真空チャックのアルミ合金製部品と鋼製主軸の 締結部における等価摩擦係数*

横 山 和 宏**

Equivalent Friction Coefficient on the Connecting Portion between Aluminum Alloy Part and Steel Spindle of Vacuum Chuck

Kazuhiro YOKOYAMA

This paper describes the equivalent friction coefficient on the connecting portion between chuck-part made of aluminum-alloy and spindle made of steel, which is obtained in the experiment. The tangential force is loaded by a PZT-element in the direction perpendicular to the bolt thrust. The tangential force and the bolt thrust are measured with load-sensor of Kistler and A/D converter, and the equivalent friction coefficient is calculated as the ratio of those forces. It is clarified that the equivalent friction coefficient of 0.15-0.25 is reasonable near the start of sliding displacement as the boundary condition of FEM analysis and that the coefficient gradually increases with the increase in sliding displacement between chuck-part and spindle under small displacement.

Key words: equivalent friction coefficient, vacuum chuck, aluminum-alloy, steel, PZT-element, load-sensor

1. 緒 言

超精密加工に用いられる真空チャックには、鋼製主軸の端面にアルミ合金製チャック部品をボルト締結したものがあ
る。このチャック部品の表面には真空引き用の溝があり、
工作物を吸着固定して加工を行う。平面度が良好なチャ
ック部品表面を得るためには、機上で上記表面を超精密切
削することが必要であるので、アルミ合金製の部品を組み
合わせる構造になっている。

この場合、主軸回転による発熱や室温変化にもとづいて、
上記のチャック部品と主軸はほとんど同一の温度変化を示
す。両者が温度上昇すると、アルミニウム合金製のチャ
ック部と鋼製主軸の熱膨張量の差に基づく拘束力が鋼製主
軸との接触面において、チャック部品の中心方向に作用し
モーメントを加えることになるので、工作物を吸着固定す
るチャック表面の平面度が低下するというメカニズムを実
験により明らかにした¹⁾²⁾。特に薄肉工作物の加工においては、
チャック表面の平面度低下が工作物加工面に転写されるの
で、加工精度を低下させる要因となる。また別のケースと
して、超精密正面切削を行う場合、切削点が半径方向に
移動する際に、主軸回転による発熱にもとづき、主軸とこ
れに固定した工作物が軸芯方向に熱変位し、切り込み量
が変化することにより加工面の平面度が低下することが考
えられる。この場合、工作物外周のさらに外側において、
露出しているチャック面の変位を測定し、この情報にもと
づいて切り込み量を制御するという加工精度向上対策が考
えられる。上記のいずれの場合にも、チャックの工作物吸
着面の平面度が良好に維持されることが必要である。

そこで、変位はするとしても、工作物吸着面の平面度変化

が極めて小さいチャックの構造設計を FEM 解析を援用して
実行することを目標とした。FEM 解析するには、アルミ合
金製チャック部品と鋼製主軸の間の相対変位を抑制する半
径方向の摩擦力、または両者の締結部における摩擦係数が
境界条件として必要である。ここでは、この摩擦力に相当
する接線外力を実験により求め、接線外力とボルト締結時
のスラストとの比を締結部の等価摩擦係数として求めた。

これまでの報告では、鋼と電解仕上げしたアルミニウム間
の滑りにおける摩擦係数はほぼ 1.2³⁾ という例があるが、
荷重が 10mgf~10kgf とボルト締結時のスラストに比べ非常
に小さい。また、滑り速度によっても変化する可能性もあ
る⁴⁾ ので、チャック部品の熱変形による相対滑り速度のよ
うに 5~10 $\mu\text{m}/10\text{min}$ ¹⁾ 程度の極めて遅い滑り速度におい
ても適用できるかどうかは、明らかでない。そこで、実際
の熱膨張による相対滑り速度に近い条件下で等価摩擦係
数を求めるため、ピエゾ素子 (PZT 素子) を用いて実験を行
った。

2. 実験装置と実験方法

実験に用いた装置を図 1 に示す。主軸と同一材料の S45C
鋼製主軸モデル①にアルミニウム合金製チャック部品②を
ボルト③で締結している。ボルト③で加える主スラスト N
は、水晶圧電式の力変換器④をチャック部品②と厚めの座
金との間に設置して、測定している。 N は 2kN, 6kN, 10kN
の 3 種類とした。PZT 素子⑤を伸長させることにより、ジ
グと力変換器⑥を介して、主スラスト N と垂直方向に、接
線外力 F をチャック部品②に作用させた。PZT 素子の駆動
は、パソコン・12bit-D/A コンバータ・PZT 用電源を用いて
行った。接線外力 F をボルト③とチャック部品②の中心を
結ぶ線上に作用させるため、チャック部品の外周の一部を、
上記の作用線に垂直に加工している。さらに、チャック部

* 原稿受付 平成 13 年 6 月 19 日

** 正 会 員 新潟大学大学院自然科学研究科 (新潟市五十嵐 2 の
町)

(a) General view of the setup

(b) Tangential force

Fig.1 Experimental setup

①:Steel model spindle, ②:Aluminum chuck-part, ③,⑦:Bolt, ④,⑥:Load sensor, ⑤:PZT element
 N :Thrust force, F :Tangential force corresponding to friction force
 d, e :Displacements of ② relative to ①, ⑧:Support for electric-micrometer, ⑨:Washer

(a) Main thrust, tangential force and equivalent friction coefficient F/N

(b) Sliding displacement d, e

(c) Average sliding displacement $(d+e)/2$

Fig.2 Example of experimental results
($N=10\text{kN}$, increase speed of PZT-input=150mV/s, dry contact)

品と反対側において、PZT素子を超硬チップ、ベアリングボールを介して、押しねじで支持している。

もう1つのボルト⑦には約200Nのスラストを作用させて、滑り変位中にチャック部品②の一部が主軸モデル①から浮き上がり、姿勢変化による接触領域の変化および電気マイクロメータの測定変位への影響が生じないように、注意した。通常は4本のボルトでチャック部品を主軸に締結するが、本研究では③⑦の2本のボルトのみを用いた。

鋼製主軸モデルの接触面は平面研削し、表面粗さ $R_a=0.29\sim0.43\mu\text{m}$ のもの、アルミ合金製チャック部品の接触面は注意深く旋削し、 $R_a=1.25\sim1.41\mu\text{m}$ のものを用いた。アルミ合金製のチャック部品と鋼製主軸モデルとの間は、ウェスで拭いただけの乾式接触の場合およびスライド面用の潤滑油をしみこませたウェスで拭いた湿式接触の場合について実験を行った。

実験開始時の接線外力 F は主スラスト N の5~10%以下とした。PZT素子への印加電圧を150, 600, 3000mV/sのいずれかの速度で増加させながら、このときの主スラスト N 、接線外力 F 、チャックの変位、押さえボルトのスラストを同時サンプリング式の12bit-A/Dコンバータで計測した。チャックの変位は、図1(a)に示すように、①に固定した電気マイクロメータを用い接線外力 F の作用線に関してほぼ対称な2カ所において、チャック部品に固定したジグの変位 d と e を測定し、その平均値とした。平均変位が10~15 μm になるまで実験を行った。チャック部品の回転変位

(a) Under increase speed of PZT-input=150mV/s

(b) Under increase speed of PZT-input=600mV/s

(c) Under increase speed of PZT-input=3000mV/s
Fig.3 Equivalent friction coefficient and sliding displacement ($N=10\text{kN}$, dry contact)

(a) Under increase speed of PZT-input=150mV/s

(b) Under increase speed of PZT-input=600mV/s

(c) Under increase speed of PZT-input=3000mV/s
Fig.4 Equivalent friction coefficient and sliding displacement ($N=6\text{kN}$, dry contact)

(a) Under increase speed of PZT-input=150mV/s

(b) Under increase speed of PZT-input=600mV/s

(c) Under increase speed of PZT-input=3000mV/s
Fig.5 Equivalent friction coefficient and sliding displacement ($N=2\text{kN}$, dry contact)

が大きい場合のデータを除外するため、変位 d と e の差が約 20%以内の場合を採用した。

3. 実験の結果

3.1 スラスト、接線外力、滑り変位の観察

アルミ合金製チャック部品②が鋼製主軸①に対し、相対的に滑り始め、平均滑り変位が約 $10\mu\text{m}$ に達するまでの実験結果の 1 例を図 2 に示す。いずれの実験においても、主スラスト N は実験中ほぼ一定値を示す。印可電圧が増加し、PZT 素子が伸長するとともに、主スラスト N に垂直に作用する接線外力 F が単調に増加している。このため、チャック部品と主軸の締結部における等価摩擦係数 F/N も単調に増加することになる。PZT 素子が伸長を開始した直後においては、接線外力 F の増加に関わらず、図 2 (b) から両者間の滑り変位はほとんど増加しないことがわかる。これは、接線外力の増加が主として PZT 素子前後の接触部の弾性変形に消費されることによるものである。即ち、図 1 の押しねじと PZT 素子間には、接線外力 F を垂直に作用させるための超硬チップとベアリングボールが存在し、これらの接触部およびベアリングボールと押しねじの接触部の弾性変形が生じることによるものと考えられる。主としてこれらの弾性変形により、図 2 (b) において約 2min までの滑り変位 $(d+e)/2$ は殆どゼロであり、その後、滑り変位の速度が上昇し、9~13min における滑り変位の速度は約 $19\mu\text{m}/10\text{min}$ とほぼ一定値を示している。本研究においては、滑り変位の値が小さいので、変位速度の制御は行わず、PZT 素子への印加電圧の増加速度を一定とした。文献 1) 図 4 (b) (b') に見られるように、熱変形による滑り開始

(a) Under increase speed of PZT-input=150mV/s

(b) Under increase speed of PZT-input=600mV/s

(c) Under increase speed of PZT-input=3000mV/s
Fig.6 Equivalent friction coefficient and sliding displacement ($N=2\text{kN}$, wet contact)

Fig.7 Equivalent friction coefficient at $0.5\mu\text{m}$ sliding displacement

Table 1 Shrinkage $dL_{(28.3)}$ of aluminum chuck-part over the portion of 28.3mm in Fig.1(b)

	$N = 2\text{kN}$	6kN	10kN
$F = 0.15 \times N$	$0.14\mu\text{m}$	0.41	0.68
$\sim 0.25 \times N$	~ 0.23	~ 0.68	~ 1.13

where; $dL_{(28.3)} = 4.53 \times 10^{-4} \times F$

付近の滑り変位の速度は $5 \sim 10\mu\text{m}/10\text{min}$ であった。これに比べ上述の $19\mu\text{m}/10\text{min}$ は速いが、図2(c)のように変位速度が連続的に増加しているの、滑りの初期には $5 \sim 10\mu\text{m}/10\text{min}$ と同程度の速度を実現しているものと考えられる。

3.2 主スラスト、接触面への油付着の影響

図2(c)において、滑り開始位置(：滑り変位 $0\mu\text{m}$ の位置)を特定することは事実上不可能である。そこで、同一時刻における滑り変位 $(d+e)/2$ と等価摩擦係数 F/N の関係を滑り変位 $0.5\mu\text{m}$ ごとにプロットして図3に示す。等価摩擦係数は連続的に比較的緩やかに変化しているの、目的とする FEM 解析の境界条件として用いるには、滑り変位 $0.5\mu\text{m}$ 以上に相当する等価摩擦係数を用いればよいものと考えられる。図3から、主スラスト 10kN 乾式接触の場合においては、滑り変位が $2\mu\text{m}$ 以上で等価摩擦係数の増加割合が小さいことが分かる。

図4は主スラスト 6kN 、乾式接触の場合の結果である。図3に比べ、等価摩擦係数がやや大きい。図5は主スラスト 2kN 、乾式接触の場合の結果である。等価摩擦係数がさらに大きくなり、図3の場合の約2倍であることがわかる。

つぎに、油が付着している湿式接触の場合における結果を、図6に示す。図5乾式接触の場合に比べ、等価摩擦係数が全体的に小さいのは接触面に塗布した潤滑油の効果と考えられる。滑り変位の増加とともに等価摩擦係数が増加し、飽和していない傾向は、図5の場合と同様である。

3.3 滑り開始付近の等価摩擦係数

図3(a), (b), (c)における PZT 素子への印加電圧の増加速度は $150, 600, 3000\text{mV/s}$ であり、その際の滑り変位の最大速度はそれぞれ約 $20, 80, 400 \sim 500\mu\text{m}/10\text{min}$ であった。滑り変位の最大速度は、図3～図6のいずれにおいても、同程度であった。図2(c)に見られるように、滑り速度は連続的に増加して、図3～図6の(a)では約 $20\mu\text{m}/10\text{min}$ の最大速度に到達した。従って、滑り開始付近では、熱変形による滑り変位速度 $5 \sim 10\mu\text{m}/10\text{min}^{1)}$ を経過していることになる。また、本研究で得られた滑り速度の範囲では、図3～6の場合に関して、変位速度が異なる(a)(b)(c)のいずれにおいても、等

価摩擦係数の大きさおよび等価摩擦係数の増加の傾向がほとんど同一であることがわかる。

これまでの検討から、FEM 解析で用いる等価摩擦係数として、滑り変位が $0.5\mu\text{m}$ における値を整理して図7に示す。ボルトのスラストが大きいと等価摩擦係数はやや小さく、接触面に油が存在すると等価摩擦係数が小さくなることがわかる。また、滑り速度が等価摩擦係数に及ぼす影響は、 $0 \sim 500\mu\text{m}/10\text{min}$ 程度の速度範囲では、ほとんどないと言える。

3.4 締結部の等価摩擦係数、チャック変位についての考察

本研究で定義した等価摩擦係数は、図1に示す接線外力 F と③ボルトのスラスト N の比である。図1(b)に示す③ボルト付近の構造から、①②間の摩擦力と④②間の摩擦力の合計が接線外力 F に等しいと考えられる。本研究ではこれらの摩擦力を個々には特定していない。これらは FEM 解析する際になるが、その作用範囲と作用力分布は設計するチャック構造に依存して変化すると考えられる。ここでは、合計の接線外力 F とスラスト N の比として締結部の等価摩擦係数を求めるに留め、FEM 解析を援用したチャック設計において、これらの作用範囲と作用力分布を可能性ある設計例について検討することにする。

接線外力を作用させ滑り変位を生じさせた際、チャック部品②の一部が主軸モデル①から浮き上がることによる測定変位への影響を抑制するため、⑦のボルトに約 200N のスラストを作用させている。 200N のスラストは③のボルトスラスト N の $2 \sim 10\%$ であるので、実験で得られる接線外力 F は③ボルト1本のスラスト N による結果にほぼ一致するものと考えられる。

つぎに、チャック部品②の変位 d, e の測定位置は③ボルト中心と、図1(a)に示すように、約 51mm 離れているので、ボルト③の中心位置におけるチャック部品の滑り変位と測定変位 d, e とは同一でない可能性がある。そこで両者の差について検討する。両変位に差が生じる原因としては、主軸モデル①からチャック部品②に作用する摩擦力および力変換器④からチャック部品②に作用する摩擦力と接線外力 F によるアルミ合金製チャック部品②の圧縮変形が考えられる。④②間の接触力と①②間の接触力はいずれもスラスト N に等しいので、両接触面間で作用する摩擦力も同一であると仮定する。2つの接触面におけるこれら摩擦力の合計が接線外力 F に等しい。ここでは、①②間の摩擦力の合計 $0.5 \times F$ による圧縮変形を、以下のように実際の値より大きめに計算したものを2倍して、全摩擦力 F による検討中の圧縮変形を試算する。

ボルト③のスラスト N による①②間の接触圧力分布は、図1(b)に示す力変換器④の投影面積内では一定で、その外側ではボルト中心から離れるとともに圧力円錐の半頂角約 60° で減少するものと考えられる⁵⁾。図1(b)において、半頂角 60° に対する区間の接触圧力分布が直線的に変化し、従ってこの区間の摩擦力が直線的に変化すると考えられる。この範囲を半径 28.3mm の点線で示す。この範囲の外側では、接触圧力は小さく、その結果作用する摩擦力が小さいので、これによるチャック部品②の圧縮変形は無視できるものと考えられる。ここで、半径 28.3mm の点線で示す範囲の摩擦力によるチャック部品②の圧縮変形を検討する。この範囲に作用する摩擦力の合計を、この範囲

Fig.9 Equivalent friction coefficient under longer displacement (dry contact, increase speed of PZT-input= 600mV/s)

に比べてかなり狭い $22\text{mm} \times (9.6+28.3)\text{mm}$ の範囲に分布するものとする。即ち、実際に比べ、摩擦力が大きめの状態で計算していると考えられる。この中 $22\text{mm} \times (9.6+11)\text{mm}$ の範囲には均一な摩擦力が分布し、これと同一の摩擦力から直線的に減少しゼロになる摩擦力が $22\text{mm} \times 17.3\text{mm}$ の範囲に分布するものとする。①②間に作用するこれら摩擦力の合計を $0.5 \times F$ とした。上記の摩擦力による $22\text{mm} \times (9.6+28.3)\text{mm} \times 10\text{mm}$ の部材の圧縮変形のうち、 28.3mm に対する変形が d, e の測定位置から③ボルト中心までの 51mm 区間の圧縮変形であると考えられる。実際のチャック部品では幅 22mm に隣接する領域が存在するが、この部分による抑制効果を見逃している点からも、実際に比べ圧縮変形が大きめの状態で計算していることになる。この変形は $0.5 \times F$ に対する変形であるので、これを 2 倍し

て、全摩擦力 F に対する圧縮変形を求めたものを表 1 に示す。通常の $\phi 10\text{mm}$ ボルトによるスラストは $6\text{kN} \sim 10\text{kN}$ の範囲にあるので、ボルト③の中心位置におけるチャック部品の滑り変位と測定変位 $(d+e)/2$ との差は $1\mu\text{m}$ 以下であると考えられる。従って、図 3～図 6 のデータは水平方向右側に $1\mu\text{m}$ 程度移動した位置にプロットすべきであることになる。しかし、等価摩擦係数 F/N の滑り変位 $(d+e)/2$ に対する勾配はそれほど大きくないので、滑り開始時の F/N は図 7 の値を用いても差し支えないと考えられる。

3.5 長距離滑りにおける摩擦係数

図 3～図 6 の結果は、滑り変位の増加とともに等価摩擦係数が増加することを示している。しかし、一般的に、滑りが発生する前には摩擦力が増加し、摩擦力が最大静止摩擦力を越える状態で滑りが発生する。滑りが生じた後は滑り変位が増加するのみで、摩擦力はほぼ一定の値を示す。従って、摩擦係数は一定になると考えられる。この考えたと図 3～図 6 の結果が矛盾しないこと、従って本研究で得られた結果が妥当なものであることを明らかにするため、これまでに比べて長距離の滑り変位に対する等価摩擦係数を求める。

本研究で用いた PZT 素子は 1 回の伸長で最大約 $15\mu\text{m}$ 伸びるだけである。長距離変位を生じさせるには複数回の PZT 素子の伸長を実行する必要がある。そこで、まず 1 回目の PZT 伸長を行い、十分な滑り変位が得られない場合は、一端 PZT 素子を収縮させた状態で、直前の最大接線外力のおよそ 50% の初期外力になるように押しねじを押し込んで、再び PZT を伸長させるという操作を繰り返した。この際の接線外力の測定値の結合および変位の測定値の結合を図 8 の要領で行った。即ち、第 1 回目の PZT 素子の伸長における接線外力の最大値 F_1 に一致する 2 回目の接線外力 F_2 以降のデータを時間軸方向にのみシフトさせて、接線外力を結合する。上記の接線外力 F_2 と同一時刻の変位 e_2 は時間軸方向に同一量シフトさせ、且つ第 1 回目の F_1 と同一時刻の変位 e_1 と一致するよう上下方向にもシフトさせる。これは、複数回の PZT 素子の伸長を実行するプロセスにおいても、ただ 1 回のみで十分な変位が得られる場合においても、同一の接線外力が作用している状態では滑りの状況が同一であると考えたからである。得られた実験データによれば、第 1 回目の PZT 伸長による滑り変位は、図 2 (c) に見られるように、緩やかに増加する助走区間の後、ほぼ一定の勾配で増加するが、第 2 回目以降の滑り変位は殆ど助走することなく急にほぼ一定の勾配で増加した。

以上の操作を行って得られた約 $700\mu\text{m}$ までの長距離滑りにおける等価摩擦係数の変化を図 9 に示す。主スラストの大きさに関わらず、等価摩擦係数が約 0.5 に収束すること、主スラストが小さい場合は、図 5 (b) のように滑りの開始時から大きめの等価摩擦係数であるので、図 9 (a) のように速やかに 0.5 に収束することがわかる。以上の検討から、図 3～図 6 の結果は力学の一般的な考え方に反するものではなく、収束前の経過的な状況であることが分かる。従って、図 3～図 7 の結果は妥当なものであると考えられる。

即ち、乾燥摩擦に関する経験則であるクーロンの法則の 3 番目の項目（；静摩擦力は動摩擦力より大きい。）は 1 番目、2 番目の項目と同様に、面圧や速度が極端に高い場

合および低い場合を除いて近似的に成立することが多い⁴⁾とされている。本研究は滑り速度が極めて低い場合であるので、第3番目の項目が成立していないが、実験結果の妥当性を否定するものではないと考えられる。また、数 μm 程度の微小な滑り変位の場合にも、本研究の結果と同様に、滑り変位の増加とともに接線力が増加することが報告されており⁶⁾、第3番目の項目が成立しない例である。

4. 結論

熱膨張係数が異なる部品を組み合わせた構造物について、熱膨張の差にもとづく形状変化が極めて小さくなるようにFEM解析を援用して構造設計することを目的とし、境界条件に用いる等価摩擦係数を実験により求めた。ここで、締結部の等価摩擦係数とは（接線方向の作用外力／ボルトのスラスト）である。

(1) PZT素子を用いて駆動することにより、アルミ合金製チャック部品と鋼製主軸との間に、2kN~10kNのボルトスラストが実際とほぼ同一の締結状態で作用している条件において、熱変形による実際の滑り速度に近い0~500 $\mu\text{m}/10\text{min}$ 程度の極めて遅い速度で、滑り変位を生じさせることができた。また、この方法を用いて締結部の等価摩擦係数を求めた。

(2) FEM解析で用いる締結部の等価摩擦係数は、滑り開始付近において約0.15~0.25、滑りの距離が増加するとともに増加することが分かった。数百 μm の滑り距離においては、等価摩擦係数は約0.5で飽和する。

本研究においては、チャック部品・主軸間の摩擦力とそれ以外の部品間の摩擦力を分離していない。従っ

て、FEM解析を用いて設計を行う場合、チャック部品・主軸間のみが滑り変位する場合、チャック部品・主軸間だけでなく、例えば、チャック部品・力変換器間が滑り変位する場合あるいはチャック部品・ワッシャ間が滑り変位する場合についても解析し検討する必要があると考えられる。

謝辞

本研究について、4年次学生として協力された丸山和志君、永井豊君に感謝します。

参考文献

- 1) 横山和宏, 山田和孝: 超精密加工用真空チャックの熱変形による平面度変化の解析 (第1報 真空チャックの熱的挙動) 精密工学会誌, 64巻8号(1998)1201--1205頁
- 2) 横山和宏, 山田和孝: 超精密加工用真空チャックの熱変形による平面度変化の解析 (第2報 平面度変化のメカニズムの実験による解明) 精密工学会誌, 64巻10号(1998)1472--1476頁.
- 3) バウデン・テイバー著, 曾田範宗訳: 固体の摩擦と潤滑, P89, 丸善(株).
- 4) 日本潤滑学会編: 改訂潤滑ハンドブック, P28, P41, (株)養賢堂.
- 5) 伊東誼: 工作機械のボルト結合部に関する最近の研究状況, 精密機械, 40巻6号(1974)P480--488.
- 6) 例えば, 鏡重次郎, 川口尊久, 畑沢鉄三, 藤本隆士, 吉岡直人: セラミックス接触面の接線力による微小変位特性, トライボロジスト, 45巻8号(2000)636--644頁.

編集後記

深緑の季節となりましたが、会員の皆様におかれましては元氣にお過ごしのことと存じます。今月は、マイクロアクチュエータの特集を企画いたしました。マイクロマシンを始めとした微小化技術、微小加工技術等は、現在注目されている最先端技術であり、半導体、医療等広い分野で応用が期待されています。基礎技術や応用分野が広いこともあって、特集の“ネタ”としては非常に豊富で、当学会でも度々取り上げてまいりましたが、アクチュエータに特化した企画は今回が初めてとなります。

機械を駆動する上で、アクチュエータはなくてはならない重要な要素となっています。微小機構を動かすにあたっては、当然アクチュエータも小型化する必要があります。使い勝手の良い従来型モータの小型化技術は非常に重要となってきます。また、微小化が進むと“慣性”よりも“粘性”が大きく影響してくることが知られています。マイクロマシンの駆動源としては、従来型とは

違った新しい発想のアクチュエータが適してくることも予想に難くありません。そこで本号では、マイクロアクチュエータの将来展望、従来型モータの小型化技術、新しい発想(技術)を用いた小型駆動機構について、専門家の皆様にわかりやすく解説していただきました。

冒頭でも述べましたが、マイクロマシンを始めとする機械の微小化技術は非常に重要となってきました。空想とされていた“マイクロ決死隊”も夢ではなくなってきたように思います。微小機械に使用するアクチュエータに関しまして、ご参考となれば幸いです。

最後になりましたが、ご多忙中にもかかわらず、本特集の解説記事をご執筆いただきました著者の方々に厚く御礼申し上げます。

(野口昭治)