

에어컨 실외기용 환-관 직교형 열교환기의 열, 유동 해석 및 환 성능 개선을 위한 연구

안진수^{*1}, 최도형^{*2}

Flow and heat transfer analysis for the performance improvement of Cross-flow fin-tube heat exchangers

C. S. An and D. H. Choi

Abstract: The flow and the heat transfer about the cross-flow fin-tube heat exchanger in an out-door unit of a heat pump system has been numerically investigated. Using the general purpose analysis code, FLUENT, the Navier-Stokes equations and the energy equation are solved for the three dimensional computation domain that encompasses multiple rows of the fin-tube. The temperature on the fin and tube surface is assumed constant but compensated later through the fin efficiency when predicting the heat-transfer rate. The contact resistance is also taken into consideration.

The flow and temperature fields for a wide range of inlet velocity and fin-tube arrangements are examined and the results are presented in the paper. The details of the flow are very well captured and the heat transfer rate for a range of inlet velocity is in excellent agreement with the measured data. The flow solution provides the effective permeability and the inertial resistance factor of the heat exchanger if the exchanger were to be approximated by the porous medium. This information is essential in carrying out the global flow field calculation which, in turn, provides the inlet velocity for the microscopic temperature-field calculation of the heat exchanger unit.

Key Words: 전산유체역학(CFD), 다공성 매질 모델(porous medium model), 관순법(tube-by-tube method)

1. 서론

공조 시스템의 성능을 측정하고 평가하는 과정은 일반적으로 실험을 통해 이루어진다. 그런데 실험을 통해 시스템의 성능을 평가하는 과정은 물리적인 시스템이 필요하기 때문에 시제품을 제작해야만 하며 따라서 막대한 비용이 들게 된다. 또한 측정 속도와 측정의 정밀도에 따라 고가의 측정 장비를 요구하게

되기도 하며 측정의 여러 한계 때문에 계기가 원하는 위치에 접근할 수 없게 되거나, 실험에 물리적인 영향을 미칠 수도 있다. 이에 반해 전산 모사에서는 이러한 문제가 없으며, 다수의 물리량을 같은 위치에서 동시에 처리할 수 있다.

실외기 전체의 형상에 비할 때, 열교환기는 형상이 매우 복잡한 부분이다. 따라서 열교환기 부분을 다공성 매질로 모델링하여 계산의 효율성을 높이는 것이 해석에 효과적이다. 그것을 위해서 전산 모사를 통해 독립적으로 열교환기의 입구 속도에 대한 압력강하특성을 규명하는 것이 필요하다. 또한 실외기의 본 기능인 열전달이 일어나는 영역도 바로 열

*1 비회원, 한국과학기술원 기계공학과

*2 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

압력강하특성을 규명하는 것이 필요하다. 또한 실의기의 본 기능인 열전달이 일어나는 영역도 바로 열교환기 부분이다. 이러한 이유에서 열교환기의 열, 유동해석은 실의기의 성능 해석에 앞서 중요한 필요성이 있다. 이에 본 연구에서는 열교환기 핀 주위의 유동에 대한 전산모사를 통해 실의기의 성능해석에 필요한 모델 상수를 결정하는 방법을 제시하고, 열교환기의 열전달량을 예측해 보고자 한다.

1.1 실외기 및 열교환기의 구조

실외기와 해석에 사용되는 열교환기를 개략적으로 아래 Fig. 1에 나타내었다.

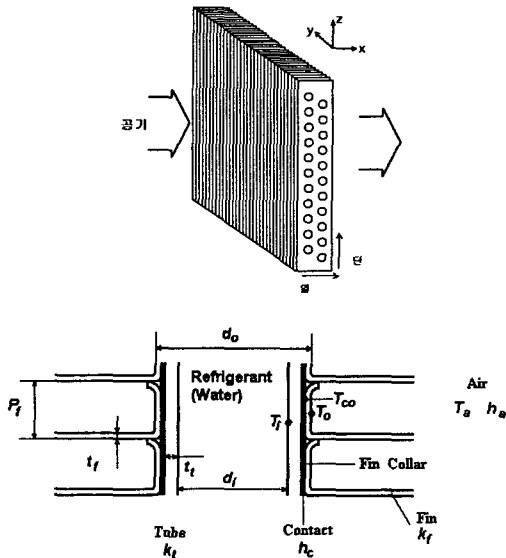


Fig. 1 Geometry of fin-tube heat exchanger

본 연구에서의 열교환기의 관(tube)은 엇갈리게 (staggered) 배치되어 있고, fin은 웨이브 형이다.

1.2 연구 목적

1. 열교환기 내부의 유동을 전산적으로 해석하여 열교환기 입구 속도에 대한 압력강하 특성을 얻는다. 이를 통해 다공성 매질모델에 사용되는 계수를 결정한다.
2. 열교환기의 총 열전달량을 결정한다.
3. 실험을 통해 얻은 열교환기의 압력강하 및 열전달 데이터와의 비교 검증을 통해 실험을 전

산모사로 대체할 경우의 신뢰성을 평가한다.

2. 해석 방법

FLUENT code로 유동해석을 수행하였는데, 압력-속도 coupling은 SIMPLE 알고리즘을 이용하며 운동량 방정식의 대류항은 2nd order upwind scheme 을 사용하였다.

본 연구에서는 열교환기 내부의 유동을 3차원 비압축성 정상상태의 유동으로 가정하였으며, 레이놀즈수가 700이하이므로 층류 유동으로 보았다. 적용된 지배방정식은 다음과 같다.

2.1 지배 방정식

Continuity equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

Momentum equations

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}) \tag{2}$$

Energy equation

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \tag{3}$$

2.2 다공성 매질(Porous medium) 모델

실외기 전체의 유동을 해석할 경우, 계산의 효율성을 위해서 열교환기를 다공성 매질로 모델링하는 것이 필요하게 된다. 다공성 매질 내의 유동장 해석은 Darcy 가 고체 부분에 의한 마찰력을 고려한 운동방정식을 처음으로 제시하였으며, 현재 사용중인 FLUENT[1]에서 지원되는 압력강하 모델은 Darcy 모델과 Forchheimer 모델이다. Darcy의 식은 압력강하를 계산할 때 Viscous effect 만을 고려하였으나, 속도가 증가하는 경우에는 Inertial drag에 의한 영향을 함께 고려해 주어야 한다. Joseph, Nield, Papanicolaou(1982)[2]는 Darcy의 식을 개선하여 Inertial drag를 고려한 아래의 Forchheimer 식을 제안하였다.

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K}u + \frac{1}{2}\rho Cu^2 \quad (4)$$

K: permeability

C: inertial resistance factor

K는 다공성 매질의 투수도를 의미하며, C는 다공성 매질을 통과하는 유속이 증가하는 경우 ($Re_K > 10$) 나타나는 Inertial drag에 대한 상수이다.

Inertial effect를 고려할지의 여부는 $[L^2]$ 의 차원을 갖는 투수도의 제곱근을 기준으로 한 레이놀즈 수를 이용하여 판별한다. Re_K 값이 1보다 작으면 inertial effect를 고려하지 않으며, 5를 넘는 경우 inertial effect를 고려하도록 한다. 실외기 유동의 초기 계산결과, Re_K 값은 7에서 12의 범위로 나타났으며, 열교환기의 유동을 해석한 결과를 통해 보더라도 속도의 제곱에 비례하는 inertial effect를 고려하는 것이 타당하다. 본 연구에서는 Forchheimer 식을 사용하여 열교환기를 위한 다공성 매질 모델을 제시하였다.

2.3 전열 성능 예측

본 연구에서는 관 내부의 온도가 fin 전체에 균일하게 분포되는 경우에 대해 열전달을 해석하였다. 따라서 검증용 위해 사용된 실험의 상황이나, 실제 실외기의 열전달 상황과 차이가 있을 수 있다. 격자 계산의 결과에 추가적으로 해석을 수행한 내용은 다음과 같다.

a. fin efficiency:

Schmidt의 근사식을 사용하여 계산하였다. 단 fin efficiency는 표면 h값이 클수록 오차가 증가한다. 따라서 제 2열과 3열은 근사식을 사용하여 적용하고, 유동의 발달에 의해 h값이 상당히 큰 제 1열에는 fin형상에 전도방정식을 해석한 결과를 사용하였다.

b. 관 내부로부터 fin collar까지의 열전달:

접촉 열저항, 관 내부 대류 열저항을 고려하고 다른 열저항들은 상대적인 크기가 작아 무시하였다. 열저항 값을 통해 c.에서의 관순법을 적용하기 위한 열교환기 열전달계수 값에 반영하였다.

c. 관 내부 유체의 온도변화:

물을 사용한 유국철[3]의 실험으로 검증하기 위해 관순법(tube-by-tube)을 적용하였다. 주어진 관내유체와 공기의 입구온도에 대해, 각 열사이와 출구온도를 가정하여 단일관 열교환기에 대한 관계식을 통해 반복 계산하여 수렴된 온도해를 얻은 후, 냉매의 입·출구 온도차를 통해 열교환기의 열전달량을 구하였다.

3. 연구 결과

3.1 열교환기 형상 및 경계조건

열교환기의 형상 및 경계조건을 다음 Fig. 2, 3에 나타내었다.

본 연구에 사용된 열교환기는 웨이브형 흰-관 열교환기이다. 또한 흰 간의 간격(fin pitch)은 2.0mm이며 열수는 1, 2, 3의 3가지에 대해 비교 고찰하였다.

동일한 형상이 반복되는 형태의 구조이므로, 유동에 수직한 방향으로 대칭조건을 사용하여 단위형상 하나에 대해 계산을 수행하였다. 실험상의 격자를 구성하는 데에는 시일이 필요해 간략화 된 형상의 유동을 먼저 계산해 보았고 이후에 격자가 완성되는 대로 실험상에 대해서도 유동 및 열전달 시뮬레이션을 수행하였다.

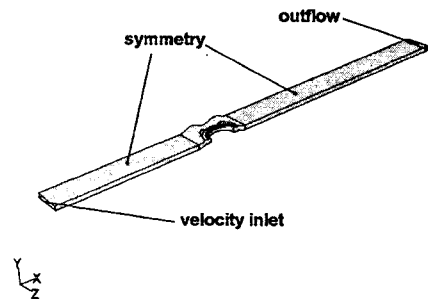


Fig. 2 Computational domain

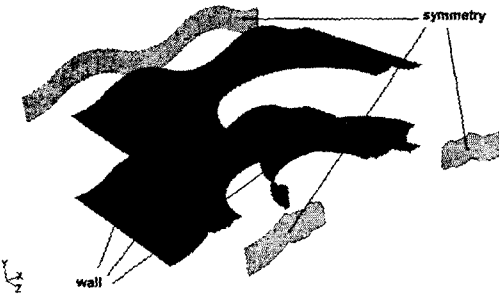


Fig. 3 Boundary conditions

3.2 격자 설정

형상을 이루는 격자 외에, 입 출구의 유동의 안정성 및 재순환 영역의 충분한 포착을 위해 입구에서 관 직경의 6배, 출구에서 관 직경의 20배 떨어진 지점까지 격자를 구성하였다. 격자에서 열교환기 fin 부분과 fin collar에 대해 격자를 밀집시켰고, 경계조건이 변하는 열교환기 입, 출구에 대해서도 격자를 밀집하였다. 전체 격자를 Fig. 4, Fig. 5에 나타내었다.

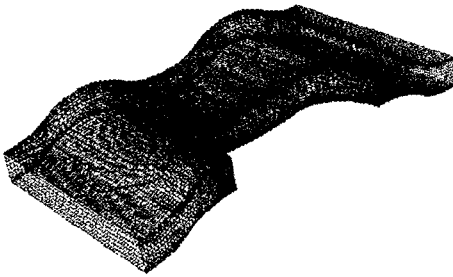


Fig. 4 Grid system for the simplified shape

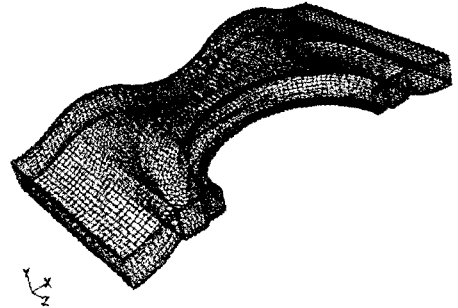


Fig. 5 Grid system for the real shape

3.3 계산 결과 - 유동 해석

열 수별로 계산된 압력강하를 Fig. 6에 나타내었다. 실험상 격자로 계산된 값과 간략화된 형상 격자로 계산한 값이 차이를 보이고 있으나 격자 생성과 계산에 들어가는 노력에 비해 간략화형상의 격자라도 큰 차이 없는 결과를 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

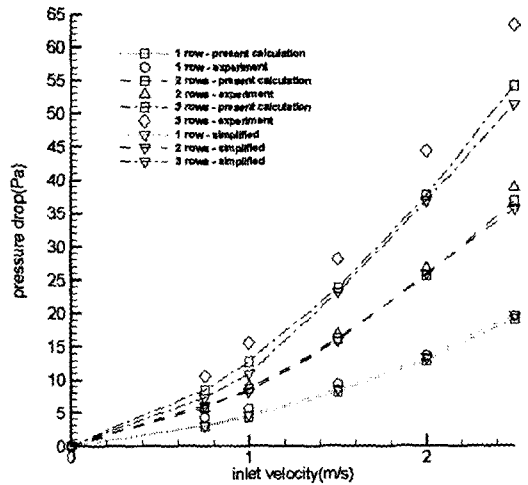


Fig. 6 Pressure drop vs. inlet velocity

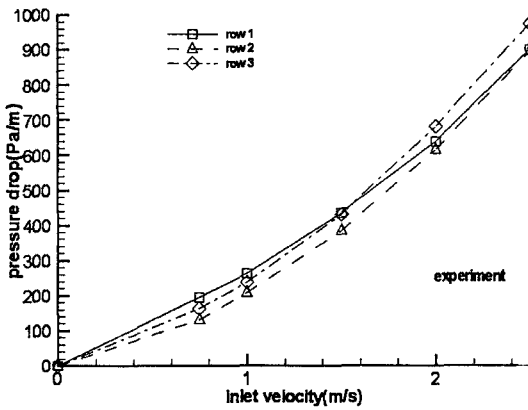


Fig. 7 Pressure gradient vs. inlet velocity - experiment

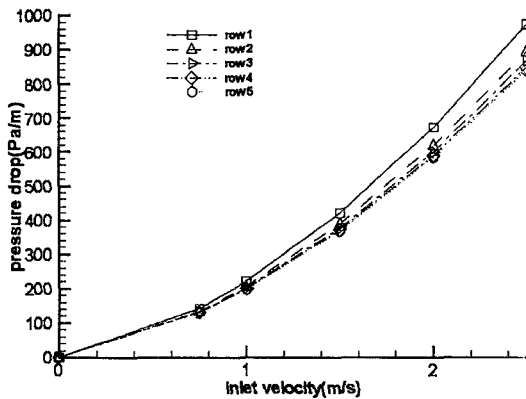


Fig. 8 Pressure gradient vs. inlet velocity - calculation

여기서 1열, 2열의 속도 압력강하 특성은 실험[3]을 잘 예측하지만 3열의 경우 전 속도영역에 걸쳐 차이를 보인다. 그 원인에 대해 다음과 같이 생각하였다. 일반적으로 제1열에서 유동의 발달이 완전하지 않기 때문에 1열의 압력강하가 가장 크고, 그 다음 제2, 제3열에서는 어느 정도 유동이 발달한 상태가 되어 그 압력강하는 비슷하게 나타날 것으로 추정된다. 따라서 길이 당 압력강하로 나타내면 열수가 늘어날수록 어느 일정한 값에 수렴하는 양상이 나타날 것으로 예상하였다. 실험 데이터와 계산된

데이터에 대해 그 결과를 Fig. 7, 8에 나타내었다. 실험상 격자로 계산된 값은 열수가 늘어날수록 길이 당 압력강하가 일정한 값에 수렴하는 경향을 관찰할 수 있다. 그에 반해, 실험으로 측정된 압력강하의 경우 그 경향이 모호하다. 따라서 실험된 실제 유동에서 어떤 다른 요인에 의해 유동의 발달이 영향을 받은 것으로 생각된다. 생산 방법상 열교환기는 연속적으로 성형되어 필요한 열수만큼 cutting을 해서 취하게 되는데, cutting을 용이하게 하기 위해 3열마다 부분적으로 slit을 만들어 놓는다. 이 slit이 1열, 2열 열교환기에는 없고, 3열 열교환기에는 있는 경우라면 정량적으로 이 차이를 설명해 준다. 3열에서 간략화 형상에 비해 실험상에서 오차가 줄어든 것을 볼 때에도 도면과 실제형상의 세부적인 형상의 차이에 의해 실제 유동패턴과 계산된 유동 패턴이 달라져서 생긴 결과라 생각된다. 압력 측정의 오차 또한 고려할 수 있다.

이러한 경향의 차이를 보이는 것이 사실이나, 실험데이터에서 압력측정의 오차한계가 대략 10%인 것을 감안할 때 대체로 정확한 결과라 하겠다.

실험상 격자로 계산한 결과를 2차원 곡선으로 curve fitting 하여 실외기 유동 해석에 적용될 다공성(porous)매질 모델의 상수 값을 얻고, 유국철[3]의 실험 데이터를 통해 얻을 수 있는 상수 값과 비교하였다. 결과를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Permeability and inertial resistance factor for various row arrangements

열 수		K	C
1	실험	9.5725e-8	1.1236e-2
	계산	2.2944e-7	1.7794e-2
2	실험	1.7118e-7	1.6988e-2
	계산	1.9416e-7	1.6181e-2
3	실험	1.2964e-7	1.6845e-2
	계산	1.9915e-7	1.6210e-2

3.4 계산 결과 - 열전달 해석

균일 온도벽 조건을 사용하여 계산한 결과를 2.3절에서 언급된 추가적인 해석을 수행하여 얻은 결과를 유국철[3]의 실험 데이터와 함께 Fig. 9에 도시하였다.

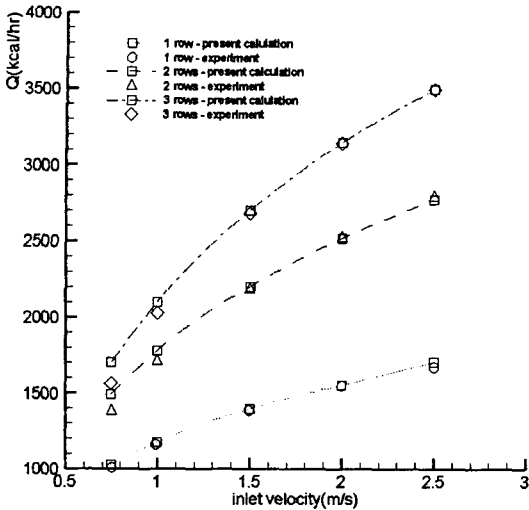


Fig. 9 Heat transfer rate

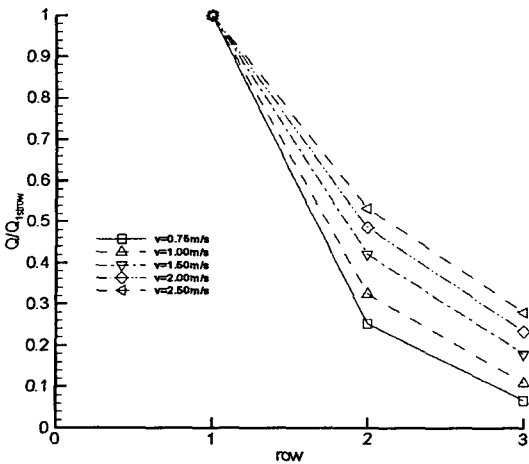


Fig. 10 Heat transfer rate for a range of inlet velocity

Fig. 9에서 보는 바와 같이 열전달을 매우 잘 예측하는 것을 볼 수 있다. 전체적인 관의 온도분포를 예상할 때 관 사이의 전도에 의한 열전달이 fin의 평균온도를 떨어뜨리는 결과를 낳는 것으로 사료된다. 따라서 실험에서의 열전달은 균일 온도에서 단, 열 사이의 전도를 무시한 계산의 결과보다 작게 된다. 그러나 여기서는 그 영향이 두드러지게 나타나고 있지는 않다.

Fig. 10은 제 1열에 대한 후열의 상대적 열전달을 도시한 것이다. 열전달에 의해 공기의 온도가 후열로 갈수록 상승하므로 온도차가 감소하는 결과를 가

져온다. 따라서 후열로 갈수록 열전달이 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 공기의 입구 속도가 증가하면 후열의 상대 열전달이 향상된다. 따라서 다열 열교환기를 채택할 경우 열교환기의 경제성을 위해 공기의 입구속도를 충분히 높여주어야 한다.

실제 실외기의 운전조건에 가까운 계산을 위해 다음 문제의 해결이 요구된다.

1. 흰 자체를 제외한 열전달의 정확한 결정
2. 열, 단 사이의 전도 열전달
3. 열교환기 입구의 속도분포 규명

4. 결론

실외기의 fin-tube 열교환기에 대한 3차원 유동 해석을 상용 code인 FLUENT를 사용해 수행하였으며 정해진 입구속도에 따른 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

간략화된 열교환기 형상과 실험상에 대해 유동 해석을 수행하였는데, 세부 형상의 차이에 큰 영향을 받지 않고 실험결과를 비교적 잘 예측하였다. 이에 porous medium 모델의 상수를 전산해석을 통하여 신뢰성 있게 결정하는 것이 가능하게 되었다.

압력강하 특성을 단위 유동길이 당 압력강하 값으로 환산하여 비교하였을 때, 열수가 늘어날수록 어느 일정한 값으로 수렴하는 경향을 나타내었다. 그 주요 원인은 유동이 후열로 가면서 완전히 발달하기 때문인데, 실험 데이터에서는 이러한 경향이 명확히 나타나 있지 않다.

실험에서는 냉매 대신 물을 사용하여 관의 온도가 연속적으로 변하기 때문에, 균일온도벽 경계 조건을 사용하여 해석된 결과와 차이를 보였고, fin efficiency, 열저항의 개념으로 격자를 통해 계산된 열전달계수를 수정하고, 관순법을 적용하여 계산한 결과 실험결과를 잘 예측하였다. 이에 다양한 관배열과 열교환기 배치, 입구속도분포 등에 대해 입구속도별 계산만을 통하여 열전달량을 신뢰성있게 예측하는 것이 가능하게 되었다.

후열로 갈수록 온도차가 감소하여 상대적 열전달이 감소하는 경향이 나타났다. 또한 이러한 경향은 공기 속도가 증가하면 완화된다. 따라서 다열 열교

환기를 사용하는 경우, 공기의 속도가 클수록 열교환 성능이 향상되나 종합적인 경제성은 fan 구동 동력과 함께 고려해 결정해야 할 것이다.

후 기

본 논문은 삼성전자의 가스엔진 열펌프(GHP) 연구과제 의 연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Fluent 5 User's Guide Volume 6, Fluent Incorporated, 1998
- [2] Donald A. Nield and Adrian Bejan. 1992, Convection on Porous Medium, Springer-Verlag, pp. 5~14
- [3] 유국철, 1996, "에어컨용 건표면 직교형 환-관 열교환기의 해석모델 개발 및 열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구", 삼성전자 주식회사, pp. 30~76, 150~158