

유동 양식 선도를 이용한 에어컨 실내기의 냉매 소음 저감 분석

한 형 석, 모 진 용*, 정 의 봉**†

국방기술품질원, *삼성전자(주), **부산대학교

Experimental Study of the Refrigerant Induced Noise for Air Conditioner Using Flow Pattern Map

Hyung-Suk Han, Jin-Yong Mo*, Weui-Bong Jeong**†

1st Team, Battle Ship Center, Defense Agency for Technology and Quality 1, Aju-dong, Gejeje, Korea

Air-conditioning Technical Expert Group, System Appliance Division, Samsung Electronics, 416, Metan-3dong, Yeongtong-Gu, Suwon, Korea

Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Jangjeon-dong, Kunju-gu, Pusan 609-735, Korea

ABSTRACT: The refrigerant-induced noise of the air conditioner is one of the irregular noises which occurs at the indoor unit. Because the air-conditioner makers are always trying to reduce the sound pressure level radiated from indoor unit, reducing the refrigerant-induced noise at low cooling mode is very important problem. But it is very difficult to estimate whether the refrigerant-induced noise occurs or not before it becomes problem. In this paper, a method to predict the refrigerant-induced noise is suggested using flow pattern map. It is estimated that the irregular noise from the refrigerant comes from the slug flow in a pipe.

Key words: Refrigerant-induced noise(냉매 유발 소음), Flow pattern map(유동 양식 선도)

1. 서 론

에어컨의 실내기에서 발생하는 냉매 소음은 에어컨 개발 시 가장 문제가 되는 소음중 하나이다. 특히 냉매 소음은 사이클 특성에 따라 크게 달라지며 불연속적으로 발생하는 냉매 소음의 경우 이를 해결하는데 많은 시간과 비용이 소모되고 있다. 특히 최근 에어컨 실내기의 저소음화로 인해 냉방 약풍 모드에서 풍량을 적게 사용하고 있어 팬 소음의 저감으로 인해 냉매 소음이 차지하는 비중이 상대적으로 커졌으며, 이 때문에 냉매 소음에 대한 근본적인 대책이 시급한 실정이다.

이러한 냉매 소음의 원인을 규명하고 이를 줄이기 위해서 현재까지 많은 연구가 진행되어 왔다. Umeda⁽¹⁾는 전자팽창 밸브 입구의 유동양식이 슬러그(Slug)류일 때 소음이 발생되며 파이프의 구조를 수평으로 하는 것이 슬러그류에 의한 소음 저감에 유리하다는 것을 시험을 통해 검증하였다. Hirakuni⁽²⁾는 냉장고의 모세관 입구에서의 슬러그류에 의한 냉매소음을 다루었고, 이를 저감하기 위해서 드라이어(Dryer)를 모세관 입구에 설치하여 슬러그류를 환상류로 변환시켜 소음을 저감하는 방법을 제시하였다. 이와 같이 많은 문헌들에서는 슬러그류와 같은 간헐류에 의한 냉매 소음 및 이를 저감하기 위한 연구들을 소개하고 있다. 하지만 이들 대부분이 냉매 소음이 발생한 이후 수반되는 냉매 소음 대책만을 다루고 있으며 근본적인 대책에 대한 연구들은 아직 미흡한 것으로 판단된다.

따라서 본 연구의 목표는 주어진 조건에서 파

† Corresponding author
Tel.: +82-51-510-2337; fax: +82-51-517-3805
E-mail address: wbyeong@pusan.ac.kr

이프 내에 간헐류가 발생되는지 여부를 우선적으로 예측하고 간헐류가 발생할 것으로 예측될 경우 그 부분에서 간헐류가 발생되지 않도록 대책을 마련함으로써 냉매 소음을 근본적으로 저감하는 것이다. 본 논문은 우선 분리유동 모델의 지배방정식을 통해서 간헐 유동 발생 시 소음이 발생하는 메카니즘을 다루었고, 시험을 통해서 2상 유동 시 소음 특성을 다루었다. 또한 유동양식 선도를 통해서 냉매 소음이 발생하는 싸이클 조건에서의 파이프 내 유동 양식을 예측하고, 유동 양식 선도로부터 파이프 내의 유동 양식이 간헐류가 되지 않도록 파이프를 설계하여 냉매 소음을 저감하는 방법을 다루었다.

2. 분리유동 모델을 통한 냉매 소음 발생 메카니즘

2상 유동 모델은 초기 액체와 기체가 평균 속도, 평균 밀도 및 평균 점도로 적절히 정의한 상태에서 단상류로 취급하여 해석하는 균질유동 모델을 사용하였고, 이후 액체와 기체의 상대 속도를 고려하는 분리 유동 모델이 많이 다루어져 왔다. 분리 유동 모델의 연속방정식, 에너지 방정식 및 운동량 방정식은 각각 식 (1)~(3)과 같다.

$$W_f + W_g = W = \text{const} \quad (1)$$

$$-\frac{dp}{dz}(W_g v_g + W_f v_f) = W \frac{dE}{dz} + \frac{d}{dz} \left[\frac{1}{2} (W_f u_f^2 + W_g u_g^2) \right] + W_g \sin \theta \quad (2)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{1}{A} \frac{dF}{dz} + [(1-\alpha)\rho_f + \alpha\rho_g] g \sin \theta + \frac{W^2}{A} \frac{d}{dz} \left[\frac{1}{A} \left(\frac{x^2 v_g}{a} + \frac{(1-x)^2 v_f}{1-a} \right) \right] \quad (3)$$

여기서 W 는 질량 유량, p 는 압력, z 는 축방향 거리, v 는 비체적 E 는 내부에너지, u 는 속도, ρ 는 밀도, a 는 기공률, x 는 건도, θ 는 관의 기울기, A 는 단면적이며, 아래첨자 f, g 는 각각 액상과 기상을 나타낸다. 식 (3)의 운동량 방정식으로부터 압력 강하 관계식은 식 (4)~(7)과 같이 표현할 수 있으며 이는 각각의 항을 마찰에 의한 압력 손실, 중력에 의한 압력 손실 및 증발 압축 및 압축성에 의한 가, 감속 압력강하로 분리하여 표현할 수 있다.

$$-\frac{dp}{dz} = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_F - \left(\frac{dp}{dz}\right)_z - \left(\frac{dp}{dz}\right)_a \quad (4)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{1}{A} \frac{dF}{dz} \quad (5)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_z = [(1-\alpha)\rho_f + \alpha\rho_g] g \sin \theta \quad (6)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = \frac{W^2}{A} \frac{d}{dz} \left[\frac{1}{A} \left(\frac{x^2 v_g}{a} + \frac{(1-x)^2 v_f}{1-a} \right) \right] \quad (7)$$

마찰에 의한 압력 손실의 경우 직경 D 의 원관에 대해서 식 (8)~(9)와 같이 나타낼 수 있으며 이를 통해 마찰에 의한 압력 강하는 관의 마찰계수와 질량 유속, 즉 속도에 비례함을 알 수 있다.

$$-\frac{dp}{dz} F = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_0 \phi_{f0}^2 = \frac{2f_0 G^2 v_f}{D} \cdot \phi_{f0}^2 \quad (8)$$

$$\phi_{f0}^2 = \phi_{f0}^2 (1-x)^2 \frac{f_f}{f_0} = \phi_{f0}^2 x^2 \frac{v_g}{v_f} \frac{f_g}{f_0} = \phi_{f0}^2 \frac{v_g}{v_f} \frac{f_g}{f_0} \quad (9)$$

여기서 ϕ_{f0}, ϕ_{g0} 는 2상 유동 마찰 손실 배수로 관내 2상 유체를 모두 액체 또는 기체라고 가정했을 때 나타나는 압력강하 값에 대한 보정 계수이고, G 는 질량유속, D 는 관경, f_g, f_f 는 기상 및 액상의 관 마찰계수, f_{g0}, f_{f0} 는 관내의 유체가 모두 기상, 액상이라고 가정했을 경우 관 마찰 계수이다.

이와 같은 압력 강하 관계식으로부터 슬러그류와 같이 유동에 따라 기공률이 일정하지 않을 경우 압력강하의 시간 변동률이 단상류에 비해 크게 발생함을 예측할 수 있다. 또한 환상류나 기포류와 같이 기공률이 대체적으로 일정한 유동의 경우 압력강하의 시간 변동률이 크지 않음을 예측할 수 있다.

따라서 2상 유동에 의한 냉매 소음은 유체의 압력 변화와 유동에 의한 진단력 등에 의해 야기되는 배관의 진동에 의해 발생됨을 예측할 수 있으며 기포의 발생과 소멸로 인하여 증폭됨을 예측할 수 있다. 기포가 성장할 때 방사되는 소음은 식 (10)과 같이 나타낼 수 있으며, 기포의 성장 시 방사되는 소음은 체적 변화율의 변화에 비례함을 알 수 있다.

$$p_a = \frac{\rho_L}{4\pi R} \frac{d^2 V}{dt^2} \quad (10)$$

여기서 p_a 는 음압, R 은 측정점과 기포 중심

간의 거리, ρ_L 은 액상의 밀도, $V(t)$ 시간에 따라 변하는 기포의 체적이다.

특히 간헐류 내의 불규칙한 기포가 오리피스 등을 통과할 경우 간헐류 내의 기포 크기 변화가 불규칙적으로 크게 발생하고 불규칙한 캐비테이션을 발생시켜 배관 진동을 증폭시키며, 이 때문에 이상 소음이 크게 발생 할 확률이 높다.

이와 같이 분리유동 모델의 지배방정식으로부터 유추한 냉매 소음 발생 메카니즘을 통해 본 논문에서는 모세관, 전자팽창장치 등, 축 확장관이 이루어지는 배관 라인 부근에 슬러그류가 발생되지 않도록 함으로써 에어컨의 냉매로부터 발생하는 이상 소음 대책을 실험적으로 마련하고자 하며, 특정 조건에서의 슬러그류 발생 여부의 척도는 유동 양식 선도를 이용하여 설정하고자 한다.

3. 시험 장치 및 조건

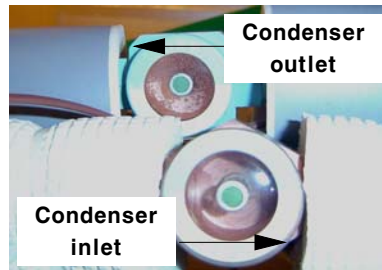
에어컨 실내기에서 발생하는 냉매 소음 중 가장 문제가 되는 소음은 시간에 따라 불규칙적으로 변하는 소음으로 마치 물이 흘러가는 것과 유사한 소음이다. 이러한 소음을 측정하고 그 원인을 분석하기 위해서 Fig. 1과 같이 실내기를 무향실에 설치하고 마이크로폰(B&K, Type 4189)은 실내기 중심으로부터 아래쪽 1.5m에 설치하였으며 B&K사의 Pulse 3560C를 가지고 소음을 측정하였다. 또한 실내기 입구 및 출구에 사이트글래스(Sight Glass)를 설치하고 냉매의 상변화에 따른 소음을 모니터링 하였다. 측정 결과 불규칙적인 냉매 소음은 열교환기를 빠져나가는 냉매가 2상일 때 발생함을 알 수 있었다. 응축기 출구의 냉매가 단상일 경우와 2상 일 경우 소음의 1/3 옥타브 스펙트럼(1/3 Octave spectrum)은 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 2상으로 냉매가 열교환기를 빠져나갈 때 500Hz 이상 고주파 영역에서 소음이 크게 증가함을 알 수 있다.

참고문헌 및 최근 연구 결과로부터 이상 유동시 이상 소음은 슬러그류와 같은 간헐류의 영향이라고 일반적으로 알려져 있다. 따라서 본 연구의 목표는 실내기가 동작할 때 열교환기 출구에서 이상 유동이 발생하더라도 유동 양식 선도를 이용하여 그 형태가 간헐류가 되지 않도록 함으로써 냉매 소음을 줄이는 것이다.

실험은 실내기가 응축기로 동작할 때, 즉 난방 조건에서 수행하였으며 시험 시 싸이클 조건은 Table 1과 같다.



(a) Test setup for noise measurement



(b) Installation of the sight glass

Fig. 1 Test Setup

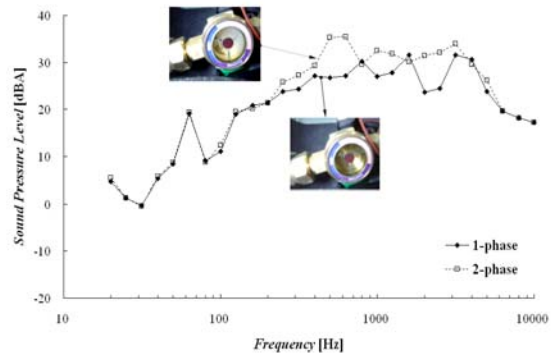


Fig. 2 1/3 Octave spectrum of the sound pressure at 1-phase and 2-phase state

Table 1. Cyclic conditions of the test

Factor(unit)	Value
Condenser pressure(kPa)	1880~2100
Mass flow rate(kg/hr)	85~110
Sub-cooling (°C)	0
Refrigerant phase at condenser-outlet	2

4. 유동 양식 선도

일반적으로 2상 유동에 대한 유동양식은 수평류와 수직류로 나누어 분류한다. 열교환기에서 빠져나오는 냉매의 경우 정확하게 수평류 또는 수직류로 분류할 수는 없지만, 수평으로 흐르는 구간이 수직으로 흐르는 구간에 비해 상대적으로 크기 때문에 이를 수평류로 가정하였다. Fig. 3은 수평류에서 발생하는 유동양식에 대한 개략도이다. 이러한 유동양식을 예측하기 위해서 현재까지 많은 유동 양식 선도가 개발되어 왔다. 본 절에서는 최초 개발된 유동 양식 선도인 Baker⁽³⁾의 유동 양식 선도와 이를 수정한 Hashizume⁽⁴⁾의 유동 양식 선도, 그리고 좀 더 일반화된 Titell과 Dukler⁽⁵⁾의 유동 양식 선도로 응축기 출구 냉매의 유동양식을 예측하고 이들이 간헐류, 즉 슬러그류나 플러그류가 되지 않는 조건을 찾고자 한다.

4.1 Baker 유동 양식 선도

Baker의 유동양식 선도는 대표적으로 알려져 있는 수평류의 유동양식 선도로 식 (11)과 같이 액체와 기체의 질량 유속과 수정계수를 가지고 유동양식을 결정한다.

$$G_g = \frac{Wx}{A}, G_l = \frac{W(1-x)}{A}$$

$$\lambda = \left(\frac{\rho_g}{\rho_{air}} \frac{\rho_l}{\rho_{water}} \right)^{\frac{1}{2}}, \psi = \frac{\sigma_{water}}{\sigma} \left(\frac{\mu_l}{\mu_{water}} \frac{\rho_{water}^2}{\rho_l^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

여기서 G_g 는 기체의 질량 유속, G_l 은 액체의 질량 유속, W 는 질량유량, x 는 건도, A 는 단면적, λ, ψ 는 수정계수, ρ_g 는 기체의 밀도, ρ_{air} 는 공기의 밀도, ρ_{water} 는 물의 밀도, ρ_l 은 액체의 밀도, σ_{water} 는 물의 표면장력, σ 는 액체의 표면장력, μ_l 은 액체의 점도, μ_{water} 는 물의 점도이다.

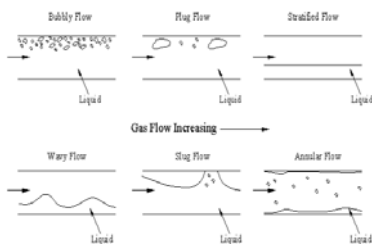
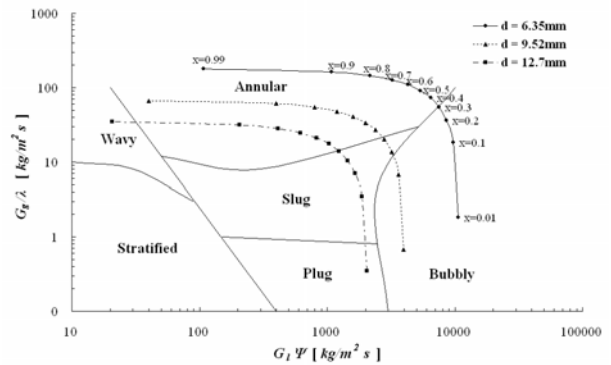
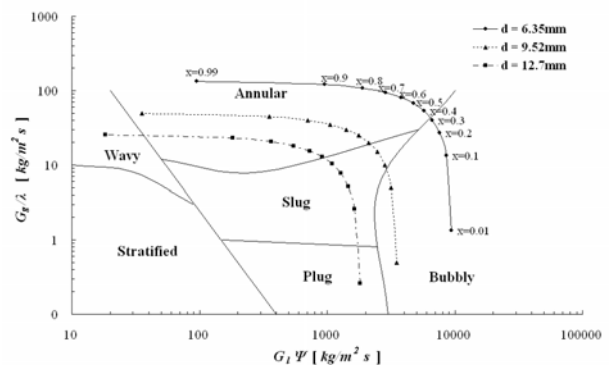


Fig. 3 Typical flow pattern for the horizontal flow

3절의 소음 평가 시 열교환기를 빠져나오는 냉매에 대해서 각 조건에 대해 건도별로 유동양식 선도를 그려보면 Fig. 4와 같다. 3절의 측정 대상 에어컨의 응축기 출구 파이프의 외경은 9.52mm, 두께는 0.7mm이며, Fig. 4에서는 응축기 외경 파이프의 변화, 즉, 질량 유속의 변화에 대한 유동양식을 추가로 같이 예측하여 도시하였다. Baker의 유동 양식 선도에 의한 유동양식 예측 결과 현재 사양, 즉 외경 9.52mm 파이프를 응축기 출구에 사용할 경우 건도 0.1~0.3 정도에서는 슬러그류가 발생됨을 예측할 수 있었다. 즉 이 조건에서는 냉매 소음이 커질 것이라고 예측할 수 있었다. 외경을 12.7mm로 늘릴 경우 슬러그류가 발생할 건도 범위가 더 커지며, 외경을 6.35mm까지 줄일 경우 모든 건도 범위 내에서 슬러그류를 가지지 않음을 예측할 수 있었다. 따라서 Baker 유동 양식 선도를 통해 응축기 출구 외경을 6.35mm까지 줄일 경우 슬러그류를 회피함으로써 냉매 소음 저감의 효과를 가져 올 것으로 예측되었다.



(a) $m'=110\text{kg/hr}$, $p=1.88\text{MPa}$



(b) $m'=85\text{kg/hr}$, $p=2.1\text{MPa}$

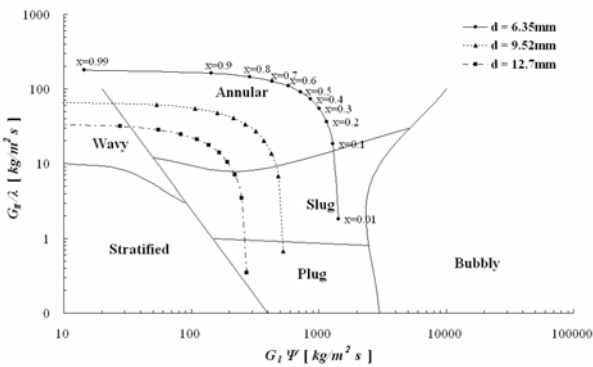
Fig. 4 Flow pattern estimation with Baker map

4.2 Hashizume 유동 양식 선도

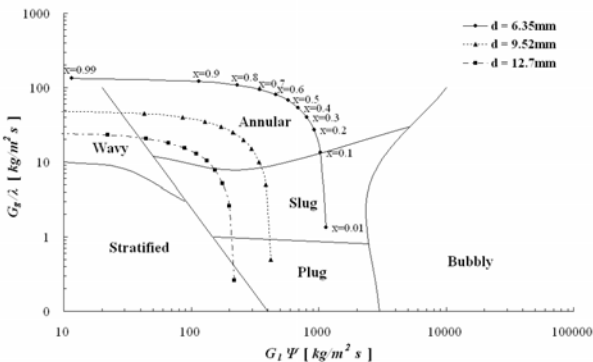
Hashizume 유동 양식 선도는 냉매에 대한 실험을 근거로 Baker 유동 양식 선도의 수정 계수에 대해 표면장력 항을 식 (12)와 같이 수정하였다.

$$\Psi = \left(\frac{\sigma_{water}}{\sigma}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\mu_l}{\mu_{water}} \frac{\rho_{water}^2}{\rho_l^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Fig. 5는 4.1절과 동일한 조건에서 Hashizume 유동양식 선도를 이용한 유동양식 예측 결과이다. 예측결과 응축기 출구 파이프의 외경이 9.52mm일 때 건도 0.15 이하에서 슬러그류를 가짐을 예측할 수 있었으며, 응축기 출구 파이프를 6.35mm로 외경을 변경하더라도 건도 0.1 미만의 작은 건도에서는 슬러그류가 발생함을 예측할 수 있었다. 하지만 결과적으로는 슬러그류가 되는 건도 영역이 줄어들어서 슬러그류에 의한 냉매 소음은 외경을 줄임으로 해서 더 작아질 것으로 예측되었다.



(a) $m' = 110 \text{ kg/hr}$, $p = 1.88 \text{ MPa}$



(b) $m' = 85 \text{ kg/hr}$, $p = 2.1 \text{ MPa}$

Fig. 5 Flow pattern estimation with Hashizume map

4.3 Titell과 Dukler 유동 양식 선도

Titell과 Dukler의 유동 양식 선도는 유체 물성치의 영향과 관직경의 영향을 포함한 일반화된 유동양식 선도로 많이 사용되고 있다. Titell과 Dukler 유동양식 선도는 가로축을 식 (13)~(14)와 같이 마티넬리(Martinelli) 수로 두고 세로축을 식 (15)와 같이 프라우드(Froude) 수로 두어 환상류와 간헐류로 구분한다. 이를 통해 유동양식이 환상류일 경우 식 (16)과 같이 변수 K를 가지고 파형류와 성층류로 구분하며, 간헐류의 경우 식 (17)의 변수 T를 가지고 기포류와 슬러그, 플러그류로 구분한다.

$$X = \left[\frac{\left(\frac{d\phi}{dz}\right)_l}{\left(\frac{d\phi}{dz}\right)_g} \right]^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.125} \quad (13)$$

$$\left[\frac{d\phi}{dz} \right]_k = \frac{2f_k G_k^2}{\rho_k d}$$

if $Re_k < 2000$ - Laminar: $f_k = \frac{16}{Re_k}$

if $Re_k > 2000$ - Turbulent: $f_k = \frac{0.079}{Re_k^{\frac{1}{4}}}$

$$(Re_k = \frac{G_k d}{\mu_k})$$

$$Fr = \frac{G_g}{[\rho_g(\rho_l - \rho_g) \cdot d \cdot g]^{\frac{1}{2}}} \quad (15)$$

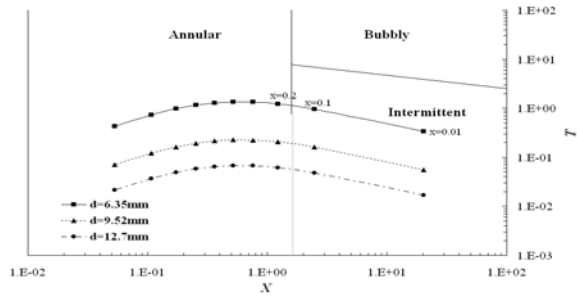
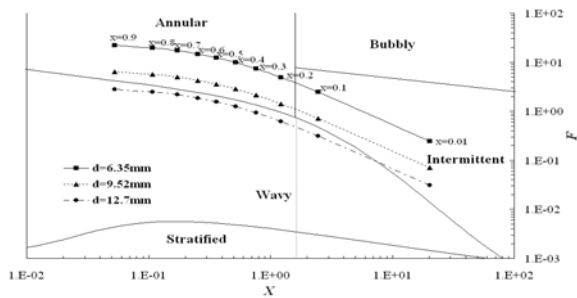
$$K = Fr \cdot \left[\frac{G_l d}{\mu_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

$$T = \left[\frac{\left(\frac{d\phi}{dz}\right)_l}{g \cdot (\rho_l - \rho_g)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

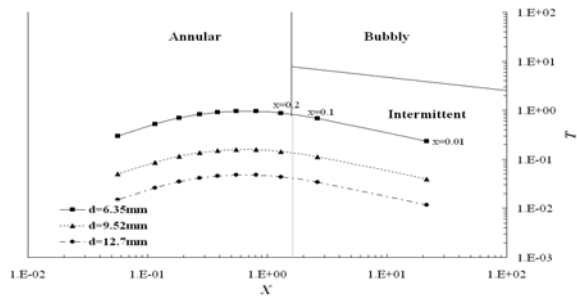
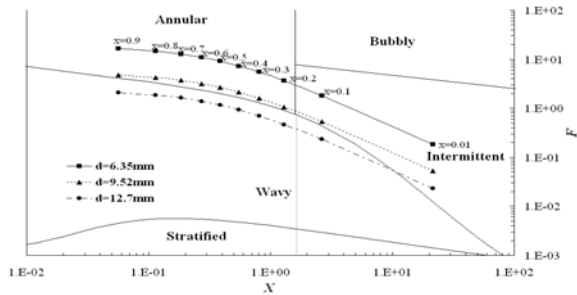
Fig. 6은 4.1과 동일한 조건에서 Titell과 Dukler의 유동 양식 선도를 가지고 수행한 유동양식 예측 결과이다. 유동양식 예측 결과 앞절에서 언급한 Baker와 Hashizume 유동양식 선도와는 달리 열교환기 출구 파이프의 외경을 줄이더라도 유동 양식은 크게 변하지 않음을 알 수 있었으며, 이를 통해 슬러그류에 의한 냉매 소음 변화도 그다지 크지 않을 것으로 예측되었다.

5. 유동 양식 선도를 통한 소음 저감 대책 검증

유동양식 선도로 유동양식을 예측해 본 결과 Baker와 Hashizume 유동양식 선도로부터는 응



(a) $m'=110\text{kg/hr}$, $p=1.88\text{MPa}$



(b) $m'=85\text{kg/hr}$, $p=2.1\text{Mpa}$

Fig. 5 Flow pattern estimation with Titell and Dukler map

축기 출구 내경을 9.52에서 6.35mm로 변경하였을 경우 슬러그류가 발생되지 않거나 최소화되어 냉매 소음이 작아짐을 예상하였으나, Titell과 Dukler 유동 양식 선도로부터는 유동양식의 변화가 크지 않아 냉매 소음이 크게 달라지지 않을 것으로 예측되었다.

따라서 본 절에서는 이들 유동 양식 선도의 예측 결과로부터 소음을 측정해 보았다. 소음 측정

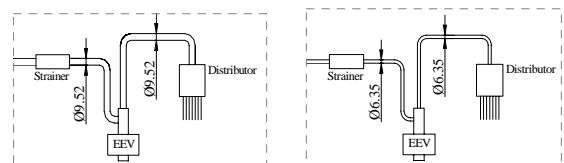
은 3절과 동일한 방법으로 측정 하였으며, 응축기 출구 파이프를 Fig. 6과 같이 9.52 및 6.35mm로 각각 제작하여 소음 시험을 수행하였다.

소음 시험 결과 시간에 따라 불규칙적으로 변하는 냉매 소음이 응축기 출구 외경 변화만으로도 크게 줄어드는 것을 알 수 있었다. Table 2는 실내기 아래 1.5m 위치에서 각 조건에 대해서 팬 소음을 포함한 음압 측정 결과이며 Table 3은 식 (18)로부터 팬 소음을 수치적으로 감한 후 계산된 냉매 소음 레벨이다.

$$L_R = 10 \log(10^{\frac{L_T}{10}} - 10^{\frac{L_F}{10}}) \quad (18)$$

여기서 L_R 는 냉매 소음, L_T 는 팬소음을 포함한 총 소음, L_F 는 팬만 동작시켰을 때의 소음이다.

Table 2와 3으로부터 응축기 출구 외경 변화로부터 총 소음 레벨이 0.7~1.3dB, 냉매 소음 레벨이 2.3~5.6dB 저감됨을 알 수 있었다. Fig. 7은 응축기 출구 변화에 따른 총 음압레벨의 시간 신호이며, 응축기 출구 파이프의 외경을 6.35mm로 줄임으로서 시간에 따라 불규칙적으로 발생하는 소음이 크게 줄어들었음을 알 수 있었다. 또한 Fig. 8은 Fig. 7에 대한 1/3 옥타브 스펙트럼이며, 이를 통해 1kHz 이상 고주파수에서 발생하는 소음 레벨이 외경 변화를 통해 크게 줄어드는 것을 확인 할 수 있었다. 이와 같은 소음 저감은 앞서 Baker 및 Hashizume 유동 양식 선도로부터 예측한 바와 일치함을 알 수 있었으며, Titell과 Dukler의 유동 양식 선도로 예측한 결과와는 조금 상이함을 알 수 있었다.



(a) conventional ($\phi=9.52\text{mm}$)

(b) improved ($\phi=6.35\text{mm}$)

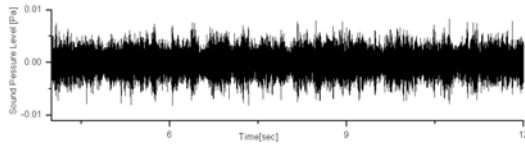
Fig. 6 Schematic diagram of the condenser-outlet pipe

Table 3. Total sound pressure level

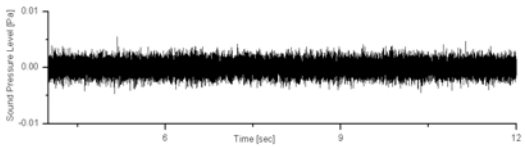
Pressure [Mpa]	Mass flow rate [kg/hr]	Total sound pressure level [dBA]			
		Conventional		Improved	
		2-Phase	1-Phase	2-Phase	1-Phase
1.88	110	38.4	36.1	37.7	36.3
2.1	85	38.2	36.7	36.9	36.6

Table 4. Estimated sound pressure level for the refrigerant

Pressure [Mpa]	Mass flow rate [kg/hr]	Estimated sound pressure level for the refrigerant [dBA]			
		Conventional		Improved	
		2-Phase	1-Phase	2-Phase	1-Phase
1.88	110	34.7	19.7	32.4	19.9
2.1	85	34.2	28.4	28.6	26.0



(a) conventional ($\phi=9.52\text{mm}$)



(b) improved ($\phi=6.35\text{mm}$)

Fig. 7 Time data for the sound pressure level

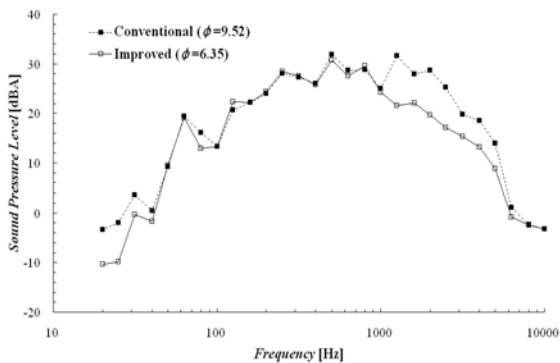


Fig. 8 1/3 octave spectrum of the sound pressure level

6. 결론

실험을 통해서 난방 조건에서 에어컨 실내기에서 발생하는 불규칙적인 냉매 소음은 특정 조건에서 응축기 출구를 빠져나가는 냉매의 상태가 2상인 경우 발생됨을 알 수 있었다. 또한 분리유동 모델의 지배방정식으로부터 이들 냉매의 상태가 2상일 때 중 특히 슬러그류나 플러그류와 같이 간헐류가 흐를 때 시간에 따라 변화하는 압력 맥동 발생 및 기포의 불규칙적인 성장 및 소멸로부터 불규칙적인 냉매 소음이 발생함을 예측할 수 있었다. 따라서 이러한 냉매 소음 저감을 위해서는 주어진 싸이클 조건에서 유동 양식이 간

헐류가 되지 않도록 설계하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 간헐류에 따른 냉매 소음을 저감하기 위해 유동 양식 선도를 이용하여 특정 조건에서 간헐류가 발생되지 않도록 응축기 출구 파이프의 직경을 $\phi 9.52\text{mm}$ 에서 $\phi 6.35\text{mm}$ 으로 줄여 냉매 소음을 저감할 수 있었다. 실험을 통해서 Baker 유동양식 선도와 Hashizume 유동양식 선도가 소음과 관련되어 유동양식을 예측하는데 있어 Taitel과 Dukler가 제안한 유동양식 선도보다 더 잘 일치함을 알 수 있었다.

그러나 본 연구에서는 실제로 유동 양식 선도로 소음 예측하는데 있어 그 실험 범위 및 조건이 제한적이었으므로 추가적인 실험을 통해서 유동 양식과 소음간의 관계 및 유동 양식별 소음 특성을 면밀히 검토할 필요가 있다. 추후 추가적인 실험을 통해 유동양식과 소음간의 관계를 추가로 규명할 예정이다.

참고 문헌

1. UMEDA, T., 1993, "Reduction of Noise Caused by Gas-Liquid Two-Phase Refrigerant Flow through an Expansion Valve", JSME, Vol.59, No.557, pp.243~248.
2. Sator, H., Yoshihiro, S. and Hideo, Y., 1998, "Study of Noise Reduction of Refrigerant for Capillary Tube in the Refrigerator", 32th Conference Journal of Refrigeration and Air-conditioning Association, Vol.4, pp.22~24.
3. Hashizume, K., 1983, "Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal tube", Bulletin of the JSME, vol.26, 1597~1602.
4. Baker, O., 1954, "Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas", Oil and Gas Journal, vol.53, pp.185~190.
5. Taitel, Y., and Dukler, A. E., 1976, "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow", AIChE journal, vol.22, pp. 47~55.
6. Whalley, P. B., 1999, "Two Phase Flow and Heat Transfer", Oxford University Press
7. Lee, S. Y., Kim, B. J, and Kim, M. W., 1993, "Two-Phase Flow Heat Transfer", 大英社