

질량 유량계 센서관에서의 열전달 현상에 대한 수치적 해석 및 실험적 연구

장석필* · 김성진** · 최도형***

Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer Phenomena in a Sensor Tube of a Mass Flow Controller

Seok Pil Jang, Sung Jin Kim, and Do Hyung Choi

Key Words : Mass flow controller(질량유량계), Heatlines(열선), Thermal mass flow meter(열식 질량 유량계)

Abstract

As a mass flow controller is widely used in many manufacturing processes for controlling a mass flow rate of gas with accuracy of 1%, several investigators have tried to describe the heat transfer phenomena in a sensor tube of an MFC. They suggested a few analytic solutions and numerical models based on simple assumptions, which are physically unrealistic. In the present work, the heat transfer phenomena in the sensor tube of the MFC are studied by using both experimental and numerical methods. The numerical model is introduced to estimate the temperature profile in the sensor tube as well as in the gas stream. In the numerical model, the conjugate heat transfer problem comprising the tube wall and the gas stream is analyzed to fully understand the heat transfer interaction between the sensor tube and the fluid stream using a single domain approach. This numerical model is further verified by experimental investigation. In order to describe the transport of heat energy in both the flow region and the sensor tube, the Nusselt number at the interface between the tube wall and the gas stream as well as heatlines is presented from the numerical solution.

	기호설명	
C_p	: 비열	T_{sur}
H	: Heatfunction	U_{mean}
h_{eq}	: Equivalent heat transfer coefficient	
k_f	: 기체 열전도도	
k_s	: 관 벽면 열전도도	
\dot{M}	: 질량 유량	
\dot{Q}	: 열원	
q_{source}	: Heat flux	
T_{down}	: Downstream 온도	
T_{up}	: Upstream 온도	
T_{inlet}	: Inlet 온도	

T_{sur} : 외부 온도
 U_{mean} : 평균 속도

1. 서론

화학 반응공정 및 연소 실험 등에서 열식 질량 유량계(Thermal Mass Flow Meter)는 1% 미만의 정밀도를 유지하면서 질량 유량을 측정 및 조절하는 장치로 널리 사용되고 있다⁽¹⁻³⁾. 특히 열식 유량계는 반도체 제조 공정에서 정확한 질량 유량을 제어하기 위해 사용되는 장치이다. 기존 유량계는 Orifice, Rotary, Swirl, Ultra-sonic 및 Turbine 등 여러 가지 방식을 이용하고 있으며 이런 유량계의 단점은 질량유량을 직접 측정하지 못하므로 부피유량이나 속도를 측정하여 질량유량을 다시 계산해야 한다는 것이다⁽³⁾. 따라서 질량 유량을 계산하기 위해서는 온도나 압력 등의 변수를 고려해야 하기 때문에 정확한 질량 유량을 측정하기가 어렵다. 하지만 열식 질량유량계는 다른 변수를 고려하지 않고 질량유량을 바로 측정할 수 있다는 장점을

* 한국과학기술원 기계공학과 대학원

** 한국과학기술원 기계공학과

*** 한국과학기술원 기계공학과

가지고 있다. 따라서 질량 유량의 측정에 있어 매우 높은 정밀도를 가진다.

일반적으로 열식 질량유량계는 센서관, Main tube, 그리고 Control valve 로 구성되어 있다^(4,5). 열식 질량유량계에서 가장 중요한 부분인 센서관은 대개 가늘고 긴 316L Stainless steel tube 로 만들어져 있다. 대략 외경은 1mm 이하이며 길이는 60mm 이하의 관이다⁽⁶⁾. 센서관에는 열을 가하기 위한 heating wire 와 온도를 측정하기 위한 wire 가 감겨져 있다. 질량 유량은 질량 유량의 변화에 따른 센서관 표면의 온도 분포 변화를 측정하여 구한다.

열식 질량유량계의 유량범위를 결정하는 것은 Main tube 안에 있는 층류소자 이다. 다양한 형상의 층류소자는 Main tube 의 유동 저항을 결정짓는 역할을 한다. 따라서 Main tube 안의 압력 강하는 층류소자의 Permeability 에 의해 영향을 받으며 Main tube 와 센서관으로 나뉘어지는 유량비율을 결정한다. Fig. 1 은 전형적인 열식 질량유량계의 개략적인 형태이다.

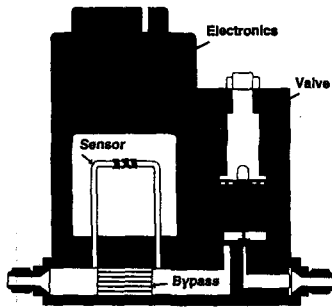


Fig. 1 Schematic diagram of an MFC

열식 질량 유량계에 관한 연구는 Tomas(1911)에 의해 시작되었으며⁽⁷⁾. 그 후 많은 연구자들이 센서관에서의 열전달 현상에 대한 연구를 진행해왔다. 최근 여러 가지 가정을 이용하여 MFC 센서관에서 일어나는 열전달 문제를 단순화 하여 간단한 해를 제시하려는 노력이 있어 왔다. Komiya (1988)⁽⁸⁾는 축방향의 1차원 해석해를 제시 했으며, Tison(1996)⁽⁹⁻¹⁰⁾는 질량 유량에 따른 Heater 의 Upstream 과 Downstream 에서 센서관 온도차이에 대한 관계를 식 (1)로 표현하였다.

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{C_p(T_{up} - T_{down})} \quad (1)$$

첫번째 가정은 센서관에서 반지름 방향으로 온도 구배가 없다는 것이며, 두번째 가정은 센서관 양 끝단의 온도가 질량 유량에 관계없이 일정하다는 것이다. 세번째 가정은 센서관 벽면 온도와 기체

의 평균온도가 동일하다는 것이다.

또한 센서관에서의 열전달 현상을 1차원으로 가정한 Komiya(1988)⁽⁸⁾와 Tison(1996)⁽⁹⁻¹⁰⁾과는 다르게 Hinkle(1991)^(4,5)과 Rudent(1998)⁽⁶⁾는 2차원으로 각각 수치해와 해석해를 제시하였다. 하지만 이들도 몇 가지 가정을 사용하였다. 센서관 양 끝단의 경계조건은 Komiya 와 같은 조건을 사용하였으며, 특히 센서관 벽면과 기체 사이의 경계면에서 반지름 방향의 열전달을 고려하기 위해 Nusselt number 을 4.36 으로 사용하였다. 하지만 이 Nusselt number 은 관벽면의 경계조건이 열 유속이 일정할 일 때 사용하는 것이다. 그러므로 이런 가정들이 물리적으로 올바르다고 할 수 없다.

이번 논문에서는 질량 유량계 센서관에서의 열전달 현상을 수치적 해석 및 실험적 방법으로 연구하였으며 위에서 언급한 기존 연구들에서 채택한 몇 가지 가정들이 타당한 것인지에 대해서도 검토하였다. 또한 수치적 해석에서 센서관의 표면 온도 분포를 예측하기 위해 관벽면 부분과 기체 유동 부분을 하나의 수치 계산 영역으로 하는 Conjugate heat transfer 문제를 해석하였다. 또한 수치적 결과는 실험적으로 검증하였으며 기존에 구하지 못한 반지름 방향의 온도분포를 수치적으로 구하였다. 마지막으로 센서관 내에서의 열전달 현상을 설명하기 위해 Nusselt number 및 Heatlines 의 분포를 제시하였다.

2. 수학적 모델

2.1 문제 정의 및 모델

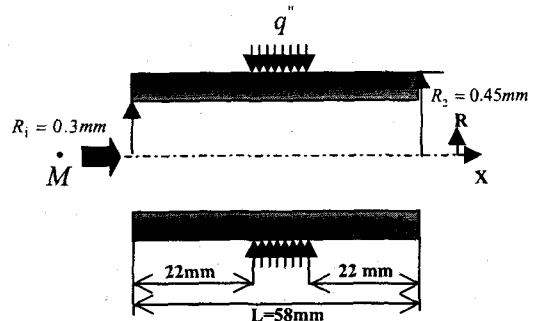


Fig. 2 Schematic diagram of a physical model

Fig. 2 는 센서관의 모델이다. 센서관에서의 유동은 Fully developed flow 로 가정하며 열적으로는 Developing flow 로 가정하였다⁽¹¹⁾. 또한 센서관 벽면과 기체의 열역학적 물성치는 일정하다고 가정

하였으며, 축대칭 좌표계를 사용하였다. 그리고 반도체 공정에서 가장 많이 사용되는 기체인 질소기체를 사용하여 센서관에서의 열전달 현상을 수치적으로 분석하였다

2.2 지배방정식 및 수치적 방법

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv) + \frac{\partial}{\partial x}(u) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (3)$$

$$u = 2U_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R_1^2} \right) \quad (4)$$

식(2)는 연속 방정식이며 식(3)은 운동량 방정식이다. 운동량 방정식으로부터 센서관에서의 속도 분포를 구할 수 있다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_f \cdot r \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \rho C_p u \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (5a)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_s \cdot r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) = 0 \quad (5b)$$

식(5a)와 식(5b)는 각각 기체 유동 영역과 관벽면에서의 에너지방정식이다. 에너지방정식을 풀기 위한 경계조건으로 다음과 같이 사용하였다. $x=0$ 인 기체 유동 영역에서 $T=T_{inlet}$ 관벽면에서는 $\frac{\partial T}{\partial x}=0$ 사용하였다. 또한 기존 Komiya (1988)와 Hinkle(1991)이 사용한 센서관 끝단에서 $T_s=T_f=T_{sur}$ 조건 대신에 $x \rightarrow \infty$ 일 때 $\frac{\partial T}{\partial x}=0$ 을 사용하였다. 그리고 외부로의 열손실을 고려하기 위해 Patankar (1980)⁽¹²⁾에 의해 제시된 Boundary heat flux 조건을 $r=R_2$ 에서 다음과 같이 사용하였다.

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = h_{eq}(T_s - T_{sur}) \quad (6a)$$

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} + q_{source} = h_{eq}(T_s - T_{sur}) \quad (6b)$$

경계조건(6a)는 센서관의 Upstream 영역과 Downstream 영역에서, 경계조건(6b)는 Heating 영역에서 사용하였다. 여기서 사용된 Equivalent heat transfer coefficient는 실험에 의해서 구해진 것이다⁽¹³⁾.

센서관에서의 유동영역과 관벽면에서 열의 흐름을 이해하기 위해 Heatfunction, $H(x, y)$ 을 정의하였다. $H=constant$ 인 Heatlines은 대류 영향까지 고려하여 열의 흐름을 나타내는 일반적인 기술이다⁽¹⁴⁾. Heatfunction의 정의는 다음과

같다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial H}{\partial r} = \rho C_p u T_f - k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (7a)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = r k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (7b)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial H}{\partial r} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (8a)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = r k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (8b)$$

식(7a)와 식(7b)는 기체 유동 영역에서의 Heatfunction 정의이며 식(8a)와 식(8b)는 관벽면에서의 Heatfunction 정의이다.

지배방정식은 Control-Volume-based Finite Difference Method을 사용하였다⁽¹⁵⁾. 관벽면과 기체 유동 영역의 경계면에서 열전도도의 불연속을 다루기 위해 Patankar(1980)에 의해 제시된 Harmonic mean conductivity을 사용하였다⁽¹²⁾.

에너지방정식 (5a), (5b)는 하나의 수치 영역에서 해석되었으며 이런 문제를 Conjugate heat transfer problem이라고 한다⁽¹⁶⁾. 수치해를 구하는 동안에 기체 유동과 관벽면의 경계면에서 다음과 같은 조건을 만족한다.

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{R_1} = k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \Big|_{R_1} \quad (9)$$

$$T_s \Big|_{R_1} = T_f \Big|_{R_1} \quad (10)$$

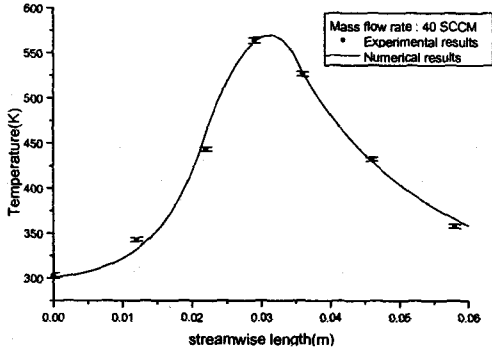
수치 계산에서 다음과 같은 조건을 만족할 때 온도장이 충분히 수렴했다고 가정한다.

$$\text{Max} \left| T^{n+1}(i, j) - T^n(i, j) \right| < 10^{-6} \quad (11)$$

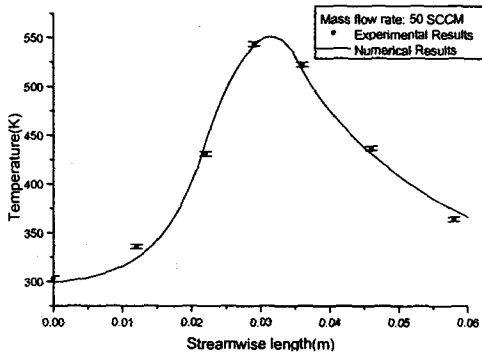
3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험장치 및 실험방법

Fig. 3은 실험장치를 나타낸 것이다. 기체는 99.9993%의 질소 기체를 사용하였으며 반도체 제조 공정의 조건을 고려하기 위해 배관용으로 ElectroPolishing이 처리된 Stainless steel tube을 사용하였다. Pressure tank에서 일정한 압력을 유지하기 위해 Pressure regulator와 Metering valve을 사용하였으며 0 SCCM에서 50 SCCM 범위의 질량유량을 10 SCCM씩 증가 시키면서 센서관으로 보내기 위해 UNIT사에서 생산된 UFC-8160을 표준 질량유량계로 사용하였다. 이 질량유량계의 Accuracy와 Repeatability는 각각 $\pm 1\%$ 및 $\pm 0.15\%$ 이다.



(d)



(e)

Fig.5 Comparison between experimental and numerical tube wall temperature profiles
 (a) 10 SCCM ; (b) 20 SCCM ; (c) 30 SCCM ; (d) 40 SCCM ; (e) 50 SCCM

수치결과와 실험결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 위의 결과에서 보면 센서관 표면 온도 분포곡선은 질량유량에 따라 축방향으로 기울어짐을 알 수 있다. 또한 질량유량이 클수록 Downstream 영역에서의 온도는 올라가고 Upstream 영역에서의 온도는 떨어짐을 알 수 있다. 따라서 센서관에서 Downstream 영역과 Upstream 영역의 온도차이는 유량에 따라 증가함을 알 수 있다. 이런 현상이 질량 유량계 센서관에서의 질량 유량을 측정하는 기본 원리이다.

실험 및 계산 결과에 의하면 10 SCCM 미만일 경우는 질량 유량에 관계없이 센서관 끝단의 온도가 일정하다고 할 수 있으나 10 SCCM 이상일 경우는 질량 유량에 따라 센서관 끝단의 온도가 상승함을 알 수 있다. 따라서 Komiya(1988)가 제시한 센서관 양 끝단의 온도가 유량에 관계없이 일정하다는 가정은 유량이 작을 경우에만 적합하다. Fig. 6은 질량 유량에 따른 센서관 끝단의 온도상승을 나타낸 것이다.

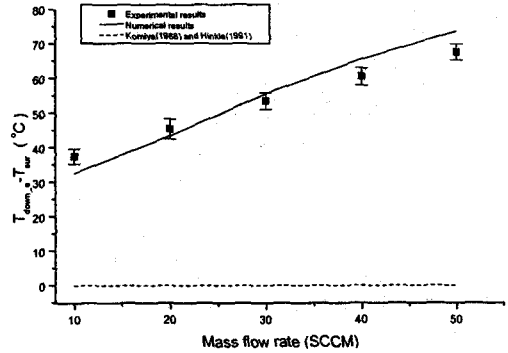
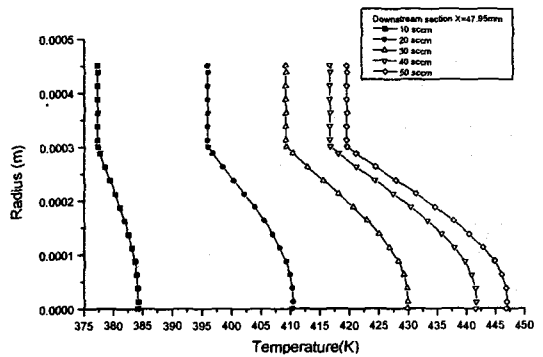
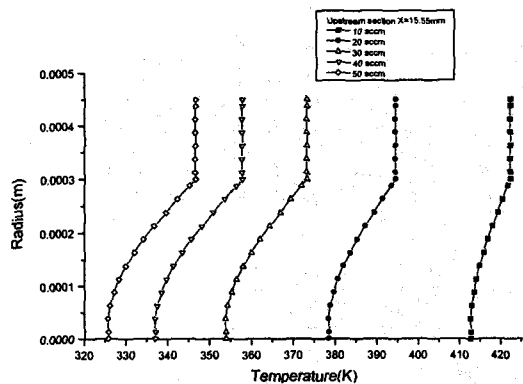


Fig.6 Relation between the temperature difference at the end of the downstream and the mass flow rate

4-2 센서관에서의 열전달 현상에 대한 분석



(a)



(b)

Fig.7 Relation between the temperature profile along the radial direction and the mass flow rate: (a) upstream section ($x = 15.55\text{mm}$); (b) downstream section ($x = 47.95\text{mm}$)

Fig. 7은 유량에 따른 Upstream 영역과 Downstream 영역에서 반지름 방향의 온도 변화를 나타낸 것이다. 결과에 의하면 Upstream 영역에서는 관벽면 온도가 기체 유동 영역의 온도 보다 크고 Downstream 영역에서는 반대 현상을 나타낸다. 또한 유량이 클수록 Downstream 영역에서의 온도는 떨어지고 Upstream 영역에서의 온도는 올라감을 알 수 있다

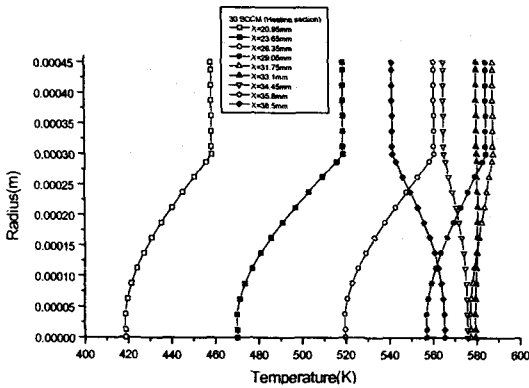
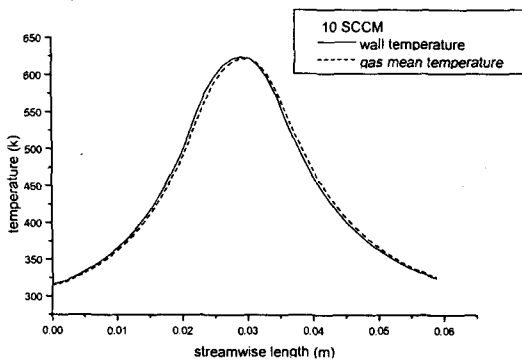


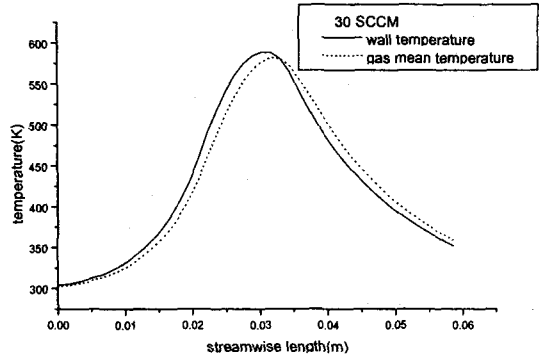
Fig.8 Temperature profiles along the radial direction with 30 SCCM

Fig. 8은 유량이 일정할 때 Heating 영역에서 반지름 방향의 온도를 나타낸 것이다. 온도 기울기의 부호가 Heating 영역의 끝단 부분에서 바뀌는 것을 알 수 있다.

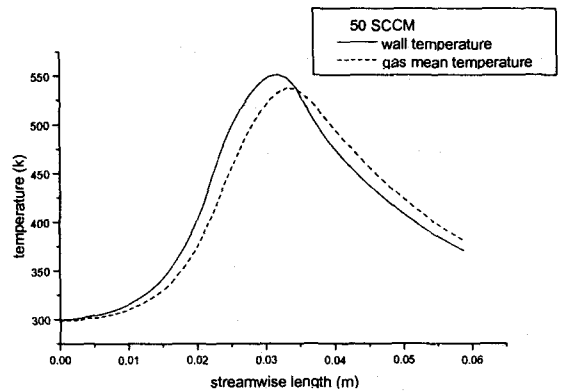
Fig. 9는 유량에 따른 기체 평균 온도와 관벽면 온도를 나타낸 것이다. 유량이 작을 경우 기체 평균 온도와 관벽면 온도가 비슷하나 유량이 10 SCCM 이상일 경우는 상당히 다름을 알 수 있다. 즉 반지름 방향으로 열의 이동이 존재함을 알 수 있다.



(a)



(b)



(c)

Fig.9 Comparison between the wall temperature and the gas mean temperature (a)10 SCCM ; (b) 30 SCCM ; (c) 50 SCCM

위의 결과에 의하면 열의 흐름은 Upstream 영역에서는 관벽면에서 기체 유동쪽으로 이동하고 Downstream 영역에서는 기체 유동 영역에서 관벽면쪽으로 이동함을 알 수 있다. 또한 열의 이동 방향이 바뀌는 부분은 Heating 영역의 끝단 부분임을 알 수 있다.

Fig. 10는 Local Nusselt number 을 나타낸 것이다. Upstream 영역과 Downstream 영역에서는 기존의 Hinkle(1991)과 Rudent(1998)가 사용한 4.36 과 유사한 4.5 정도의 결과를 얻었다 하지만 온도의 기울기가 바뀌는 Heating 영역에서는 더 이상 4.36 을 사용할 수 없음을 알 수 있다. Heating 영역에서 Local Nusselt number 가 발산하는 이유는 기체의 평균 온도와 관벽면의 온도의 차이가 상당히 작아지는 부분이 존재하기 때문이다.

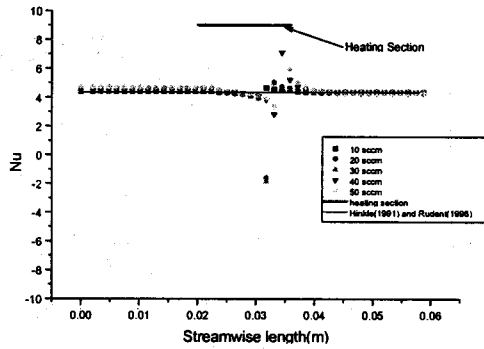
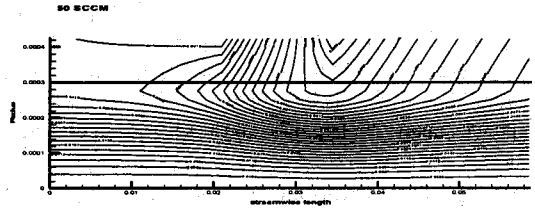


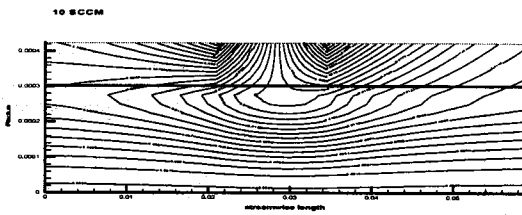
Fig.10. Local Nusselt number at the interface between the tube wall and the gas stream



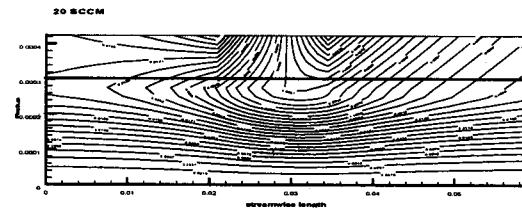
(e)

Fig.11 Heatlines in the sensor tube: (a) 10 SCCM ; (b) 20 SCCM ; (c) 30 SCCM ; (d) 40 SCCM ; (e) 50 SCCM

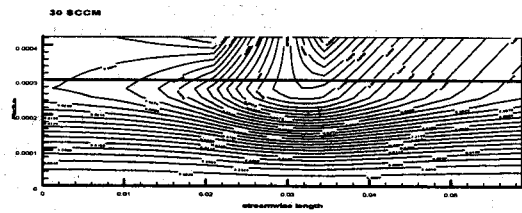
열의 흐름을 이해하기 위해 Fig. 11에서 Heatline 을 표시하였다. 결과를 보면 앞에서 설명한대로 열의 흐름을 잘 나타내고 있다. 열은 Upstream 영역에서 관벽면으로 부터 기체 유동 쪽으로 이동하고 Downstream 영역에서는 기체 유동 영역에서 관벽면쪽으로 이동함을 알 수 있으며 질량 유량이 클수록 이동하는 열의 양도 많아짐을 알 수 있다.



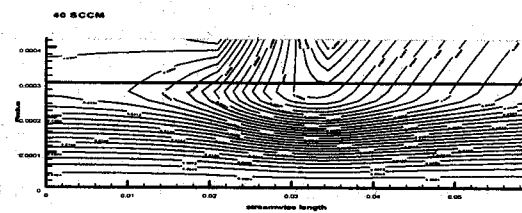
(a)



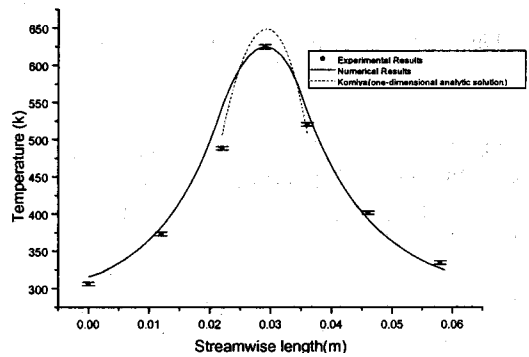
(b)



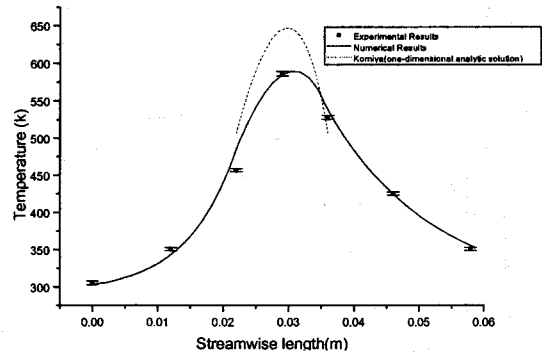
(c)



(d)



(a)



(b)

Fig.12 Comparison between results of Komiya and the present simulation
(a) 10 SCCM ; (b) 30 SCCM

Fig. 12 은 센서관 표면 온도 분포를 나타내는 Komiya 의 1 차원 해석해와 본 연구에서 제시된 계산치 및 실험치를 비교해 보았다. 10 SCCM 일 때는 유사한 형태를 나타내지만 10 SCCM 이상일 때는 전혀 맞지 않음을 알 수 있다. 이유는 10 SCCM 일때 반지름 방향의 열전달이 크게 작용하지 않아서 반지름 방향의 열전달을 무시한 Komiya 의 결과와 유사하게 나올 수 있었다. 하지만 10 SCCM 이상 일 때는 반지름 방향의 열전달이 센서관에서 중요하게 작용하기 때문에 Komiya 의 결과와 전혀 다르게 나옴을 알 수 있다. 따라서 작은 질량유량에서는 반지름 방향의 온도가 일정하다는 가정을 사용할 수 있지만 유량이 조금만 커지면 더 이상 반지름 방향의 온도가 일정하다는 가정을 사용할 수 없게 된다.

5.결론

본 연구에서는 실험 및 수치적 방법으로 열식 질량 유량계의 센서관에서 열전달 현상을 규명하였다. 특히 반도체 제조 공정에서 가장 많이 사용 중인 질소 기체를 사용하여 실험하였으며 센서관 표면 온도 및 열전달 현상을 규명하기 위해 적절한 수치 모델을 사용하여 계산하였다. 수치계산 결과는 실험에 의해 검증 되었으며 센서관에서의 열적인 흐름을 이해하기 위해 Heatline 과 Nusselt number 의 분포를 구했다.

센서관에서의 열전달 현상은 Heating wire 에서 발생한 열이 전도에 의해 관벽면을 따라 양끝단으로 전달되며 Upstream 영역에서는 관벽면에서 기체 유동쪽으로 열이 전달되고 Downstream 영역에서는 기체 유동에서 관벽면쪽으로 전달된다. 그리고 heating 영역 끝단 부분에서 열의 전달되는 방향이 바뀌어진다.

기존 가정 중에 유량과 관계없이 센서관 양끝단의 온도가 일정하다는 사실은 10 SCCM 이하의 작은 유량에서는 적용할 수 있으나 10 SCCM 이상에서는 사용할 수 없음을 알 수 있다. 또한 Nusselt number 가 4.36 이라는 가정은 Upstream 과 Downstream 영역에서 사용할 수 있지만 Heating 영역에서는 사용할 수 없음을 알 수 있게 되었다. 마지막으로 Komiya(1988)와 Tison(1996)이 사용한 가정 중 기체 평균 온도와 관벽면 온도가 같다는 사실 또한 작은 유량에서는 성립하지만 큰 유량에서는 잘못된 가정임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 중소기업 수탁연구과제 지원사업에서 수행된 결과이며 과학재단과 국가 지정 연구실

사업(열전달 제어 기술 연구실) 관계자 여러분에게 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Laub, J. H., 1957, "Measuring Mass Flow with the Boundary-Layer Flowmeter," *Control Eng.*, Vol. 4, pp. 112-117.
- (2) Hawk, C. E., and Baker, C.W., 1969, "Measuring Small Gas Flow into Vacuum System," *J. Vac. Sci. Technol.*, Vol.6 No.1, pp. 255-257
- (3) Benson, J. M., Baker, W.C., and E. Easter, 1970, "Thermal Mass Flowmeter," *Instrum. Control Syst.*, Vol. 43, pp. 85-87.
- (4) Hinkle, L. D., and Mariano, C. F., 1991, "Toward Understanding The Fundamental Mechanisms and Properties of the Thermal Mass Flow Controller," *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 9, No. 3, pp. 2043-2047.
- (5) Hinkle, L. D., 1991, "MFC Accuracy: Is Simple Gas Correction Enough?" *Semi. Int.*, pp. 68-69.
- (6) Rudent, P., and Navratil, P., 1998 "Design of a New Sensor for Mass Flow Controller Using Thin-Film Technology based on an Analytic Thermal Model," *J. Vac. Sci. Technol., A*, Vol.16, pp. 3559-3563.
- (7) Widmer, A. E., Fehlmann, R., and Rehwald, W., 1982, "A Calibration System for Calorimeter Mass Flow Devices," *J. Phys. E: Sci. Instrum.*, Vol. 15, pp. 213-220.
- (8) Komiya, K., Higuchi, F., and Ohtani, K., 1988, "Characteristics of a Thermal Gas Flowmeter," *Rev. Sci. Instrum.* Vol. 59(3), pp. 477-479
- (9) Tison, S. A., 1996, "A Critical Evaluation of Thermal Mass Flow Rate," *J. Vac. Sci. Technol.*, Vol. A 14(4), pp. 2582-2591.
- (10) Tison, S. A., 1996, "Accurate Flow Measurement in Vacuum Processing," *Solid State Technol.*, pp. 73-83.
- (11) Kays, W. M., and Crawford, M. E., 1993, "Convective Heat and Mass Transfer," Chap. 7, 3rd ed., McGraw-Hill, Inc.
- (12) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Taylor & Francis
- (13) Churchill, S. W., and Chu, H. H. S., 1975, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Convection from a Horizontal Cylinder," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1049.
- (14) Bejan, A., 1995, "Convection Heat Transfer," Chap. 1, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc.
- (15) Hoffmann, K. A., and Chiang, S.T., 1993, "Computational Fluid Dynamics for Engineers," Vol. 1, A Publication of Engineering Education System, Wichita, Kansas.
- (16) Vafai, K., and Kim, S. J., 1990, "Analysis of Surface Enhancement by a Porous Substrate," *ASME Journal of heat transfer*, Vol. 112, pp. 700-706.
- (17) Holman, J.P., 1990, "Heat Transfer," Chap. 2, 7th ed., McGraw-Hill, Inc.