

선형 압축기의 동적 거동 예측 Simulation Tool 개발

전수홍* · 정의봉† · 이효재** · 김당주***

(원고접수일 : 2008년 12월 29일, 원고수정일 : 2009년 3월 17일, 심사완료일 : 2009년 5월 12일)

Development of Simulation Tool for Dynamic Behavior of a Linear Compressor

Soo-Hong Jeon* · Weui-Bong Jeong† · Hyo-Jae Lee** and Dang-Ju Kim***

Abstract : A linear compressor used in a refrigerator has higher energy efficiency than a reciprocating compressor, but its vibration level is still severe than others. The vibration level of linear compressor at the frequency of 60Hz is dominant since it is the exciting frequency of a motor. In this paper, a simulation tool to predict the shell vibration of the linear compressor was developed. The shell and body parts in a compressor were assumed to be 3-dimensional rigid body having both translational and rotational motion, while the reciprocating piston part has only 1-dimensional translational motion. The flexible loop-pipe was modeled by in-house code of finite element method. To verify the developed tool, five cases of different loop-pipe shapes were examined experimentally. The results by the developed tool showed good agreements with those by experiments.

Key words : Linear compressor(선형 압축기), Vibration(진동), Rigid body(강체), Loop pipe (루프 파이프)

1. 서 론

m_p : 피스톤의 질량(kg)

M_b : 몸체의 질량(kg)

M_s : 셸의 질량(kg)

k_m : main spring의 강성(N/m)

k_s : 지지 스프링의 강성(N/m)

k_g : ear spring의 강성(N/m)

y_p : 피스톤의 변위(m)

x_b, y_b, z_b : 몸체의 변위(m)

$\theta_{bx}, \theta_{by}, \theta_{bz}$: 몸체의 각변위(rad)

x_s, y_s, z_s : 셸의 변위(m)

$\theta_{sx}, \theta_{sy}, \theta_{sz}$: 셸의 각변위(rad)

F : 피스톤과 몸체에 작용하는 힘(N)

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-2337)

* 부산대학교 대학원 기계공학부

** LG전자

*** (주)로커스

1. 서 론

냉장고나 에어컨 등 가전제품의 핵심부품인 압축기는 성능향상도 중요하지만 진동소음의 저감도 항상 중요한 연구대상이며 많은 사람들에 의해 연구되어 왔다. Hwang⁽¹⁾은 통계적 에너지 해석법을 이용하여 회전식 압축기 부품사이의 파워흐름의 전달경로를 규명하였고, Jeong⁽²⁾은 회전식 압축기 운동부에 대한 운동방정식과 모터토크 특성방정식의 연성을 고려하여 전원공급 및 차단시의 과도진동을 해석하였다. Kim⁽³⁾은 가변속 왕복동식 압축기의 동적거동해석 모델을 이용하여 코일 스프링 및 토출관을 통해 밀폐용기로 전달되는 힘을 분석하였다. Kim⁽⁴⁾은 실험과 해석의 결과비교를 통하여 왕복동식 압축기의 흡입 및 토출밸브의 동적거동을 고찰하였으며, Park⁽⁵⁾은 선형 압축기의 피스톤과 실린더 간의 상대운동의 방향이 바뀌는 순간에 발생하는 진동현상을 규명하였다.

여러 압축기 중에서 선형 압축기는 공진현상을 이용하여 작은 에너지로부터 큰 운동을 이끌어냄으로써 기존의 왕복 압축기보다 에너지효율 면에서 우수하여 냉장고를 중심으로 사용되어지고 있다. 그러나 큰 질량을 갖고 직선운동을 하는 운동부의 관성력으로 인하여 진동레벨이 크다는 단점이 있다. 특히 왕복 운동하는 관성력은 모터의 작동주파수인 60Hz에서 큰 진동을 유발시킨다. 선형압축기의 진동레벨을 감소시키기 위해서는 설계 변경된 모델을 제작하고 실험을 통하여 개선여부를 판단하여야하므로 많은 노력과 비용을 필요로 하게 된다. 따라서 설계 변경 실험대신 simulation으로 예측할 수 있는 tool이 절실히 필요하다.

본 연구에서는 모터 작동주파수인 60Hz에서 선형압축기 부품들의 거동과 셸(shell)의 진동을 예측할 수 있는 simulation tool을 개발하고자 한다. 60Hz 근처의 저주파수에서는 압축기 셸과 몸체(body) 및 피스톤(piston)은 강체로 가정할 수 있다. 그러나 루프파이프는 매우 유연하므로 탄성체로 가정하여 직접 코딩한 보요소의 유한요소 모델링을 수행한다. 그리고 강체 모델링과 탄성체 모델링을 결합하여 실린더 가스 압축력에 의한 압축

기의 진동 응답을 해석한다. 그리고 서로 다른 5종류의 루프파이프 형상을 제작하고 실제 작동중인 압축기의 셸 표면에서의 가속도 응답을 계측하여 개발된 simulation tool을 검증한다.

2. 선형 압축기의 모델링

2.1 선형 압축기의 개요

선형압축기의 개략도는 Fig. 1과 같다. 선형 압축기는 크게 운동부인 피스톤(m_p)과 몸체(M_b)와 셸(M_s)로 구성되어있다. 또한 몸체와 셸은 지지스프링(k_s)으로 연결되어 있을 뿐만 아니라 냉매의 이동경로인 루프파이프와도 연결되어있다. 피스톤은 몸체 내부에서 60Hz로 왕복운동을 하며 냉매를 압축시킨다. 여기서 피스톤(m_p)과 main spring(k_m)의 고유진동수가 모터작동주파수인 60Hz 근처로 설계되어 공진현상을 발생시켜 작은 에너지로도 높은 압축능력을 발휘하게 된다. 모터의 작동주파수인 60Hz에서는 피스톤과 몸체 및 셸은 강체로 가정할 수 있다. 강체인 피스톤은 수평방향으로만 병진운동을 하므로 1자유도로 가정할 수 있지만 강체인 몸체와 셸은 3차원 거동을 하므로 3방향의 병진운동과 3방향의 회전운동을 모두 고려하여 각각 6자유도로 가정한다. 루프파이프는 매우 유연하므로 60Hz에서도 강체로 가정할 수 없고 탄성체로 모델링해야 한다.

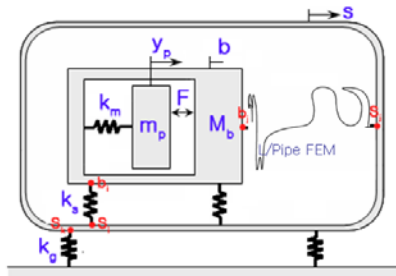


Fig. 1 Schematic diagram of linear compressor

2.2 강체의 모델링

선형압축기를 구성하는 강체 중에서 피스톤은 1

자유도 병진운동만 하지만 병진과 회전을 동시에 하는 몸체와 셸은 질량과 질량관성모멘트를 필요로 한다. 그러므로 각 강체의 질량중심 좌표계에 대한 운동에너지는 다음과 같이 2차 형식으로 나타낼 수 있다.

$$KE = \frac{1}{2} m_p \dot{y}_p^2 + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{ix} \\ \dot{\theta}_{iy} \\ \dot{\theta}_{iz} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ -I_{Gxy} & I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{ix} \\ \dot{\theta}_{iy} \\ \dot{\theta}_{iz} \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{y}_s \\ \dot{z}_s \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{y}_s \\ \dot{z}_s \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{sx} \\ \dot{\theta}_{sy} \\ \dot{\theta}_{sz} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_{Gsx} & -I_{Gsy} & -I_{Gsz} \\ -I_{Gsy} & I_{Gsy} & -I_{Gsz} \\ -I_{Gsz} & -I_{Gsz} & I_{Gsz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{sx} \\ \dot{\theta}_{sy} \\ \dot{\theta}_{sz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

한편, 피스톤과 몸체는 main spring(k_m)으로 연결되어 있고, 몸체와 셸은 지지 스프링(k_s)로 연결되어 있으며 셸은 ear spring(k_g)으로 바닥 지지되어 있다. 강체인 몸체와 셸은 각각의 질량중심점의 변위를 좌표로 사용하고 있지만 강체들 사이의 스프링의 연결점은 강체내의 중심점이 아니므로 두 점 사이 변위의 변환행렬이 필요하다.

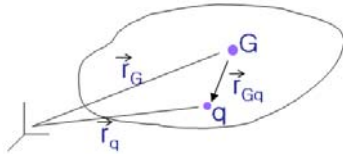


Fig. 2 Rigid body transform

병진, 회전운동을 하는 강체가 Fig. 2와 같이 존재할 때 강체의 중심 G 와 강체 내 임의점 q 에 대한 속도의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

$$\vec{v}_q = \vec{v}_G + \vec{\omega} \times r_{Gq} \quad (2)$$

식(2)의 속도성분을 행렬로 바꾸어 나타내면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} u_q \\ v_q \\ w_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_G \\ v_G \\ w_G \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & z_{Gq} & -y_{Gq} \\ -z_{Gq} & 0 & x_{Gq} \\ y_{Gq} & -x_{Gq} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & z_{Gq} & -y_{Gq} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{Gq} & x_{Gq} \\ 0 & 0 & 1 & y_{Gq} & -x_{Gq} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_G \\ v_G \\ w_G \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} \quad (3)$$

그러므로 main spring과 지지 스프링 및 ear spring이 갖는 위치에너지를 강체의 질량 중심점 좌표로 표현하면 다음과 같다.

$$PE = \frac{1}{2} k_m (y_p - y_b)^2 + \frac{1}{2} \sum_i \begin{bmatrix} x_{bi} - x_{si} \\ y_{bi} - y_{si} \\ z_{bi} - z_{si} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} k_{sxi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{syi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{szi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{bi} - x_{si} \\ y_{bi} - y_{si} \\ z_{bi} - z_{si} \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \sum_k \begin{bmatrix} x_{sk} \\ y_{sk} \\ z_{sk} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} k_{gsk} & 0 & 0 \\ 0 & k_{gsk} & 0 \\ 0 & 0 & k_{gsk} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{sk} \\ y_{sk} \\ z_{sk} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\text{단, } \begin{bmatrix} x_{bi} \\ y_{bi} \\ z_{bi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \\ \theta_{bx} \\ \theta_{by} \\ \theta_{bz} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} x_{si} \\ y_{si} \\ z_{si} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_s \\ y_s \\ z_s \\ \theta_{sx} \\ \theta_{sy} \\ \theta_{sz} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} x_{sk} \\ y_{sk} \\ z_{sk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_s \\ y_s \\ z_s \\ \theta_{sx} \\ \theta_{sy} \\ \theta_{sz} \end{bmatrix}$$

여기서 행렬 $[T_{bi}]$, $[T_{si}]$, $[T_{sk}]$ 는 식(3)에서 주어지는 변환행렬이다. 아래첨자는 스프링 연결점을 나타내며 Fig. 1에 표시되어 있다.

2.3 강체와 탄성체의 결합

선형 압축기에서 탄성체로 가정한 루프파이프는 Euler-Bernoulli beam으로 가정하여 node당 6 자유도를 갖는 유한요소 모델링⁽⁷⁾을 하였다. 또한 루프파이프에는 진동저감을 위한 coil spring이 주위에 감겨져 있는데, coil spring은 루프파이프에 단단히 체결된 것이 아니라 단순히 감겨있기 때문에 루프파이프의 강성에는 영향을 주지 않으므로 coil spring의 질량성분만을 모델링에 고려하였다. FEM으로 모델링된 루프파이프의 질량행렬 (M)과 강성행렬(K)중에서 강체와 연결되는 부분의 node는 식(3)에서 정의된 변환행렬을 이용하여 강체중심의 좌표로 다음과 같이 변환할 수 있다.

$$KE = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} ()_1 \\ ()_{1p} \\ ()_{N1p} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} ()_1 \\ ()_{1p} \\ ()_{N1p} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} ()_b \\ ()_{1p} \\ ()_s \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} T_b^T & & \\ & I & \\ & & T_s^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_b & & \\ & I & \\ & & T_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} ()_b \\ ()_{1p} \\ ()_s \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} ()_b \\ ()_{1p} \\ ()_s \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} T_b^T M_{11} T_b & & \\ & T_b^T M_{22} T_b & \\ & & T_b^T M_{33} T_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} ()_b \\ ()_{1p} \\ ()_s \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 아래첨자 b 는 몸체(body), lp 는 루프파이프(loop-pipe), s 는 셸(shell)이다.

식(5)로 표현되는 루프파이프의 좌표와 식(1)로 표현되는 강체는 동일 좌표계를 사용하므로 결합하여 전체 시스템의 행렬을 다음과 같이 구성할 수 있다.

$$K \cdot E_{(s/M)} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} y_p \\ (\)_b \\ (\)_s \\ (\)_{lp} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_p & M_{pb} & & \\ M_{bp} & M_b & M_{bs} & \\ & M_{sb} & M_s & \\ & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_p \\ (\)_b \\ (\)_s \\ (\)_{lp} \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} (\)_b \\ (\)_{lp} \\ (\)_s \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} T_b^T M_{11} T_b & T_b^T M_{12} & T_b^T M_{13} T_s \\ M_{21} T_b & M_{22} & M_{23} T_s \\ T_s^T M_{31} T_b & T_s^T M_{32} & T_s^T M_{33} T_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (\)_b \\ (\)_{lp} \\ (\)_s \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} y_p \\ (\)_b \\ (\)_s \\ (\)_{lp} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_p & M_{pb} & 0 & 0 \\ M_{bp} & M_b + T_b^T M_{11} T_b & M_b + T_b^T M_{12} & T_b^T M_{13} T_s \\ 0 & M_b + T_b^T M_{12} T_b & M_b + T_b^T M_{13} T_s & T_s^T M_{32} \\ 0 & M_{21} T_b & M_{23} T_s & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_p \\ (\)_b \\ (\)_s \\ (\)_{lp} \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서 y_p 는 피스톤의 변위, $(\)_b$ 는 몸체 중심점의 6자유도 변위, $(\)_s$ 는 셸 중심점의 6자유도 변위, $(\)_{lp}$ 는 유한요소 모델링된 루프파이프 노드점의 변위이다.

식(6)과 같이 2차 형식으로 표현되는 운동에너지로부터 질량행렬을 추출할 수 있다. 강성행렬도 질량행렬과 동일한 방법으로 추출할 수 있다. 이강과 같이 강체와 탄성체를 결합모델에 대한 운동방정식으로부터 변위응답은 다음과 같이 계산되어진다.

$$([K]_{sum} - (2\pi f)^2 [M]_{sum}) \begin{pmatrix} y_p \\ (\)_b \\ (\)_s \\ (\)_{lp} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

여기서 주파수 f 는 모터의 작동진동수인 60Hz이다.

식(7)로부터 구해진 강체 셸 중심점의 변위 값으로부터 셸의 알고 싶은 응답점의 변위는 역시 강체 내의 두 점 사이의 변환행렬로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{bmatrix} x_{sr} \\ y_{sr} \\ z_{sr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{sr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ y_s \\ z_s \\ \theta_{sx} \\ \theta_{sy} \\ \theta_{sz} \end{bmatrix} \quad (8)$$

셸의 응답점의 가속도는 식(8)을 시간에 대하여 2번 미분하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{sr} \\ \ddot{y}_{sr} \\ \ddot{z}_{sr} \end{bmatrix} = -(2\pi f)^2 \begin{bmatrix} x_{sr} \\ y_{sr} \\ z_{sr} \end{bmatrix} \quad (9)$$

3. Simulation Tool 개발

선형 압축기의 동적거동예측 simulation tool의 알고리즘은 Fig. 3과 같고, 프로그램에 사용되는 입출력변수는 Table 1과 같다.

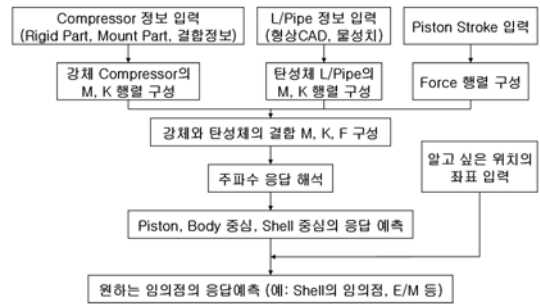


Fig. 3 Simulation tool algorithm

Table 1 Input and output data

input	rigid part	- piston (mass) - body (mass, moment of inertia) - shell (mass, moment of inertia) - center coordinate (body, shell)
	mount part	- main spring(y of k_m) - support spring(x, y, z of k_s) - ear spring(x, y, z of k_g)
	l/pipe part	- CAD data of pipe shape - properties(E, ρ , inner D, outer D)
	coupling information	- k_s coupling coord. (body, shell) - k_g coupling coord. (shell) - l/pipe coupling coord. (body, shell)
	external force	- piston stroke
output	output information	- piston response(y) - body response(x, y, z, $\theta_x, \theta_y, \theta_z$) - shell response(x, y, z, $\theta_x, \theta_y, \theta_z$) - arbitrary point response(x, y, z) - ear mount response(x, y, z)
	output properties	- displacement, velocity, acceleration

설정된 알고리즘을 바탕으로 사용자의 편의를 위해 VISUAL FORTRAN[®](8)을 이용하여 GUI 환경의 해석프로그램을 개발하였다. 선형 압축기의 주파수 응답 해석에 필요한 변위, 질량, 강성과 같은 물성치와 주요 변수들을 입력받기 위하여 Fig. 4~6과 같은 창을 사용할 수 있도록 구성하였다. Fig. 4는 강체 중심점 및 연결 스프링의 좌표값의 입력창이고, Fig. 5는 강체 특성의 입력창이며,

Fig. 6은 연결 스프링 특성의 입력창을 나타낸다. 필요시는 미리 작성된 파일을 읽어 올 수도 있다.

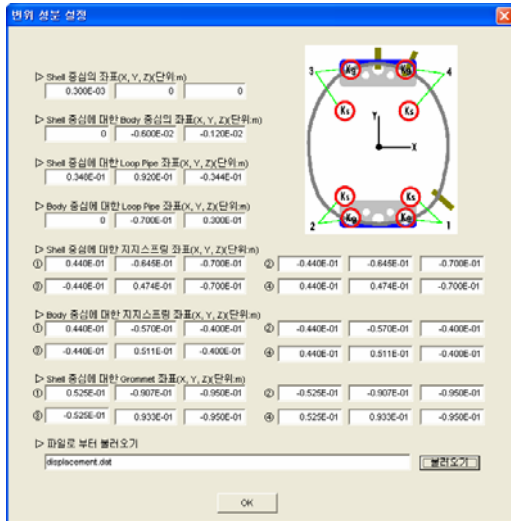


Fig. 4 Input window of coordinates

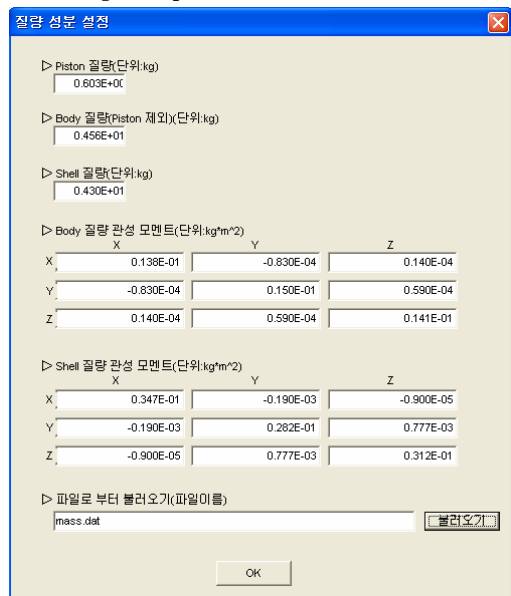


Fig. 5 Input window of rigid properties

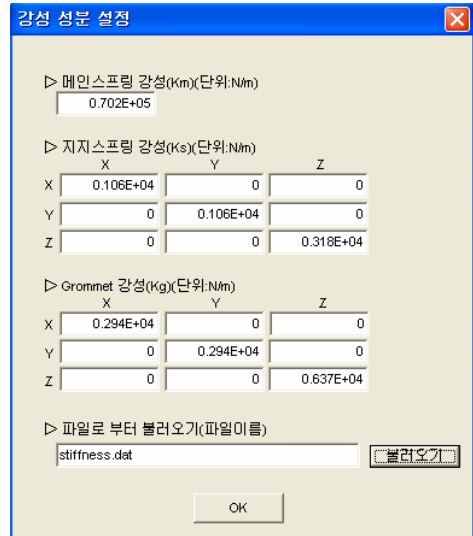


Fig. 6 Input window of stiffness properties

4. Simulation Tool의 검증

해석에 사용된 압축기의 입력 데이터는 Fig. 4~6에 나타나 있다. 그리고 검증을 위한 실험장치 구성을 Fig. 7에 나타낸다. 가속도 센서는 선형 압축기 셀 표면의 x, y, z 방향과 ear mount의 y, z 방향에 부착하여 진동을 측정하였다. 여기서 y방향은 피스톤의 왕복직선운동과 일치하는 수평방향이고, z방향은 상하방향을 나타낸다.



Fig. 7 Experimental setting of linear compressor

Simulation tool의 검증을 위하여 5가지 종류

의 루프파이프 모델을 제작하여 해석 및 실험을 수행하였다. 첫 번째 경우는 루프파이프가 제거되어 강제부분만이 있는 경우이며, 두 번째는 coil spring을 제거한 루프파이프가 설치된 경우이다. 세 번째는 루프파이프에 coil spring이 감겨져 있는 실제 제품화된 모델의 경우이다. 네 번째, 다섯 번째 경우는 Fig. 8과 같이 루프파이프의 일부에 6g과 12g의 질량을 각각 추가한 경우이다.

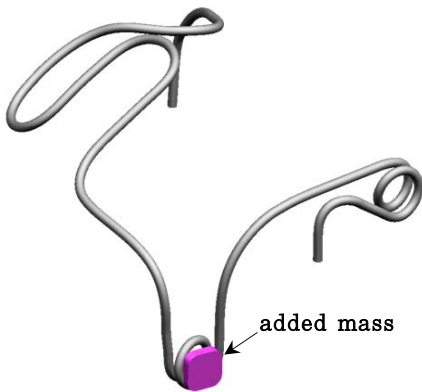


Fig. 8 Attaching the mass on the loop-pipe

셸의 중심점에서의 3방향 가속도 성분(a_x , a_y , a_z)과 ear mount 가속도의 수평성분(e_y) 및 수직 성분(e_z)의 예측값과 실험값의 비교를 Table 2에 나타내었다. 그리고 Table 2의 결과를 Fig. 9~13에 자세히 나타내었다. Fig. 9는 압축기 셸의 수평 횡방향(x-방향) 가속도를 나타내고, Fig. 10은 압축기 셸의 수평 종방향(y-방향) 가속도를 나타내며, Fig. 11은 압축기 셸의 수직방향(z-방향) 가속도를 나타낸다. 피스톤의 왕복 직선운동과 같은 방향인 y-방향의 가속도가 가장 크게 나타났으며, 수평 횡방향과 수직방향의 가속도 크기는 비슷함을 알 수 있다. 압축기에 루프파이프가 부착되면 압축기의 수평 및 수직성분의 가속도가 모두 증가되며, 루프파이프에 부착된 coil은 가장 문제가 되는 수평 종방향(y-방향) 가속도를 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다. Fig. 12는 ear mount의 수평방향(y-방향) 가속도를 나타내고, Fig. 13은 ear mount의 수직방향(z-방향) 가속도를 나타낸다. Ear mount에서도 수평방향(y-방

향) 가속도가 수직방향(z-방향) 가속도보다 크게 나타남을 알 수 있다. Simulation tool에 의한 예측 결과는 실험에서 측정한 값과 5가지의 모델에 대하여 비슷한 경향을 보이고 있음을 확인할 수 있다.

Table 2 Comparison of analysis with experiment

	pipeless	coilless	include coil	6g	12g
x	0.0001	-0.073	0.137	0.167	0.189
x(exp)	0.051	0.097	0.101	0.137	0.177
y	-0.436	-0.677	-0.218	-0.361	-0.448
y(exp)	0.52	0.774	0.361	0.427	0.47
z	0.003	-0.094	0.134	0.166	0.191
z(exp)	0.012	0.079	0.082	0.133	0.176
e(y)	-0.824	-0.931	-0.689	-0.677	-0.665
e(y,exp)	0.78	0.862	0.739	0.707	0.645
e(z)	0.373	0.147	0.584	0.469	0.399
e(z,exp)	0.266	0.152	0.446	0.373	0.336

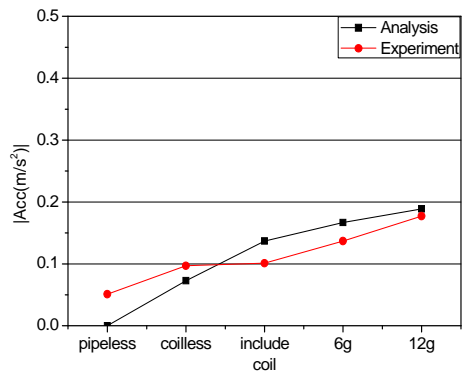


Fig. 9 Comparison of lateral acceleration of shell (a_x)

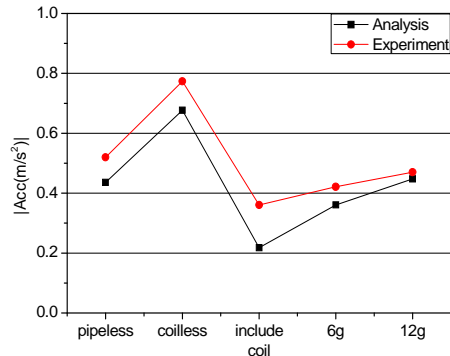


Fig. 10 Comparison of longitudinal acceleration of shell (a_y)

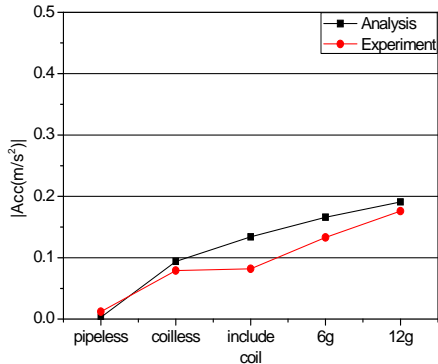


Fig. 11 Comparison of vertical acceleration of shell (a_z)

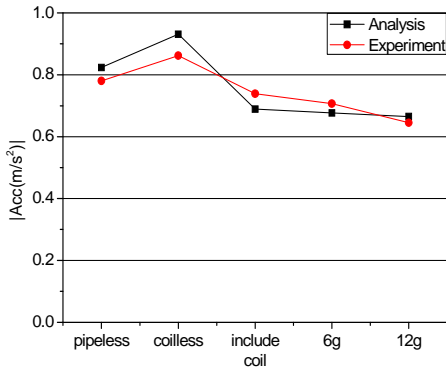


Fig. 12 Comparison of horizontal acceleration of ear mount (e_y)

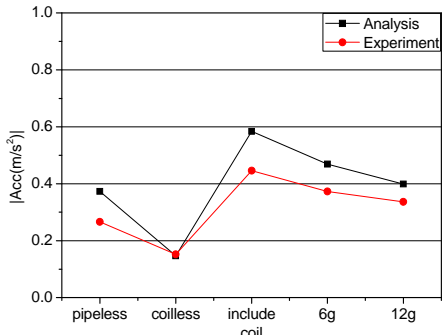


Fig. 13 Comparison of vertical acceleration of ear mount (e_z)

5. 결 론

선형 압축기의 모터 작동 주파수인 60Hz에서 운

동부 피스톤과 몸체의 동적 거동과 셸의 진동을 예측 할 수 있는 simulation tool을 개발하였다. 선형 압축기의 구성부품 중에서 피스톤, 몸체, 셸은 강체로 가정하였고, 루프파이프는 탄성체로 가정하여 결합된 운동방정식을 구성할 수 있게 하였다. 5가지의 서로 다른 루프파이프의 조건에 대하여 simulation tool의 예측 결과와 실험값은 비교적 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었으며, simulation tool의 타당성이 검증되었다. 개발된 tool을 이용하면 진동저감을 위한 선형압축기의 설계에 도움이 될 것이다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과입니다.

참고문헌

- [1] S. W. Hwang, W. B. Jeong, W. S. Yoo and K. H. Kim, 2004, "Transmission path analysis of noise and vibration in a rotary compressor by statistical energy analysis", KSME International Journal, Vol. 18(11), pp. 1909~1915.
- [2] W. B. Jeong, J. H. Kim, S. J. Ahn and S. W. Hwang, 2002, "Transient vibration analysis of a rotary compressor considering the coupled effects of motor", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12(11), pp. 847~855.
- [3] T. J. Kim, 2001, "Dynamic behavior analysis of a reciprocating compressor body with variable rotating speed", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11(8), pp. 374~383.
- [4] S. W. Kim and J. H. Park, 1998,

“Study on the dynamic behavior of suction and discharge valves in reciprocating compressor”, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 136~142.

- [5] J. C. Park, S. M. Wang and C. M. Jung, 2003, “Friction-induced vibration of a linear compressor”, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 695~700.
- [6] K. J. Waldron and G. L. Kinzel, 1999, “Kinetics, dynamics, and design of machinery”, Wiley.
- [7] M. Petyt, 1990, “Introduction to finite element vibration analysis”, Cambridge University.
- [8] D. K. Kim, 2004, “Windows fortran”, Gumi-book.



김당주(金堂胄)

1965년 10월생. 1990년 경남대학교 기계공학부 졸업(학사), 1992년 경남대학교 산업대학원 기계설계학과 졸업(석사), 현재 (주)로커스 공정부설연구소 소장/이사로 재직.

저 자 소 개



전수홍(田守洪)

1982년 1월생. 2007년 부산대학교 기계공학부 졸업(학사), 2009년 부산대학교 대학원 기계공학부 졸업(석사), 현재 부산대학교 대학원 기계공학부 박사과정



정의봉(鄭義峰)

1955년 생. 1978년 서울대학교 졸업(학사), 1980년 한국과학기술원 졸업(석사), 1990년 동경공업대학 졸업(박사), 1980년-현재 부산대학교 교수



이효재(李孝宰)

1968년 2월생. 1994년 부산대학교 기계설계공학과 졸업(학사), 2009년 부산대학교 대학원 지능기계공학과 졸업(석사), 현재 LG전자 CM사업팀 연구실 소속, 압축기 소음/진동 연구