

유한 요소 모델을 이용한 왕복동식 압축기 밸브의 거동 해석 및 형상 설계 민감도 해석

Computer Simulation and Shape Design Sensitivity Analysis of the Valve inside the Reciprocal Compressor using Finite Element Model

이제원* • 왕세명** • 주재만*** • 박승일*** • 이성태***

Jeawon Lee, Semyung Wang, Jaeman Joo, Seungil Park, Sungtae Lee

ABSTRACT

The goal of this research is the shape design of the valve using a computer simulation. For an analysis, a basic mathematical model describing compression cycle is considered as consisting of five sets of coupled equations. These are the volume equation (kinematics), valve dynamic equation (dynamics), ideal gas equation (thermodynamics), Bernoulli equation (fluid dynamics), and dynamic equation of fluid particle based on Helmholtz equation (acoustics). Valve motion is made by the superposition of free vibration modes obtained by the finite element method. That is, the eigenvalues and eigenvectors are the sufficient modeling factors for the valve in the simulation program. Thus, to design a shape of the valve, shape design sensitivity through chain-ruled derivatives is considered from two sensitivity coefficients, one is the design sensitivity of the capability of compressor with respect to the eigenvalues of the valve, and the other is the design sensitivity of the eigenvalue with respect to the shape change of the valve. In this research, the continuum design sensitivity analysis concepts are used for the latter.

1. 서 론

과학기술의 발달과 사회의 발전에 따라 소비자의 욕구는 날로 고급화 다양화되어가고 있으며, 이에 따라 제품의 기본적인 성능뿐만 아니라 운전 편의성까지 상품의 중요한 요소로서 고려되고 있다. 다시 말해서 소비자가 제품을 선택하는 데에는 제품의 기계, 전기적인 기본 성능 외에, 외부 스타일이나 편의성 등도 중요한 인자로 생각되어 진다는 것이다. 특히 냉장고는 실내에서 365 일 사용되는 특수성으로 인하여, 기본 기능을 만족함과 동시에 인간 친화적이어야 한다. 이때 냉장고의 엔진과도 같은 압축기는 냉장고의 주 소음원으로서 소음진동 측면에서 매우 중요한 인자이며, 그 동안 많은 연구자들에 의해 성능 향상이 시도 되어 왔다.

압축기의 성능 향상을 위해서는 장치산업의 특성상 혁명적인 개념설계의 변경보다는 성능을 유지하면서 부가적으로 원하는 특성을 향상시킬 수 있는 세부 설계변경이 요구된다. 그러나, 지금까지 제품을 설계할 때 사용되어졌던 경험이나 실험에 의한 방법은 세계 시장에서 선진 업체와 경쟁을 하기 위하여 소비자의 욕구에 최대한 적은 비용으로 빠른 기간 안에 대응하기 위해서는 적합하지 않다. 이는 동일한 제품이라도 실험을 위하여 소량을 따로 제작하는 경우에는 훨씬 많은 비용이 소요되며, 특히 설계 초기 단계에서는 수많은 시행 착오를 거쳐야 하기 때문이다. 따라서 실험을 통하지 않고도 설계 변경에 따른 압축기 성능의 주요 인자에 대한 예측이 가능하도록 정확한 해석 기술을 확보하는 것이 매우 중요하다고 할 수 있다. 이러한 필요에 따라, Wambsganss[1]과 Cohen[2]등은 컴퓨터를 이용한 압축기 거동의 해석을 연구하였다. 이 들이 많은 부분에서 실험을 통한 정보에 의존했던 것과 달리, Soedel[3]은 4가지의 서로 연성된 수학 모델을 이용하여 전체 압축기 모델을 구성하였다. 우선 구동 모터의 각

* 광주과학기술원 기전공학과 대학원

E-mail : jwlee@kjist.ac.kr

Tel : (062) 970-2429, Fax : (062) 970-2384

** 광주과학기술원 기전공학과

*** 삼성전자 주식회사

속도와 시간에 따른 실린더 내부 체적을 기구학적으로 계산하였으며, 열역학을 이용하여 임의의 시간에 실린더 내부에서 발생하는 압력을 계산하였다. 또 밸브를 통하는 질량 유동에 관한 식을 이용하였으며, 이때 밸브의 변위는 구조 동역학을 이용하여 계산하였다.

본 연구에서는 압축기 거동 해석을 위하여 5가지의 수치식을 이용하였다. 우선 동일한 체적 식을 이용하여 실린더 내부 체적을 계산하였으며, 실린더 내부를 등엔탈피 과정이 아닌 등온 과정으로 가정함으로써 이상 기체 방정식을 적용하여 실린더 내부 압력을 계산하였다. 밸브와 포트 부위에는 베르누이방정식(Bernoulli's equation)을 적용하여 유체의 유속을 계산하였으며, 흡입 및 압축 머플러와 방(chamber)에 대해서는 유체 입자의 유동 방정식과 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)을 조합하여 압력을 계산하였다. 밸브는 유한요소해석을 이용하여 고유치와 고유 벡터를 계산한 후, 이를 이용하여 모달 좌표계에 대한 운동 방정식을 세움으로써 해석하였다.

또한, 본 연구에서는 밸브의 형상 설계를 위한 민감도 해석을 chain-rule을 이용하여 수행하였다. 우선 밸브의 고유치에 대한 압축기 성능 인자의 민감도를 유한 차분법으로 계산한 후, 이를 연속체법[4]으로 계산된 밸브 형상 변화에 따른 고유치의 설계 민감도와 연계함으로써 밸브의 형상 변화가 압축기 성능 인자에 미치는 변화를 예측하였다.

2. 압축기 거동 해석을 위한 수치 모델

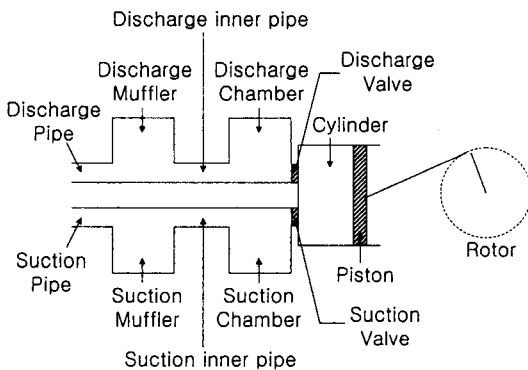


Fig. 1. Simple schematic diagram of the compressor

그림 1에 압축기의 해석 모델을 위해 사용된 개념도를 보였다. 압축기가 흡입 행정에 있는 경우, 실린더 내압과 흡입방의 압력차에 따라 밸브가 열리고 냉매가 유입된다. 이때 냉매는 흡입관을 통해 흡입 밸브로 유입된 후 다시 흡입 내관을 통해 흡입방에 다다르게 된다. 압축기가 압축 행정에 있는 경우에는 토출 쪽에서 반대의 과정이 일어난다고 할 수 있다.

본 연구에서 유도된 모든 수치식은 1 차 및 2 차의 미분 방정식으로서, 4th order Runge-Kutta 법을 이용하여 서로 연성되어 해석되게 된다.

Volume equation in the cylinder

모터가 각속도 ω 를 가지고 등속으로 회전한다고 할 때, 회전각 θ 는 $\theta(t) = \omega t$ 이고, 이때 실린더 내부 체적은 다음과 같다.

$$V(t) = V_c + \pi r_{cv}^2 z(t) \quad (1)$$

식 (1)에서, V_c 는 실린더의 여유체적이며, r_{cv} 는 피스톤의 반지름이다. $z(t)$ 는 피스톤의 행정 거리로서 다음과 같이 계산된다.

$$z(t) = e \left\{ 1 - \cos(\omega t) + \frac{l}{e} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{e}{l} \right)^2 \sin^2(\omega t)} \right) \right\} \quad (2)$$

식 (2)에서, l 는 연결 링크의 길이, e 는 로터의 편심량이다.

Valve dynamic equation

밸브의 거동은 m 번째 고유치 ω_m 과 고유벡터 ϕ_m 을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\ddot{q}_m(t) + 2\zeta\omega_m\dot{q}_m(t) + \omega_m^2q_m(t) = \frac{\int \phi_m \Delta P(t) dL}{\rho_v \int \phi_m^2 dL} \quad (3)$$

여기서, ζ 은 댐핑 계수이고, ρ_v 는 밀도, 그리고 $\Delta P(t)$ 는 밸브 전후의 압력차를 의미한다. 우변의

분자는 일반화 힘, 분모는 일반화 질량이다. 밸브의 변위는 식 (3)에서 계산된 계수 q_m 와 고유 벡터를 이용하여 계산할 수 있다.

Bernoulli's equation through the valve and port

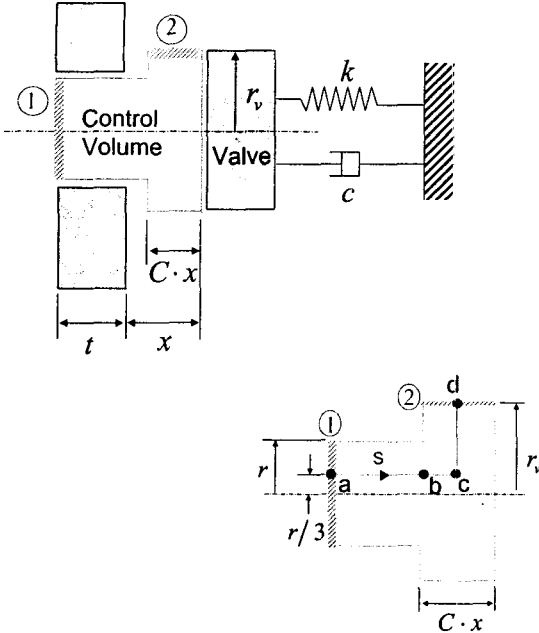


Fig. 2. Schematic diagram of the valve and port

그림 2 와 같이 밸브의 변위를 x , 벽의 두께를 t 라고 할 때 유체의 유동 면적을 계산하기 위해서는 보정 계수 C 를 사용하여야 한다. 본 연구에서는 L. Boswirth[4]에 의해 실험적으로 제안된 계수를 사용하였다. 이제 설정한 검사 체적에 베르누이 방정식을 적용하고 유선에 따라 적분하면,

$$\frac{P_{sc} - P(t)}{\rho_s} = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{2\pi r_{sv} Cx}{\pi r_{sh}^2} \right)^2 \right] v_s^2 + J_s (\dot{x}v_s + xv_{s'}) \quad (4)$$

흡입의 경우를 예로 들 때, P_{sc} 는 흡입방의 압력이고 v_s 는 흡입되는 유체의 유속, 그리고 r_{sv} 와 r_{sh} 는 각각 흡입 밸브 끝단의 원형부 반지름과 흡입구의 반지름을 의미한다. 또 J_s 는 유체 관성(fluid momentum)으로서 다음과 같이 계산된다.

$$J_s \equiv \frac{2Cr_{sv}}{r_{sh}^2} \left\{ t_s + (1-C)x \right\} + \frac{r_{sv}}{x} \left\{ \log \left[t_s + r_{sv} - \frac{r_{sh}}{3} + \left(1 - \frac{C}{2} \right) x \right] - \log \left[t_s + \left(1 - \frac{C}{2} \right) x \right] \right\} \quad (5)$$

토출부에 대해서도 마찬가지로 방법으로 유사한 형태의 식을 유도할 수 있다.

Thermodynamic equation in the cylinder

본 연구에서는 실린더 내부의 열역학 과정을 등온으로 가정하였으므로, 이상기체 방정식을 이용하여 실린더 내부의 압력을 계산하였다.

$$P(t) = \frac{mRT}{V(t)} \quad (6)$$

이때 실린더 내부의 질량 변화량은 다음과 같다.

$$\dot{m}(t) = 2\pi \left[C_s r_{sv} x(t) \rho_s(t) v_s(t) - C_d r_{dv} x(t) \rho_d(t) v_d(t) \right] \quad (7)$$

여기에서 아래 첨자 s 와 d 는 각각 흡입(suction) 과 토출(discharge)을 나타낸다.

Dynamic equation of fluid particles in the muffler and chamber

흡입방과 흡입 머플러에서의 유체 입자의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{\xi}_{sm} = \frac{c_s A_{ip}}{V_{sm}} \xi_{sc} - \frac{c_s A_{sp}}{V_{sm}} \xi_{sm} \quad (8)$$

$$\ddot{\xi}_{sc} + \frac{D_s}{\rho_s L_{ip} A_{ip}} \dot{\xi}_{sc} + \frac{c_s A_{ip}}{L_{ip}} \left(\frac{1}{V_{sm}} - \frac{1}{V_{sc}} \right) \xi_{sc} = \frac{c_s^2 A_{sp}}{L_{ip} V_{sm}} \xi_{sm} + \frac{c_s^2}{L_{ip} V_{sc}} \int Q_s dt \quad (9)$$

여기에서 c_s 는 유체의 음속, ρ_s 는 밀도를 나타낸다. 또한 L, A, V 는 각각 길이, 단면적, 체적을 의미하며, 각 변수의 아래 첨자는 값이 정의되는 위치로서 sp 는 흡입관(suction pipe), ip 는 흡입 내관(inner pipe), sm 는 흡입 머플러(suction muffler), 그리고 sc 는 흡입방(suction chamber)을 의미한다. Q_s 는 흡입방에서 실린더 내로 흐르는 유량이며 D_s 는 헬름홀츠 공명기의 방사저항으로서 다음과 같이 정의된다.

$$D_s = \rho_s \frac{c_s}{2\pi L_{ip}^2} (\pi r_{ip})^4 \quad (10)$$

마지막으로 흡입방에서의 압력은 다음과 같다.

$$P_{sc} = \frac{\rho_s c_s^2 A_{ip}}{V_{sc}} \xi_{sc} - \frac{\rho_s c_s^2}{V_{sc}} \xi_{sm} \quad (11)$$

유동 방정식과 마찬가지로, 입자 운동 방정식도 비슷한 방법으로 토출방에 대해서도 정의될 수 있다.

3. 고유치의 형상 설계 민감도

고유치 문제의 변분식은 식(12)와 같다.[5]

$$a_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) = \zeta d_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) \text{ for all } \bar{\mathbf{y}} \in Z \quad (12)$$

식 (12)에서, 고유치 ζ 는 구조물의 고유 진동수 ω 의 제곱이다. 또한 $d_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) = \iint_\Omega e(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) d\Omega$ 과 $a_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}})$ 는 각각 운동에너지와 변형에너지를 나타낸다($e(\bullet, \bullet)$ 는 쌍선형 사상). 고유 벡터 \mathbf{y} 가 단위 직교 벡터이므로 정규 조건은 다음과 같다.

$$d_\Omega(\mathbf{y}, \mathbf{y}) = 1 \quad (13)$$

이제 민감도를 계산하기 위하여 식 (12)에 일차 변분을 취하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [a_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}})]' & \\ & \equiv a_\Omega(\dot{\mathbf{y}}, \bar{\mathbf{y}}) + a_\Omega(\mathbf{y}, \dot{\bar{\mathbf{y}}}) + a'_\nu(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) \\ & = \zeta' d_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) + \zeta [d_\Omega(\dot{\mathbf{y}}, \bar{\mathbf{y}}) + d_\Omega(\mathbf{y}, \dot{\bar{\mathbf{y}}}) + d'_\nu(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}})] \\ & \equiv \zeta' d_\Omega(\mathbf{y}, \bar{\mathbf{y}}) + \zeta [d_\Omega(\mathbf{y}, \dot{\bar{\mathbf{y}}})]' \\ & \text{for all } \bar{\mathbf{y}} \in Z \end{aligned}$$

where, (14)

$$a(\dot{\mathbf{y}}, \bar{\mathbf{y}}) = \zeta d(\dot{\mathbf{y}}, \bar{\mathbf{y}})$$

$$a(\mathbf{y}, \dot{\bar{\mathbf{y}}}) = \zeta d(\mathbf{y}, \dot{\bar{\mathbf{y}}}) \text{ for all } \dot{\bar{\mathbf{y}}} \in Z.$$

식 (14)의 가상변위 $\bar{\mathbf{y}}$ 는 함수가 정의된 모든 공간에서 만족되어야 하므로, $\bar{\mathbf{y}} = \mathbf{y}$ 로 쓸 수 있다. 따라서 식 (13)을 이용하면, 식 (14)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \zeta' & = [a_\Omega(\mathbf{y}, \mathbf{y})]' - \zeta [d_\Omega(\mathbf{y}, \mathbf{y})]' \\ & \equiv a'_\nu(\mathbf{y}, \mathbf{y}) - \zeta d'_\nu(\mathbf{y}, \mathbf{y}) \end{aligned} \quad (15)$$

질량 효과의 일차 변분 항은 설계 속도장 V 에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} [d_\Omega(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}})]' & = d_\Omega(\dot{\mathbf{z}}, \bar{\mathbf{z}}) - d_\Omega(\nabla \mathbf{z}^T V, \bar{\mathbf{z}}) \\ & \quad + d_\Omega(\mathbf{z}, \dot{\bar{\mathbf{z}}}) - d_\Omega(\mathbf{z}, \nabla \bar{\mathbf{z}}^T V) + d_\Omega^0(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) \\ & = d_\Omega(\dot{\mathbf{z}}, \bar{\mathbf{z}}) + d_\Omega(\mathbf{z}, \dot{\bar{\mathbf{z}}}) + d'_\nu(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) \end{aligned} \quad (16)$$

where,

$$d_\Omega^0(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = \int_\Omega \text{div}[e(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) V_\Omega] d\Omega$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{z}' + \nabla \mathbf{z}^T V$$

또한, 미분치 $d'_\nu(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}})$ 는 형상 변화에 대해 식 (17)과 같이 정의된다.

$$d'_\nu(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = -d_\Omega(\nabla \mathbf{z}^T V, \bar{\mathbf{z}}) - d_\Omega(\mathbf{z}, \nabla \bar{\mathbf{z}}^T V) + d_\Omega^0(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) \quad (17)$$

예를 들어 사각형 평판 요소를 생각해 보자. 이 때 질량 효과의 쌍선형 항은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} d_\Omega(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) & = \int_\Omega \rho h \mathbf{z}^T \bar{\mathbf{z}} d\Omega \\ & = \int_\Omega \rho h (z_1 \bar{z}_1 + z_2 \bar{z}_2 + z_3 \bar{z}_3) d\Omega \end{aligned} \quad (18)$$

여기에서 ρ 는 밀도, h 는 평판의 두께를 의미한다. 이제 식 (18)을 이용하여 쌍성형항 $d_{\Omega}(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}})$ 의 일차 변분을 구하면,

$$d'_{\nu}(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = \int_{\Omega} [\rho h(z_1 \bar{z}_1 + z_2 \bar{z}_2 + z_3 \bar{z}_3)] \text{div} V d\Omega$$

and $d'_{\nu}(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = 0$ (19)

결국 식 (15)로부터, 사각형 평판의 고유치에 대한 형상 설계 민감도는 다음과 같이 구해진다.

$$\zeta' = [a_{\Omega}(\mathbf{y}, \mathbf{y})]' - \zeta [d_{\Omega}(\mathbf{y}, \mathbf{y})]'$$

$$\equiv a'_{\nu}(\mathbf{y}, \mathbf{y}) - \zeta [d'_{\nu}(\mathbf{y}, \mathbf{y})]$$
 (20)

4. 압축기 성능에 대한 밸브의 형상 설계 민감도

Computer simulation

압축기 거동 해석을 위하여, 우선 상용 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 고유 해석을 수행하였다. 여기에서 구해진 흡입 밸브와 토출 밸브의 고유치 및 고유 벡터를 이용하여 개발된 수치 모델을 해석한 결과 그림 3의 P-V 선도에서 보였다. 현재 개발된 수치 모델에서는 실린더 내부 압력과 체적 외에도 여러가지 인자들을 계산할 수 있지만, 가장 해석의 타당성을 점검할 수 있을 만큼 공신된 실험 자료는 역시 압력과 체적의 P-V 선도라고 판단되어 실험 결과를 이용한 해석 결과의 검증은 시도하였으며, 그 결과 해석 결과가 매우 정밀함을 알 수 있었다.

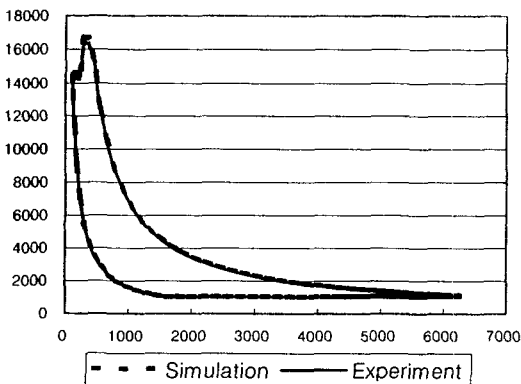


Fig. 3. P-V diagram

해석 결과가 상당히 정확하다는 전제 하에 본 연구에서 제안된 설계 민감도 해석 방법을 검증하기 위하여, 우선 간단하게 흡입 밸브의 형상 변화에 따른 실린더 내압의 민감도를 계산하고, 이를 재해석을 통한 유한 차분법으로 확인하여 보았다.

Sensitivity of the capability of compressor with respect to the eigenvalue

우선 압축기의 한 행정 내에서 실린더 내부에 발생하는 최고 압력을 목적함수로 하여, 밸브의 고유치에 대한 민감도를 계산하였다. 이때 사용된 방법은 유한 차분법으로서 해석에 사용된 3차까지의 고유치를 각각 개별적으로 증감하면서 그 변화를 이용하여 민감도를 계산하였다. Table. 1에 보인 바와 같이, 각 고유치에 대한 실린더 최고 내압의 민감도는 일반적인 예상과는 달리 3차에 대해 가장 크게 나타났다. 이것은 일반적으로 1차 고유치가 가장 지배적으로 압축기의 거동을 제어할 것이라는 예상과는 조금 다른 결과이다. 따라서 단순히 1차 모드만을 고려한 1차원 질량-스프링 모델로는 압축기의 거동을 정확하게 해석하기가 어렵다고 할 수 있다.

Table. 1. Sensitivity of the capability of compressor with respect to the eigenvalues of bending

1 st bending	2 nd bending	3 rd bending
1.09856e-08	1.32480e-06	1.47697e-06

Shape sensitivity of the eigenvalues

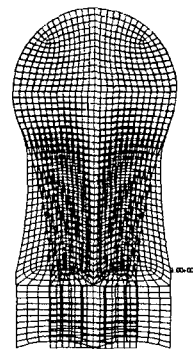


Fig. 4. Design velocity fields for the shape sensitivity analysis

다음으로는 밸브의 형상 변화에 따른 고유치의 설계 민감도를 연속체 법을 이용하여 계산하였다. 계산에 사용된 설계 속도장은 그림 4에 보인 것과 같이 밸브 상단의 원형 부분은 그대로 두고 반대편 끝부분을 단위 거리만큼 증가 시킨 것으로서 몸통 부분은 선형적으로 증가되도록 하였다. 해석 결과 Table. 2와 같은 결과를 얻을 수 있었으며, 각 민감도는 물리적으로 밸브 형상의 단위 변화에 따른 고유치의 변화를 의미한다. 이때 목적함수가 고유 진동수(Hz)가 아니라 고유치라는 것을 주의하기 바란다.

Table. 2. Shape sensitivities of the eigenvalues

1 st bending	2 nd bending	3 rd bending
5.337496e+06	1.055028e+08	2.056463e+08

Table. 3. Sensitivity verification for both DV1 and DV2

Perturbation [%]	$\Psi(d + \delta d)$ [Pa]	$\Psi(d - \delta d)$ [Pa]	$\Delta\Psi$	Ψ'	Accuracy ($\Psi'/\Delta\Psi$) [%]
0.1	1.674205e+4	1.669880e+4	432.5	442.56	102.32
0.01	1.672318e+4	1.671881e+4	436.9		101.29

* $\Delta\Psi = \frac{\Psi(d + \delta d) - \Psi(d - \delta d)}{2\delta d}$, central finite difference and Ψ' is an analytical sensitivity result.

5. 결 론

본 연구를 통해 압축기의 거동을 해석할 수 있는 수학적 수치 모델을 개발하였으며, 나아가 밸브의 형상 변화가 압축기의 성능 인자에 미치는 영향을 직접적으로 계산할 수 있는 형상 설계 민감도 계산 방법의 제안되었다. 제안된 민감도 해석법을 간단한 경우에 적용하여 봄으로써 제안된 방법의 타당성 및 결과의 정확성을 검증하였다. 그러나 제안된 방법은 실험을 배제하고 해석적인 방법만을 사용하기 위해 실린더 내부의 온도 변화를 무시하였으므로, 그 정확성 및 사용 범위에 한계가 있다고 할 수 있다. 따라서 실제적인 적용을 위해서는 온도 변화까지 고려하는 방법에 대한 연구를 수행하여야 하겠다.

후 기

이 연구는 두뇌한국 21 사업에 의해 지원되었습니다.

Global shape design sensitivity

이제 앞에서 구한 두 가지 민감도를 chain-rule을 이용하여 조합함으로써 밸브의 형상 변화에 따른 실린더 내압의 광역 설계 민감도를 계산하였다. 그 결과는 Table. 3에 보였으며, 이 값을 검증하기 위해 실제로 밸브의 형상을 주어진 설계 속도장 방향으로 0.1%와 0.01%만큼 증감시켜 재계산을 수행하고, 각 변화량을 유한 차분법을 이용하여 민감도 식으로 계산함으로써 제안된 방법으로 해석된 민감도 결과와 비교하였다. 그 결과 제안된 방법으로 계산된 민감도 결과의 정확도는 매우 우수한 것을 확인할 수 있었다. 결국 이 값을 이용하면, 설계자가 밸브의 형상을 변화시켰을 경우 압축기의 거동에 미치는 영향을 충분히 예측할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Wambsganss M.W., Coates D. Jr., Cohen R., 1967, "Simulation of Reciprocating Gas Compressors with Automatic Reed Valves", Simulation Magazine, 8, 4, 209-214
- (2) Payne J.G., Cohen R., 1967, "Methods for estimating the opening impact velocity of reciprocating compressor plate valves", Transactions of ASHRAE, 73, Part I, VI 3.1-3.6
- (3) Soedel W., 1972, "Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors", Short course note, Purdue Univ.
- (4) Boswirth L., 1990, "Theoretical and experimental study on flow in valve channels; Part I and Part II", Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, 34-53
- (5) Haug E., Choi K., Komkov V., 1986, Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic press, Orlando