

화학적 기계 연마를 위한 탄성변형을 고려한 평균유동모델

김태완· 이상돈*· 조용주**

부산대학교 기계기술연구소

*부산대학교 정밀기계공학과 대학원

**부산대학교 기계공학부

Average Flow Model with Elastic Deformation for CMP

Tae-Wan Kim · Sang-Don Lee* · Yong-Joo Cho**

Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University

*Graduate School, Precision and Mechanical Engineering, Pusan National University

**School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract - We present a three-dimensional average flow model considering elastic deformation of pad asperities for chemical mechanical planarization. To consider the contact deformation of pad asperities in the calculation of the flow factor, three-dimensional contact analysis of a semi-infinite solid based on the use of influence functions is conducted from computer generated three dimensional roughness data. The average Reynolds equation and the boundary condition of both force and momentum balance are used to investigate the effect of pad roughness and external pressure conditions on film thickness and wafer position angle.

Keywords: CMP, Flow factor, Elastic deformation

1. 서론

화학적 기계 연마(Chemical mechanical polishing, CMP)는 금속 및 층간 절연막의 평탄화에 널리 사용되어 왔다[1,2,3]. CMP 공정은 Fig. 1에 보인 바와 같이 캐리어의 안쪽에 캐리어 필름에 의해 흡착되어 있는 웨이퍼가 회전하는 폴리싱 패드 위를 자전하면서 가압하게 되고 패드의 표면 위에 슬러리를 공급함으로써 이루어진다. 즉, 웨이퍼와 패드간의 상대운동이 가압력과 슬러리의 화학적 반응과 결합되어 웨이퍼를 평탄화시키는 공정이다. 지금까지 이러한 CMP 공정을 이해하기 위한 많은 모델들이 발표되어 왔으며 Nanz와 Camilletti[4]는 이러한 CMP 모델들에 대해 뛰어난 고찰을 발표하기도 하였다. 패드와 웨이퍼간의 접촉 역학(contact mechanics)에 근거한 모델들이 발표되기도 하였고[5,6,7], 슬러리의 유체 동역학(hydrodynamics) 현상과 윤활 이론에 근거한 슬러리 유동(slurry flow) 모델들이 보고 되기도 하였다[8,9,10]. 최근 Tichy 등[11]은 접촉 역학과 유체 동역

학적 모델을 조합한 새로운 모델을 제시하기도 하였다.

슬러리 유동 모델에 관해서는 Runnels과 Eyman[8]이 유체 역학에 근거하여 고체-액체-고체의 접촉 시스템에서 힘의 평형에 주안점을 두었다. 이 모델은 웨이퍼가 일정한 각도를 유지하면서 슬러리 막 위를 미끄러지며 유동에 의해 웨이퍼의 하중을 지지한다는 가정하에 연마과정을 설명하였다. 유막의 두께와 웨이퍼의 자세각은 힘과 모멘트 평형을 만족시키기 위한 반복 계산을 통해 얻었다. 최근 Jeng과 Tsai[12]은 Haff's grain theory을 이용한 슬러리 유동을 해석하여 슬러리 막 두께가 패드의 거칠기 수준에 가까운 것을 밝혔다. 따라서 CMP에 대한 실제적인 모델링 시 혼합윤활 이론을 사용하는 것이 타당하다.

Patir와 Cheng[13,14]은 유동 계수(flow factor)와 평균압력의 향으로 임의의 거칠기 효과를 반영할 수 있는 평균유동 모델(average flow model)을 개발하였고 CMP에 관한 많은 연구들[9,10,12]이 이러한 유동계수법을 이용하여 왔다. 그러나 그간의 연구는 유동계

수의 계산시 연질 패드 돌기의 탄성변형을 고려치 않아 이론해석과 실제와 많은 차이가 나타나는 문제점이 있다.

따라서 본 연구에서는 패드와 웨이퍼간의 돌기 접촉에 의한 탄성변형량을 고려하여 평균 유동 모델을 CMP에 적용하고자 한다. 이를 위해 패드의 3차원 거칠기 데이터를 수치적으로 생성시키고 영향 함수법(influence function)을 이용한 3차원 거친 표면에 대한 반무한체 접촉해석을 수행하여 패드 돌기의 탄성변형량을 계산한다. 이러한 정보로부터 평균 Reynolds 방정식을 적용하여 연질 패드의 거칠기에 따른 유동계수를 계산하고 유효 해석을 통해 힘-모멘트 평형을 고려하여 패드와 웨이퍼간에 발생하는 압력 및 유막두께를 계산하였다. 파라미터 스터디로서 외부하중, 패드 및 웨이퍼의 상대 회전속도, 그리고 패드 거칠기와 같은 CMP 파라미터들에 대한 CMP의 성능평가를 해석적으로 수행하였다. 이러한 연구 결과는 패드의 탄성변형을 고려한 유동계수를 적용한 혼합유효 해석 모델을 적용함으로써 기존 CMP 공정의 시뮬레이션 수준을 향상시킬 것으로 기대되며 그간 미진했던 패드 돌기의 형상 설계에도 많은 도움이 될 것으로 사료된다.

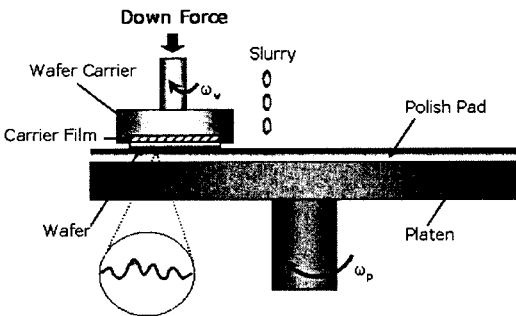
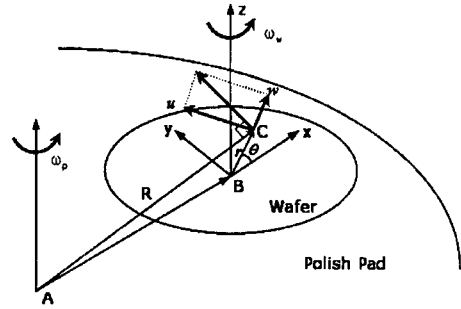


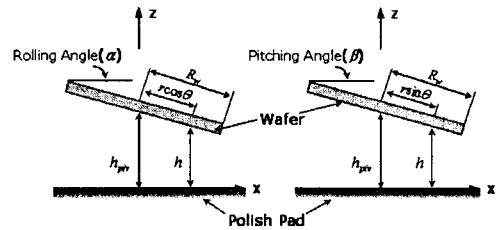
Fig. 1. Schematic of CMP process.

2. 슬러리 유동 모델

Fig. 2는 CMP 유동해석을 위한 패드와 웨이퍼의 좌표계와 형상을 도시한 것이다. Fig. 2(a)에 보인 바와 같이 실린더 좌표계를 도입하였으며 웨이퍼의 반경을 R_w , 패드와 웨이퍼 회전 중심축간의 거리를 R_d 라 두었다. 연마패드의 회전축으로부터 R 만큼 떨어진



(a) Cylindrical coordinate for CMP



(b) Geometry of wafer state during CMP

Fig. 2. Schematic of CMP system.

연마패드 위의 임의의 점을 C 라 하면, u 와 w 는 그 점에서의 웨이퍼 원주방향(θ)과 반경방향(r)의 속도성분이고 ω_w 와 ω_p 는 각각 웨이퍼와 패드의 회전속도를 나타낸다. C 점에서 패드의 속도 u 와 w 는 다음과 같다.

$$u = (r + R_d \cos \theta) \cdot \omega_p \quad (1)$$

$$w = R_d \sin \theta \cdot \omega_p \quad (2)$$

Fig. 2(b)에 도시한 바와 같이, h_{piv} 를 웨이퍼 피벗점에서의 유막두께라 정의하면, 웨이퍼 면 임의의 점에서의 유막두께 h 는 h_{piv} 와 롤링각(rolling angle) α 및 피칭각(pitching angle) β 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$h = h_{piv} - r \sin \alpha \cos \theta - r \cos \beta \sin \theta \quad (3)$$

웨이퍼와 표면거칠기를 고려한 거친 패드간의 유효해석에 적용될 수 있는 평균 레이놀즈 방정식(average Reynolds equation)을 실린더 좌표계로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi_\theta h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu \left\{ \tilde{v}_r \frac{\partial(rh)}{\partial r} + \sigma \tilde{v}_r \frac{\partial(r\phi_r)}{\partial r} + \tilde{v}_\theta \frac{\partial h}{\partial \theta} + \sigma \tilde{v}_\theta \frac{\partial \phi_\theta}{\partial r} \right\} \quad (4)$$

여기서 μ 는 슬러리 점도이고, p 는 압력, $(\tilde{v}_r, \tilde{v}_\theta)$ 는 상대 미끄럼 속도 성분, σ 는 두 표면의 상대 거칠기에 대한 표준 편차로서 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 와 같다. ϕ_r 와 ϕ_θ 는 각각 θ 와 r 방향의 압력유동계수(pressure flow factor)이고 ϕ_s 는 전단유동계수(shear flow factor)로서 식 (14)와 (16)에 각각 정의된다. 식 (3)을 식 (4)에 대입한 이산화된 평균 레이놀즈 방정식에는 피벗점의 유막두께 h_{piv} 와 두 자세각 α 와 β 가 미지수가 되며, 이를 풀기 위해서 부가 하중 W 와 유막 압력에 의한 총합력이 같고 자세각 방향으로의 두 회전 모멘트가 각각 영이 되어야 하는 다음의 구속 조건을 이용한다.

$$\frac{1}{\pi R_w^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{R_w} p(r, \theta) r dr d\theta = W \quad (5)$$

$$\int_0^{2\pi} \int_0^{R_w} p(r, \theta) r \sin \theta r dr d\theta = 0 \quad (6)$$

$$\int_0^{2\pi} \int_0^{R_w} p(r, \theta) r \cos \theta r dr d\theta = 0 \quad (7)$$

본 연구에서는 식 (4)와 구속 조건인 식 (5)-(7)을 수치적으로 풀기 위하여 유한 차분법(finite difference method)를 적용하였으며 뉴턴 랩슨 법을 이용하여 세 미지수에 대한 해를 구하였다. 표 1은 시뮬레이션에 사용된 입력 변수들을 나타낸다.

Table 1 CMP parameters used in the simulation.

Parameters	Values
Applied pressure, W	10-40 KPa
Radius of wafer, R_w	50 mm
Wafer angular speed, ω_w	60 rpm
Pad angular speed, ω_p	60 rpm
Distance between wafer and pad centers, R	150 mm
Slurry viscosity, μ	0.005 Pa·s
Pad roughness, σ	10-20 μ m

3. 유동 계수

3.1 거친 표면의 생성

CMP에 대한 평균 유동 모델에 대한 해석을 위해서는 패드 표면 거칠기에 대한 정보가 필요하다. 본 연구에서는 3차원 거친 표면을 수치적 기법을 이용하여 생성하였다. 표면 구조의 통계적 물성치는 자기상관함수 (autocorrelation function, ACF)와 확률밀도 함수(Probability density function)로부터 특정 지워질 수 있고 이 두 함수를 이용하여 원하는 표면을 생성시킬 수 있다[15,16]. 표면의 자기상관함수는 식 (8)과 같이 정의된다.

$$R(\lambda_x, \lambda_y) = E\{z(x, y), z(x + \lambda_x, y + \lambda_y)\} \quad (8)$$

여기서 E 는 기대 연산자(expectancy operator)이고 λ_x 와 λ_y 는 각각 x 와 y 축 방향의 자기상관길이 (autocorrelation length)이다.

확률밀도함수는 거칠기 높이의 분포에 관계하여 정규분포 또는 비정규분포로 구분할 수 있다. 식 (9)에 정규분포에 대한 확률밀도함수를 나타내었으며 이 경우에 거칠기 높이의 표준편차와 평균치를 부여하여 원하는 거칠기 높이분포를 구할 수 있다.

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} \exp\left\{-\frac{(z - \bar{z})^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (9)$$

여기서 z 는 거칠기 높이이며 \bar{z} 는 거칠기 높이의 평균값을 나타낸다. Fig. 5(a)는 본 연구에서 생성한 등방성이며 정규분포를 가지는 표면을 도시한 것이다.

3.2 압력 유동 계수 ϕ_x

유동 계수는 Fig. 3에 도시되어 있는 바와 같이 전체 유효영역에 비해서는 매우 작지만 많은 돌기들을 포함하고 있는 미소 면적에서의 수치 시뮬레이션을 통해 얻을 수 있다. 따라서 식 (4)의 압력 유동 계수 ϕ_r 와 ϕ_θ 값은 Fig. 3에 도시한 사각 면적에 대한 ϕ_x 와 ϕ_y 의 값으로 대체하여 적용할 수 있다.

압력 유동 계수 ϕ_x 를 얻기 위해 순수 구름조건 $U_1 = U_2 = \bar{U}$ 으로 가정하여 다음의 식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \bar{U} \frac{\partial h_r}{\partial x} + \frac{\partial h_r}{\partial t} \quad (10)$$

$$h_r = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (11)$$

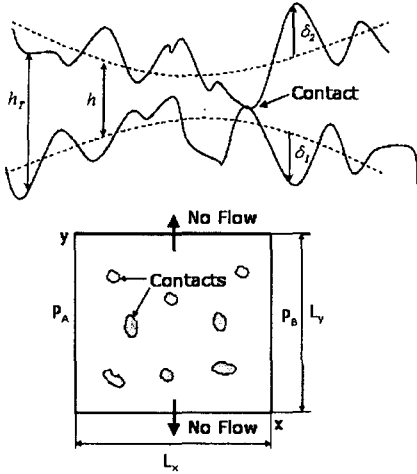


Fig. 3. Model for flow factor simulation.

여기서 국부 유막 두께 h_r 는 거친 두 표면 사이의 공칭유막두께 h 와 두 표면 거칠기 높이 δ_1 과 δ_2 의 합으로 정의된다. δ_1 과 δ_2 는 각 표면에서의 위치함수이지만 표면의 이동은 기준 면에 대해 시간에 독립적인 항으로 표현할 수 있고 이를 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (12)$$

ϕ_x 를 얻기 위한 경계조건은 다음과 같다.

- 1) $p=p_A$ at $x=0$
- 2) $p=p_B$ at $x=L_x$
- 3) $\partial p/\partial y=0$ at $y=0, y=L_y$
- 4) No flow at contact points.

주어진 경계조건을 적용하고 식 (12)을 풀어 압력을 계산한다. 식 (13)에 의해 압력유동계수 ϕ_x 를 얻을 수 있다.

$$\phi_x = \frac{\frac{1}{L_y} \int_0^{L_y} \frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} dy}{\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x}} \quad (13)$$

여기서, $\bar{\partial p/\partial x} = (p_B - p_A)/L_x$.

3.3 전단 유동 계수 ϕ_s

전단 유동 계수 ϕ_s 는 미끄럼 운동하는 표면의 거칠기로 인한 추가적 유동을 고려한 계수이다. ϕ_s 를 구하기 위해서 압력 유동 계수에서 사용된 모델 베

어링을 이용하여 동일한 가정을 적용하고, 미끄럼 운동으로 인한 돌기의 뒷부분에서 발생하는 캐비테이션(cavitation)은 없다고 가정한다. 구름 속도를 영(0)으로 가정하고 다음과 같은 경계조건을 적용하여 풀면 압력을 구할 수 있고 평균 유량은 국부 유량을 평균함으로써 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

- 1) $p=p_A$ at $x=0, x=L_x$
- 2) $\partial p/\partial y=0$ at $y=0, y=L_y$
- 3) No flow at contact points

$$\bar{q}_x = \frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left(-\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (14)$$

평균 압력 구배와 구름 속도가 영이므로 미끄럼으로 인한 추가적인 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{q}_x = \frac{U_s}{2} \sigma \phi_s \quad (15)$$

여기서 $U_s = U_1 - U_2$ 이고 식 (14)와 (15)로부터 전단 유동 계수 ϕ_s 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\phi_s = \frac{2}{U_s \sigma} \frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left(-\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (16)$$

3.3 접촉 해석

이상과 같이 Patir 와 Cheng[13,14]은 거칠기 효과를 반영할 수 있는 유동계수와 평균 압력의 항으로 평균 유동 모델을 제시하였지만 유동 계수의 계산시 돌기의 탄성변형을 고려하지 않았다. CMP에 대한 보다 정확한 해석을 위해서는 패드 돌기와 웨이퍼간의 직접 접촉에 의한 탄성변형을 고려하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 기본적으로 영향함수(influence function)를 이용한 방법으로 3차원 접촉해석을 수행하였다[17,18].

패드와 웨이퍼의 접촉은 탄성 반무한 거친 표면과 강체면과의 접촉으로 모델링 할 수 있다. 부가 하중에 의해 변형 후의 두 표면간의 간극은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$f(x, y) = e(x, y) + u(x, y) - d \quad (17)$$

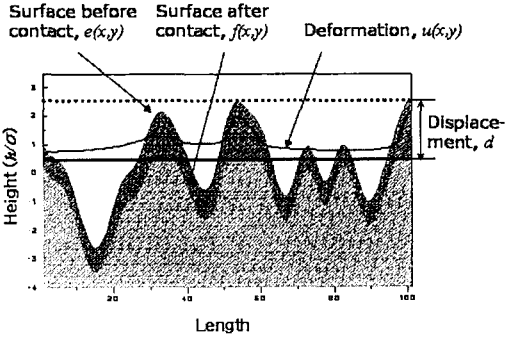
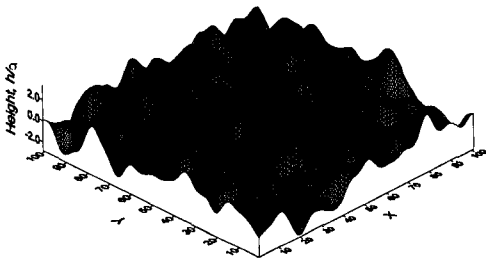
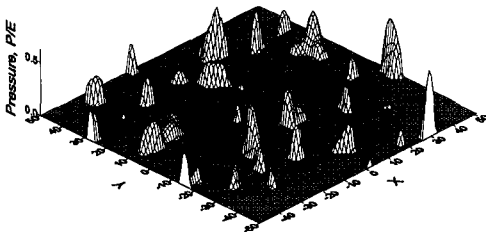


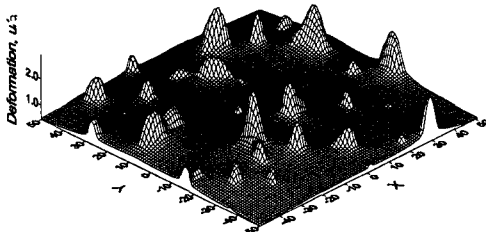
Fig. 4. Surface profiles before and after contacts.



(a) Gaussian surface geometry



(b) Surface pressure



(c) Surface deformation

Fig. 5. Contact analysis results for 3D rough surface.

여기서 $e(x,y)$ 는 Fig. 4에 도시한 바와 같이 변형 전의 두 표면간의 형상함수이고 $u(x,y)$ 는 탄성 변형량, d 는 유효강체변위(effective rigid plane displacement)이다.

접촉 영역 Ω 에서는 $f(x,y)=0$ 라는 조건을 만족해야 하므로 식 (17)을 Boussinesq 해의 항으로 다시 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(x',y')}{\{(x-x')^2 + (y-y')^2\}^{3/2}} = d - e(x,y) \quad (18)$$

이 식은 다음과 같이 이산화시킬 수 있다.

$$C_1 \sum_{j=1}^k F_{ij} P_j = d - e(x,y) \quad (19)$$

여기서, $C_1 = (1-\nu_1^2)\pi E_1 + (1-\nu_2^2)\pi E_2$ 이고 k 는 접촉영역 Ω 에 있는 사각조각면의 수이고 F_{ij} 는 요소 j 에서의 수직분포하중에 의한 요소 i 에서의 영향을 나타내는 영향함수(influence function)이다.

Fig. 5는 이상의 방법을 통한 접촉해석 결과의 한 예로, 강체면이 등방성의 정규분포 특성을 가지는 3차원 거친 표면 위를 $h/\sigma=0.5$ 까지 가압하였을 때의 결과를 도시한 것이다

4. 결과 및 고찰

Fig. 6는 등방성 정규분포 표면에 대하여 h/σ 에 따른 유동계수의 결과를 도시한 것이다. 이 그래프의 각 점들은 동일한 통계적 거칠기 값을 갖지만 서로 다른 10개의 표면을 평균하여 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 강체 표면이라 가정된 시뮬레이션의 결과와 Patir의 결과가 서로 좋은 일치를 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 6(a)는 압력 유동 계수의 결과를 나타낸 것인데, h/σ 가 증가함에 따라 점근적으로 1에 가까워짐을 알 수 있다. 이것은 유막 두께가 증가하면 거칠기의 영향은 감소하며 매끈한 표면의 윤활 특성과 유사해지는 것을 의미한다. 반면, 혼합윤활 영역에서의 ϕ_x 값은 h/σ 에 따라 매우 민감하게 변화함을 알 수 있다. 돌기의 탄성변형을 고려한 경우와 강체라 가정된 경우를 비교하면 탄성 변형을 고려한 경우가 보다 높은 압력 유동계수의 값을 보임을 알 수 있다. 이는 Fig. 4에서 보인 바와 같이 탄성변형 후의 유막 두께가 커지기 때문인 것으로 사료된다.

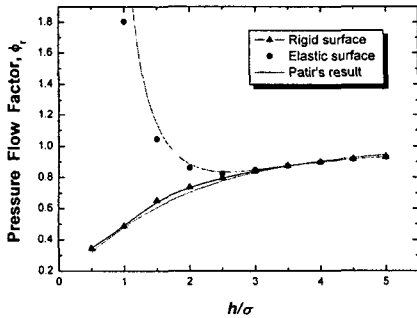
Fig. 6(b)의 전단 유동 계수에 대하여, 일반적으로 CMP의 경우 거친 패드의 속도가 매끄러운 웨이퍼의

속도보다 높기 때문에 본 연구에서는 거친 표면이 매끄러운 표면 위를 움직이는 것으로 가정하였으며, 따라서 전단 유동 계수는 양의 값으로 나타난다. 그림에서 보는 바와 같이 전단 유동 계수는 높은 h/σ 값에서는 0의 값에 수렴하지만 h/σ 값이 감소함에 따라 어떤 일정한 점까지는 증가하다가 다시 급격히 0으로 감소함을 알 수 있다. 이러한 거동은 혼합윤활 영역에서 접촉점의 수가 많아지는 것에 기인한다. 탄성 변형의 경우는 h/σ 가 감소함에 따라 ϕ_s 값이 강체인 경우보다 낮은 값을 보임을 알 수 있는데, 이는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 탄성인 경우가 강체인 경우보다 유막두께가 크에도 불구하고 탄성변형된 표면 돌기의 기울기(slope)가 완만해지면서 유체를 끌고 가는 효과가 감소하기 때문으로 사료된다.

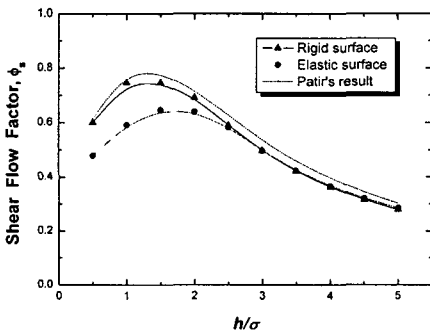
Fig. 6(a)에 보인 압력 유동 계수의 결과를 커브피팅 하여 나타낸 결과는 다음과 같다.

$$\phi_{s,rigid} = 0.1002 + 0.83876(1 - e^{-H/1.5646}) \quad (20)$$

$$\phi_{s,elastic} = 60.3924e^{-H/0.26562} + 0.0111H + 0.8173 \quad (21)$$



(a) Pressure flow factor



(b) Shear flow factor

Fig. 6. Flow factors for gaussian and isotropic surface.

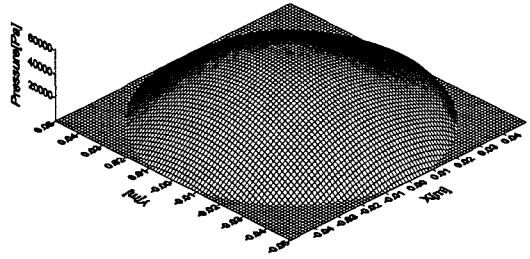


Fig. 7. Computed 3D slurry pressure.

Fig. 6(b)의 전단 유동 계수의 커브피팅 결과는 다음과 같다.

$$\phi_{s,rigid} = 1.4518H^{0.8362}e^{-0.8084H+0.03957H^2} \quad (22)$$

$$\phi_{s,elastic} = 0.9795H^{0.8229}e^{-0.5821H+0.01008H^2} \quad (23)$$

여기서, $H = h/\sigma$ 이고 $0.5 \leq H \leq 5$ 이다.

Fig. 7은 매끄러운 패드 면에 부가하중 $W=30\text{kPa}$ 인 경우 계산된 슬러리 유체 압력 분포를 도시한 것이다. 패드와 웨이퍼 사이에 발생된 압력 분포는 포물선 형태로 거의 대칭적으로 나타나는데 이는 $r=0$ 에서 모멘트 평형조건을 만족하기 때문이다. 압력은 웨이퍼 끝단에서부터 증가하여 웨이퍼 중심근처에서 61.7kPa 의 최대 압력이 나타났다.

Fig. 8-11은 부가 하중, 패드의 표면 거칠기, 그리고 패드의 탄성변형을 고려했는지 여부에 따른 슬러리 유막 두께와 웨이퍼 자세각의 변화를 도시한 것이다.

Fig. 8은 부가 하중에 대한 피벗점의 유막 두께 변화를 도시한 것이다. 피벗점의 유막 두께는 패드와 웨이퍼간의 평균 유막 두께를 의미한다. 그림에서 보는 바와 같이 피벗점의 유막 두께는 부가하중이 증가함에 따라 감소함을 알 수 있다. 또한 패드의 표면 거칠기가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있는데, 이는 낮은 유막 두께 비($H = h/\sigma$)에서 거칠기의 영향이 더 커지기 때문으로 생각된다. 패드 돌기의 탄성을 고려한 경우의 피벗점의 유막 두께는 그렇지 않은 경우보다 다소 높게 나타났는데, 이는 Fig. 4에서 보인 바와 같이 탄성 돌기 패드가 더 큰 유막두께를 유지하고 있기 때문으로 사료된다.

Fig. 9와 10은 각각 부가 하중에 대한 피칭각과 롤링각의 변화를 도시한 것이다. 피칭각은 웨이퍼가

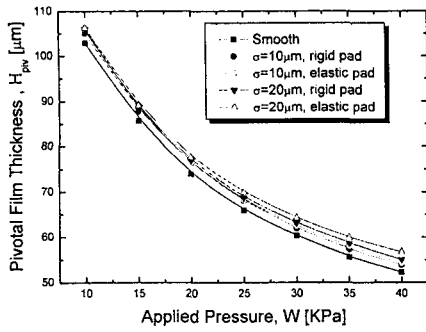


Fig. 8. Comparison of pivotal film thickness as a function of applied pressure.

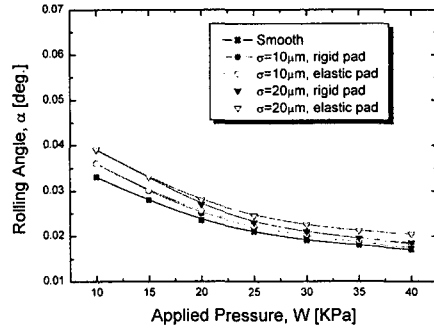


Fig. 10. Comparison of rolling angle as a function of applied pressure.

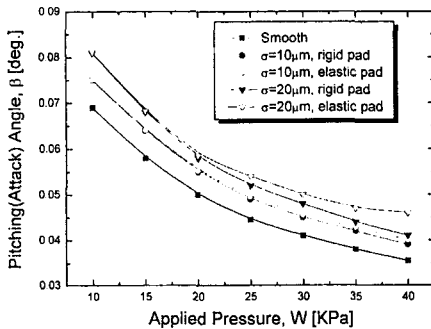


Fig. 9. Comparison of pitching(attack) angle as a function of applied pressure.

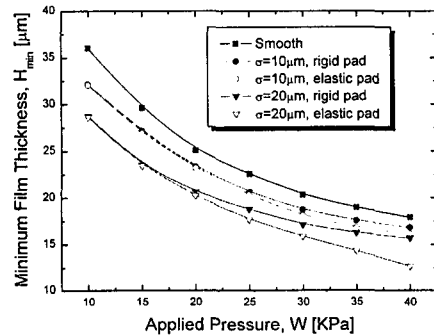


Fig. 11. Comparison of minimum film thickness as a function of applied pressure.

슬러리의 유동방향으로 기울어진 각, 즉 어택 각(attack angle)이라고도 하는데, 피칭각에 의해 발생한 슬러리 유동을 통해 웨이퍼에 작용하는 하중을 주로 지지할 수 있게 된다. Fig. 9에서 피칭각은 부가 하중이 증가함에 따라 감소하고 패드의 거칠기가 거칠수록 피칭각이 커짐을 알 수 있다. 또한 탄성 돌기 패드인 경우의 피칭각이 그렇지 않은 경우보다 높게 나타나는데, 특히 $\sigma=20\mu\text{m}$ 인 경우를 살펴보면 낮은 하중하에서는 피칭각의 변화가 큰 차이를 보이지 않으나 하중이 높아 질수록 피칭각의 차이가 큼을 알 수 있다. 이는 Fig. 6에서 보인 바와 같이 낮은 유막 두께비에서 유동 계수의 차이가 크기 때문인 것으로 사료된다. 이와 반면에 $\sigma=10\mu\text{m}$ 인 경우는 해석 전 하중 범위에서 탄성 여부에 따른 피칭각의 변화가 크지 않는데, 이 경우는 유막두께 비가 높은 경우의 유동계수가 적용되어 그 차이가 크기 않음에 기인한다. Fig. 10의 롤링각의 경우는 피칭각과 비교해서 패드의 표면 거칠기나 돌기 탄성 여부에 따라 큰 차이가 나타나지 않는데, 이는 롤링각은

단지 압력 분포의 대칭에만 영향을 미치기 때문으로 생각된다.

Fig. 11은 부가 하중에 따른 최소 유막 두께의 변화를 도시한 것이다. 패드의 표면 거칠기가 증가함에 따라 임의의 하중에서 최소 유막 두께가 감소하는 정도가 Fig. 8의 피벗점의 유막 두께의 경우보다 훨씬 더 큼을 알 수 있는데, 이는 Fig. 9의 피칭각의 영향이다. 돌기 탄성을 고려한 경우의 최소 유막 두께가 그렇지 않은 경우 보다 더 낮게 나타나는데, 특히 $\sigma=20\mu\text{m}$ 인 경우 높은 하중에서 그 차이가 두드러짐을 알 수 있다. 이는 피벗점의 유막 두께보다 피칭각의 영향, 즉 돌기 탄성의 고려 여부에 따른 유동 계수의 영향이 더 지배적인 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 CMP에 대하여 패드 돌기의 탄성 변형을 고려한 혼합윤활 해석을 수행 하였다. 이를 위해 수치적 방법을 통해 등방성의 정규분포 특성을

갖는 3차원 거친 표면을 생성하여 패드 돌기의 탄성 변형을 고려한 유동계수를 계산하였고 평균 레이놀즈 방정식을 이용하여 웨이퍼의 자세각과 유막 두께를 계산하였다. 유동 계수의 경우 탄성 변형 후의 유막 두께의 증가 및 돌기 기울기의 감소에 따른 영향으로 돌기 탄성을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우의 차이가 큼을 확인 할 수 있었다. 패드의 표면 거칠기가 증가함에 따라 피벗점의 유막 두께는 증가하지만 피칭각의 변화가 더 크기 때문에 최소 유막 두께는 오히려 감소함을 알 수 있었다. 또한 돌기 탄성을 고려한 경우의 최소 유막 두께가 그렇지 않은 경우 보다 작음을 확인 할 수 있었는데, 특히 높은 하중이 작용하는 영역, 즉 유막 두께비가 작은 영역에서 그 차이가 큼을 알 수 있었다.

6. 참고 문헌

1. Martinez, M.A. Chemical mechanical polishing: route to global planarization. *Solid State Technol* 1991;5:26-31.
2. Li, S.H., Miller, R.O. *Chemical mechanical polishing in silicon processing. Semiconductors and Semimetals*, 2000. NY: Academic Press.
3. Zhao, Y., Chang, L. A micro-contact and wear model for chemical-mechanical polishing of silicon wafers. *Wear* 2002;252:220-226.
4. Nanz, G., Camilletti, L.E. Modeling of Chemical-Mechanical Polishing: A Review. *IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing* 1995;8(4):382-389.
5. Yu, Y., Yu, C.C., Orłowski, M., A. Statistical polishing pad model for chemical mechanical polishing. *IEEE IEDM. Washington DC, Dec., 1993.* 865-868.
6. Larsen-Basse, J., Liang, H. Probable role of abrasion in chemo-mechanical polishing of tungsten. *Wear* 1999;233-235:647-654.
7. Liu, C., Gai, B., Tseng, W., Yeh, C. Modeling of the wear mechanism during chemical mechanical polishing. *J. Electrochem. Soc* 1996;142(2):716-721.
8. Rubbels, S.R., Eyman, L.M. Tribology analysis of chemical-mechanical polishing. *J. Electrochem. Soc* 1994;141(6):1698-1701.
9. Rubbels, S.R. Featured-scale fluid-based erosion modeling for chemical-mechanical polishing. *J. Electrochem. Soc* 1994;141(7):1900-1905.
10. Sundararajan, S., Thakurta, D.G. Two-dimensional wafer-scale chemical-mechanical planarization models based on lubrication theory and mass transport. *J. Electrochem. Soc* 1999;146(2):761-766.
11. Tichy, J., Levert, J.A., Shan, L., Danyluk, S. Contact mechanics and lubrication hydrodynamics of chemical-mechanical polishing. *J. Electrochem. Soc* 1999;146(4):1523-1528.
12. Jeng, Y.R., Tsai, H.J. Improved model of wafer/pad powder slurry for CMP. *J. Electrochem. Soc* 2003;150(6):348-354.
13. Patir, N., Cheng, H. S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic Lubrication. *ASME, J. Lubri. Tech* 1978;100:12-17.
14. Patir, N., Cheng, H. S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. *ASME, J. Lubri. Tech* 1979;101:220-230.
15. Nayak, P.R. Random pressure model of rough surfaces. *ASME, J. Lubri. Tech* 1971; 93(3) :398-407.
16. Patir, N. A numerical procedure for random generation of rough surfaces. *Wear* 1987; 47:263-277.
17. Kim, T.W., Koo, Y.P., Cho, Y.J. The elastic contact analysis of 3D rough surface of nongaussian height distribution. *J. KSPE* 2001;18(10) :53-60
18. Ren, N., Lee, S.C. The effects of surface roughness and topography on the contact behavior of elastic bodies. *ASME J. Tribology* 1994;116(4), 804-811