

シリコンウエハスライサのたわみ制御に関する研究*

長南 征二*¹, 江 鐘 偉*¹, 増井 慶次郎*²Deflection Control of a Large-Scale Silicon-Wafer Slicer
Cutting a Crystal Ingot

Seiji CHONAN, Zhong-wei JIANG and Keijiro MASUI

Deformation control of a silicon-wafer slicer cutting a crystal ingot is studied analytically. The thin rotating blade is clamped at the outer boundary and prestressed in the radial direction, while the inner periphery is subjected to stationary, distributed in-plane and lateral slicing loads from the workpiece. The deflection of the blade is obtained analytically by introducing the multi-model expansion method, further applying the Galerkin method to the governing equations of the system. Numerical results are presented for an actual SUS 301 blade cutting a 6"-diameter silicon ingot at a speed of 1550 rpm. Two control schemes that maintain the flatness of the rotating blade are examined in detail. In the first scheme, a pair of concentrated lateral forces are applied to the blade to reduce the blade deflection. In the second scheme, a pair of moments are also applied to the blade to improve the flatness of blade. Simulation results obtained show that the application of control moment is more effective than the simple lateral forces to the improvement of flatness of the slicing blade.

Key Words: Rotary Machinery, Silicon-Wafer Slicer, Crystal Ingot, Deflection, Control Forces

1. 緒 言

近年の半導体素子の高集積化に伴ない素材であるシリコンウエハに対しても切削工程におけるウエハの平行度、平坦度がより重要視されるようになった。現在ウエハの製作は主に内周刃ダイヤモンドブレードの切削で行われている。ウエハの切断精度はそり、平行度、厚さのばらつきで評価されるが、このうちブレードの刃先たわみによるそりは後工程では除去できないため、たわみを減少させる切断技術の開発が必要である。これまでブレードの初期引張力や回転速度、インゴットの送り速度を制御することでブレードの切削精度を維持してきたが、近年の大口径ウエハ(8インチ, 12インチ)の需要によりスライサの大型化と寸法精度の高精度化が同時に求められるようになってきており、ブレードのたわみのアクティブ制御が不可欠となっている。

回転円板については近年いろいろな研究がなされており、コンピューターディスク、スライサ、回転のこぎりから砥石、走行体車輪まで広範囲に渡っている。本田ら^[1]は

空間に固定された点で集中調和外力を受ける回転円板の定常振動特性を固有関数展開法を用いて解析している。また、江ら^[2-3]はコンピュータのディスク・ヘッド連成系の動特性について解析し、さらに有坂ら^[4-6]はヘッド・ディスク間の摩擦力に起因する不安定振動の解析を行っている。

近年、回転円板の制御に関しても研究が行われるようになった。Ellisら^[7]は外刃の回転円板のこぎりに対してPD制御法を適用し、のこぎりの剛性及び減衰を増大させることで振動制御を行っている。またRadcliffeら^[8]はオンラインで回転円板変位の周波数分析を行い、円板に生じている支配的な振動モードを抑える研究を行った。Huttonら^[9]は外刃回転円板のこぎりにガイドを当て振動を防止するためのガイドシステムを開発している。またChonanら^[10-11]はスライサ(内周刃ブレード)の面内応力分布を半径方向に付加された一様な初期張力、および回転により生じる遠心力に加え切削時のインゴットからの作用力を考慮して求め、さらにこれらの面内力を受けるブレードの固有振動数解析、ならびに面外方向に静的切削荷重を受ける回転ブレードのたわみを求めている。

本研究はシリコンインゴット切断時にブレードの刃先たわみをアクティブに制御し、ブレード平坦度を高め

* 原稿受付 平成5年6月21日。

¹ 正員, 東北大学工学部 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。² 准員, 東北大学大学院。

ることを目的としてその制御法につき理論的に解析、検討を行うものである。本論文では制御を行うための前段階として、ブレードの静的応答を観察しブレード上に付加する制御力および制御モーメントの最適な位置を検討、良好な刃先姿勢制御の可能性を検討する。

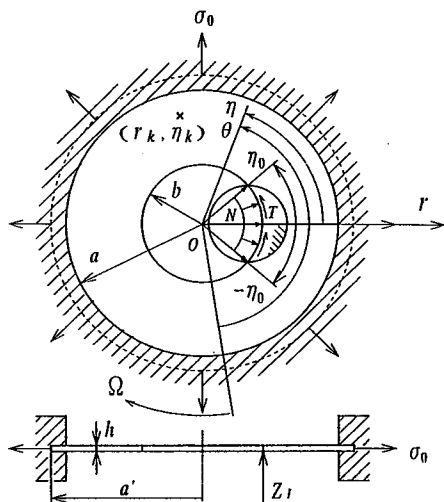


図1 解析モデル及び座標

2. 理論解析

図1は、一定角速度 Ω で回転す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初期引張応力 σ_0 を負荷されている。また、ブレードの固定端直径は $2a$ であり、ブレードは固定端から外径 $2a'$ の範囲で面外方向に拘束されている。ブレードはインゴットと角度 $2\eta_0$ の範囲で接触し、切削抵抗としてブレード切刃の面内方向に一様圧縮応力 N (N/m^2) とせん断応力 T (N/m^2) をインゴットより受けている。解析ではブレードに作用するインゴットからの軸方向切削抵抗を集中荷重の分布に置き換え解析を進める。この場合、 (r_k, η_k) 点に作用する軸方向集中荷重を q_k とするとブレードに作用する全軸方向切削抵抗 $g(r, \eta, t)$ は式(1)のように表される。

$$g(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^K q_k (1/r) \delta(r - r_k) \delta(\eta - \eta_k),$$

$$\sum_{k=1}^K q_k = Z_I, \quad (1)$$

ここに $\delta(\cdot)$ は Dirac のデルタ関数、 Z_I は全軸方向荷重の大きさ、 K は分布荷重を集中荷重に置き換えた際

の荷重作用点の数である。ブレードの (r_k, η_k) 点に加える横制御力を f_k とすると全制御力 $f(r, \eta, t)$ は以下のように表される。

$$f(r, \eta, t) = \sum_{k=1}^{K_c} f_k (1/r) \delta(r - r_k) \delta(\eta - \eta_k), \quad (2)$$

ここに K_c はブレードに加える集中横制御力の数を表す。

さて、ブレードは O 点を中心に回転しその挙動は空間内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) からみたブレードの運動を考える。この場合ブレードの運動方程式は次のように与えられる。

$$D[\partial^2/\partial r^2 + (1/r)\partial/\partial r + (1/r)^2\partial^2/\partial \eta^2]w$$

$$+ \rho h[\partial/\partial t - \Omega\partial/\partial \eta]^2w$$

$$- h[(1/r)\partial/\partial r(r\sigma_r\partial w/\partial r) + (1/r^2)\partial/\partial \eta(\sigma_\eta\partial w/\partial \eta)$$

$$+ (1/r)\partial/\partial r(\tau_{r\eta}\partial w/\partial \eta) + (1/r)\partial/\partial \eta(\tau_{r\eta}\partial w/\partial r)]$$

$$= \sum_{k=1}^K q_k (1/r) \delta(r - r_k) \delta(\eta - \eta_k)$$

$$+ \sum_{k=1}^{K_c} f_k (1/r) \delta(r - r_k) \delta(\eta - \eta_k), \quad (3)$$

上式において D はブレードの曲げ剛性であり、 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。これらの応力は参考文献(10)に次のように求められている。

$$\sigma_r(r, \eta) = \sigma_{Cr}(r) + \sigma_{Br}(r)$$

$$+ \sigma_{Nr}(r, \eta) + \sigma_{Tr}(r, \eta), \quad (4)$$

$$\sigma_\eta(r, \eta) = \sigma_{C\eta}(r) + \sigma_{B\eta}(r)$$

$$+ \sigma_{N\eta}(r, \eta) + \sigma_{T\eta}(r, \eta), \quad (5)$$

$$\tau_{r\eta}(r, \eta) = \tau_{Nr\eta}(r, \eta) + \tau_{Tr\eta}(r, \eta), \quad (6)$$

ここで $\sigma_{Cr}(r)$ 及び $\sigma_{C\eta}(r)$ は外周における初期引張力により生じる応力、 $\sigma_{Br}(r)$ 及び $\sigma_{B\eta}(r)$ は回転による遠心力、 $\sigma_{Nr}(r, \eta) - \tau_{Tr\eta}(r, \eta)$ はブレード内周における切削抵抗に起因する応力である。

式(3)の解を次のようにおく。

$$w(r, \eta, t) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta)$$

$$+ S_{mn}(t) \sin(n\eta)] R_{mn}(r), \quad (7)$$

ここに $C_{mn}(t)$ 、 $S_{mn}(t)$ は時間の未知関数、 R_{mn} は外周 ($r = a$) 固定、内周 ($r = b$) 自由の境界条件式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 は考慮される級数解の項数である。 $R_{mn}(r)$ として静止円板の固有振

動モード関数を用いるとそれはベッセル関数を用いて次のように表される。

$$R_{mn} = J_n(K_{mn}r/a) + F_{mn}Y_n(K_{mn}r/a) + G_{mn}I_n(K_{mn}r/a) + H_{mn}K_n(K_{mn}r/a), \quad (8)$$

ここに J_n, Y_n はそれぞれ第一種、第二種ベッセル関数、 I_n, K_n は第一種と第二種変形ベッセル関数である。また F_{mn}, G_{mn}, H_{mn} 及び K_{mn} は境界条件より決定される未定係数である。

以下、式(3)を解くこととする。式(7)を式(3)に代入しさらにガレルキン法を適用すると、以下のように $(M+1)(2N+1)$ 行 $(M+1)(2N+1)$ 列のマトリクス運動方程式が得られる。

$$M\ddot{X} + \Gamma\dot{X} + KX = Q, \quad (9)$$

ここに Q は軸方向の切削抵抗と制御力に対するマトリクスである。マトリクス Q は時間に関して不変であり、したがって Q により生じる回転ブレードの定常たわみ X も時間に関して不変となる。この場合

$$\ddot{X} = \dot{X} = 0 \quad (10)$$

であることより式(9)は次式のようになる。

$$KX = Q. \quad (11)$$

回転ブレードの時間不変な定常たわみは式(7)より

$$w(r, \eta) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn} \cos(n\eta) + S_{mn} \sin(n\eta)] R_{mn}(r). \quad (12)$$

式(11)により求められた静的な応答 X すなわち C_{mn}, S_{mn} を式(12)に代入することにより、静止座標から観た回転ブレードの定常たわみ $w(r, \eta)$ が得られる。

3. 結果および考察

以下、6インチインゴットの切削用ブレードにつき得られた実測データをもとに数値計算を行う。計算で用いたブレードの実測物理量を表1に示す。

表1 ブレードの物性値

$a' = 0.3125$ (m)	$\nu = 0.28$
$a = 0.298$ (m)	$\rho = 7.84 \times 10^3$ (kg/m ³)
$b = 0.120$ (m)	$E = 1.99 \times 10^{11}$ (N/m ²)
$h = 0.15 \times 10^{-3}$ (m)	$\sigma_0 = 7.05 \times 10^8$ (N/m ²)
$\Omega = 1550$ (rpm)	

ここに、縦弾性係数 E はブレードから切り出したはりを片持はりとして振動させ、その固有振動数から求め

たものである。またポアソン比 ν ははりの引張り試験で得られた縦ひずみと横ひずみの比から求めたものである。また、 σ_0 は内半径拡大量が $\Delta b = 1000 \mu\text{m}$ となるよう外径で負荷した半径方向の引張応力である。

以下インゴットとブレードが最大接触角の位置関係にある場合を主に考え数値計算を行う。級数解の打切項数は解の収束性を吟味し $M = 2, N = 6$ とした。また、節円数 m 及び節直径数 n を有するブレードの振動モードを以下 (m, n) で表すこととする。インゴットの切り込み量に対するブレードとインゴットの接触角 η_0 (理論値) 及び刃先に作用する軸方向切削荷重 Z_I (測定値) の変化を図2に示す。接触角 η_0 は切り込み量 x_I の関数として次式で与えられる。

$$\eta_0(x_I) = \cos^{-1} \left[1 - \frac{x_I(2a_I - x_I)}{2b(x_I - a_I + b)} \right], \quad (13)$$

ここに、 x_I は切り込み量、 a_I はインゴット半径であり、最大接触角は $\eta_{0MAX} = 39.42$ (deg.) として与えられる。図2より、同一の切り込み量に対して接触角と軸方向切削荷重の大きさはほぼ比例して増減することが分かる。表2に以下の計算で用いる接触角と切削荷重の値を示す。

表2 軸方向切削荷重の変化

η_0 (deg.)	Z_I (N)
10	1.02
20	2.04
30	3.06
39.42	4.02

最大接触角 $\eta_{0MAX} = 39.42^\circ$ のとき軸方向荷重は $Z_I = 4.02$ N である。この荷重は刃先 ($r = b$) の $|\eta| \leq \eta_0$ の領域に一樣に分布しているものとする。この場合、荷重作用点は $K = 100$ として計算を行った。

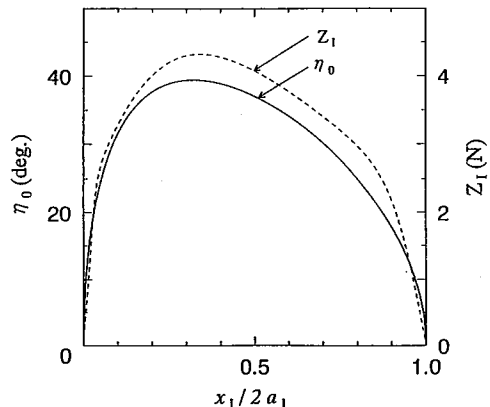


図2 インゴット切り込み量 (x_I) に対する接触角 (η_0) 及び軸方向切削荷重 (Z_I) の変化

制御力を加えない切削方法によるブレードのたわみを図3, 4に示す。図3はブレード刃先, 図4はブレード全体のたわみである。図3の横軸はブレード内周(刃先)の周方向角度 η を表し, 図(a)は接触範囲 η_0 を 30° と固定し軸方向切削荷重 Z_I を1.02, 2.04, 3.06, 4.02 Nと変化させた場合, 図(b)は Z_I を3.06 Nと一定にし η_0 を $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 39.42^\circ$ と増大させた場合の結果である。両図より切削荷重が増大するにつれてブレード刃先のたわみは大きくなること, Z_I が一定であれば荷重の分布幅はたわみの大きさにあまり影響を与えないことがわかる。制御力を加えない場合はこのようにインゴット切削中のブレードは大きなたわみを生じ, 結果として製作されたウエハにもそりが生じる。そこでブレードに対して, インゴットとの接触域外から力あるいはモーメントを加えブレードのたわみを補正することを考える。以下, 制御を簡単にするためインゴットの送りの変化に対して力を加える位置は固定し力の大きさを送りに応じて変えることとし, 制御力およびモーメントの最適な位置の決定を試みる。

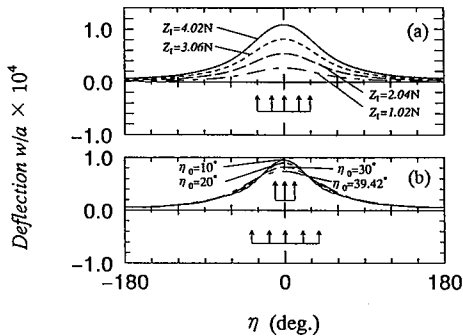


図3 切削荷重による刃先たわみの変化。(a) η_0 を 30° (一定)とし Z_I を変化させた場合; (b) Z_I を3.06 N(一定)とし η_0 を変化させた場合。

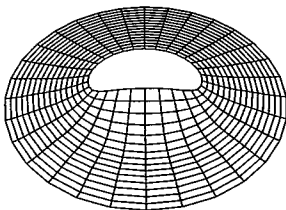


図4 ブレードの変形の全体図。 $Z_I = 4.02$ (N), $\eta_0 = 39.42^\circ$ 。

以下, ブレード面に力を加え制御する場合とモーメントを加え制御する場合の2つの方法を検討する。いずれの場合も制御力は $\eta = 0^\circ$ に対して対称に加えることと

する。面外制御力を加える場合は $\eta = 0^\circ$ に関し対称な2点に, 横切削荷重と逆方向の力を加える($K_c = 2$)。またモーメント効果を与え制御する場合は先の2点に加えさらに切削荷重と同方向の対称な2点に制御力を加える($K_c = 4$)。これによりブレードには横制御力に加えモーメントも与えられる。 $\eta = 0^\circ$ に関し対称に加えられる制御力の方向と大きさをパラメータ F_1, F_2 を導入して以下のように表すこととする。

$$\begin{aligned} f_1 &= f_2 = -F_1, \\ f_3 &= f_4 = F_2. \end{aligned} \quad (14)$$

さらに, 制御力を加える位置はブレード上の半径と中心角を用いて表すこととし, そのためのパラメータとして $L(r, \eta)$ を導入する。制御力 f_1, f_2 および f_3, f_4 は $\eta = 0^\circ$ に関し対称に加えられるため, これら4つの力に関する r, η の関係は次のようになる。

$$\begin{aligned} r_1 &= r_2, \\ r_3 &= r_4, \\ \eta_1 &= -\eta_2, \\ \eta_3 &= -\eta_4. \end{aligned} \quad (15)$$

この場合, F_1, F_2 に対応する位置パラメータ L_1, L_2 は次のように与えられる。

$$\begin{aligned} L_1(r/a, \eta) &= L_1(r_1/a, \pm\eta_1), \\ L_2(r/a, \eta) &= L_2(r_3/a, \pm\eta_3). \end{aligned} \quad (16)$$

先に述べたように, 制御を簡単化するために力を加える位置を固定し力の大きさのみを変化させることでインゴットの送りに対応した制御を行う。

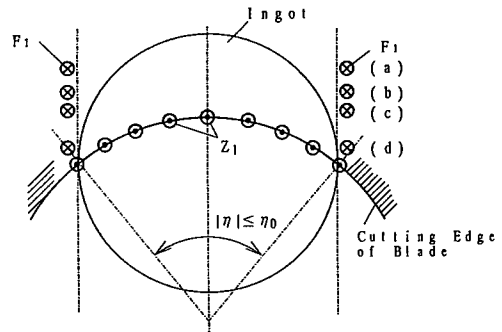


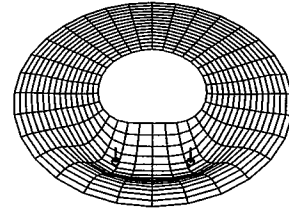
図5 ブレード上の2点に加える制御力の位置。 $Z_I = 4.02$ (N), $\eta_0 = 39.42^\circ$; (a) $L_1(0.57, \pm 27^\circ)$; (b) $L_1(0.53, \pm 30^\circ)$; (c) $L_1(0.50, \pm 32^\circ)$; (d) $L_1(0.44, \pm 37^\circ)$ 。

始めに, 最も簡単な制御方法としてブレードの固定した2点に制御力を加える場合を取り上げ, 制御力の

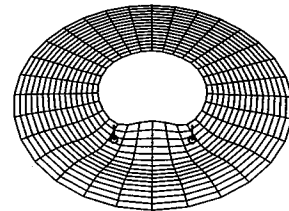
大きさとその最適な位置を探索する。制御力はインゴットの送りを妨げない位置に固定し加えるものとする。図5に示すようにブレードのひとつの切削状態 ($Z_f = 4.02 \text{ N}$, $\eta_0 = 39.42^\circ$) に対し制御力の作用点をインゴットの幅に対して平行に移動し、それぞれの作用点における刃先たわみの補正量を調べてみる。図中刃先に加わる切削荷重 Z_f は紙面に垂直上向き、制御力 F_1 は下向きに作用している。それぞれ尖頭記号 (⊙) および矢尻記号 (⊗) で示す。得られた結果を図6, 7に示す。図中の実線は刃先のたわみ、点線は制御力 F_1 の作用円上のたわみを表している。また各図における F_1 の値は、刃先たわみを最小とするよう選択された制御力の値を示す。図6(a)のように制御力作用点が刃先から離れている場合は、比較的大きな制御力を与えることで刃先たわみは抑えられるが、図(d)のように作用点を刃先近傍に置いた場合は刃先たわみは逆に抑えにくくなっている。これは作用点が刃先に近づくにつれ、作用点のブレード周方向ピッチが大きくなり (η が大きくなり) 刃先の周方向たわみを制御しにくくなるためと思われる。一方、制御力作用点のたわみをみると図(a)では加える制御力が大きいためたわみも大きくなっている。この場合のブレード全体の変形を図7(a)に示す。図より明らかなようにブレードの制御力作用点近辺で大きく下方にたわんでいる箇所が見られる。ブレード刃先およびブレード全体のたわみを総合的に評価す

ると図6(c), 7(b)に見られるように $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$ に制御力を加えるのが最も効果的であることが分かる。

次に、ブレードの平坦度をさらに向上させることを考える。制御力の作用点はインゴットの外側に限られかつ図3に示されているブレード刃先の最大たわみ点で力を加えることは不可能である。そこで制御力を加える箇所を4点に増やし、モーメント効果を付加して刃先の最大たわみ点を平坦にすることを考える。



(a) 図6(a)の全体図



(b) 図6(c)の全体図

図7 図6(a)及び6(c)に対応するブレードたわみの全体図

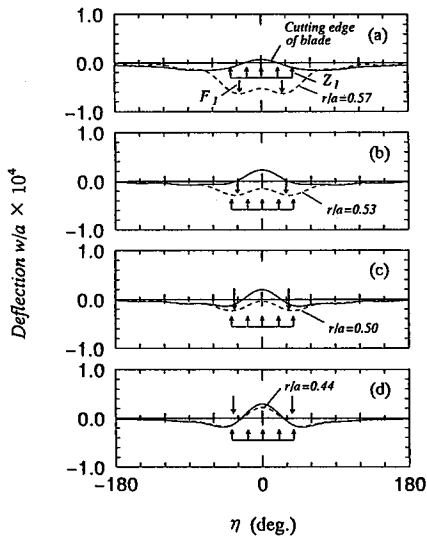


図6 2点に制御力を加えたときのブレードのたわみ。 $Z_f = 4.02 \text{ (N)}$, $\eta_0 = 39.42^\circ$; (a) $L_1 (0.57, \pm 27^\circ)$, $F_1 = 6.11 \text{ (N)}$; (b) $L_1 (0.53, \pm 30^\circ)$, $F_1 = 4.08 \text{ (N)}$; (c) $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$, $F_1 = 3.67 \text{ (N)}$; (d) $L_1 (0.44, \pm 37^\circ)$, $F_1 = 2.65 \text{ (N)}$ 。

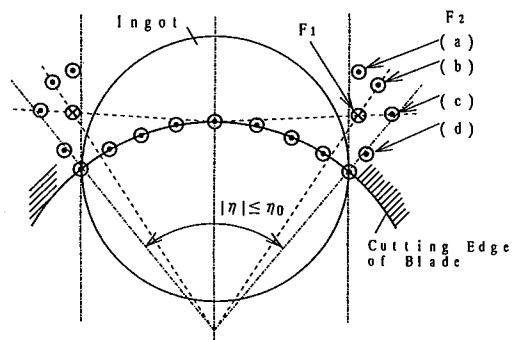


図8 ブレード上の4点に加える制御力の位置。 $Z_f = 4.02 \text{ (N)}$, $\eta_0 = 39.42^\circ$, $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$; (a) $L_2 (0.57, \pm 28^\circ)$; (b) $L_2 (0.57, \pm 32^\circ)$; (c) $L_2 (0.54, \pm 37^\circ)$; (d) $L_2 (0.45, \pm 40^\circ)$ 。

図8は4点制御力の作用点の位置を示す。点 L_1 は図6の解析にもとづき $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$ と固定し、点 L_2 の位置を変化させてその制御効果を調べる。以下、

図の4つの位置について検討する。(a)は4点制御力により $\eta = 0^\circ$ 軸と平行にモーメントを加えた場合、(b)は $\eta = \pm 32^\circ$ の半径線に沿いブレード中心方向へ制御モーメントを加えた場合、(c)は $\eta = 0^\circ$ の切刃中心点に向けて制御モーメントを加えた場合、(d)は L_2 を刃先近くに置き刃先たわみを抑えることを主目的と考えた場合である。得られた結果を図9に示す。図中の実線は刃先たわみ、点線は F_1 の作用円上のたわみ、破線は F_2 の作用円上のたわみを表している。図9(a) - (c)ではモーメントの効果はあまりみられず、 L_2 に加えた制御力 F_2 の効果は顕著でない。また図9(d)の場合、刃先たわみは減少しているものの F_1 作用点のたわみは F_2 によって逆に増大しておりブレード全体を平坦にするという観点からあまりよい結果は得られていない。

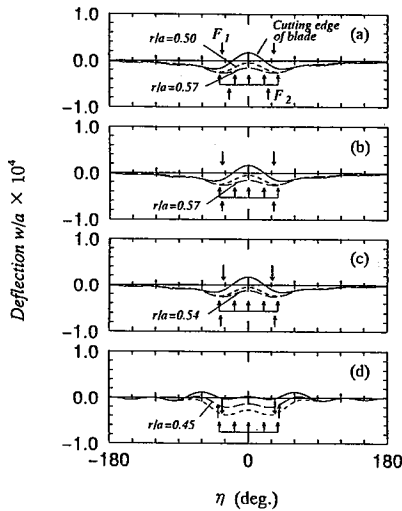


図9 4点に制御力を加えたときのブレードのたわみ。 $Z_1 = 4.02$ (N), $\eta_0 = 39.42^\circ$, $L_1(0.50, \pm 32^\circ)$; (a) $L_2(0.57, \pm 28^\circ)$, $F_1 = 4.08$ (N), $F_2 = 0.408$ (N); (b) $L_2(0.57, \pm 32^\circ)$, $F_1 = 4.08$ (N), $F_2 = 0.408$ (N); (c) $L_2(0.54, \pm 37^\circ)$, $F_1 = 4.08$ (N), $F_2 = 0.408$ (N); (d) $L_2(0.45, \pm 40^\circ)$, $F_1 = 10.19$ (N), $F_2 = 5.34$ (N)。

次に、4つの力を加える位置を同一円周上に置き、周方向にモーメントを与えた場合を見てみる。制御力の作用半径は2点で力を加えたときに良い結果の得られた $r/a = 0.50$ とする。また L_1 は $L_1(0.50, \pm 32^\circ)$ と固定し、 L_2 のブレード上の角度を図10のように変化させ計算を行った。結果を図11, 12に示す。

図11(b)に比し図(c) - (d)のように L_2 の角度が大きくなると刃先全体が波打つようになる。また図11(a)の場合は(b)とほぼ同じ結果であり制御力を加

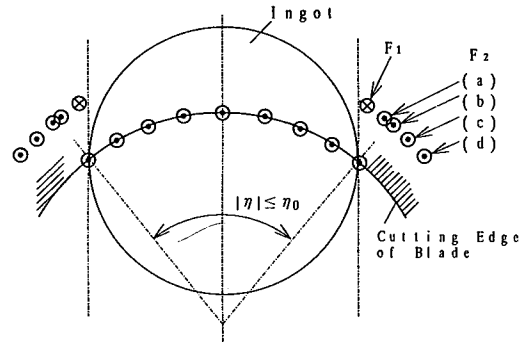


図10 ブレードの同一円周上加える4点制御力の位置。 $Z_1 = 4.02$ (N), $\eta_0 = 39.42^\circ$, $L_1(0.50, \pm 32^\circ)$; (a) $L_2(0.50, \pm 38^\circ)$; (b) $L_2(0.50, \pm 40^\circ)$; (c) $L_2(0.50, \pm 45^\circ)$; (d) $L_2(0.50, \pm 50^\circ)$ 。

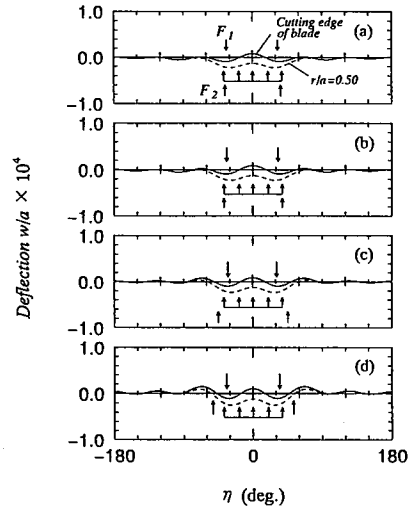


図11 同一円周上の4点に制御力を加えたときのブレードのたわみ。 $Z_1 = 4.02$ (N), $\eta_0 = 39.42^\circ$, $L_1(0.50, \pm 32^\circ)$; (a) $L_2(0.50, \pm 38^\circ)$, $F_1 = 9.17$ (N), $F_2 = 5.71$ (N); (b) $L_2(0.50, \pm 40^\circ)$, $F_1 = 7.95$ (N), $F_2 = 4.54$ (N); (c) $L_2(0.50, \pm 45^\circ)$, $F_1 = 6.93$ (N), $F_2 = 3.67$ (N); (d) $L_2(0.50, \pm 50^\circ)$, $F_1 = 6.52$ (N), $F_2 = 3.46$ (N)。

える機構の大きさを考慮すると(b)の角度で十分である。さらに(b)の場合ブレード全体のたわみを見てみると大きなへこみは現れていない(図12)。したがって $Z_1 = 4.02$ N, $\eta_0 = 39.42^\circ$ の場合、刃先のたわみおよびブレード全体の平坦度を考えて図10(b)のように制御力を加えるのが効果的であるといえる。なお実際の場合はエアノズルからの空気圧などを用いてブレード

ドに力を加えることになる。この場合厳密には制御力は荷重付加面積を有する分布荷重となるが、比較解析の結果点荷重で近似した場合に比べ刃先たわみに及ぼす影響は小さく制御力は実用上点荷重として扱えられることが分った。

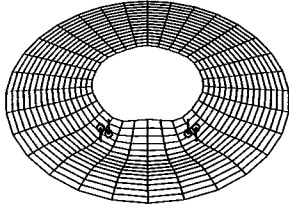


図 12 図 11(b) に対応するブレードたわみの全体図

これまでの結果を参照し、制御力を加える位置を $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$ および $L_2 (0.50, \pm 40^\circ)$ と固定し、インゴットへのブレードの切り込み進行とともに制御力の大きさ (F_1, F_2) を変えることを考える。

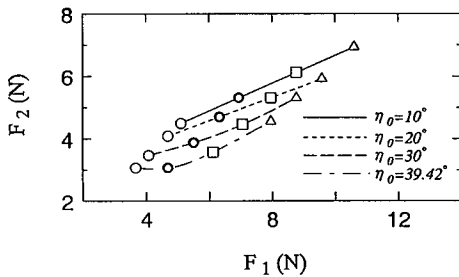


図 13 接触角 η_0 及び軸方向切削荷重 Z_I の変化に対応する最適制御力. \circ , $Z_I = 1.02\text{N}$; \bullet , $Z_I = 2.04\text{N}$; \square , $Z_I = 3.06\text{N}$; \triangle , $Z_I = 4.02\text{N}$.

図 13 はインゴットの接触範囲 η_0 および軸方向切削荷重 Z_I の種々の組み合わせに対する最適制御力の大きさの変化を示す。刃先たわみを最も小さく抑える制御力 F_1, F_2 をそれぞれ横軸、縦軸にとり示している。図よりブレードとインゴットの接触範囲 η_0 を変化させず切削荷重 Z_I を増大させた場合は、 F_1, F_2 はともにほぼ線形的に増加していくことがわかる。一方、切削荷重 Z_I を一定として接触範囲 η_0 を広げた場合も同様に直線状に変化している。また一定の切削荷重の値に対しては接触範囲の広い方が最適制御力は小さい。実際の切削においては表 2 に示すように、切削荷重と接触範囲は ($Z_I = 1.02\text{N}, \eta_0 = 10^\circ$) から ($Z_I = 4.02\text{N}, \eta_0 = 39.42^\circ$) へと変化するが、この場合図から分かるように F_2 の変化は小さく、したが

て実用上は F_2 を一定にして良いことがわかる。図 14 はインゴットの送りに伴い接触範囲と切削荷重が表 2 にしたがい同時変化した場合の、それぞれの条件下での最適制御力 F_1, F_2 を用いて姿勢制御を行った場合の刃先たわみである。各切削段階においてたわみは良く抑えられている。以上の結果より、制御力作用点の位置を固定した場合は、切削状況の進行に応じて適切な制御力を加えることで刃先たわみを小さく抑えられることが云える。特に切削荷重 Z_I が小さい場合は接触範囲内での刃先たわみが十分に抑えられている (図 14(a))。

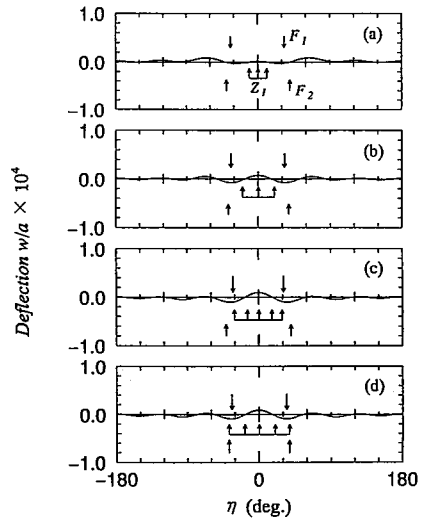


図 14 表 2 の切削条件に対応する最適制御力を加えたときの刃先たわみ. $L_1 (0.50, \pm 32^\circ), L_2 (0.50, \pm 40^\circ)$; (a) $Z_I = 1.02\text{ (N)}, \eta_0 = 10^\circ, F_1 = 5.09\text{ (N)}, F_2 = 4.48\text{ (N)}$; (b) $Z_I = 2.04\text{ (N)}, \eta_0 = 20^\circ, F_1 = 6.32\text{ (N)}, F_2 = 4.69\text{ (N)}$; (c) $Z_I = 3.06\text{ (N)}, \eta_0 = 30^\circ, F_1 = 7.05\text{ (N)}, F_2 = 4.44\text{ (N)}$; (d) $Z_I = 4.02\text{ (N)}, \eta_0 = 39.42^\circ, F_1 = 7.95\text{ (N)}, F_2 = 4.54\text{ (N)}$.

上記のたわみ制御法を用いることによりブレードに作用する切削荷重がさらに減少することを考え、 η_0 が 39.42° の場合につき切削荷重を減少させたときの刃先たわみの変化を調べてみる。結果を図 15 に示す。各図に対する F_1, F_2 の値は刃先たわみを最も小さく抑える制御力の値である。図よりブレード刃先に作用する切削荷重が小さくなれば制御力 F_1, F_2 の値も小さくなり、刃先たわみの減少で切削精度も改善されることがわかる。刃先たわみが減少するとブレードに作用する切削荷重も減少することから、切削開始時より常に刃先たわみを制御し刃先に作用する切削荷重を抑えておくことが必要であると云える。

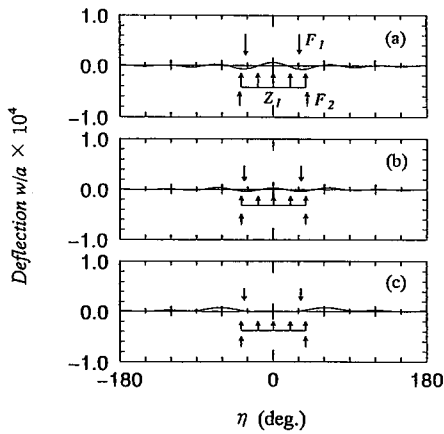


図 15 切削荷重の減少による刃先たわみへの影響。
 $\eta_0 = 39.42^\circ$, $L_1 (0.50, \pm 32^\circ)$, $L_2 (0.50, \pm 40^\circ)$; (a) $Z_1 = 3.06$ (N), $F_1 = 6.11$ (N), $F_2 = 3.57$ (N); (b) $Z_1 = 2.04$ (N), $F_1 = 4.69$ (N), $F_2 = 3.06$ (N); (c) $Z_1 = 1.02$ (N), $F_1 = 3.67$ (N), $F_2 = 3.06$ (N).

4. 結 論

本研究は切削荷重を受けるシリコンウエハスライサブレードについて、刃先変位特にブレードにアクティブ制御力を加えたときの影響を理論的に検討したものである。得られた結果を要約すると次のようになる。

1. 制御力を加える位置を固定し、かつその力の大きさを刃先たわみを補正しようとした場合、2点に力を加え

ることでブレードの刃先たわみをある程度減少できる。

2. ブレードの平坦度をさらに高めるためには、ブレードにモーメント効果を与えるように4点で力を加えることが必要である。この場合4点を同一円周上に置き周方向にモーメントを与えるよう力を配置した場合に最も良い結果が得られる。また、この場合制御力の作用点を固定し力の大きさをブレード切り込みに応じて調整することでブレードたわみの十分な制御が可能である。

文 献

1. 本田・松久・佐藤, 機論, 54-507, C(1988), 2610.
2. 江・長南, 機論, 55-513, C(1989), 1157.
3. Z.W.Jiang, S.Chonan and H.Abe, ASME J. Vib., Acous., 112 (1990), 53.
4. 有坂・小野, 機論, 58-548, C(1992), 1112.
5. 有坂・小野, 機論, 58-551, C(1992), 2103.
6. 有坂・小野, 機論, 58-551, C(1992), 2111.
7. R.W.Ellis and C.D.Mote, Jr., ASME J. Dyn. Sys., Meas., Cont., 101 (1979), 44.
8. C. J. Radcliffe and C. D. Mote, Jr., ASME J. Dyn. Sys., Meas., Cont., 105 (1983), 39.
9. S.G.Hutton, S.Chonan and B.F.Lehmann, J. Sound and Vib., 112-3 (1987), 527.
10. S.Chonan, Z.W.Jiang and Y.Yuki, ASME J. Mech. Desi., to be published.
11. S.Chonan, Z.W.Jiang and Y.Yuki, ASME J. Mech. Desi., to be published.