

로타리 압축기 성능특성에 관한 해석 및 실험

최 득 관[†], 김 경 천^{*}, 차 강 욱

LG전자 디지털어플라이언스연구소, ^{*}부산대학교 기계공학과

An Analytic and Experimental Study on the Performance Characteristic of the Rotary Compressor

Deug-Goan Choi[†], Kyung-Chun Kim^{*}, Kang-Wook Cha

Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics, Changwon 641-711, Korea

^{*}Department of Mechanics, Pusan National University, Pusan 609-753, Korea

(Received March 23, 2001; revision received April 17, 2001)

ABSTRACT: A study to improve the accuracy of a map-based compressor model with experiment was performed. Corrections on the effects of suction gas superheat and heat leakage from a compressor shell are required to apply the compressor map model based on the empirical performance data (map) of compressor manufacturers to the actual system. So experiments to assess the effects of superheat and heat leakage were performed and the corrected equations were made. Compressors and refrigerant used in the experiment were the high pressure type rotary compressor and R-22, experiments were performed by compressor calorimeter. From the experiment, a volumetric efficiency correction factor (F_v) showed the value of 0.77, slightly higher than 0.75 proposed by Dabiri and Rice⁽³⁾ for low pressure type reciprocating compressor, and the heat leakage from the compressor shell turned out to be a factor that influenced the discharged mass flow rate. The relation between heat leakage of compressor shell and the variation of discharged mass flow rate from compressor was considered in compressor map modeling as an empirical function. With this function, the prediction accuracy of compressor model in system conditions was improved.

Key words: Rotary compressor(로타리 압축기), Superheat(과열도), Map-based model(성능곡선 모델), Air-conditioner(공조기), Compressor calorimeter(압축기 열량계)

기 호 설 명

하첨자

h, \dot{m} : 엔탈피, 질량유량
 \dot{Q}, W : 열량, 소비전력
 ν, η : 비체적, 효율

air, ref : 공기, 냉매
 $comp, evap$: 압축기, 증발기
 in, out : 입구, 출구
 $shell$: 압축기 shell
 suc, dis : 압축기 shell 입구, 출구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-260-3827; fax: +82-55-260-3507

E-mail address: cdg@lge.com

1. 서 론

공조기 또는 열펌프 시스템을 개발시에 에너지 효율의 규격을 달성하려면 많은 기간과 시험량을 필요로 하고, 시스템이 공조부하에 대응하여 압축기의 회전수가 가변하는 인버터화되면서 더욱 많은 기간과 시험량을 필요로 한다. 이 시험량을 줄이기 위해서 그리고 시스템의 고효율화를 위한 설계도구로써 컴퓨터를 이용하여 시스템의 성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램이 개발되었고, 시뮬레이션의 정확도와 편리성을 향상시키기 위한 많은 연구가 학자들에 의하여 수행되었다.

시스템은 일반적으로 압축기, 응축기, 팽창기구, 증발기의 4개의 부품에 의해 하나의 사이클을 이루고, 통상의 시뮬레이션 모델은 이들 4개 부품의 상호작용에 따른 질량과 에너지 보존에 의해 해석되고, 냉매측과 공기측이 열평형을 이루는 정상상태에서 성능을 평가하는 것이며, 최근에는 시스템이 가변속화되면서 시스템 안정성, process의 완전한 해석 및 효율향상을 위하여 비정상상태 해석에 대한 연구도 많이 수행되고 있다.

시스템은 압축기에서 토출된 냉매의 양 및 물성을 각 부품들이 어떻게 변환시키는가에 의해 그 성능이 결정되며, 시뮬레이션 또한 이의 변화를 예측하는 과정을 표현하는 것으로 이에 대한 정확한 예측은 시뮬레이션에 있어서 가장 중요한 요소이다.

압축기에 대한 해석모델은 일반적으로 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량(냉매유량), 압축기로의 전기적 입력, 압축기의 토출온도를 정확히 산출하는 것이 목적이며, 이를 산출하는 방법으로는 압축기 업체에서 제공하는 자료에 근거한 map-based 모델과 loss and efficiency based 모델의 두 가지 일반적 방법이 있으며, 실제적 결과에 근거한 map-based 모델이 정확도가 높다는 측면에서 이 모델을 이용한 시스템 시뮬레이션^(1,2)이 더욱 널리 활용되고 있다.

Map-based 모델은 압축기 열량계를 이용하여 고정된 과열도와 압축기 주변공기의 유동을 최소화시킨 상태에서 응축온도와 증발온도별로 최소 3회 이상씩 변경하면서 시험한 데이터를 이용하여 회귀분석에 의해 수식화한 것이다.

그러나 실제 공조기에 있어서 설계여건이나 공기측의 부하, 압축기 shell 주위의 공기유동이 압축기 단품을 시험할 때의 조건과는 대부분 다르기 때문에 시스템의 사이클이 압축기 단품의 성능을 평가하는 조건과는 다른 상태에서 작동하게 된다. 그 대표적인 것이 압축기 입구의 과열도이고 이의 영향에 관한 선행연구^(3,4)는 주로 저압식의 왕복동 압축기에 대해 이루어졌다.

본 연구는 실험을 통하여 고압식의 로타리 압축기에 대해 과열도 변화에 따른 선행연구와의 차이를 검토하고 추가적으로 압축기 shell로부터의 열누설이 성능에 미치는 영향을 평가하여, 이의 영향도를 map 모델에 추가함으로써, map based 모델에 의한 고압식 로타리 압축기의 성능예측 정도를 향상시키는 것이 목적이다.

2. Map 모델 압축기 해석

공조기의 모델에서 시스템의 성능은 식(1)~(3)과 같이 냉매와 공기가 열평형이 되는 열량과 이들의 유동과 관련한 전기적 입력의 관계로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cool} &= \dot{m}_{air}(h_{air,in} - h_{air,out}) \\ &= \dot{m}_{ref}(h_{evap,out} - h_{evap,in}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{input} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan} \quad (2)$$

$$COP_{sys} = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{W}_{input}} \quad (3)$$

식(1)에서 $h_{evap,in}$ 과 $h_{evap,out}$ 는 열교환기의 열교환 능력과 관련된 인자로서 응축기 모델 및 증발기 모델에 의하여 산출되고, 냉매량은 압축기 모델에 의하여 산출되는 값이다. 그리고 식(2)의 시스템 입력은 냉매를 이송하기 위한 압축기의 입력(\dot{W}_{comp})과 실외기와 실내기에 설치된 팬모타의 입력 및 미소한 전기적 입력(\dot{W}_{fan})으로 구분된다. 따라서 시스템의 효율은 식(3)과 같이 주어진 시스템의 총입력에 대한 열량의 함수로 표현되며 성적계수(COP)는 이의 단위를 같이한 무차원수이다.

식(1)~(3)에서 시스템 해석을 위해 압축기 모

텔에서 필요한 인자는 냉매량과 소비전력으로써 이들의 값을 정확히 구하는 것은 시스템 모델의 정확도를 향상시키는데 있어서 매우 중요하다.

압축기 map 모델 방식은 압축기 업체에서 제공하는 성능데이터를 근거로 압축기의 성능을 예측하는 방법이다.

압축기 업체는 실험을 통하여 응축온도와 증발온도의 변화에 따른 압축기의 능력, 소비전력, 냉매량 등의 데이터를 테이블과 그래프의 형식으로 제공한다. 이들 중 압축기의 성능을 직접적으로 나타내는 냉매유량과 소비전력을 Fischer and Rice⁽²⁾는 최소자승법(least square method)을 이용하여 식(4), (5)와 같은 형태로 표현하였다.

$$\dot{m}_{ref, map} = a_1 T_c^2 + a_2 T_c + a_3 T_e^2 + a_4 T_e + a_5 T_c T_e + a_6 \quad (4)$$

$$\dot{W}_{map} = b_1 T_c^2 + b_2 T_c + b_3 T_e^2 + b_4 T_e + b_5 T_c T_e + b_6 \quad (5)$$

식에서 T_e 와 T_c 는 압축기 shell의 입구와 출구의 압력에 상당하는 포화증발온도와 포화응축온도를 나타내고, 하첨자 *map*은 제조업체에서 지정된 과열도에서 구한 데이터를 나타낸다.

그러나 이들 식은 ASHRAE⁽⁷⁾ 또는 ARI⁽⁸⁾ 등에서 압축기 시험규격으로 제시하는 고정된 하나의 과열도를 기준으로 압축기 열량계를 이용하여 실험한 결과를 나타낸 것이고, 실제 시스템은 대부분 이와 같이 고정된 과열도를 가지지 않는다.

또한 압축기에서 토출되는 냉매유량을 산출하는 일반적인 식(6)에서 알 수 있듯이 냉매유량은 압축기 입구측의 비체적의 영향을 받으며, 압축기 입구의 비체적은 증발온도나 과열도에 의해 그 값이 변하게 되므로 냉매량은 증발온도나 과열도에 따라서 변하게 된다. 이는 압축기 shell 입구조건이든 실린더 입구(흡입 port)조건이든 동일하다.

$$\dot{m}_r = \eta_{vol} \frac{V_{st}}{V_{suc}} N \quad (6)$$

식(6)에서 η_{vol} 과 V_{st} 는 압축기의 체적효율과 행정체적을 나타낸다.

따라서 앞에서도 언급한 것처럼 시스템의 설계 여건이나 공기측의 부하에 따라 압축기 입구의 압력과 온도는 항상 일정하지 않으므로 하나의 과열도에 의해 산출된 식(4)는 과열도의 변화에 따른 냉매량의 변화가 고려되지 않았기 때문에 이에 대한 보정이 필요하다.

식(6)에서 η_{vol} 과 N 을 일정하다고 가정하면 냉매유량은 단순히 과열도에 따른 비체적의 변화만을 고려한 식(7)로 표시될 수 있다.

$$\dot{m}_{ref, act} = \dot{m}_{ref, map} \frac{V_{map}}{V_{act}} \quad (7)$$

식에서 하첨자 *act*는 실제 과열도에 대한 값을 나타내며, 이식을 이용하여 계산할 때 증발온도 7.2°C에서 과열도를 비교점 A(11.1°C)에서 비교점 B(27.8°C)로 증가시키면 냉매량이 7.6% 감소하게 된다. 그러나 이 값은 실제 실험결과와는 달리 과다하게 예측되어 있다. 따라서 식(6)에서 η_{vol} 과 N 이 일정하다는 가정은 적합하지 않음을 알 수 있다.

과열도에 따른 비체적과 체적효율의 변화를 보정하기 위하여 Dabiri and Rice⁽³⁾는 다음과 같은 과열도에 따른 보정식을 제시하였다.

$$\dot{m}_{ref, act} = \dot{m}_{ref, map} \left[1 + F_v \left(\frac{V_{map}}{V_{act}} - 1 \right) \right] \quad (8)$$

여기서 F_v 는 체적효율 보정계수이며, Dabiri and Rice는 왕복동 압축기에 대해 이 값을 0.75로 주었다.

과열도에 따른 소비전력의 영향을 고려하기 위해 Stoecker et al.⁽⁵⁾은 압축기 입구와 출구의 엔탈피차와 냉매량의 관계식(9), (10)을 이용하여 식(11)과 같은 과열도에 따른 소비전력의 보정식을 유도하였다.

$$\Delta h_{act} = \Delta h_{map} \left(\frac{\Delta h_{isen, act}}{\Delta h_{isen, map}} \right) \quad (9)$$

$$\Delta h_{map} = \frac{\dot{W}_{map}}{\dot{m}_{ref, map}} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{act} = \dot{W}_{map} \frac{\dot{m}_{ref, act}}{\dot{m}_{ref, map}} \cdot \left(\frac{\Delta h_{isen, act}}{\Delta h_{isen, map}} \right) \quad (11)$$

이들 식에서 Δh_{isen} 는 등엔트로피 과정의 압축기 출구와 입구의 엔탈피차를 표시한다.

시스템 해석을 위해서 압축기 모델에서 제공해야 할 또 하나의 중요한 정보는 시스템에서 응축기 입구측 온도에 해당하는 압축기 토출온도이며 이는 앞에서 구한 냉매유량과 소비전력을 이용하여 식(12)에 의해 계산된다.

$$h_{shell, out} = \frac{\dot{W}_{act} - \dot{Q}_{shell}}{m_{ref, act}} + h_{shell, in} \quad (12)$$

식(12)에서 압축기 shell로부터의 열누설량(\dot{Q}_{shell})은 일반적으로 압축기 제작업체에서 제공하지 않으므로 고정된 입력값으로 주어지던지, 식(13)과 같이 실제 압축기의 소비전력에 대한 지정된 비율로 표시할 수 있다.

$$\dot{Q}_{shell} = \alpha_{shell} \dot{W}_{act} \quad (13)$$

여기서 α_{shell} = 압축기 shell로부터의 열누설계수.

3. 실험장치 및 실험방법

압축기 map 모델의 해석 정확도를 향상시키기 위하여 압축기의 성능에 영향을 미치는 인자별 실험을 수행하였다.

실험은 Fig. 1과 같이 압축기의 성능을 평가하기 위하여 가장 널리 사용되는 2차냉매가열식 압축기 열량계를 이용하여 수행되었다.

실험장치는 냉매량을 구하기 위하여 압축기 입구와 출구압력(P_{cs} , P_{cd}), 입구온도(T_{cs}) 그리고 자동팽창밸브(AEV) 입구온도(T_{exi})가 제어 및 측정되고, 압축기 토출온도(T_{cd})와 AEV의 입구압력(P_{exi})이 측정된다.

압축기에서 토출되는 냉매량은 식(14)에 의하여 계산되고, 이 값은 과냉각기(subcooler)에서 과냉각된 액상의 냉매량을 질량유량계를 이용하여 측정된 값과 비교하여 그 신뢰성을 확보하였으며, 압축기 소비전력은 전력계에 의하여 직접 측정된다.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{heater} + \dot{Q}_{loss}}{h_{evap, out} - h_{evap, in}} \quad (14)$$

식(14)에서 \dot{W}_{heater} 는 1차냉매와 열평형을 이루도록 2차냉매에 가해진 히터의 열량을 직접 측정된 값이고, \dot{Q}_{loss} 는 증발용기와 주위 공기와의 열교환에 의한 열손실을 표시하는 값이다. 그리고 AEV 전후에서는 등엔탈피 과정이므로 AEV 입구에서 측정된 T_{exi} 와 P_{exi} 에 의하여 산출된 엔탈피가 $h_{evap, in}$ 이며 $h_{evap, out}$ 는 T_{evo} 와 P_{evo} 에 의해 산출된 값이다.

압축기 shell로부터의 열누설에 의한 압축기 토출온도와 냉매량의 변화를 확인하기 위해 압축기 챔버에 R.P.M 조절이 가능한 speed control 팬을 설치하였다.

실험은 능력 2930 W급의 고압식 로타리 압축기를 사용하였으며, 이 압축기는 Fig. 1과 같이

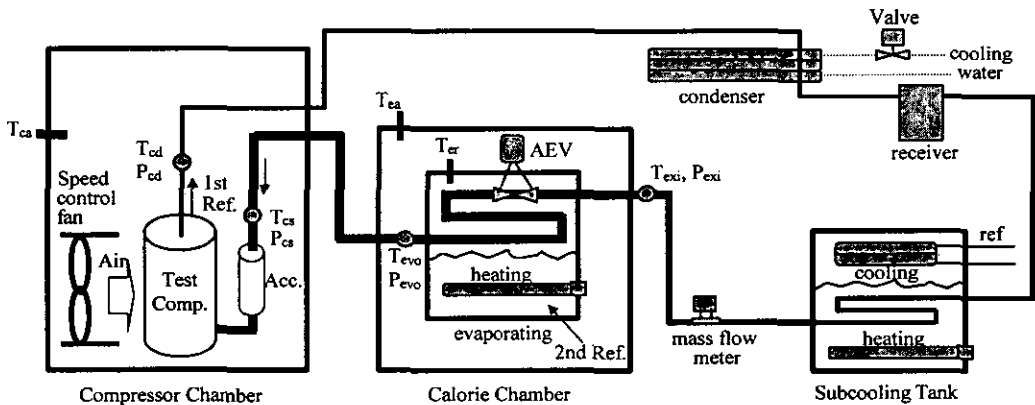


Fig. 1 Schematic diagram of compressor calorimeter.

압축기 실린더로 액냉매 유입을 방지하기 위한 액분리기(Acc.)가 장착되어 있다.

실험은 먼저 map 데이터 수식을 작성하기 위해 응축온도와 증발온도 변경실험을 수행하였고, 다음으로 식(8)의 체적효율 보정계수(F_v)를 구하기 위한 과열도 변경실험, 그리고 압축기 shell로부터의 열누설의 영향을 평가하기 위한 열누설량 변경실험의 순으로 진행하였다.

과열도 변경은 증발온도가 변할 경우에도 F_v 의 값을 일정하게 둘 수 있는지를 확인하기 위해 각각의 증발온도에 대한 과열도별 실험을 수행하였으며, 압축기 shell로부터의 열누설량에 의한 성능영향 평가실험에 있어서는 주위 온도보다는 주위 공기의 유동에 의한 열누설량이 크므로 압축기 주위 공기의 유동량을 인자로 선택하였다.

Map 데이터를 구하기 위한 실험시에 과열도는 27.8°C이고, speed control 팬은 정지된 상태로 하였으며, 열누설량 영향평가실험은 각 과열도별로 팬이 정지된 상태를 기준으로 하여 팬의 R.P.M을 3단계로 조절하였다.

4. 실험결과 및 고찰

압축기 모형의 정확도를 높이기 위해 과열도와 압축기 shell로부터의 열누설에 관한 실험을 통해 다음의 내용을 확인하였다.

과열도 변경실험은 식(8)에서 Dabiri and Rice⁽³⁾가 저압식 왕복동 압축기에 대해 제시한 체적효

율 보정계수($F_v=0.75$)을 구하기 위하여 수행하였고 실험의 결과 고압식 로타리 압축기의 F_v 가 Fig. 2와 같이 0.77로써 이들이 제시한 값보다 약간 높음을 확인하였다.

Fig. 2에서 x 와 y 는 각각의 증발온도별로 map 과열도(27.8°C)와 실제 과열도에서의 비체적과 유량비를 나타낸 것으로 과열도가 감소하면 비체적이 감소하여 x 는 증가하고 이에 따라 실제냉매량과 map 냉매량의 관계를 나타내는 y 는 그림의 식과 같은 관계로 증가함을 나타낸다. 이를 과열도에 따른 비체적과 유량의 함수로 표현하면 $F_v=0.77$ 인 식(8)과 같은 형태로 표시된다.

Fig. 3은 증발온도 7.2°C, 응축온도 54.4°C의 조건에서 열누설량별로 냉매량과 토출온도의 변화를 나타낸 것으로 열누설량이 증가함에 따라 토출온도는 감소하고 냉매량은 미소하게 증가하는 것을 알 수 있다.

이는 열누설량이 증가하면 고온의 압축기 토출냉매에 의하여 실린더와 압축기 shell을 통해 가열된 흡입부 냉매가 방열을 하고, 또한 토출냉매의 온도저하로 흡입냉매로의 전열량이 줄어들므로 인해 실린더 흡입 port 냉매의 온도는 상대적으로 낮아져서 비체적이 감소하는 원인과 모터의 주위 온도에 따른 효율변화 특성에 의해 모터 주

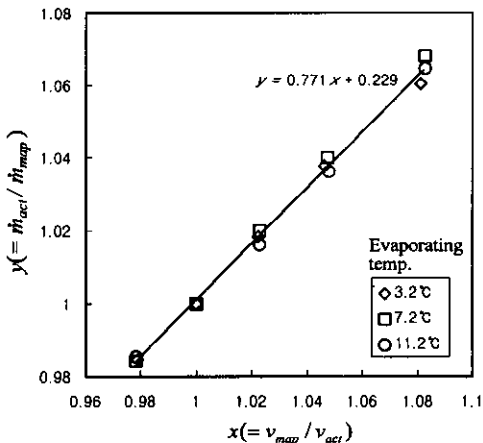


Fig. 2 The relation of mass flow rate and specific volume with superheat.

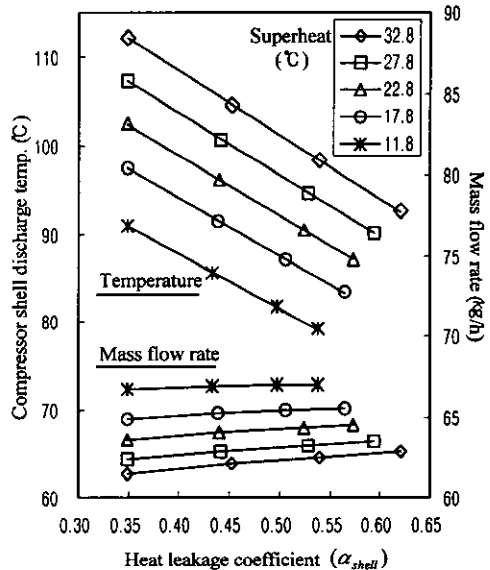


Fig. 3 Compressor shell discharge temperature and mass flow rate with heat leakage.

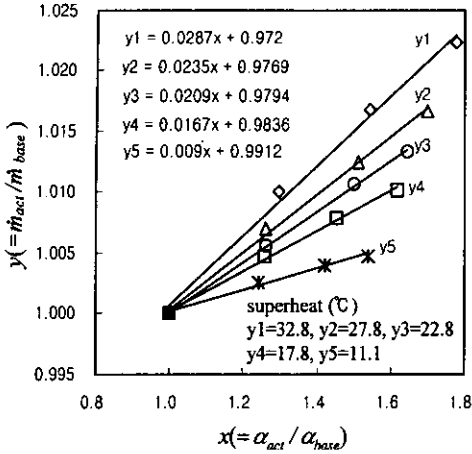


Fig. 4 Mass flow rate with heat leakage from compressor shell.

위 온도가 감소함에 따라 모터의 효율이 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 이에 대해서는 추후 모터효율과 모터 주위 온도와의 관계에 대한 실험을 통해 그 세부 특성을 확인코자 한다.

그림에서 열누설계수 α_{shell} 는 식(12), (13)를 이용하여 산출한 값으로 압축기 주위의 공기유동이 없다고 가정할 시의 값이 0.35로써 Fischer and Rice⁽²⁾가 저압식 왕복동 압축기에 대해 제시한 값과 일치하며, 과열도별로도 이 값은 거의 동일함을 확인하였다.

Fig. 4는 Fig. 3의 열누설량과 냉매량의 관계를 과열도별로 압축기 주위 공기유동이 있는 실제(actual)의 경우와 공기유동이 없다고 가정한(base)의 비로 표현한 것으로, 그림에서 $\alpha_{act}/\alpha_{base}$ 는 각각 actual과 base에 대한 열누설계수비이고 $\dot{m}_{act}/\dot{m}_{base}$ 는 각각의 열누설량비에 따른 actual과 base 냉매량의 비를 나타낸 것이다. 그리고 \dot{m}_{base} 는 과열도의 영향이 고려된 식(8)에 의해 산출한 냉매량에 해당하는 값이다.

Fig. 3과 Fig. 4에서 알 수 있듯이 열누설량의 크기에 따라 냉매량의 변화가 있으며, 이는 과열도가 클수록 그 영향도가 크므로 식(8)에 의해 구한 냉매량에 대한 보정이 있어야 한다.

Fig. 4에서 y 에 대한 식은 식(15)과 같이 변환될 수 있고 이 식에서 “ a ”는 과열도별로 열누설에 의한 냉매량 변화의 영향도를 의미하는 것으로 이 값은 map 과열도인 27.8°C와 실제과열도의

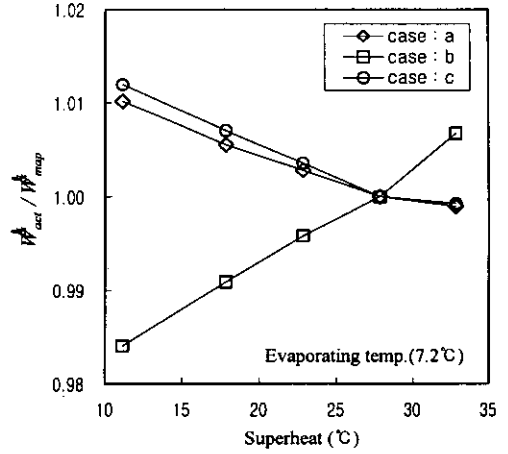


Fig. 5 Power consumption with superheat.

값을 이용한 식(17)과 같이 표현이 가능하다.

$$y = a(x - 1) + 1 \tag{15}$$

$$y = 0.023 \frac{T_{act, sup}}{T_{map, sup}} (x - 1) + 1 \tag{16}$$

식(16)에서 $T_{map, sup}$ 는 map 과열도 27.8°C이고, $T_{act, sup}$ 는 실제과열도이다. 따라서 식(16)을 이용하여 식(8)에서 구한 냉매량에 열누설의 영향을 고려한 냉매량을 구하는 식을 정리하면 식(17)과 같이 된다.

소비전력에 대한 과열도의 영향은 과열도가 11.1°C에서 27.8°C로 16.7°C 증가하였을 때 약 1% 감소하였고 열누설에 의한 소비전력 변화는 거의 없었다.

$$\dot{m}_{act} = \dot{m}_{map, sh} \left[1 + F_{hl} \frac{T_{act, sup}}{T_{map, sup}} \left(\frac{\alpha_{act}}{\alpha_{map}} - 1 \right) \right] \tag{17}$$

여기서 $F_{hl} = 0.023$ (과열도별 열누설영향계수),

$\dot{m}_{map, sh}$ = 식(8)로부터 구한 유량

Fig. 5는 과열도에 따른 소비전력의 변화량을 나타낸 것으로 “case : a”와 “case : b”는 과열도에 따른 소비전력의 변화를 실험한 결과와 식(11)을 이용하여 구한 결과를 비교한 것으로 서로 상반된 결과를 보인다.

이는 식(11)이 압축기에서의 모터에 의해 부가되는 열량과 압축기 shell을 통한 열누설 등이 고려되지 않은 실린더 입출구의 등엔트로피 과정으로 해석한 때문이다.

일반적으로 저압식 왕복동 압축기는 압축기 shell로부터 유입된 냉매가 모터에 의하여 가열된 후 실린더 흡입 port로 유입되는 데 반해 본 실험에 사용한 고압식 로타리 압축기는 저압식과는 반대로 압축기 shell 입구의 냉매가 바로 흡입 port로 유입되고, 실린더 토출 port를 통해 유출된 냉매가 모터를 거쳐 압축기 shell 토출구에 도달하므로, 이 과정에서 압축기 shell 내의 냉매는 모터에 의해 발생한 열을 흡수하게 되며, 토출냉매는 흡입냉매에 비해 고온이기 때문에 상대적으로 저압식에 비해 압축기 shell로부터의 열누설량이 크다.

식(18)은 Fischer and Rice⁽²⁾가 저압식인 왕복동 압축기에 대해 압축기 shell 입구에서 실린더 흡입 port까지의 엔탈피 증가를 나타낸 식이다.

$$\Delta h_{inlet, suctionport} = F_{sh} \frac{\dot{W}_{map}}{\dot{m}_{map}} \quad (18)$$

여기서 F_{sh} 는 흡입가스 가열계수이며, Fischer and Rice는 이 값을 0.33으로 주었다.

본 실험에서 사용한 압축기는 고압식 로타리 압축기이므로 앞서 설명한 것처럼 토출측에 대한 엔탈피 보정이 이루어져야 한다. 따라서 본 압축기에 대해서는 모터의 열량과 압축기 shell로부터의 열누설량의 관계에 의해 압축기 토출 port에서 압축기 shell 출구에 도달하기까지 냉매에 가해진 열량에 상당하는 토출가스의 엔탈피 gain을 다음 식(19)와 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta h_{discharge port, outlet} = F_{dh} \frac{\dot{W}_{map}}{\dot{m}_{map}} \quad (19)$$

여기서, F_{dh} =토출가스 가열계수.

식(19)를 적용한 과열도를 고려한 소비전력의 산출식은 식(20)과 같고, Fig. 5의 "case : c"는 식(20)에서 F_{dh} 를 Fischer and Rice가 F_{sh} 에 적용한 값 0.33을 그대로 적용하여 나타낸 것으로 실험

의 결과와 잘 일치하는 것을 나타낸다.

$$\dot{W}_{act} = \dot{W}_{map} \frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{map}} \cdot \left(\frac{\Delta h_{isen, act} + \Delta h_{heat gain}}{\Delta h_{isen, map} + \Delta h_{heat gain}} \right) \quad (20)$$

여기서, $\Delta h_{heat gain} = \Delta h_{discharge port, outlet}$.

또한 실험에 사용한 고압식 로타리 압축기에 대한 토출측 엔탈피 gain($\Delta h_{discharge port, outlet}$)는 Jacobs⁽⁶⁾가 저압식 왕복동 압축기에 대해 실험한 결과 값인 21 kJ/kg보다 낮은 18 kJ/kg으로 실험 결과 확인되었다. 이는 흡입냉매가스가 압축기 shell을 통해 주위 공기와 열교환하는 저압식왕복동 압축기에 비해, 토출가스가 압축기 shell을 통해 주위와 열교환을 하는 고압식 로타리 압축기가 열손실이 크기 때문인 것으로 생각된다.

5. 수정 Map 모델

일반적으로 압축기 map 모델은 압축기 업체에서 제공하는 응축온도와 증발온도에 따른 냉매량과 소비전력의 데이터를 근거로 과열도에 대한 보정식을 이용하여 냉매량과 소비전력을 다시 산출하고, 이 값들과 식(12)를 이용하여 토출온도를 산출한다. 그러나 실험의 결과 압축기에서의 열누설량이 map 작성시와 다를 경우에는 열누설량에 의해 토출온도와 냉매량이 변하므로 이에 대한 보정이 필요하고 식(17)은 실험을 통하여 이의 보정식을 구한 것이다.

소비전력은 실험의 결과 로타리 압축기에 있어서 열누설에 의한 영향을 거의 무시할 수 있으므로 map에 과열도의 영향을 고려한 식(20)에서 구한 값을 그대로 사용하였다.

이상에 의해 map 데이터를 이용한 로타리 압축기의 성능모형방법을 설명하면 다음과 같다.

(1) 응축온도, 증발온도, 과열도, 열누설계수를 입력한다.

(2) 식(4), (5)에 의하여 map 냉매량과 소비전력을 산출한다.

(3) 식(8)에 의하여 map 냉매량에 과열도의 영향을 보정한 냉매량을 산출한다.

(4) 식(17)을 이용하여 식(8)에서 산출된 냉매

량에 압축기 shell로부터의 열누설 영향을 보정한 냉매량을 산출한다.

(5) 식(19)를 이용하여 토출가스 엔탈피 gain을 구한다.

(6) 식(17)과 식(19)의 결과를 식(20)에 적용하여 소비전력을 구한다.

(7) 식(17), (20)에서 구한 냉매량과 소비전력의 값을 식(12)에 대입하여 압축기 shell 토출온도를 구한다.

6. 결 론

공조기를 개발시에 성능향상과 관련한 많은 기간과 시험량을 줄이기 위해서 압축기 성능에 대한 정확한 예측은 매우 중요하다.

Map-based 모델을 이용하여 압축기의 성능을 정확히 예측하기 위해서는 압축기 업체에서 map을 작성하기 위해 시험한 조건과 다른 영역에서 압축기가 운전시 이에 대한 영향을 정확히 평가하는 것이 중요하므로 본 논문은 이들 중 압축기의 성능에 영향을 주는 과열도와 압축기 shell로부터의 열누설에 대해 연구하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고압식 로타리 압축기에서의 과열도에 의한 영향은 과열도 27.8℃에서 11.1℃로 변할 때 냉매량이 약 6.4% 증가하고 소비전력은 1% 증가하였다.

(2) 고압식의 경우는 저압식과 달리 과열도가 증가함에 따라 소비전력이 감소하는 경향을 보였다.

(3) 고압식에서 과열도에 따른 소비전력의 변화를 보정하기 위해서는 토출측 냉매가 모타에 의해 부가된 열량과 shell로부터의 열누설을 고려한 토출측 엔탈피 gain을 고려해야 함을 확인하였다.

(4) 고압식 로타리 압축기의 체적효율 보정계수(F_v)는 0.77로써 저압식 왕복동 압축기 0.75보다 높으며, 이를 통해 고압식이 저압식에 비해 과열도에 따른 냉매량 변화가 미소하지만 더 큰을 확인하였다.

(5) 고압식 로타리 압축기의 엔탈피 gain은 저압식 왕복동압축기의 21 kJ/kg에 비해 낮은 18

kJ/kg이었으며, 가열계수는 Fischer and Rice⁽²⁾가 제시한 0.33을 그대로 적용할 수 있었다.

(6) 압축기 shell로부터의 열누설량이 다른 압축기 토출유량이 변하고, 과열도가 클수록 이의 영향도는 크며, 열누설에 의한 소비전력 변화는 없었다.

(7) 열누설의 영향에 의한 냉매량의 변화를 추가로 고려함으로써 종래대비 map 모형의 정확도를 더욱 향상시켰다.

참고문헌

1. Youn, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. C., 1998, Air conditioner cycle simulation using tube-by-tube method, Proceedings of the SAREK '98 Winter Annual Conference, pp. 230-238.
2. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: 1. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
3. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation model with correction for the level of suction gas superheat, ASHRAE Transactions, Vol. 87, pp. 771-782.
4. Cooper, W. D., 1974, Refrigerant compressor performance as affected by suction vapor superheating, Vol. 80, pp. 195-204.
5. Stoecker, W. F., Smith III, L. D. and Emde, B. N., 1981, Influence of the expansion device on the seasonal energy requirements of a residential air conditioner, ASHRAE Transactions, Vol. 87.
6. Jacobs, J. J., 1976, Analytic and experimental techniques for evaluating compressor performance losses, Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, July 6-9, pp. 116-123.
7. ASHRAE Standard 23-1993.
8. ARI Standard 500-2000.