

HBM 제작용 TC 본딩 히터의 채널 형상에 따른 하이브리드 히트싱크의 냉각 성능 분석

김민혁* · 성기현* · 이건호* · 양태훈* · 한준식** · 손동기* · 고한서*,***†

Analysis of Cooling Performance of Hybrid Heat Sink According to Channel Geometries of Thermo Compression Bonding Heater for HBM Fabrication

Min Hyeok Kim*, Gi Hyun Sung*, Gun Ho Lee*, Tae Hoon Yang*, Jun Sik Han**,
Dong Kee Sohn*, Han Seo Ko*,***†

Key Words : HBM(고대역폭 메모리 반도체), Thermo compression bonding(열압착 접합), Micro-channel(마이크로 채널), Jet impingement(제트 충돌), Heat transfer(열전달), Electronic device cooling(전자장비냉각)

ABSTRACT

High Bandwidth Memory (HBM) fabrication requires highly reliable Thermo Compression (TC) bonding, where rapid heating and cooling of ceramic pulse heaters are critical to bonding quality. While heating characteristics have been widely studied, cooling strategies remain insufficiently explored. This study numerically investigates hybrid cooling channels that combine jet impingement with micro-channel flows to enhance transient cooling performance. Three geometries-Aligned, Staggered, and Zigzag-were modeled using transient computational fluid dynamics with the Realizable k- ϵ turbulence model. Cooling effectiveness was evaluated through heater temperature, Nusselt number, and heat flux. Flow structures and cross-sectional Nusselt number distributions along the z-axis were also examined to identify mechanisms governing heat transfer. Results showed that the Zigzag configuration with a 30 ° angle (Z30) was the only case reaching the target temperature of 373 K within 10 s, achieving an 8.9 % improvement over the reference design. Although Z30 exhibited the highest total heat removal, Z20 achieved slightly higher area-normalized heat flux due to its smaller cooling area, indicating a trade-off between absolute cooling capacity and surface efficiency. Flow analysis revealed that periodic separation and reattachment in the Zigzag channel continuously disrupted the thermal boundary layer, sustaining higher Nusselt numbers along the z-axis. These findings highlight the importance of channel geometry, with Zigzag layouts offering a promising pathway to improve TC bonding reliability in next-generation HBM packaging.

1. 서 론

AI 기술 발전으로 인공지능의 연산 요구량이 급증함에 따라 이를 처리할 수 있는 고대역폭 및 저전력 메모리 솔루션인 HBM(High Bandwidth Memory)의 중요성이 더욱 커지

고 있다. HBM은 메모리 다이를 실리콘 인터포저 위에 적층하여 높은 대역폭을 만들어내는 패키징 기술로, 그래픽 프로세서와 같은 고성능 시스템에서 주로 사용된다⁽¹⁾. HBM 제조 공정은 다단계로 구성되며, 특히 메모리 다이와 인터포저를 접합하는 TC(Thermo Compression) bonding 공정 단계는

* 성균관대학교 기계공학부(School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University)

** (주)미코(MiCo)

*** 성균관대학교 지능형팹테크융합전공(Department of Smart Fab. Technology, Sungkyunkwan University)

† 교신저자, E-mail : hanseoko@skku.edu

전체 공정의 성능과 신뢰성을 좌우하는 핵심 단계이다. TC bonding 공정은 마이크로 솔더 범프나 구리 층을 빠르게 용융시키고, 압력을 가해 금속 다이와 인터포저의 금속 패드를 열과 압력으로 접합하는 핵심 단계이다⁽²⁻³⁾. TC bonding에 사용되는 세라믹 히터는 접합 부위에 위치한 솔더볼, 마이크로 범프의 온도를 신속하고 균일하게 승온시키는 데 사용되며, 이후 접합 물질의 형상을 유지하기 위해 급속 냉각이 이뤄지는 핵심 부품이다⁽⁴⁾. 이때 온도 차이가 크게 발생하면 접합 불량 또는 신뢰성 저하로 이어질 수 있어 냉각 과정이 매우 중요하다. 이는 메모리 간의 접합 직후 열을 신속히 제거하여 접합부의 열응력을 완화하고, 미세 균열 및 결함 강도를 개선하여 공정 안정성을 확보하는데 필수적인 역할을 한다. 따라서 HBM 제작 과정 중 TC bonding 단계에서 효과적인 급속 냉각 기술은 제품의 신뢰성을 높이는데 결정적인 요소이다.

현재까지 HBM 제작 과정의 TC bonding 공정에 대해서는 세라믹 히터의 가열 과정, 즉 접합 메커니즘과 접합 품질 향상에 관한 다양한 연구가 수행되어 왔다. 그러나 냉각 성능을 핵심적으로 다룬 연구는 여전히 매우 제한적인 상황이다. 특히, 세라믹 히터에서 요구되는 급속 냉각 조건을 충족하기 위한 구조적 설계나 성능 평가에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 최근 전 세계적으로 지속되는 메모리 수급 불안정과 수요 증가를 고려할 때, HBM의 생산 수율을 높이기 위해서는 TC bonding 공정이 더욱 빠르고 안정적으로 수행되어야 한다. 이러한 맥락에서 세라믹 히터의 냉각 기술은 그 중요성이 점점 더 부각되고 있으며, 효과적이고 최적화된 냉각 기술 개발에 대한 체계적인 연구가 요구된다.

세라믹 히터의 냉각에는 급속 냉각 기법 중 하나로 제트 충돌 방식을 적용할 수 있다. 제트 충돌은 국소 열원을 빠르게 냉각하는 데 효과적이라는 장점을 지니며, 이러한 특성으로 인해 마이크로 논리 칩⁽⁵⁾, 데이터 센터⁽⁶⁾ 등과 같이 국부적으로 높은 열이 발생하는 장비의 냉각 방식으로 제안된다. 또한 단일 제트뿐만 아니라 다중 제트를 활용할 경우, 열전달 성능을 한층 더 향상시킬 수 있음이 보고된 바 있다⁽⁷⁾. 그러나 제트 충돌 방식은 특정 국소 영역의 열 제거에 초점을 두고 있어, 전체 표면의 온도 균일성이 중요한 세라믹 히터 냉각에는 직접적으로 적용하기 어렵다는 한계가 존재한다.

한편, 마이크로 채널 냉각은 넓은 열전달 면적과 균일한 유체 분포를 기반으로 표면 전체의 온도 균일성을 확보하는데 유리한 방식이다⁽⁸⁾. 이러한 장점으로 인해 반도체⁽⁹⁾나 배터리⁽¹⁰⁾와 같이 균일한 열 분포가 중요한 장비의 냉각 기술로 널리 활용되고 있다. 특히 마이크로 채널의 경우, 채널 형상에 따라 내부 유동 특성이 크게 달라지므로 냉각 성능 역시 형상에 따라 변화하게 된다. 일반적으로 직선형⁽¹¹⁾, 사선형⁽¹²⁾, 물결형⁽¹³⁾과 같은 다양한 형상이 제안되어 왔으며, 각각의 채널 형상은 열전달 성능 향상에 기여한다. 그러나 채널 형상

이 복잡해질수록 압력 강하가 급격히 증가하여 구동 동력이 더 많이 요구된다는 단점이 존재한다.

이러한 문제를 해결하기 위해 최근에는 제트 충돌과 마이크로 채널을 결합하여 보다 효율적인 냉각 성능을 확보할 수 있는 하이브리드 냉각 방식이 제안되고 있다. Deng은 동일 유량 조건에서 마이크로 채널, 제트 충돌, 하이브리드 냉각 방식의 열유동 특성을 비교·분석한 결과, 하이브리드 방식이 더 높은 열전달 성능과 더 낮은 압력 강하를 동시에 달성하여 냉각 효율이 가장 우수함을 확인하였다⁽¹⁴⁾. Wang은 마이크로 채널 방식과 비교하였을 때 하이브리드 냉각 방식이 열전달 성능과 압력 강하 측면에서 모두 뛰어난 성능을 보임을 입증하였다⁽¹⁵⁾. 이어서 Cui는 입구 질량 유량 및 입구 온도와 같은 운전 조건을 최적화함으로써 하이브리드 냉각 방식의 냉각 용량을 크게 향상시킬 수 있음을 확인하였다⁽¹⁶⁾.

하이브리드 냉각 방식에서도 채널의 형상은 성능에 결정적인 영향을 미친다. Farsad는 채널 내부 돌출부의 위치에 따라 온도 균일도가 크게 변화함을 규명하였으며⁽¹⁷⁾, Zhang은 채널 단면 형상에 따라 열유동 특성이 뚜렷하게 달라짐을 확인하였다⁽¹⁸⁾. 즉, 제트 충돌과 마이크로 채널을 결합한 하이브리드 냉각 방식은 채널 형상에 따라 내부 유동 및 열전달 특성이 달라질 수 있으며, 이에 따라 최대 냉각 성능을 발휘할 수 있는 최적 형상을 찾는 것이 매우 중요하다.

특히 세라믹 히터를 제한된 시간 내에 급속 냉각하는 것은 반도체 생산 공정의 수율 확보에 있어 핵심적인 요소이다. 현재 사용되고 있는 세라믹 히터의 냉각 목표는 10초 이내에 초기 온도 653 K에서 373 K까지 공랭 조건에서 냉각하는 것이다. 그러나 기존 채널 형상만으로는 이러한 목표를 충족하기에 부족한 상황이다. 따라서 히터 면적의 대형화를 위해 저유량 조건에서도 현재의 냉각 목표/속도를 달성할 수 있는 채널의 형상이 필요하다. 본 연구에서는 다양한 채널 형상을 적용하여 세라믹 히터의 냉각 시간을 최소화할 수 있는 최적의 형상을 탐색하고, 나아가 냉각 성능에 가장 큰 영향을 미치는 주요 요인을 규명하고자 한다.

2. 수치해석 방법

2.1 기하학적 형상 설계

본 연구에서 제안된 수치해석 모델은 Fig. 1(a)에 나타내었다. 사용된 세라믹 히터는 실제 공정에서 적용되는 모델과 동일한 규격인 $16 \times 16 \text{ mm}^2$ 크기로 제작하였으며, 해석의 용이성을 위해 형상 간소화를 진행하였다. 히터의 냉각 영역은 Fig. 1(b)와 같이 크게 두 부분으로 구분된다.

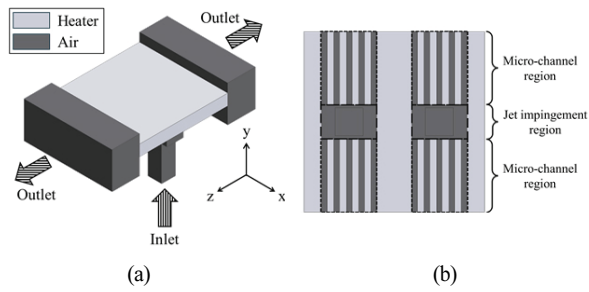


Fig. 1 Geometry of the numerical model: (a) Overall schematic view, and (b) Cooling region of the heater viewed from the $-y$ direction

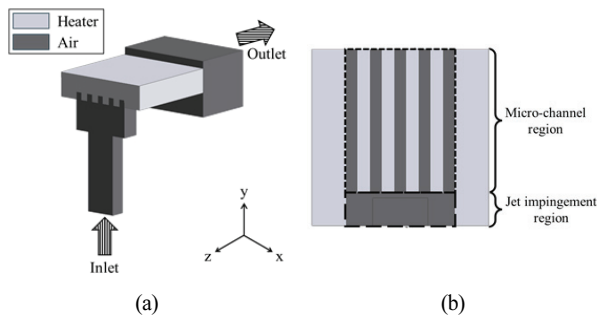


Fig. 2 Simplified model: (a) Overall schematic view, and (b) Cooling region of the heater viewed from the $-y$ direction

Table 1 Properties of ceramic pulse heater(AIN)

Density, ρ_h [g/cm^3]	3.4
Specific heat, $c_{p,h}$ [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$]	735
Thermal conductivity, k_h [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]	180

먼저 입구로부터 유입된 저온의 고속 유체가 히터 표면에 직접 충돌하는 제트 충돌 영역(Jet impingement region), 충돌 후 유체가 마이크로 채널을 따라 흐르면서 히터를 냉각시키는 마이크로 채널 영역(Micro-channel region)이다. 즉, 입구로부터 주입된 유체는 히터 표면에 충돌하여 초기에 강력한 열전달을 유도한 뒤, 마이크로 채널을 따라 양측 출구로 배출되도록 설계하였다. 이러한 유동 경로는 제트 충돌의 국소 냉각 효과와 마이크로 채널의 균일 냉각 특성을 동시에 활용하기 위한 것이다.

세라믹 히터의 기하학적 형상을 보면 xy , yz 평면에 대해 대칭 구조를 가지고 있으므로, 계산 효율을 높이고 격자수를 줄이기 위해 Fig. 2와 같이 전체 모델의 1/4 영역만을 계산 영역으로 추출하였다. 본 연구에서 사용된 세라믹 히터는 질화알루미늄(AIN) 세라믹으로 제작되었으며, 냉각 유체는 상온의 공기를 사용하였다. 세라믹 히터와 냉각 유체의 물성치는 Table 1에 정리하였다.



Fig. 3 Schematics of channel configurations: (a) Ref, (b) Aligned, (c) Staggered, and (d) Zigzag

2.2 채널 형상

본 연구에 적용된 채널 형상의 개략도는 Fig. 3에 나타나 있다. 비교 대상으로는 현재 사용 중인 기존 모델을 선정하였다. 해당 모델의 채널은 직선 형상으로만 구성되어 있으며, Ref(Reference) 모델로 정의하였다. Ref 모델에서 가로 방향의 채널이 연결된 형상을 Aligned 모델이라 정의하였고, Aligned 모델에서 가로 채널의 위치를 번갈아가며 어긋나게 배열한 형상을 Staggered 모델이라 명명하였다. 또한 채널이 유동 방향에 대해 특정 각도 (α) 로 굽어 있는 형상을 Zigzag 모델로 설정하였다. 각 채널 형상에 대한 개략도와 세부 수치는 Fig. 3과 Table 2에 정리하였다.

2.3 지배 방정식

본 연구의 수치해석은 상용 CFD 소프트웨어인 Ansys Fluent 2024R2를 사용하여 수행하였다. 제트 충돌과 마이크로 채널이 혼합된 하이브리드 냉각 방식의 경우, 강한 와류 형성과 유선 곡률이 지배적인 난류 특성을 정확히 예측해야 하며, Realizable $k-\epsilon$ 모델이 우수한 성능을 보이는 것으로 알려져 있다⁽¹⁹⁻²⁰⁾. 따라서 본 연구에서는 Enhanced wall

Table 2 Design channel of each case

	L _i	L _c	L ₀	H ₀	L ₁	L ₂	α	Z ₁	Z ₂
Ref.	1.5	6.5	0.5	0.6	-	-	-	-	-
A2					1.83	-	-	-	-
A4					0.9	-	-	-	-
A6					0.5	-	-	-	-
S2					1.83	3	-	-	-
S4					0.9	1.6	-	-	-
S6					0.5	1	-	-	-
Z10					-	-	10°	L ₀ /8	L ₀ /4
Z20					-	-	20°		
Z30					-	-	30°		

* Units: mm

function이 포함된 Realizable $k-\epsilon$ 모델을 채택하여 하이브리드 냉각 구조의 유동 및 열전달 특성을 해석하였다. 실제 공정 조건을 기반으로 유동 특성을 계산하였으며, 연구의 주요 열전달 메커니즘인 강제 대류의 상대적 영향을 고려하여 계산 효율과 해석의 용이성을 높이기 위해 다음과 같은 가정을 두었다:

- (1) 비정상 상태의 비압축성 유동,
- (2) 단상 난류 유동,
- (3) 점성 소산 및 복사 열전달 무시,
- (4) 물성치는 온도 변화에 무관하게 일정

점성 소산 효과는 본 연구의 유속 범위에서 발생하는 영향이 미미하므로 무시하였다. 복사 열전달은 강제 대류에 비해 기여도가 작아 제외하였다. 또한 물성치의 온도 의존성에 대해서는 사전 검증을 수행하였으며, 상대적 영향이 제한적임을 확인하였으므로 일정한 값으로 가정하였다. 이를 기반으로 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식 및 난류 모델 방정식을 적용하였으며, 지배 방정식은 다음과 같이 표현된다.

연속 방정식:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial \rho_f u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식:

$$\rho_f \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \mu_t \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

에너지 보존 방정식:

$$\rho_f c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u_j \frac{\partial T_f}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_f + \frac{c_{p,f} \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T_f}{\partial x_j} \quad (3)$$

Table 3 Numerical analysis condition

Transient	Flow time	0-10 s
	Time step	1 ms
Initial condition	Temperature of the heater	653 K
Boundary condition	Inlet velocity	20 m/s
	Inlet temperature	298 K
	Outlet pressure	0 Pa(gauge)

여기서 t 는 시간을 의미하고, μ , ρ_f , k_f , $c_{p,f}$, T_f 는 각각 공기의 동점도, 밀도, 열전도도, 비열, 온도를 나타내며, u_i 와 u_j 는 유체의 속도, p 는 압력을 의미한다. μ_t 는 난류 점도이고, Pr_t 는 난류 프란틀 수를 나타낸다.

Realizable $k-\epsilon$ 모델의 경우 난류 운동에너지 (k)와 난류 소산율 (ϵ)에 대한 수송 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\rho_f \left(\frac{\partial k_f}{\partial t} + u_j \frac{\partial k_f}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_f \frac{\partial k_f}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k_f}{\partial x_j} \right) + E_k + E_b - \rho_f \epsilon \quad (4)$$

여기서 E_k 와 E_b 는 각각 평균 속도 구배와 부력에 의해 생성된 난류 운동 에너지의 양을 의미한다.

고체 영역에 대해서는 다음의 에너지 방정식을 적용했다.

$$\rho_h c_{p,h} \frac{\partial T_h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_h \frac{\partial T_h}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

여기서 ρ_h , $c_{p,h}$, T_h 는 각각 히터의 밀도, 비열, 온도를 의미한다.

2.4 수치해석 조건

본 연구에 사용된 경계 조건은 Table 3에 정리하였다. 본 연구의 수치해석에서는 실제 TC bonding 공정 조건을 합리적으로 모사하기 위해 냉각 유체로 공기를 사용하였다. 입구 조건으로는 $T_{in}=298$ K의 일정한 온도와 $V_{in}=20$ m/s의 유속을 부여하였다. 해당 유속은 공정 조건인 8 kPa에서 Ref 모델이 얻을 수 있는 유속이다. 출구는 대기압 조건으로 설정하였고, 중력은 공정 조건을 고려하여 +y 방향으로 작용하도록 고려하였다. 또한 본 연구는 세라믹 히터가 TC bonding 공정을 수행한 직후의 냉각 성능을 평가하는 것을 목적으로 하므로, 초기 히터 온도를 $T_{heater,i}=653$ K로 설정하였으며, 열유속은 별도로 부여하지 않았다 ($q=0$). 모든 대칭면은 symmetry 경계 조건을 적용하였고, 유체-고체 경계면을 제외한 나머지 벽면은 단열 조건을 적용하였다. 본 연구의 목적은 시간에 따른 세라믹 히터의 냉각 성능을 평가하는 것이므로 비정상 해석(transient analysis)을 수행하였다. 해석 시간은 실제 공정을 고려하여 0-10 s로 설정하였으며, 시간

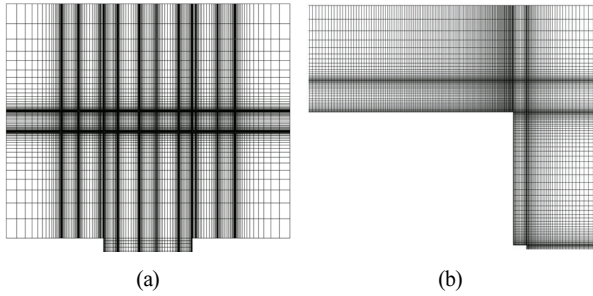


Fig. 4 Mesh configuration: (a) View from the $-z$ direction, and (b) View from the $-x$ direction

간격은 1 ms로 설정하였다. 해석 방법은 압력-속도 결합 문제의 계산을 위해 비정상 해석에 적합한 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators) 알고리즘을 사용하였다. 수치 해석의 신뢰성을 확보하기 위해 수렴 기준은 에너지 방정식은 10^{-8} , 연속 방정식을 포함한 기타 지표는 10^{-6} 이하가 될 때까지 반복 계산을 수행하도록 설정하였다.

2.5 격자 독립성 테스트

각 모델의 수치해석 정확도를 보장하기 위해 육면체 형상으로 격자를 생성하였다. Fig. 4에 나타난 바와 같이, 속도 변화가 큰 구간과 고체-유체 경계면 영역에서는 조밀한 격자를 배치하였고, 상대적으로 변화가 작은 영역에서는 격자수를 최소화하여 계산 비용을 절감하였다. 격자 독립성 검증은 Ref 모델을 대상으로 수행하였으며, 요소 개수를 1.5×10^6 , 2.5×10^6 , 3.5×10^6 , 4.5×10^6 , 5.5×10^6 으로 달리하여 수치해석을 진행하였다.

각 격자 요소 수에 대해 누셀트 수(Nu)와 압력 강하(ΔP)를 비교하였으며, 결과는 Table 4에 정리하였다. 분석 결과, 격자 수 증가에 따른 두 지표의 오차가 1% 이하로 수렴하는 조건을 기준으로 최적 격자 개수를 선정하였다. 특히, 3.5×10^6 개의 요소에서 누셀트 수와 압력 강하의 변화율이 각각 0.025%, 0.015%로 수렴하였으므로, 이후 모든 해석에서는 3.5×10^6 개의 요소 격자를 사용하여 계산 정확도와 시간 효율성을 동시에 확보하였다.

2.6 냉각 성능 지표

하이브리드 채널의 냉각 성능을 정량적으로 평가하기 위해 무차원 수를 도입하였다. 채널 내부의 유동 특성을 나타내기 위해 먼저 수력학적 직경은 다음과 같이 정의된다.

$$D_h = \frac{2wh}{(w+h)} \quad (6)$$

Table 4 Nusselt number, pressure drop, and their relative errors of the Reference model with various element numbers

# of elements	1.5 M	2.5 M	3.5 M	4.5 M	5.5 M
Nu	17713.2	17582.1	16595.2	16675.5	16591.1
Relative error	6.763 %	5.973 %	0.025 %	0.509 %	0 %
ΔP [Pa]	3336.0	3324.9	3265.0	3272.7	3265.4
Relative error	2.161 %	1.821 %	0.015 %	0.221 %	0 %

* 1 M = 1,000,000

여기서 w 와 h 는 각각 채널 내부의 폭과 높이를 의미한다. 다음으로, 하이브리드 채널의 열적 성능을 평가하기 위해 누셀트 수를 계산하였다. 누셀트 수는 벽면과 유동 사이의 대류 열전달 정도를 나타내는 대표적인 무차원 수로, 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (7)$$

여기서 h 는 유체의 대류 열전달 계수를 의미한다.

또한, 하이브리드 채널의 면적당 열전달 성능을 정량적으로 비교하기 위해 열유속을 계산하였다. 먼저, 세라믹 히터에서 시간에 따라 제거된 냉각량은 고체 히터의 질량 및 비열과 온도 변화량을 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$Q = \rho_h \forall_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,f}) \quad (8)$$

여기서 Q 는 히터에서 제거된 열량, \forall_h 는 히터의 부피, $T_{h,i}$ 와 $T_{h,f}$ 는 각각 히터의 초기 온도와 최종 온도를 의미한다. 히터가 하이브리드 채널을 통해 냉각된 평균 열유속과 열유속 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$q'' = \frac{Q}{A_{wet} t} \quad (9)$$

여기서 q'' 는 열유속을 의미하며, A_{wet} 과 t 는 히터의 냉각 면적을 의미하는 젖은 면적(wetted area)과 냉각 시간을 나타낸다. $\eta_{q''}$ 는 열유속 효율을 의미하며, 이는 Ref의 열유속 q''_{Ref} 과 비교하여 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{q''} = \frac{q'' - q''_{Ref}}{q''_{Ref}} \times 100 \quad (10)$$

3. 결과 및 논의

본 연구에서는 기존 세라믹 히터 형상과 다양한 형상으로 변경된 하이브리드 채널을 비교하였다. 비교 지표로는 히터 평균 온도, 평균 누셀트 수, 히터 냉각률 등을 사용하였으며,

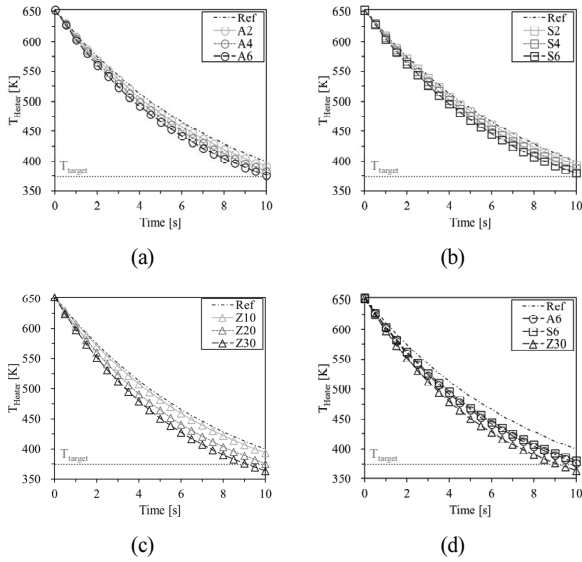


Fig. 5 Comparison of average heater temperature over time between the Reference case and different channel configurations: (a) Aligned, (b) Staggered, (c) Zigzag, and (d) Best performing cases of each channel geometry

각 형상에 따른 냉각 성능 차이를 정량적으로 분석하였다. 또한, 채널 내 유동 구조와 열전달 분포를 기반으로 하이브리드 채널에서 냉각 성능 향상에 기여하는 주요 열유동 특성을 논의하였다.

3.1 평균 열전달 성능 분석

Fig. 5는 Ref 모델과 각 채널 형상의 시간에 따른 히터 평균 온도를 나타낸 것이며, 본 연구에서 설정한 목표 냉각 온도(T_{target})는 점선으로 나타내었다.

전반적으로 히터 온도는 초기에 급격히 하강한 후, 시간이 지남에 따라 완만하게 감소하는 전형적인 비정상 냉각 거동을 보였다. 이러한 현상은 시간이 경과함에 따라 내부 유동 구조의 변화보다는 히터의 온도가 낮아지면서 상온의 냉각 유체와의 온도차가 감소하여 냉각 성능이 저하된 결과로 해석할 수 있다. 또한 채널 형상에 따라 냉각 성능에 차이가 존재하였다. Fig. 5(a-c)에 나타난 바와 같이 Aligned, Staggered, Zigzag 형상 모두에서 변화를 가장 크게 준 A6, S6, Z30이 가장 우수한 냉각 성능을 보였다. 10 초 동안의 냉각 이후 히터 평균 온도를 비교한 결과, Ref 모델은 399.8 K이었으며, Z30 모델은 364.2 K으로 약 8.9 %의 향상된 냉각 성능을 나타냈다. 특히 Z30 모델은 본 연구의 목표 냉각 온도인 373 K을 유일하게 10 초 이내에 달성하였다.

다음으로 열전달 성능을 정량적으로 평가하기 위하여 표면에서의 대류 열전달 정도를 나타내는 누셀트 수를 분석하였다. Fig. 6은 시간에 따른 각 모델의 누셀트 수를 나타낸다.

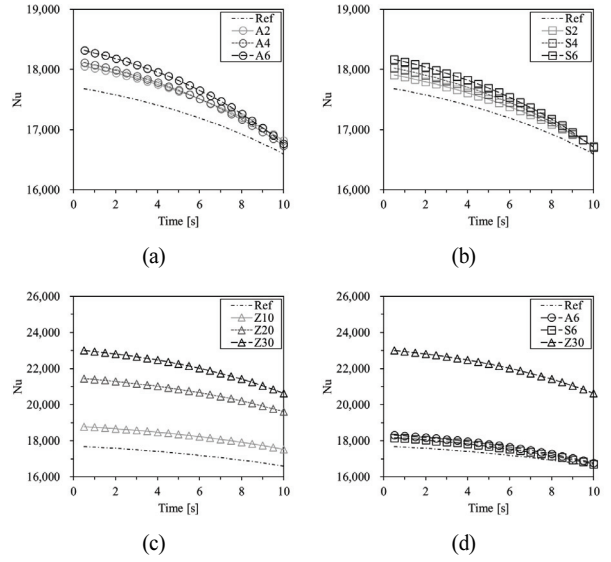


Fig. 6 Average Nusselt number over time compared with the Reference case: (a) Aligned, (b) Staggered, (c) Zigzag, and (d) Best performing cases of each channel geometry

모든 경우에서 누셀트 수는 시간이 지남에 따라 점차 감소하였으며, 이는 히터와 공기 사이의 온도차가 감소함에 따라 대류 열전달이 점차 약화된 결과로 해석된다. 각 채널의 형상별 열전달 성능을 비교하면, Reference, Staggered, Aligned, Zigzag 순으로 차이를 보였으며, 동일 형상 내에서는 A2-A4-A6과 같이 형상 변화를 크게 줄수록 누셀트 수가 증가하는 양상을 나타냈다. 특히 Fig. 6(d)에서 Ref와 비교한 최대 열전달 성능 향상률을 살펴보면, A6는 1.02 %, S6는 0.67 %로 상대적으로 낮은 개선율을 보였으나, Z30은 24.08 %로 유의미한 성능 개선을 달성하였다. 또한 모든 채널 형상에서 누셀트 수가 Ref보다 높게 나타났는데, 이는 대류 열전달 계수 또한 Ref보다 높음을 의미한다. 따라서 형상 변화가 열전달 성능에 직접적으로 기여함을 알 수 있다.

Fig. 7은 Ref 모델과 비교한 각 채널의 시간에 따른 히터의 냉각률을 보여준다. 전체적으로 시간이 경과함에 따라 냉각률은 점차 감소하는 경향을 나타냈으며, 약 8 초 이후 시점에서는 모든 모델에서 Ref보다 낮은 값을 보였다. 특히, 가장 우수한 냉각 성능을 보였던 Z30의 경우에도 약 7 초 이후부터는 Ref 모델보다 낮은 냉각률을 나타냈다.

이 현상의 원인을 규명하기 위해 뉴턴의 냉각 법칙을 적용하였다. 냉각률은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{T}_h = \frac{dT_h}{dt} = -\frac{hA_{wet}}{\rho_h \nabla_h c_{p,h}} \Delta T_h \quad (11)$$

여기서 냉각률은 대류 열전달 계수인 h 와 온도차(ΔT_h)에 비례한다. 앞선 Fig. 6의 결과에서 알 수 있듯이, 대류 열전달

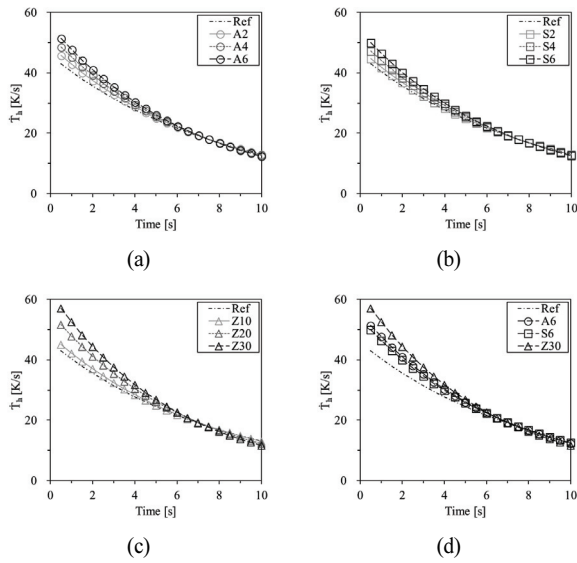


Fig. 7 Heater cooling speeds over time compared with the Reference case: (a) Aligned, (b) Staggered, (c) Zigzag, and (d) Best performing cases of each channel geometry

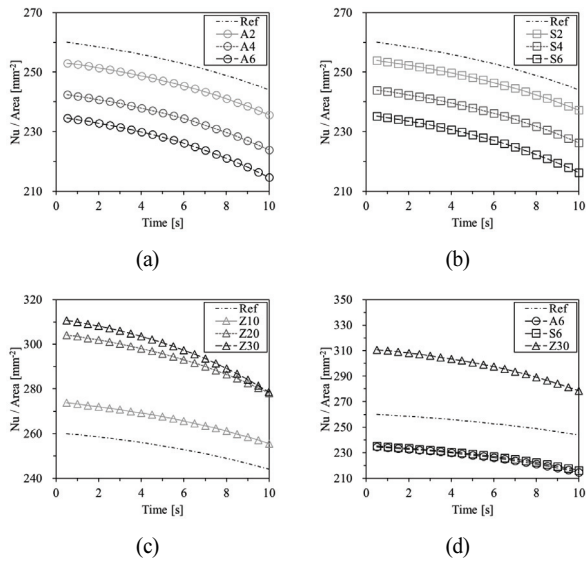


Fig. 8 Area-normalized Nusselt number over time compared with the Reference case: (a) Aligned, (b) Staggered, (c) Zigzag, and (d) Best performing cases of each channel geometry

계수와 동일한 경향을 보이는 누셀트 수는 모든 모델에서 Ref보다 높게 나타났다. 따라서 특정 시점 이후 냉각률이 Ref보다 낮아지는 원인은 유동 특성이 열전달 성능을 저하시킨 것이 아닌, 채널의 형상을 변경한 모델이 더 빠르게 냉각되어 히터와 공기 간의 온도차(ΔT_h)가 줄어들었기 때문으로 해석할 수 있다.

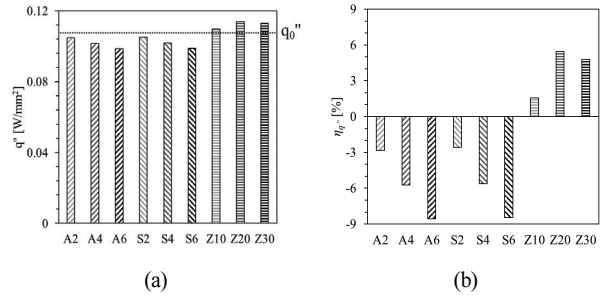


Fig. 9 (a) Average heat flux of each model, and (b) Efficiency of heat flux compared with the Reference case

Table 5 Heat transfer characteristics for each case

	Q [W]	A [mm ²]	q'' [W/mm ²]
Ref.	7.34	68.00	0.1079
A2	7.48	71.36	0.1049
A4	7.60	74.72	0.1017
A6	7.71	78.08	0.0987
S2	7.42	70.52	0.1052
S4	7.53	73.88	0.1019
S6	7.63	77.24	0.0988
Z10	7.52	68.60	0.1096
Z20	8.02	70.50	0.1138
Z30	8.37	74.03	0.1131

3.2 하이브리드 채널의 면적기반 열성능 비교

채널 형상 변화에 따른 열적 성능 차이 평가를 위해 냉각에 기여하는 실제 면적을 고려한 정규화 지표를 도입하였다. 이를 통해 단순한 절대값 비교가 아닌, 면적 대비 성능을 기반으로 각 설계 간 냉각 특성을 비교·분석하였다.

먼저 각 모델의 시간에 따른 면적당 평균 누셀트 수를 Fig. 8에 정리하였다. 모든 경우에서 평균 누셀트 수는 Ref보다 크게 나타났으나, 형상 변경 과정에서 채널 간 통로가 확장되면서 냉각 면적이 증가하였기 때문에 면적당 평균 누셀트 수는 오히려 낮게 나타났다. 반면 Zigzag 모델은 Ref 대비 뚜렷하게 높은 누셀트 수를 나타냈기 때문에 면적당 평균 누셀트 수가 모든 경우에서 Ref보다 높게 나타났다. 특히 Z30 모델은 Ref 대비 최대 19.49 % 향상된 수치를 기록하여, 냉각 성능뿐만 아니라 설계 효율성 측면에서도 Zigzag 형상이 가장 우수한 대안임을 확인하였다.

Fig. 9(a)는 각 모델의 평균 열유속을 나타내며, Ref 모델의 열유속은 점선으로 표시하였다. 또한 Fig. 9(b)는 Ref 대비 열유속 효율을 제시하였으며, Table 5에는 채널 형상에 따른 평균 전열량, 냉각 면적 및 열유속을 정리하였다. 분석 결과, Aligned와 Staggered 모델은 채널 면적 증가로 인해 열유속이 Ref보다 낮게 나타났으며, 효율은 최대 8.5 % 감

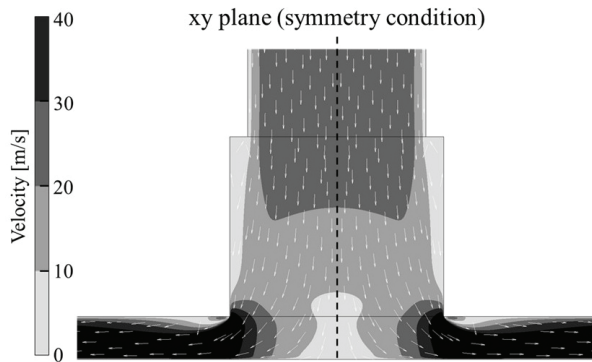


Fig. 10 Velocity field in the jet impingement region on the yz plane at the center channel (with symmetry condition on the xy plane)

소하였다. 반면 Zigzag 모델은 히터에서 공기로 전달되는 열 유속이 개선되어 최대 5.5 %의 성능 향상을 보였다.

앞선 결과들에서 Z30이 일관적으로 가장 높은 열전달 성능을 보인 반면, 열유속 효율 측면에서는 Z20이 가장 높은 수치를 보였다. 이는 Fig. 8에서 Z30이 가장 높은 면적당 평균 누셀트 수를 나타낸 결과와는 상이한 경향이다. 구체적으로 Z30은 Z20 대비 평균 전열량이 약 4 % 더 크고 최종 온도 역시 가장 낮아, 누적 냉각 성능에서는 가장 우수하였다. 그러나 열유속은 Z20이 Z30보다 약 0.6 % 더 높게 나타났는데, 이는 Z30의 냉각 면적이 Z20 대비 약 5 % 더 넓어 전 열량보다 면적에 대한 증가율이 더 크게 작용했기 때문이다.

따라서 Z30은 총 전열량 기준에서 가장 우수한 성능을 나타내지만, 면적 활용 효율성을 강조하는 열유속 관점에서는 Z20이 근소하게 우세한 것으로 해석된다. 이러한 차이는 절대적 냉각 총량을 평가하는 전열량과 면적 정규화된 성능을 반영하는 열유속에 기인하며, 형상 최적화 시 두 관점을 병행적으로 고려할 필요가 있음을 시사한다. 더 나아가 실제 공정에서는 제한된 면적에서 최대 냉각 효율을 달성해야 하는 경우와, 절대적인 냉각 총량을 확보해야 하는 경우가 혼재하므로 설계 시 이러한 특성을 종합적으로 고려해야 한다. 대규모 병렬 설계와 같이 동일한 구조를 여러 모듈에 배치하는 경우에는 단위 면적당 효율이 시스템 전체 성능과 비용에 큰 영향을 미치므로, 가장 높은 열유속을 나타낸 Z20이 면적 활용 측면에서 이점을 갖는다. 반면, 본 연구의 대상인 TC bonding 공정에서는 제한된 시간 내 히터를 목표 온도 이하로 빠르게 냉각시키는 것이 수율 향상에 직결되므로, 총 전 열량이 가장 큰 Z30 형상이 최적의 대안으로 판단된다. 따라서 실제 설계의 우선순위에 따라 Z20과 Z30 중 적합한 형상을 선택해야 한다.

3.3 내부 유동 구조 및 열전달 메커니즘 분석

냉각 성능 차이를 유발하는 근본적인 원인을 규명하기 위하여 채널 내부의 유동 특성을 분석하였다. 특히 유동 구조와 열전달 특성 간의 상관관계를 파악함으로써 채널의 형상이 열전달 성능에 미치는 영향을 논의하였다.

Fig. 10은 중심부 채널의 중심 단면에서 yz 평면에 대한 속도장을 나타내며, 제트 충돌 냉각의 대표적인 유동 특성을 잘 보여준다. 제트 충돌 유동 특성을 명확히 관찰하기 위해 symmetry 경계 조건인 xy 평면에 대한 유동장을 자연스럽게 표현하였다. 입구에서 유입된 고속 유체는 세라믹 히터의 제트 충돌 영역에서 표면에 거의 수직으로 충돌한다. 이 과정에서 열 경계층이 효과적으로 교란되고, 충돌 영역에서는 국부적인 열전달이 크게 향상된다. 충돌 영역에서는 유체가 축적되며 유체의 운동 에너지가 압력 에너지로 전환되어 압력이 상승하며, 속도가 0이 되는 정체점(stagnation point)이 형성된다. 이후 유체는 양측 채널을 따라 분산되어 전단층 발달과 함께 마이크로 채널 내부로 유동이 진행된다. 이 과정에서 발생하는 속도 구배는 난류 강도를 증가시키고, 국부적인 혼합 효과를 통해 대류 열전달을 더욱 촉진한다.

Fig. 11은 각 형상에서 냉각 성능이 가장 우수한 모델의 유동 구조 및 누셀트 수 분포를 나타낸 것이다. 먼저 Ref는 유동이 비교적 단순하게 채널 축 방향을 따라 직선적으로 흐른 뒤 출구로 배출된다. 제트 충돌 이후 추가적인 교란이 부족해 열 경계층이 점차 발달하며, 이에 따라 출구 방향으로 진행할수록 누셀트 수가 지속적으로 감소하는 경향을 보였다. A6의 경우, 출구로 향하는 유동이 가로 방향 채널과 충돌하면서 국부적인 정체점이 형성되었다. 해당 지점에서 열 경계층이 강하게 교란되며 국부적인 열전달 증가 효과가 나타나 높은 누셀트 수 피크가 관찰된다. 그러나 하류로 갈수록 정체점에 의한 효과가 약화되어 평균 열전달 성능이 저하되는 양상을 보인다. 특히 가로 채널 내부에서 발생하는 와류가 열 경계층을 주기적으로 교란 및 재생성하여 국부 열전달을 촉진하는 원인으로 작용한다. S6은 A6과 유사하게 가로 채널에서 정체점과 와류가 발생했지만, 교차 배치된 구조로 인해 제트 간 간섭이 완화되고, 유동 분산이 원활히 이루어졌다. 이로 인해 누셀트 수 분포는 비대칭적 형태를 보였다. 반면 Z30은 유동이 채널 벽에 수직으로 충돌하지 않아 정체점이 뚜렷하게 관찰되지 않고, 전체적으로 높은 속도를 유지하였다. 또한 코너마다 유동 방향으로 와류가 주기적으로 발생해 채널 전역에 걸쳐 연속적인 전단 영역이 발생하였다. 이로 인해 열 경계층이 반복적으로 파괴 및 재생성되면서 채널 전역에서 높은 누셀트 수가 유지되었으며, 전체적인 냉각 성능이 향상되었다. A6과 S6은 국부 열전달이 향상되는 반면, Z30은 채널 전체의 열전달 성능을 고르게 강화하여 가장 우수한 평균 전체 열전달 성능을 이끌어낼 수 있었다.

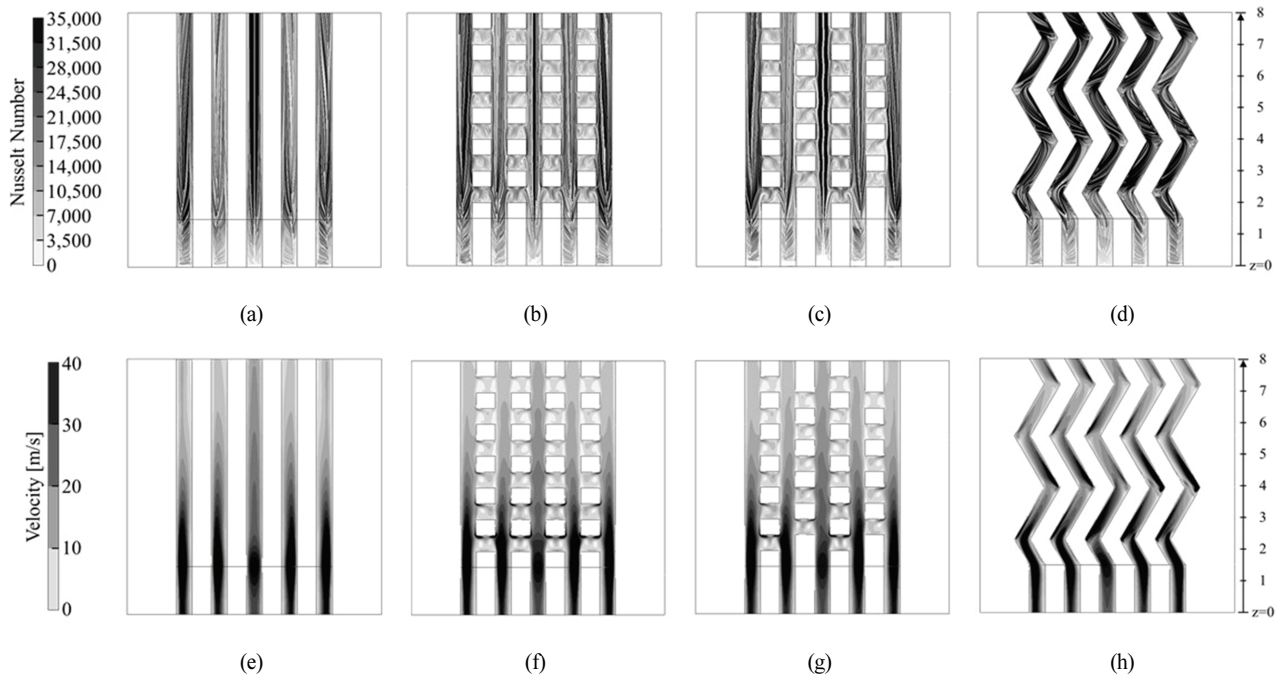


Fig. 11 Streamlines and velocity magnitude, and Nusselt number distribution inside the channels at 10 s: (a) Ref, (b) A6, (c) S6, and (d) Z30 for streamlines and velocity magnitude; (e) Ref, (f) A6, (g) S6, and (h) Z30 for Nusselt number

이를 통해 각 채널 형상에서 나타나는 유동 구조와 국부적인 누셀트 수 분포를 확인하였다. 채널 내부의 유동 특성은 형상별 열전달 특성을 이해하는 데 중요한 단서를 제공한다. 하지만 이러한 시각적 분석만으로는 형상에 따른 열전달 성능 차이를 정량적으로 비교하기에는 한계가 존재하므로 위치에 따른 누셀트 수를 정량적으로 분석하였다.

Fig. 12에서는 히터의 z방향에 따른 xy평면의 평균 누셀트 수를 도출하여 채널 형상별 열전달 성능을 정량적으로 분석하였다. 이를 통해 앞서 관찰된 유동 구조와 실제 열전달 지표 간의 상관관계를 보다 명확히 규명할 수 있으며, 각 형상에서 국부적 강화와 전체적인 성능 유지 간의 차이를 정량적으로 비교할 수 있었다. 전반적으로 모든 형상에서 제트 충돌 이후 누셀트 수가 크게 증가하는 현상을 보였다. 먼저 Ref 모델은 제트 충돌 직후, 누셀트 수가 연속적으로 감소하는 양상을 보였다. Aligned와 Staggered 모델은 가로 채널과의 충돌 지점에서 누셀트 수가 급격히 상승한 후 감소하는

피크 형태를 나타냈다. 반면 Zigzag 모델은 채널의 코너에서 급격한 상승을 보이고, 이후 상대적으로 완만하게 하강하는 경향을 보였다. 특히 Fig. 12(d)에서 각 형상 중 가장 성능이 우수한 모델을 비교한 결과, 전반적으로 S6의 냉각 성능이 가장 낮았고, A6의 피크 값이 가장 높은 값을 나타내며, Ref 대비 65.8 % 향상된 결과를 보였다. Z30은 채널 전역에 걸쳐 지속적으로 높은 수준의 누셀트수를 유지하는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 Fig. 11의 유동 구조 분석과도 일치하며, Zigzag 형상이 주기적인 와류 형성을 통해 열 경계층을 효과적으로 파괴 및 재생성하여 가장 우수한 열전달 성능을 발휘함을 확인하였다.

Fig. 13은 각 채널 형상에 따른 압력 강하(ΔP)를 나타낸 것이다. 냉각 성능 측면에서 가장 우수했던 Z30 형상은 다른 모든 모델에 비해 압력 강하가 현저히 큰 값을 보였다. 이는 지그재그 형상에서 채널이 반복적으로 꺾이는 구간마다 와류가 발생하여 유체 저항이 크게 증가한 데 기인한다. 이러

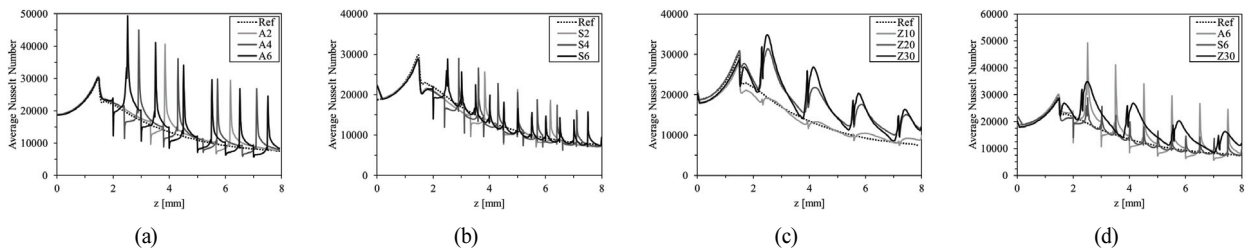


Fig. 12 Comparison of average Nusselt number along the z-direction between the Reference case and each model at 10 s: (a) Aligned, (b) Staggered, (c) Zigzag, and (d) Best performing cases of each channel geometry

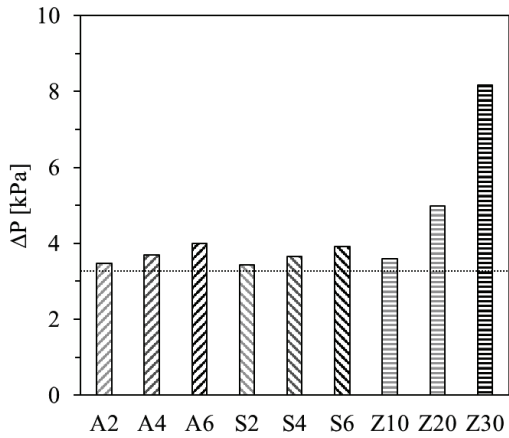


Fig. 13 Pressure drop of each model with the dotted line of Reference case

한 결과는 Z30이 열전달 성능 향상에는 효과적이지만, 동시에 펌프 구동력 증가와 같은 높은 유압 손실을 수반한다는 점을 시사한다. 따라서 열전달 성능만을 기준으로 하면 Z30이 가장 효과적인 형상이라 할 수 있으나, 실제 공정 적용 시에는 과도한 압력 강하로 인해 전체 시스템의 에너지 효율이 저하될 가능성이 존재한다. 반면 Z20은 Z30 대비 냉각 성능은 다소 낮지만, 압력 강하가 약 38.9% 낮게 나타나 열전달 성능과 유체 저항 간의 균형이 더 우수한 것으로 분석된다. 이는 채널 형상 최적화를 진행할 때 절대적인 냉각 성능뿐만 아니라 압력 강하와 같은 유체 저항 특성도 병행 고려해야 함을 의미한다. 하지만 본 연구에서는 제한된 시간 내에 히터가 목표 온도 이하로 냉각되는 것이 가장 중요한 조건이다. 이러한 관점에서 보면, Z20은 상대적으로 높은 효율을 보였으나 목표 온도인 373 K에 도달하지 못하였다.

따라서 압력 강하에 따른 펌프 구동력이 더 요구되더라도 유일하게 목표 온도를 달성한 Z30을 최적의 대안으로 판단하였다.

4. 결론

본 연구에서는 HBM 제작 공정의 핵심 단계인 TC bonding에서 사용되는 세라믹 히터의 급속 냉각을 위한 제트 충돌과 마이크로 채널을 결합한 하이브리드 냉각 방식을 수치해석적으로 분석하였다. 기존의 히터 형상은 현재와 같은 저유량 조건에서 목표 온도에 도달하지 못하는 한계가 있었으므로, 본 연구에서는 채널 형상을 변경하여 냉각 성능 향상을 도모하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 시간에 따른 평균 온도와 냉각 속도를 비교한 결과, Zigzag 형상 중 각도를 30°로 기울인 Z30이 10 초 내 목표 냉각 온도인 373 K에 도달하여 기존 형상 대비 약 8.9% 향상된 냉각 성능을 보였다.

- 2) 면적 정규화된 전열량 비교를 통해 채널의 면적 효율성을 평가한 결과, 절대적인 전열량에서는 Z30이 가장 우수하였으나, 단위 면적당 열유속 측면에서는 Z20이 근소하게 더 높은 효율을 보였다. 이는 형상 최적화 시 총 전열량과 면적 효율이라는 두 지표를 병행 고려할 필요가 있음을 시사한다.
- 3) 유동장 및 누설트 수 분포를 종합적으로 분석한 결과, Aligned와 Staggered 형상에서는 가로 채널 충돌에 따른 국부 열전달 증가가 관찰되었으나, 전반적인 냉각 성능에서는 Zigzag 형상이 반복적인 와류 발생으로 인해 열 경계층이 지속적으로 교란 및 재생성되어 가장 높은 열전달 성능을 보였다.

후 기

이 연구는 2024년도 산업통상자원부 및 한국산업기술기 획평가원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임(00469380)

References

- (1) Park, J. Y., Lee, K. W., Roh, S. K., and Nam, Y. S., 2024, "Research Trends in Electronics Cooling and Thermal Management 2024," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 28, No. 2, pp. 176-183.
- (2) Tsau, C. H., Spearing, S. M., and Schmidy, M. A., 2002, "Fabrication of wafer-level thermocompression bonds," *Journal of Microelectromechanical systems* Vol. 11, No. 6, pp. 641-647.
- (3) Radu, I., Landru, D., Gaudin, G., Riou, G., Tempesta, C., Letertre, F., Cioccio, L. Di., Gueguen, P., Signamarcheic, T., Euvrard, C., Dechamp, J., Clavelier, L., and Sadaka, M., 2010, "Recent Developments of Cu-Cu non-thermo compression bonding for wafer-to-wafer 3D stacking," *IEEE International 3D Systems Integration Conference (3DIC)*, Munich, Germany, pp. 1-6.
- (4) Aasahi, N., and Nimura, M., 2016, "Heat transfer analysis in the thermal compression bonding for CoW process," *International Conference on Electronics Packaging (ICEP)*, Hokkaido, Japan, pp. 640-643.
- (5) Patel, A., Yogi, K., Sahu, G., and Wei, T., 2025, "Direct-on-chip two-phase jet impingement cooling of multichip packages: Distributed inlet-outlet nozzles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 252, pp. 127514.
- (6) Jin, P., Zhang, X., Zhang, X., Tan, Z., and Xie, G., 2025, "Immersed jet impingement heat transfer for servers in immersion cooling data center: A parametric study," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 274, pp. 126628.
- (7) Li, J., Yu, B., Li, X., Bu, S., and Wang, A., 2024, "Multi-jet

- impingement cooling in the leading edge of turbine blade using matrix as internal structure,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 250, pp. 123531.
- (8) Deng, Z., Shen, J., Dai, W., Liu, Y., Song, Q., Gong, W., Ke, L., and Gong, M., 2020, “Flow and thermal analysis of hybrid mini-channel and slot jet array heat sink,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 171, pp. 115063.
- (9) Wang, G., Ruan, H., Peng, H., Xu, Q., Lai, L., Xie, D., and Neha, N. N., 2025, “Numerical investigation on hydrothermal performance of microchannel heat sink with impingement jet inlet arrays,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 165, pp. 109013.
- (10) Choi, W. B., Ryu, E. S., Koo, B. C., and You, J. H., 2024, “Numerical Study of Optimal Positions of Inlet and Outlet in the Lithium-ion Battery Pack,” *The KSFJ Journal of Fluid Machinery*, Vol. 27, No. 6, pp. 87–92.
- (11) Yoon, S. J., Heo, J. H., Kwak, D. H., and Bae, J. I., 2023, “Pressure Drop and Heat Transfer Performance Effects due to Deformation of Channels in Cold Plate After Diffusion Bonding,” *The KSFJ Journal of Fluid Machinery*, Vol. 26, No. 5, pp. 89–98.
- (12) Darbari, B., Kefayati, G., Wang, X., and Vafai, K., 2025, “Improvement of IGBT cooling using modified micro-channel heat sinks,” *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 64, pp. 103740.
- (13) Qi, W., Lan, P., Yang, J., Chen, Y., Zhang, Y., Wang, G., Peng, F., Hong, J., 2024, “Multi-U-Style micro-channel in liquid cooling plate for thermal management of power batteries,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 256, pp. 123984.
- (14) Siva, V. M., Pattamatta, A., and Das, S. K., 2014, “Effect of flow maldistribution on the thermal performance of parallel microchannel cooling systems,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 73, pp. 424–428.
- (15) Mou, N., Lee, P. S., and Khan, S. A., 2016, “Coupled equivalent circuit models for fluid flow and heat transfer in large connected microchannel networks: The case of oblique fin heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 102, pp. 1056–1072.
- (16) Mohammed, H. A., Gunnasegaran, P., and Shuaib, N. H., 2011, “Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 63–68.
- (17) Farsad, E., Heyhat, M. M., and Targhi, M. Z., 2024, “On the effect of protrusion positioning in multi-jet microchannel heat sink thermo-hydraulic performance,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 156, pp. 107662.
- (18) Zhang, Y., Wang, S., and Ding, P., 2017, “Effects of channel shape on the cooling performance of hybrid micro-channel and slot-jet module,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 113, pp. 295–309.
- (19) Sung, M. K., and Mudawar, I., 2008, “Single-phase hybrid micro-channel/micro-jet impingement cooling,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 4342–4352.
- (20) Cui, H. C., Fan, W. H., Wang, J., Yu, M. J., Zhang, Z. K., Liu, Z. C., and Liu, W., 2024, “Characteristics analysis and structure optimization of a hybrid micro-jet impingement/micro-channel heat sink,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 245, pp. 122769.