

高周波振動付加によるセラミックスの高能率・高精度加工に関する研究

—超音波振動台の開発に関する研究—

城門由人*・水江 宏*

*機械電子部

Study on Ultrasonic Machining of Ceramics for Jig Grinding Machine

- Development of the Ultrasonic Machining Table -

Yukihito KIDO・Hiroshi MIZUE

Mechanics & Electronics Division

要旨

従来の加工技術に超音波振動を付加することで加工効率や工具寿命が格段に向上することが多岐にわたる調査研究から証明されつつある。この超音波複合加工法は、特殊な工具振動装置を加工機に取付け工具に超音波振動を付加するものである。しかしながら、高精度を要求される状況下で最も精度維持が求められる工具に超音波振動を付加することは理に反する行為である。そこで、本研究では被加工物に超音波振動を付加する超音波複合加工を提案し、超音波振動を被加工物に与えるための超音波振動台を開発した。本報では、超音波振動台の開発で行ったCAE解析について報告する。

1. はじめに

加工に超音波振動を付加する超音波複合加工による加工効率の向上は、多岐にわたる調査研究から証明されつつある。著者らが推進する中小企業技術開発産学官連携推進事業「高周波振動複合加工による高能率・高精度加工技術に関する研究」においては、5機関で課題を分担し、各々において良好な研究成果を挙げている。当センターでは、超音波複合加工法として一般的な工具を超音波振動させる加工法ではなく、被加工物（以下、ワーク）を超音波振動させる新加工法について研究開発を進めている。従来の工具振動方式による超音波加工法では、最も精度を要求される工具を振動させるため理想加工からかけ離れる方向への技術促進といえる。そこで、超音波振動を工具側ではなく、ワークに付加する加工法を新たに開発し、高効率、高精度加工の実現を目指す。当研究では、ワークに超音波振動を付加させるための超音波振動台の開発を行いその効果の評価中であり、本報ではその開発に関わるCAE解析内容について報告する。

2. CAE解析

ワークに超音波振動を付加させるための超音波振動台の開発に際し、超音波振動台の1)構造解析、2)振動の節解析、3)振動モード解析についてそれぞれCAE解析を行

った。CAE解析は、有限要素法解析プログラムANSYS ver5.6（サイバネットシステム(株)）を使用した。超音波振動台のモデルはFig.1（1/2モデル）に示すとおりであり、台および振動子から構成される。振動子は、Fig.2（1/4モデル）に示すようにワークを固定し加工する面を有する前面板、超音波振動を発生させる圧電素子（圧電セラミックスを4枚重ねたもの）、裏打板、スタッドボルト、ナットから成る。このような構成の振動子を一般にランジュバン型振動子という⁽¹⁾。図中には示されていないが、圧電セラミックス間には電力供給用の銅製の電

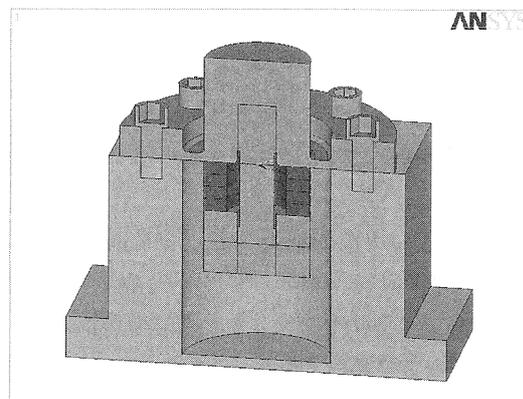


Fig.1 Model of the ultrasonic machining table

Table 1 Properties of PZT (Form of e)

Relative permittivity	$\epsilon_{11}^T / \epsilon_0 = 1476$ $\epsilon_{33}^T / \epsilon_0 = 1454$
Piezoelectric constants	$d_{31} = -144 \times 10^{-12}$ (C/N) $d_{33} = 325 \times 10^{-12}$ (C/N) $d_{15} = 522 \times 10^{-12}$ (C/N)
Elastic constants	$S_{11}^E = 13.9 \times 10^{-12}$ (m ² /N) $S_{12}^E = -4.1 \times 10^{-12}$ (m ² /N) $S_{13}^E = -6.4 \times 10^{-12}$ (m ² /N) $S_{33}^E = 16.7 \times 10^{-12}$ (m ² /N) $S_{44}^E = 42.7 \times 10^{-12}$ (m ² /N) $S_{66}^E = 35.9 \times 10^{-12}$ (m ² /N)
Density	$\rho_{PZT} = 7.7 \times 10^3$ (kg/m ³)

Table 2 Properties of SUS304

Young's modulus	$E_{SUS} = 1.95 \times 10^{11}$ (N/m ²)
Poisson's ratio	$\nu_{SUS} = 0.25$
Density	$\rho_{SUS} = 7.93 \times 10^3$ (kg/m ³)

極がある。ただし、電極は厚さ 0.2mm と非常に薄いことから解析を簡略化するために解析モデルでは考慮していない。構造材料は、圧電セラミックス (PZT)、電極以外は全てオーステナイト系ステンレス鋼(SUS304)とした。圧電素子および SUS304 の材料特性をそれぞれ Table 1, 2 に示す。

Fig. 1, 2 に示したように開発した超音波振動台は、台と振動子をフランジで支持する構造である。そのため、支持による振動への影響を小さくするためにフランジを薄くし、かつ、振動子の振動の節となる部分を支持することが重要である。CAE 解析では、これらの要素を適度に満足するための設計値を決定した。

2.1 構造解析

超音波振動台の構造解析では、モデルの対称性を考慮し 1/2 モデルで解析を行った (Fig. 3 参照)。この解析では、超音波振動を効率良くワークに伝えるための振動子形状について評価した。とりわけ、振動子と台を固定するためのフランジ部の最薄部厚さを決定するための解析を行った。

解析条件として前面板上方および側面に荷重 100N (圧力: 0.05MPa) を負荷し、圧力分布および変形状態から最適フランジ形状を決定した。荷重負荷部は、Fig. 4 に示す上部および側部である。形状決定に際し、荷重負荷状態での応力許容値を上面負荷で 1MPa 以内、側面負荷で 2MPa 以内と設定した。

フランジ厚さ h を 0.5mm ピッチで調整した場合、 $h \geq$

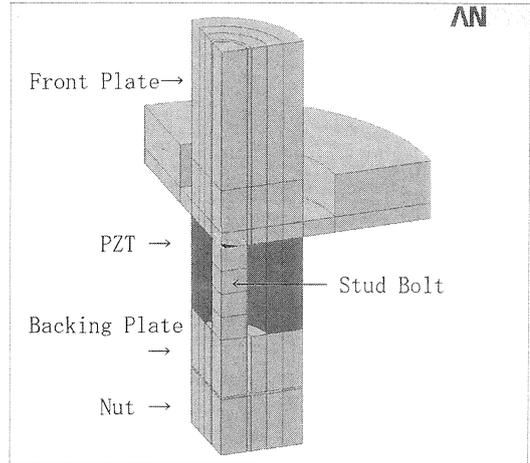


Fig. 2 Model of vibrator

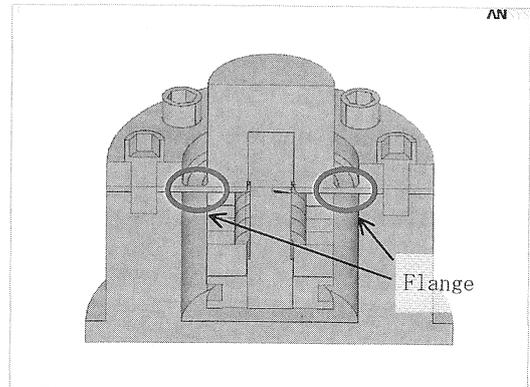


Fig. 3 1/2 analysis model

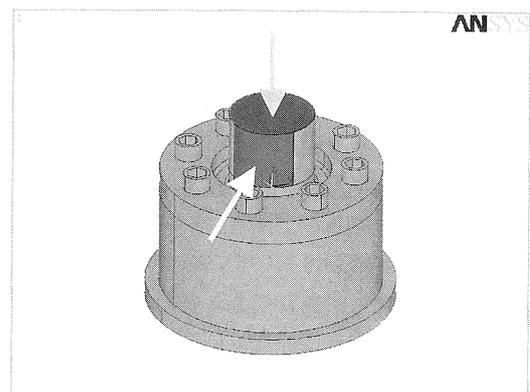
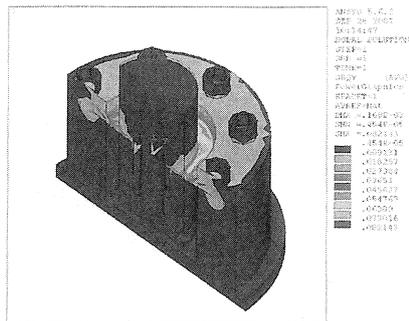
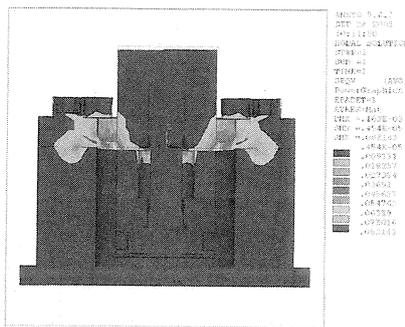


Fig. 4 Conditions of structural analysis

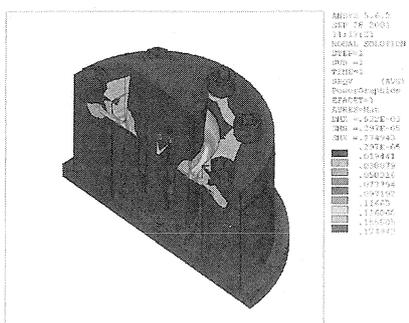
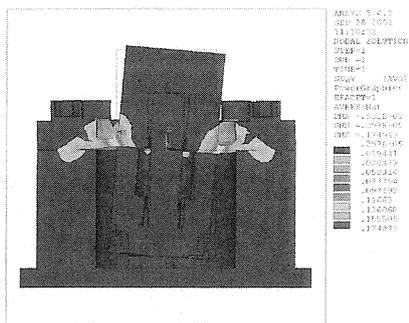
4mm ですべての応力許容設定値を満足した。したがって、超音波振動台の設計においてフランジ厚さを $h=4\text{mm}$ と決定した。このときの圧力分布状態を上面および側面負荷それぞれについて Fig. 5 に示す。ただし、図の変形イメージは実際の 1 万倍で示している。

2.2 振動の節解析

超音波振動台の台と振動子をフランジ支持する位置を検討するため CAE 解析により振動子の振動の節について



(a) Stress distribution of top loading



(b) Stress distribution of side loading

Fig. 5 Distribution of stress

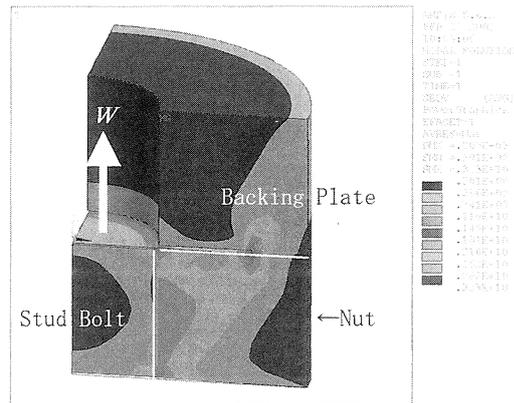


Fig. 6 Stress distribution of backing plate and nut

音波振動台の外形寸法、強度などの条件を考慮し、より安全に使用できるものを開発した。CAE 解析は、振動子モデルの対称性から1/4モデルで行った (Fig.2 参照)。

ランジュバン型振動子の中でもモデルのように圧電素子をスタッドボルトで締付けるタイプの振動子をボルト締ランジュバン振動子という⁽¹⁾⁽²⁾。このボルト締振動子は、圧電セラミックスが電界を印加すると分極方向に伸びる性質、また、引張強度が弱く圧縮強度が強い性質を有していることから、振動時の破損を防ぐためにあらかじめ圧縮荷重を圧電セラミックスに加えたものである。開発した超音波振動台の振動子に必要な締め付けトルク T は、約 $200\text{N}\cdot\text{m}$ であり、それによる圧縮荷重 W は次の計算式から約 $13.7 \times 10^4\text{N}$ となる。

$$W = F \cdot \frac{\pi d - \mu_0 p}{\mu_0 \pi d + p}$$

$$F = \frac{T}{d/2}$$

ここで、 μ_0 :すべり静摩擦係数(SUS304 のとき $\mu_0 = 0.15$)、 p :ねじピッチ ($p = 1$)、 d :ねじの有効径 (M18 のとき $d = 17.35\text{mm}$)、 F :ねじに加わる力である。

計算結果から分かるように、圧電セラミックスに非常に強い圧縮荷重を加える必要がある。そこで、その圧縮荷重による圧電セラミックスの破損を防ぐために、圧縮圧力が圧電セラミックスに対しほぼ一定となるよう裏打板とナットの形状を設計した。Fig.6 に採用した裏打板、ナット形状での応力分布を示す。解析条件は、ねじ有効径部分に圧縮荷重 W を上方向に設定し、裏打板上部 (圧電セラミックスとの接面) を拘束した。図から分かるように外周方向で接触面圧がやや高くなるものの、その圧力勾配は小さく締め付けによる圧電セラミックスの破損は無いと判断できる。

CAE 解析をもとに設計した振動子の振動の節の評価を行った。Fig.7 に振動の節を表す解析結果を示す。色の

評価した。先に述べたが、振動子をフランジ支持する理想的な位置は、振動子の振動の節となる部分である。開発にあたり超音波振動台は、前面板下部でフランジ支持するモデルを想定していたことから、加工面 (前面板上面) にワークを取付けた場合に振動の節が理想位置となるように解析をもとに設計した。また、設計において超

