

팬싱크의 유동 특성에 관한 실험 및 수치해석적 연구

이 경 용, 최 영 석[†], 윤 제 호
 한국생산기술연구원 열유체시스템팀

Experimental and Numerical Studies on the Flow Characteristics of a Fan-Sink

Kyoung-Yong Lee, Young-Seok Choi[†], Jae-Ho Yun

Thermal & Fluid System Team, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

(Received December 15, 2005; revision received January 23, 2006)

ABSTRACT: The overall performance and local flow fields of the fan, heat sink, and fan-sink were experimentally and numerically studied to investigate the flow characteristics of a fan-sink. The flow resistance of the heat sink was measured by small fan tester based on AMCA standards and compared with the CFD results to select available cooling fan for the fan-sink. The nonuniform velocity profile behind the fan outlet was shown by the flow visualization. The effects of nonuniform velocities on the performance of heat sink were discussed. To validate the commercial CFD code CFX-5.6, the predicted performance curve was compared with that of fan testing. The local flow fields of the fan-sink were analyzed by CFD results. MFR (multiple frame of reference) was used as a computational model combining rotating fan and stationary heat sink. Through the CFD results of the fan-sink, the flow patterns behind the fan outlet influenced the flow resistance and overall performance of the heat sink.

Key words: Fan-sink(팬싱크), Heat sink(히트싱크), Axial fan(축류팬), Performance test(성능 시험), CFD(전산유체역학)

기 호 설 명

- B : 봉쇄량 [%]
- P_{static} : 정압상승량 [Pa]
- Q : 체적유량 [CMM]

그 리 스 문 자

- ξ : 손실계수

1. 서 론

최근 각종 컴퓨터나 정보통신 산업의 전자장비 시스템들의 급속한 소형화, 고밀도화 및 고속화 추세에 따라 시스템 내부에서 발생하는 발열밀도도 급격히 증가되고 있으며, 이들 발생열을 외부로 효과적으로 방출시키는 냉각기술도 많은 발전을 거듭하고 있다. 전자장비의 냉각방식은 일반적으로 열전달 매체에 따라 공기냉각과 액체냉각으로 분류할 수 있으며, 발열밀도에 따라 적절한 냉각방식을 선택하는 것이 중요한 과제이다. 공기냉각방식은 자연대류 및 강제대류 방식이 이용되고 있으며 강제대류방식의 경우, 팬(fan)과 히트싱크(heat sink)를 체결하여 사용하는 팬싱크(fan-sink) 냉각방식이 널리 사용되고 있다. 그러

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8337; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: yschoi@kitech.re.kr

나 팬싱크의 열효율을 증가시키기 위하여 팬 자체의 성능을 개선하거나 또는 히트싱크 자체의 열효율을 증대시키는 개별적인 연구가 적용되어 왔다.

Kim⁽¹⁾은 히트싱크의 형상 및 열전달 방식에 따라 각각의 방열 특성을 실험적으로 규명하고, 방열 특성이 가장 우수하다고 판단되는 적층형 히트싱크(layered heat sink)에 대한 수치해석을 수행하여 실험결과와 비교하였다. Kang et al.⁽²⁾은 자연 및 강제대류 냉각시에 소자의 배치, 풍속, 히트싱크의 형상 등을 설정하고 소자의 온도 상승을 예측하는 프로그램을 개발하였다.

축류팬(axial fan)의 연구동향을 살펴보면 축류팬의 유동장 분석 및 성능향상에 관한 실험 및 수치해석적 연구가 꾸준히 수행되어 왔으며, 최근에 와서는 축류팬을 적용하는 시스템과 축류팬 사이의 상호관계까지 고려하는 연구가 수행중이다. Cho et al.⁽³⁾은 기존의 팬싱크 냉각시스템의 성능개선의 방법으로 마이크로팬(micro fan)의 후류유동을 분석하여 유동저항 감소와 유량 증가를 위한 히트싱크를 설계하는 연구를 수행하였다. 그러나 기존의 팬싱크 개발은 열원의 발열밀도에 따라 히트싱크를 개발하고 적절한 용량의 팬을 적용하는 방법으로 이루어진다. 따라서 적용되는 팬 성능을 고려하여 히트싱크를 개발하기보다 히트싱크의 특성에 따라 팬이 결정된다고 할 수 있다.

본 연구의 목적은 히트싱크에 축류팬을 적용하였을 경우 유동장의 변화를 실험 및 전산유체역학(CFD)적 방법을 통해 알아보는 것이다. 팬을 선택하기 위한 기본자료로써 유량변화에 따른 히트싱크의 압력강하를 측정하였고, 팬싱크의 운전점(operating point)을 예측하기 위해 히트싱크의 흡입면적을 변화시키며 압력강하의 변화를 알아

보았다. 히트싱크의 규격에 맞는 팬을 선택하여 성능시험을 하였고 팬싱크의 성능을 측정하였다. 히트싱크, 팬 및 팬싱크의 전체 성능 및 내부 유동장을 분석하기 위해 실험대상과 동일하게 해석 영역을 모델링하여 수치해석을 수행하였다.

2. 본 론

2.1 히트싱크의 실험장비 및 방법

본 연구에서는 소형 송풍기 성능시험장치(fan tester)를 사용하여 히트싱크의 압력강하 및 팬의 성능을 측정하였으며, Fig. 1은 팬테스터의 실제형상이다. 실험에 사용된 팬테스터는 AMCA 규격(ANSI/AMCA 210-99, ANSI/ASHRAE 51-1999, 송풍기 성능시험 규격)⁽⁴⁾에 준하여 흡입 및 토출 시험이 가능하도록 제작되었다. Fig. 1의 팬테스터는 최대 30 CMM의 유량, 100 mmAq의 정압 및 1.5kW의 동력 범위에서 측정이 가능하며 유량 측정 챔버, 제어 및 표시박스, 보조 송풍기, 덤퍼 및 측정시스템으로 구성되어 있다. 유량측정 챔버의 크기는 0.6(W)×0.6(D)×2.1(L) m이며 공압으로 개폐되는 ϕ 0.015, 0.02, 0.035, 0.06 및 0.1 m의 다중노즐(multi-nozzle)과 유동안정화를 위한 격자와 타공판이 장착되어 있다. 또한 (주)터보기계에서 개발한 송풍기 성능시험 자동화 소프트웨어 TH-FTSW-FS⁽⁵⁾를 사용하여 다중노즐개폐, 보조송풍기 회전수 및 덤퍼 등을 제어하면서, 성능곡선상의 원하는 유량점을 설정하며 성능시험을 수행하였다.

일반적으로 히트싱크의 냉각 및 유동특성 실험은 히트싱크로 균일한 유동이 유입되도록 실험장치를 구성한다.⁽¹⁾ 그러나 실제 팬싱크에 있어서 히트싱크의 입구 유동장을 예측해 보면 실험조건과 달리 팬 후류의 복잡한 유동형태가 유입되는 것

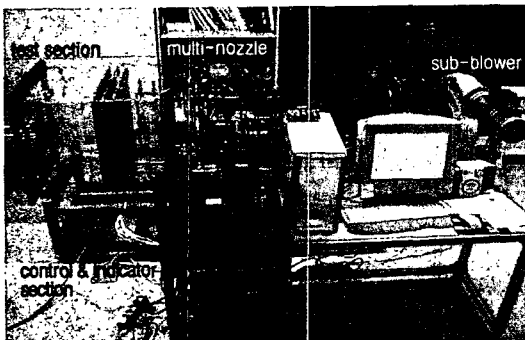
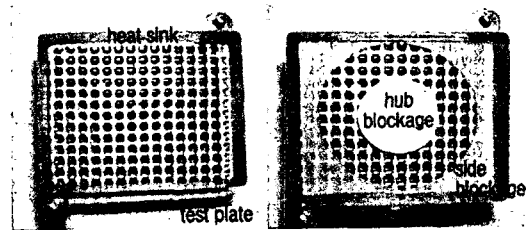


Fig. 1 Photograph of fan tester.



(a) Heat sink

(b) Blockage

Fig. 2 Photograph of heat sink.

을 알 수 있다. 본 연구는 히트싱크의 유동 특성을 정확하게 측정하기 위해 팬테스터의 측정부에 크기가 0.05(W)×0.06(D)×0.03(L) m인 적층형 히트싱크를 부착하였고, 히트싱크의 입구영역에 따른 유동 특성의 변화를 알아보기 위해 입구부의 봉쇄(blockage, B)량을 변화시키며 실험하였다. Fig. 2는 측정부에 부착된 히트싱크의 실제 현상(a)과 봉쇄방법(b)이며, Fig. 2(b)의 허브(hub) 및 가장자리(side) 봉쇄는 축류팬을 사용하였을 경우 발생하는 봉쇄이다. 실험에서 봉쇄량은 가장자리 봉쇄만 존재하는 B=39.7%부터 히트싱크 입구의 중심부에 입구면적의 5, 10, 15 및 20%가 되도록 원판으로 제작된 허브 봉쇄를 변화시키며 전체 봉쇄량이 44.7, 49.7, 54.7, 59.7 및 64.7%가 되도록 하였다. 히트싱크의 유동 특성 실험은 보조송풍기의 회전수를 증가시키며 다중노즐의 차압을 통해 계산된 유량과 히트싱크의 출구 이후의 정압을 측정하였으며 유량측정의 정확도를 높이기 위해 유량범위에 알맞은 노즐을 선택하였다.

2.2 히트싱크의 수치해석방법

히트싱크의 내부 유동 특성을 알아보기 위해 상용 CFD 프로그램인 CFX-5.6을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 해석영역과 히트싱크의 형상을 Fig. 3에 나타내었다. 해석영역은 비정렬격자(unstructured grid)를 사용하여 약 39만개의 격자점을 갖도록 격자계를 생성하였다. 해석방법에 있어 난류모델 및 이산화기법은 CFX-5.6에서 제공하는 RNG κ - ϵ 난류모델 및 2차 이상의 정확도를 갖는 high resolution을 사용하였으며 대칭조건을 사용하여 전체 해석영역의 1/4만 해석하였다. 경계조건으로 입구에는 전압조건

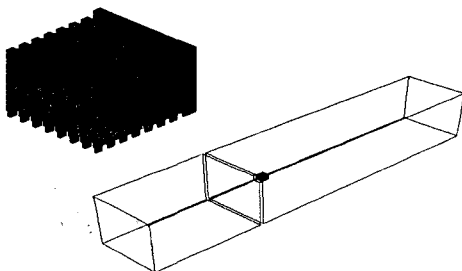


Fig. 3 Simulation region of heat sink.

을 부여하고 출구에는 질량유량을 변화시키며 해석을 수행하였다. 또한 실험결과와 비교하기 위해 실험에서 정압을 측정하는 위치와 동일한 위치에 측정면을 형성하여 유량과 질량유량으로 평균된 정압을 계산하였다.

2.3 히트싱크의 실험 및 수치해석 결과

Fig. 4에 히트싱크의 유동특성 실험 및 수치해석 결과를 나타내었다. 실험결과를 보면 전반적으로 동일 유량에서 봉쇄량이 증가함에 따라 압력강하도 증가하는 경향을 볼 수 있다. 특히 가장자리 봉쇄만 존재하는 B=39.7%의 경우는 B=0%와 큰 차이를 보이고 있다. 이러한 경향으로 보아 적층형 히트싱크의 경우 복잡한 구조로 인하여 중심부를 통과하는 유동보다 유동경로가 짧은 모서리 부분으로 유동이 집중된다고 판단되며 이후 수치해석 결과를 통해 검토하였다. 또한 특정 봉쇄량에서 유량증가에 따른 압력강하의 경향을 식(1)에서 정의한 손실계수(loss coefficient, ξ)를 사용하여 정량적으로 분석하였는데 손실계수는 히트싱크의 종류, 형상 및 실험조건에 따라 달라질 수 있다.

$$\Delta P = \xi Q^2 \tag{1}$$

각각의 봉쇄에 대한 ξ 을 곡선적합(curve fitting)하면 식(2)와 같은 경향을 보인다.

$$\xi = 0.30766B^2 - 24B + 1186.8 \tag{2}$$

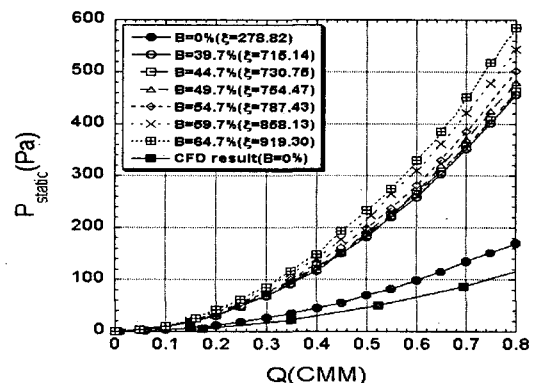


Fig. 4 Pressure drop and loss coefficient of heat sink.

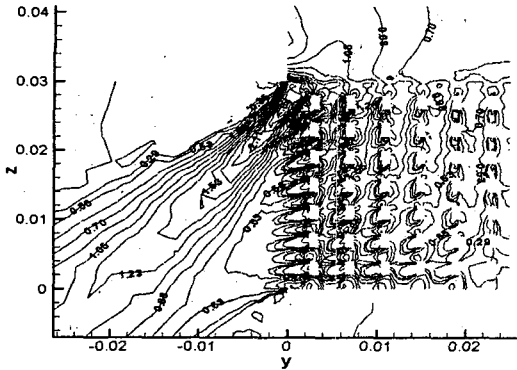


Fig. 5 Velocity contours of heat sink at symmetric plane.

여기서 B 는 봉쇄량(%)이다. 따라서 히트싱크의 크기와 같은 팬으로 팬싱크를 구성하였을 경우, 허브의 크기에 따라 히트싱크의 압력강하가 변화하며 허브의 봉쇄 정도를 알면 히트싱크의 압력강하를 예측할 수 있다. 그러나 입구봉쇄 실험의 경우, 팬을 결합하였을 경우의 입구면적만을 고려하였을 뿐 축류팬의 출구 속도성분은 고려되지 않아서 실제 팬싱크의 유동 특성과 정확하게 일치한다고 할 수는 없다. 히트싱크의 열용량에 알맞은 팬을 선택하는데 있어 기존의 실험결과를 사용하는 것에 대한 오류를 지적한 것과 팬의 구조에 따라 히트싱크의 압력강하를 유사하게 예측할 수 있는 손실계수 모델을 제시한 것이 본 연구의 성과라고 할 수 있다. Fig. 4에서 수치해석결과와 실험결과를 비교하면 유량의 증가에 따라 수치해석결과가 실험결과보다 압력강하를 더 작게 예측하고 있다. 이것은 적층형 히트싱크의 실험모형과 해석모형의 형상차이가 원인이라고 판단된다. 실험모형은 유료가 형성된 Al 판재를 적층하고 브레이징(brazing) 기법으로 접합하여 제작된다. 이때 접합온도에 따라 실험모형의 강도 및 형상이 변화하기 때문에 설계조건과 동일하게 모델링된 해석모델과 차이를 보인다. 따라서 실험결과와 수치해석결과가 정확하게 일치하지 않지만 유사한 경향을 보이고 있으므로 수치해석결과를 히트싱크의 내부 유동장 분석에 사용하였다. Fig. 5는 히트싱크 입구유량이 0.174 CMM인 경우의 히트싱크 출구부 속도분포이다. 앞서 봉쇄실험에 대한 분석에서 언급한 바와 같이 유료가 짧은 모서리 쪽에 유동이 집중되는 것을 확인할 수 있다.

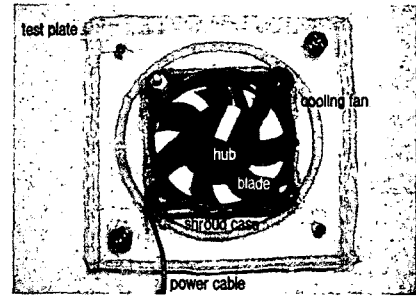


Fig. 6 Photograph of test fan.

2.4 팬의 실험장비 및 방법

팬의 정확한 성능을 측정하는 것은 팬의 성능을 분석하는 것뿐만 아니라 팬을 적용하는데 있어서 매우 중요한 자료로 활용된다. 본 연구에서는 히트싱크와 크기가 비슷한 팬을 선택하여 성능시험을 수행하였다. 팬의 성능시험은 히트싱크의 유동 특성을 측정한 소형 팬 테스터를 사용하였으며 측정판에 부착된 팬의 형상을 Fig. 6에 나타내었다. 실험에 사용된 팬의 크기는 $0.05(W) \times 0.05(D) \times 0.01(L)$ m이고, 7개의 전향 날개(forward curve blade)를 가지고 있으며, 허브비는 0.52이다. 팬의 성능시험은 차단(shut off)유량에서부터 유량을 증가시키며 팬 출구 이후 정압을 측정하는 방법과 완전도출(fully delivery)유량에서부터 유량을 감소시키며 측정하는 방법을 모두 수행하였다.

2.5 팬의 수치해석방법

Fig. 7에 해석영역과 3차원 측정을 통해 얻어진 날개의 격자계를 나타내었다. 팬은 정렬격자(structured grid)를 사용하였으며 입출구부에 연결된 덕트는 비정렬격자를 적용하여 전체 격자점

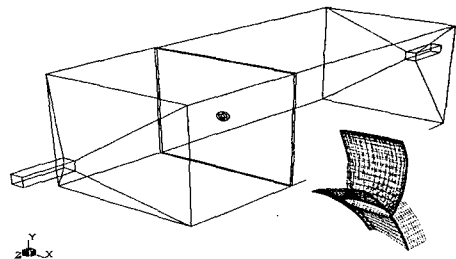


Fig. 7 Simulation region of fan test.

이 약 53,000개가 되도록 격자계를 생성하였다. 팬은 주기성을 고려하여 1개의 날개영역만을 해석하였으며 팬과 덕트의 경계조건은 MFR의 stage averaging을 사용하였다. 난류모델, 이산화기법 및 입출구 조건은 히트싱크의 수치해석에 사용된 조건을 동일하게 적용하였으며 팬의 회전수는 5,500 rpm으로 고정하였다. 또한 실험결과와 비교하기 위해 실험에서 정압을 측정하는 위치와 동일한 위치에 측정면을 형성하여 유량과 질량유량으로 평균된 정압을 계산하였다.

2.6 팬의 실험 및 수치해석결과

팬의 실험 및 수치해석결과를 Fig. 8에 비교하였으며 실험결과와 수치해석결과와 동일한 회전수(N_c) 및 밀도(ρ_c)로 환산하여 나타내었다. 실험 및 수치해석결과는 일반적으로 축류팬의 성능곡선과 유사한 경향을 보이고 있으나 0.2CMM 이상의 고유량에서 차이를 보이고 있다. 이러한 차이는 실험에서 발생할 수 있는 각종 손실과 팬을 구동하는 모터 특성으로 설명이 가능하며, 수치해석을 수행하는데 있어 해석결과에 영향을 미칠 수 있는 해석형상 및 해석인자(난류모델, 이산화기법, MFR)의 영향으로 볼 수 있다. 향후 실험 및 수치해석결과의 오차를 분석하기 위해 해석조건과 동일한 실험조건의 구성 및 수치해석의 해석인자 분석이 필요하다.

앞서 입구 봉쇄변화에 따른 히트싱크의 유동 특성변화를 측정된 실험에서 팬의 출구유동장의 중요성을 언급하였다. Fig. 9에서는 팬의 출구유동장을 정성적으로 측정하기 위해 연기선(smoke wire)

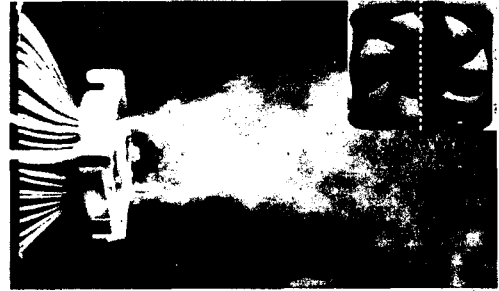


Fig. 9 Flow visualization of flow patterns through the fan.

을 사용한 유동가시화 실험의 결과를 나타내었으며, 연기선의 위치를 오른쪽 상단에 나타내었다. 유동가시화 실험결과를 통해 축류팬의 입출구 유동장을 확인할 수 있으며, 특히 출구에서는 팬의 날개를 통과한 유동이 제트유동과 같이 토출되는 경향과 함께 허브 근처에 유동이 없는 영역이 존재한다는 것을 확인할 수 있었다. 위와 같은 복잡한 팬 후류 유동장은 팬싱크의 유동 특성에 영향을 미칠 수 있으며 향후 팬싱크의 유동 특성 개선을 위한 연구에서 고려해야 할 사항이다.

2.7 팬싱크의 실험 및 수치해석결과

팬싱크를 팬테스터에 설치하고 유동측정 챔버의 정압이 0(zero)이 되는 유량을 운전점이라 정의하여 Fig. 10의 예측값과 비교하였다. 본 연구에서 팬싱크의 운전점은 팬싱크에 적용되는 팬의 형상에 따른 봉쇄를 고려한 히트싱크의 압력강하곡선($B=54.7\%$)과 팬의 성능곡선을 통하여 예측하

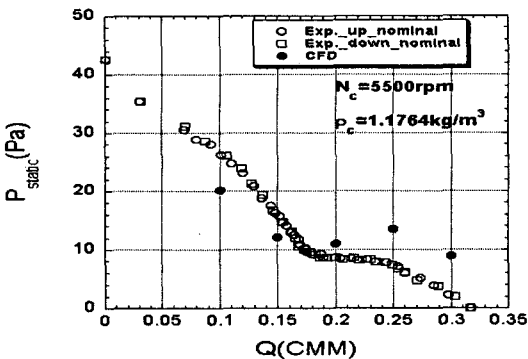


Fig. 8 Performance curve of fan.

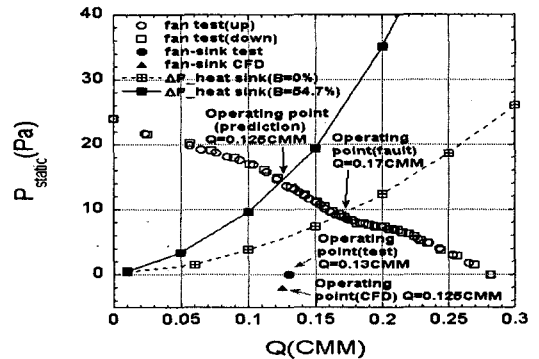


Fig. 10 Performance and system curve of fan and heat sink.

였다. 예측된 운전점($Q_{prediction} = 0.125$ CMM)은 팬싱크 실험결과로 나타난 운전점($Q_{test} = 0.13$ CMM)과 약 4%의 차이를 보여 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 봉쇄를 고려하지 않은 히트싱크의 압력강하곡선($B=0\%$)을 사용하여 운전점을 예측하였을 경우 팬싱크 실험결과와 약 31%의 차이를 보이고 있다. 팬싱크의 실험결과 및 운전점 예측결과와의 비교를 통해, 정확한 팬싱크의 운전점을 예측하기 위해서는 팬과 히트싱크가 체결되었을 경우 히트싱크의 입구 유동면적을 고려한 히트싱크의 압력강하결과가 필요하다는 사실을 알 수 있었다.

팬싱크의 수치해석은 팬의 회전을 고려하기 위하여 팬의 입구와 출구의 경계조건을 stage averaging으로 적용하였으며 팬의 회전속도 성분에만 히트싱크 내의 유동장을 알아보기 위해 히트싱크는 대칭조건이 아닌 전체 형상을 모델링하였다. 팬싱크의 입구는 전압조건을 부여하고 출구는 Fig. 10에서 입구 봉쇄를 고려하여 예측된 운전점의 팬유량을 적용하였으며, 회전수를 예측된 운전점과 동일한 회전수로 변경하였다. 수치해석결과를 보면 유량은 예측된 운전점과 동일하나 정압은 약 2Pa 정도 작게 예측되어 수치해석을 사용하여 팬싱크의 대략적인 운전점 예측이 가능하다고 판단된다. Fig. 11은 팬싱크 중심부의 입출구 속도분포이다. 속도분포를 통해 팬의 허브영역의 속도는 약 0.03~0.20 m/s로 유체의 흐름이 거의 없고 유로가 짧은 모서리 부분의 유동이 가장 많은 경향을 확인할 수 있었다. 앞서 Fig. 5의 히트싱크 속도분포와 비교해 보면 다른 유동장을 형성하고 있으며 향후 히트싱크의 냉각 및 유동성능의 분석 및 개선을 위한 연구에 고려해야 할 사항이다.

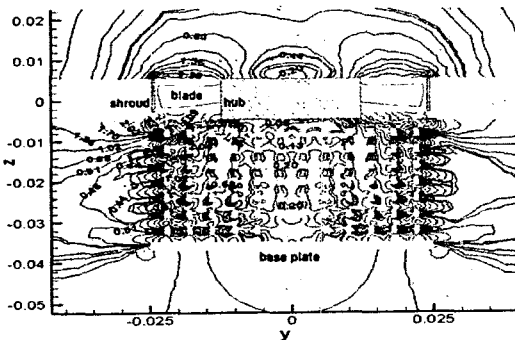


Fig. 11 Velocity contour of fan-sink.

3. 결 론

본 연구는 히트싱크에 축류팬을 적용하였을 경우 유동장의 변화를 실험 및 전산유체역학(CFD)적 방법을 통해 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 팬싱크를 구성하고 있는 히트싱크는 적용되는 축류팬에 의한 입구 봉쇄로 인하여 유동 특성이 변화하며 봉쇄량에 따른 손실계수의 모델링을 통하여 특정 입구 봉쇄에 대한 히트싱크의 유동 특성 예측이 가능하다.

(2) 입구 봉쇄를 고려한 히트싱크의 압력강하와 팬의 성능시험결과를 사용하여 팬싱크의 운전점의 예측이 가능하고, 팬 후류의 봉쇄 및 유동 형태에 의해 팬싱크의 유동장이 변화하였다.

후 기

본 연구는 국가과학기술위원회산하 산업기술연구회 지원하는 협동연구사업인 “차세대 냉각시스템 기술개발”의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Kim, J. H., 2004, A study on the heat transfer characteristics for layered heat sinks, Ph.D. Thesis, HanYang Univ., pp. 1-106.
2. Kang, S. W., Park, H. S., Kim, Y. K., Jeon, C. S. and Lee, C. D., 1998, Thermal design for electrical devices using heat sinks, Proc. of the KSME, B, pp. 207-212.
3. Cho, J. S., Han, S. H. and Han, C. H., 2002, A study on the design of a fan-sink considering the flow fields behind the fan outlet, Transactions of the KSME, B, Vol. 26, No. 8, pp. 1055-1061.
4. ANSI/AMCA 210-99, ANSI/ASHRAE 51-1999, 1999, Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating, AMCA, ASHREA
5. Choi, Y. S. and Kim, J. K., 2003, Fan performance test with automatic control and measurement, KFMA Annual Meeting, pp. 373-378.