新しいだ円切削装置の開発*

小松原 英範^{*1}, 三 留 謙 一^{*2}, 佐々木 佑太^{*3}

A New Cutting Machine for Elliptical Cylinder

Hidenori KOMATSUBARA^{*4}, Ken-ichi MITOME and Yuuta SASAKI^{*4} Department of Mechanical System Engineering, Yamagata University,
4-3-16 Jonan, Yonezawa-shi, Yamagata, 992-8510 Japan

About 100 years ago, Dr. Franz Reuleaux invented the elliptical chuck which made it possible to cut elliptical cylinder in the same as cutting cylinder. This was invented on basis of turning block double slider crank mechanism. For this reason, this chuck had a problem of causing vibration as the rotational speed increased. Therefore, this mechanism could not been put into practical use. In order to overcome this weak point, one of the authors invented a new type of cutting machine for elliptical cylinder. In this paper, first the principle of new cutting machine is described. Next this machine is designed and made for trial. Finally two elliptical cylinders are made for trial and measured by roundness tester. Experiments prove that the principle of the new cutting machine holds true, principle of mechanism of cutting elliptical cylinder, and shows fundamental characteristics of this machine and its possibility for practical utility.

Key Words: Machine Element, Cutting, Elliptical Machine, Oldham Coupling, Fixed Centrode, Moving Centrode

1. 緒 言

約 100 年前に Dr. Franz Reuleaux は, だ円加工のためにだ円チャックを考案した⁽¹⁾. だ円チャックの利点は, 旋盤で真円を切削するのと同様の方法で, たやすくだ円を加工できることであった. しかし, 回り両スライダ機構を用いているため, スライダと溝との間ですべり摩擦が発生するという問題や, 被削物をフラフープ運動させるため, この運動が振動を誘発させるという問題があった⁽²⁾. そして, これらの問題が加工精度に悪影響を与えることや機構の複雑さゆえに, 実用化には至らなかった⁽³⁾.

現在のだ円加工としては主に, ならい装置による加工や CNC 工作機械による加工⁽⁴⁾がある. しかし, ならい装置による加工ではならいモデルが必要なため, 加工形状の多様性等に問題がある. また, CNC 工作機械はだ円加工機としては高価な装置である.

そこで今回, 構造が単純で, だ円チャックにおける

問題を克服した新しいだ円切削装置を提案する.

新しいだ円切削装置は, だ円チャックにおける問題を次のように克服する. この新しいだ円切削装置では, 工具および被削物に回転運動を与えることによりだ円を切削する. その結果, スライダ機構を用いていないため, スライダと溝の摩擦が発生しない. また, 被削物にフラフープ運動をさせないため, これによる振動が生じない.

本論文では, だ円切削装置の新しいだ円創成法を提唱し, これに基づいて試作した装置によるだ円の切削, 測定の結果を報告する.

2. だ円創成法

だ円切削装置は二つの回転運動によりだ円を創成する. その原理は固定両スライダ機構から連鎖の交替によって得られる.

ここでは, まず固定両スライダ機構の原理について述べる. それから固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m に着目する. そして, 固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m を内歯歯車と平歯車に置換えて考える. 以上のようにして, 固定両スライダ機構から新しいだ円創成法までの過程を示す.

2-1 固定両スライダ機構 図 1 に固定両スライ

* 原稿受付 2006 年 8 月 25 日.

^{*1} 正員, 山形大学工学部 (〒992-8510 米沢市城南 4-3-16).^{*2} 正員, Conical Gear 技術研究所 (〒992-8510 米沢市城南 4-3-16).^{*3} 学生員, 山形大学大学院理工学研究科.

E-mail: hkomatsu@yz.yamagata-u.ac.jp

グ機構を示す。固定節C上に直交する直線溝が設けられており、直線溝には二つのスライダA, Bが置かれている。この二つのスライダA, Bは、連接棒Dに対し回り対偶により連結されている。連接棒DはスライダA, B、固定節Cのそれぞれに対し、1回転することができる。

次に、この固定両スライダ機構において、固定節C上に静止座標系 $o-xy$ を固定する。これを図2に示す。また連接棒D上に、点 A_0 から距離 l の位置に点Pをとる。すると、点Pの座標は式(1)となる。また、点Pの軌跡は長半径 $L+l$ 、短半径 l のだ円となる。だ円の式は式(2)である。

$$P(x_P, y_P) \begin{cases} x_P = (L+l) \cos \theta \\ y_P = l \sin \theta \end{cases} \dots\dots\dots (1)$$

$$\left(\frac{x_P}{L+l}\right)^2 + \left(\frac{y_P}{l}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (2)$$

なお、ここで使用する記号は次のとおりである。

L : 点 A_0, B_0 間の距離

l : 点P, A_0 間の距離

Fig. 1 Fixed block double-slider crank mechanism

Fig. 2 Path of point P in fixed block double-slider crank mechanism

θ : スライダAに対する連接棒Dの回転角

2・2 瞬間中心Qの固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m

図3において、連接棒Dの瞬間中心を点Qとする。静止座標系 $o-xy$ における瞬間中心Qの座標は式(3)となる。このため、瞬間中心Qを静止座標系でとらえた軌跡は式(4)となり、点oを中心とする半径 L の円となる。これを瞬間中心Qの固定軌跡 Γ_f と呼ぶ。

次に、連接棒D上に動座標系 B_0-XY を固定する。この動座標系でとらえた瞬間中心Qの座標は式(5)となる。そして瞬間中心Qを動座標系 B_0-XY でとらえた軌跡は式(6)となり、中心 $(L/2, 0)$ 、半径 $L/2$ の円となる。これを瞬間中心Qの移動軌跡 Γ_m と呼ぶ。移動軌跡の中心 $(L/2, 0)$ を点Mとおく。

図3に瞬間中心Qの固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m を示す。

$$Q(x_Q, y_Q) \begin{cases} x_Q = L \cos \theta \\ y_Q = -L \sin \theta \end{cases} \dots\dots\dots (3)$$

$$\therefore x_Q^2 + y_Q^2 = L^2 \dots\dots\dots (4)$$

$$Q(X_Q, Y_Q) \begin{cases} X_Q = x \cos \theta = L \cos^2 \theta \\ Y_Q = -x \sin \theta = -L \sin \theta \cos \theta \end{cases} \dots\dots\dots (5)$$

$$\therefore \left(X_Q - \frac{L}{2}\right)^2 + Y_Q^2 = \left(\frac{L}{2}\right)^2 \dots\dots\dots (6)$$

2・3 固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m の運動 一般

一般に、瞬間中心の移動軌跡 Γ_m は固定軌跡 Γ_f に対して転がり接触する。固定両スライダ機構において、連接棒DがスライダAに対して反時計回りに1回転するとき、移動軌跡 Γ_m が固定軌跡 Γ_f の内側を瞬間中心Qに常に接しながら転がり、回転する。またこの間に、

Fig. 3 Moving centrode and fixed centrode of fixed block double-slider crank mechanism

Fig. 4 Motion of moving centrode to fixed centrode

Fig. 5 Internal and spur gears mechanism

Fig. 7 Dimensions of internal and spur gears mechanisms

Fig. 6 Path of point P' describing on internal gear of internal and spur gear mechanisms

Γ_m 上の接触点 Q は移動軌跡 Γ_m の円周を 2 周し, Γ_m 上の接触点 Q は固定軌跡 Γ_f の円周を 1 周する. そのようすを図 4 に示す.

この固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m の相対運動は, 次のようにして実現することができる. まず, 固定軌跡 Γ_f の中心 o と, 移動軌跡 Γ_m の中心 M を固定する. そして, 固定軌跡 Γ_f を 1 回転させ, 移動軌跡 Γ_m を 2 回転させる. このとき, 点 Q は転がり接触のときと同様に移動軌跡 Γ_m 上に 2 周し, 固定軌跡 Γ_f 上に 1 周する.

2.4 だ円切削装置の原理 2.3 節では, 固定両スライダ機構における移動軌跡 Γ_m の固定軌跡 Γ_f に対

する相対運動が, 固定軌跡 Γ_f と移動軌跡 Γ_m のそれぞれの回転中心を固定して, 角速度比 1:2 で回転させることで実現できることを述べた.

ここで, 固定軌跡 Γ_f を内歯歯車 B のピッチ円に対応させ, 移動軌跡 Γ_m を平歯車 A のピッチ円に対応させる. そして, 内歯歯車 B と平歯車 A の中心を固定節 F で回り対偶により連結すると, 図 5 に示すような機構として表すことができる.

この機構において, 固定両スライダ機構における固定節 C は内歯歯車 B に相当し, 連接棒 D は平歯車 A のピッチ円の直径に相当する. また, 連接棒 D の延長上の点 P は, 平歯車のピッチ円の直径上の点 P' に相当する. ここで, 内歯歯車を ω で回転させると平歯車は 2ω で回転する. 平歯車のピッチ円の直径の延長上の点 P' は内歯歯車上に固定した平面上にだ円を描く. これを図 6 に示す.

だ円切削装置では, 内歯歯車に固定した平面 (o - xy 座標系) をワークに対応させる. また平歯車のピッチ円の直径上に固定した直線上の点 P' をバイトの歯先に対応させる. このようにしてだ円切削装置はだ円を創成する.

図 7 に示すように, バイトの回転中心からバイトの歯先までの距離を R , ワークとバイトの回転中心間の

オフセットを E とおくと、式(6)、(7)および式(8)より、だ円切削装置が切削するだ円の式は式(9)となる。式(9)のように、だ円切削装置が切削するだ円は長半径が $R+E$ 、短半径が $R-E$ となる。

$$L=2E \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$l=R-E \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\therefore \left(\frac{x}{R+E}\right)^2 + \left(\frac{y}{R-E}\right)^2 = 1 \quad \dots\dots\dots (9)$$

3. だ円切削装置の設計および試作

図8にだ円切削装置の試作機の概略図を示し、図9に実際に試作しただ円切削装置を示す。バイト側の軸をバイト軸、ワーク軸の軸をワーク軸と呼ぶことにする。ワーク軸とバイト軸はサーボモーターで駆動されており、この二つのサーボモーターは同じ回転数になるようにコントローラで制御されている。そして、サーボモーターには減速機が取り付けられており、ワーク軸側の減速比が1/10、バイト軸側の減速比が1/5となっている。そのため、ワーク軸とバイト軸は角速度比1:2で回転する。また回転初期位置は常に一致するよう制御している。

バイト軸とワーク軸の二軸間のオフセットおよび切

Fig. 8 Schematic view of a new cutting machine

Fig. 9 A new elliptic machine

込み量は、バイト軸ハンドルで任意に調整できる。また、ワークの送り量は、ワーク軸ハンドルで任意に調整することができる。

3・1 バイトすくい角の変化 だ円切削装置では、だ円切削中にすくい角および逃げ角が変化する。ここでは、すくい角の変動について述べる。図10に示すように、バイト軸回転角を 2θ 、ワーク軸回転角を θ とする。またバイトは初期位置 $\theta=0$ で、すくい角 $\phi=0$ とする。ここで、ワークに固定した座標系 B_0-xy において、点 $P(x_P, y_P)$ における法線の傾き $\tan \varphi$ は式(10)となる。

$$\tan \varphi = -\frac{dx}{dy} = \frac{(R+E)^2 y_P}{(R-E)^2 x_P} \quad \dots\dots\dots (10)$$

式(10)よりすくい角 ϕ は式(11)となる。

$$\phi = \varphi - \theta \quad \dots\dots\dots (11)$$

図11に $E=0.5 \text{ mm}$ 、 $R=45.5 \text{ mm}$ の場合のすくい角の変化を示す。

3・2 だ円切削装置で切削されるだ円 2章で示

Fig. 10 Relative position of cutter to work

Fig. 11 Rake angle deviation

したように、だ円切削装置が切削するだ円は式(9)となる。だ円切削装置はバイト軸とワーク軸間のオフセット E を変化させることで、任意の切削をすることができる。しかし、オフセット E のみ変化させた場合のだ円の変化は図12のようになる。ワークは図12の網掛け部分の形状に仕上がる。したがって、オフセット E のみ変化させて切削しても、正だ円形状に仕上がらない。

次に長径を一定にし、短径のみ変化させた場合を考える。このときのだ円の変化は図13のようになる。このように、だ円切削装置でだ円を切削するには、長径を一定とするように、オフセット E とバイトの中心から歯先までの距離 R の両方を変化させる必要がある。

4. 実験検証

本研究で設計・試作しただ円切削装置を用いて、実

際にだ円の製作を行った。今回は、長半径と短半径の差 $2E$ が $2E=0.4\text{ mm}$, 1.0 mm の2種類のだ円を製作した。だ円切削中の写真を図14に示す。また、試作しただ円を図15に示す。なお、試作しただ円の長半径はどちらも 95 mm である。表1に試作しただ円の材質と切削条件を示す。

試作しただ円の精度を検証するため、真円度測定機を用いて真円度の測定を行った。一般に、真円度測定機は半径法を用いたものである。真円度測定機でだ円を測定することにより、そのだ円の長半径と短半径の差 L を求めることができる。表2に試作しただ円の長半径と短半径の差 L の理論値と測定値を示す。ま

Table 1 Material and cutting dimensions

Material	A5056
Byte spindle rotational speed	600 rpm
Work spindle rotational speed	300 rpm
Rake angle (in case of $E=0$)	4°

Table 2 Theoretical and measured L

$2E$	Theoretical L	Measured L
0.4mm	0.4mm	0.43mm
1.0mm	1.0mm	1.02mm

Fig. 12 Change of ellipse when only offset E is changed

Fig. 13 Change of ellipse when both offset E and distance R are changed

Fig. 14 Cutting of test elliptical cylinder

Fig. 15 Test elliptical cylinders

Fig. 16 Deviation from circular form ($2E=0.4$ mm)

た、真円度測定結果を図 16 および図 17 に示す。真円度測定結果より、長半径と短半径の差 L の理論値と測定値の差が $2E=0.4$ mm で 0.03 mm, $2E=1.0$ mm で 0.02 mm であった。この誤差は、初期設定におけるモータ軸とワーク軸のミスアライメントに起因していると考えられる。そのためモータ軸とワーク軸のミスアライメントを測定したところ、約 $10\ \mu\text{m}$ のミスアライメントが存在していた。

しかし、ほぼ理論どおりのだ円が切削されており、本だ円切削装置の有効性を証明している。

5. 結 言

(1) 構造が単純で、だ円チャックにおける問題を克服する新しいだ円切削装置を考案した。この新しいだ円切削装置は、ワークと工具をともに回転させることによりだ円を創成する。この原理は、固定両スライダ機構から連鎖の交替によって得られる。この固定両スライダ機構から新しいだ円創成法までの過程を示した。

(2) だ円創成法のこの原理を用いて、だ円切削装置を試作した。そして、試作しただ円切削装置を用い

Fig. 17 Deviation from circular form ($2E=1.0$ mm)

てだ円を切削した。試作しただ円を真円度測定機を用いて測定した。試作しただ円の測定値は理論値と一致しており、本だ円切削装置の有効性を証明している。

(3) 新しいだ円切削装置は、構造が簡素でかつ高精度のだ円が切削できるため、実用化の可能性を持っている。

終わりに、本研究には本学の多くの大学院生および卒業研究生が参加してきた。これら各位に対して心から感謝する。

文 献

- (1) Reuleaux, F. (Kennedy, A. B. W. trans.), *The Kinematics of Machinery*, (1963), p. 315, Dover.
- (2) Komatsubara, H. and Mitome, K., Motion Analysis and Statics of Oldham Coupling, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 71, No. 704 (2005), pp. 1384-1391.
- (3) Mitome, K. et al., Development of Elliptical Chuck, *Proceedings of the Tohokui Branch Ishinomaki Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No. 941, No. 2 (1994-9), pp. 305-307.
- (4) Tanaka, M., Development of High Speed CNC Machine for Piston O. D. Finish, *Internal Combustion Engine*, Vol. 29, No. 374 (1990), pp. 72-80.