内周刃薄肉ブレードの安定解析*

長 南 征 二^{*1}, 我 妻 文 博^{*2}
田 中 真 美^{*1}, 王 鋒^{*1}

Stability of an ID Sawblade Cutting a Crystal Ingot

Seiji CHONAN^{*3}, Fumihito WAGATSUMA,
Mami TANAKA and Feng WANG^{*3} Department of Bioengineering and Robotics, Tohoku University,
04 Aoba-yama, Sendai-shi, Miyagi, 980-8579 Japan

This paper is a theoretical study on the stability of ID (inner-diameter) sawblade cutting a crystal ingot. Both the reaction from the ingot and the negative air pressure between the blade and the ingot are considered and their effects are represented by a series of parallel translational springs. The solution is obtained by the method of multi-modal expansion, further by applying the Galerkin method to the governing equations of system. Numerical results are obtained for a blade cutting a 12-inch crystal ingot. Results obtained show that the lateral reaction from ingot can cause the flutter instability for the ID sawblade, while the in-plane reaction force from ingot and the negative air pressure make little effect on the dynamics of working sawblade. Further it is shown that there are no flutter or divergence instability regions in the neighborhood of the practical operation speed of ID sawblade cutting a 12-inch crystal ingot, which also leads to a conclusion that the instability of blade vibration does not affect the surface finish of the produced wafer.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Stability, Eigenvalue Analysis, Computer Aided Design, Cutting, ID Sawblade, Crystal Ingot

1. 結 論

近年、半導体デバイスの需要増加に伴い半導体産業が著しく発展しており、また半導体デバイスの高集積化もなされている。半導体デバイスの素材であるシリコン単結晶インゴットの切削に関しては、切削されるウエハの平行度および平坦度を上げることが重要であり、切削工程で生じたそれらの不具合を後工程で完全に除去することは極めて困難である。

一方、半導体デバイスの生産性向上のため、シリコン単結晶インゴットも6インチ、8インチから12インチ直径へとより大きなものへ移行しており、それに伴いスライサ外径も大型化の道をたどっている。また、デバイスの高集積化を生産性と低コストを維持したまま実現するため、ウエハ製造ラインの各工程に要求される加工精度も一段と厳しくなっている。さらにスライサ本体にも切断精度向上や大口径インゴットの切削能力が求められ、併せて切削屑減少も求められている状況にある。このためウエハの切削技術の向上は、半導体産業発展のうえで重要な課題となっている。

現在、シリコンウエハの切断には、歴史の長い内周刃ブレードに加え、炭化珪素などの遊離砥粒を用いるワイヤソーが使用されている。ワイヤソーによるスライシングは大量生産に向いていることや、切断によって発生する加工ロスが少ない、大口径のインゴットにも容易に対応できるといった利点があるものの、切断するインゴットがある程度長くないと生産効率が落ちることや、ウエハがテーバー状になる、ワイヤ断線による損失が大きい、大量に発生する廃液処理に多大な費用がかかるなどの欠点を有する。一方、内周刃ブレードは長い歴史の中で高精度なスライシング技術が培われてきたため安定した切断が可能であり使い勝手がよい。内周刃ブレードではウエハを一枚一枚切断するため切断したウエハの状態を適宜観察でき、品質の高いウエハを得ることができる。高集積化された半導体デバイスの生産には高品質のウエハが要求され、12インチウエハの切断に対する内周刃ブレードの使用には依然として高い要求がある。

回転円板については今日まで各種の研究がなされている。G. H. Jang ら^①は有限要素法を用いて回転ディスクの固有振動数を求めた。Z. Jiang ら^②は切断状態の解明を行うため、切断抵抗および振動成分(振動・音響信号)の周波数スペクトル中においてブレード回転周

* 原稿受付 2003年9月26日。

^{*1} 正員、東北大学大学院工学研究科(〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉04)。^{*2} 東北大学大学院工学研究科。

E-mail: chonan@rose.mech.tohoku.ac.jp

波数の整数倍に存在するピークの分布からブレードの偏心や張り上げ状態の評価を行っている。増井ら^{6,7)}はインゴット近傍に設置したエアパッドより空気制御力をブレードに与えることで振動の抑制およびその低減が可能であることを示している。

実際の切削工程において内周刃ブレードは、インゴット切削時に面内方向と面外方向に切削反力を受け、また切削されるインゴットとブレード間の隙間にはブレードの回転により負圧が生じている。これまでの内周刃ブレードの振動解析では、初期張力や遠心力による面内力、インゴット切削時の面内切削力等の影響は考慮されているが、インゴットからブレード切刃へ働く面外方向反力や負圧の影響は考慮されていない。以上に鑑み本研究は、インゴット切削中の回転内周刃ブレードについて、切刃に加わるインゴットからの面外方向反力およびブレード・インゴット間の負圧の影響を考慮して運動方程式を求め、回転数に依存するブレードの固有振動数の変化を調べ、併せてインゴット切削中のブレードの安定性について解析を行うものである。

2. 理論解析

内周刃ブレードを用いたインゴット切削では、いくつかの構成要素の連成のもとで切削が行われる。スライサの構成要素としてはスピンドル、テンションヘッド、ブレード台金、インゴット送り機構などであるが、本章ではまずスライサのモデル構築の基礎として、回転ブレードのみに注目して理論式の構築を行う。

本章では始めに、空間に静止した座標系から見た内周刃ブレードの運動方程式を導く。その際に、インゴットからブレード切刃に作用する面外方向反力およびインゴット・ブレード間の空気膜の負圧の影響も考慮、それらをそれぞれ正負のばね剛性で近似し解析を進める。得られた運動方程式は厳密解が得られないため、近似的に静止円板の変位モード関数を用いて解を級数で仮定し、さらにガラキン法を適用して運動方程式を変形、得られたマトリクス方程式より系の振動数方程式を求める。

2.1 数学モデル及び支配運動方程式

図1は一定角速度 Ω で時計回りに回転しているインゴット切削中のブレードを示す。ブレードは内径 $2b$ 、厚さ h であり、外径 $2a'$ において半径方向に σ_0 の初期引張応力を付加されている。また、面外方向の固定端の直径は $2a$ であり、固定端から外周までの範囲においてブレードの面外方向変位は拘束されている。ブレードとインゴットは角度 $|\eta| \leq \eta_0$ の範囲で接触し、

Fig. 1 Geometry of problem and coordinates.

Fig. 2 Blade edge and crystal ingot.

その接触域 η においてブレードには面内方向に一様圧縮切削応力 N およびせん断応力 T が働いている。

シリコンインゴットを切削中の内周刃ブレード断面を図2に示す。ブレード先端部のダイヤモンド砥粒に働くインゴットからの面外方向反力、および切削されるインゴットとブレード間に存在する負圧の空気膜の影響をそれぞれ正負の分布ばねで近似することとする。

さて、切削部すなわち切刃におけるインゴットの剛さをばね定数 k_d の分布ばねで表すとすると、ブレードの変形により生じる切削部面外方向反力 $s_d(r, \eta, t)$ は以下のように表される。

$$s_d(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^{K_d} k_d w_{dk}(1/r) \delta(r - r_{dk}) \delta(\eta - \eta_{dk}) \quad (1)$$

ここに、 $\delta(\cdot)$ は Dirac のデルタ関数であり、また $w_{dk}(r_{dk}, \eta_{dk})$ は等価ばねの位置でのブレードたわみである。 K_d は切削部面外方向こわさを等価ばねで近似した場合のばねの本数を表す。

同様に、ブレード・インゴット間の負圧の影響を負のばね定数 k_0 を持った等価ばねで近似するものとする。

ると、ブレードの変形により生じる負圧の作用力 $s_a(r, \eta, t)$ は以下のように表される。

$$s_a(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^{K_a} k_a w_{ak} (1/r) \delta(r - r_{ak}) \delta(\eta - \eta_{ak}) \quad (2)$$

ここに、 $w_{ak}(r_{ak}, \eta_{ak})$ は負圧等価ばねの位置でのブレードたわみであり、 K_a はブレード・インゴット間の負圧の影響を等価ばねで近似した場合のばねの本数を表す。

さて、ブレードは O 点を中心に回転しその挙動は空間の静止点から観察されるため、以下では空間に静止した座標系 (w, r, η) から見たブレードの運動を考える。この場合、回転ブレードの運動方程式は以下のように与えられる。

$$\begin{aligned} D \nabla^4 w + \rho h \partial^2 w / \partial t^2 \\ - h[(1/r) \partial / \partial r (r \sigma_r \partial w / \partial r) + (1/r^2) \partial / \partial \eta (\sigma_\eta \partial w / \partial \eta) \\ + (1/r) \partial / \partial r (\tau_{r\eta} \partial w / \partial \eta) + (1/r) \partial / \partial \eta (\tau_{\eta r} \partial w / \partial r)] \\ + \sum_{k=1}^{K_a} k_a w_{ak} (1/r) \delta(r - r_{ak}) \delta(\eta - \eta_{ak}) \\ + \sum_{k=1}^{K_a} k_a w_{ak} (1/r) \delta(r - r_{ak}) \delta(\eta - \eta_{ak}) = 0 \quad (3) \end{aligned}$$

上式において D はブレードの曲げ剛性であり、ヤング率 E およびポアソン比 ν を用いて以下のように表される。

$$D = Eh^3 / [12(1 - \nu^2)] \quad (4)$$

また、 σ_r 、 σ_η 、 $\tau_{r\eta}$ は各々インゴット切削中の回転ブレード内の半径方向垂直応力、周方向垂直応力およびせん断応力である。これらの応力は次のように求められている⁶⁾。

$$\sigma_r(r, \eta) = \sigma_{Cr}(r) + \sigma_{Br}(r) + \sigma_{Nr}(r, \eta) + \sigma_{Tr}(r, \eta) \quad (5)$$

$$\sigma_\eta(r, \eta) = \sigma_{C\eta}(r) + \sigma_{B\eta}(r) + \sigma_{N\eta}(r, \eta) + \sigma_{T\eta}(r, \eta) \quad (6)$$

$$\tau_{r\eta}(r, \eta) = \tau_{Nr\eta}(r, \eta) + \tau_{Tr\eta}(r, \eta) \quad (7)$$

上式において、添字 C は外周での初期引張力により生じる応力、 B は回転により生じる遠心力、 N および T はそれぞれ、ブレード内周に作用する圧縮切削応力およびせん断応力に起因する応力を表す。

2.2 変位モード関数

式 (3) は数学的に厳密解が得られないため、以下、回転ブレードの変位を静止ブレードのモード関数を用いた級数解で近似解を求めることとする。

式 (3) の解を次のようにおく。

$$w(r, \eta, t) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta) + S_{mn} \sin(n\eta)] R_{mn}(r) \quad (8)$$

ここに $C_{mn}(t)$ 、 $S_{mn}(t)$ は時間の未知関数、 $R_{mn}(r)$ は外周 ($r = a$) 固定、内周 ($r = b$) 自由の境界条件を満足するブレードの変位モード関数である。 m 、 n はそれぞれ節円、節直径の数を表し、 M 、 N は解析で考慮される級数解の項数である。この場合、 $R_{mn}(r)$ はベッセル関数を用いて次のように与えられる。

$$R_{mn}(r) = J_n(k_{mn}r/a) + F_{mn}Y_n(k_{mn}r/a) + G_{mn}I_n(k_{mn}r/a) + H_{mn}K_n(k_{mn}r/a) \quad (9)$$

ここに、 J_n 、 Y_n は第 1 種および第 2 種ベッセル関数であり、 I_n 、 K_n は第 1 種および第 2 種変形されたベッセル関数であり、 F_{mn} 、 G_{mn} 、 H_{mn} および k_{mn} は境界条件より決定される未定係数である。

2.3 運動方程式のマトリクス表示と振動数方程式

以下、式 (3) を解き、ブレード面に働くインゴット切削力、インゴットより切削に作用する面外反力およびブレード・インゴット間の空気膜反力の影響を考慮したブレードの解析を行い、固有振動数等を求めることとする。式 (8) を式 (3) に代入しさらにガラーキソ法を適用すると、以下のように $(M+1)(2N+1)$ 行 $(M+1)(2N+1)$ 列のマトリクス表示の連立常微分方程式が得られる。

$$\Lambda \ddot{\mathbf{X}} + \Theta \dot{\mathbf{X}} + \Psi \mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (10)$$

得られたマトリクス式 (10) は以下のように変形することができる。

$$\dot{\mathbf{a}} = \mathbf{H} \mathbf{a} \quad (11)$$

ここに

$$\mathbf{a} = \left[\mathbf{X} \quad \dot{\mathbf{X}} \right]^T \quad (12)$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Lambda^{-1}\Psi & -\Lambda^{-1}\Theta \end{bmatrix} \quad (13)$$

である。式 (11) の一般解を次のようにおく。

$$\mathbf{a} = \mathbf{A} \exp(i\omega t) \quad (14)$$

ここで、式 (14) 中の $i\omega t$ に無次元角速度

$$\Phi = (\rho h a^4 / D)^{1/2} i\omega \quad (15)$$

及び無次元時間

$$\Gamma = (\rho h a^4 / D)^{-1/2} t \quad (16)$$

を導入すると、式 (14) は次のように表わせる。

$$\mathbf{a} = \mathbf{A} \exp(\Phi \Gamma) \cdots \cdots \cdots (17)$$

式 (17) を式 (11) に代入すると

$$(\mathbf{H} - \Phi \mathbf{I}) \mathbf{A} = \mathbf{0} \cdots \cdots \cdots (18)$$

$\mathbf{A}$ が零でない解を持つためには

$$|\mathbf{H} - \Phi \mathbf{I}| = 0 \cdots \cdots \cdots (19)$$

上式がインゴット切削中のブレードの振動数方程式であり、回転速度に対して Φ の実部を求めれば、それがブレードの無次元固有振動数となる。

3. 面外方向反力の影響

3.1 切刃におけるインゴットの面外方向こわさ

インゴットの面外方向こわさを近似したばね定数 k_d の同定を行う。インゴットとブレードが最大接触角の位置にある場合について、以下計算を行う。複数ばねは、図 3 の記号 $\bigcirc$ で示すようにブレードとインゴットの切刃に等間隔に分布するものとする。なお、ここでは $K_d=30$ とする。

次に、切刃におけるインゴットの面外方向こわさを確定するためシミュレーション解析を行った。近似ばね定数 k_d の値を変化させた場合の初期面内力を受ける静止ブレードの固有振動数の変化を図 4 に示す。図より明かなように、 k_d が 1.0×10^9 (N/m) を超えると固有振動数はほとんど変化しなくなる。以上により、以下では十分に硬いインゴットの影響を表すため、分布ばねのばね定数を $k_d=1.0 \times 10^9$ (N/m) として解析を進めることとする。

3.2 空気膜こわさ

インゴットとブレードの間の空気膜の負圧の影響を、負のばね定数を持つ一連のばねで近似する。それらのばね定数はインゴットとブレード間から排出される空気流量の関数として、以下のように求めることができる⁷⁾。

インゴットとブレードが最大接触角の位置にある場合について算定を行う。始めに、図 5 に示すように半月状のインゴット切削断面を等断面の円弧に置き換えて考える。円弧の断面は内径 $2b$ 、外径 $2r_{im}$ であり、その中心角は $2\eta_0$ である。

図に示す半月状の切削断面の面積 S は、

$$S = a_1^2 \pi / 2 - b^2 \eta_0 + a_1 b \cos \eta_0 \cdots \cdots (20)$$

一方、円弧断面の面積は

Fig. 3 Ingot stiffness at cutting edge approximated by distributed spring stiffness.

Fig. 4 Variation of natural frequencies of blade with an increase of ingot stiffness at cutting edge.

Fig. 5 Approximation of cutting section.

$$S = (r_{im}^2 - b^2) \eta_0 \cdots \cdots \cdots (21)$$

これより r_{im} は次のように与えられる。

$$r_{im} = (b^2 + S/\eta_0)^{1/2} \cdots \cdots \cdots (22)$$

さて、角速度 ω で回転するブレードに接する空気の流れは定常であり、空気は非圧縮ニュートン流体である仮定すると、空気流量 Q 、空気粘性係数 μ および

空気質量密度 ρ_a を用いて、圧力 p の半径方向勾配は以下のように入えられる⁹⁾。

$$\frac{dp}{dr} = (3/10)\rho_a \omega^2 r - (6\mu Q/\pi s^3) \quad \dots \quad (23)$$

for $b < r < r_{rim}$

ここに s はブレード片面の空気膜の厚さを表す。また空気流量 Q は以下の式で求めることができる。

$$Q = s\Omega \quad \dots \quad (24)$$

s は半径方向に一樣と仮定し、式 (23) を半径に関して積分し $p(r_{rim})=0$ とおくと次式を得る。

$$p = (3/20)\rho_a \omega^2 (r^2 - r_{rim}^2) - (6\mu Q/\pi s^3) \ln(r/r_{rim}) \quad \dots \quad (25)$$

ブレードを面外方向に δs 微小変化させたとき、ブレードとインゴット間の上下の隙間変化から生ずる圧力差 $2\delta p$ は δs と以下の関係を有する。

$$2\delta p = -\kappa' \delta s \quad \dots \quad (26)$$

空気膜の弾性係数 κ' は式 (25)、(26) より

$$\kappa' = -2\delta p/\delta s = -(36\mu Q/\pi s^4) \ln(r/r_{rim}) \quad \dots \quad (27)$$

のように入えられる。ブレードが定常回転している場合、ブレードは総体的にインゴット中央に位置していると考えられる。従って空気膜の厚さを $s=h_d/2$ とし、式 (27) に rdr をかけ、 r に関して b から r_{rim} まで、 η に関して $-\eta_0$ から η_0 まで積分し、さらに面積 S で割ると空気膜の平均ばね定数が次のように求められる。

$$\kappa = (576\mu Q/\pi h_d^4) \times \left\{ \left[b^2/(r_{rim}^2 - b^2) \right] \ln(b/r_{rim}) + 1/2 \right\} \quad \dots \quad (28)$$

シミュレーション解析を行うにあたり、インゴットとブレード間の負圧の影響を、図6に示すように半径方向に α 、周方向に 10° の間隔でブレード上に分布する負のばね定数を持つ複数ばね ($K_0=15$) で近似する。図中の×印は、導入されるばねの位置を示す。

4. 計算結果および考察

ここでは、切削されるインゴットの面外方向こわさ、空気膜の負圧、および面内方向切削加重の影響を考慮したブレードの無次元回転速度と固有振動数の関係についての数値計算結果を示す。

図7に、インゴットを切削していない自由回転ブレードの無次元回転速度と複素固有振動数の関係を示す。計算に用いた諸数値を表1に示す。図中に示した $(m,$

Table 1 Physical parameters of slicing blade.

$a=0.5263$ (m)	$E=2.01 \times 10^{11}$ (N/m)
$a'=0.53725$ (m)	$\nu=0.3$
$b=0.20725$ (m)	$\rho=7.84 \times 10^3$ (kg/m ³)
$h=0.813 \times 10^{-3}$ (m)	$\sigma_0=2.015 \times 10^6$ (N/m ²)

Fig. 6 Negative air stiffness approximated by distributed spring stiffness.

Fig. 7 Natural frequencies of freely rotating blade versus rotation speed. (a) real part, (b) imaginary part.

n) は、節円 m 、節直径 n を有するブレードの振動モードを表す。 $\Omega=0$ における $\text{Re}(\Phi)$ は静止円板の固有振動数である。静止座標から見た場合、一般に回転ブレードの固有振動数は節直径数が零の場合は1個、それ以外の場合は2個存在する。節直径数が零のモードの固有振動数は回転速度の増加とともに減少し横軸

Fig. 8 Natural frequencies of blade vs. rotation speed (in-plane cutting force from ingot is considered). (a) real part, (b) imaginary part.

Fig. 9 Natural frequencies of blade vs. rotation speed (in-plane cutting force and ingot stiffness along cutting edge are considered). (a) real part, (b) imaginary part.

と交わり、それ以上の回転速度においてはブレードにダイバジェンス型不安定、すなわち時間とともにブレードの変位が単調に増大する不安定現象が生じる。節直径の数が1以上のモードについては、一度横軸で反射した低次側の固有振動数と高次側の固有振動数が一体となり、それ以上の回転速度においてはフラック型不安定、すなわち時間とともに変位が振動しながら増大する不安定現象が生じる。

Fig. 10 Natural frequencies of laterally vibrating blade vs. rotation speed (in-plane cutting force, ingot stiffness and negative air stiffness between blade and ingot are considered). (a) real part, (b) imaginary part.

Fig. 11 Details of transferring of curves.

図8に、インゴットの面内切削荷重の影響のみを考慮した場合の無次元回転速度と複素固有振動数の関係を示す。このときの内周切刃に沿って作用する面内切削垂直応力 N は $6.365 \times 10^5 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 、せん断応力 T は $1.00 \times 10^5 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 、ブレード・インゴットの接触角 η_0 は 47.34° である。図7と比較するとこれらの切削荷重はブレードの固有振動数および安定性にほとんど影響を与えないことがわかる。

次に、切削荷重および切刃におけるインゴットの面外方向こわさの影響を考慮した無次元回転速度と複素固有振動数の関係を図9示す。面外方向こわさ k_d は $1.0 \times 10^9 \text{ (N/m)}$ として計算を行った。図より明らかに、曲線間の乗換えが起きていることが分かる。また、曲線同士が合体する箇所も観察される。合体後

に固有振動数は共役複素数となり虚数部が生じる。このときブレードにはフラッタ型不安定が現れる。

さらに、切削荷重、インゴットの面外方向こわさ、およびブレード・インゴット間の負圧の影響を考慮した場合のブレードの複素固有振動数の変化を図 10 に示す。負圧の影響は近似ばね定数 k_0 を -75.5 (N/m) とし、またばね間隔 α は 2.6×10^2 (m) として計算を行った。図より明らかなように、ブレード・インゴット間の負圧は固有振動数およびブレードの安定性にほとんど影響を及ぼさないことが分かる。これはブレードの剛性が負圧の影響に対し十分に大きいためと考えられる。あわせて図 11 に、ブレードの実用運転速度である $\Omega = 73.98$ (1040rpm) 近傍における曲線の乗換え箇所の拡大図を示す。このように、実用運転速度の近傍にある乗換え箇所全てにおいて、曲線同士の合体は観察されなかった。

以上の結果より、12 インチインゴットを切削中の実機ブレードについては、その運転速度近傍に、ウエハの加工不良をもたらすフラッタ型およびダイバジェンス型不安定領域は存在しないと結論づけられる。

5. 結 言

シリコンウエハスライサのブレードについて、初期面内力、遠心力、切削荷重、切刃におけるインゴットの面外方向こわさ、およびブレード・インゴット間の負圧の影響を考慮して解析を行い、ブレードの固有振動数および安定性を調べた。結果を要約すると次のようになる。

1. 現在の 12 インチインゴット切削用ブレードについては、その運転速度領域にフラッタ型およびダイバジェンス型不安定領域は存在しない。したがって、ブレードの不安定振動が創成されるウエハ表面の加工精度に影響を及ぼすことはない。
2. 切刃におけるインゴットの面外方向こわさの影響として、振動数曲線間に乗換え現象が現れる、さらに曲線間の合体も見られる。後者の場合、合体

後の回転速度においてブレードにフラッタ型不安定が現れる。

3. 切削加重、インゴットの面外方向こわさ、およびブレード・インゴット間の空気膜の負圧はブレードの固有振動数および安定特性にほとんど影響を及ぼさない。

本論文の数値計算は東北大学情報シナジーセンター大規模科学計算システム汎用コンピュータ TX7/AzusA により行った。

なお本研究に対し資料の提供を賜りました旭ダイヤモンド工業株式会社千葉鶴舞工場長川嶋一夫氏に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) G.H.Jang, S.H.Lee, and M.S.Jung, *Journal of Sound and Vibration*, 2002, Vol.251, No.1, pp.59-78.
- (2) Z. Jiang, S. Fujiwara, S. Chonan and K. Kawashima, *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2001/2002, vol.15, pp.67-72.
- (3) 増井・長南・江, 機論 C 編, 61-582, C(1995), 612-619.
- (4) 増井・長南・甲斐・江, 機論 C 編, 61-587, C(1995), 2953-2960.
- (5) K.Masui, S.Chonan, and Z.W.Jiang, 3rd International Conference on Motion and Vibration Control, Chiba, September, 1-6, 1996, pp.238-243.
- (6) S.Chonan, Z.W.Jiang, and Y.Yuki, *Trans. ASME, Journal of Mechanical Design*, 1993, Vol.115, pp. 711-717.
- (7) S.Chonan, Z.W.Jiang, and Y.J.Shyu, *Trans. ASME, Journal of Vibration and Acoustics*, 1992, Vol.114, pp. 283-286.
- (8) I.Pelech and A.H.Shapiro, *Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics*, 1964, pp.577-584.