

실제기체 상태방정식을 이용한 왕복동압축기의 성능해석 Performance Analysis of a Reciprocating Compressor Using a Real Gas Equation of State

김 정 우*, 김 현 진*, 박 회 용**
J. W. Kim, H. J. Kim, H. Y. Pak

Key Words : Real gas equation of state(실제기체 상태방정식), Control volume(검사체적), Reciprocating compressor(왕복동압축기), Performance analysis(성능해석)

ABSTRACT

This paper addresses performance analysis of a reciprocating compressor. A computer simulation model has been developed to predict and estimate the compressor performance. Instead of using ideal gas equations, real gas equations are used in describing the state of gas. The compressor simulation model consists of a cylinder control volume, suction system and discharge system. Conservation laws of mass and energy are applied to the cylinder section only, The suction and discharge system are described by the Helmholtz resonator modeling. Some of input data required for the simulation have been obtained from experiments. These experimentally obtained input data are effective flow area, effective force area and dynamic characteristics of valves.

Simulation results of real gas equations have been compared with those of ideal gas equations. It has been found that the simulation with real gas equations yields lower cylinder temperature and heat transfer compared with those of ideal gas equations. Differences in pressure, mass flowrates, valve motions and gas pulsations are found quite small.

기호설명

A_1 : 가스슬러그(gas slug)의 단면적	B_v : 밸브의 유효힘면적(effective force area)
A_2 : 무향관(anechoic pipe)의 단면적	C : 상수
A_v : 밸브의 유효유동면적(effective flow area)	C_o : 가스의 평균음속
	C_p : 정압비열
	C_v : 정적비열

* 정회원, 생산기술연구원

** 정회원, 한양대학교 기계공학과

- h : 실린더내 가스의 엔탈피
- h_s : 흡입 가스의 엔탈피
- k : 비열비
- L_1 : 가스스러그의 길이
- m : 실린더내 가스질량
- m_v : 밸브의 질량
- \dot{m}_v : 밸브를 통과하는 질량유량
- \dot{m}_{in} : 흡입질량유량
- \dot{m}_{out} : 토출질량유량
- Nu : Nusselt수
- P : 실린더내 가스압력
- P_d : 하류측 가스압력
- Pe : Peclet수
- P_u : 상류측 가스압력
- ΔP : 실린더와 압력실사이의 압력차
- \dot{Q} : 열전달율
- R : 기체상수
- R_1 : 크랭크 반경
- R_2 : 커넥팅로드 길이
- r : 압력비 = $\frac{P_d}{P_u}$
- T : 실린더내 가스온도
- T_u : 상류측 가스온도
- t : 시간
- $V(t)$: 실린더내 체적변화
- V_c : 간극체적(clearance volume)
- V_{o1} : 압력실 체적
- V_{o2} : 머플러 체적
- y : 밸브의 열림높이(valve lift)
- $\theta(t)$: 크랭크 회전각도
- ρ_0 : 가스의 평균밀도
- v : 가스의 비체적
- ω_n : 밸브의 고유진동수
- ξ_1 : 압력실과 머플러사이의 가스스러그 이동 변위
- ξ_2 : 무향관에서 가스스러그의 이동변위
- ζ : 밸브의 유효감쇠계수

1. 서 론

20세기 중반이전 까지 왕복동압축기의 거동에

대한 해석은 일정한 흡입압력과 토출압력으로 압축 및 재팽창과정을 수행하는 열역학적 주기를 기초로 하는 초보적인 해석에 머물러 있었다. 그러다가 1941년 소련의 Dollezal과 1949년 미국의 Costagliola 등이 밸브의 거동과 이에 따른 유동면적을 고려하여 왕복동압축기의 실제적인 거동을 보다 정확히 묘사하는 근대적인 수학적 모델을 제시하게 되었다.¹⁾ 이들이 제시한 수학적 모델은 밸브를 통과하는 질량유량 관계식과 밸브의 움직임을 나타내는 밸브의 운동방정식, 이 두개의 비선형 연립미분방정식을 근간으로 이루어져 있는데 이때까지는 아직 컴퓨터가 보편화 되어 있지 않은 관계로 그래프에 의해 해를 구하였다. 그 후 컴퓨터가 널리 보급되어 이것의 해를 보다 정확하고 빨리 구할 수 있게 되면서 이들의 연구를 토대로 하여 왕복동압축기의 거동을 더욱 실제에 가깝게 묘사하기 위한 수학적 모델의 개선과 보완이 연구되었다. 그러나 1970년 이전까지는 흡입 및 토출압력실의 압력이 일정하게 유지된다고 가정하여 해석함에 따라 압력실의 압력변동의 영향을 고려하지 않았고, 압력실의 압력변동은 Benson등²⁾이 배관시스템을 갖는 왕복동압축기에 대한 시뮬레이션에서 일정진폭의 맥동을 고려하여 해석하였다. 이후로 압축기 전체시스템을 대상으로 압축기의 거동과 성능해석을 보다 정확히 시뮬레이션 하기 위한 연구가 진행되어 오고 있다.

지금까지 연구되어온 대부분의 성능해석에서는 냉매가스의 상태를 묘사함에 있어 적용이 간단한 이상기체 상태방정식과 이에 관련된 관계식들을 사용하고 있다.³⁾⁶⁾ 그런데 이상기체 상태방정식의 적용은 낮은압력이나 높은온도, 즉 밀도가 낮은 상태에서 유용하다⁷⁾고 알려져 있기 때문에 작동유체가 고압으로 압축되는 왕복동압축기 실린더내 가스의 상태를 묘사하는데 있어서 이상기체 방정식을 사용하는 것에는 어느정도의 오차가 포함될 것이라 생각되며 이에 대한 규명이 필요하다 하겠다.

이 연구에서는 전기냉장고에 많이 사용되는 밀폐형 왕복동압축기를 대상으로 이상기체 상태방정식을 적용하여 성능해석을 수행한 결과와

실제기체 상태방정식을 적용하여 성능해석을 수행한 결과들을 서로 비교하여 그 차이점을 살펴 보았다. 실제기체 상태방정식은 Martin-Hou의 실제기체 상태방정식을 이용하였다. 실린더내에 형성되는 체적은 검사체적으로 간주하여 질량보존법칙과 열역학 제1법칙을 적용하였고 압력실(plenum)과 머플러등은 헬름홀츠 공명기(Helmholtz resonator) 해석방법을 적용하여 압축기 전체 시스템을 모델링 하였다. 성능해석에 필요한 입력데이터 중 아직까지 타당한 이론적해석방법이 정립되어 있지않은 유효유동면적과 유효힘면적 그리고 밸브의 동통성등은 실험을 통해 직접 구한 실험치를 이용하였다.

2. 지배방정식

2.1 실린더내의 열역학적 과정

Fig.1은 압축기의 구조를 개략적으로 나타낸 것으로 피스톤의 상하운동에 따라 흡입관을 통해 유입된 저온, 저압의 냉매가스는 흡입머플러, 흡입압력실을 거쳐 실린더안으로 들어와 압축된 후 토출압력실, 토출머플러를 거쳐 토출관을 통해 고온, 고압의 상태로 배출된다.

이때, 시간 t 에서 실린더내의 체적 $V(t)$ 는 하사점을 $\theta=0$ 으로 할 때 다음과 같이 나타낼 수 있다.

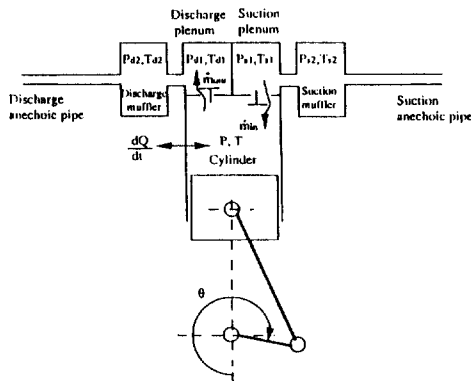


Fig. 1 A schematic view of the compressor model

$$V(t) = V_c + \frac{\pi D^2 R_1}{4} \left[1 + \cos\theta(t) + \frac{R_2}{R_1} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \sin^2\theta(t)} \right\} \right] \dots\dots\dots (1)$$

실린더내의 압력은 실린더내의 냉매가스를 이상기체로 간주할 경우 이상기체 상태방정식에 의해 다음과 같이 표현되고

$$P_0 = RT \dots\dots\dots (2)$$

실제기체로 간주할 경우에는 다음과 같은 Martin-Hou의 실제기체 상태방정식⁸⁾으로 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{RT}{(v-b)} + \sum_{i=2}^5 (A_i + B_i T + C_i e^{-\gamma}) / (v-b)^i \dots\dots\dots (3)$$

여기서, A_i, B_i, C_i, b 등은 냉매의 종류에 의해 결정되는 계수이다.

Fig.1에서 실린더내의 공간을 검사체적으로 간주하면 질량보존법칙과 열역학 제1법칙으로부터 다음과 같은 식들이 성립된다.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{d}{dt} (mu) = \dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} - P\dot{V} - \dot{m}_{out} h_{out} \dots\dots\dots (5)$$

여기서 식(5)를 변형하면 실린더내 냉매가스의 시간에 대한 온도변화 관계식을 유도할 수 있다. 이상기체로 간주할 경우에는 식(2)와 (4) 그리고 이상기체에 대한 내부에너지와 엔탈피 관계식을 이용하면 식(5)는 다음과 같이 변형된다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_v} \left[\dot{Q} - P\dot{V} + (c_p T_s - c_v T) \dot{m}_{in} - RT \dot{m}_{out} \right] \dots\dots\dots (6)$$

한편, 실제기체로 간주할 경우에는 식(4)와 다음과 같은 엔탈피의 정의식

$$h = u + Pv \dots\dots\dots(7)$$

을 이용하고 엔탈피와 압력을 다음과 같이 각각 온도와 비체적의 함수, 즉

$$h = h(T, v) \dots\dots\dots(8)$$

$$P = P(T, v) \dots\dots\dots(9)$$

로 간주하면 식(5)로부터 실제기체에 대해 다음과 같은 실린더내 냉매가스의 온도관계식을 유도할 수 있다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q} + \dot{m}_m(h_m - h) - m\dot{v} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left[\left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T v \right] \right]}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left[\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v \right] \right]} \dots\dots\dots(10)$$

식(10)을 적용할 때 압력과 이것의 온도 및 비체적에 대한 미분은 식(3)을 이용하여 구한다. 그리고 엔탈피와 이것의 온도 및 비체적에 대한 미분은 다음과 같은 실제기체에 대한 엔탈피 관계식⁸⁾으로부터 구한다.

$$h = \sum_{i=1}^5 J [A_i (v-b)^{(i-1)} / (i-1)] + JA_6 / (u' e^{rv}) + \sum_{i=1}^5 J [(1+\gamma) C_i e^{-\gamma} (v-b)^{(i-1)} / (i-1)] + JPv + G_1 T + G_2 T^2 / 2 + G_3 T^3 / 3 + G_4 T^4 / 4 - G_5 / T + G_6 T^5 / 5 + X \dots\dots\dots(11)$$

여기서, $A_i, b, C_i, G_1 \sim G_6, X$ 등은 냉매의 종류에 의해 결정되는 계수이다.

이상에서 알 수 있듯이 이 연구에서 냉매가스를 이상기체로 간주할 경우와 실제기체로 간주할 경우의 해석상 기본적인 차이점은 압력과 온도 그리고 엔탈피의 계산에서 이상기체에 대한 관계식 (식(2), (5))을 이용하는 것과 실제기체 대한 관계식 (식(3), (10), (11))을 이용하는 것에 있다고 할 수 있다.

한편, 식(6)과 (10)에서 열전달 Q 를 계산하기

위하여 사용되는 열전달계수는 Annand⁹⁾가 제시한 다음과 같은 실험식을 이용하여 계산하였다.

$$Nu = C \cdot Pe^{0.7} \dots\dots\dots(12)$$

2.2 밸브유동 및 밸브운동

밸브를 통과하여 흐르는 유동은 1차원 등엔트로피 유동으로 가정하였다. 이때 밸브를 통과하는 질량유량은 밸브전후의 엔탈피차를 이용하여 구할 수 있는데 이 연구에서는 흡입시스템과 토출시스템의 해석에 있어서 헬름홀츠 공명관 해석방법을 적용하였기 때문에 이곳의 온도변화 및 비체적의 변화를 반영할 수 없었다. 따라서 이 연구의 질량유량의 계산에서는 실제기체에 관한 엔탈피관계식으로 부터 얻은 엔탈피를 이용하는 대신에 다음과 같이 이상기체관계식에서 유도된 압력비로 표현되는 질량유량 관계식을 이용하였다.

$$\dot{m}_v = P_u A_v \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{r^{\frac{2}{k}} - r^{\frac{k+1}{k}}} \dots\dots(13)$$

여기서 압력비 $r = \frac{P_d}{P_u}$ 로서 임계유동일 경우에는 $r=r_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 로 된다. 정상류(normal flow)일때 흡입의 경우에는 흡입압력실의 압력이 P_u , 실린더내 압력이 P_d 로 되고, 토출의 경우에는 실린더내 압력이 P_u , 흡입압력실의 압력이 P_d 로 되며, 역류(back flow)일 경우에는 이와 반대로 된다. 입력데이터로 주어져야 하는 유효유동면적, A_v 는 밸브의 열림높이에 따라 변화하는 것으로 밸브의 열림높이는 밸브의 운동방정식으로 부터 결정된다.

실린더와 압력실의 압력차 ΔP 에 의해 개폐되는 밸브의 운동은 밸브포트 중심에 질량이 집중된 1자유도의 스프링-질량계로 간주하면 다음과 같은 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$y + 2\zeta\omega_n \dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{B_v \Delta P}{m_v} \dots\dots\dots(14)$$

여기서, 밸브의 열림높이 y 는 밸브시트로 부터 이동한 밸브의 변위를 나타낸다. 그리고 유효 힘면적, B_v 는 유효유동면적과 마찬가지로 밸브의 열림높이에 따라 변화하며 밸브의 고유진동수 ω_v 과 ζ 와 같이 입력데이터로 주어져야 한다.

위에서 유도된 관계식들로부터 알 수 있듯이 왕복동압축기의 운전중 밸브의 열림높이는 압력실과 실린더의 압력차와 밸브의 동특성, 그리고 유효힘면적에 의해 결정되고, 밸브의 열림높이에 따라 유효유동면적과 유효힘면적이 결정된다. 그리고 유효유동면적과 압력비에 의해 정해지는 밸브를 통과하는 질량유량은 실린더내 압력에 영향을 주고 실린더압력에 의해 밸브의 열림높이가 영향을 받게된다. 이처럼 모든변수들이 서로 독립적으로 작용하는 것이 아니라 서로 연관되어 왕복동압축기의 운전상태를 묘사하게 된다.

식 (13)과 (14)에서 밸브의 열림높이에 따라 변화하는 유효유동면적과 유효힘면적은 실험에서 직접 구하여 사용하였다. 이를 위해 ISO-5167-1980(E)¹⁰⁾에 명시된 사항을 토대로 실험대를 제작하였고 이것을 이용하여 밸브의 열림높이에 대한 밸브의 유효유동면적 및 유효힘면적을 정상류와 역류에 대해 각각 측정하였다. 이를 통해 얻은 실험치를 곡선맞춤(curve-fitting)하여 얻은 관계식을 시뮬레이션에 사용하였다. Fig.2의 (a)와 (b)는 보간식을 이용하여 그린 흡입밸브와 토출밸브의 밸브열림높이에 대한 유효유동면적 및 유효힘면적의 변화를 보여주고 있다.

식(14)에서 밸브의 고유진동수 ω_v 은 마이크로폰을 이용한 동특성실험을 통해 측정한 실험치를 사용하였고, 감쇠계수 ζ 는 스트레인게이지를 이용하여 측정한 시간에 대한 밸브변형량의 감쇠곡선으로 부터 산출하였다. 이에 대해서는 참고문헌 11에 자세히 기술되어 있다.

2.3 흡입시스템과 토출시스템에서의 가스맥동

흡입관, 흡입머플러, 흡입압력실로 이루어진 흡입시스템과 토출관, 토출머플러, 토출압력실로 이루어진 토출시스템은 헬름홀츠공명기 해석방

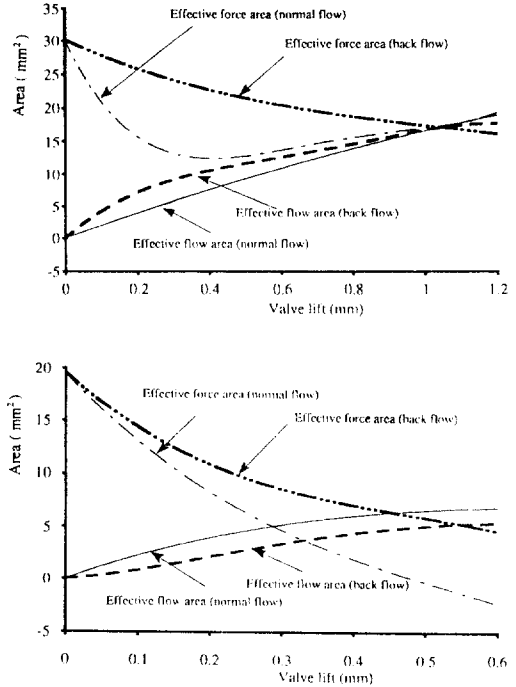


Fig. 2 Effective flow area and effective force area vs. valve lift

법을 이용하여 압력실과 머플러를 직렬로 구성된 공명기로 간주하고 흡입관과 토출관은 무향관으로 간주하였다. 이때 각 압력실과 머플러의 평균온도 및 평균압력이 일정하게 유지되는 것으로 가정하여 해석하였다.¹²⁾ 이와같은 해석방법으로 유동에 의한 마찰을 무시할 경우 흡입시스템과 토출시스템에서 발생하는 가스맥동은 다음식으로부터 구할 수 있다.

$$C_0 \rho_0 \ddot{\xi}_2 + \frac{\rho_0 C_0^2 A_2}{V_{02}} \dot{\xi}_2 - \frac{\rho_0 C_0^2 A_1}{V_{02}} \xi_1 = 0 \dots \dots \dots (8)$$

$$L A_1 \rho_0 \ddot{\xi}_2 + \rho_0 C_0^2 A_1^2 \left(\frac{1}{V_{01}} + \frac{1}{V_{02}} \right) \xi_1 - \frac{\rho_0 C_0^2 A_2 A_1}{V_{02}} \xi_2 = \frac{A_1 C_0^2}{V_{01}} \int_0^t \dot{m}_v dt \dots \dots \dots (9)$$

이때 압력실의 압력은 평균압력과 윗식을 이용하여 구한 가스맥동압의 합으로 결정되지만 압력실의 온도는 맥동의 영향이 고려되지 않게 된다.

3 결과 및 토의

앞에서 얻은 이론적 방법을 적용하여 소용량의 밀폐형 왕복동압축기를 대상으로 성능해석을 수행하였다. 압축기의 주요제원은 행정체적이 7.48cc, 간극체적 0.0824cc, 크랭크반경 9.0mm 등이다. 압축기의 운전조건은 흡입압력 0.132MPa, 흡입온도 349.0K 그리고 토출압력은 1.352MPa이며 실린더벽온도는 381.0K이다. 냉매는 CFC-12인데, 이 경우 식(3)과 식(11)에 사용되는 계수들을 Table.1에 나타내었다. 성능해석 프로그램은 밸브의 운동방정식과 가스매동식으로 부터 나온 4개의 2계 상미분방정식과 질량유량, 가스매동 그리고 실린더내 가스온도식으로 부터 나온 6개의 1계 상미분방정식 그리고 다수의 대수방정식들로 구성되어 있다. 상미분방정식의 해를 구하기 위해 4계 Runge-Kutta 방법을 이용하였고 이때 크랭크각의 증분율은 0.18°로 하여 계산하였다. 실제기체 상태방정식을 사용한 경우나 이상기체 상태방정식을 사용한 경우 모두 수렴된 결과, 즉 정상상태에 도달한 해석결과를 얻기 위해서 5 주기(cycle)정도의 반복계산이 필요하였다. 계산시간은 실제기체 상태방정식을 이용한 해석이 이상기체 상태방정식을 이용한 경우보다 약 3배정도 더 소요되었다.

Table 1 Coefficients for the equation of state and enthalpy of CFC-12

R	= 0.83125649389 x 10 ⁻²	G ₁	= 0.40977135 x 10
b	= 0.49135481533 x 10 ⁻¹	G ₂	= 0.30312884
A ₁	= -0.13395136028 x 10	G ₃	= -0.39592701 x 10 ⁻³
B ₂	= 0.11274135791 x 10 ⁻²	G ₄	= 0.19850565 x 10 ⁻⁴
C ₂	= -0.22299291397 x 10 ²	G ₅	= 0.0
A ₃	= 0.17863374156	G ₆	= 0.0
B ₃	= -0.10032859301 x 10 ⁻¹	T _c	= 385.20 K
C ₃	= 0.38888160253 x 10	X	= 30950.35
A ₄	= -0.12282924701 x 10 ⁻¹	k	= 5.475
B ₄	= 0.0	u	= 0.0
C ₄	= 0.0	c	= 0.0
A ₅	= 0.0		
B ₅	= 0.10549905738 x 10 ⁻⁵		
C ₅	= -0.42982705642 x 10 ⁻²		
A ₆	= 0.0		
B ₆	= 0.0		
C ₆	= 0.0		

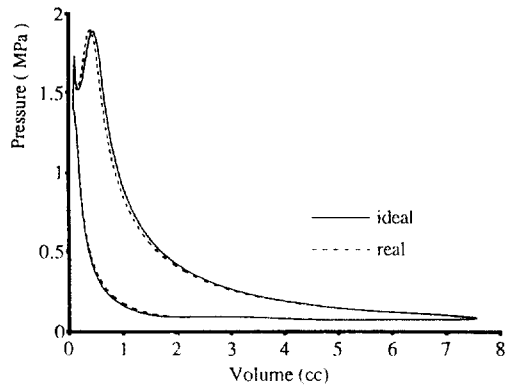


Fig. 3 Comparison of P-V diagram

실제기체 상태방정식을 적용한 경우와 이상기체 상태방정식을 적용한 경우 성능해석 결과를 비교해 보면 다음과 같다. Fig.3은 P-V선도의 변화를 나타낸 것으로 흡입과정중에는 두 해석결과가 거의 일치하다가 압축과정에는 이상기체 상태방정식을 적용한 경우의 압력이 다소 크게 나타났다. 토출과정중에는 이상기체 상태방정식을 적용한 경우가 최대 토출압력에 일찍 도달하고 재팽창과정에는 처음에는 두 해석결과가 거의 일치하다가 나중에는 실제기체 상태방정식을 적용한 경우의 압력이 크게 나타났다. 이것은 왕복동압축기의 한 작동주기 동안에 실린더내에서 변화하는 냉매가스를 이상기체로 간주하는 것이 압축기의 성능해석상 어느 정도 오차를 내재할 수 있다는 것을 보여주는 것이며, 특히 압축과정 및 토출과정 즉, 가스의 압력이 고압으로 될수록 이와같은 경향이 커짐을 알 수 있다.

Fig.4와 Fig.5는 각각 한 작동주기동안에 일어나는 실린더내 냉매가스의 온도변화와 이때 발생하는 열전달을 나타낸 것이다. 이것들을 살펴보면 실제기체 상태방정식을 이용한 해석이 이상기체 상태방정식을 적용한 경우보다 온도와 열전달율이 작게 계산됨을 알 수 있다. 실제기체 상태방정식을 이용한 해석이 온도는 최대 21.1K, 열전달율은 최대 8.0W정도 작게 나타났다. 이것은 다음과 같이 설명할 수 있다. 식(3)에서 압력계산시 두 해석상에 차이가 발생하고 이것이 질량유량의 계산에 영향을 주게 된다. 그리고

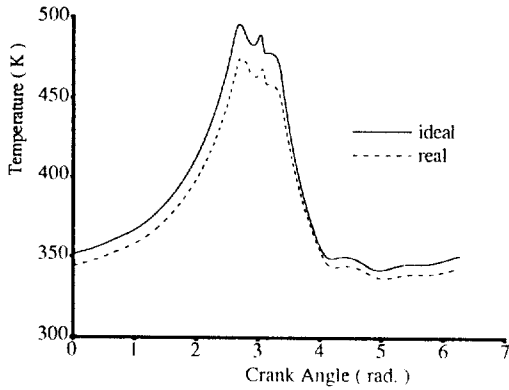


Fig. 4 Variations of temperature at cylinder

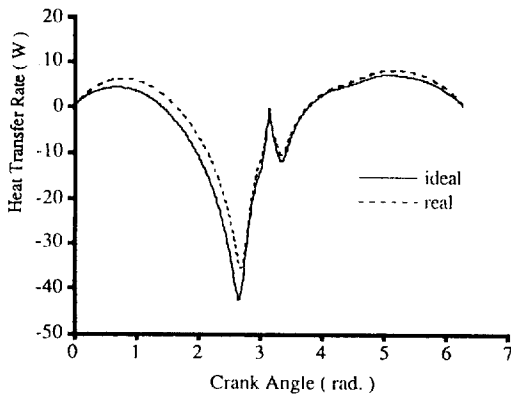


Fig. 5 Heat transfer at cylinder

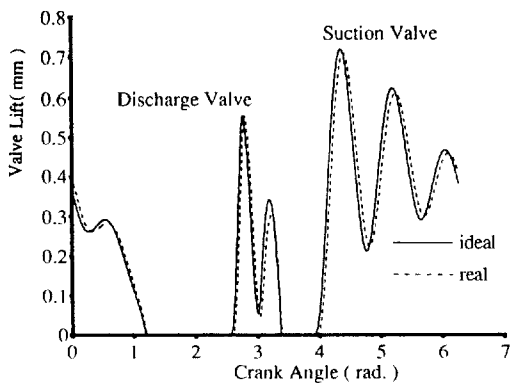


Fig. 6 Valve movements during a cycle

엔탈피와 내부에너지의 계산시 이상기체로 간주할 경우에는 일정한 정적비열(C_v)과 정압비열(C_p)을 이용하여 온도만의 함수로 계산하기 때문에 실제기체에 대한 관계식을 이용하여 계산한 것과 차이가 발생하며, 이와같은 차이들이 서로 누적되어 실린더내 냉매가스의 온도계산에 영향을 미치기 때문이라고 생각된다. 열전달의 경우에는 실제기체 상태방정식을 이용한 해석이 이상기체 상태방정식을 적용한 것보다 온도가 낮게 나타났기 때문에 실린더 벽온도와외 온도차가 상대적으로 작게되어 이에 비례하여 열전달율이 작게 나타난 것이라 생각된다.

Fig.6은 한 작동주기동안의 흡입밸브와 토출밸브의 운동을 나타낸 것으로 실제기체 상태방정식을 이용한 경우의 밸브운동이 이상기체 상태방정식을 이용한 경우에 비해 근소한 위상지연을 가지고 운동하는 것을 알 수 있다. 밸브의 열림높이는 동일한 크랭크각을 기준으로 할때 밸브의 열림높이가 증가하는 구간에서는 이상기체 상태방정식을 적용한 경우가 크게 나타나고, 밸브의 열림높이가 감소하는 구간에서는 실제기체 상태방정식을 적용한 경우가 크게 나타난다. 위상지연과 밸브의 열림높이에 차이가 발생하는 것은 밸브의 운동이 실린더와 압력실의 압력차에 의해 결정됨에 따라 두 해석간에서 서로 밸브를 열기에 충분한 압력차에 도달하는 시간과 밸브에 작용하는 외력에 차이가 발생하기 때문이다.

Fig.7은 흡입질량유량과 토출질량유량의 변화를 나타낸 것이다. 질량유량의 변화는 밸브의

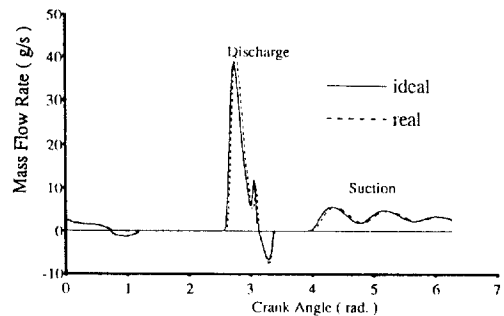
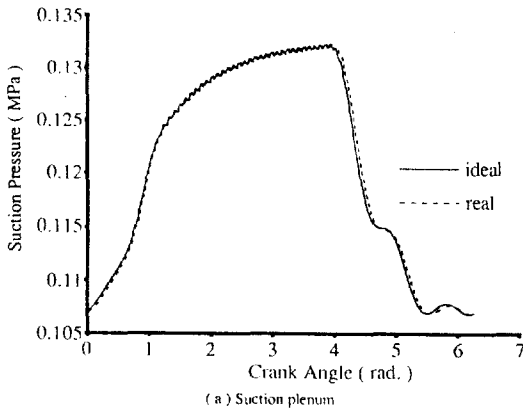
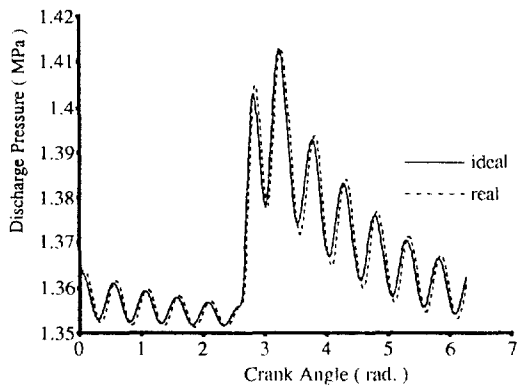


Fig. 7 Mass flow rates during a cycle

운동과형에 따라 변화함을 알 수 있고 또한 흡입밸브가 닫히기 직전과 재팽창과정이 시작되기 직전에 역류 (Fig.7에서 질량유량이 (-)인 부분)가 발생함을 알 수 있다. 밸브를 통과하여 흐르는 질량유량은 유효유동면적, 압력비등에 따라 변화하고 유효유동면적은 밸브의 열림높이에 따라 변화하기 때문에 두 해석간에 동일한 크랭크각을 기준으로 할 때 질량유량의 차이가 나타나고 있다. 그러나 한 작동주기 동안에 흡입하여 토출하는 냉매가스의 질량은 이상기체 상태방정식을 이용한 경우가 조금 크게 나타났으나 그 차이는 거의 무시할 수 있을 정도였다. 이것은 동일한 크랭크각에서는 질량유량에 차이가 발생할 지라도 한 작동주기 동안에는 거의 동일한 양의 질량을 흡입하고 토출한 것을 의미하는 것이다.



(a) Suction plenum



(b) Discharge plenum

Fig. 8 Gas pulsation at suction and discharge plenums

Fig.8의 (a)와 (b)는 흡입압력실과 토출압력실에서 발생하는 가스맥동을 나타내는 것이다. 동일한 크랭크각을 기준으로 할 때 압력이 상승하는 부분에서는 이상기체 방정식을 이용한 경우가 크게 나타났고 압력이 하강하는 부분에서는 실제기체 상태방정식을 이용한 경우가 크게 나타나고 있다. 가스맥동은 압력실에 유입 또는 유출되는 질량유량 즉, 밸브를 통과하여 흐르는 질량유량에 의해 영향을 받기 때문에 Fig. 7에서 알 수 있듯이 두 해석간에 발생하는 질량유량의 차이가 가스맥동의 차이를 유발한다고 생각된다.

실제기체 상태방정식과 이상기체 상태방정식을 이용하여 성능해석을 수행한 위의 결과들을 살펴볼 때 먼저, 두 해석방법에 의해 각 변수에 대한 해석에서 발생하는 차이가 독립적으로 발생하는 것이 아니라 서로 연관되어 복합적으로 나타난 결과임을 알 수 있다. 그리고 실린더내 냉매가스의 온도와 이에따른 열전달율에서 큰 차이가 나타났지만 P-V선도나 밸브운동, 질량유량, 흡입압력실과 토출압력실의 가스맥동등에서 해석결과의 차이는 온도 및 열전달율에 대한 해석결과의 차와 비교할 때 매우 작게 나타남을 알 수 있다.

이상기체 상태방정식을 이용한 해석에서 실린더내 냉매가스의 온도해석결과를 실제기체 상태방정식을 이용한 해석결과에 보다 근접시키는 한 방법으로 식(6)의 정적비열과 정압비

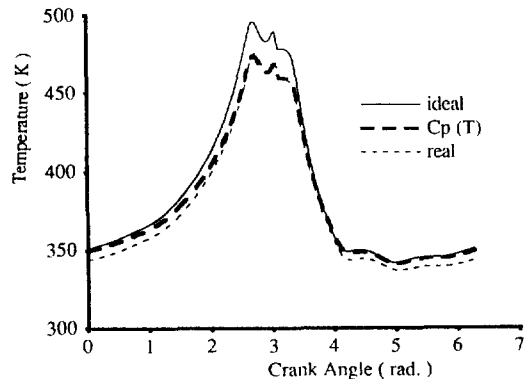


Fig. 9 Comparison of temperature variations at cylinder

열을 온도의 함수로 놓고 해석하는 방법을 들 수 있다. Fig.9는 참고문헌 8에 제시되어 있는 이상기체에 관한 정적비열과 정압비열의 온도 관계식을 이용하여 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 결과를 살펴보면 정적비열과 정압비열을 일정하게 놓고 계산한 결과에 비해 좀 더 실제 기체 상태방정식을 이용한 해석결과에 근접한 결과를 얻었지만 압축기의 흡입과정에 해당되는 저압부에서는 편차가 개선되지는 않고 있음을 알 수 있다. 따라서 이상기체 상태방정식을 이용하여 왕복동압축기의 성능해석을 수행할 때 식 (6)의 정적비열과 정압비열을 일정하게 놓고 계산하는 대신에 이것들을 온도의 함수로 놓고 계산하는 것이 실제상태에 보다 근접한 계산결과를 얻을 수 있는 간단한 해석방법이 될 수 있을 것이라 생각되지만, 궁극적으로 왕복동압축기의 성능해석을 실제상태에 가깝게 해석하려면 프로그램양과 계산에 소요되는 시간이 커지더라도 실제기체 상태방정식을 적용하여 해석하는 것이 바람직 하다고 생각된다.

그리고 이 연구에서 이용한 해석방법으로는 압력실과 머플러의 해석시 헬름홀츠 공명기 해석방법을 적용함에 의해 압력실과 머플러내 냉매가스의 압력변화 이외에 온도변화, 질량유량, 열전달등은 예측할 수 없는 단점이 있다. 이것을 개선하는 한 방법으로 압력실과 머플러도 실린더와 마찬가지로 검사체적으로 간주하고 열역학 제1법칙과 질량보존법칙을 적용하여 해석하는 방법을 들 수 있고 이것에 대해서는 별도로 발표할 예정이다.

4. 결 론

밀폐형 왕복동압축기를 대상으로 실제기체 상태방정식과 이상기체 상태방정식을 이용한 성능해석을 수행하여 그 결과들을 서로 비교하여 보았다. 이로부터 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 실제기체 상태방정식과 이상기체 상태방정식을 이용한 성능해석결과 중 실린더내 온도변화와 이에따른 열전달율의 변화에서 큰 차이

가 나타남을 알 수 있었고 그 편차는 이상기체 상태방정식을 사용한 경우가 실제기체 상태방정식을 사용한 경우보다 온도는 최대 4.5%, 열전달율은 최대 23.2% 정도 높게 계산되었다.

2) P-V선도, 밸브운동, 밸브를 통과하는 질량유량 그리고 압력실의 가스맥동등에서는 이상기체 상태방정식을 사용한 경우와 실제기체 상태방정식을 사용한 경우 두 해석결과의 차이는 근소했다.

후 기

본 연구는 (주)금성사의 연구비 지원에 의해 이루어졌습니다.

참 고 문 헌

1. MacLaren, J.F.T., Kerr, S.V., and Tramschek, A.B., 1978, "A decade of simulation of reciprocating compressors at the university of strathclyde", I. Mech. E. Conference, pp.19~26.
2. Benson, R.S., and Ucer, A.S., 1972, "A theoretical and experimental investigation of a gas dynamic model for a single stage reciprocating compressor with intake and delivery pipe systems," J. Mech. Eng. Sci., No.4, pp.264.
3. Soedel, W., 1972, "Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors," Short Course Textbook, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907.
4. Prakash, R., and Singh, R., 1974, "Mathematical modeling and simulation of refrigerating compressors," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp.274~285.
5. Suefuji, K., and Nakayama, S., 1980, "Practical method for analysis and estimation of reciprocating hermetic compressor performance," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp.15~23.

6. Morel, T., and Keribar, R., 1988, "Comprehensive model of a reciprocating compressor application to component design issues," "Proceedings of the 1988 International Compressor Engineering Conference-at Purdue, Purdue University, pp.375~380.
7. Burghardt, M.D., 1982, Engineering Thermodynamics with Applications, 2nd ed., Happer & Row, Publishers, New York.
8. Stewart, R.T., Jacobson, R.T., and Penoncello, S.G., 1986, ASHRE Thermodynamic Properties of Refrigerants, ASHRAE, Inc., Atlanta.
9. Annand, W.J.D, 1963, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines," Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol.177, No. 36.
10. International Standard Organization, 1980, Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full, ISO, Ref. No. ISO5167-1980(E).
11. 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "밀폐형 왕복 동압축기의 리드밸브 동특성에 관한 연구," 공기조화 · 냉동공학 논문집 제4권 제3호, pp. 163-174.
12. Soedel, W., 1978, Gas Pulsation in Compressor and Engine manifolds, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907.