

압력용기 매니폴드 밸브의 구조최적설계

Structural Optimization of a Manifold Valve for Pressure Vessel

배태성¹, 김시범², 이권희^{2,✉}

Tae Sung Bae¹, Si Pom Kim² and Kwon-Hee Lee^{2,✉}

¹ 동아대학교 대학원 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Donga Univ.)

² 동아대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Donga Univ.)

✉ Corresponding author: leekh@dau.ac.kr, Tel: 051-200-7638

Manuscript received: 2009.6.24 / Revised: 2009.8.13,9.3 / Accepted: 2009.9.10

This study proposes the structural optimization of a manifold valve. FE analysis is performed to evaluate the strength of a manifold valve. In addition, the structural optimization technique is applied to reduce its weight. In this study, the optimization method using the kriging interpolation method is adopted to obtain the minimum weight satisfying the strength constraint. The maximum stress and the weight are replaced by the metamodels. In this process, the sample points are generated by latin-hypercube design. Optimum designs are obtained by ANSYS Workbench and the in-house program.

Key Words: Manifold Valve (매니폴드 밸브), Valve (밸브), Kriging (크리깅), Structural Optimization (구조최적화)

1. 서론

밸브는 산업설비의 핵심요소부품으로 정유, 석유화학, 배관, 발전, 건설, 상하수도, 공정 산업 등에 널리 적용되고 있다. 밸브는 그 시장 규모가 연간 약 500 억불 정도이지만 우리나라의 대일 및 선진 무역역조가 높은 품목 중의 하나이다. 그리고 중소기업 위주의 산업구조로 인해 기술 및 표준에 대한 인식과 보급이 낮은 상태이다. 즉, 국내 밸브산업은 기술경쟁력의 도약이 필요한 산업이다. 또한 밸브는 고부가가치의 창출이 가능한 산업의 하나로서, 밸브의 시험 및 검증을 통하여 산업경쟁력을 확보하여야 한다.¹

밸브는 기본적으로 유체를 제어하는 부품과 이들 제어부품들을 구조적으로 안전하게 유지시키는 몸체로 구성되어 있다.² 따라서 밸브의 사용목적은 유체의 제어(유량, 압력, 유속), 유체 방향전환, 수송 및 차단으로 사용되는 일차적 목적과 이를 여

러 조건하에서도 원활하게 운전할 수 있도록 구조적으로 튼튼하게 결합이 없도록 만들어야 하는 이차적 목적으로서 밸브 강도를 들 수 있다. 밸브의 경량화는 제어성능 및 효율을 높일 수 있다.

본 연구에서는 선박용 압력용기에 부착되는 매니폴드 밸브의 경량화 설계 방법을 제시한다.

매니폴드 밸브는 충전밸브(charge valve), 메인밸브(main valve) 및 제어밸브(control valve)를 한곳에 집결시킨 설치구이다. 각 밸브의 위치를 Fig. 1에 표시하였다. 매니폴드 밸브는 압력용기에 저장된 공기의 누설 부위를 감측시키며 소형화시킬 수 있다. 여기서 압력용기는 용기내부의 압축한 대기압 이상의 공기압을 동력원으로 축적하는 역할을 한다. 주로 매니폴드 밸브는 공기저장용기와 결합하여 선박내부의 발전기, 메인엔진스타트, 제어밸브류 등을 구동하는데 사용된다.

과도설계가 된 매니폴드 밸브의 경량화를 위해 먼저 매니폴드 밸브의 모든 밸브가 잠겨 있는 상

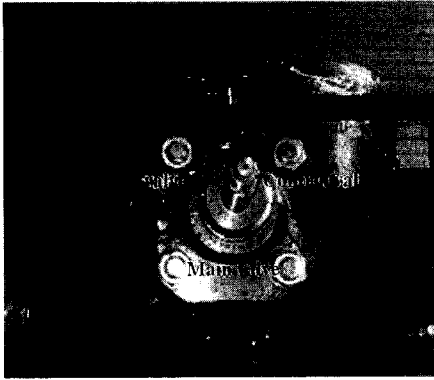


Fig. 1 A manifold valve

태의 구조해석을 통한 최적형을 산출하였다. 다음으로는 유동 및 구조적 특성을 검토하기 위해서 매니폴드 밸브에서 제어밸브가 열린 상태에서 유동 및 구조의 연성해석을 수행하였다.

본 연구에서는 두 개의 형상변수를 설정하여 형상최적설계를 수행하였다. 설계영역을 설계변수로 설정하고 민감도를 이용하여 최적설계를 수행하는 고전적 형상최적화 방법^{3,4}은 우수한 해를 제공한다. 그러나 형상변수가 복잡해지거나 불규칙해지면 최적화 과정 중에 유한요소가 왜곡이 되거나 파괴되는 경우가 있다. 이런 문제에서는 메타모형을 이용하여 최적화를 수행하는 것이 효율적이다. 메타모형을 생성하는 방법으로는 반응표면법, 크리깅, 레이디얼베이스스 방법, 뉴럴네트워크 등이 있는데 본 연구에서는 크리깅⁵⁻¹⁰을 이용하였다.

크리깅 내삽법을 이용하여 표본점에서의 응력과 중량에 대한 각각의 메타모형을 생성하고 이

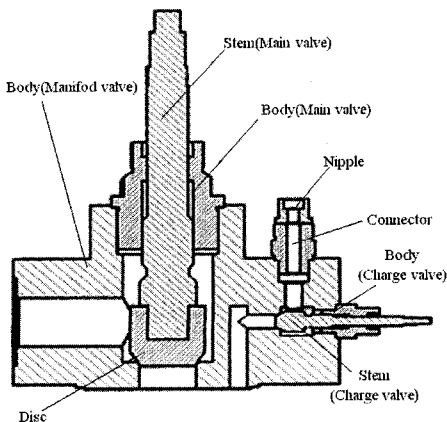


Fig. 2 A sectional view of manifold valve

근사모형을 이용하여 형상최적화를 수행하였다.

본 연구에서는 매니폴드 밸브의 형상최적설계 기법을 제시하였고, 기존의 과도설계가 된 밸브의 경량화 설계를 산출하였다. 매니폴드 밸브의 유동 해석은 ANSYS CFX 를, 유동 및 구조의 연성해석은 ANSYS Workbench 11.0¹¹을 사용하였다.

2. 매니폴드 밸브의 구조해석 및 유동해석

2.1 매니폴드 밸브의 구조

본 연구에서 경량화 시키고자 하는 매니폴드 밸브는 Fig. 1 과 같이 10mm 직경의 충전밸브 한 개와 10mm 직경의 제어밸브 두 개, 그리고 50mm 직경의 메인밸브 한 개로 구성이 되어 있다.

충전밸브는 입구밸브로서 압력용기에 공기를 주입 해 주는 역할을 한다. 두 개의 제어밸브와 하나의 메인밸브는 출구밸브로서 압력용기에 저장된 공기를 분출시켜 각종 장치들을 구동시키는 역할을 한다. Fig. 2 에 매니폴드 밸브의 각각의 부품들을 나타내었다. 이때 디스크(disc)와 스템(stem)은 각 밸브의 개폐 요소로 높은 압력을 받는 부품들이다.

2.2 구조해석

매니폴드의 구조적 성능 및 실링 기능을 평가하기 위한 사용조건은 30bar 이지만 시험조건은 60bar 의 압력이 사용된다. 본 연구에서는 구조적 성능을 평가하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였으며 유한요소 모델을 Fig. 3 에 표시하였다.

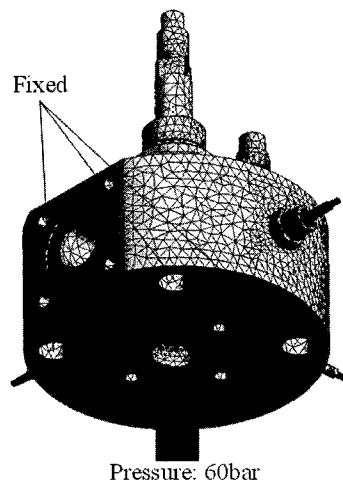


Fig. 3 Loading and boundary conditions

강도평가는 매니폴드 밸브의 모든 밸브가 닫힌 상태에서 수행되었다. Fig. 3 과 같이 절점 당 자유도가 3 개인 사면체 요소로 모델링되었으며, 볼트 체결 부위의 모든 자유도는 고정하였다. 이 때 검토되는 응력은 최대 본미제스(von-Mises) 응력이다.

유한요소 해석은 상용소프트웨어인 ANSYS Workbench11.0 를 이용하였다. 각 부품별 재질을 Table 1 에 표시하였다. 몸체는 SF440, 디스크는 동합금인 BsBFD2, 스템은 SUS403 으로 구성이 되어 있다.

Table 1 Material properties

Part	Material	Yield Strength	Tensile Strength	Young's Modulus
BODY	SF440	250 MPa	485 MPa	200 GPa
DISC	BsBFD2	140 MPa	370 MPa	105 GPa
STEM	SUS403	275 MPa	485 MPa	200 GPa

초기설계에 대한 구조해석 결과를 Fig. 4 에 표시하였다. 최대응력은 디스크 부에서 Fig. 4 에 Max 로 표시한 위치에 87.2MPa 이 발생하였고 항복강도에 대해서 약 1.6 의 안전률을 갖는다. 시험압력은 사용압력의 두 배인 점을 고려하면 실제 사용하에서는 약 3 정도의 안전률을 갖는다. 다른 부품에 발생하는 응력들은 시험압력 작용 시, 각 재질의 항복강도에 대해 2 이상의 안전률을 갖는다. 따라서 매니폴드 밸브는 현재 형상에서 충분한 안전률을 갖고 있으며 경량화가 가능하다. 초기설계에서 매니폴드 밸브의 중량은 62.98kg 으로 계산되었다.

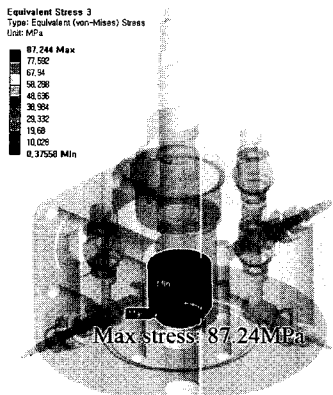


Fig. 4 FE analysis result

2.3 유동 및 구조 연성해석

본 연구에서는 매니폴드 밸브 중 제어밸브가 열린 상태에서 유동 및 구조 연성해석을 수행하였다. Fig. 5 와 같은 유동장을 형성하고 조건을 부여한 후 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX 를 이용하였다. 압력용기와 연결되는 매니폴드 바다의 밑부분에 유체는 공기로 하였고, 입구압력으로 60bar 를 작용시켰다. 출구압력은 제어밸브의 끝과 연결된 파이프의 끝부분에 대기압을 입력하였다. 유동장 모델링을 위해 절점은 540,889 개, 요소는 2,737,737 개를 생성하였다.

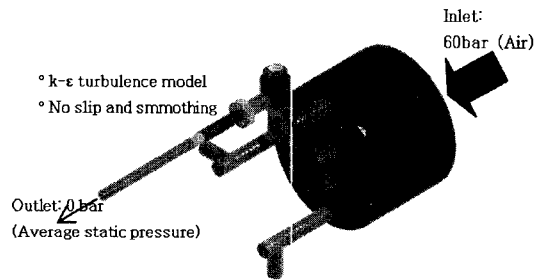


Fig. 5 Boundary conditions of fluid analysis

본 모델의 유동해석의 1 회 해석 시간은 워크스테이션 급 컴퓨터로 평균 6.5 시간이 소요되었다. 유동해석 결과를 검토해 보면, 밸브 전체에서 입구압력 60 bar 초반 대를 유지하였고, 제어밸브 쪽으로 갈수록 압력이 지속적으로 감소하였다. 제어밸브 두 개가 열린 경우는 하나 열린 경우보다 압력이 낮았으므로 본 논문에서는 생략하였다. 유동해석의 결과인 압력 분포를 구조해석모델의 하중조건으로 입력하였다. 하중 외의 경계조건은 앞선

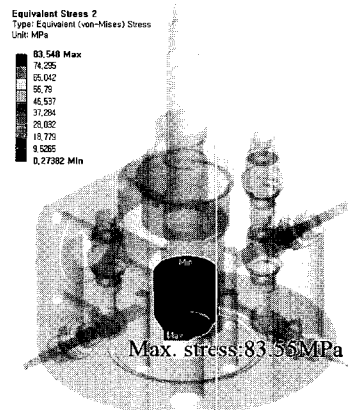


Fig. 6 FSI analysis result

구조해석과 모두 일치한다. Fig. 6 에서 유동 및 구조 연성해석을 수행한 결과 디스크에서 최대응력 83.6MPa 이 발생하였다. 앞서 수행한 구조해석과 비교하여 응력값이 낮았고 응력분포도 거의 일치하였다. 이와 같은 결과로 구조해석의 결과를 이용하여 이후 경량화 설계를 수행하였다.

3. 매니폴드 밸브의 형상최적설계

3.1 형상설계변수의 정의

본 연구에서는 매니폴드 밸브 중 중량이 과도하게 설계된 바디에 형상설계변수를 설정하여 경량화를 하고자 한다. 설정된 두 형상설계변수 A, B 를 Fig. 7 에 표시하였다. 설계변수 A 는 제어밸브의 중심과 근접볼트 체결 부 중심 사이의 거리로서 하한값과 상한값의 범위는 18.0~44.8 mm 로 설정하였다. 설계변수 범위는 매니폴드 밸브의 압력용기에 결합 시 너트의 회전반경 범위를 고려하여 설정된 것이다.

매니폴드밸브의 두 개의 제어밸브와 하나의 충전밸브는 구조상 모두 같은 형태이고 대칭이므로 하나의 변수로 연계하였다. 설계변수 B 는 설계변수 A 에 대한 깊이로 하한값과 상한값의 범위는 0.0~125.0 mm 로 설정하였다.

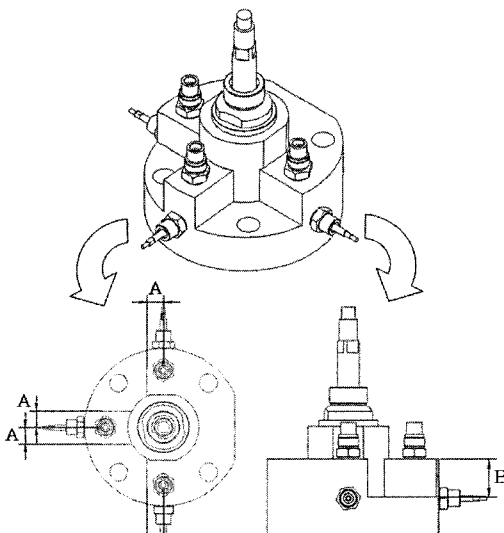


Fig. 7 Design variables for shape optimization

3.2 최적설계 정식화

매니폴드 밸브의 경량화 문제는 강도성능만을

만족시키면 되므로 다음과 같은 정식화를 이용하였다.

$$\text{Minimize } W(A, B) \quad (1)$$

$$\text{Subject to } \sigma_{\max} - \sigma_y/1.5 \leq 0 \quad (2)$$

$$18.0\text{mm} \leq A \leq 44.8\text{mm} \quad (3)$$

$$0.0\text{mm} \leq B \leq 125.0\text{mm} \quad (4)$$

여기서 W 는 매니폴드 밸브 중량, σ_{\max} 는 매니폴드 밸브에서 발생하는 최대응력, σ_y 는 항복응력을 표시한다.

본 연구에서는 최적화 방법으로 메타모델 기법을 적용하였다. 설계영역 및 벡터를 정의하고 민감도를 계산하여 형상최적화를 수행하는 방법은 우수한 해를 제공하지만 최적화 과정 중에 요소가 왜곡되어 최적화 과정을 반복할 수 있는 경우가 발생할 수 있다. 그러므로 본 연구에서 중량 및 최대응력에 대해 크리깅 근사함수를 생성하여 이 모델을 갖고 최적화를 하는 방법을 선택하였다.

매니폴드 밸브의 최적설계과정을 Fig. 8 에 나타내었다. 먼저 CAD 모델에서 형상변수를 설정한 후, 구조해석 프로그램과 연계가 되도록 하고 유한요소 해석이 자동적으로 수행이 되는지를 확인한다. 다음으로 중량 및 최대응력에 대한 메타모델을 생성하기 위해 표본점을 생성한다. 표본점을 생성하는 방법으로 본 연구에서는 라틴하이퍼큐브 방법을 이용하였다. 세번째 과정은 각 실험점에 대해 유한요소 해석을 수행하는 것이다. 각 표본점에서 유한요소 해석을 통해 산출된 중량 및 최

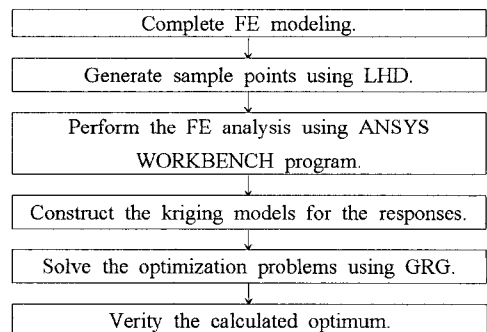


Fig. 8 Flowchart of the suggested design procedure

대응력에 대해 크리깅 근사모형을 생성한다. 이 단계에서는 중량 및 최대응력은 간단한 수학함수로 대치가 되므로, 근사모형에 대한 신뢰도가 확보가 되면 최적화를 수행하는 것은 간단하다. 마지막으로 근사화된 정식화는 여러 알고리즘으로 해결 할 수 있으나 본 연구에서는 GRG(Generalized Reduced Gradient) 알고리즘을 이용하여 최적해를 산출하였다. 모수의 최적해를 구할 때와 동일하게 초기치를 변경하면서 설계변수의 최적해를 산출하였다.

중량 및 최대응력에 대한 크리깅 근사모형이 구성이 되면 식 (1)~(4)의 정식화 중 식 (1), (2)는 다음과 같이 수정될 수 있다.

$$\text{Minimize } \hat{w}(A, B) \quad (5)$$

$$\text{Subject to } \hat{\sigma}_{\max} - \frac{\sigma_y}{1.5} \leq 0 \quad (6)$$

여기서 $\hat{\cdot}$ 은 크리깅 근사모형으로 산출되는 각 반응치의 추정치를 나타낸다.

3.3 크리깅내삽법⁵⁻¹⁰

크리깅은 기존의 알고 있는 위치 및 그 위치에 서의 데이터를 이용하여 임의의 위치에서의 데이터를 예측하는 방법으로 내삽법(interpolation)의 한 종류이다. 이에 대한 자세한 내용 및 적용사례는 참고문헌 (5)-(10)에 수록되어 있다.

크리깅 모델에서는 전역적 근사화 모델이 다음과 같이 구성된다.

$$y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + z(\mathbf{x}) \quad (7)$$

여기서 \mathbf{x} 는 n 개의 성분으로 구성된 설계변수벡터, $y(\mathbf{x})$ 는 반응치이다. 그리고 $f(\mathbf{x})$ 는 알고 있는 함수이며 $z(\mathbf{x})$ 는 평균이 0 이고 분산이 σ^2 인 정규 분포를 따르는 확률변수이다. 이 때 $f(\mathbf{x})$ 는 식 (8) 같이 상수로 대치할 수 있다.

$$y(\mathbf{x}) = \beta + z(\mathbf{x}) \quad (8)$$

본 연구에서는 $n=2$, $\mathbf{x}=[A, B]^T$, $y(\mathbf{x})$ 는 w 또는 σ_{\max} 이다.

$\hat{\cdot}$ 를 근사모형이라고 하면 $y(\mathbf{x})$ 와 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 의 평균제곱오차(mean squared error)가 최소가 되도록 하면 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 는 다음과 같이 예측된다.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \hat{\beta} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q}) \quad (9)$$

여기서 $\hat{\beta}$ 는 β 의 추정치, \mathbf{R}^{-1} 은 상관행렬 \mathbf{R} 의 역행, \mathbf{r} 은 상관벡터, \mathbf{y} 는 n_s 개의 표본데이터 벡터이고, \mathbf{q} 는 n_s 개 성분을 갖는 단위벡터이다.

상관행렬 및 상관벡터는 다음 식과 같이 정의된다.

$$R(x^j, x^k) = \text{Exp} \left[- \sum_{i=1}^n \theta_i |x_i^j - x_i^k|^2 \right] \quad (10)$$

($j=1, \dots, n_s$), ($k=1, \dots, n_s$)

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [\mathbf{R}(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(1)}), \mathbf{R}(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(2)}) \dots \mathbf{R}(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(n_s)})]^T \quad (11)$$

여기서 θ_i 는 i 번째 설계변수에 대응하는 i 번째 모수(parameter)이다. 이때 우도함수(likelihood function) L 은 다음과 같이 정의된다.

$$L(\mathbf{y}, \boldsymbol{\theta}, \beta, \sigma^2) = \frac{(2\pi\sigma^2)^{-n_s/2}}{\sqrt{|\mathbf{R}|}} \cdot \text{Exp} \left[- \frac{(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})}{2\sigma^2} \right] \quad (12)$$

여기서 \mathbf{y} 는 n_s 개의 표본점에 대한 실험값, \mathbf{q} 는 단위벡터이다. 식 (12)의 로그우도함수를 β 및 σ^2 에 대해 미분하고 0으로 놓으면, β 와 σ^2 의 최대우도 추정치는 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{\beta} = (\mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{q})^{-1} \mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{y} \quad (13)$$

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})}{n_s} \quad (14)$$

그리고 미지의 모수 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ 은 다음 식으로부터 구해진다.

$$\text{Maximize} - \frac{n_s \bullet \ln(\hat{\sigma}^2) + \ln|\mathbf{R}|}{2} \quad (15)$$

여기서 $\theta_i (i=1,2,\dots,n) > 0$ 이다.

본 연구에서는 식 (15)로부터 n 개의 모수를 결정하기 위해 EXCEL 에 내장된 GRG 알고리즘을 이용하였다. 그런데 GRG 알고리즘은 국부최적해를 찾는 알고리즘이다. 본 연구에서는 수차례 초기치를 변경하면서 모수의 최적해의 변화를 고찰하였으나 동일한 최적해가 산출되었다.

표본점을 생성하는 방법은 중심합성법, 직교배열표, 라틴하이퍼큐브 표본 등이 있다. 본 연구에서는 설계공간에 표본점이 골고루 분포 될 수 있도록 다음과 같은 라틴하이퍼큐브 표본 방법을 이용하였다. 즉, 실험점간의 최소거리를 최대화시키는 라틴하이퍼큐브 표본방법을 이용하였다. 이것을 수식화하면 다음과 같이 표시된다.⁹

$$\text{Minimize } \sum_{i=1}^n \sum_{j=i+1}^n \frac{1}{d_{ij}} \quad (16)$$

여기서 d_{ij} 는 i, j 표본점 사이의 거리를 의미한다. 본 연구에서는 $n_s=50$ 으로 하였다.

근사화된 모델의 타당성은 식 (17) 또는 식 (18)로 평가할 수 있다.

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n_t} \sum_{i=1}^{n_t} (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (17)$$

$$\text{Average \% error} = \frac{1}{n_t} \sum_{i=1}^{n_t} \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \times 100 \quad (18)$$

3.4 결과 및 분석

본 연구에서는 식 (1)~(4)의 정식화 문제에서 식 (1), (2)를 식 (5), (6)으로 대신시켜 최적해를 구할 수 있다. 근사모델을 생성하기 위한 표본점 수는 50 으로 하였고 각각의 표본점에 대한 유한요소해석 결과를 Table 2 에 표시하였다. 각 실험에 대해 중량과 최대응력을 정리하였다.

이 값들을 기초로 중량 및 최대응력에 대한 크리깅 근사모델을 생성하였다. 각 반응치에 대한 최적 파라미터 값을 Table 3 에 표시하였다. 일반적으로 중량은 비선형성이 크지 않으므로 근사모델이 잘 맞는다. 최대응력에 대해서 크리깅모델에 대한 평가를 위하여 10 개의 시험점에 대한 유한요소 해석을 수행하였다. 최대응력에 대한 크리깅

Table 2 Analysis results of sample points

Exp. No.	A(mm)	B(mm)	σ_{\max} (MPa)	W(kgf)
1	24.8	91.7	99.4	50.0
2	44.0	92.7	89.8	54.8
3	25.9	69.5	84.8	53.4
:				
48	41.1	96.0	96.7	53.7
49	24.1	47.8	87.9	56.1
50	30.9	124.5	142.1	47.5

Table 3 The optimum parameter values

Response	β	θ_1	θ_2
W	56.1	0.1	3.9
σ_{\max}	94.9	7.8	16.0

Table 4 Validations of kriging model (Max. stress)

Test point	A(mm)	B(mm)	Max. Stress(MPa)	
			Analysis	Kriging
1	25.5	86.3	91.2	99.0
2	29.4	123.5	140.3	143.3
3	19.0	64.2	94.3	97.2
4	33.0	2.5	84.8	88.5
5	44.5	25.5	80.3	88.1
6	35.3	87.6	94.3	94.6
7	21.1	19.3	87.2	86.2
8	26.8	49.3	82.9	89.8
9	37.9	53.9	81.3	83.0
10	41.8	111.4	112.6	105.9
RMSE			4.2	
Average %Error			3.8%	

근사모델은 Table 4 로 부터 식 (17)로 정의되는 RMSE 는 4.2, 식 (18)로 정의되는 평균오차는 3.8% 임을 알 수 있다. 따라서 최대응력에 대한 크리깅 근사모델의 오차를 보정하기 위하여 제한조건인 식 (6)은 다음과 같이 수정되었다.

$$\text{Subject to } \hat{\sigma}_{\max} - \frac{\sigma_y}{1.5} [1 - \varepsilon] \leq 0 \quad (19)$$

여기서 ϵ 은 최대응력에 대한 근사모델이 가질 수 있는 오차를 고려하기 위해 설정한 값이다. 본문 제에서는 ϵ 값을 평균오차를 고려하여 0.05 로 설정하였다.

초기설계에 대한 응력발생 위치를 표시한 Fig. 4 를 보면, 최대응력의 발생부위가 디스크에 원형 띠 형태로 분포되어있다. 50 개의 표본점에 대한 최대응력 발생위치는 대개 일치하나 일부 표본점에서 다른 위치에서 최대응력이 발생하고 있다. 따라서 근사모델의 오차원인 중 하나는 최대응력의 발생위치가 일부 달라져 최대응력 함수가 불연속함수의 특성을 갖기 때문이다.

중량에 대한 근사모델의 등고선과 허용응력에 대한 곡선을 Fig. 9 에 표시하였다. 제한조건이 한 개이므로 응력에 대한 제한조건이 활성화 제한조건이 된다. 그러나 산출된 최적해는 근사모델에 기초하여 구해진 것이다. 따라서 구해진 국부최적해에 대하여 유한요소해석을 통하여 초기에 설정된 허용응력을 만족하는지를 검토하였다. Table 5 는 국부최적해에 대하여 유한요소해석을 통해 산출된 최대응력을 표시한 것이다. 이들은 초기치를 20 회 이상 변경하여 산출한 국부최적해이다. 국부최적해 중 설계점 P_3 가 초기에 설정된 식 (2)의 제한조건을 만족시키면서 중량이 최소가 되는 최적해이다.

Table 5 Local optimum points

Local optimum	A(mm)	B(mm)	W (kgf)	σ_{max} (MPa)
P_1	18	87.7	49	104.3
P_2	27.5	78.9	52.4	93.4
P_3	40.2	83.1	54.8	84.4
P_4	19.3	49.7	55.2	84.1

4. 결론

본 연구에서는 매니폴드 밸브의 구조적 안정성을 고려한 매니폴드 밸브 바디의 형상 최적설계를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구를 통하여 매니폴드 밸브의 형상최적설계는 크리깅 메타모델을 이용하는 것이 효율적임을 알 수 있었다. 중량 및 최대응력에 대한 각각의 크리깅모델 역시 신뢰도 있는 근사모델이 산출되었다.

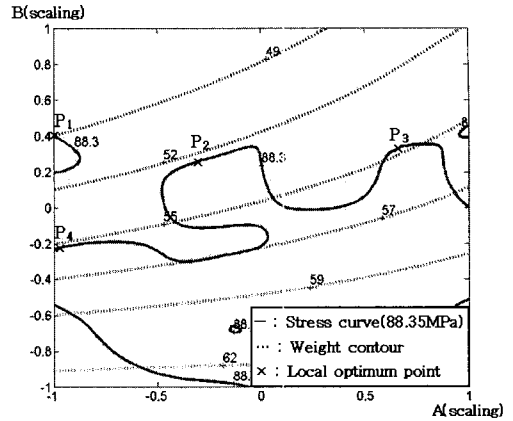


Fig. 9 Contour of weight-kriging model and constraint curve

(2) 제시된 설계과정을 적용하여 매니폴드 밸브의 중량을 초기설계 대비 13.0% 경량화시킬 수 있었다. 이는 연구 초기 설정한 목표중량을 달성한 것이다.

(3) 밸브의 형상설계를 위해서는 일반적으로 구조해석, 유동해석, 구조-유동 연성해석 등이 수반된다. 또는 이와 함께 열전달 해석 등이 필요할 수도 있다. 이러한 복잡한 해석을 포함한 밸브설계에 민감도기반최적설계 기법을 도입하는 것은 한계가 있다. 즉, 본 연구에서 제시한 절차는 매니폴드 밸브 이외의 밸브 설계에도 적용될 수 있다고 판단된다.

후 기

이 논문은 동아대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- Kim, Y. C., "Industrial valve and global standard," Korean Fluid Machinery Association, Vol. 11, No. 4, pp. 63-68, 2008.
- Skousen, L. P., "Valve handbook," Elsevier, 2006.
- MSC Software Corporation, "MSC NAST-RAN 2004 design sensitivity and optimization user's guide," pp. 123-124, 2004.
- VR & D, "GENESIS ver.6.0 user's manual," 2000.
- Guinta, A. and Watson, L., "A comparison of approximation modeling techniques: polynomial

- versus interpolating models,” Proceedings of the 7th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multi-disciplinary Analysis and Optimization, Vol. 2, pp. 392-440, 1998.
6. Kang, J., Lee, J. M., Kang, J. H., Park, Y. C. and Park, H. C., “Optimization of a gate valve using orthogonal array and kriging model,” Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 23, No. 8, pp. 119-126, 2006.
 7. Fang, K.-T., Li, R. and Sudjianto, A., “Design and modeling for computer experiments,” Chapman & Hall/CRC, 2006.
 8. Song, B. C., Park, Y. C., Kang, S. W. and Lee, K. H., “Structural optimization of an upper control arm, considering the strength,” Journal of Automobile Engineering, Vol. 223, No. 6, pp. 727-735, 2009.
 9. Leary, S. J., Bhaskar, A. and Keane, A. J., “A derivative based surrogate model for approximating and optimizing the output of an expensive computer simulations,” Journal of Global Optimization, Vol. 30, No. 1, pp. 39-58, 2004.
 10. Lee, K. H. and Kang, D. H., “Structural optimization of an automotive door using the kriging interpolation method,” Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, No. 12, pp. 1525-1534, 2007.
 11. ANSYS, Inc., “ANSYS Workbench-simulation introduction release 10.0,” 2006.