

마이크로히터에서 반주기 정현곡선의 열부하에 의한 비정상 열전달 연구

김 명 준, 이 희 준*

국민대학교 기계공학과

NUMERICAL STUDY OF UNSTEADY HEAT TRANSFER ON MICRO HEATER UNDER HALF-CYCLE SINUSOIDAL HEAT LOAD

M.J. Kim and H.J. Lee*

Dept. of Mechanical Engineering, Kookmin Univ.

A numerical study of transient conjugate heat transfer on micro heater in a micro-channel substrate under a sinusoidal heat load was conducted. It was found that the time constant is not affected by the maximum heating magnitude of the sinusoidal heat load. However, the time constant increases with low duration of the sinusoidal heating period and low Reynolds number. Moreover, there is a threshold where a heater temperature do not reach to time constant at low thermal diffusivity, low flow rate, and low pulse duration of the sinusoidal heating. The time constant should be considered for transient convective heat transfer under transient sinusoidal heat load in a micro heat sink.

Key Words : 비정상(Transient), 정현(Sinusoidal), 마이크로채널(Micro-channel), 마이크로히터(Micro heater), 시상수(Time constant)

1. 서 론

컴퓨터 CPU, 자동차 ECU 및 전자제품의 성능이 증대되고 크기가 작아지고 있다. Moore[1]는 1965년 집적되는 트랜지스터의 개수가 대략 매년 두 배로 증가할 것이라고 주장하였고, 이미 2000년대 Intel은 130 nm 집적화 기술구현으로 금속 산화막 반도체 전계 효과 트랜지스터(MOSFET)를 개발하였으며, 집적화 최소 치수는 점점 감소하고 있는 추세이다. 집적화 기술이 발달됨에 따라 마이크로/나노 시스템에서 매우 큰 열유속이 발생하며 이를 효율적으로 냉각해야 한다. 컴퓨터 CPU는 정현곡선의(sinusoidal) 비정상 열부하가 발생하며, 최근 CPU와 같은 마이크로히터에서 비정상 열부하가 발생할 때 전자기기의 냉각 및 에너지 시스템의 효율을 위한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Lee[2]는 마이크로히터에서 펄스형 비

정상 열부하가 발생할 때 과냉 핵비 등 시발점에 대한 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하였다. 또한, 이를 바탕으로 펄스에 대한 민감도 분석을 통하여 열부하에 따른 핵비등 생성에 대한 연구를 수행하였다. 또한, Lee[3]는 선행연구에서 마이크로채널의 마이크로히터에서 펄스 열부하가 발생할 때 비정상 복합 열전달에 대하여 수치해석을 수행하였고, 그 결과 대류열전달계수는 시간에 따라 변화하는 온도, 시스템의 열용량(thermal capacitance), 열확산 계수(thermal diffusivity), 유동흐름 조건 등에 영향을 받게 되며, 이러한 영향들을 시상수(time constant)로 고려되어야 함을 보고하였다. Joyce and Soliman[4]은 실리콘 컴퓨터 CPU에 두께 40 μm 을 가지는 100 개 핀(fin) 형상에 수력학적 직경 75 μm 의 마이크로채널에 물이 흐를 때 시간에 따른 복합 열전달 문제를 수치해석으로 계산하였다. 기판이 실리콘, 알루미늄, 구리로 만들어졌을 때 비정상 시간 차이가 기판의 열용량 차이 때문에 발생하였고, 컴퓨터 CPU에 펄스 열부하가 가해질 때 열용량이 열전달계수보다 더 영향을 미친다고 보고하였다. 하지만, Lee[3]는 Pyrex와 실리콘의 열용량이 각각 1.73 MJ/m³/K과 1.63 MJ/m³/K으로 큰 차이를 보이지 않음에도 불구하고 시상수에

Received: June 25, 2014, Revised: October 7, 2014,

Accepted: October 7, 2014.

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

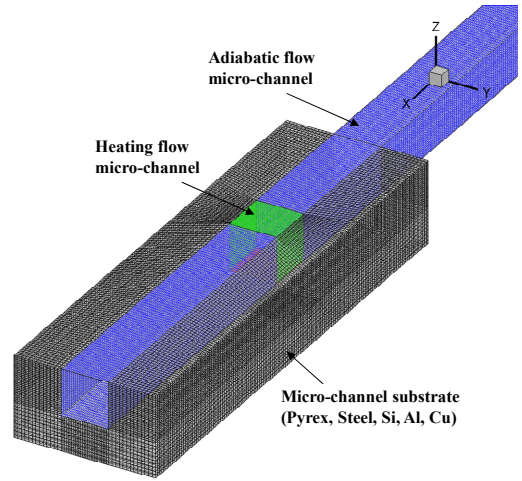
DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksfce.2014.19.4.001>

© KSCFE 2014

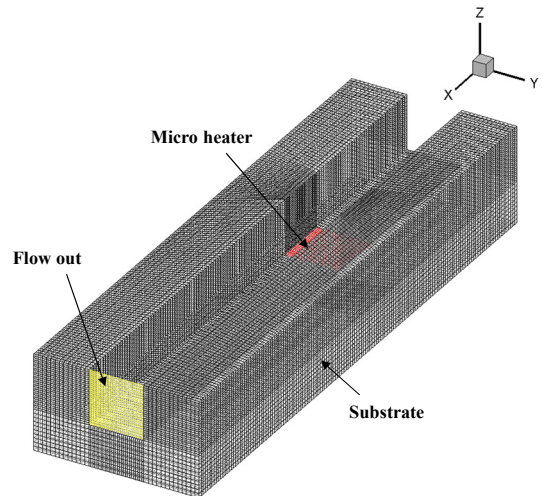
는 큰 차이가 발생하므로 열확산계수가 열용량보다는 시상수에 영향을 미치는 주된 요인이라고 보고하였다. 현존하는 대부분의 단상유동 대류열전달계수는 정상상태일 때 계산될 수 있으며, 시간에 대한 영향을 고려하지 않고 있다. 비정상상태일 때 대류열전달계수에는 물리적으로 유로를 구성하는 물질의 열용량에 따른 시상수가 필수적으로 고려되어야 하지만, 현실적으로는 비정상 영향이 고려되지 않은 시간에 따라 평균된 온도와 정상상태 대류열전달계수를 이용하여 냉각되는 열량을 예측하며, 이는 비정상상태일 때 많은 오차를 유발한다. 그러므로, 비정상상태일 때 대류열전달계수는 시간에 대한 영향이 필수적으로 고려되어야 한다. 본 연구는 Lee[2,3]의 연구와 비슷한 맥락으로 비정상 열부하로 펄스가 아닌 반주기 정현곡선일 때 마이크로히터에서 비정상 복합열전달 특성을 연구하였다. 그 이유는 컴퓨터 CPU를 기반으로 작동하는 칩은 비정상 정현 열부하가 발생하는데, 마이크로 크기에서 비정상 정현 열부하가 발생할 때 복합열전달을 실험 및 수치 해석으로 연구한 논문이 거의 없기 때문이다.

Jiang et al.[5]은 수력학적 직경 80 μm 의 다이아몬드 단면을 가지는 34개 평행 마이크로채널들에 물이 공급되고 정현파 형태의 열부하가 가해졌을 때 히터와 마이크로센서에서 온도계측에 따른 시상수 영향을 실험적으로 연구하였다. 그 결과 예측과는 달리 가열 시상수가 냉각 시상수보다 컸음을 보고하였다. Abbasian Arani et al.[6]은 뚜껑 구동(lid-driven) 공동(cavity)의 양 옆 벽면에서 정현파 열부하가 가해질 때 구리 나노유체의 혼합 대류열전달을 수치적으로 연구하였다. Grashof 수를 고정한 상태에서 Richardson 수가 감소할수록 그리고 나노유체의 구리입자의 부피비율로 증가할수록 열전달율이 증가하며, Reynolds 수가 고정된 상태에서 Richardson 수가 증가함에 따라 구리 나노유체의 열전달은 증가함을 보고하였다. Conti et al.[7]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. 히터에서 정현파 열부하에 대하여 비정상 복합열전달 문제를 해석하였다. 정현파 열부하의 반복주기는 50 ~ 200 Hz까지 변화시켰다. 채널의 직경이 작아질수록 비정상 열부하보다 시간에 영향을 더 받았다고 결론지었다.

본 연구는 기판에 마이크로채널이 가공되어 있고, 마이크로채널에 마이크로히터가 증착되어 있을 때 정현파의 열부하에 대한 비정상 복합열전달 특성에 대해 연구하였다. 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 정현파 최대 열부하 크기, 정현파 주기의 영향, 기판 재료, 유량에 대한 영향에 따라 시상수(time constant, τ)를 계산하였다.



(a) 300 μm channel within a 525 μm thickness substrate



(b) 200 nm thickness micro heater

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

2. 수치해석 접근방법

본 연구에서는 Lee[3]가 선행연구로 펄스 열부하일 때 이용된 마이크로 시스템(마이크로채널 및 마이크로히터)의 형상과 격자를 Fig. 1과 같이 재이용 하였다. 나노 공정에 보편적으로 이용되는 초소형 기판의 두께는 525 μm 이므로 수치해석에 이용된 기판의 두께는 525 μm 으로 설정하였다. Fig. 1(a)에서 300 μm 정사각형의 마이크로채널 열싱크를 만들었다. 마이크로채널에서 아래의 기판 두께는 225 μm 이며 Fig. 1(b)는 기판에서 마이크로채널을 없앤 격자 그림이다. 기판과 마이크

로 채널사이에는 백금의 마이크로히터가 증착되어있다. 마이크로히터의 두께는 200 nm이며 마이크로히터의 두께가 너무 작아 두께에 대한 격자를 만들 수 없으므로, 마이크로히터를 모사하기 위해 Lee[3]가 수행하였던 방법대로 가상 미러 형상을 도입하여 FLUENT 경계조건 입력에서 가상 두께를 설정하였다. 이 때, 마이크로히터를 벽 경계조건으로 설정하고 열량, 두께를 입력하면 마이크로채널 영역과 기판의 영역을 중첩하는 경계조건을 갖게 된다. 마이크로히터의 경우 온도에 따라 열저항 계수의 변화가 클 것으로 예상되나, 계산상으로 경계조건을 가상 두께로 설정하였으므로 본 계산에서 열저항 계수 변화에 대한 영향은 고려하지 않는다. 히터의 열부하의 주기와 크기는 식 (1)과 같이 설정하였다. 통상적으로 컴퓨터 CPU는 일정한 열부하가 가해진 상태에서 주기 형태의 정현파 열부하가 발생하지만, 본 연구에서는 정현파 열부하가 가해질 때 마이크로히터의 비정상 열전달 특성에 대하여 연구를 수행하므로 일정한 열부하인 offset을 0으로 고정하였다.

$$Q = \begin{cases} Q_{max} \sin(\pi t/t_s) & t < t_s \\ 0 & t > t_s \end{cases} \quad (1)$$

여기서 Q: 열부하, Q_{max} : 최대열부하, t_s : 반주기시간이다.

Lee[3]는 마이크로채널에 흐르는 유동이 마이크로히터에서 완전발달 된 유동경계층으로 만들기 위해 기판 앞부분에 단열유동채널을 만들었다. 단열유동채널의 입구길이는 식 (2)에 의해 결정하였다[8]. Reynolds 수가 500일 때 입구길이는 8.5 mm가 된다.

$$\frac{L}{D_h} = 0.59 + 0.055 Re \quad (2)$$

여기서 L: 입구길이, D_h : 수력학적 직경, Re: Reynolds 수이다.

마이크로채널에서 대류열전달식인 비정상 Navier-Stokes 식과 에너지식을 풀며, 기판에서는 전도열전달식을 이용한다. 전도열전달식은 선형이므로 기판의 격자는 마이크로채널의 격자보다 상대적으로 적게 만들었다. 또한, 계산 시간을 줄이기 위해 정렬격자를 이용하였다. Lee[3]는 격자민감도를 시험하기 위해 물의 Reynolds 수가 300이고 마이크로히터에 펄스 열부하가 0.5 W로 가해질 때, 공간에 대하여 계산영역에서 가장 작은 길이 기준으로 5% 그리고 시간에 대하여 시간간격은 10^{-6} s로 계산을 수행하였을 때 히터 온도가 $\pm 1^\circ\text{C}$ 차이의 오차를 보이는 것으로 계산하였다. 이에 따른 총 격자수는 약 600,000개이다. 비정상 Navier-Stokes 식은 시간에 따라 2차 정확도로 설정하였고, 공간에 따라 3차 MUSCL을 이용하였다.

히터 열유속 및 온도분포는 1 μm 시간간격으로 적분되었

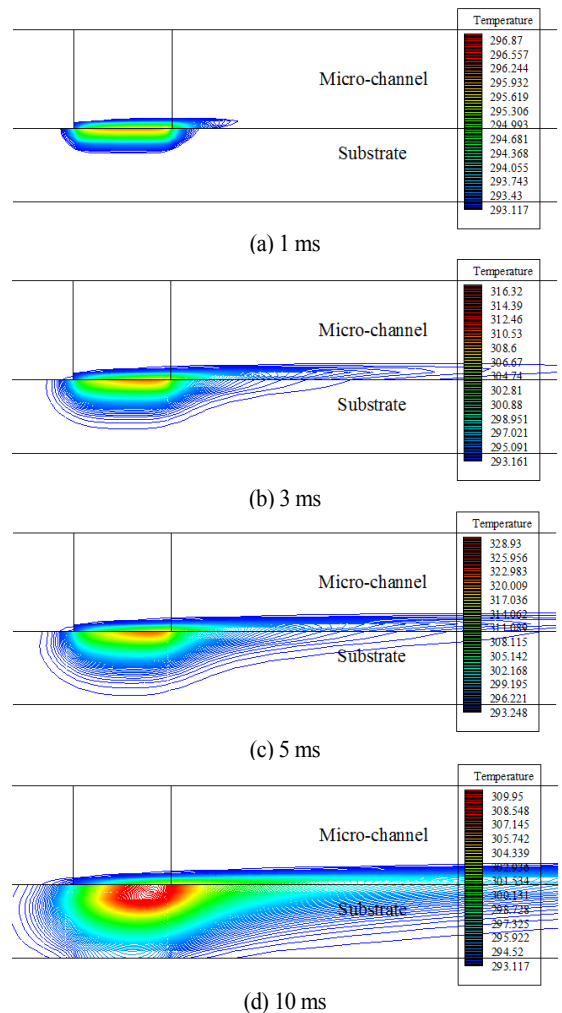


Fig. 2 Thermal boundary layer growth on Pyrex substrate in a 300 μm micro-channel for heat generation of 0.2 W and the Reynolds number 300 under a sinusoidal heat load with $t_s = 10$ ms(Temperature unit: K)

다. 히터에 펄스 열부하는 FLUENT의 UDF(User Defined Function)을 이용하여 시간에 따라 변화시켰다. 마이크로채널 기판의 경계조건은 일정한 온도 20°C 로 주었다. 작동유체는 물을 이용하였고, 작동유체의 물성치는 101.3 kPa, 20°C 의 물의 물성치를 이용하였다. 상변화가 일어나지 않는 이상 단상 압축액체인 물의 밀도와 비열 오차는 101.3 kPa, 20°C 기준으로 각각 최대 4%와 0.75%이기 때문에 온도변화에 따른 물성치 차이는 본 계산에서 고려하지 않았다.

Fig. 2는 마이크로채널 단면(Fig. 1(b)에서 xz평면)에서의 온도 분포이다. 최대 0.2 W의 정현파 열부하를 가하고 열부하 주기는 10 ms이다. 온도 경계층 두께는 1 ms에서 31.4 μm , 3

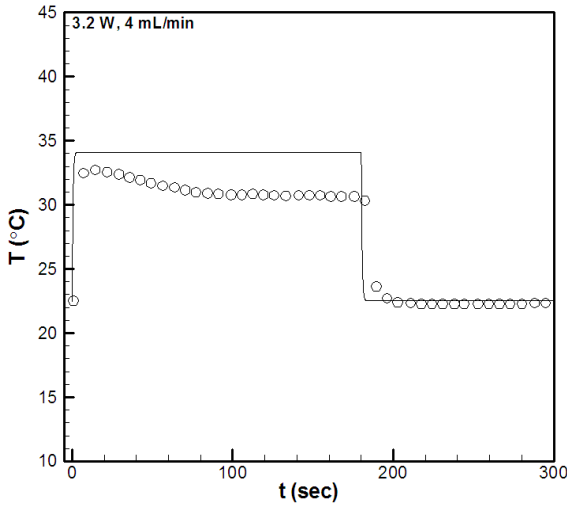


Fig. 3 Comparison of the transient simulated surface temperature and the experimental data of Jiang et al.[5]

ms에서 40.4 μm , 5 ms에서 40.8 μm , 10 ms에서 40.8 μm 이다. 반주기 정현파 열부하이므로 5 ms까지 급격히 열이 공급되며 온도 경계층이 급격히 증가하게 된다. 하지만, 5 ms이후부터 마이크로히터로 누적되는 열부하량이 감소되어 온도 경계층 두께의 변화가 거의 없는 것을 해석결과 알 수 있었다.

3. 수치해석 방법 검증

본 수치해석 접근방법을 검증하기 위하여 Jiang et al.[5]의 비정상 실험데이터를 이용하여 해석 결과와 비교하였다. Jiang et al.[5]은 실리콘 웨이퍼에 34개의 다이아몬드 형태 단면으로 구성된 마이크로채널 방열판을 가공하였다. 마이크로채널의 수력학적 직경은 80 μm 이고 길이는 18.6 mm이다. 히터는 실리콘 기판 상단에 가공되었다. 히터에서 발생한 열부하는 3.2 W이고 180초 이후에 열부하를 공급하지 않았다. 유량은 4 mL/min 이고 유체 온도는 22.5°C이다. 계산영역은 34개의 마이크로채널 중 1개의 마이크로채널을 선택하여 대칭 경계조건을 이용하였고, 격자민감도 시험을 수행한 후 980,000 비정렬 격자로 계산영역을 차분화 하였다. Fig. 3는 수치해석 수행 결과와 Jiang et al.[5]이 계산영역 특징위치에서 온도센서를 이용해 측정한 실험 데이터 값과 비교 결과를 보여준다. 수치해석 결과는 히터 표면의 온도가 실험값보다 2~3°C 정도 높았다. 수치해석에서 시상수의 값은 2초이지만 실험에서는 7초로 나왔다. 시상수와 표면온도 비교 결과에서 오차가 발생하는 이유는 수치해석에서는 경계조건으로 단열을 이용했지만, 실제 실험에서는 단열처리를 하지 않은 원인으로 분석된다.

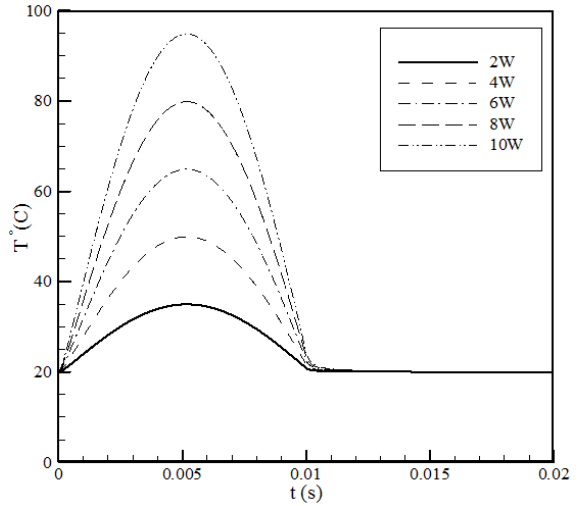


Fig. 4 The simulated transient heater temperature of the 300 $\mu\text{m} \times 300 \mu\text{m}$ Pt heater on Silicon substrate in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15 under a sinusoidal heat load with $t_s = 10$ ms

4. 결과 및 분석

본 연구에서는 정현파의 열부하 크기(Q_{max}), 기판 재료, 정현파의 주기(t_s), 유량에 따른 시상수 및 민감도 계산을 수행하였다. 기판 재료에 대한 영향을 살펴보기 위해 기판 재료는 Pyrex, 강철, 실리콘, 알루미늄, 구리를 이용하였으며, 기판의 두께는 525 μm 채널 크기는 300 μm 의 정사각형 단면을 가지는 유로를 기판에 만들었다. 유로와 방열판 사이에 200 nm 두께의 정사각형 백금 마이크로히터가 있으며, 히터의 크기는 채널의 단면 크기와 같은 300 $\mu\text{m} \times 300 \mu\text{m}$ 이다. 정현파 반주기는 15 ms, 20 ms, 30 ms, 40 ms, 50 ms이며 반주기 이후 정현파 열부하가 음의 값을 가지므로 열공급을 중단시킨다. 유량에 대한 대류열전달 영향을 알아보기 위해 작동유체인 물의 Reynolds 수는 15에서 최대 500까지 변화시켰다. 펄스 열부하에 대한 영향을 살펴보기 위해 펄스 크기는 재료에 따라 0.2 W에서 최대 10 W까지 변화시켰다.

4.1 열부하 크기 영향

Fig. 4는 직경 300 μm 인 마이크로채널에 실리콘 기판이 놓여있을 때 정현파 열부하에 따른 히터의 평균온도 값을 시간에 따라 보여준다. Reynolds 수는 15이고 히터의 열부하는 2, 4, 6, 8, 10 W로 공급하였다. 시상수를 계산하기 위해 일정한 열부하가 지속적으로 공급될 때 정상상태의 히터 온도를 계산해야 된다. 본 연구에 이용된 계산 형상 및 격자는 Lee[3]의 선행연구를 따르므로, Lee[3]가 계산한 정상상태 히터 온

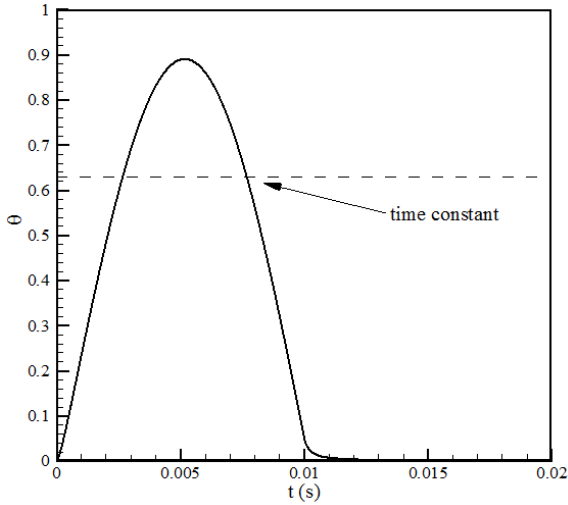


Fig. 5 The normalization of the simulated transient heater temperature of the 300 μm × 300 μm Pt heater on Silicon substrate in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15 under a sinusoidal heat load with $t_s = 10$ ms

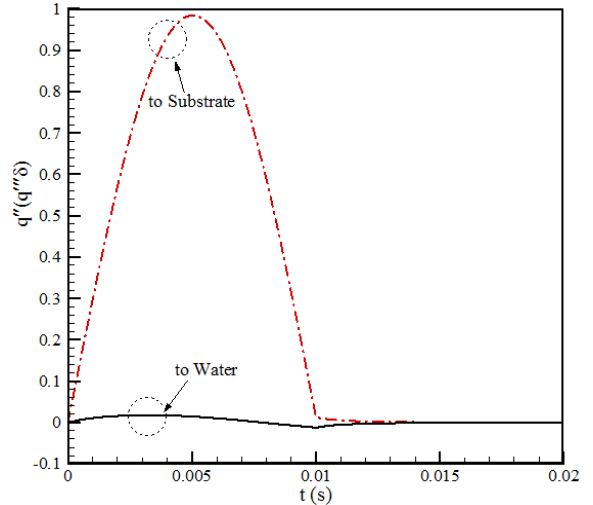


Fig. 6 The normalization of simulated transient heat flux to water and substrate of the 300 μm × 300 μm Pt heater on Silicon substrate in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15 under a sinusoidal heat load with $t_s = 10$ ms

도를 본 연구에서 동일하게 이용하였다. Fig. 4에서 정현파 열부하가 증가함에 따라 히터 온도도 증가한다. Fig. 5는 히터의 정현파 열부하에 따른 정상상태 히터 온도를 이용하여 Fig. 4의 데이터를 식 (3)과 같이 정규화(normalization)한 결과를 보여준다. 정현파 최대 열부하가 증가해도 정상상태 히터 온도로 정규화를 하면 시간에 따른 온도 분포 계산 결과가 같아지는 것을 Fig. 5에서 알 수 있고, 시상수 또한 2.7 ms로 동일하다. 시상수는 히터의 온도가 정상상태 히터 온도의 63%가 되는 시간으로 계산하였다. 따라서, 같은 재료 기판 및 유동 조건일 때 Lee가 선형연구로 수행했던 펄스 열부하 결과와 마찬가지로 정현파 열부하는 시상수에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다[3].

$$\theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_{ss} - T_{\infty}} \quad (3)$$

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

따라서, 본 연구에서는 열부하 크기에 대한 민감도 영향을 없애고 시상수를 용이하게 예측하기 위해 정상상태 히터 온도로 정규화된 온도 분포를 이용하도록 한다.

Fig. 6는 펄스 열부하가 물과 기판으로 냉각되는 정규화된 열유속을 시간에 따라 보여준다. 물의 Reynolds 수가 매우 작아 히터에서 발생한 대부분의 열(98% 이상)이 Table 1과 같이 실리콘의 높은 열확산계수(8.03 μm²/s)로 인하여 기판에 의

한 전도에 의하여 냉각된다. 히터에 열부하가 가해질 때 Fig. 2와 같이 시간에 따라 온도 경계층이 발달하고 두께가 감소하며, 물에 의해 냉각되는 열량이 시간이 흐름에 따라 감소한다. 10 ms에서 열부하가 중단되었을 때 물에 의한 대류열전달로 냉각되는 열유속이 음의 값을 보인다. 이는 Lee[3]의 선형연구와 마찬가지로 히터가 중단되면서 저장된 열이 물에 의해 냉각되기 때문이다.

4.2 기판 재료 영향

Fig. 7은 직경 300 μm인 마이크로채널이 기판에 놓여있을 때 기판 재료에 따른 히터의 평균온도 값을 시간에 따라 보여준다. 공급된 열부하는 0.2 W이고, 작동유체의 Reynolds 수는 15이다. 기판 재료로 Pyrex, 강철, 실리콘, 알루미늄, 구리가 이용되었다. 펄스 열부하가 0.2 W로 지속될 때 재료별 정상상태의 히터 온도는 Lee[2]의 계산결과와 마찬가지로 각각 96.9°C, 32.6°C, 21.7°C, 21.1°C, 20.6°C이다. Fig. 6에서와 같이 정현파 열부하를 공급한 기판 재료의 열확산계수가 감소 할

Table 1 Thermal properties of different substrates[2]

Substrate	Thermal conductivity (W/m/K)	Thermal diffusivity (μm ² /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

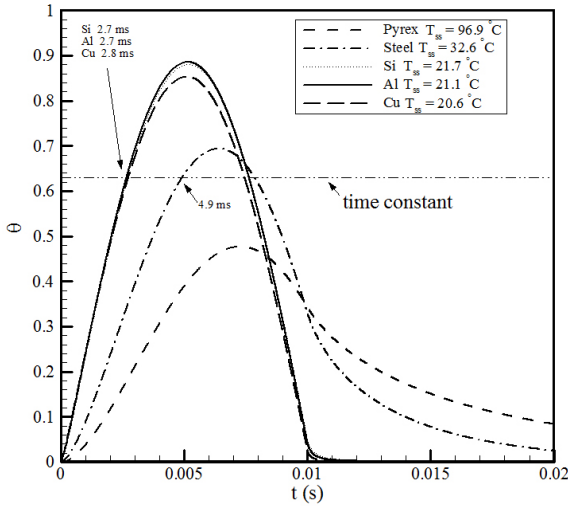


Fig. 7 The normalization of the simulated transient heater temperature of the 300 μm × 300 μm heater on different substrates in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15 under a sinusoidal heat load with $\tau_s = 10$ ms

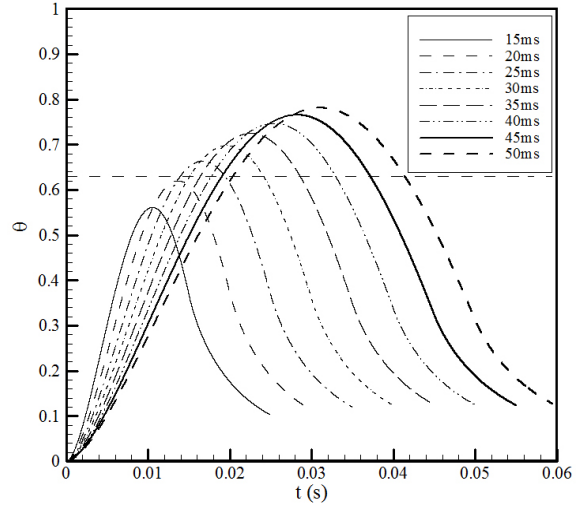


Fig. 9 The normalization of simulated transient heater temperature of the 300 μm × 300 μm heater on different periods of a sinusoidal heat load in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15

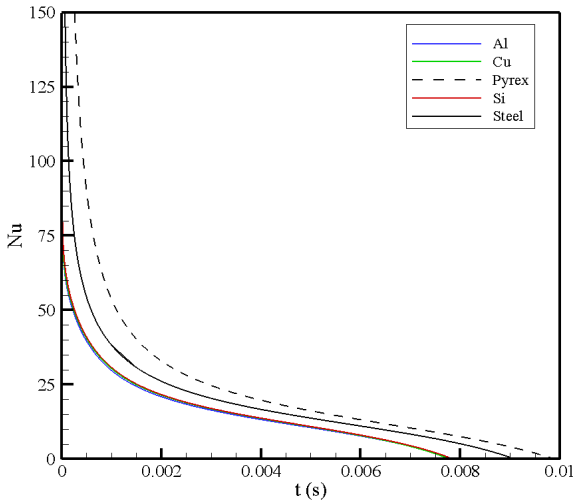


Fig. 8 Nusselt number of simulated transient heater temperature of the 300 μm × 300 μm heater on different substrates in a 300 μm micro-channel and the Reynolds number 15 under a sinusoidal heat load with $\tau_s = 10$ ms

수록 마이크로히터의 시상수는 증가한다. 열확산계수가 $8 \mu\text{m}^2/\text{s}$ 이상을 가지는 기판에서는 시상수가 2.7 ms로 큰 차이가 발생하지 않았으며, 열확산계수가 $0.078 \mu\text{m}^2/\text{s}$ 를 가지는 Pyrex는 펄스 열부하와는 달리 시상수에 도달하지 못한다. 이는 반주기 정현파에서 5 ms이후에 마이크로히터로 공급되는 열부하가 급격히 감소되고 Pyrex의 상대적으로 매우 낮은 열전도 계수 때문이다. 정현파 열부하가 공급되면 히터에서 생성된

열이 다른 재료보다 대류에 의한 냉각되는 양이 크다. 열확산 계수가 열용량보다 시상수에 영향을 미치는 더 큰 요인이라는 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 정현파 열부하에서 기판 재료에 따른 비정상 열전달 특성은 기판 재료의 열확산 계수와 관련이 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 반주기 정현파 열부하에서 시간에 따른 마이크로 채널 마이크로히터에서 대류열전달 특성을 보여준다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 시간이 흐름에 따라 열경계층의 두께가 증가하며 이로 인하여 대류열전달계수 값이 감소하게 된다. 따라서, Fig. 8에서 보듯이 시간이 지남에 따라 Nu 수는 감소하게 된다. 기판 재료의 열확산 계수가 감소할수록 대류열전달 계수의 크기는 증가하게 된다. 또한, 반주기 정현파 열부하가 10 ms 동안 공급될 때 특정 시간이 지남에 따라 대류열전달 계수의 값이 음의 값을 가지는데, 그 이유는 반주기 정현파의 열부하 크기가 감소함에 따라, 히터의 온도 값도 감소하며 마이크로히터 근처의 기판의 온도가 히터의 온도 값보다 커지게 되어 기판으로 부터 히터에 열공급을 받기 때문이다.

4.3 정현파 주기 영향

Fig. 7에서 공급된 최대 열부하 0.2 W와 Reynolds 수 15일 때 정현파 열부하 반주기 10 ms에서 Pyrex 기판의 히터 온도는 시상수에 도달하지 못하였다. 이는 Pyrex 기판의 매우 낮은 열확산 계수 때문인데, 본 절에서는 반주기 시간을 10 ms에서 5 ms 간격으로 50 ms까지 증가시켰을 때 시상수 변화를 살펴보았다. Fig. 9은 정현파 열부하의 반주기를 증가시켰

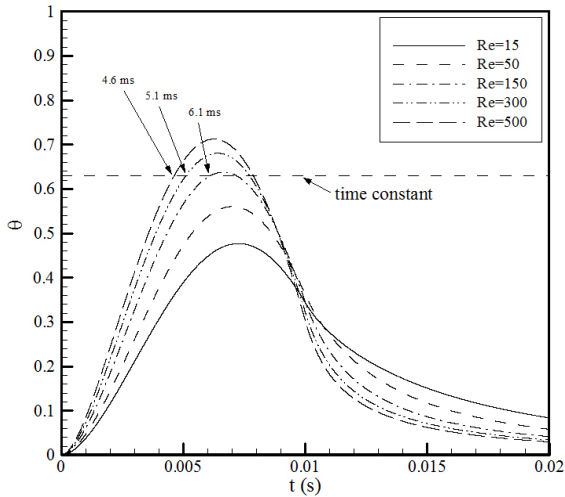


Fig. 10 The normalization of simulated transient heater temperature of the 300 μm × 300 μm heater on Pyrex substrate for heat generation of 1.1 × 10¹³ W/m³(0.2 W)

에 따라 정규화된 마이크로히터 온도를 보여준다. 정현파의 반주기가 길어짐에 따라 히터에 지속적으로 공급되는 열부하가 증가하며, 이로 인해 정현파 반주기가 25 ms 이상이면 마이크로히터는 시상수 값에 도달한다.

또한, 주기가 길어질수록 정상상태 히터 온도에 도달하는 시상수가 증가함을 알 수 있다. 따라서, 펄스 열부하와 달리 정현파 열부하에서는 정현파의 주기가 비정상 열전달 특성을 결정하는 시상수에 큰 영향을 미치는 변수임을 본 연구를 통해 알 수 있었다.

4.4 유량 영향

Fig 10은 수력학적 직경 300 μm인 마이크로채널이 Pyrex 기판에 놓여있고, 마이크로히터에 공급되는 정현파 열부하의 크기가 0.2 W일 때 유량에 따른 히터 온도 값을 시간에 따라 보여준다. 유량은 Reynolds 수 15, 50, 150, 300, 500으로 증가시켰다. 앞 절들과 마찬가지로 시상수를 계산하기 위해 정상상태 히터 온도 계산 결과가 필요하며, Lee[3]가 계산한 정상상태 히터 온도를 본 계산에 이용하였다.

Fig 10에서 유량의 Reynolds 수가 150미만일 때 Pyrex 기판의 히터 온도는 시상수를 가지지 않으며, 유량이 증가할수록 대류열전달계수가 증가하여 히터로부터 더 빨리 열을 냉각시킨다. 이에 따라 시상수 값이 감소하게 된다.

5. 결 론

마이크로채널 기판에 반주기 정현파 열부하가 공급될 때

유체가 흐르는 채널과 기관의 복합 열전달에 대한 비정상 수치해석을 수행하였다.

마이크로히터에 펄스 열부하가 공급될 때와 마찬가지로 정현파 열부하에서도 열확산 계수가 비정상 열전달 특성에 큰 영향을 미친다. 아울러, 마이크로채널에 흐르는 작동유체의 유량이 클수록 히터의 시상수가 점점 감소하며 결국 존재하지 않게 된다. 반면, 정현파 열부하 반주기의 크기가 커질수록 시상수가 증가하게 된다. 본 연구를 통하여 컴퓨터 CPU등과 같이 비정상 정현파 열부하를 가지는 마이크로 열싱크 시스템에서 열확산 계수, 유량, 정현파 주기영향이 시상수의 형태로 비정상 대류열전달계수에 고려되어야 함을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No.2011-0012700). 본 연구는 2013년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구임(No.20-114010100070).

References

- [1] 1965, Moore, G.E., "Cramming more components onto integrated circuits," *Electronics*, Vol.38, No.8.
- [2] 2011, Lee, H.J., "Transient simulation of subcooled onset of nucleate boiling in a micro-channel," *Journal of Computational Fluids Engineering*, Vol.16, No.2, pp.88-93.
- [3] 2012, Lee, H.J., "Numerical study of transient conjugate heat transfer in a micro-channel substrate," *Journal of Computational Fluids Engineering*, Vol.17, No.4, pp.87-92.
- [4] 2009, Joyce, G. and Soliman, H.M., "Analysis of the transient single-phase thermal performance of micro-channel heat sink," *Heat Transfer Engineering*, Vol.30, pp.1058-1067.
- [5] 2000, Jiang, L., Wong, M. and Zohar, Y., "Unsteady characteristics of a thermal microsystem," *Sensors and Actuators*, Vol.82, pp.108-113.
- [6] 2012, Abbasian Arani, A.A., Mazrouei Sebdani, S., Mahmoodi, M., Ardeshiri, M. and Aliakbari, M., "Numerical study of mixed convection flow in a lid-driven cavity with sinusoidal heating on sidewalls using nanofluid," *Superlattices and Microstructures*, Vol.51, pp.893-911.
- [7] 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.
- [8] FLUENT 6.3.26 USER'S GUIDE.