

소형 냉장고용 왕복동식 압축기의 효율향상에 관한 연구

심 윤 희[†], 윤 영*, 박 윤 철**

경민대학 에너지환경과, *삼성전자 DA총괄 RC그룹, **제주대학교 기계에너지시스템공학부

A Study on Efficiency Enhancement in a Reciprocating Compressor for a Domestic Refrigerator

Yun-Hee Sim[†], Young Youn*, Youn Cheol Park**

Department of Energy and Environment, Kyungmin College, Uijeongbu 480-702, Korea

*Rotary Compressor R&D Group, D/A Network, Samsung Electronics, Co., LTD, Suwon 442-742, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

(Received November 19, 2004; revision received March 16, 2005)

ABSTRACT: Efficiency of the compressor is most important parameter in the domestic refrigerator which runs year around. With developed analytical model about heat transfer analysis in the hermetic compressor, parametric study was performed to know the effect on efficiency by design and material modification of the compressor.

Volumetric efficiency of the compressor increased approximately 3% when insulation is increased about 50% in suction component. However, the insulation effect on discharge component was only 1%. When the thermal conductivity of the discharge plenum is reduced from 300 to 20 W/m·K, volumetric efficiency increased about 3.1%. There is no attraction in efficiency increment with variation of outside surface area of the compressor and radial heat transfer coefficient of the solid component in the compressor shell.

Key words: Refrigerator(냉장고), Hermetic(밀폐형), Reciprocating compressor(왕복동압축기), Parametric study(인자연구), Heat transfer(열전달), Numerical analysis(수치해석)

기 호 설 명

M : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 \dot{Q} : 열전달률 [W]
 T : 온도 [K]
 u : 내부에너지 [J/kg]

1. 서 론

가정용 소형냉장고는 명목적인 에너지소비량은 작지만 하루 종일 운전되며, 연중 쉬지 않고 운전된다는 점에서 가정에선 에너지소비에 많은 부분을 차지하고 있으며, 항상 기저부하를 가지고 있는 가정용 가전제품이다. 가정용 소형 냉장고의 소비전력량 절감을 위해서는 압축기의 효율(energy efficiency ratio, EER) 향상이 매우 중요한 과제 중의 하나이다.

가정용 소형 냉장고는 주로 1/4마력 이하의 밀폐형 왕복동식 압축기가 사용되고 있다. 밀폐형 압축기는 축봉장치가 따로 필요하지 않기 때문에

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-828-7302; fax: +82-31-828-7949

E-mail address: goldbear@kyungmin.ac.kr

압축기의 크기를 줄여야 하는 소형 냉동시스템에 적합한 방식이며, 구동부인 전동기가 압축기 내부에 포함되어 있어 압축기 내의 냉매로 전동기를 냉각한다. 또한, 압축기의 기구부는 구조상 간단하고 제조가 용이하며 높은 신뢰성을 가지고 있는 왕복동 방식이다.

이러한 밀폐형 왕복동식 압축에서 흡입냉매로의 열전달은 압축기의 효율에 많은 영향을 미치기 때문에 흡입냉매로의 열전달 현상에 대한 정확한 분석과 열전달량 저감에 대한 연구가 필요하다.⁽¹⁾ 흡입냉매로의 열전달은 매우 복잡한 메커니즘을 가지고 있기 때문에 정확한 예측을 위해서는 압축기 내 전체 부분에 대한 온도분포 및 열전달 현상에 대해 예측할 수 있는 방법이 요구된다.

흡입가스의 열전달 이외에 왕복동식 압축기에서의 열전달에 관한 연구로 Adair et al.⁽²⁾은 실린더 벽과 냉매가스 사이의 순간적인 열전달에 관한 연구에서 실험을 바탕으로 열전달계수에 대한 관계식을 제시하였다. Recktenwald et al.⁽³⁾은 실린더 벽과 냉매가스의 순간적인 열전달을 비정상상태에 대한 유한차분법을 이용한 모델을 개발하였으며, Fagotti and Prata⁽⁴⁾와 Cavallini et al.⁽⁵⁾ 등은 여러 문헌을 참고하여 실린더 벽면과 냉매와의 열전달을 연구하였다.

본 연구는 선행연구에서 개발된 소형 왕복동식 압축기의 열전달에 관한 수치해석 프로그램을 이용하였다.⁽⁶⁾ 수치해석 프로그램은 왕복동식 밀폐형 압축기 내의 배관과 실린더 블록 등의 고체부, 냉매 및 오일의 온도를 예측할 수 있는 열회로망 이론에 기초를 둔 압축기의 열전달 해석모델을 이며, 이를 사용하여 압축기 효율향상을 위한 방안을 찾기 위한 인자연구(parametric study)를 수행하였다. 본 연구에서 고찰한 압축기 성능에 영향을 미치는 변수는 압축기 셀 외부 열전달면적, 주요 고체부분의 열전도율, 흡입 계통의 단열에 따른 총괄 열전달계수 및 토출 계통의 단열에 따른 총합 열전달계수 등이다.

2. 압축기의 구조 및 모델링

2.1 압축기의 구조

Fig. 1은 본 연구의 모델 압축기의 단면도이다.

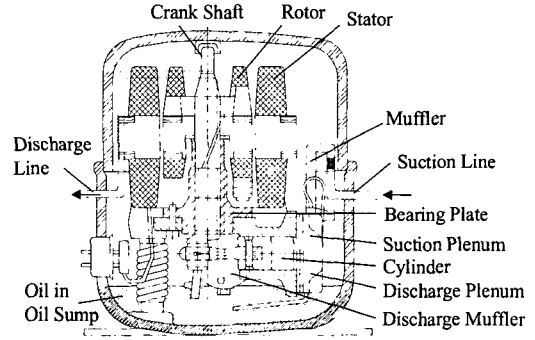


Fig. 1 Sectional view of a hermetic compressor.

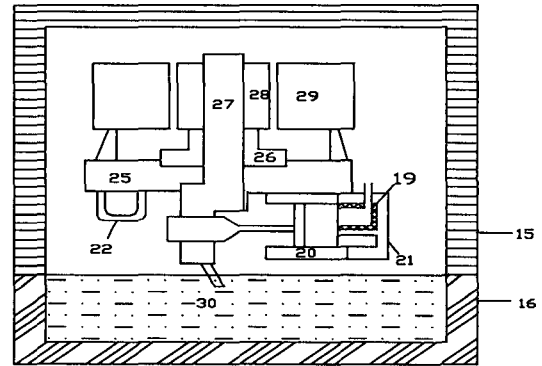


Fig. 2 Schematic of lumped mass elements of solid part and oil in the compressor.

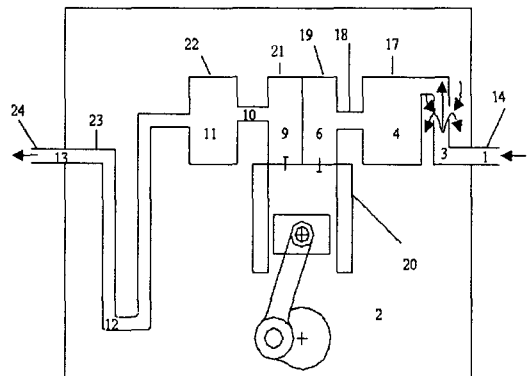


Fig. 3 Schematic of lumped mass elements of the refrigerant gas flow.

압축기는 R134a를 냉매로 사용하며, 배제체적이 6.177 cc인 1/4마력급의 2극모터 압축기이다.

본 연구에서는 대상 압축기 내부의 주요 부위

Table 1 Number of lumped mass elements

No.	Lumped mass elements
1	Suction pipe
2	Shell
3	Suction muffler inlet
4	Suction muffler
5	Between suction muffler and suction plenum
6	Suction plenum
7	G Suction chamber
8	Compression chamber
9	Discharge plenum
10	Between discharge plenum and discharge muffler
11	Discharge muffler
12	Discharge line (shell inside)
13	Discharge line (shell outside)
14	Suction pipe
15	Shell portion above oil sump
16	Shell portion contact with oil
17	Suction muffler body
18	Line between suction muffler and suction plenum
19	Suction plenum body
20	Cylinder body
21	S Discharge plenum body
22	Discharge muffler body
23	Discharge line (shell inside)
24	Discharge line (shell outside)
25	Frame
26	Journal bearing
27	Crank shaft (with connecting rod)
28	Rotor
29	Stator
30	Oil in Oil sump
31	L Return oil from upper oil discharge hole
32	Return oil from lower oil discharge hole

*G : gas, S : solid, L : liquid

의 온도를 개발된 수치해석 모델을 사용하여 계산하였으며, Fig. 2와 Fig. 3은 해석에서 계산하는 압축기의 각 부위의 위치를 번호를 타나낸 모식도이고 Table 1은 각 부위의 이름을 표시하였다.

Fig. 2는 압축기의 고체부위의 위치이며, Fig. 3은 사이클 내의 냉매가 압축기에 흡입되어(1의 위치) 토출되는 과정 중에 냉매가 유동하는 방향으로 선정된 계산위치이다.

2.2 압축기의 모델링

압축기 내의 각 기계요소와 각 단계별 냉매를 세분하여 검사체적을 구성하고, 검사체적 내의 열역학적 상태량은 평균치 개념의 동일한 값을 가지는 것으로 가정하였다. 가정된 검사체적을 질량집중체(lumped mass)라고 하고, 질량집중체 사이의 열교환관계를 열역학 제 1법칙을 이용하여 에너지방정식으로 표현하는 열회로망이론을 적용하였다.

먼저, i 번째의 질량집중체가 여러 다른 질량집중체와 상관관계를 가질 때 질량보존의 법칙을 적용하면 아래와 같다.

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} = \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} + \frac{dM_i}{dt} \quad (1)$$

그리고 i 번째 질량집중체에 대해 열역학 제 1법칙을 적용하면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_i + \sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} h_{j,i} = \dot{W}_i + \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} h_{i,k} + \frac{d(M_i u_i)}{dt} \quad (2)$$

밀폐형 왕복동 압축기에서 열전달은 전도, 대류 및 복사에 의한 것으로 표현할 수 있는데, 열전달에 관한 식은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_i = H_i \Delta T \quad (3)$$

여기서, 열전달의 형태는 전도, 대류 및 복사의 형태로 나타낼 수 있으며, 각각에 적합한 열전달 식을 사용한다.

i 번째 질량집중체에서의 전체 열전달량을 다른 질량집중체로부터 들어오거나 나가는 열전달량과 질량집중체 내의 열생성물의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_j - T_i) + \dot{S}_i \quad (4)$$

위의 식을 정상상태에 대해 적용하면 아래와 같이 표시된다.

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} = \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_i + \sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} h_{i,j} = \dot{W}_i + \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} h_{i,k} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_j - T_i) + \dot{S}_i = 0 \quad (7)$$

해석모델의 자세한 내용은 본 연구의 선행연구로 진행된 수치해석 모델에 관한 논문에 나타나 있다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 압축기에서 효율을 개선할 수 있는 방안을 도출하고 압축기의 구성요소의 열전달 관점에서 각각의 구성요소가 압축기의 성능에 미치는 영향을 파악하고자 한다. 이를 위하여 첫 번째로 압축기 셀의 외표면적의 변화가 압축기 내부 온도분포와 열전달에 미치는 영향을 살펴보고, 둘째 압축기 내부의 고체부분을 단열성이 좋은 재질을 적용하여 열전달량을 감소시킴으로써 효율향상의 가능성을 파악하며, 마지막으로 흡입 계통과 토출 계통을 각각 단열하여 열전달량을 감소시켜 효율향상의 가능성을 알아보고자 한다.

3.1 압축기 표면적의 영향

압축기의 외부 표면의 면적은 약간의 설계수정을 통하여 증감할 수 있는 부분이나 압축기의 크기와 재료비에 있어서 제한요인이 존재한다. 압축기 셀의 외부 표면적이 늘어나면 압축기에서 외기로의 열전달이 커지는 효과를 나타내며, 기본 자료로써 본 연구에서 선정할 압축기에 대하여 양산제품의 외부 표면적을 기준으로 압축기 내부의 온도분포값을 계산하였다.

Fig. 4는 양산압축기에 비하여 압축기의 표면적이 약 70% 증가하였을 때 압축기 내부의 온도를 나타낸 것이다. 표면적이 증가하였을 경우에 압

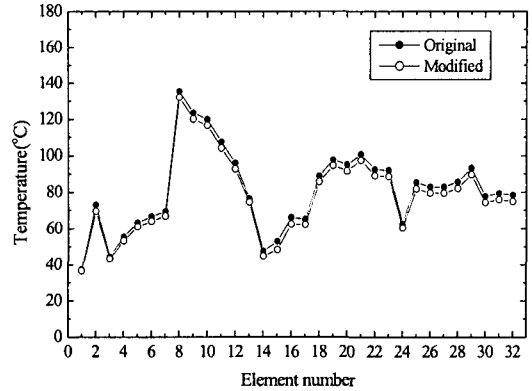


Fig. 4 Comparison of simulated temperature between original and modified seal unit.

축기의 셀 내 냉매온도는 3.6°C 감소하며, 냉매순환량에 직접적인 영향을 미치는 실린더 내의 냉매온도는 2.5°C 감소한다. 이에 따라 냉매순환량은 3.679 kg/hr에서 3.714 kg/hr로 약 1%가 증가하며, 체적효율은 72%에서 73%로 약간 증가한다. 이것으로부터 압축기의 외부 표면적이 클 경우 압축기 내에서 흡입가스로의 열전달량이 적어지고 체적효율이 증가함을 알 수 있지만 70%의 표면적 증가가 가져오는 효율향상으로는 효과가 크다고 볼 수 없다.

3.2 복사율의 변화

압축기 내부에서 압축기의 프레임의 실린더 및 지지부, 토출플레넘의 헤드, 토출배관, 전동기 회전자 및 고정자 등은 압축기의 셀과 직접 접촉하고 있지 않지만, 표면적이 넓고 셀과의 온도차가 크기 때문에 복사에 의한 열전달을 고려하여야 한다.

복사율이 고려된 구성품은 압축기 셀 내에서 서로 면접하고 있는 압축기 내부부분으로써 복사 열전달은 두 구성품 간의 복사율, 형상계수 및 열전달면적을 고려하여 선정하였다. 형상계수와 열전달면적은 압축기가 정해지면 기지의 값이 되며, 본 연구에서는 셀 내에 냉매에 노출된 각 구성품의 재질을 무엇을 사용하느냐에 따라서 압축기의 효율이 어떻게 변하는지를 살펴보기 위하여 복사율을 각 재질에 대하여 변경하여 수치계산을 수행하였다.

복사에 의한 열전달은 복사율(emissivity)에 따

라 달라지며, 고체부분의 재질과 표면의 상태에 의존하는 값이다. 재료의 표면처리방법 중에서 표면을 에나멜도료 또는 라카도료로 도장한 경우 재료의 복사율이 0.9에서 0.98까지 커질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 재료의 복사율을 변화시켜 가며 복사 열전달량의 변화에 따른 내부온도와 냉매순환량의 변화를 살펴보았다.

본 연구에서 기준이 되는 복사율은 실린더벽은 0.87, 토출플레넘헤드는 0.2, 토출관은 0.22, 프레임은 0.87, 회전자(rotor)는 0.2, 고정자(stator)는 0.9 및 압축기 셸은 0.2이다. 이러한 복사율은 기존의 압축기 내의 고체부분의 재질에 따라서 문헌을 기초로 하여 선정하였으며, 이것을 기준으로 압축기 실린더의 복사율이 0.87에서 0.98로 증가하였을 경우와 압축기 내의 모든 부위의 복사율이 0.98로 증가하였을 경우 및 복사율을 전혀 고려하지 않을 경우에 대하여 검토하여 Fig. 5에 나타내었다.

첫째 복사율을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우를 비교하면 압축기 셸 내의 냉매온도에 있어서, 복사를 고려할 경우에 2.3°C의 온도감소를 나타내며, 냉매순환량과 직접관련이 있는 실린더의 냉매온도는 2.2°C 감소한다. 이에 따라 냉매순환량이 0.03 kg/hr 증가하며 0.8%의 효율향상을 기대할 수 있다.

두번째 경우로써 압축기 실린더의 복사율을 증가시켰을 경우에 복사율이 증가할수록 실린더 내의 각 부분 온도가 감소하며, 약 0.5%의 효율향상을 기대할 수 있다.

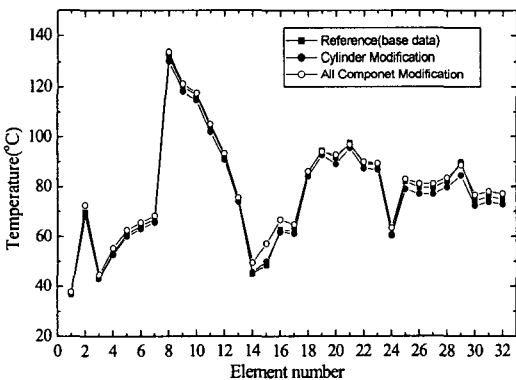


Fig. 5 Temperature distribution with radiational emissivities.

세번째 경우로써 압축기 내의 모든 고체부분의 복사율을 변경시켰을 때 복사율이 커질수록 각 부분의 온도가 오히려 상승하는 경향을 보인다. 이것은 복사에 의한 열에너지를 받는 표면온도가 상승함으로써 냉매에서 압축기로 전달되는 열량이 줄어들기 때문에 발생하는 현상으로 볼 수 있다.

3.3 열전도율의 영향

압축기 내의 고체부분의 열전도에 의한 열전달은 압축기 내 온도분포에 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 압축기 내부의 고체부분 중에서 기존의 재질을 다른 재질로 변경하는 데 있어 큰 어려움이 없을 것으로 예상되는 토출플레넘헤드, 프레임의 실린더 및 프레임의 지지부의 재질을 변화시키고, 이에 따른 열전도율의 변화가 압축기 내 각 부분의 온도분포와 냉매순환량에 미치는 영향에 살펴보았다.

3.3.1 토출플레넘헤드의 열전도율의 변화

Fig. 6은 토출플레넘헤드의 열전도율을 20, 53, 151 및 300 W/m·K로 변화시킬 때 압축기 내 내부 온도의 변화를 나타내고 있다. 여기서, 151 W/m·K의 경우는 발표된 자료를 기초로 결정한 실제 토출플레넘헤드의 열전도율이며, 53 W/m·K의 경우는 토출플레넘헤드를 프레임 실린더와 같은 재질로 사용할 경우에 열전도율이다.

토출플레넘헤드의 열전도율이 낮아질수록 압축기 내 냉매온도와 실린더 냉매온도가 감소하는데

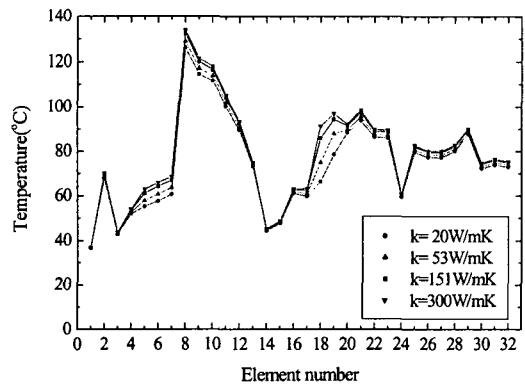


Fig. 6 Temperature distribution with thermal conductivity variation of discharge plenum.

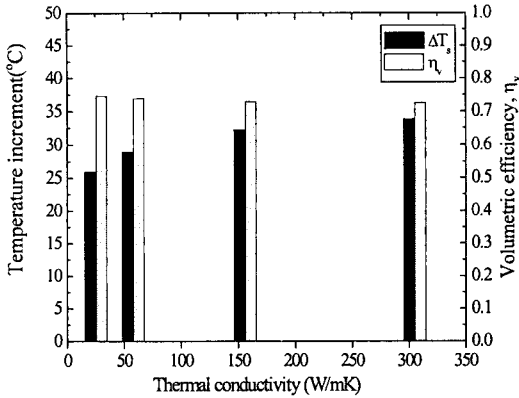


Fig. 7 Comparison of suction temperature increment and volumetric efficiency with thermal conductivities of discharge plenum.

이것은 토출플레넘헤드로부터 흡입플레넘으로의 열전달, 흡입머플러와 흡입플레넘 사이의 배관으로의 열전달량이 감소하기 때문이다. 흡입플레넘의 온도와 흡입머플러와 흡입실 사이의 배관온도는 약 20°C 가까이 감소한다.

Fig. 7은 열전도율의 변화에 따른 압축기 내에서의 흡입가스의 온도상승과 흡입가스의 열전달을 고려한 체적효율을 비교하여 나타내었다. 여기서 온도차이인 ΔT_s 는 흡입냉매의 온도증가로서 압축기의 입구배관의 냉매온도에 대한 압축실의 냉매의 온도의 차이를 나타낸다. 열전도율이 20 W/m·K일 경우는 열전도율이 300 W/m·K인 경우와 비교하였을 때 흡입과정 중의 실린더 냉매온도가 7.9°C 낮아지고, 냉매순환량이 약 3.1% 늘어남을 알 수 있다.

3.3.2 프레임의 열전도율의 변화

일반적으로 프레임의 실린더부와 프레임의 지지부는 일체형으로 되어 있어, 하나의 재질만을 변화시키기 어렵다. 따라서 프레임의 실린더부와 지지부의 재질을 동시에 변화시키면서 압축기 내부의 온도와 냉매순환량의 변화를 살펴보았다.

Fig. 8은 프레임의 실린더부와 지지부의 열전도율을 20, 53 및 151 W/m·K로 변화시킬 때 압축기 내 내부온도를 나타낸 것이다. 내부온도분포에 있어서 열전달률이 낮은 경우에는 각 부위에서 온도도 낮은 온도를 나타내고 있으나, 냉매순환량에 영향을 미치는 흡입시 실린더의 냉매온도

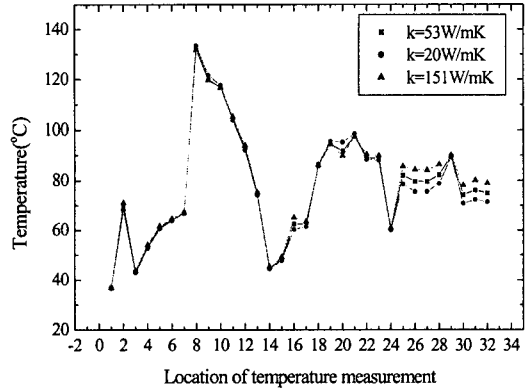


Fig. 8 Temperature distribution with thermal conductivity of the cylinder wall and the main frame.

는 거의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 따라서 프레임의 실린더부와 프레임의 지지부의 재질변경으로 얻을 수 있는 압축기의 성능향상효과는 미미한 것을 알 수 있다.

3.4 흡입 계통의 단열에 의한 영향

압축기에서의 냉매유량은 주로 흡입과정 중의 온도상승에 의한 비체적의 증가에 영향을 받는다. 따라서 흡입머플러, 흡입머플러와 흡입실 사이 관로 및 흡입플레넘 등의 흡입 계통을 단열함으로써 성능향상의 가능성을 검토할 필요가 있다. 위의 흡입 계통을 열전달률이 낮은 재질로 단열을 한 경우, 총괄 열전달계수(overall heat

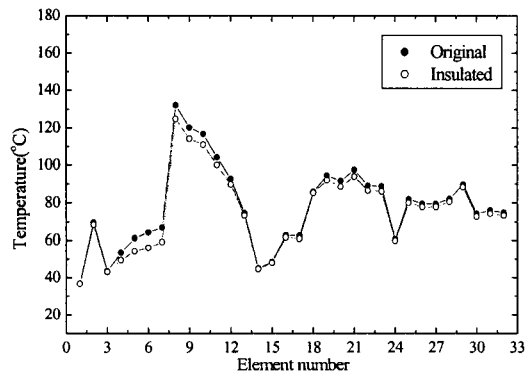


Fig. 9 Effect insulation of suction component of the compressor.

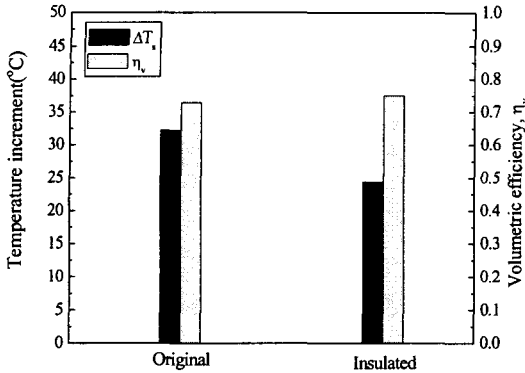


Fig. 10 Comparison of suction temperature increment and volumetric efficiency between original and insulated inlet component.

transfer coefficient)를 줄일 수 있다.

Fig. 9는 열전도율이 다른 재질을 사용함으로써 흡입 계통의 총괄 열전달계수를 50% 감소시킨 경우에 온도분포이며, Fig. 10은 압축기 내의 흡입가스의 온도상승과 체적효율을 나타내고 있다. 총괄 열전달계수를 낮춘 경우 흡입시 실린더 내 냉매온도가 7.8°C 감소하고, 냉매순환량은 약 3.1% 향상됨을 알 수 있다.

3.5 토출 계통의 단열에 의한 영향

냉매의 토출 계통인 플레넘, 플레넘과 머플러 사이의 배관, 머플러 및 토출관 등을 단열성능이 좀더 향상된 재질을 사용하여 총괄 열전달계수가 50% 감소하였을 경우에 압축기 내의 온도분포를

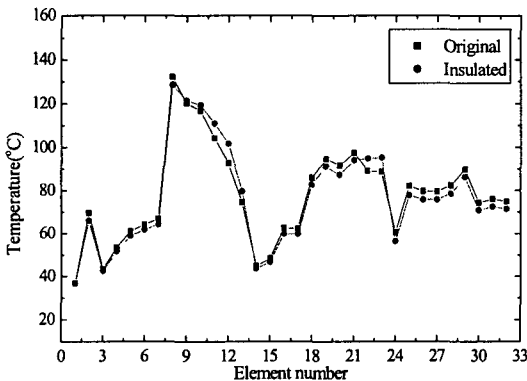


Fig. 11 Effect insulation of discharge component of the compressor.

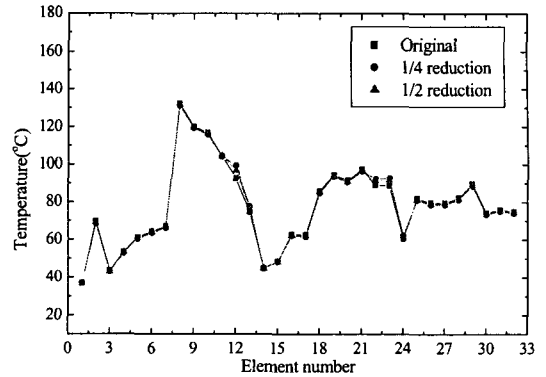


Fig. 12 Temperature distribution with variation of heat transfer area of the discharge line.

Fig. 11에 나타내었다. 흡입시 실린더 내 냉매의 온도는 2.6°C 감소되고, 냉매순환량은 약 1.0% 정도 향상되지만 흡입 계통을 단열한 경우에 비하여 효과가 적음을 알 수 있다.

3.6 토출관 길이변화에 의한 영향

압축기 내의 토출관의 길이는 약 650 mm에 달한다. 이것은 압축기의 기구부의 진동이 외부로 전달되는 것을 방지하기 위한 것이다. 하지만, 이로 인해 토출관의 열전달면적이 커져서 토출관으로부터 압축기 셀 내의 냉매로 열전달량이 커진다. 열전달의 관점에서 압축기 내 토출관의 길이를 50% 및 75% 감소시켜 토출관의 열전달면적도 그만큼 줄어드는 경우에 대하여 압축기의 성능에 미치는 영향을 검토하였다. Fig. 12에 나타낸 바와 같이 토출관의 길이를 75% 감소하였을 경우에 실린더 내의 냉매온도는 0.8°C 감소하며 냉매순환량은 0.3% 늘어나 압축기의 성능향상에 큰 도움이 되지 않는 것으로 나타났다.

3.7 압축기 냉각공기의 풍속변화에 의한 영향

Fig. 13은 압축기의 냉각을 위하여 압축기 주위를 지나는 외부공기의 속도가 달라질 경우에 압축기 내부온도의 변화를 나타낸 것이다.

압축기주위를 지나는 외부공기의 속도가 클수록 내부온도가 감소하고, 정량적인 관점에서 외부공기속도가 0 m/s와 10 m/s일 때를 비교하면,

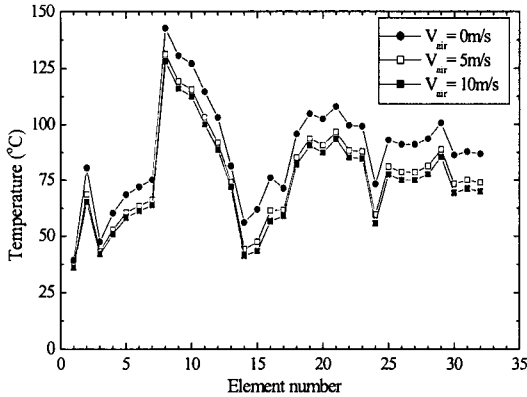


Fig. 13 Temperature distribution with variation of compressor surrounding air velocity.

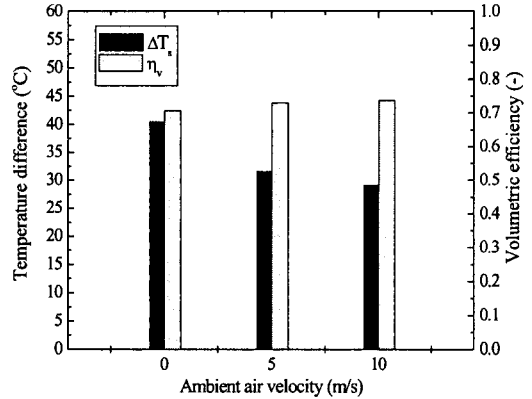


Fig. 14 Comparison of suction temperature increment and volumetric efficiency with variation of surrounding air velocity.

외부공기속도가 0일 때보다 10 m/s의 경우에 압축기의 실린더 내 흡입냉매의 온도가 11.4°C 감소하며, 냉매순환량에 있어서는 약 4.4%의 증가를 기대할 수 있다.

Fig. 14는 압축기 주위를 지나는 외부공기의 속도가 0 m/s, 5 m/s 및 10 m/s로 바뀌는 경우에, 압축기 내에서의 흡입가스의 온도상승과 열전달을 고려한 체적효율을 비교하여 막대그래프로 나타낸 것으로, 외부공기의 속도가 클수록 압축기 내에서 흡입가스의 열전달량이 줄어들고 체적효율이 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 왕복동식 밀폐형 압축기 내의 배관과 실린더 블록 등의 고체부, 냉매 및 오일의 온도를 예측할 수 있는 열회로망 이론에 기초를 둔 압축기의 열전달 해석모델을 사용하여 압축기 효율향상을 위한 방안을 찾기 위한 인자연구(parametric study)를 수행하였다. 여러 가지 변수를 변경시키면서 압축기의 효율에 영향을 미치는 정도를 파악하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기의 표면적을 증가시켜 열전달면적을 증가시켰을 경우에 표면적이 기존제품의 70% 가량 향상되었을 경우에 체적효율의 증가는 약 1%로써 효율향상에 미치는 영향이 미미함을 알 수 있다.

(2) 압축기 내부의 고체부분에 표면처리를 통

하여 복사율을 변경시켜 압축기의 효율향상을 도모하였을 때 실린더의 복사율을 증가시켰을 경우에 아주 미미한 효율의 증가를 가져올 수 있으나 압축기의 모든 고체부의 복사율을 증가시켰을 경우에는 복사 표면의 온도상승을 유발하여 효율향상을 기대할 수 없다.

(3) 압축기 내부의 요소부품의 재질을 변경시켜 고체부위의 열전도율에 변화를 주었을 경우에 토출플레님의 열전도율이 300에서 20 W/m·K로 감소하였을 경우에 3%의 체적효율의 향상을 기대할 수 있으며, 압축기의 압축부를 지지하는 프레임의 열전도율을 20, 30 및 151 W/m·K로 변경될 경우에 압축기 내의 온도분포 및 열전달에 거의 변화가 없다.

(4) 압축기의 흡입 계통과 토출 계통의 단열을 통하여 흡입냉매의 온도상승과 토출냉매의 열전달을 감소시키는 설계변경을 하였을 경우에 흡입 계통의 단열성능을 50% 향상시켰을 경우에 약 3%의 효율향상을 기대할 수 있으나, 토출 계통의 경우에는 약 1%의 효과만을 얻을 수 있어 흡입 계열의 단열이 토출 계통의 단열보다 효과가 더 크다는 것을 알 수 있다.

(5) 압축기 주위공기의 속도가 크면 클수록 압축기 내부온도는 내려가며, 이에 따라 냉매순환량도 늘어나 압축기의 성능향상의 가능성도 그만큼 높아진다. 압축기 주위공기가 정체상태에서 속도가 10 m/s로 증가될 경우에 냉매순환량은 약 4.4% 향상된다.

참고문헌

1. Brok, S. W., Touber, S. and Van der Meer, J. S., 1980, Modeling of cylinder heat transfer—Large effort, little effect?, Proc. of the Purdue Compressor Technology Conf., West Lafayette, pp. 43-50.
2. Adair, R. P., Ovale, E. B. and Pearson, J. T., 1972, Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors, Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 521-526.
3. Recktenwald, G. W., Ramsey, J. P. and Pantakar, S. V. 1986 Prediction of heat transfer in compressor cylinders, Purdue Compressor Technology Conference, pp. 159-169.
4. Fagotti, F. and Prata, A. T., 1998, A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressors, Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 871-876.
5. Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Rossetto, L., Longo, G. A., Pinto, A. D. and Zannerio, A., 1998, Unsteady-state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor, Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 883-888.
6. Sim, Y. H., Youn, Y. and Park, Y. C., 2005, A numerical study on heat transfer in a reciprocating compressor for a domestic refrigerator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 4, pp. 377-385.