

## 확관을 고려한 불균일 내면가공관의 전열특성

이 상 무, 박 병 덕<sup>\*†</sup>

미쯔비시전기 주환경연구소, \*경북대학교 자동차공학부

### Heat Transfer Characteristics of the Non-Uniform Grooved Tube Considering Tube Expansion

Sangmu Lee, Byung-Duck Park<sup>\*†</sup>

Living Environment System Lab., Mitsubishi Electric Corp., Shizuoka 422-8528, Japan

\*Department of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Sangju, 742-711, Korea

(Received February 20, 2012; revision received March 19, 2012)

**ABSTRACT:** A plate-fin heat exchanger is a type of heat exchanger widely used in air conditioners, and tubes and fins are tightly assembled by the mechanical expansion process of tubes. The tube expansion process deforms the grooves inside the tube, and the groove shapes also affect the adhesion between tubes and fins. In this study, the adhesion and heat transfer performance affected by the tube expansion of the non-uniform groove shape tube with different heights are investigated by both analysis and experiments. From the analysis method, it was shown that the contact pressure of non-uniform groove tube is higher than that of the uniform groove tube, and the most appropriate high groove number of the non-uniform groove tube is designed for the maximum contact pressure. From the experimental results, the decreasing rate of the condensation heat transfer coefficient is smaller in the non-uniform groove tube with different heights, compared to the conventional uniform groove tube. Also, the air-side heat transfer coefficient of the non-uniform groove tube with different heights is higher than that of the uniform groove tubes.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Tube expanding(확관), Non-uniform grooved tube(균일 내면가공관), Contact pressure(접촉압력), Heat transfer coefficient(열전달계수)

#### 기 호 설 명

$A_i$	: 전열관의 전열면적 [ $m^2$ ]	$f$	: 관 마찰계수 [-]
$A_o$	: 전체 전열면적 [ $m^2$ ]	$K_o$	: 열통과율 [ $W/m^2K$ ]
$D_e$	: 상당 직경 [mm]	$Nu$	: Nusselt 수
$D_o$	: 외관의 외경 [mm]	$Pr$	: Prandtl 수
$d_i$	: 내관의 외경 [mm]	$Q$	: 서브섹션에서의 교환열량 [W]
		$Re$	: Reynolds 수
		$T_i$	: 냉각수 입구온도 [K]
		$T_o$	: 냉각수 출구온도 [K]
		$t_s$	: 포화온도 [K]
		$\Delta T_m$	: 대수평균온도차 [K]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-54-530-1401; fax: +82-54-530-1409

E-mail address: bdpark@knu.ac.kr

그리스 문자

- $\alpha_c$  : 냉각수 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
- $\alpha_i$  : 관내 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
- $\alpha_o$  : 공기측 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
- $\lambda$  : 냉각수 열전도계수 [ $W/mK$ ]

1. 서 론

전세계적으로 에너지절약은 중요한 과제가 되어 있고 에너지소비 효율이 향상된 에너지절약형의 공조기 개발이 중요한 과제로 되어 있다. 또한 최근에는 기간에너지소비 효율의 중요성이 강조되어 이에 크게 영향을 미치는 난방성능의 개선이 요구되고 있다. 이를 위하여 공조기기에 널리 사용되고 있는 환관형 열교환기의 응축전열성능 향상은 중요한 과제로 많은 연구가 수행되었다.<sup>(1)</sup>

환관형 열교환기는 조립시에 전열관 내에 확관볼(bullet)을 넣어서 전열관을 확관시켜 환과 전열관을 밀착시키는 확관 공정이 필요하다. 확관에 필연적으로 따르는 접촉열저항에 대하여 환과 전열관의 접촉저항이 열통과율에 미치는 영향이 무시할 수 없음을 Kim et al.<sup>(2)</sup>과 Jeong et al.<sup>(3)</sup>이 나타낸 바 있으며 Park et al.<sup>(4)</sup>은 확관에 따른 틈새 간격이 열교환기에 미치는 영향을 실험적으로 평가한 바 있다. 하지만 확관 공정에는 접촉저항의 문제 외에도 전열축진용의 전열조의 망가짐이 발생하여 응축전열성능이 저하하는 문제가 발생한다. 이러한 확관에 따른 열전달특성과 확관시에 전열조 망가짐을 방지하는 전열관의 가공형상을 검토하고 열교환기에 미치는 영향을 실험적인 방법에 의해서 검토된 결과 보고는 극히 제한적이다.<sup>(5, 6)</sup> 또한 전열관의 내면형상과 환구

명(fin collar) 형상과의 접촉상태를 관점으로 고려한 해석방법은 검토된 적이 없다.

본 연구는 산의 높이가 동일한 기존의 균일 내면 가공관(uniform groove tube)에서 실시한 확관 가공에 대한 해석결과를 이용하여 산의 높이가 다른 새로운 형태의 불균일 내면가공관(non-uniform groove tube)을 구상하고 전열관과 환과의 밀착성을 조사하였다. 이를 기초로 하여 불균일 내면가공관에서 최적의 내면형상을 검토하였고 관내외의 전열성능을 고찰하였다.

2. 수치해석

2.1 계산모델

수치해석에는 범용구조해석 소프트웨어인 ANSYS를 이용하였고 3차원 비선형계산을 수행하였다.<sup>(7)</sup>

Fig. 1에 나타낸 것과 같이 공조기에 이용되는 열교환기는 일반적으로 동체의 전열관을 알루미늄제의 환에 삽입하고 전열관내에 확관볼(bullet)을 넣어서 전열관을 확관하여 환과 전열관을 밀착시켜 제작한다. Fig. 2에 전열관 3장의 환, 확관볼로 구성되는 계산영역을 나타내었다.

전열관은 대칭면을 이용하여 원주방향으로 90도의 모델을 영역으로 하고 있다. 이 때문에 알루미늄 환은 원반형태의 모델로 되어있다. 계산모델의 경계조건으로서 전열관이 확관시 길이방향으로 수축하지 않도록 구속되어 있는 것을 고려하여 전열관의 전후단 길이방향으로는 변위가 없도록 구속조건을 부여하였다. 또 환과 전열관의 마찰계수는 없는 것으로 하여 확관에 의해서 형성되는 경사면에 따라 환이 하류측으로 이동하는 것을 구속하였다. 환과 전열관의 원주단면 방향은 대칭으로 하고 주기경계조건(periodic boundary condition)을 주었다.

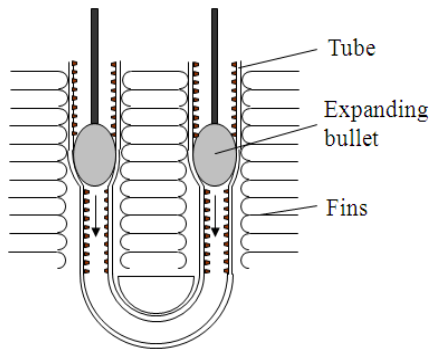


Fig. 1 Schematic diagram of tube expansion process.

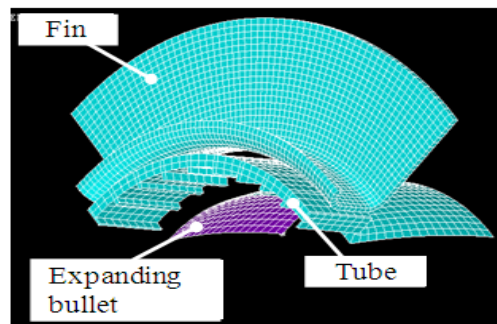


Fig. 2 Schematic diagram of calculation model.

Table 1 Material properties

Structure	Tube	Fin
Material	Copper	Aluminium
Young's Modulus[MPa]	110000	70000
Poisson's ratio	0.3	0.3

Table 2 Configurations of tube and fin

T u b e	Outer diameter[mm]	7.0
	Wall thickness[mm]	0.22
	Groove height[mm]	0.15
	Groove number[-]	60, 48
	(high/low)	(4/44, 12/36, 16/32, 20/28)
F i n	Hole diameter[mm]	7.26
	Fin thickness[mm]	0.11

또한 흰 상호간의 접촉을 고려하여 길이방향의 흰 변형은 구속하였다.

Table 1에 재료의 물성치를 나타내었다. 전열관은 동관, 흰은 알루미늄으로 항복조건은 모두 von Mises형의 등방성 항복합수, 경화측 조건은 등방경화를 가정하였다. 변형저항은 Suzuki et al.<sup>(8)</sup>의 풀립 처리한 순수 알루미늄 및 동의 데이터를 근사식 처리하여 사용하였다.

Table 2에 전열관과 흰 형상의 계산조건을 나타내었다. 전열관은 산의 높이가 동일한 균일 내면가공관(60수)과 일부 산의 높이를 달리한 불균일 내면가공관 두 종류로 하였다. 불균일 내면가공관은 48수로 이중 높은 산의 수를 4수에서 20수로 변화시켰다.

## 2.2 계산결과

Fig. 3에 전열관 외면의 평균접촉압력을 나타내

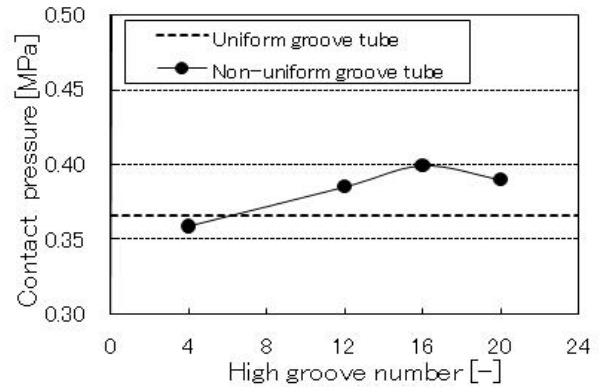


Fig. 3 Contact pressure after expansion.

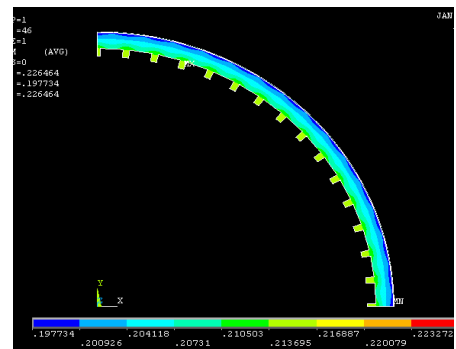


Fig. 4 Cross section groove tube after expansion.

었다. 실선은 불균일 내면가공관, 파선은 균일 내면가공관의 접촉압력을 나타낸다. 높은 산의 수가 증가할수록 평균접촉압력은 증가하고 높은 산의 수 16에서 최대평균접촉압력을 나타낸 후 서서히 감소하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 4에 균일 내면가공관의 외면단면도를 나타내었다. 확관볼이 접촉하는 부분이 거의 균일하게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig 5의 (a), (b), (c), (d)는 불균일 내면가공관(높은 산의 수 4, 12, 16, 20수)의 외면 단면도를 나

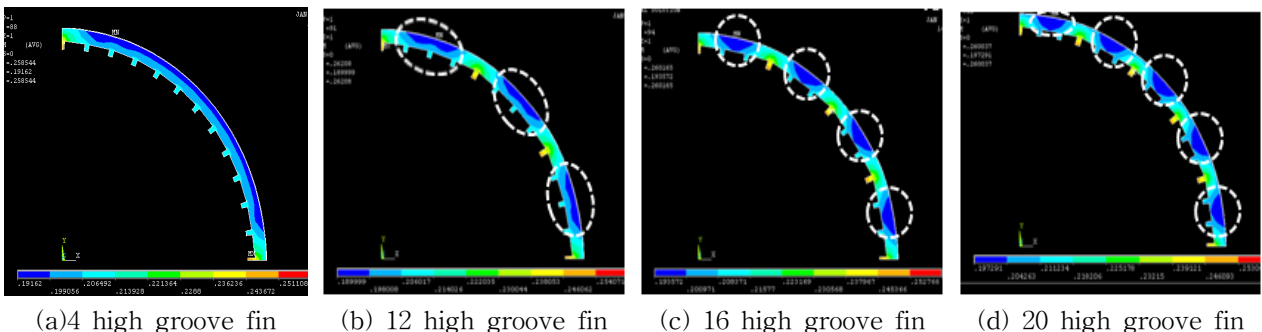


Fig. 5 Cross section of non-uniform groove tube after expansion.

타내었다. 단면도에 나타나는 것과 같이 높은 산의 수가 적은 (a)는 산의 형상이 동일한 경우인 Fig. 4와 거의 같은 형상을 나타내지만 높은 산의 수가 증가할수록 확관볼이 접촉하는 갯수가 많아지고 전열관 외면은 다각형으로 된다. 전열관이 다각형으로 됨에 따라 전열관과 환구멍 사이의 밀착성이 개선되고 있다고 사료된다.

### 3. 실험

해석결과의 타당성을 검증하기 위해, 관내 열전달율과 관외 열전달율의 성능시험을 실시하였다. 본 연구에서 이용한 실험장치, 실험열교환기, 실험방법을 나타낸다.

#### 3.1 전열관의 실험장치

Fig. 6에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 냉매회로와 열원수회로의 두 회로로 구성되어 있다. 냉매회로는 증기압축식 강제순환회로이다. 냉매는 과열증기상태로 ① 압축기에 흡입되고, ② 유분리기, ③ 혼합실을 거쳐 ④ 가열기, ⑤ 시험부를 거쳐 ⑥ 과냉각기에서 과냉각되고, ⑦ 수액기, ⑧ 질량유량계, ⑨ 팽창밸브를 거쳐 ⑩ 예열기에서 증발되고 ⑪ 과열기에서 완전히 증발하여 과열증기로 되어 다시 ① 압축기로 흡입된다.

Fig. 7에 시험부의 개략도를 나타내었다. 시험부는

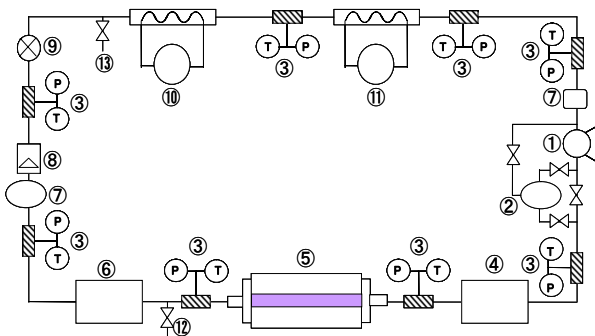


Fig. 6 Schematic view of test loop.

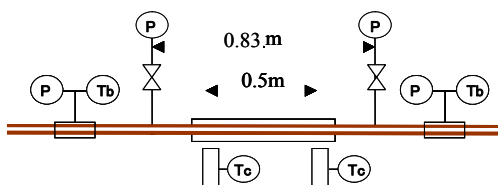


Fig. 7 Schematic view of test section.

2중관식 대향류형 열교환기이고 전열관 내측에 냉매가 흐르고 전열관 외측에 열원수가 냉매와 역방향으로 흐른다. 시험부는 길이 830 mm(열전달유효길이는 500 mm)로 구성되어있다. 전열관은 Table 3에 나타내는 산의 높이가 동일한 종래의 균일 내면가공관(60수)과 산의 높이가 다른 새로운 불균일 내면가공관(높은산 16수/낮은산 32수)의 2종류를 사용하였다. 냉각수온도는 각 서브섹션의 출입구에 설치한 냉각수 혼합실에 삽입한 시스직경 2.3 mm의 Pt측온저항체(검정정도 약 ±0.02 K)로 측정하였다.

시험부의 출구압력은 냉매용 혼합실에서 압력계(측정오차 ±0.01 MPa)로 측정하였다. 시험부에서 차압은 830 mm마다 전열관에 설치한 내경 1 mm의 압력 측정용 탭을 통하여 고압용차압계(측정오차 ±0.125 kPa)로 측정하였다. 냉매유량은 질량유량계(측정오차 ±0.28 kg/h)로 측정하였다. 냉각수유량은 기어식 체적유량계(측정오차 ±1 ℓ/h)로 측정하였다.

관내 열전달계수  $\alpha_i$ 는 열통과율  $K_o$ 와 냉각수의 열전달계수  $\alpha_c$ 로 계산하였다.

$$\alpha_i = \frac{1}{\frac{1}{K_o} - \frac{1}{\alpha_c}} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \tag{1}$$

열통과율과 대수평균온도차는 식(2), 식(3)와 같다.

$$K_o = \frac{Q}{A_o \cdot \Delta T_m} \tag{2}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_i - t_s) - (T_o - t_s)}{\ln[(T_i - t_s)/(T_o - t_s)]} \tag{3}$$

여기서  $A_o$ 는 전체 전열면적,  $A_i$ 는 전열관의 전열면적,  $Q$ 는 서브섹션에서의 교환열량이고  $T_o$ 는

Table 3 Dimensions of test tube

Type	Groove tube	Non-uniform groove tube
Outer diameter[mm]	7.0	7.0
Inner diameter[mm]	6.54	6.54
Height[mm]	0.16	0.18/0.14
Groove tip angle[deg]	15	15/10
Helix angle[deg]	35	30
Groove number[-]	60	16(High)/32(Low)

냉각수 출구온도,  $T_i$ 는 냉각수 입구온도,  $t_s$ 는 냉매의 포화온도이다.

냉각수의 열전달계수는 Petukhov and Roizen<sup>(9)</sup>이 추천한 식(4)와 같이 계산하였다.

$$\alpha_c = C_o \left( \frac{\lambda}{D_e} \right) \left( \frac{d_i}{D_o} \right)^{0.16} Nu \quad (4)$$

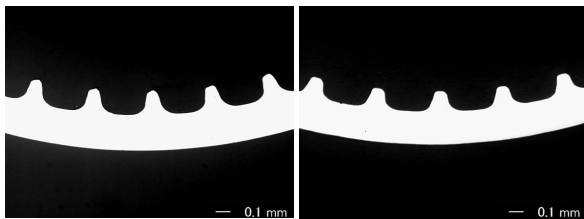
여기서  $\lambda$ 는 냉각수의 열전도계수,  $d_i$ 는 내관의 외경,  $D_o$  외관의 외경,  $D_e$ 는 상당 직경이다. Nusselt 수는 Gnielinski<sup>(10)</sup>의 식을 이용하였고 마찰손실계수는 식(6)과 같다.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{(f/2)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (6)$$

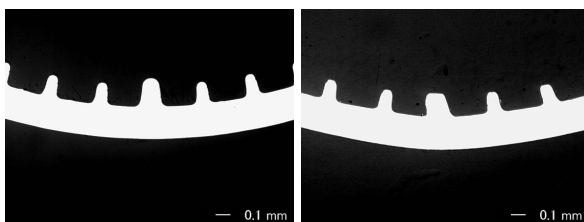
### 3.2 관내 열전달율

Fig. 8와 Fig. 9은 전열관의 확관 전후의 단면사진이다. Fig. 8에서 산의 높이가 동일한 균일내면가공관은 확관 후에 산 전체가 균일하게 누워있는 것을 알 수가 있다. 이는 확관 공정시에 확관볼이 산의 정상부위와 접촉하여 산의 부서짐이 발생하고 있기 때문이다. 한편 산의 높이가 다른 불균일 내면



(a) before expansion (b) after expansion

Fig. 8 Cross section of uniform groove tube.



(a) before expansion (b) after expansion

Fig. 9 Cross section of non-uniform groove tube.

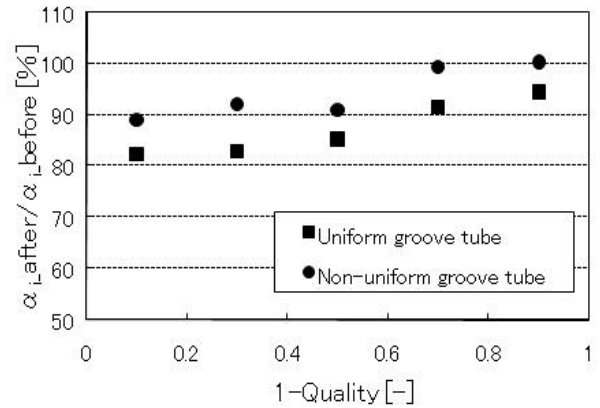


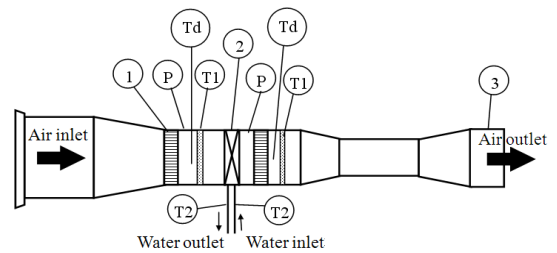
Fig. 10 Condensation heat transfer coefficient.

가공관은 높은 산의 정상 부위는 확관볼과 접촉하여 산의 부서짐이 발생하고 있지만 낮은 산의 정상 부위는 산의 부서짐이 발생하고 있지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 10에 균일 내면가공관과 불균일 내면가공관의 확관 전후의 응축열전달계수 변화를 나타내었다. 균일 내면가공관에서 응축열전달계수의 저하율은 고건도영역에서 가장 크게 나타나고 건도가 감소함에 따라 작아진다. 마찬가지로 불균일 내면가공관의 응축열전달계수 저하율도 고건도영역에서 가장 크게 나타나고 건도가 감소함에 따라 작아지지만 저하율은 균일 내면가공관에 비하여 작은 것을 알 수가 있다. 이는 산의 높이가 다른 불균일 내면가공관은 산의 정상부위가 부서짐이 없어 산의 정상부위에서 냉매액막이 얇아져 있기 때문으로 생각된다.

### 3.3 공기축 실험장치

Fig. 11에 공기축 실험장치의 개략도를 나타내었다. 열교환기 시험편은 풍동 내에 설치되고 풍동전



- ① Honeycomb      ② Test heat exchanger      ③ Fan
- ④ Pressure taps      ⑤ Thermocouple grid      ⑥ Platinum thermo resistance
- ⑦ Dew point meter

Fig. 11 Experimental apparatus.

Table 4 Specification of heat exchanger

Tube diameter[mm]	7.0
Tube wall thickness[mm]	0.22
Transversal tube pitch[mm]	21
Longitudinal tube pitch[mm]	22
Number of row[-]	1
Fin pitch[mm]	1.3
Fin thickness[mm]	0.11

Table 5 Experimental condition

Air	Temperature[°C]	10
	Velocity[m/s]	1.0, 1.5, 2.0
Water	Flow rate[ℓ/min]	4, 6, 8, 10
	Temperature[°C]	50

체는 항온항습조건의 실내에 설치하였다. 풍동은 구경 300×300 mm의 흡입형의 개방형 풍동으로 공기 유입구에서 흐름방향으로 허니컴 정류격자, 공기온 습도 측정용의 격자상태로 설치한 열전대열, 열교환기 시험편, 출구공기를 혼합하기 위한 믹서, 열전대열, 송풍기로 구성되어 있다.

열교환기 시험편의 열원 혹은 냉각원으로 관내에 물을 순환시키고, 출입구온도는 관내에 삽입한 시스템 백금측온저항체(Pt100, class A), 유량은 Coriolis 식 질량유량계(정도 ±0.2%)로 측정하였다. 열교환기 시험편의 공기측 출입구온도는 20단의 직렬 격자상으로 설치한 열전대열(정도 ±0.1°C)로 측정하였다. 노점온도는 경면식 노점온도계(정도 ±0.03%), 압력손실은 열교환기 시험편 전후의 풍동벽면압력을 정밀 미소차압계(정도 ±0.1 Pa)를 이용하여 측정하였다.

Table 4에 시험열교환기의 사양을 나타내었다. 환의 형상은 파형(scratch)으로 친수표면처리 된 순수 알루미늄제이고, 전열관은 동관이다.

Table 5에 실험조건을 나타내었다. 실험은 환 표면에서 응축을 동반하지 않는 상태의 조건에서 수행하였다. 공기입구온도는 20°C, 냉각수 입구온도는 50°C, 전면풍속과 냉각수 용량을 변화시켜 윌슨플롯법(Wilson plot)을 사용하여 접촉저항을 포함한 공기측 열전달계수  $\alpha_o$ 를 산출하였다. 공기측 열전달계수  $\alpha_o$ 의 불확실성은 2.5%이내이다.

3.4 공기측 열전달율

Fig. 12에 풍속의 변화에 대하여 균일 내면가공관

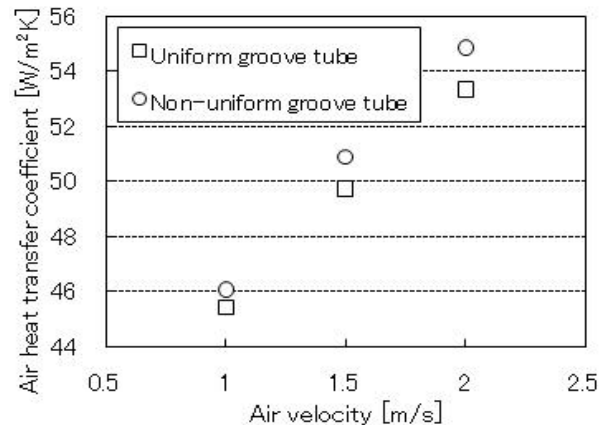


Fig. 12 Air heat transfer coefficient after expansion.

과 불균일 내면가공관의 공기측 열전달계수  $\alpha_o$ 의 실험치를 나타내었다. 공기측 열전달계수는 불균일 내면가공관이 균일 내면가공관보다 큰 것을 알 수가 있고 풍속이 빨라지면 그 차가 커지는 것을 알 수가 있다. 이는 불균일 내면가공관이 균일 내면가공관보다 접촉압력이 높기 때문에 접촉열저항이 작은 때문으로 사료된다. 이러한 현상은 풍속이 빨라질수록 현저하고 접촉열저항의 영향도가 공기측 열전달계수  $\alpha_o$ 에 미치는 크게 되어있기 때문이다. 공기측 열전달계수는 풍속 1 m/s에서 불균일 내면가공관이 균일 내면가공관보다 1.4%크다.

4. 결 론

환관형 열교환기의 조립시에 전열관과 환구멍을 고정시키기 위해서 실시하는 확관 가공에 대하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 의해 전열관과 환과의 밀착성을 조사하였고 산의 높이가 동일한 기존의 균일 내면가공관에 대하여 산의 높이가 다른 새로운 형태의 불균일 내면가공관에 대한 검토를 하였다.

불균일 내면가공관에서 높은 산의 수가 16개인 경우가 가장 높은 최대접촉압력으로 나타나 전열관과 환구멍의 밀착성이 개선되는 것을 수치계산으로부터 도출하였다.

관내의 전열특성을 측정된 결과 불균일 내면가공관은 높은 산의 머리 부분만이 확관볼과 접촉하여 찌그러지는 현상이 발생하였지만 낮은 산의 머리 부분은 찌그러짐이 발생하지 않았다. 이로 인하여 확관에 의한 응축열전달계수 감소율이 균일 내면가공관

보다 적게 나타났다.

관외의 공기측열전달계수는 불균일 내면가공관이 접촉열저항의 감소로 균일 내면가공관보다 높게 나타났다.

## 후 기

이 논문은 2010년도 경북대학교 학술연구비에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. The recent movements of heat exchanger development, 2008, Magazine of the SAREK, Vol. 37, No. 2, pp. 4-41.
2. Kim, C. N., Jeong, J., Youn, B., and Kil, S. H., 2003, An experimental-numerical evaluation of thermal contact conductance in fin-tube heat exchangers, JSME International Journal B, Vol. 46, No. 2, pp. 299-307.
3. Jeong, J., Kim, C. N., and Youn, B., 2006, A study on the thermal contact resistance in fin-tube heat exchanger with 7 mm tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 7, pp. 1547-1555.
4. Park, Y., Jeong, Y., Lee, J., and Park, N., 2009, Heat transfer characteristic of finned-tube heat exchangers with different clearance between fin collar and tube surface, Proceedings of the SAREK Summer Annular Conference, pp. 1073-1078.
5. Sasaki, N., Kakiyama, S. H., and Sanuki, N., 2004, Effect of enhanced heat transfer spirally grooved tube with ability to control the heat transfer disturbance by mechanical tube expanding, Trans. of the JSRAE, Vol. 21, No. 2, pp. 129-138.
6. Tang, D., Peng, Y., and Li, D., 2009, Numerical and experimental study on expansion forming of inner grooved tube, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 209, pp. 4668-4674.
7. Lee, S., Ishibashi, A., and Matsuda, T., 2011, Heat transfer characteristics of high performance inner grooved tube, Proceedings JSRAE Annual Conference, pp. 503-504.
8. Suzuki, H., Hashizume, S. H., Yabuki, Y., Ichihara, Y., Nakajima, S., and Kenmochi, K., 1968, Report of the Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Vol. 18, No. 3.
9. Petukhov, B. S. and Roizen, L. I., 1964, Generalized relationships for heat transfer in a turbulent flow of a gas in tubes of annular section, High temperature(USSR), Vol. 2, pp. 65-68.
10. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.