마이크로채널 기판에서 비정상 복합 열전달의 수치적 연구

이 희 준*

국민대학교 기계시스템공학부

NUMERICAL STUDY OF TRANSIENT CONJUGATE HEAT TRANSFER IN A MICRO-CHANNEL SUBSTRATE

H. J. Lee*

Dept. of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

A numerical study of transient conjugate heat transfer on micro heater in a micro-channel substrate under pulsed heating was conducted. It was found that the time constant is not affected by the pulse heating magnitude at same operating condition. Furthermore, the time constant increases with low substrate thermal diffusivity, low Reynolds number, and large channel diameter. Since the time constant is a dominant parameter to characterize transient heat transfer, it should be considered for transient convective heat transfer coefficient.

Key Words : 비정상(Transient), 마이크로채널(Micro-channel), 마이크로히터(Micro heater), 시상수(Time constant), 복합열전달(Conjugate heat transfer)

1. 서 론

전자제품 및 에너지 시스템을 작동 및 정지할 때 히터에서 시간에 따른 펄스 열부하가 발생하며, 작동 중이어도 컴퓨터 CPU의 경우 주기적인 열부하가 발생하게 된다. 펄스 열부하가 발생하는 장치는 시간에 따라 변화하는 온도, 시스템의 열용량(thermal capacitance), 열확산 계수(thermal diffusivity), 유동 흐름 조건 등에 영향을 받게 된다[1]. 또한, 최근 매우 작은 전자소재 냉각 및 에너지 시스템 경량화를 위해 높은 비표면적을 가지는 마이크로채널에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 마이크로채널에서 펄스 열부하가 발생할 때 히터에서 발생한 열은 작동유체의 대류열전달과 방열판(heat sink)의 전도열전달에 의해 동시에 냉각되게 되며, 대류열전달계수는 시간에 따라 변하게 된다. 하지만, 현존하는 대부분의 단상유동 대류열전달계수는 정상상태를 기반으로 하고 있으며, 시간에 대한 영향이 고려되어지고 있지 않다. 이러한 비정상 모드 장

치를 설계할 때 시간에 따라 평균된 온도 정보와 정상상태 대류열전달계수를 이용하여 냉각되는 열량을 예측하며, 이는 비정상 모드일 때 많은 오차를 유발하게 된다. 따라서, 비정상 모드일 때 대류열전달계수에 작동유체 뿐 아니라 기판 재료에 따른 시간에 대한 영향이 고려되어야 한다.

마이크로채널에서 단상유동에 대한 비정상 복합 열전달에 관한 연구는 거의 없으며, 최근 출판된 논문은 주로 수치해석에 의존하고 있다. Joyce and Soliman[2]은 실리콘 컴퓨터 CPU에 두께 40 μm 을 가지는 100개 핀(fin) 형상에 수력학적 직경 75 μm 의 마이크로채널에 물이 흐를 때 시간에 따른 복합 열전달 문제를 수치해석으로 계산하였다. 컴퓨터 CPU에 펄스 열부하가 가해질 때 열용량이 열전달계수보다 더 영향을 미친다고 보고하였다. Conti et al.[3]은 250 μm 의 마이크로채널 길이 및 히터 길이에 높이 2.5 μm 과 12.5 μm 의 높이를 가지는 형상에 물이 흐를 때 2차원 수치해석을 수행하였다. 마이크로채널에 맞닿은 기판은 실리콘과 구리로 만들어졌고 두께는 3 μm , 5 μm , 10 μm 이다. 히터가 기판에 있을 때와 기판 반대면에 있을 때 펄스 및 주기적인 열부하에 대하여 비정상 복합 열전달 문제를 해석하였다. 채널의 직경이 작아질수록 비정상 열부하보다 시간에 영향을 더 받았다고 결론지었다.

본 연구에서는 기판에 마이크로채널이 가공되어 있고, 마이크로채널에 마이크로히터가 증착되어 있을 때 복합 열전달

Received: October 8, 2012, Revised: October 22, 2012,
Accepted: October 26, 2012.

* Corresponding author, E-mail: joellee@kookmin.ac.kr

DOI http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2012.17.4.087

© KSCFE 2012

Fig. 1 Grid of single micro-channel heat sink geometry on a substrate with a micro-heater

에 대하여 연구한다. 히터에 펄스 열부하가 가해질 때 온도분포 및 냉각되는 열유속을 계산하기 위하여 비정상 수치해석을 ANSYS FLUENT(ver.6.3.26)를 이용하여 수행하였다. 비정상 파라미터를 연구하기 위해 펄스 열부하 크기, 기판 재료, 채널 크기, 유량에 대한 영향에 따라 시간상수(time constant, τ)를 계산하였다.

2. 수치해석 접근방법

수치해석에 이용된 형상과 격자는 Fig. 1과 같다. 나노 공정에 보편적으로 이용되는 Pyrex 및 실리콘 웨이퍼의 두께는 525 μm 이므로 수치해석에 이용된 기판의 두께도 525 μm 으로 고정하였다. Fig. 1(a)에서 기판에 300 μm 수력학적 직경의 정사각형 단면적을 가지는 마이크로채널을 만들었다. 따라서, 마이크로채널 아랫면과 맞닿아 있는 기판의 두께는 225 μm 이다. Fig. 1(b)는 기판에서 마이크로채널을 없앤 형상을 보여준다. 기판과 마이크로채널 사이에 200 nm의 백금 마이크로히터가 놓여있다. 마이크로히터의 두께가 너무 작아 두께에 대

Fig. 2 Grid independence validation of the simulated transient heater temperature using Fig. 1 geometry

한 격자는 수치해석으로 모델링할 수 없으며, 가장 미리 형상을 이용하여 FLUENT 경계조건 입력에서 가상 두께를 설정하였다. 히터를 벽면 경계조건으로 설정하여 단위 부피당 열량과 히터의 두께 값을 입력하면 이 경계조건이 마이크로채널 영역과 기판 영역에 의해 동시에 고려되어진다. 마이크로채널에 흐르는 유동이 히터에서 완전발달된 유동경계층으로 만들기 위해 기판 앞부분에 단열유동채널을 만들었다. 단열유동채널의 입구길이는 식 (1)에 의해 결정하였다[4]. Reynolds수가 500일 때 입구길이는 8.5 mm가 된다.

$$\frac{L}{D_h} = 0.59 + 0.055 Re \quad (1)$$

여기서 L : 입구길이, D_h : 수력학적 직경, Re : Reynolds수이다.

마이크로채널에서는 비정상 Navier-Stokes식과 에너지식을 풀며, 기판에서는 전도열전달식을 이용한다. 따라서, 기판의 격자는 마이크로채널의 격자보다 상대적으로 적게 만들었다. 또한, 계산 시간을 줄이기 위해 정렬격자를 이용하였다.

Fig. 1에서 격자 크기를 가장 작은 격자 길이(225 μm) 기준으로 2.5%에서 10%까지 증가시키면서 격자민감도를 계산하였다. Fig. 2는 물의 Reynolds수가 300이고 마이크로히터에 펄스 열부하가 0.5 W로 가해질 때 시간에 따른 마이크로히터의 평균온도 분포를 나타낸다. 펄스를 중단하지 않았을 때 히터의 온도는 정상상태에 도달하며, 2.5%일 때 119°C, 5%일 때 117.2°C, 10%일 때 118.3°C로 5%일 때 히터 온도가 $\pm 1^\circ\text{C}$ 차이를 보였다. 시간에 따른 비정상 히터 온도 분포도 2 ms 이하에서 10%일 때 오차를 보였지만, 2.5%와 5%일 경우 거의 온

Fig. 3 Thermal boundary layer growth on Pyrex substrate in a 300 μm micro-channel for heat generation of 0.5 W and the Reynolds number 300 (Temperature unit: K)

도 차이가 발생하지 않았다. 또한, 시간간격에 대한 영향을 알아보기 위해 5%격자에서 시간간격을 10^{-6} s와 10^{-7} s로 주었을 때 비정상 온도분포의 차이는 동일했다. 따라서, 격자의 크기는 계산영역에서 가장 작은 길이 기준으로 5%, 비정상 계산을 위한 시간간격은 10^{-6} s로 정하였다. 그 결과 총 격자 수는 약 600,000개이다. 비정상 Navier-Stokes식은 시간에 따라 2차 정확도로 설정하였고, 공간에 따라 3차 MUSCL을 이용하였다. 히터 열유속 및 온도분포는 1 μm 시간간격으로 적분되었다. 히터에 펄스 열부하는 FLUENT의 UDF(User Defined Function)을 이용하여 시간에 따라 변화시켰다. 마이크로채널 기판의 경계조건은 일정한 온도 20 $^{\circ}\text{C}$ 로 주었다. 시간이 지남에 따라 열손실은 증가하게 되어 열손실은 최대 3% 이내로 된다.

Fig. 3은 Fig. 2에서 가장 작은 길이 기준 5% 비정상 시간간격 10^{-6} s일 때 마이크로채널 기판 단면($y=0$)에서의 온도 분포를 보여준다. 0.5 W의 펄스 열부하가 히터에서 발생하고

1 ms, 3 ms, 5 ms, 10 ms가 지났을 때 히터 끝단에서 온도경계층 두께는 각각 40.5 μm , 39.6 μm , 39.5 μm , 39.2 μm 로 감소하면서 유동방향으로 온도경계층이 자란다. 해석결과 대류 열전달계수가 감소하며 유동방향 히터이후 지점부터 유체와 기판사이 대류열전달이 발생하게 된다. 기판에서는 약 5 ms 이후부터 히터에서 발생된 열이 마이크로채널 기판 밖으로 방출된다.

마이크로히터에서 기판에 의한 전도와 물의 대류에 의한 복합열전달을 연구하기 위하여, 물의 대류열전달인 경우 현열(sensible heat)에 대한 냉각만을 고려하였다. 따라서, 히터에서 핵비등이 발생하지 않는 온도로 펄스 열부하를 설정하여야 한다. 일반적으로 나노소제가공으로 마이크로히터를 마이크로 채널 표면에 증착(deposition)하는 경우 히터 표면의 거칠기가 매우 작아지고, 핵(nucleus)의 크기가 작아짐에 따라 균질핵생성(homogeneous nucleation)이 발생하는 것으로 알려져 있다[1].

Lee[1]는 Chen과 Cheng[6]의 실험조건으로 핵비등 시발점 온도를 시뮬레이션 해 본 결과 국부적으로 190 $^{\circ}\text{C}$ 최대 히터 온도를 예측하였다. Chen과 Cheng이 실험적으로 제시한 핵비등 시발점의 국부적인 온도는 알 수 없으나 평균 히터 온도는 약 125 $^{\circ}\text{C}$ 이다. 따라서, 본 연구에서는 과냉 핵비등을 억제하기 위하여 마이크로히터의 온도가 125 $^{\circ}\text{C}$ 를 초과하지 않는 펄스 열부하를 히터에 공급하였다.

3. 결과 및 분석

본 절에서는 펄스의 열부하 크기, 기판 재료, 채널 크기, 유량에 따른 시상수 및 민감도 계산을 수행하였다. 기판 재료에 대한 영향을 살펴보기 위해 기판 재료는 Pyrex, 강철, 실리콘, 알루미늄, 구리로 변화시켰으며, 기판의 두께는 525 μm 이 중 채널 크기에 대한 영향을 알아보기 위해 수력학적 직경 100 μm , 300 μm , 500 μm 의 정사각형 단면을 가지는 유로가 기판에 가공되었다. 유로와 방열판 사이에 200 nm 두께의 정사각형 백금 마이크로히터가 있으며, 히터의 크기는 각각 100 $\mu\text{m} \times 100 \mu\text{m}$, 300 $\mu\text{m} \times 300 \mu\text{m}$, 500 $\mu\text{m} \times 500 \mu\text{m}$ 이다. 유량에 대한 영향을 알아보기 위해 작동유체인 물의 Reynolds수는 15에서 최대 500까지 변화시켰다. 펄스 열부하에 대한 영향을 살펴보기 위해 펄스 크기는 재료에 따라 0.2 W에서 최대 10 W까지 변화시켰으며 펄스의 작동시간은 10 ms이다. 10 ms후에 마이크로히터의 열공급을 중단하였다.

3.1 열부하 크기 영향

Fig. 4는 수력학적 직경 300 μm 인 마이크로채널이 실리콘 기판에 놓여있을 때 펄스 열부하에 따른 히터의 평균온도 값을 시간에 따라 보여준다. Reynolds수는 15이고 히터의 펄스

Fig. 4 The simulated transient heater temperature of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ Pt heater on Silicon substrate in a $300\ \mu\text{m}$ micro-channel and the Reynolds number 15

Fig. 5 The normalization of the simulated transient heater temperature of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ Pt heater on Silicon substrate in a $300\ \mu\text{m}$ micro-channel and the Reynolds number 15

열부하를 2, 4, 6, 8, 10 W로 공급하였다. 펄스 열부하가 지속될 때 정상상태의 히터 온도는 각각 36.8°C , 53.6°C , 70.3°C , 87.1°C , 103.9°C 이다. 펄스 열부하가 증가함에 따라 히터의 평균온도 값은 증가한다. Fig. 5는 히터의 펄스 열부하에 따른 정상상태 히터 온도를 이용하여 Fig. 4의 데이터를 식 (2)과 같이 정규화(normalization)한 결과를 보여준다. 펄스 열부하가 증가해도 정상상태 히터 온도로 정규화를 하면 시간에 따른 온도 분포가 같아지는 것을 Fig. 5에서 알 수 있고, 시상수 또한 $86\ \mu\text{s}$ 로 동일하다. 시상수는 히터의 온도가 정상상태 히터

Fig. 6 The normalization of simulated transient heat flux to water and substrate of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ Pt heater on Silicon substrate in a $300\ \mu\text{m}$ micro-channel and the Reynolds number 15

온도의 63%가 되는 시간으로 계산하였다. 따라서, 같은 재료 기관 및 유동조건일 때 펄스 열부하는 시상수에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_{ss} - T_\infty} \quad (2)$$

여기서 θ : 정규화된 온도, T : 히터 온도, T_{ss} : 정상상태 히터 온도, T_∞ : 주위온도 이다.

Fig. 6은 펄스 열부하가 물과 기관으로 냉각되는 정규화된 열유속을 시간에 따라 보여준다. 물의 Reynolds수가 매우 작아 히터에서 발생한 대부분의 열(95% 이상)이 Table 1과 같이 실리콘의 높은 열확산계수($8.03\ \mu\text{m}^2/\text{s}$)로 인하여 기관에 의한 전도에 의하여 냉각된다. 히터에 펄스가 가해질 때 Fig. 3과 같이 시간에 따라 온도 경계층이 발달하고 두께가 감소하며, 물에 의해 냉각되는 열량이 시간이 흐름에 따라 감소한다. 10 ms에서 펄스 열부하가 중단되었을 때 물에 의한 대류 열전달로 냉각되는 열유속이 음의 값을 보인다. 이는 히터가

Table 1 Thermal properties of different substrates

Substrate	Thermal conductivity (W/m/K)	Thermal diffusivity ($\mu\text{m}^2/\text{s}$)
Pyrex	1.35	0.078
Steel	16.3	4.03
Silicon	131	8.03
Aluminum	202.4	8.55
Copper	387.6	11.33

Fig. 7 The normalization of simulated transient heater temperature of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ heater on different substrates in a $300\ \mu\text{m}$ micro-channel and the Reynolds number 15

꺼지면서 기판에 저장된 열이 물에 의해 냉각되기 때문에 발생하는 현상이다.

3.2 기판 재료 영향

Fig. 7은 수력학적 직경 $300\ \mu\text{m}$ 인 마이크로채널이 기판에 놓여있을 때 기판 재료에 따른 히터의 평균온도 값을 시간에 따라 보여준다. 공급된 펄스 열부하는 $0.2\ \text{W}$ 이고, 작동유체의 Reynolds수는 15이다. 기판 재료로 Pyrex, 강철, 실리콘, 알루미늄, 구리가 이용되었다. 펄스 열부하가 $0.2\ \text{W}$ 로 지속될 때 재료별 정상상태의 히터 온도는 각각 96.9°C , 32.6°C , 21.7°C , 21.1°C , 20.6°C 이다. 펄스 열부하가 지속된다면 Pyrex 기판의 히터 최대온도(정상상태의 히터 온도)는 Table 1과 같이 Pyrex의 매우 낮은 열전도계수($1.35\ \text{W/m}\cdot\text{K}$) 때문에 다른 기판들의 히터 온도보다 높아지게 된다. 하지만, Pyrex 기판의 시상수는 $5.24\ \text{ms}$ 로 다른 기판들의 시상수보다 최대 100배정도 크다.

Table 1에서와 같이 Pyrex의 매우 낮은 열확산계수($0.078\ \text{m}^2/\text{s}$) 때문에 펄스 열부하가 공급될 때 히터에서 생성된 열이 다른 기판들에 비해 물에 대류에 의해 냉각되는 양이 크다.

따라서, 기판 재료의 열확산계수가 작아질수록 기판의 시상수는 증가하게 된다. Joyce와 Soliman[2]은 기판이 실리콘, 알루미늄, 구리로 만들어졌을 때 비정상 시간 차이가 기판의 열용량 차이 때문에 발생한다고 결론지었다. 하지만, 본 연구 결과 Pyrex와 실리콘의 열용량은 각각 $1.73\ \text{MJ/m}^3\cdot\text{K}$ 과 $1.63\ \text{MJ/m}^3\cdot\text{K}$ 으로 큰 차이를 보이지 않음에도 불구하고 시상수에는 큰 차이가 발생하므로 열확산계수가 열용량보다는 시상수를 결정하는 주된 파라메터가 됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7에서 기판 재료에 따라 펄스 열부하가 물과 기판으로 냉각되는 정규화된 열유속을 시간에 따라 보여준다.

Fig. 8 The normalization of simulated transient heat flux to water and substrate of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ heater on different substrates in a $300\ \mu\text{m}$ micro-channel and the Reynolds number 15

히터에서 발생한 열의 대부분은 시간이 지남에 따라 기판에 의한 전도에 의해 대부분 냉각된다. 하지만, 실리콘, 알루미늄, 구리는 전체 열량의 95% 이상, 강철은 전체 열량의 90%, Pyrex는 전체 열량의 55% 정도가 기판 전도에 의해 냉각이 일어난다. 열확산계수가 작아질수록 히터에서 발생한 전체 열량 중 기판에 의해 냉각되는 양이 줄어드는 것을 알 수 있다.

3.3 채널 크기 영향

채널 크기에 대한 영향을 알아보기 위해 Pyrex 기판에 수력학적 직경 $100\ \mu\text{m}$, $300\ \mu\text{m}$, $500\ \mu\text{m}$ 의 정사각형 단면을 가지는 유로를 만들었다. 기판 두께에 대한 영향을 고려하지 않기 위해 수력학적 직경 $100\ \mu\text{m}$ 과 $500\ \mu\text{m}$ 일 때 방열판의 두께를 $225\ \mu\text{m}$ 으로 만들었다. 채널 크기가 커질수록 히터의 크기도 커지므로 서로 다른 채널 크기에서 히터의 공급되는 열부하는 단위 부피당 열량값을 이용하였다. Fig. 9는 채널 크기에 따라 정규화된 히터 온도를 보여준다. 히터의 단위 부피당 펄스 열부하는 $1.1 \times 10^{13}\ \text{W/m}^3$ 로 고정하였고, 작동유체의 Reynolds수는 150이다. 채널 크기가 커질수록 정상상태의 히터 온도는 각각 36.4°C , 67.2°C , 107.4°C 이다. 채널의 크기가 커질수록 히터의 부피가 커져 펄스 열부하는 커지게 되고, 정상상태의 히터 온도 역시 증가한다. 마이크로채널에서 일정한 온도 및 열유속 경계조건일 때 완전발달 된 층류의 대류열전달 계수는 채널의 크기에만 영향을 받는다. 비정상 문제에 완벽히 적용될 수는 없지만 채널의 크기가 증가할수록 대류열전달 계수는 감소하게 된다. 따라서, 물에 의해 냉각되는 열량이 작아지고, 방열판의 전도에 의한 영향이 커지므로 시상

Fig. 9 The normalization of simulated transient heater temperature of the $100\ \mu\text{m} \times 100\ \mu\text{m}$, $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$, and $500\ \mu\text{m} \times 500\ \mu\text{m}$ heater on Pyrex substrate for heat generation of $1.1 \times 10^{13}\ \text{W/m}^3$ and the Reynolds number 150

수 또한 증가하게 된다. Fig. 9에서와 같이 수력학적 직경 $100\ \mu\text{m}$, $300\ \mu\text{m}$, $500\ \mu\text{m}$ 인 채널에서 시상수는 각각 $228\ \mu\text{s}$, $1.76\ \text{ms}$, $7.08\ \text{ms}$ 로 증가함을 확인할 수 있다.

3.4 유량 영향

Fig. 10은 수력학적 직경 $300\ \mu\text{m}$ 인 마이크로채널이 Pyrex 기판에 놓여있을 때 유량에 따른 히터 온도 값을 시간에 따라 보여준다. 펄스의 크기는 $0.2\ \text{W}$ 이며, 유량은 Reynolds수 15, 50, 150, 300, 500으로 증가시켰다. 유량이 증가할수록 정상상태의 히터 온도는 각각 96.9°C , 81.6°C , 67.2°C , 58.9°C , 53.1°C 로 감소한다. Reynolds수가 증가함에 따라 완전발달 된 물의 속도가 증가하며 대류열전달계수가 증가한다. 따라서, 히터로부터 더 많은 열을 냉각시킨다. Fig. 10에서 Reynolds수가 증가할수록 히터 온도는 정상상태에 빨리 도달하며, 낮은 히터 온도를 유지한다. 따라서, Reynolds수가 증가할수록 시상수는 $5.24\ \text{ms}$, $3.16\ \text{ms}$, $1.76\ \text{ms}$, $1.12\ \text{ms}$, $0.79\ \text{ms}$ 로 감소하는 경향을 보인다.

4. 결 론

마이크로채널 기판에 백금 히터가 있고 펄스 열부하가 공급될 때 복합 열전달에 대한 비정상 수치해석을 수행하였다.

동일 작동조건에서 펄스 열부하 변화에 따라 시상수는 변하지 않았으며, 열확산 계수와 유량이 증가할수록 시상수는 감소하였다. 또한 채널의 크기가 증가할수록 시상수는 증가하였다. 비정상 대류열전달계수에는 열확산 계수, 유량, 채널 크기가 시상수로 고려되어야 함을 본 연구를 통해 알 수 있다.

Fig. 10 The normalization of simulated transient heater temperature of the $300\ \mu\text{m} \times 300\ \mu\text{m}$ heater on Pyrex substrate for heat generation of $1.1 \times 10^{13}\ \text{W/m}^3$ ($0.2\ \text{W}$)

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No.2011-0012700). 본 연구는 2012년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구임(No.20-114010100070).

참고문헌

- [1] 2011, H. J. Lee, "Transient simulation of subcooled onset of nucleate boiling in a micro-channel," *Journal of Computational Fluids Engineering*, Vol.16, No.2, pp.88-93.
- [2] 2009, G. Joyce and H. M. Soliman, "Analysis of the transient single-phase thermal performance of micro-channel heat sink," *Heat Transfer Engineering*, Vol.30, pp.1058-1067.
- [3] 2012, Conti, A., Lorenzini, G. and Jaluria, Y., "Transient conjugate heat transfer in straight microchannels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.55, pp.7532-7543.
- [4] FLUENT 6.3.26 USER's GUIDE
- [5] 2006, Chen, T., Klausner, J.F., Garimella, S.V. and Chung, J.N., "Subcooled boiling incipience on a highly smooth microheater," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.49, pp.4399-4406.
- [6] 2009, Chen, G. and Cheng, P., "Nucleate and film boiling on a microheater under pulse heating in a microchannel," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol.36, pp.391-396.