

자동차용 IRDS 응축기에 대한 실험과 해석적 연구

김 학 준*

한라공조 기술연구소

An Experimental and Numerical Study on Automotive IRDS Condenser

HakJun Kim*

R&D Center, Halla Climate Control, 1689-1 Sinil-dong, Daedeok-gu, Daejeon 135-080, Korea

(Received 15 January 2010 / Accepted 13 August 2010)

Abstract : The specific objective of this study was to develop an IRDS (integrated receiver drier subcooling) condenser model for use in a mobile air-conditioning system. A three-zone model based on the desuperheating, two-phase, and subcooling sections of a condenser could be used to estimate the performance with a good accuracy. Overall heat transfer coefficients for each of the three sections, expressed as a function of the air velocity across the condenser and refrigerant mass flow rate and the model using the elemental difference method incorporate calculations to determine the pressure drop, heat performance within the condenser and it includes physical parameters (pass, tube hole size and length) that can be varied to analyze potential design changes without exhaustive experimental efforts. it was found that an accuracy of heat performance was within 5% in case of using the various condensers, the refrigerant pressure drop was predicted within 25% and the pressure drop of air side was well matched with experiment data within 4%.

Key words : IRDS(리시버 드라이어 일체형), Condenser(응축기), Three-zone model(3개의 영역으로 구성된 모델), Elemental difference method(요소차분법), Subcooling(과냉), Desuperheating(과열저감), Two-phase(2상)

Nomenclature

A	: area (m^2)	m	: mass flow rate (kg/s)
c	: specific heat (kJ/kg.K)	P	: pressure (Pa)
D	: diameter (m)	Pr	: prandtl number
F	: fin	Q	: heat capacity (W)
f	: f factor	Re	: reynolds number
G	: mass flux (kg/m ² .s)	t	: fin thickness (m)
h	: heat transfer coefficient (W/m ² .K)	T	: tube
h'	: enthalpy of refrigerant (kJ/kg)	T'	: temperature (K)
IRDS	: integrated receiver drier subcool	x	: quality of refrigerant
j	: j factor	z	: length of one cell
K	: heat conductivity (W/m.K)	ϵ	: effectiveness
L	: louver	θ	: angle
		μ	: viscosity (Pa.s)
		v	: specific volume (m^3/kg)

*Corresponding author, E-mail: hjkim@mail.hcc.co.kr

ρ : density (kg/m³)
 σ : contraction ratio of the fin

Subscripts

a : air
afr : frontal air
d : depth (m)
eq : equivalence
gas : gas, vapor
liq : liquid
h : hydraulic
i : index
l : length (m)
p : pitch (m)
r : refrigerant

1. 서론

자동차 공조 시스템은 다른 산업에서 활용되는 공조 시스템과는 달리 엔진 RPM, 차내 실내 온도, 증발기/응축기를 통과하는 공기 유량, 증발기의 서리 방지를 위한 압축기 가변/Cycling 등의 환경적 영향을 받으면서 동적으로 작동하는 특징을 가지고 있다.

자동차 공조시스템에 사용되는 핵심 부품중의 하나인 응축기는 강제대류 공랭식으로 수냉식에 비하여 열전달이 낮고, 응축 온도가 낮아서 성능면에서는 불리하지만 사용이 간편하고 구조가 간단하며 값이 저렴하여 자동차용으로 널리 사용되고 있다.

초기의 자동차용 응축기는 Tube 사이에 코르계이트핀을 끼운 서펜틴(Serpentine) 형태를 사용하였으나 HFC 계열의 냉매 등장으로 약 30% 이상의 방열 성능 향상이 필요하게 되었다. 이에 열교환기 양측면에 Header Tank를 설치하고 그 사이에 얇고 긴 다채널 튜브를 수평으로 여러 개 설치한 후에 루버핀을 끼우고 양쪽 Header Tank의 끝단을 막아 용접한 평행류(Parallel Flow Type) 응축기가 등장하였다. Baffle를 Header Tank 내부에 설치하여 냉매 유로 면적을 조절하는 구조적 특징을 가지고 있다.

아울러 자동차 엔진룸 구조의 특성상 설치 공간의 제약성을 인해 점차 고밀도화, 고효율화가 요구

되고 되고 있는 시점에서 잉여냉매의 저장과 수분 제거 기능을 갖는 Receiver Drier를 응축기내에 일체형으로 구성하여 기존 Receiver Drier가 설치되는 공간을 없앨 수 있는 응축기가 개발되었다.

이와 같은 개발 추세에 따라 자동차 응축기에 대한 이전의 많은 실험적/해석적 연구는 주로 서펜틴 응축기부터 시작해서 평행류 응축기에 집중이 되어져 있었다.

초기의 Davis와 Scott¹⁾은 정상상태의 증기압축 사이클 해석에 사용되는 응축기 모델을 개발하였으나 냉매측 압력 강하를 포함하지 않았고 과도한 계산 시간이 필요하다는 문제점을 가지고 있었다.

Chi, Didion²⁾과 MacArther³⁾등은 응축기 모델을 차분화하였는데 과열영역, 이상영역, 과냉영역에 대해서 각각 하나의 Control Volume을 설정하여 해석하는 방법을 적용하였다. 홍진원⁴⁾등은 Hill⁵⁾의 연구를 활용하여 엘리먼트 기법 및 Hill의 논문에서 제시된 증발기의 해석 방법을 기반으로 응축이 일어나지 않는 조건으로 수식을 재정의해서 해석하는 방법을 사용하였다.

또한, 전창덕⁶⁾등은 응축기 설계조건에 공기측 열전달계수와 압력강하 산출에 대해서 실험을 통해서 얻어진 *j*, *f* 값을 수치해석 기술과 접목시키는 연구를 수행하였다.

본 연구에서 사용하게 되는 응축기는 기존의 연구에서 사용되어온 응축기와는 그 구조 및 특성이 다른 IRDS(리시버드라이어 일체형)이다.

이전의 응축기 특성에 리시버드라이어를 일체화시켜 과냉도가 유지되게 하는 특징을 가지고 있다. 수치 해석 방법에 있어서 복잡해진 열교환기의 형상으로 인해 상용화된 CFD프로그램(StarCD, Fluent 등)에 의존할 수도 있겠지만 사용법을 익히고 해석에 대한 모델링 및 계산시간이 과다하게 사용된다는 단점이 있어 적절한 시점에 필요 데이터를 신속히 확보해야하는 계산에는 적합하지 않다. 더욱이 상용 프로그램은 아직까지 상변화가 수반된 현상을 해석하기에는 어려움이 따른다는 문제점 역시 가지고 있다.

유사한 해석으로는 상변화가 존재하지 않는 라디에이터를 CFD로 모델링해서 실험과 해석을 비교한

C. Oliet⁷⁾ 등은 방열량에 있어서는 8%, 냉각수 압력 강하는 20% 정도의 오차율을 보인다는 결과를 제시하였다. 이에 3차원보다는 1차원적인 응축기 해석 모델에 집중하여 IRDS 응축기에 대한 해석 모델 및 프로그램을 개발하여 디자인과 실험 및 해석 결과를 비교/검토하여 실험을 대체할 수 있는 해석 방법을 제시하고자 한다.

2. IRDS 응축기에 대한 소개

응축기내에서 이미 과냉 상태에 도달한 냉매는 그 기능을 상실하였기 때문에 응축기 내에서 순환 되는 것은 압력강하만 증가시키는 문제가 있다.

다른 응축기와는 달리 IRDS 응축기는 Fig. 1과 같이 상분리 현상을 이용하기 위해서 ①번 위치가 냉매 입구가 되게 하도록 Header Tank의 중앙부위에 위치시켜야 한다. 첫째 열을 통과하면서 생기는 기상냉매를 상단으로 보내고 하단에는 과냉액을 중력에 의해서 열수가 적은 하단으로 이동시키는 구조인데, 이는 기체 상태의 냉매를 열수가 많은 상단으로 보내 전열 성능을 개선하고자 하는 것과 기존 Receiver Drier가 설치되는 공간을 없애고 일체형화하여 과냉각된 액냉매만을 팽창밸브로 보낼수 있는 구조를 갖도록 하는 것이 IRDS 응축기의 주요 특징이다.

②번 상태에서의 냉매는 ③과 ④로 분리가 되는데 ④번으로는 중력에 의해 주로 액상의 냉매가 유입되며 ③번으로는 기상포화 냉매가 유입된다. 이렇게 서로 분리되어 순환된 냉매들은 Receiver Drier

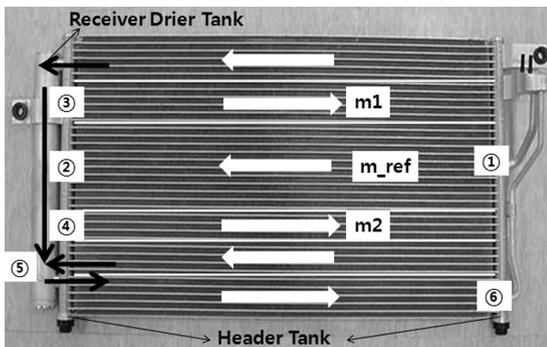


Fig. 1 The structure of IRDS condenser and flow pattern of refrigerant including phase separation

Tank를 거쳐 ⑤번 지점에서 서로 합쳐지게 되면서 ⑥번을 거쳐 응축기를 빠져나가게 된다.

상기의 냉매 유로 특성상, 해석 모델에서도 ②번 지점의 상분리에 있어 ③번 지점의 냉매 상태는 기상포화이며 ④번 지점의 냉매 상태점은 냉매량과 엔탈피에 의해 결정되는 것으로 가정하였다.

이런 IRDS 응축기의 일반적으로 사용되는 냉매 pass는 22-11-7/5-4/8과 같은 형태를 취하게 된다.

3. IRDS 응축기 수치해석 모델링

압력강하 특성과 열전달 특성에 대해서는 기존의 실험 및 해석을 통해 얻어진 상관식들을 사용하였으며 전열면적, Tube의 수력 직경등과 같은 기하학적 형상을 고려하여 계산하는 방식을 취하였다

또한, 각 Tube별로 미세 Element로 나누어서 상이 변화되는 위치를 추적하여 적절한 관계식들이 사용되도록 하였다.

3.1 공기축 열전달과 압력강하

3.1.1 공기축 열전달

공기축 열전달에 관해서는 많은 상관식이 존재하지만 여기서는 Chang & Wang과 Web의 논문을 참조하였다.

공기축 열전달 계수(h_a)는 식 (1)과 같이 구해지며 j 값에 대해서는 루버핀에 대한 연구 자료로 많이 사용되는 Chang & Wang⁸⁾의 수식에서 일부 계수값을 보정한 식 (2)를 사용하였다.

$$h_a = \frac{j \rho_a u_a c_{pa}}{Pr^{2/3}} \quad (1)$$

$$j = 1.21 Re^{-0.56} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{t}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (2)$$

3.1.2 공기축 압력강하

공기축 압력강하는 전형적인 압력강하식으로서 식 (3)과 같이 간단한 것을 사용하였으며 실험과의 비교에서 상대적으로 우수한 예측을 갖는 것으로 평가된 Kang 상관식⁹⁾에서 식 (5)와 같이 일부 계수값을 보정하여 해석에 사용하는 것으로 하였다.

$$\Delta P_a = f_a \frac{A_{as} G_{ac}^2}{A_{ac}^2 \rho_a} \quad (3)$$

$$G_{ac} = \frac{\rho_a u_{af} r}{\sigma} \quad (4)$$

$$f_a = 4.05 Re^{-0.522} (\cos\theta)^{-1.94} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.233} \quad (5)$$

3.2 냉매측 열전달과 압력강하

3.2.1 냉매측 열전달

냉매측 열전달계수(h_r)는 단상인 경우와 2상인 경우로 나누어지는데 냉매가 통과하는 압출 Tube 단면은 11개의 홀을 가지고 있는 구조로서 본 연구에서는 냉매가 과열증기 및 과냉액상태에서 다음과 같은 Dittus & Boelter식을 사용하였다.

$$h_r = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{K}{D_h} \quad (6)$$

냉매가 2상영역에서는 다음과 같은 Cavallini & Zecchin의 관계식을 사용하였다.

$$h_r = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_{liq}^{0.3} \frac{K_{liq}}{D_h} \quad (7)$$

$$Re_{eq} = Re_{gas} \left(\frac{\mu_{gas}}{\mu_{liq}}\right) \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{gas}}\right)^{0.5} + Re_{liq} \quad (8)$$

$$Re_{liq} = \rho_{liq} (1-x) v \frac{D_h}{\mu_{liq}} \quad (9)$$

$$Re_{gas} = \rho_{gas} x v \frac{D_h}{\mu_{gas}} \quad (10)$$

3.2.2 냉매측 압력강하

응축기를 이루고 있는 Tube와 Header Tank에서의 압력강하는 유체의 거동 특성이 다른 단상과 2상 영역으로 나누어 계산되어질 필요가 있다.

일반적으로 압력강하는 마찰 압력강하와 가속 압력강하로 나누어지는데 마찰 압력 강하는 상변화의 유무에 상관없이 발생하는 압력강하이며 가속 압력 강하는 상변화 과정중에 발생하는 압력강하이다.

단상에서의 압력강하는 Blasius 마찰계수를 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$dP = \frac{f v G^2}{2D_h} dz \quad (11)$$

$$f = 0.0791 Re^{-0.25} \quad (12)$$

상변화가 수반되는 2상 구간에서는 다음과 같이 가속압력강하를 고려하는 식을 사용하여 계산하였다.

$$\frac{dP}{dz} = \frac{2f_{fo} v_f G^2}{D_h} \phi_{fo}^2 + G^2 v_{fg} \frac{dx}{dz} \quad (13)$$

$$f_{fo} = 0.0791 Re^{-0.25} \quad (14)$$

여기서 사용된 마찰손실계수(ϕ_{fo}^2)는 Friedel¹⁰⁾의 관계식이다.

3.3 해석 방법 및 조건

3.3.1 단위 Element 해석 방법

Fig. 1에서 응축기의 과열, 2상, 과냉 영역이 냉매의 흐름에 따라 열교환기내에 존재하게 되므로 해석으로 이를 구분하기 위해서는 전체 열교환기를 Fig. 2와 같은 Element로 나누어서 냉매의 위치에 따른 상태점을 계산해 줄 필요가 있다.

하첨자가 r 로 표시된 부분이 냉매측이고 a 로 표시된 부분이 공기측으로 표현되는데, 이것으로 부터 공기와 냉매간의 열전달 관계를 정의할 수 있다.

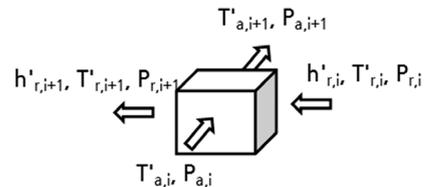


Fig. 2 The element model of condenser

$\epsilon - NTU$ 방법을 사용하여 Tube Wall과 공기간의 열교환되는 것과 Tube Wall과 냉매간의 열교환하는 식에서 Tube Wall의 온도를 소거하게 되면 식 (15)와 같이 Element에서의 단위총괄열량이 계산된다.

$$\Delta Q = \left\{ \frac{(T'_r - T'_a)}{\frac{L_t}{\epsilon c_{pa} G_a} + \frac{1}{h_r P}} \right\} \Delta z \quad (15)$$

여기서 L_t 는 전체 Tube 길이, P '는 냉매측 Tube

Perimeter를 의미한다. 단위 Element에서의 냉매측 엔탈피 변화량은 식 (16)을 통하여 계산하여 다음 Element 입구 조건으로 연속 전달되는 과정을 거쳐서 전체 열교환기를 해석하게 된다.

$$\Delta Q = m_r(h'^{r,i} - h'^{r,i+1}) \quad (16)$$

3.3.2 상분리지점의 해석 방법

상분리가 되는 부분(Fig. 1의 ②번 지점)에는 분할되는 냉매량과 에너지 균형은 다음과 같이 3가지 조건을 만족하게 되는 경우에 수립하는 것으로 정의하였다.

- a) $m_ref = m1 + m2$
- b) $dP_{①②③⑤} = dP_{①②④⑤}$
- c) $(m1+m2)*h'2 = m1*h'3+m2*h'4$

응축기 입구로 유입되는 전체 냉매량은 분리되는 냉매량의 합과 같아야 하며, 분리된 냉매가 다시 만나게 되는 ⑤번 지점에서의 압력은 서로 같게 냉매 분배가 이루어져야 한다. ②번 지점에서의 냉매 분배시에 ③번과 ④번의 냉매 상태점은 에너지 보존에 따른 식을 이용하였는데 ③번 지점에서의 냉매 상태는 기상포화로 가정하였다.

3.3.3 전체 열교환기 해석 방법

입구 조건으로서 냉매량이 주어진 상태에서 분할되는 냉매량은 상기 조건을 만족하도록 Bisection Method를 반복적으로 이용하여 찾는 방식을 사용하였다.

그리고 출구조건인 과냉도가 고정되는 방식에서는 전체 냉매량 계산시에 수치 계산을 통하여 결정되는 방법이 추가되어야 하며 이 과정에서는 Newton-Raphson Method를 사용하였다.

본 연구에서 해석하고자 하는 냉매의 조건은 과냉도가 주어진 상태이므로, 냉매량이 입력데이터가 아니라 주어진 과냉도와 일치되는 전체 순환 냉매량 및 분배량을 해석적으로 찾아야 한다.

전체 냉매량이 먼저 초기 추측 값으로 주어지고 이 냉매량을 가지고 열교환기 상측과 하측으로 분리되는 냉매량을 해석적으로 얻은 후 개별 Element의 계산이 완료된 후에 계산된 과냉도와 주어진 과냉도간의 차이를 분석하여 해석적으로 과냉도가 일치되도록 전체 냉매량 및 분할되는 냉매량을 반복

적으로 찾도록 하였다.

물론, 분할된 냉매량이 만나는 ⑤번 지점에서의 냉매 압력값 역시 주어진 수렴 오차 범위 내에서 만족시켜야 한다.

4. 실험 데이터와 비교 분석

4.1 실험 및 해석 조건

Table 1은 본 연구에서 사용하게 될 실험/해석 조건이다. 조건을 보게 되면 냉매량이 주어진 것이 아니라 과냉도가 주어져 있는 조건이다.

응축기 단품 실험 장비에서도 마찬가지로 정의된 과냉도가 나오게 될 때까지 내부적으로 냉매량을 조정하게끔 되어 있는데 이런 방식은 응축기 단품 성능을 실험적으로 평가하는 일반적인 방법이기도 하다.

Table 2는 본 연구에서 사용된 열교환기에 대한 대략적인 사양이며 전체적으로 19개의 Sample들에 대해 실험/해석 데이터를 가지고 비교하였다.

Table 1 Test and simulation condition

Item	Condition
Refrigerant inlet pressure	1736 kPa
Refrigerant inlet temperature	86 °C
Subcooling	5 °C
Air inlet temperature	37 °C
Air velocity	2 ~ 5 m/sec

Table 2 The specification of IRDS condensers

Depth	12 ~ 20 mm
Width	440 ~ 720 mm
Tube rows	45 ~ 63

4.2 실험 및 해석 결과 비교

4.2.1 전체 응축기의 열수와 방열량의 비율

IRDS 응축기는 6 Pass구조를 갖게 되고 이는 전체 Tube 개수가 6개의 그룹으로 나누어지는 것을 의미한다. Table 3은 각 그룹별의 Tube 개수 비율과 방열량간의 관계를 해석한 결과를 보여준다.

각 그룹별 Tube열수의 비율은 전체 Tube 개수에서 그룹별 해당되는 Tube 개수의 비율이다 방열량(Heat Performance)의 비율은 전체 방열량

Table 3 The comparison of heat performance in accordance with the tube rows of each group

Group	Tube rows	Heat performance
#1	44%	54%
#2	21%	23%
#3	10%	13%
#4	7%	6%
#5	5%	2%
#6	13%	2%
Total	100%	100%

에서 각 그룹별로 계산되어 나온 방열량의 비율을 나타낸다. 그룹 #6은 과냉 구간으로 열수에 비해 방열성능이 많이 떨어지는 것을 볼 수 있다. 하지만 이 구간의 Tube 열수를 줄이게 되면 냉매측 압력강하에 문제를 일으키게 된다.

4.2.2 냉매측 압력강하 비교

기존의 다른 자료들과 C. Oliet⁷⁾ 등의 논문을 참조하였을 때에 예측이 가장 어려운 부분이 열교환기 내측 압력강하 특성이다. 유동의 패턴에 따른 복잡한 현상을 각 위치에서 정확히 정의하기가 어렵기 때문인 것으로 사료된다.

유사 해석으로 C. Oliet⁷⁾은 CFD를 이용하여 단상 유동이 존재하는 라디에이터에서의 냉각수측 압력강하를 예측하였을 경우에 ±20% 정도의 오차율을 제시하였다. 본 연구에서 사용한 열교환기는 상변화 및 6개의 복잡한 Pass구조를 갖는 응축기임에도

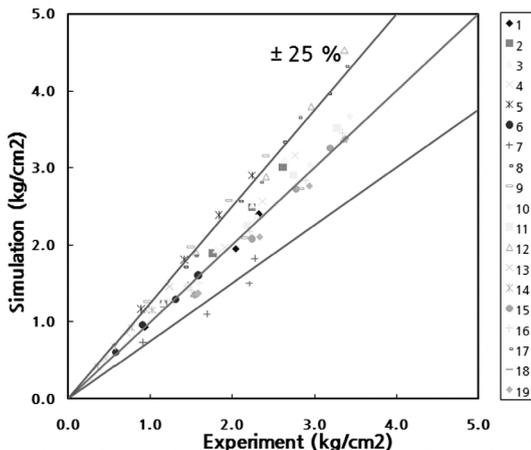


Fig. 3 The comparison of refrigerant pressure drop between experiment and simulation

불구하고 Fig. 3과 같이 ±25% 정도의 오차를 갖는 것으로 확인되었다.

4.2.3 방열량 비교

Fig. 4는 실험과 해석간의 방열량 차이를 보여주며 19개 응축기의 76포인트 결과를 정리한 것이다. 실험 데이터의 개수와 실험의 재현성을 고려하였을 때에 ±5% 정도의 오차는 허용할 수 있는 범위 내인 것으로 사료된다. 그 이유는 실험 장비상에서 재현 실험시에 측정 오차가 발생할 수 있기 때문이다.

본 논문에서 제시된 방열량 데이터의 비교는 다른 연구자들이 제시한 상관식에서 일부 보정된 값을 사용한 경우에 따른 오차이며, 열교환기의 특성에 따라 상관식들을 분류 및 정리하게 되면 예측 정확도는 더욱 향상될 수 있다는 가능성을 보여주고 있다.

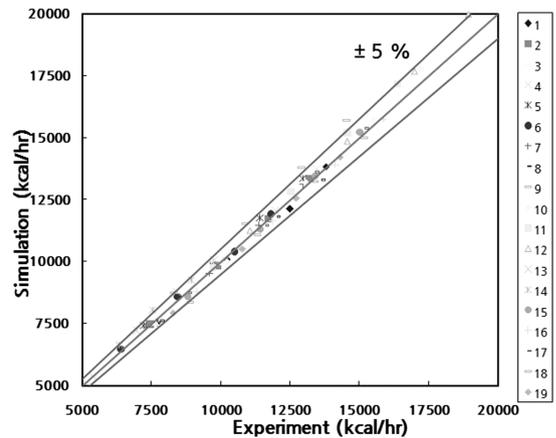


Fig. 4 The comparison of heat performance between experiment and simulation

4.2.4 공기측 압력강하 비교

Fig. 5는 기존 논문에서 우수한 것으로 평가된 Kang 상관식⁹⁾을 사용하였으며 본 연구에서 사용된 이 상관식의 계수값은 실험과 잘 일치하는 값으로 보정되었는데 ±4% 정도의 오차를 보이는 결과가 나오게 되었다.

4.2.5 냉매량 비교

본 논문에서 사용된 실험 데이터는 과냉도가 주어진 경우에 따른 방열과 압력강하 특성을 포함하

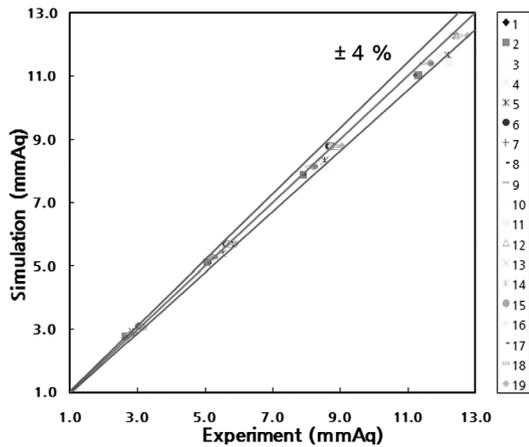


Fig. 5 The comparison of air pressure drop between experiment and simulation

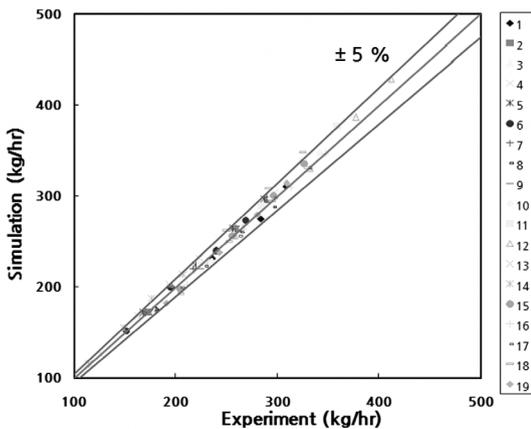


Fig. 6 The comparison of refrigerant flow rate between experiment and simulation

고 있다. 전체 냉매량은 응축기 크기 및 Fin 밀도와 조건에 따라 계산되었으며 Fig. 6과 같이 실험 결과와 $\pm 5\%$ 정도의 오차를 보였다.

또한, Fig. 4에서 제시된 방열량은 냉매 분배량에 따른 각 그룹들 간의 합인데 냉매량의 비교에서와 같은 유사한 오차율을 보였다.

그러므로 프로그램 내부적으로 계산된 냉매 분배량 역시 오차 범위 내에서 예측된 것으로 평가할 수 있다.

5. 결론

19가지 종류의 IRDS 응축기에 대하여 실험 및 해

석을 수행하였으며 복잡한 Pass 구조 및 실험 조건에 따라 얻어진 해석 결과는 실험과의 비교를 통하여 실험을 대체하여 사용될 수 있는 가능성을 입증하였다.

- 1) IRDS 응축기의 여러 설계안에 대한 실험과 해석 간의 비교/검토 근거를 바탕으로, 다양한 설계 변수와 실험 조건을 고려하여 설계시에 유용한 데이터를 제시할 수 있는 방법이 개발되었다.
- 2) 상분리 응축기에서 하단부의 과냉각에 해당되는 Tube 그룹에서 방열량이 미미함을 확인하였으나 냉매측 압력강하에 대한 손실을 줄이기 위해서는 일정 비율의 Tube 배분이 필요하였다.
- 3) 방열량, 공기측 압력강하, 냉매량 등은 허용할 수 있는 $\pm 5\%$ 오차 범위 내에서 결과가 나왔으며 이를 통하여 개발된 방법은 신뢰할 수 있는 데이터를 제공할 수 있음을 확인하였다.
- 4) 냉매측 압력강하가 $\pm 25\%$ 라는 큰 차이를 보였는데, 상변화와 상분리/다중 Pass 구조임을 고려하여 본 오차율을 평가할 필요가 있다.

아울러 본 연구에서 제시된 냉매측 압력강하의 오차율을 더욱 줄이기 위해서는 향후에 추가적인 연구가 진행되어질 예정이다.

References

- 1) G. L. Davis and T. C. Scott, "Component Modeling Requirements for Refrigeration System Simulation," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp.401-408, 1976.
- 2) J. Chi and D. Didion, "A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump," International Journal of Refrigeration, Vol.5, No.3, pp.176-184, 1982.
- 3) J. W. MacArthur, "Analytical Representation of the Transient Interactions in Vapor Compression Heat Pumps," ASHARE Transactions 90(1B), pp.982-996, 1984.
- 4) J. W. Hong, Y. K. Choi and J. H. Lee, "Development of Program for the Automotive Air Conditioning System Analysis," KJAR, Vol.10, No.2, pp.227-237, 1998.
- 5) J. M. Hill and S. M. Jeter, "A Linear Subgrid

- Cooling and Dehumidification Coil Model with Emphasis on Mass Transfer," ASHARE Transaction, pp.118-128, 1991.
- 6) C. D. Jeon, J. W. Chung and J. H. Lee, "Experiment on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in the Multi-channel Flat Tube," KJAR, Vol.9, No.3, pp.376-388, 1997.
 - 7) C. Oliet and A. Oliva, "Thermal and Fluid Dynamics Simulation of Automotive Fin-Tube Heat Exchangers," Heat Transfer Engineering, Vol.29, No.25, pp.484-494, 2008.
 - 8) Y.-J. Chang and C.-C. Wang, "A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.40, No.3, pp.533-544, 1997.
 - 9) H. C. Kang and G. W. Jun, "Empirical Correlation of Air Side Heat Transfer and Pressure Drop for the Brazed Louvered-fin Heat Exchanger," Proceedings of the 3rd National Congress on Fluids Engineering, pp.287-296, 2004.
 - 10) L. Freidel, "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-phase Pipe Flow," European Two-phase Flow Group Meeting, Paper E2, 1979.