고체-유체의 상호작용을 고려한 왕복동 압축기의 성능예측

Prediction of the performance of a reciprocating compressor taking fluid-solid interaction into account

고 재 철*, 주 재 만**, 박 철 희***
J. C. Koh, J. M. Joo, C. H. Pak

Key words : Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Flutter(플러터), Valve motion(밸브 거동), Fluid-solid interaction(고체-유체 상호작용), Performance(성능)

Abstract

The reciprocating compressors are widely used in industrial fields for its simplicity in principle and high efficiency. But the design of it requires rigorous experiments due to its high dependence on many design parameters.

In this work, a mathematical model is developed so that we can analyze the gas-solid interaction during the whole working processes of a reciprocating compressor. The governing equations, which represent the fluid-solid interaction, was derived from the unsteady Bernoulli's equation with the assumption of quasi-steady working process. The valve itself was assumed to be a one degree of freedom spring-mass-damper system. A simple thermodynamic relation, the ideal gas state equation, was used to give it an external force term assuming that the refrigerant behaves like an ideal gas.

It was suggested to use a motor of higher driving frequency to enhance the performance of the reciprocating compressor without causing a faster failure of the valve.

1. 서 론

압축기는 크게 터보압축기(dynamic machine)와 용적형 압축기(positive displacement machine)의 두 부류로 나누어진다. 원심형 압축기(centrifugal compressor)와 축류식 압축기(axial compressor)를 포함하는 터보압축기는 일반적으로 큰 유속을 필요로 하는 가스운송분야에서 사용된다. 왕복동 압축기는 적절한 양의 가스를 이송하는 용적형 압축기(positive displacement machine)로서 작동 원리가 간단하고 흡입과 압축시의 가스의 조건에 덜 민감할 뿐더러 효율이 좋기 때문에 가스운송산업분야에서 널리 이용된다. 냉동산업 분야에서는 왕복동 압축기의 높은 효율 뿐만 아니라 높은 압축비를 이용한다. 왕복동식 압축기의 내부 구조는 Fig.1과 같으며, 밀폐된 용기 안에 실린더와 피

* 대우중공업(주)
** 인하대학교 대학원, 삼성전자(주)
*** 인하대학교 기계공학과

스톤이 설치되어 있고 용기 내부에 충전되어 있는 냉매는 피스톤의 팽창행정 동안에 머플러와 흡입실을 통하여 실린더 내부로 흡입되고 압축과정을 거치면서 충분한 압력을 갖게 되면 토출실로 이송된다. 그 후, 고온 고압을 가진 냉매가스는 냉동기 주위의 닫힌 파이프계를 순환하게 된다. 극고압 왕복동 압축기는 여러가지 재료를 절단하는데 사용된다.

이 분야의 많은 연구원들은 이 문제의 이론적 진보를 위해 열역학적인 관점으로 접근해 왔지만[1),(2)] 그러한 접근방법들은 가스와 밸브판 사이의 상호작용을 표현하기에는 불충분한 것이었다.

그러므로 본 논문에서는 왕복동 압축기의 흡입행정과 토출 행정에서의 가스와 밸브판 사이의 상호작용을 묘사하는 수학적 모델을 구성하고, 실험을 통하여 검증하고자 한다. 또 매개변수(구동모터 회전속도, 밸브의 고유진동수 및 감쇠계수 등)의 변화에 따른 수치해석을 수행하여 압축기의 성능을 예측할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

2. 수학적 모델링

밸브와 냉매가스의 상호작용을 나타내는 수학적 모델을 유도하기 위해 흡입포트(suction port)와 토출포트(discharge port)에서의 밸브거동과 유체의 속도를 지배하는 방정식을 유도하고, 두 포트에서의 지배방정식은 실린더 내부기체의 상태방정식을 매개로 하여 연계된다. 토출밸브에 대하여 꼭 언급되어야할 것은 밸브가 예응력상태(prestressed)라는 것과, 멈추개(stopper)와 가로막개(keeper)가 있어서 밸브의 거동을 제한한다는 것이다. 반면에 흡입밸브는 자유로이 열리고 예응력상태도 아니다.

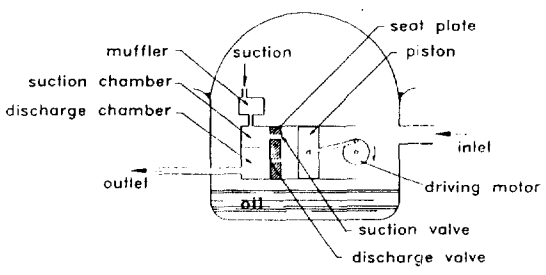


Fig.1 A schematic view of the compressor unit

2.1 흡입포트에서의 지배방정식 유도

유선(streamline)을 따른 비정상 무마찰 유체흐름에 대한 베르누이 방정식은 다음과 같다[3].

$$\frac{\partial V}{\partial t}ds+\frac{\partial P}{\rho}+V\,dV+g\,dz=0 \tag{1}$$

여기서 V는 유선을 따른 유체의 속도이고, P, g, z는 각각 유체의 압력, 중력가속도, 유체상승(flow elevation)을 나타낸다.

Fig.2는 왕복동식 압축기의 흡입포트부를 모델링한 것으로서, 검사표면(control surface)을 나타내는 단면①과 단면②사이에 손실이 없고, 유체유동과 밸브사이의 에너지교환(work exchange)이 없다고 가정할 때 식(1)의 미분형태는 두 단면사이에서 식 (2)와 같은 적분형태로 표현된다.

$$\int_1^2\frac{\partial w(s,t)}{\partial t}ds+\frac{P_2(t)-P_1}{\rho_s}+\frac{w_1(t)^2-w_2(t)^2}{2}=0 \tag{2}$$

여기서, ρ_s는 흡입되는 가스의 밀도이고, $w(s,t)$는 평균유선(mean streamline)과 시간의 함수인 유체유동의 속도를 나타낸다. 이 흡입과정이 준 정상적이라고 할 때 실린더 내부압력을 나타내는 P_2는 시간에 대한 가변함수로 볼 수 있다. $w(s,t)$의 두 변수 s와 t는 식 (3)의 연속방정식을 이용하여 분리될 수 있다.

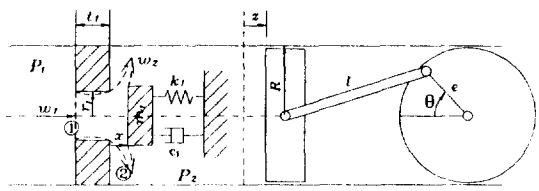


Fig.2 Modelling of the suction port

$$w(s,t)=\frac{A_2w_2}{A(s)}=\frac{C_s2\pi r_1x(t)w_2(t)}{A(s)} \quad (3)$$

여기서, C_s는 면적보정계수(area correction factor)로서 유체유동이 밸브판을 통과하여 포트를 빠져나갈 때 흐름의 방향이 꺾이는 양을 나타내는데 2.5절에서 자세히 살펴보기로 한다. A_2는 단면 ②에서의 유동의 면적이고, $A(s)$는 평균유선을 따른 유체유동의 단면적을 나타낸다.

식 (3)의 유속 항을 식 (2)에 대입하면 흡입실과 실린더 내부의 압력차이에 의한 흡입포트에서의 유체속도에 관한 지배방정식을 얻는다[4),(5)].

$$\frac{P_1-P_2(t)}{\rho_s}=\frac{w_2^2-w_1^2}{2}+J_{12}(x)(\dot{x}w_2+x\dot{w}_2) \quad (4)$$

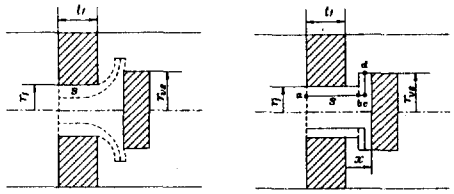
여기서, J_{12}는 무차원 양으로서 검사체적내에 있는 가스의 관성을 나타낸다. P_1은 흡입실가스의 압력으로서 본 논문에서는 일정하다고 가정하였다. ρ_s는 정방향 흐름(흡입포트를 통하여 실린더 내부로 들어오는 흐름)과 역방향 흐름(흡입포트를 통하여 실린더를 빠져나가는 흐름)에 대하여 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\rho_s=\begin{cases}\dfrac{P_1}{RT_1} & (w_2>0)\\ \dfrac{m_g(t)}{V(t)} & (w_2<0)\end{cases} \quad (5)$$

식 (5)에서 T_1은 흡입실 가스의 절대온도이고, 이상기체라는 가정 하에 적용될 수 있다. R은 기체상수이고 $V(t)$는 실린더의 체적이다. 식(4)는 유체유동과 고체거동의 상호작용을 표현하는 가장 중요한 식이 된다.

Fig.3 (b)는 평균유선[4](mean streamline)에 대한 Fig.3 (a)의 근사 모델을 나타내며, 평균유선이 흡입포트 반경의 $1/\sqrt{2}$, 약 $2r_1/3$에서 형성된다고 할 때, $A(s)$는 식 (6)과 같이 쓸 수 있고, 따라서 가스의 관성항은 근사적으로 식 (7)과 같이 표현된다.

$$A(s)\begin{cases}\pi r_1^2 & (a\le s\le b)\\ 2\pi C_s xs & \left(c=\dfrac{2r_1}{3}\le s\le d=r_{vs}\right)\end{cases} \quad (6)$$



(a) Real (b) Appoximation

Fig.3 Approximation of the mean streamline

$$J_{12}=\frac{2C_s(t_1+x(1-C_s))}{r_1}+(\ln r_{vs}-\ln\frac{2r_1}{3})\cdot\frac{r_1}{x} \quad (7)$$

여기서, r_{vs}는 흡입밸브의 반경으로서 흡입포트의 반경을 나타내는 r_1과 구별된다. 흡입포트를 Fig.2에서와 같이 1자유도 스프링-질량-감쇠계로 가정하면, 이 밸브에 작용하는 외력은 흡입실과 실린더 내부 압력차이에 흡입밸브의 단면적을 곱한 값으로 나타낼 수 있으므로 흡입밸브의 거동은 식 (8)과 같이 된다.

$$m_1\ddot{x}+c_1\dot{x}+k_1x=\pi r_1^2(P_1-P_2(t)) \quad (8)$$

여기서, m_1, c_1 및 k_1은 각각 흡입밸브의 모달(modal) 질량, 감쇠계수 및 선형 탄성계수를 나타낸다. 반발계수는 윤활오일의 점성력이 밸브판과 시트(seat)사이의 반발력을 완전히 흡수한다는 가정 하에 무시하였다.

2.2 토출포트에서의 지배방정식 유도

토출밸브는 실린더 내부의 압축가스에 의하여 열리지만 멈추개(stopper)에 의하여 열리는 양이 제한되고 가로막개(keeper)에 의하여 더 이상 열리지 못하도록 구성되어 있다. 흡입포트에서와 마찬가지로 토출포트에서도 베르누이방정식을 적용함으로써 토출되는 유체의 속도 w_4와 토출밸브의 변위 y에 대한 방정식을 식 (9), (10)과 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{P_3(t)-P_4}{\rho_d}=\frac{w_4^2-w_3^2}{2}+J_{34}(y)(y\dot{w}_4+\dot{y}w_4) \quad (9)$$

$$J_{34}=\frac{2C_d(t_2+y(1-C_d))}{r_2}+(\ln r_{vd}-\ln\frac{2r_2}{3})\cdot\frac{r_2}{y} \tag{10}$$

여기서, 단독으로 쓰인 아래첨자 3과 4는 각각 토출포트 전후에서의 값들을 의미하고, ρ_d는 토출되는 가스의 밀도이고 정방향 유동(토출포트를 통하여 실린더를 빠져나가는 흐름)과 역방향 유동(토출포트를 통하여 실린더 내부로 들어오는 흐름)에 대하여 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\rho_d=\begin{cases}\dfrac{m_g(t)}{V(t)} & (w_4<0)\\ \dfrac{P_4}{RT_4} & (w_4>0)\end{cases} \tag{11}$$

T_4는 토출실에서의 가스의 온도이고, C_d는 토출밸브를 통하여 흐르는 유동의 면적보정계수이다.

토출밸브의 거동은 멈추개(stopper)와 가로막개(keeper)를 고려하여 흡입밸브에서와 동일한 방법으로 식 (12)와 같이 나타난다.

$$(m_2+m_3)\ddot{y}+G(y)\dot{y}+H(y)y =\pi r_2^2(P_3(t)-P_4)-f_{pr} \tag{12}$$

$$G(y)=\begin{cases}c_2 & (y\le y_0)\\ c_2+c_3 & (y>y_0)\end{cases}$$

$$H(y)=\begin{cases}k_2 & (y\le y_0)\\ k_2+k_3 & (y>y_0)\end{cases}$$

여기서 f_{pr}은 토출밸브가 설치될 때부터 가해지는 예하중(preload)이고, y_0는 밸브시트와 멈추개(stopper) 사이의 간격이다. m_2, c_2 및 k_2는 토출밸브의 모달질량, 감쇠계수 및 선형 탄성계수이고, m_3, c_3, k_3는 각각 멈추개의 모달질량, 감쇠계수, 선형 탄성계수이다. 밸브판과 시트사이의 충격시 발생되는 반발력은 무시되었다.

2.3 실린더 내부의 압력과 가스질량

실린더 내부가스의 압력 $P_2(t)$는 가스가 이상기체와 같이 상태변화를 한다고 가정할 때 식 (13)과 같이 표현된다.

$$P_2(t)=\frac{m_g(t)RT_2}{V(t)} \tag{13}$$

실린더 내부의 온도변화에 대한 압력변화식은 에너지 방정식으로부터 얻을 수 있으나[1), 2)], 본 논문에서는 일정하다고 가정하였다.

그리고, 흡입과 토출, 역류에 의한 실린더 내부 가스 질량의 변화율은 식 (14)와 같이 표현된다.

$$\dot{m}_g(t)=2\pi[C_s r_1\rho_s(t)x(t)w_2(t) -C_d r_2\rho_d(t)y(t)w_4(t)] \tag{14}$$

2.4 실린더의 체적 변화

Fig.2에서의 피스톤 변위 z는 회전체가 일정한 속도로 회전하고, 커넥팅로드(connecting rod)가 변형을 하지 않는다고 생각할 때 식 (15)와 같이 회전 각도의 함수로 표현된다.

$$z(\theta)=e[1-\cos\theta+\frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta})]$$
$$\lambda=\frac{e}{l} \tag{15}$$

따라서, 실린더 내부의 전체 체적은 다음과 같다.

$$V(\theta)=V_0+\pi R^2 z(\theta) \tag{16}$$

2.5 유동면적 보정계수

면적 보정계수는 다음과 같이 정의된다[5].

$$C=\frac{1}{\sqrt{\xi}} \tag{17}$$

여기서, ξ는 손실계수로서 식 (18)과 같이 정의된다.

$$\Delta P=\frac{1}{2}\xi\rho w^2 \tag{18}$$

w는 임의의 두 지점간의 압력 변화 ΔP로부터 야기되는 유동의 속도이다.

면적 보정계수가 양의 밸브변위에 대하여 쌍곡선의 형태로 나타나므로[6] 본 논문에서는 식 (19)와 같은 근사적인 쌍곡선 식을 이용하였다.

$$C(\delta)\approx\frac{0.0035}{\delta+0.0035} \tag{19}$$

δ의 단위는 길이[mm]로서 밸브의 변위를 나타낸다. 그러면 흡입포트에서의 면적보정계수 C_s와 토출포트에서의 면적보정계수 C_d는 각각 $C(x)$와 $C(y)$로 표기된다.

3. 밸브 거동 실험

3.1 실험장치의 구성

실험장치는 Fig.4와 같이 구성하였으며, 프록시메타(proximetor;직경 5mm, Bently Nevada사, 모델 20885-01)를 이용하여 왕복동식 압축기의 회전을 측정하고 피스톤의 위치를 알 수 있도록 하였다. 흡입밸브의 목부분에 스트레인게이지(strain gauge;게이지 길이 2mm, M&M사)를 설치하고 신호조절증폭기(signal conditioning ampifier, Measurement Group, 모델 2310)와 조합하여 흡입밸브의 거동을 측정하였다.

왕복동식 압축기의 피스톤이 상사점(top dead center, TDC)에 위치할 때 기준 신호가 발생되도록 프록시메타를 조정하고, 피스톤의 운동에 다른 실린더 내부의 압력변화에 의한 흡입밸브의 거동 및 개폐시기와 프록시메타에서 측정한 피스톤 운동을 비교할 수 있도록 구성하였다.

또, 흡입구와 토출구에서의 압력 및 온도를 측정하여 수치해석의 입력 데이터로 활용할 수 있도록 하였다.

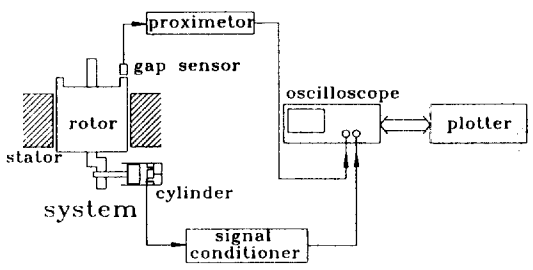


Fig.4 Schematics of experimental set up

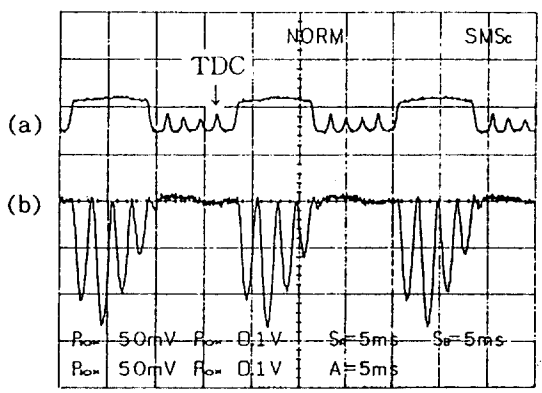
3.2 실험결과

실험결과는 Fig.5에 보이는 바와 같고 밸브가 열릴 때 스트레인게이지는 압축을 받으므로 음의신호를 나타내게 된다. 이 그래프로부터 회전체 1회전당 밸브의 플러터(flutter) 수와 밸브가 열리는 시간의 상사점으로부터의 위상을 알 수 있다. 또한, 피스톤이 하사점에 있을 때 밸브가 닫혀있는지 아니면 아직 닫히지 않았는지도 알 수 있고, 이에 따른 역류의 가능성도 짐작할 수 있다. Fig.5에서 피스톤이 하사점을 지난 후에도 아직 닫히지 않고 플러터를 일으키고 있음을 알 수 있으며 이로써 흡입실(suction chamber)로 가스가 역류되고 이것이 주기적인 맥동을 일으킬 수 있을 것으로 예측된다.

4. 이론식의 수치해석

식 (4), (8), (9), (12), (13), (14), (16)을 무차원화(부록참조)하고, 4차 Runge-Kutta방법을 이용하여 수치해석을 수행하였다. 실린더 내부의 압력이 준 정상적으로 변화한다는 가정을 만족시키기 위해서는 미소시간간격이 충분히 작아야하는데 본 논문에서는 회전체의 한 회전주기를 30000~40000개의 미소시간으로 나누었다.

수치해석 프로그램을 실행시키는데 기본적으로 필요한 흡입실과 토출실에서의 가스의 온도 및 압



(a) Rotation of the rotor
(b) Lift of suction valve

Fig.5 Experimental result

력은 실제 압축기를 작동시킴으로써 측정하였고, 밸브의 동특성은 FEM 패키지인 NISA와 모달테스팅(modal testing)을 이용하여 얻었다(Table 1 참조).

5. 결과 및 검토

5.1 실험과 수치해석 결과의 비교 검토

실험을 할 때의 토출실에서의 압력은 3kg$_f$/cm^2 (294000 Pa)로 측정되었는데(실제 작동상태에서는 Table 1의 P_4값을 나타냄) 이는 실험장치에서의 완전한 밀폐가 이루어지지 않은 결과이다. 수치해석 프로그램에서는 이 실험결과와 비교하기 위하여 3 kg$_f$/cm^{2}의 토출압력을 이용하였다. 실험에서의 순환기체로는 공기를 이용하였으나 밸브의 거동은 순환기체의 물성치에는 거의 영향을 받지 않고 흡입밸브와 구동모터의 진동수비에 많은 영향을 받는 것으로 예비해석을 통하여 나타났기 때문에 기체상수는 실제냉매인 R134a의 값을 이용하였다.

Fig.5와 Fig.6를 비교할 때 수치해석 결과로 나온 흡입밸브의 거동은 실험에서 측정한 것과 정성적으로 일치하므로 이론적인 모델링 과정이 올바르다고 할 수 있고, 해석을 계속 진행시킬 수 있다.

Fig.7은 압축기의 실제 작동 상태에서의 토출실 압력을 대입하여 얻은 흡입밸브와 토출밸브의 거동을 수치해석한 결과이다.

Table 1 Input properties for numerical simulation

properties	input data	properties	Input data
P_1	1.1525e5 [Pa]	P_4	1.4684e6 [Pa]
T_1	335.5 [K]	T_2	368.0 [K]
r_1	2.85 [mm]	r_2	2.50 [mm]
t_1	2.72 [mm]	t_2	1.78 [mm]
r_{vs}	4.75 [mm]	r_{vd}	3.45 [mm]
ξ_s^*	0.03268	ξ_d^*	0.20
m_1	1.3359e-4 [kg]	R	81.486 [J/kg·K]
k_2	780 [N/m]	ω_d^{**}	2963 [rad/sec]
V_0^{***}	0.9e-7 [m^3]	y_0	1 [mm]
λ	0.2049	T_4	401.7 [K]

* damping ratios; the subscripts 's' and 'd' mean suction and discharge valve, respectively

** natural frequency of diacharge valve

*** chearence volume of the cylinder

5.2 밸브의 거동

수학적 모델이 압축기의 밸브거동을 잘 표현하므로 매개변수(parameter)를 변화시킬 때 밸브의 거동이 어떻게 바뀌는가에 대한 연구를 진행시킬 수 있다. 본 논문에서 매개변수로 선택한 변수는 구동모터의 회전수와 흡입밸브의 고유진동수이다.

Fig.8(a)는 모터 회전수의 변화에 따른 흡입밸브의 정성적인 거동양상을 나타낸다. 종축의 '0'은 피스톤의 상사점, '0.5'는 피스톤의 하사점 그리고 '1'은 1회전 후의 피스톤의 상사점을 나타낸다.

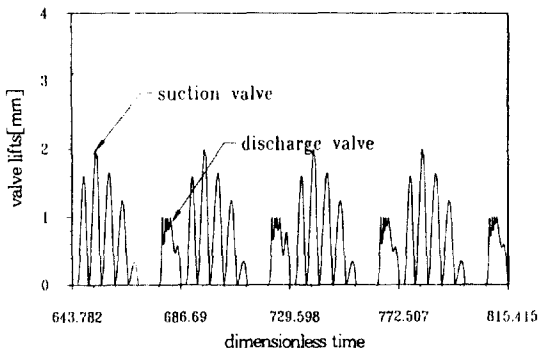


Fig.6 Numerical simulation with the P_4 of experiment

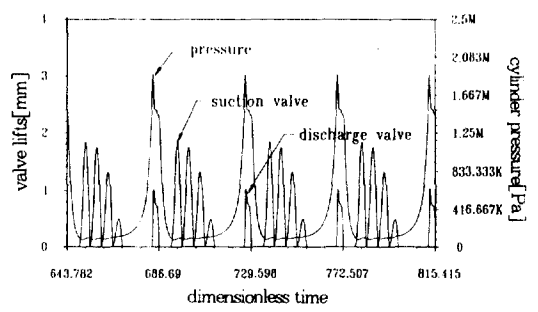


Fig.7 Numerical simulation of the real system with the P_1 and P_4 of operating condition.

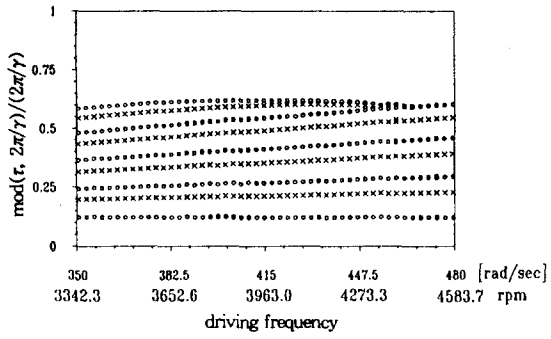


Fig.8(a) Open and peaking time of the suction valve for various driving frequency
○ : Open time × : Peaking time

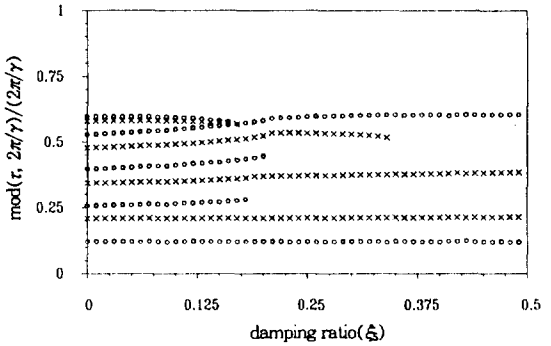


Fig.8(b) Open and peaking time of the suction valve for various damping ratio
○ : Open time × : Peaking time

Fig.8에서 흡입밸브의 개폐시간을 모터의 회전주기를 기준으로 알 수 있고, 모터의 1회전주기 내에서의 밸브 플러터횟수 뿐만 아니라 플러터를 하는 동안 밸브와 시트와의 접촉여부도 알 수 있다. 본 논문의 범위를 벗어나지만 플러터를 하는 동안 밸브와 시트의 접촉 여부는 압축기의 소음 및 밸브 수명과 관련하여 매우 중요한 의미를 갖게 된다.

Fig. 8(a)에서 보는 바와 같이, 구동모터의 회전속도가 415rad/sec일 때의 플러터의 횟수는 4회이고 회전속도가 증가함에 따라 마지막 플러터의 최대 변위는 감소함을 알 수 있으며, 또한 피스톤이 하사점을 지난 후에도 흡입밸브는 열려있음을 알 수 있다.

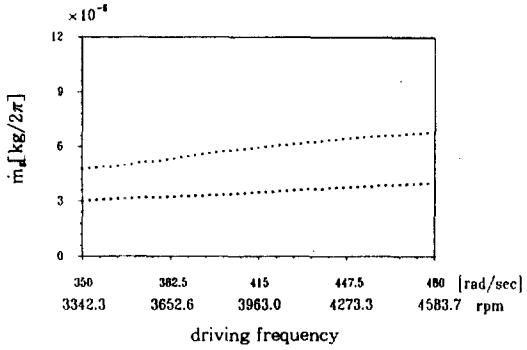


Fig.9 Changes of gas mass delivery during a dimensionless time period of 2π
○ : ω_s=2500[rad/sec], ξ_s=0.03268
× : ω_s=1600[rad/sec], ξ_s=0.03268

밸브의 감쇠계수를 증가시키면 밸브시트와의 충격을 막을 수 있어서 밸브의 수명을 연장시킬 수 있지만 밸브가 닫히는 시간이 피스톤의 하사점에서 많이 벗어나게 되고 다라서 역방향 유동이 많아지게 된다(Fig.8 (b)).

5.3 가스의 질량유량

Fig.9는 모터의 회전수 변화에 따른 실린더 내부의 질량유량 변화를 나타낸 수치해석의 결과로써, 무차원 시간 2π동안의 질량유량은 예상되는 바와 같이 구동모터의 회전 속도가 증가할수록 증가한다. 이것은 회전속도가 증가할 때 흡입밸브와 토출밸브를 통과하는 유동의 속도가 빨라지기 때문이다.

밸브의 고유진동수를 낮출 경우에도 같은 효과를 볼 수 있지만 이 경우 질량유량 증가의 원인은 앞의 경우와는 달리 밸브의 고유진동수가 낮아짐에 따라 밸브의 변위가 커지고 유효유동면적이 증가하기 때문이다.

한편, 감쇠계수의 질량유량에 대한 영향은 거의 없는 것으로 나타났으며, 이는 감쇠계수가 증가할 때의 유효유동면적 감소에 의한 유량감소와 유동속도의 증가에 의한 유량증가가 균형을 이루는데서 그 원인을 찾을 수 있다.

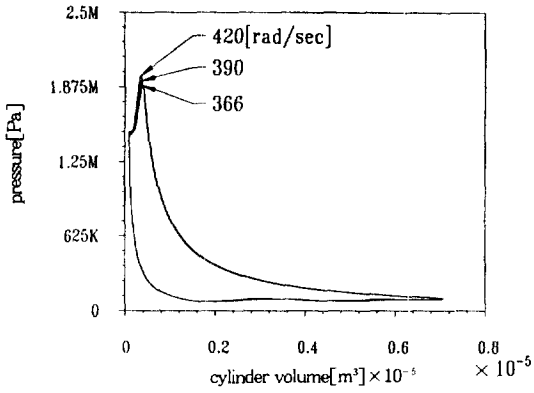


Fig.10 P-V diagrams for several Ω s.
$\omega_S=2500$[rad/sec], $\xi_S=0.03268$

5.4 가스에 가해진 일

구동모터회전의 한 주기동안 가스에 가해진 일의 양은 Fig.10의 압력-체적선도(P-V선도)의 면적을 계산함으로써 측정된다. 밸브의 감쇠계수의 영향은 질량유량의 경우와 마찬가지로 거의 무시할 수 있다. 반면에 구동모터의 회전속도를 증가시킴으로써 상당한 양의 일의 증가효과를 얻을 수 있다. 그것은 주로 압축과정의 끝 부분에서 발생되는 압력의 급격한 상승과 토출밸브가 열려있는 동안의 압력의 상승에 기인한다.

압축기의 냉동능력 관점에서, 밸브의 탄성을 감소시킴으로써 가해진 일의 양을 증가시킬 수 있으나, 과도한 탄성의 감소는 밸브의 빠른 파괴를 유발하게 되므로 구동모터의 회전속도를 증가시켜 성능을 향상시키는 것이 바람직할 것이다.

6. 결 론

본 논문에서는 왕복동식 압축기에서 밸브와 가스의 상호작용을 고려하여 흡입과 토출 전과정에 대한 수학적 모델이 제시되었고, 그 응용 가능성이 실험적으로 검증되었다. 실린더 내부의 압력변화에 의하여 흡입밸브와 토출밸브에 플러터가 발생하며 이것은 압축기의 성능 및 밸브의 수명에 영향을 미칠 것으로 예상된다.

압축기의 성능은 구동모터의 회전속도를 증가시키거나 흡입밸브의 고유진동수를 감소시킴으로써 향상시킬 수 있으나 시스템의 수명을 고려할 때 구동모터의 회전수를 증가시키는 방향이 검토되어야 할 것이다.

마지막으로 본 논문의 결과는 단순화된 수학적 모델에 대한 수치해석 결과를 분석한 것이므로 실험에 의한 재확인이 필수적임을 강조하고자 한다.

부록(지배방정식의 무차원화)

지배방정식을 무차원화하기 위하여 다음과 같이 피스톤이 최대 선형속도로 팽창을 계속하여 정상상태에 이르렀을 때, 흡입포트에서의 유체속도(W_2), 흡입밸브의 변위(X), 실린더 내부의 가스의 압력(P_{2ss})을 기준값으로 정하였다.

$$\frac{k_1 X}{\pi r_1^2 \rho_S}=\frac{W_2^2}{2}-\frac{R^4\Omega^2 e^2}{2r_1^4} \tag{A-1}$$

$$XW_2=\frac{R^2\Omega e}{2\tau_{vs}C_{vs}} \tag{A-2}$$

$$k_1 X=\pi r_1^2(P_1-P_{2ss}) \tag{A-3}$$

여기서, C_{SS}는 정상상태에서의 면적보정계수이다. 그러면 다음과 같은 무차원 변수와 상수들을 정의할 수 있다. 실린더 내부 가스의 질량을 무차원화하기 위하여 초기질량($m_g(0)$)을 기준으로 하였다.

$$\omega_s^2=\frac{k_1}{m_1} \qquad \omega_d^2=\frac{k_2}{m_2}$$

$$\omega_b^2=\frac{k_2+k_3}{m_2} \qquad \xi_s=\frac{c_1}{2m_1\omega_s}$$

$$\xi_d=\frac{c_2}{2m_2\omega_d} \qquad \xi_b=\frac{c_2+c_3}{2m_2\omega_b} \tag{A-4}$$

$$\eta=\frac{x}{X} \qquad \zeta=\frac{y}{X}$$

$$\tau=\omega_s t \qquad v_2=\frac{w_2}{W_2}$$

$$v_4=\frac{w_4}{W_2} \qquad \mu=\frac{m_g}{m_g(0)}$$

$$\gamma=\frac{\Omega}{\omega_s}$$

최종적으로 다음과 같은 무차원 지배방정식을 얻는다.

$$\Pi_1=N_1v_2^2-N_2C_s^2(\frac{R}{r_1})^4\eta^2v_2^2 + (N_3+N_4\eta+\frac{N_5}{\eta})(\eta v_2'+\eta' v_2) \quad (A\text{-}5)$$

$$\eta''+2\xi_S\eta'+\eta=\Pi_1 \quad (A\text{-}6)$$

$$\Pi_2=N_1\rho^*v_4^2-N_2(\frac{R}{r_1})^4r^{*-2}\rho^*C_d^2\zeta^2v_4^2 + (N_6+N_7\zeta+\frac{N_8}{\zeta})(\zeta v_4'+\zeta' v_4) \quad (A\text{-}7)$$

$$\zeta''+\Xi(\zeta)\zeta'+K(\zeta)\zeta = m^{*-1}r^{*2}\Pi_2-\frac{f_{fr}}{m_2X\omega_s^2}$$

$$\Xi(\zeta)=\begin{cases}2\xi_d(\frac{\omega_d}{\omega_s}) & (\zeta\le\zeta_0=\frac{y_0}{X})\\ 2\xi_b(\frac{\omega_b}{\omega_s}) & (\zeta>\zeta_0)\end{cases} \quad (A\text{-}8)$$

$$K(\zeta)=\begin{cases}(\frac{\omega_d}{\omega_s})^2 & (\zeta\le\zeta_0)\\ (\frac{\omega_b}{\omega_s})^2 & (\zeta>\zeta_0)\end{cases}$$

$$\mu'=N_9(C_s\eta v_2-C_dr^*\rho^*\zeta v_4) \quad (A\text{-}9)$$

$$V(\tau)=V_0+\pi R^2e[1-\cos\gamma\tau + \frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma\tau})] \quad (A\text{-}10)$$

식을 간략하게 하기 위하여 다음과 같은 계수를 정의 하였다.

$$\Pi_1=\frac{P_1-P_2}{P_1-P_{2ss}} \qquad \Pi_2=\frac{P_3-P_4}{P_1-P_{2ss}}$$

$$N_1=\frac{\rho_sW_2^2}{2(P_1-P_{2ss})} \qquad N_2=\frac{\rho_se^2\Omega^2}{2(P_1-P_{2ss})}$$

$$N_3=\frac{2\rho_sXW_2\omega_sC_st_1}{r_1(P_1-P_{2ss})} \qquad N_4=\frac{2\rho_sX^2W_2\omega_sC_s(1-C_s)}{r_1(P_1-P_{2ss})}$$

$$N_6=\frac{2\rho_dXW_2\omega_sC_dt_2}{r_2(P_1-P_{2ss})} \qquad N_7=\frac{2\rho_dX^2W_2\omega_sC_d(1-C_d)}{r_2(P_1-P_{2ss})}$$

$$N_5=\frac{\rho_sXW_2\omega_sr_1}{X(P_1-P_{2ss})}[\ln\{t_1+(1-\frac{C_s}{2})X\eta + r_{vs}-\frac{2r_1}{3}\}-\ln\{t_1+(1-\frac{C_s}{2})X\eta\}]$$

$$N_8=\frac{\rho_dXW_2\omega_sr_2}{X(P_1-P_{2ss})}[\ln\{t_2+(1-\frac{C_d}{2})X\zeta + r_{vd}-\frac{2r_2}{3}\}-\ln\{t_2+(1-\frac{C_d}{2})X\zeta\}]$$

$$r^*=\frac{r_2}{r_1} \qquad \rho^*=\frac{\rho_d}{\rho_s} \qquad m^*=\frac{m_2}{m_1}$$

참 고 문 헌

1. Sun, S. Y. and Ren, T. R., 1995, "New Method of Thermodynamic Computation for a Reciprocation Compressor : Computer Simulation of Working Process", Int. J. Mech. Sci., Vol. 37, No. 4, pp. 343~353.
2. Kim, J. W., 1994, "Real Gas Analysis for the Performance of a Reciprocating Compressor", Journal of Air Conditioning and Refrigeration, Vol. 2, pp. 62~70.
3. White, F. M., 1988, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, New York.
4. Böswirth, L., 1984, "A Model for Valve Flow Taking Nonsteady Flow into Account-Part Ⅰ, Ⅱ", Proceedings of the 1984 Purdue Compressor Technology conference, pp. 227~241.
5. Böswirth, L., 1990, "Non-Steady Flow in Valves", Proceedings of the 1990 Purdue Compressor Technology conference, pp. 664~673.

6. Böswirth, L., 1982, "Theoretical and Expermental Study on Flow in Valve Channels-Part I, II", Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 38~53.
7. Soedel, W., 1984, *DESIGN AND MECHANICS OF COMPRESSOR VALVES*, Purdue University, West Lafayette.