대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 D pp. 546~552

KSME 01S489

원형 충돌제트를 이용한 Pedestal 형상의 핀이 부착된 Chip 냉각

정영석* · 정승훈** · 이대희*** · 이준식****

Round Jet Impingement Heat Transfer on a Pedestal Encountered in Chip Cooling

Young Suk Chung, Seung Hoon Chung, Dae Hee Lee and Joon Sik Lee

Key Words: Cylindrical pedestal(원통형 기둥), Liquid crystal(액정), Shroud-transient technique (shroud 비정상기법), Nusselt number(Nusselt 수), Chip cooling(Chip 냉각)

Abstract

The heat transfer and flow measurements on a pedestal encountered in chip cooling. A uniform wall temperature boundary condition at the plate surface and on a pedestal was created using shroud method. Liquid crystal was used to measure the plate surface temperature. The jet Reynolds number (Re) ranges from 11,000 to 50,000, the dimensionless nozzle-to-surface distance (L/d) from 2 to 10, and the dimensionless pedestal diameter-to-height (H/D) from 0 to 1.0. The results show that the Nusselt number distributions at the near the pedestal exhibit secondary maxima at r/d $\cong$1.0 and 1.5. The formation of the secondary maxima is attributed to an create in the vortex by the pedestal.

기호설명

C : Plexiglas의 비열(J/kgK)

C_p : 표면 압력 계수[$= (P_w - P_\infty)/0.5\rho_a U_\infty^2$]

d : 노즐의 직경(m)

D : Pedestal의 직경(m)

H/D : Pedestal의 높이와 직경의 무차원 비

k : Plexiglas의 열전도 계수(W/mK)

L/d : 노즐과 반구면 사이의 무차원 거리

T* : 무차원 표면온도

r : 정체점으로부터 유체흐름 방향으로의 거리(m)

Re : 노즐출구의 평균속도와 지름을 기준으로 한 Reynolds 수 $\left(=\frac{U_{ce}d}{\nu}\right)$

그리스문자

γ : $\left(=\frac{(h_c+h_r)\sqrt{t}}{\sqrt{\rho Ck}}\right)$

ρ : Plexiglas의 밀도(kg/m^3)

* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 인제대학교 대학원 기계공학과

*** 인제대학교 기계자동차공학부

**** 서울대학교 기계항공공학부

1. 서 론

최근 반도체 산업의 급속한 발전으로 인하여 컴퓨터 칩의 사이즈는 작아지고 있는 반면에, 칩에 장착되는 컴포넌트 수의 증가에 따른 단위 면적당의 열 발생률은 크게 증가하고 있는 추세이다. 실제로 pentium Ⅲ PC의 프로세서 칩에서는 약 35W 정도의 발열이 일어나며, 현재 소형팬 부착 히트싱크를 사용하여 칩을 냉각하고 있다. 또한, 현재 출시를 시작한 pentium Ⅳ PC의 경우에는 더 작아진 면적의 칩 당 발열량이 약 60W 정도에 이를 것으로 예상되므로, 컴퓨터 내부에 장착된 칩이 정상적으로 작동하기 위해서는 발생하는 열을 효과적으로 냉각시키는 것이 중요하

다. 또한, 고속 통신용 인공 위성과 지상 중계국 간의 교신용 위성 신호 수신안테나 장치 내의 전자칩에 대한 적절한 냉각이 고속통신 위성 신호 교신의 성공에 중요한 역할을 담당하고 있다. 이와 같이 산업용 전자칩에서의 발열량은 이제 더 이상 지금의 팬 강제 대류 단계에 머무르지 않고 히트파이프 냉각장치, 액침 냉각, 그리고 충돌제트 분사냉각 단계를 고려해야 하는 시점에 이르렀다. 이 여러 가지 냉각방법 중에서 충돌제트에 의한 냉각방법은 간단하면서도 매우 높은 열전달 계수를 유발시키므로 많은 산업에 이용되고 있다. 또한, 냉각효과를 증대시키기 위하여 충돌제트와 함께 핀과 같은 돌출부를 사용하기도 하는데(Sparrow와 Larson[1], Wadsworth[2]), 이러한 냉각방식은 IBM-4381, Fujitsu FACOM M-780과 Fujitsu VP2000 등과 같은 대용량 컴퓨터 등에서 주로 사용되고 있다(Sullivan 등[3,4], Teuscher 등[5], Priedeman 등[6]). 하지만, 높은 열전달 효율로 인하여 앞으로 개발될 PC급 컴퓨터 칩의 냉각에서도 널리 사용될 것으로 사료된다. 한편, 현재 시중에 나와 있는 펜티엄 칩의 냉각에도 이와 유사한 형태의 냉각법을 사용하고는 있으나 개선할 점이 많아 보이며 이에 관한 보다 체계적인 연구가 이루어 져야할 것이다. 따라서, 본 연구에서는 충돌제트를 원통형의 pedestal이 부착된 칩에 분사시켰을 때, pedestal이 열전달에 미치는 영향을 고찰하며, 최적의 열전달 계수를 가지게 하는 pedestal의 직경과 높이를 구하고자 한다.

또한, 본 연구에서는 액정(liquid crystal) 센서를 칼라 영상처리장치와 함께 사용하여 표면온도를 측정하였다. 액정은 열전대와 같은 point 온도 센서에 비해서 칼라를 이용하여 온도분포를 연속적으로 알 수 있다는 장점과 온도장 전체를 가시화할 수 있다는 잇점이 있다. 이러한 액정을 shroud 비정상기법(shroud-transient technique)에서 사용하게 되면 3차원의 매우 복잡한 형상에서의 국소 열전달 계수를 정확히 측정할 수 있는 큰 장점이 있다[7-10]. 따라서, 본 연구에서도 액정-비정상기법을 사용하여 pedestal의 상단면 및 밑평판에서 낮은 불확실도(uncertainty)를 갖는 국소 열전달 계수를 측정하고, 그 결과를 보다 효율적인 전자 칩 냉각을 위한 설계의 기초 자료로 사용하고자 한다.

본 연구에서는 완전히 발달된 속도분포를 갖는 원형제트가 원통형의 pedestal 위에 수직으로 충돌할 때 pedestal의 높이와 지름의 비 및 노즐과 pedestal 간의 거리의 변화가 pedestal의 상단면 및 밑평판의 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여 노즐 직경은 d = 2.15 cm로 고정하였으며, Reynolds 수는 11,000, 23,000, 50,000, 노즐과 pedestal 간의 거리는 L/d = 2에서 10까지, pedestal의 높이와 지름의 비는 H/D = 0, 0.5, 1.0으로 변화시켰다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도이다. 유량조절이 가능한 원심 송풍기에 의해서 공급되는 공기는 오리피스 유량계를 지나게 되고, 제트는 노즐 끝에서 완전히 발달된 속도분포를 갖도록 긴 직관을 통과해서 분사된다. 이 때, 분사제트의 온도와 주위의 온도가 거의 같도록 열교환기를 사용하여 조절하며 열전대에 의해서 이들의 온도를 측정한다. 오리피스 유량계는 마이크로 마노메타를 이용하여 측정하며, 열전대 온도센서는 data acquisition system에 연결하여 사용하였다. 오리피스 유량계와 열전대는 사용전에 pitot tube와 항온조 및 표준온도계에 의해서 보정함으로써 각각 ± 2%와 ± 0.1℃ 이내의 측정의 정확도를 갖도록 하였다.

실험에 사용된 열전달 실험모델의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험 모델은 Plexiglas 평판 위에 원통형의 pedestal이 설치된다. 그리고, Plexiglas로 만들어진 지지판의 뒷면과 카메라사이에는 유리판과 스티로폼을 이용하여 완전한 밀폐 공기층이 형성되도록 airpocket을 제작하였다. 이 airpocket은 충돌면에서 지지판 뒷면으로 발생되는 열손실을 최소화하는 역할을 한다. 실험 모델 부분은 먼저 air brush를 사용하여 검정색 페인트로 코팅한 후, 그 위에 다시 액정을 일정한 두께로 코팅한다. 이제 실험모델을 일정한 온도로 예열하기 위하여 특수 제작한 공기 항온조(Fig. 3) 안에 실험모델을 넣고 액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 약 10℃정도 높게 가열시킨 후 실험모델의 온도가 정상상태에 도달했다고 판단이 될 때(전체 실험모델에서의 온도분포가 ± 0.2℃ 이내) 공기항온조를 순간적으로 벗긴다(항온조를 "shroud"라 칭함). 이 때 순간적으로 실험

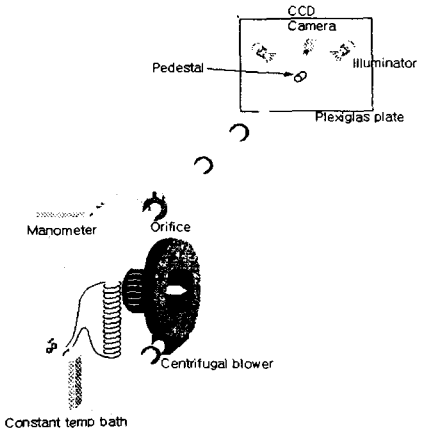


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus

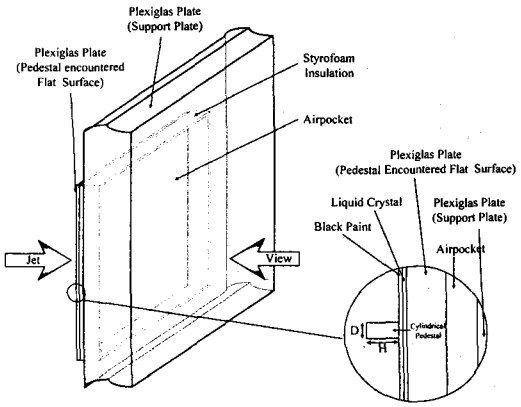


Fig. 2 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impingement on the cylindrical pedestal

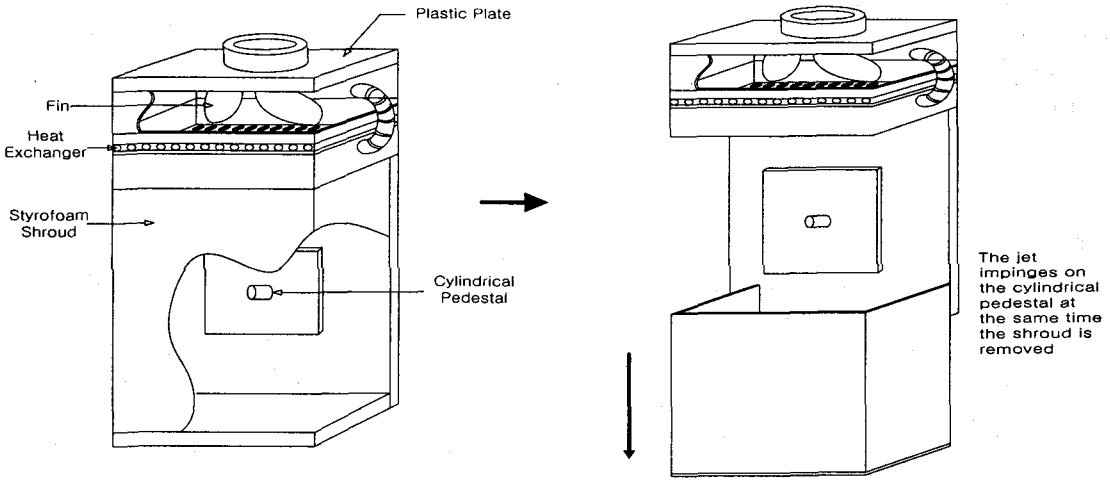


Fig. 3 Diagram showing the experimental procedure for the jet impingement on the cylindrical pedestal

모델 위에 공기제트가 수직으로 충돌하고, 시간이 경과하면서 열전달율이 가장 높은 부분에서부터 액정의 칼라가 나타나기 시작하여 모델의 전체에서 칼라가 나타나는 것을 볼 수가 있다. 이러한 과정을 디지털 칼라영상처리장치를 사용하여 기록한 후에 화상을 분석하여 열전달 계수를 구한다.

3. 실험 해석

본 연구에서는 shroud-transient technique을 이용하여 열전달 계수를 측정하였다. 본 실험에 사용된 실험모델의 표면에서 유동방향의 열전도손실을 무시하고(Dunne[11]), 대류열전달 경계조건을 갖는 semi-infinite body라고 가정해서 비정상 1차원 열전도 방정식을 풀면 측정표면의 온도분포를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T^* = \frac{T_{LC} - T_j}{T_i - T_j} = e^{\gamma^2} erfc(\gamma) \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \quad (2)$$

여기서 T_{LC}는 액정에 의해 측정되는 벽면온

도, T_j는 제트의 온도, T_i는 항온조에서 예열한 실험모델의 초기온도이다. 그런데 이 세가지 온도값은 측정치로서 이미 알고 있는 값이다. 이제, 디지털 칼라영상처리장치를 이용하여 실험을 시작하여 온도를 구하고자 하는 지점까지의 경과된 시간 t를 측정하면 식 (1)과 (2)로부터 그 지점에서의 열전달 계수 h와 Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

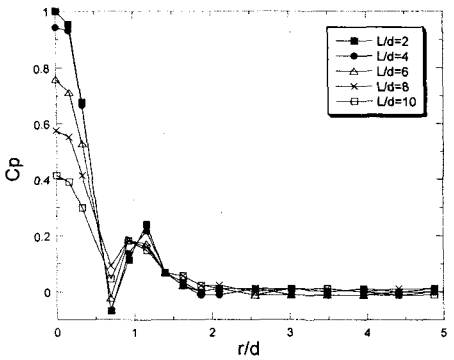
$$h = \frac{\sqrt{\rho C k}}{\sqrt{t}} \tag{3}$$

$$Nu = \frac{h_c d}{k_a} \tag{4}$$

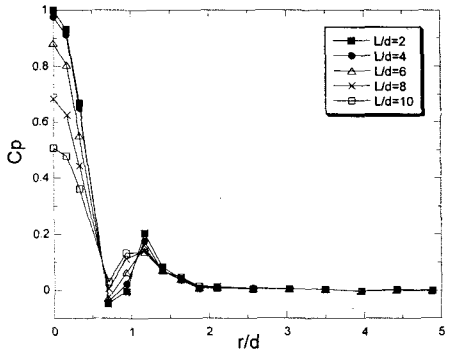
Nusselt 수의 불확실도 해석은 20:1 odd(95%)의 신뢰도를 기본으로 하였으며, Kline과 Mcklintock [12]의 방법을 이용하였다. 계산한 결과, Re = 23,000, L/d = 6, H/D = 0.5, r/d = 0.94와 2.22일 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 각각 7.43%와 7.34%이다. 이때 Plexiglas의 물성치의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정에 의해 측정된 벽면온도의 불확실도가 그 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

4. 결과 및 토의

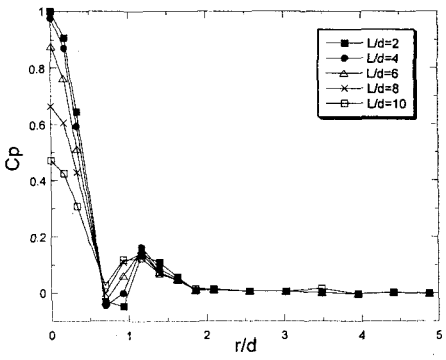
Fig. 4는 pedestal의 상단면 및 밑평판에서의 압력분포(C_p)를 d = 2.15cm, H/D = 0.5, Re = 11,000, 23,000, 50,000, L/d = 2, 4, 6, 8, 10 일 때 측정한 것이다. 정체점에서 C_p는 최고값을 가진 후 급격하게 감소하여 r/d ≅ 0.7인 지점에서 최저값을 가진 후 증가하기 시작하여, Reynolds수와 L/d에 따라서 다소 차이는 있지만, 약 1.0≤r/d≤1.25인 지점에서 2차 최대값을 가진 후, 점차적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 평판 등에서 찾아볼 수 없는 이러한 2차 최대값이 나타나는 이유는 제트 유동이 pedestal의 끝부분에서 박리가 되면서 발생된 vortex가 평판에 부딪히면서 일어나는 것으로 판단된다. 이 결과는 또한 유동가시화의 결과에서도 잘 나타나고 있다. 그리고, L/d = 4인 경우의 정체점에서의 C_p는 L/d = 2일 때의 약 94-97% 값을 가진다. 이것은 pedestal 상단면에 부딪히는 포텐셜코어의 길이가 다르기 때문으로 생각된다.



(a) Re = 11,000



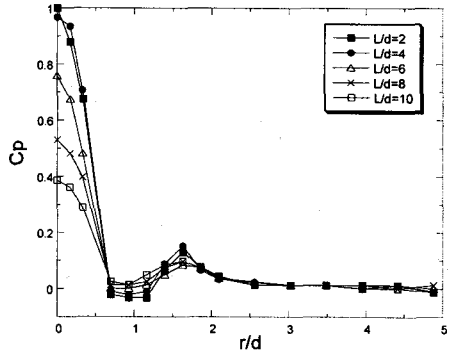
(b) Re = 23,000



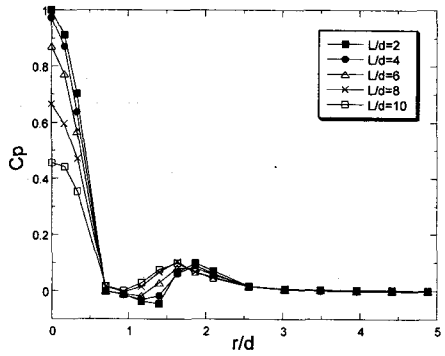
(c) Re = 50,000

Fig. 4 Profiles of the wall pressure coefficient on the pedestal and along the flat surface for H/D = 0.5

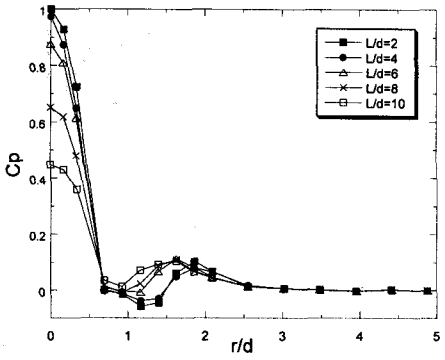
Fig. 5는 pedestal의 상단면 및 밑평판에서의 압력분포(C_p)를 H/D = 1.0일 때 측정한 것이다. Fig. 4와 마찬가지로 정체점에서 최고값을 가진 후 감소하지만, 최저값이 나타나는 지점과 그 값이 약간 차이가 나는 것을 알 수 있다. Reynolds 수와 L/d에 따라서 다소 차이는 있지만, 약 0.7≤



(a) Re = 11,000



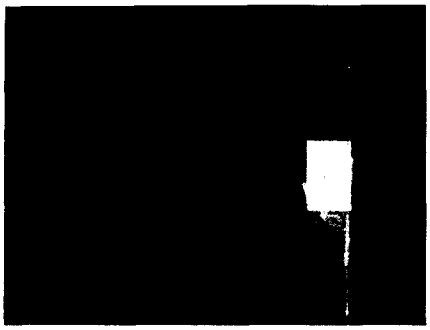
(b) Re = 23,000



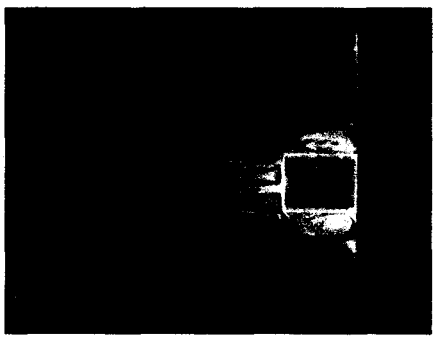
(c) Re = 50,000

Fig. 5 Profiles of the wall pressure coefficient on the pedestal and along the flat surface for H/D = 1.0

$r/d \leq 1.4$인 곳에서 최저값이 나타나고 있다. 그리고, $1.6 \leq r/d \leq 1.8$인 지점에서 2차 최대값을 가진 후, 점차적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 하지만, 이 최대값은 H/D = 0.5인 경우에 비하여 평균 50% 정도 감소된 값을 보이고 있다. 이렇게 2차 최대값이 나타나는 지점이 뒤쪽으로 이동하



(a) H/D = 0.5



(b) H/D = 1.0

Fig. 6 Flow visualization using the smoke generator for L/d = 4

고, 값이 감소하는 이유는 pedestal의 높이 차이로 인하여 pedestal 끝단에서 발생하는 유동의 박리로 인하여 생기는 vortex의 크기 및 형태의 차이 때문으로 판단된다.

Fig. 6은 각각 L/d = 4, H/D = 0.5와 1.0인 경우에 smoke generator를 이용하여 유동의 흐름을 측정한 결과이다. Fig. 6의 (a)는 그림에서와 같이 pedestal의 양 끝단에서 발생되는 유체의 박리 현상으로 인하여, pedestal의 옆면과 밑평판 사이에 vortex가 생성되는 모습을 볼 수 있다. 이러한 vortex는 Fig. 4에서 볼 수 있었던 압력분포의 2차 최대값을 가져 올 뿐만 아니라, 열전달 계수에도 많은 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 6의 (b)의 경우에는 (a)의 결과와 마찬가지로 vortex가 생성되는 모습을 볼 수 있으나, pedestal의 높이가 높은 관계로 이 vortex의 크기는 더 크나, 밑평판에 미치는 영향보다는 pedestal의 옆면에 더 많은 영향을 미치고 있는 것을 관찰할 수 있다. 따라서, H/D = 0.5인 경우에 비하여 2차 최

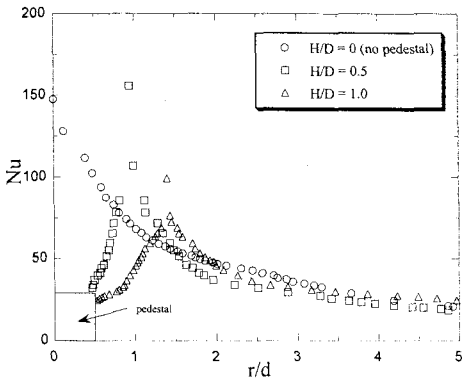


Fig. 7 Effect of the pedestal diameter-to-height (H/D) on the local Nusselt number for Re = 23,000 and L/d = 6

대값이 일어나는 지점이 더 바깥쪽으로 밀리고, 그 값도 약간 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 Re = 23,000일 때, L/d = 6, H/D = 0(no pedestal), 0.5, 1.0인 경우의 Nusselt 수를 비교한 결과이다. H/D = 0, 즉 pedestal이 없는 경우에는 stagnation point에서 최대값을 보인 후 점차적으로 감소하는 경향을 보였으며, 이 결과는 또한 선행 연구자들의 결과와 잘 일치하였다. 하지만, pedestal이 부착되었을 때는 다른 결과를 보였다. pedestal의 정체점에서 최대값을 보인 후, pedestal을 벗어나는 지점에서 급속한 값의 감소와 증가가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이것은 pedestal로 인하여 일어나는 유동의 박리현상으로 발생하는 vortex의 영향 때문으로 생각된다.

5. 결론

본 연구는 원형제트를 균일한 온도분포를 가지는 pedestal이 부착된 평판에 충돌시킬 때, 레이놀즈수(Re = 11,000~50,000), 노즐과 pedestal 간의 거리(L/d = 2~10)와 pedestal의 높이와 직경의 비(H/D = 0~1.0)의 변화가 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다.

실험결과, H/D = 0인 경우에 나타나지 않는 2차 최대점이 H/D = 0.5와 1.0인 경우에 볼 수 있었으며, 정체점의 약 70-105% 정도의 값을 보였다. 이러한, 2차 최대점은 pedestal로 인하여 발생하는 vortex의 영향으로 생기는 것으로 판단된다.

후기

본 연구는 학술진흥재단의 2000년 선도연구자 지원(과제번호 : KRF2000-E00004)에 의해 이루어진 것으로 연구비 지원에 감사 드립니다.

참고문헌

(1) Sparrow, E. M. and Larson, E. D., 1982, "Heat Transfer From Fin-Pins Situated in an Oncoming Longitudinal Flow Which Turns to Crossflow," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 25, No. 5, pp. 603-614.

(2) Wadsworth, D. C., 1989, "Cooling of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two-Dimensional Jets of Dielectric Liquid," *M.S.M.E. Thesis,* Purdue University.

(3) Sullivan, P. F., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., 1992a, "Extended Surfaces to Enhanced Impingement Cooling With Single Circular Liquid Jets," *Proceedings of the ASME/JSME Joint Conference on Electronic Packaging,* San Jose, CA, ASME EEP-Vol. 1-1, pp. 207-216.

(4) Sullivan, P. F., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., 1992b, "Use of Smooth and Roughened Spreader Plates to Enhance Impingement Cooling With Single Circular Liquid Jets," *National Heat Transfer Conference, San Diego,* CA, ASME HTD-Vol. 206-2, pp. 103-110.

(5) Teuscher, K. L., 1992, "Packaging Methods for Jet Impingement Cooling of an Array of Discrete Heat Sources," *M.S.M.E. Thesis,* Purdue University.

(6) Priedeman, D., Callahan, V., and Webb, B. W., 1993, "Enhanced Surface liquid Jet Impingement Heat Transfer," *The 1993 ASME Winter Annual Meeting, New Orleans,* Louisiana, ASME HTD-Vol. 263, pp. 43-48.

(7) Lee, D. H., Won S. Y., Kim, Y. T., and Chung, Y. S., 2001, "Turbulent Heat Transfer from a Flat Surface to a Swirling Round Impinging Jet," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* in Press.

(8) Lee, D. H., Lee, Y. M., Kim, Y. T., Won S. Y., and Chung, Y. S., 2001, "Heat Transfer

Enhancement by the Perforated Plate Installed Between an Impinging Jet and the Target Plate," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* in Press.

(9) Chung, Y. S., Lee, D. H., and Lee, J. S., 1999, "Heat transfer Characteristics of an Axisymmetric Jet Impinging on the Rib-Roughened Convex Surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 42, pp. 2101-2110.

(10) 정영석, 이대희, 이준식, 1998, "표면조도를 가지는 볼록한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달계수 측정," *대한기계학회논문집 B권,* 제22권, 제3호, pp. 373-385.

(11) Dunne, S. T., 1983, "A Study of Flow and Heat Transfer in Gas Turbine Cooling Passages," *D. Phil. Thesis,* Oxford Uninversity, UK.

(12) Kline, S. J., McKlintock, F. A., 1953, " Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering,* Vol. 75, pp. 3-8.