずば歯車の歯切りと同様な方法によって、素数歯ははずば歯車の歯切りが可能となり、さらに最適な送り速度の選定と早戻しが可能となる。

6. 結 論

一般に、ギヤトレーンをもつホブ盤によって、歯数が100枚以上の素数歯ははずば歯車の割出しを行う場合、換え歯車の関係で歯切りが困難なものとなる。本論文は、素数歯の割出しとねじれ角の割出しを二重の差動歯車装置を用いて、それぞれを個別に行う方法を提案し、その機構について検討した。その結果、次の結論を得た。

- (1) 本機構により、素数歯歯車の歯数割出しは、はずば歯車に対しても自由に行うことができる。
- (2) 素数歯歯車の歯切りを行う場合でも、最適な送り速度の選択ができる。
- (3) 素数歯歯車を含めた歯数割出し用換え歯車の種類、個数を大幅に削減することができる。

最後に、本研究を進めるにあたって、数々の御指導を賜ったハイポイド高橋技研の高橋幸一所長に深く感謝の意を表する。

文 献

- (1) 例えば、上野、機械の研究、45-4、(1993)、461-465.
- (2) 例えば、有浦、九州支部機素潤滑設計部門講習会教材、(1992)、12-22.
- (3) 例えば、歯車便覧編集委員会編、歯車便覧、(1962)、671、日刊工業新聞社.