

## 소형 히트파이프용 편조 와의 형상 해석

이진성\*, 김철주\*\*

\*삼성종합기술원, \*\*성균관대학교 기계공학부

### Analysis of Woven Wire Wick Structure for a Miniature Heat Pipe

Jin-Sung Lee\*, Chul-Ju Kim\*\*

\*SAMSUNG Advanced Institute of Technology

\*\*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University

(Received July 3, 2000; revision received September 23, 2000)

**ABSTRACT:** Woven wire wick is very effective structure because of its easiness to insert inside of pipe for a miniature heat pipe. The present study was conducted to investigate the effect of the effective flow passage with respect to wire helix angle. Also effective thermal conductivity were examined by defining mean porosity considering effective liquid flow passages. Effective heat transfer area is varied with respect to wire helix angle, and in the range of  $\theta=60\sim 65^\circ$ , heat transfer area is decreased about 15~20%. Permeability of woven wire wick shows similar value of 200 mesh screen wick. And comparison of experimental results on effective thermal conductivity shows a fairly good agreement with the analytical results.

**Key words:** Woven wire wick(편조 와), Effective thermal conductivity(유효열전도도), Mean porosity(평균 다공도), Wire helix angle(소선 나선각)

#### 기 호 설 명

$a$	: 비유동로 구간 [mm]	$k_{eff}$	: 유효 열전도도 [W/m <sup>2</sup> ℃]
$A_1, A_2$	: 유동로 면적 [mm <sup>2</sup> ]	$L_o$	: 1회전(turn)에 대한 소선길이 [mm]
$A_3$	: 비유동로 면적 [mm <sup>2</sup> ]	$m$	: 1편당 소선의 수
$A_{eff}$	: 유효 열전달 면적 [mm <sup>2</sup> ]	$M$	: 유동로 구간 [mm]
$A_t$	: 전 열전달 면적 [mm <sup>2</sup> ]	$N$	: 스크린워 매쉬 수
$b$	: 소선의 간격 [mm]	$n$	: 편수
$D_i$	: 관 내경 [mm]	$Q$	: 열전달량 [W]
$dw$	: 소선의 두께 [mm]	$R_t$	: 전체 열저항 [℃/W]
$K$	: 투과율(permeability) [m <sup>2</sup> ]	$t_w$	: 워 두께 [mm]
		$T$	: 온도 [℃]

#### 그리스 문자

† Corresponding author

Tel.: +82-31-280-9185; fax: +82-31-280-9158

E-mail address: ljs86@sait.samsung.co.kr

$\theta$  : 소선의 나선각 [°]

$\epsilon$  : 다공도(porosity)

하첨자

- $e$  : 증발부
- $c$  : 응축부
- $l$  : 액체
- $w$  : 워

1. 서 론

최근 전자장비 기술의 발달에 따라 전자장비의 크기는 감소하고 발열되는 열유속은 증가되는 추세이다. 따라서 열을 효과적으로 소산시키는 것이 요구되며, 이 경우 소형 히트파이프( $\phi=3\sim 6$  mm)는 매우 효과적인 열전달 소자로서 발열부의 최대 한계온도를 만족하며, 또한 균일한 온도제어가 가능하다. 소형 히트파이프의 경우 열전달 한계는 주로 응축액을 증발부로 이송시키는 워(wick)의 모세압 한계에 의하며, 이러한 한계를 증가시키기 위해서는 높은 투과율(permeability)과 모세압을 갖는 워 구조가 요구된다. 현재 소형 히트파이프에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 효과적인 내부 워 구조에 대한 개발이 진행되고 있다.<sup>(1-5)</sup> 그동안 히트파이프의 워 형상으로는 그루브(groove), 스크린워(screen wick) 및 소결 금속(sintered metal)이 주로 사용되어져 왔으며, 이러한 형상에 대한 유동로 해석과 유효 열전도도 예측 모델에 대한 연구는 많이 이루어졌다.<sup>(6-8)</sup> 소형 히트파이프의 워 구조로서 그루브의 경우 투과율은 우수하지만 모세압이 작아 일반적으로 열전달 한계가 낮게 나타난다. 스크린 워는 소형 관 내벽에 성형 및 삽입이 용이하지 않는 문제점이 있다. 본 연구에서는 편조 형태의 워에 대한 형상 해석, 유효 유동로 해석 및 유효 열전도도를 예측할 수 있는 모델 개발에 대한 연구로서, 현재 이러한 형태의 워를 직경 4~5 mm 인 통신장비 냉각용 소형 히트파이프에 사용하고 자 하는 연구가 이루어지고 있다.<sup>(9)</sup> Fig. 1은 편



Fig. 1 Woven-wire wick structure.

조 워의 형상을 보여주고 있다.

일반적으로 히트파이프에 사용되는 스크린워는 균일한 공간의 공극(pore)을 가지며, 그 특성은 공극 크기, 소선 두께 및 겹수 등에 의해 좌우된다. 편조 워는 다수의 소선(4~8개)이 한편을 이루어 Fig. 1과 같은 구조로 짜여지게 된다. 따라서 워 구조는 스크린워와 같이 균일하지 않으며, 그 형상은 소선의 나선각에 따라 변하게 된다. 이러한 워 구조는 관 내부에 삽입 및 관내 밀착이 용이하기 때문에 소형 히트파이프 분야에 매우 유용한 형태의 워 형상이다.

본 연구에서는 편조 워의 형상 해석을 통하여 소선 나선각 변화에 따른 유효 유동로의 영향을 알아보았으며 스크린워와 비교하였고, 또한 유효 유동로에 대한 평균 다공도를 정의하여 유효 열전도도를 계산하였으며, 실험결과와 비교 분석하였다.

2. 워 형상 해석

Fig. 2는 1회전(turn)에 대한 편조 워의 소선을 평면상에 나타낸 것으로서 여기서  $\theta$ 는 소선의 나선각,  $L_0$ 는 1회전에 대한 소선 길이를 나타낸다. A-A' 단면은 소선과 유동로 및 비유동로 구간의 단면을 나타내고 있다. 여기서  $dw$ 와  $b$ 는 각각 소선의 두께와 유동로의 크기를 나타내며, 구간  $M$ 은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = m \cdot dw + (m - 1)b \tag{1}$$

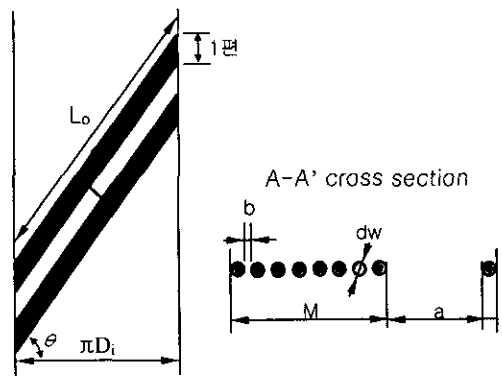


Fig. 2 A plain figure of woven wire capillary wick structure for 1 turn.

여기서  $m$ 은 1편당 소선의 수로서 본 실험에서는 8개의 소선을 갖는 편조 워크 모델을 사용하였다.

관 내경과 소선 경사각 및  $M, a$ 에 대한 관계식은 식(2)와 같다.

$$\pi D_i = \left( \frac{M+a}{\sin \theta} \right) \cdot n \quad (2)$$

여기서  $n$ 은 편수로서 본 연구에서는 8개의 값을 갖는 편조 워크 모델을 사용하였다. 한편, 1회전에 필요한 소선의 길이를  $L_o$ 라고 하면 Fig. 2에 의해 식(3)과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$L_o \cos \theta = \pi D_i \quad (3)$$

식(2), (3)에 의해 소선의 나선각과 유동로, 비유동로 및 소선 길이에 대한 관계식(4)를 얻을 수 있다.

$$\sin \theta \cos \theta = \frac{n \cdot (M+a)}{L_o} \quad (4)$$

Fig. 3의 왼쪽 사진은 유리관 내부에 설치된 편조 워크의 구조를 보여주고 있으며, 오른쪽 그림은 나선각 변화에 대한 유동로와 평균 다공도를 계산하기 위한 편조 워크의 해석 모델을 나타내고 있다.  $A_1$ 과  $A_2$ 가 유체의 유동면으로서  $A_1$ 의 경우 두 겹의 소선이 겹치는 부분이며,  $A_2$ 부분은 한 겹의 소선에 의한 면적을 나타낸다.  $A_1, A_2,$

$A_3$  면적을 Fig. 3에서 정의된 문자로 표시하면 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_1 = \frac{M^2}{8 \sin \theta \cos \theta} \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{aM}{4 \sin \theta \cos \theta} \quad (6)$$

$$A_3 = \frac{a^2}{2 \sin \theta \cos \theta} \quad (7)$$

유효 평균 다공도 계산시  $A_3$  부분은 제외되며, 따라서 유효 평균 다공도를 전체적에 대한 유동 체적으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{\epsilon}(\theta) &= \frac{\text{volume of flow passage}}{\text{total volume}} \\ &= \frac{16A_1\epsilon_1 + 4A_2\epsilon_2 + 3aM\epsilon_2'}{16A_1 + 4A_2 + 3aM} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.5265$  값을 갖는다.  $A_2$  면적 중 두 부분은 관벽에 부착되며 두 부분은 벽면에서 위, 또는 위에서 벽면으로 위치가 변화한다. 이렇게 위치가 변화할 경우 소선 아래부분에 유체가 충전하게 되며 따라서 이  $A_2$ 부분과 소선 아래부분의 공간을 고려한 다공도를  $\epsilon_2'$ 라 하면 다음과 같다.

$$\epsilon_2' = \frac{14b + aM}{6A_2} \quad (9)$$

식(10)은 Chi<sup>(7)</sup>가 제시한 스크린워크에 대한 투과율을 나타낸 식이다.

$$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1-\epsilon)^2} \quad (10)$$

여기서  $d$ 는 소선의 두께,  $\epsilon$ 는 다공도를 나타낸다. 편조 워크의 경우 워크의 형상이 스크린워크와 같이 균일하지는 않지만 앞에서 정의한 유효 유동면에 대한 평균다공도를 이용하여 균일한 다공도를 갖는 워크라고 가정하여 투과율을 파악할 수 있다. 식(8), (9)에 의해 편조 워크의 소선 나선각 변화에 대한 유효 평균 다공도를 파악할 수 있다.

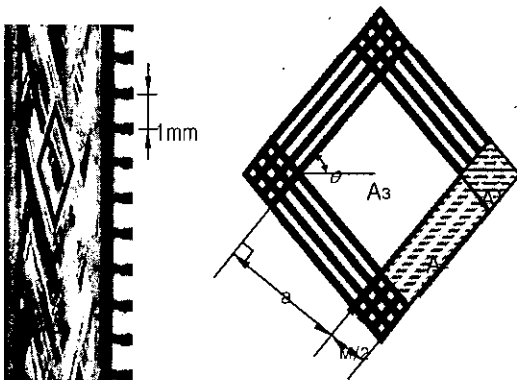


Fig. 3 Woven wire wick structure.

며, 스크린웬에 대한 유효 열전도도식<sup>(7)</sup>을 이용하여 편조 워에 대한 유효 열전도도를 식(11)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서  $k_l, k_w$ 는 각각 유체와 워의 열전도도를 나타낸다.

$$k_{eff} = \frac{k_l[(k_l + k_w) - (1 - \bar{\epsilon}(\theta))(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) - (1 - \epsilon(\theta))(k_l - k_w)]} \quad (11)$$

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 나선각 변화에 대한 유동로, 비유동로 구간 변화

본 연구에서 사진 촬영하여 측정된 관의 내경  $D_i$ (4.9, 5.9, 6.9 mm)에 대한 소선의 나선각  $\theta$ (62°, 57°, 49°)을 식(3)에 대입하면 1회전에 요구되는 소선의 길이  $L_o$ 는 약 33.2 mm가 된다. 편조 워를 관 내부에 삽입하여 사용할 수 있는 소선의 최소각과 최대각은 식(4)에서  $a=0$ 인 조건이며,  $M \approx 1.014$ 를 대입하여 계산하면  $\theta_{min} = 14.6^\circ$ ,  $\theta_{max} = 75.4^\circ$ 가 된다. 비유동로인  $a$  구간을 소선 나선각  $\theta$ 에 대한 함수로 표시하면 식(2), (3)에 의해 식(12)와 같은 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$a = \frac{L_o \sin \theta \cos \theta}{n} - M \quad (12)$$

$$= 4.15 \sin \theta \cos \theta - 1.014$$

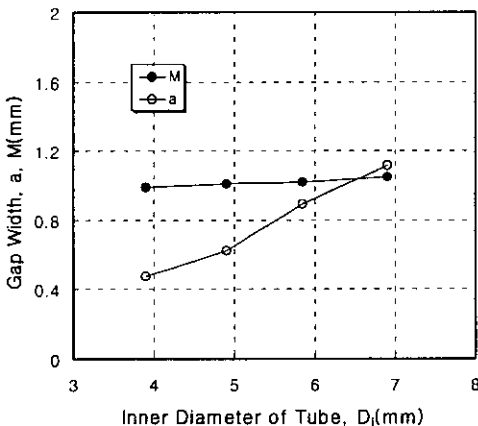


Fig. 4 Inner diameter of tube versus gap width.

Fig. 4는 내경이 4~7 mm인 유리관에 편조 워를 삽입하여 유동로 구간인  $M$ 과 비유동로인  $a$ 를 실측한 값이다.

내경 변화(나선각 변화)에 대해 유동로인  $M$  구간은 거의 변화가 없으며, 비유동로인  $a$  구간을 보면 4~7 mm 관에서 약 0.4~1.2 정도로서 약 3배 정도 변하는 것을 볼 수 있다. Fig. 5는 소선의 나선각 변화에 대한  $a$  구간 변화로서 식(12)에 의한 값과 실측값을 나타내고 있다. 두 개의 편이 직각으로 만나는  $\theta=45^\circ$ 에서 비유동로의 구간이 최대가 되며, 나선각 변화에 대해 대칭적으로 변하는 것을 볼 수 있다. Fig. 6은 소선의 나선각 변화에 대한  $A_1, A_2, A_3$ 의 면적 변화를 나

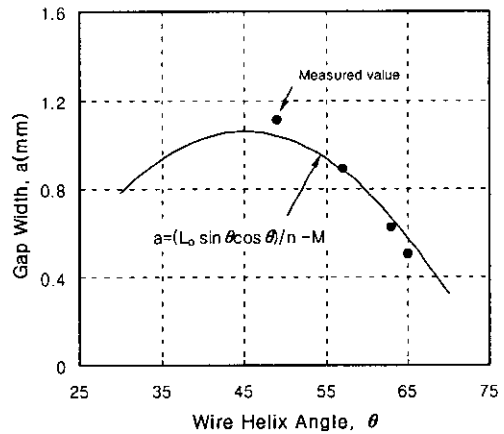


Fig. 5 Wire helix angle versus gap width.

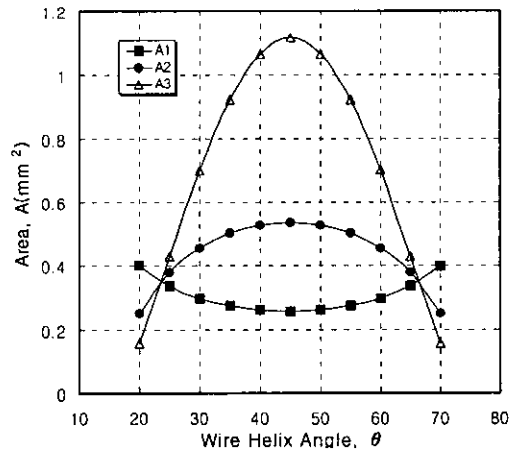


Fig. 6 Wire helix angle versus area.

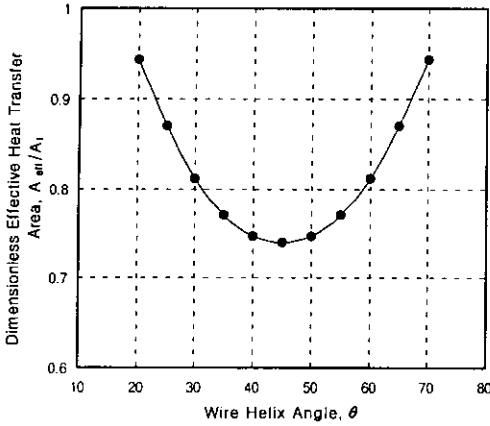


Fig. 7 Wire helix angle versus dimensionless effective heat transfer area.

타내고 있다.  $A_3$  면적은 비유동로 부분이며, 히트파이프 작동시 증발부 영역의 경우 열전달이 발생하지 않는 부분이다. 따라서 히트파이프 설계시 이러한 비유동면적을 고려해야 한다. 나선각 변화에 대해 비유동로 면적인  $A_3$ 가 유동로 면적인  $A_1, A_2$ 에 비해 크게 변하는 것을 볼 수 있다.

소형 히트파이프의 관 내경이 4~5 mm인 경우 소선 나선각은 60° 내외의 값을 갖는다. 이 경우 비유동로의 면적은 유동로 면적  $A_1, A_2$ 를 합한 것과 거의 같은 값을 나타낸다.

Fig. 7은 전체면적에 대한 유효 열전달 면적의 비를 나선각 변화에 대해 나타낸 것이다. 소선 나선각 45°에서 유효 열전달 면적은 최소가 되며 일반적인 스크린wick 구조를 갖는 경우에 비하여 약 25% 정도의 열전달 면적의 감소를 나타낸다. 내경 4~5 mm를 갖는 경우 소선의 나선각은 약 60~65° 범위를 갖으며, 이 경우에도 약 15~20%의 열전달 면적이 감소하게 된다.

3.2 유효평균다공도, 유동저항 및 유효열전도도

Fig. 8은 소선 나선각 변화에 대한 유효 평균 다공도 값을 나타내고 있다.

나선각이  $\theta=25\sim75^\circ$  범위에서  $\epsilon(\theta)$ 값은 0.56~0.58 범위 내에서 미소하게 변화되는 것을 볼 수 있다. Fig. 9는 유체의 유동 저항을 파악하기 위해 균일한 스크린wick과 본 연구에서 수행한 편조wick의 유효 유동 단면적을 나타낸 것이다. 내경 5

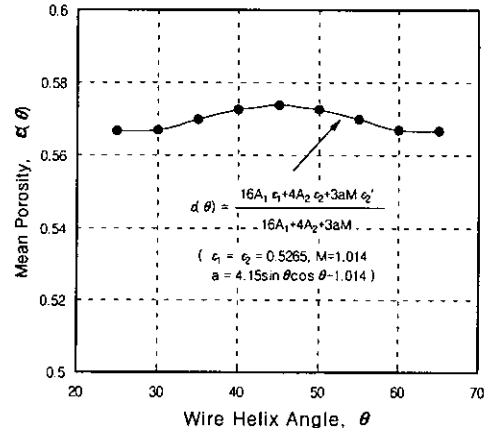


Fig. 8 Wire helix angle versus mean porosity.

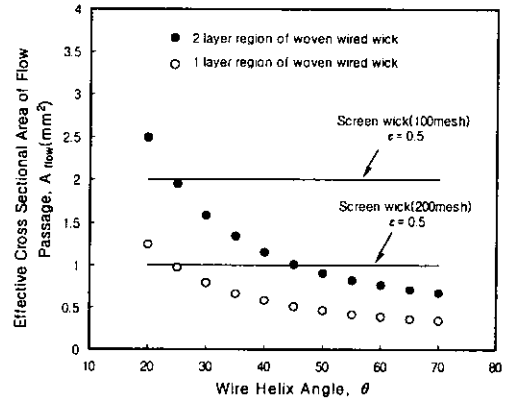


Fig. 9 Wire helix angle versus effective cross sectional area of flow passage.

mm에 삽입되는 스크린wick의 다공도가 0.5, 그리고 mesh No.  $N=100, 200$ 인 경우 유효 유동 단면적은 각각 2, 1 mm<sup>2</sup>의 값을 나타낸다.

편조 Wick의 경우 유효 유동 단면적이 일정하지 않기 때문에 소선이 한 겹인 부분과 두 겹인 부분의 값을 계산하여 나타내었다. 일반적으로 내경이 4~5 mm인 관에 삽입될 경우 나선각은 약 60° 내외의 값을 갖으며 이 경우의 유효 유동 단면을 비교해 보면 편조 Wick이 200 mesh Wick에 대해 약 1/2 정도의 값을 나타낸다. 이는 편조 Wick의 비유동로 부분에 의해 유동 단면적이 감소하기 때문이다.

Fig. 10은 Chi<sup>(7)</sup>가 제시한 스크린wick에 대한 관계식(11)을 이용하여 투과율을 계산한 결과이다. 편조 Wick의 경우 유동로와 비유동로에 의해 유동

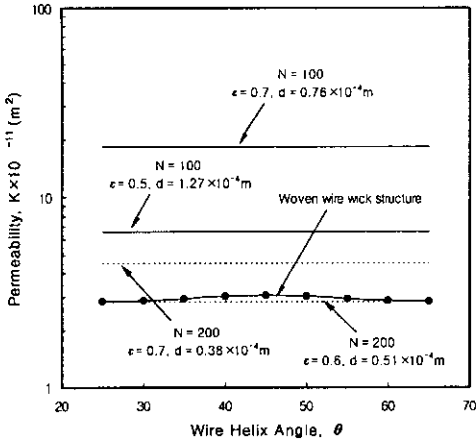


Fig. 10 Wire helix angle versus permeability.

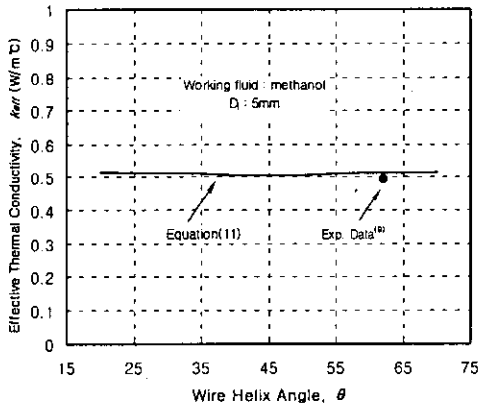


Fig. 11 Wire helix angle versus effective thermal conductivity.

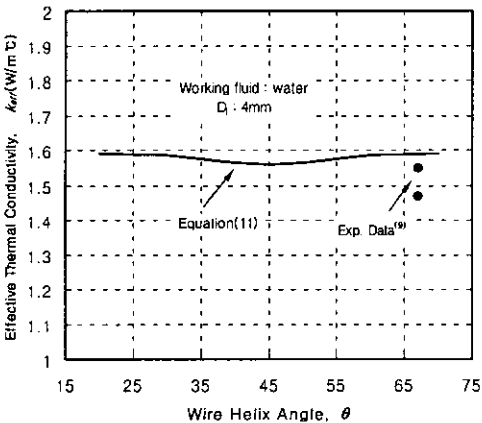


Fig. 12 Wire helix angle versus effective thermal conductivity.

면이 일정하지는 않지만 식(8)에서 정의한 유효 평균 다공도를 이용하여 균일한 유효면을 갖는 구조로 가정하여 그 값을 스크린웍과 비교한 것이다. 스크린웍에서  $N=100, 200$  ( $\epsilon=0.5\sim 0.7$ )인 경우 투과율을 계산한 결과 편조 와의 투과율은 다공도가 0.6의  $N=200$  스크린웍과 유사한 값을 나타내고 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 식(11)에 의한 유효 열전도도 값과 실험에 의해 계산된 값을 나타내고 있다.

관의 전도저항과 내부 증기 유동저항을 무시할 경우 와의 저항은 증발부와 응축부의 저항의 합으로 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_t = \left( \frac{t_w}{A k_{eff}} \right)_e + \left( \frac{t_w}{A k_{eff}} \right)_c \quad (13)$$

와의 전체저항  $R_t$ 는 실험에 의해 증발부와 응축부의 온도 및 열전달량으로 식(14)에 의해 구할 수 있다.

$$R_t = \frac{\overline{T}_e - \overline{T}_c}{Q} \quad (14)$$

Fig. 11은 내경이 5 mm이며 작동유체로 메탄올을 사용한 경우이다. 식(11)에 의해 계산된 값을 살펴보면, 나선각 변화에 대해 큰 차이를 보이지 않으며, 약 0.5 W/m C의 값을 나타낸다. 실험에 의해 계산된 값은 0.492 W/m C로써 본 해석식과 근접된 값을 나타낸다.

Fig. 12는 작동유체가 물, 내경이 4 mm인 히트파이프의 경우이다. 식(11)에 의하면 약 1.6 W/m C 정도의 유효 열전도도 값을 나타내며, 실험치와 해석값은 약 2~7% 정도의 차이를 나타내고 있다. 실험치가 충분히 확보되지 않아 전체적인 경향을 비교할 수는 없으며, 앞으로 편조 와의 성능해석을 위해 추가적인 실험 및 해석 연구가 진행되어야 할 것으로 생각한다.

#### 4. 결 론

편조 와는 소형 히트파이프에 유용하게 적용시킬 수 있는 형상으로서 본 연구를 통하여 다음과 같은 기초적인 연구결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 와 구조의 기하학적 형상 해석과 정밀측정

을 통해 소선의 나선각 변화에 대한 유동로와 비 유동로의 영향을 검토하였다. 소선 나선각 변화에 따라 유효 열전달 면적은 변화하며  $\theta=60\sim 65^\circ$  범위에서 약 15~20%의 열전달 면적이 감소하게 된다.

(2) 편조 위의 투과율은  $\varepsilon=0.6$ 의  $N=200$ 인 스크린위와 유사한 값을 나타내었고, 유동 단면적은 약 1/2 정도 작게 나타났다.

(3) 소선의 나선각 변화에 대한 평균 다공도는 약 0.56~0.58 정도의 값을 나타내었으며, 스크린위에 대한 유효 열전도도식을 수정하여 편조 위의 유효 열전도도 값을 예측할 수 있는 관계식을 만들었으며, 그 값은 실험결과와 근접된 값을 나타내었다.

## 후 기

본 연구는 두뇌한국21사업 핵심분야 사업비에 의해 지원되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Noda, H. and Kumagai, M., 1999, Effect of mesh shape on maximum capillary pressure of plain weave screen, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 85-98.
2. Sauciac, I., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y. and Nguyen, T., 1999, The design and testing of an improved wick structure to be used in heat pipes for electronic cooling application, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 61-65.
3. Bazzo, E., Reimbrecht, E. G. and Fernandes, C. P., 1999, Manufacturing procedure and porous structure characterization of tubular wicks, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 264-268.
4. Akihiro, S., 1999, A flexible heat pipe with carbon fiber arterial wick, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 119-123.
5. Zuo, Z. J. and North, M. T., 1999, Improved heat pipe performance using graded wick structures, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 80-84.
6. Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis.
7. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, Hemisphere Publishing Corporation.
8. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1994, Heat Pipes, Pergamon Press, 4th edition.
9. Kim, K. S., Moon, S. H. and Choi, C. G., 1999, Cooling characteristics of miniature heat pipes with woven-wired wick, Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, pp. 20-25.