

〈 논문 〉

CFD 기반의 비선형 초탄성 재료의 구조 설계

박영철[†] · 정대석^{*} · 김지영^{**} · 이종문^{**}
(2005년 6월 22일 접수, 2006년 2월 25일 심사완료)

The Structural Design for Nonlinear Hyperelastic Materials Based on CFD

Young-Chul Park, Dae-seok Jung, Ji-young Kim and Jong-moon Lee

Key Words: Hyper-Elastic Material(초탄성 재료), Computer Fluid Dynamic(전산유체), Butterfly Valve(버터플라이 밸브), Finite Element Method(유한요소법), Optimization(최적화)

Abstract

The hyper-elastic material has been used gradually and its range was extended all over the industry. The performance prediction of hyper-elastic material was required not only experimental methods but also numerical methods. In this study, we presented the process how to use numerical method for hyper-elastic material and applied it to seat-ring of butterfly valve. The finite element analysis was executed to evaluate the mechanical characteristics of hyper-elastic material. And the optimum model considered conditions and features. According to that model, the load conditions were obtained by using CFD analysis.

1. 서 론

고무 재료는 고도의 신장성과 우수한 탄성 복원 능력 및 에너지 흡수의 진동 감쇄 특성으로 인하여 전자, 기계, 자동차, 건설 등 다양한 산업 분야에서 밀봉 장치, 방진 및 제진 장치의 주요 부품으로 널리 이용되고 있다. 최근에는 컴퓨터의 대형화, 고속화에 따라 비선형 수치해석적 방법을 이용하여 고무 부품의 거동을 해석하는 것이 실용화되었고,^(1,2) 이를 통하여 제품의 개발비용 및 시간을 절약할 뿐만 아니라 고무 부품의 성능을 향상시킬 수 있게 되었다.⁽³⁻⁵⁾

고무 재료에 대한 유한요소 해석과 실험에 관하여 Rivlin,⁽⁶⁾ Ogden⁽⁷⁾ 등은 변형을 에너지 함수를 기반으로 한 비선형 대변형 재료 모델을 제시하였으며, Arruda와 Boyce⁽⁸⁾ 등은 8-체인(eight-chain) 분자구조를 이용한 재료 모델을 제안하기도 하였다. Bradley 등⁽⁹⁾은 Valanis-Landel 함수를 이용하여 단축 인장시험 결과만으로 해석결과를 향상시키는 방법을 제안하기도 하였고, Miller 등⁽¹⁰⁾은 단축 인장뿐만 아니라 순수 전단 및 이축 인장시험 등을 통하여 유한요소 해석을 위한 물성을 파악하였다. 최근에는 고무의 특성상 금속과의 접촉을 고려한 수치해석적 방법에 대한 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 고무 재료에 대한 수치해석적 접근 방법을 제안하고, 유조선용 버터플라이(butterfly) 밸브(valve)에 사용되는 고무시트에 대하여 이를 적용하였다. 고무시트의 경우 금속과 접촉되어 있고, 고압의 유체에 노출 되어있으며 밸브의 실링(sealing) 역할을 한다.

[†] 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : parkyc67@mail.donga.ac.kr
TEL : (051)200-6991 FAX : (051)200-7656

^{*} 동아대학교 대학원

^{**} 동아대학교 대학원

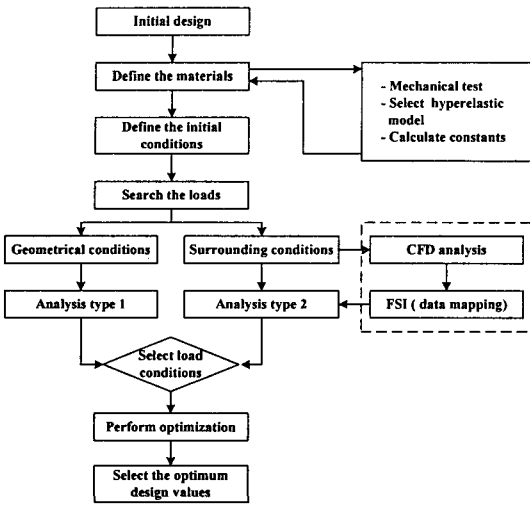


Fig. 1 Design process for the hyperelastic material

1.1 초탄성 재료에 대한 설계 프로세스

Fig. 1에는 본 연구에서 제안한 고무 재료에 대한 설계 과정을 나타내고 있다. 초탄성 재료에 대한 유한요소 해석을 위하여 물성 시험을 실시하고, 응력-변형률 결과와 부품의 특성을 고려한 변형률 에너지 함수를 선정하였으며 재료 상수를 결정하였다. 또한 부품의 사용상 특성을 고려하여 비선형 접촉해석과 유동해석(CFD analysis)⁽¹¹⁾을 통하여 적절한 하중조건을 도출하고, 이를 초기 모델에 적용하고 설계 변경을 통하여 최적의 설계 값을 도출하였다. 따라서 본 연구는 이러한 설계 프로세스를 이용하여 해석을 수행하였다.

벨브 시트의 비선형 접촉 해석을 수행하기 위하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 8.1을 이용하였고, 유동해석을 위하여 CFX 5.7을 이용하였다.

2. 이론적 배경

전형적으로 고무 재료는 100~200% 이상의 변형률을 보이며 원래 형상으로 돌아오는 초탄성의 성질을 가진다. 고무재료는 그 특성상 변곡점을 가지는 다양한 형태의 응력-변형률 선도를 나타낸다. Fig 2.의 (a)에는 변곡점이 없는 경우이며, (b)는 변곡점이 하나일 때를 나타내며, (c)는 변곡점이 2개 일 때의 고무재료에 대한 응력 변형률 선도를 나타낸다. 이러한 재료는 대부분 비압축성으로 알

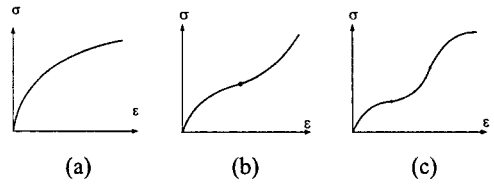


Fig. 2 Strain-stress curve of hyper-elastic materials

려져 있으며 일반적인 후크의 법칙으로는 설명하기가 어렵다. 따라서 후크의 법칙을 식 (1)과 같은 다항식으로 표현하였고, 이를 보완하기 위하여 다양한 초탄성 모델이 개발되었다.

일반적으로 고무의 거동은 주변형률(principal strain invariant)과 주연신률(principal stretch ratio)로 표현된다. 고무의 해석을 위하여 변형률 불변량을 주연신률로 표현하면, 식 (2), (3), (4)와 같다.

$$a_0\epsilon^0 + a_1\epsilon^1 + a_2\epsilon^2 + \dots + a_8\epsilon^8 \quad (1)$$

Neo-Hookean model
Mooney-Rivlin model
Ogden model

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (2)$$

$$I_2 = \lambda_1^2\lambda_2^2 + \lambda_2^2\lambda_3^2 + \lambda_3^2\lambda_1^2 \quad (3)$$

$$I_3 = \lambda_1^2\lambda_2^2\lambda_3^2 \quad (4)$$

여기서 λ는 연신율(stretch ratio)이다.

유한요소 해석을 위해 초탄성 모델은 변형률 에너지 밀도 함수(strain energy density function :W)로 표현되며, 이는 단위체적당 변형에너지의 물리적 의미를 가진다. Mooney 및 Rivlin 등은 식 (5)와 같이 변형률 에너지 밀도 함수를 주변형률 불변량으로 나타내었고, Ogden 등은 주연신율로 변형률 에너지 밀도 함수를 나타내었으며 식 (6)과 같다.

$$W = W(I_1, I_2) = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(I_1-3)^i(I_2-3)^j \quad (5)$$

$$W = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n}) - 3 \quad (6)$$

고무 재료에서의 응력은 식 (7)을 이용하여 각 변형률 성분에 대한 변형률 에너지 밀도 함수의 도함수로부터 구한다.

$$[S] = \frac{\delta W}{\delta [E]} \quad (7)$$

여기서, $[E]$ 는 Green-Lagrange 변형률이고, $[S]$ 는 2nd Piola-Kirchhoff 응력이다.

초탄성 모델들의 특징으로 다항식 형태의 모델은 고 변형률에서 더욱 정밀한 근사값을 제공하며, Neo-Hookean 모델은 저변형률에 사용되며, 일정 전단 계수를 사용한 가장 간단한 모델이다.

Arruda-Boyce 모델은 300% 이상의 변형률에 사용되는 8-체인 모델이며, Ogden 모델은 단순인장의 경우 고 변형률과 미소한 압축성 재료에 적합하다.

Mooney-Rivlin 모델은 식 (5)와 같이 나타내며 변곡점의 개수에 따라 2, 3, 5, 9 차의 식으로 나누어진다. 이는 재료의 변형률의 범위 따라 적합한 매개변수 개수를 선택하여 해석하기 때문이다.

여기서, 5차의 Mooney-Rivlin 모델의 경우 식 (5)에서 2차 항까지 고려한 경우로 식 (8)과 같다.

$$W = c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + c_{01}(\bar{I}_2 - 3) + c_{20}(\bar{I}_1 - 3)^2 + c_{11}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3) + c_{02}(\bar{I}_2 - 3)^2 + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad (8)$$

각 초탄성 모델에서의 계수 값들은 재료의 상수로써 공칭응력-연신을 관계와 실험데이터를 통하여 구할 수 있다.

3. 재료 물성 시험 및 재료 상수 결정

3.1 고무 시험

본 연구에서 사용된 고무 재료는 유조선용 벨브의 시트 소재로서 니트릴(nitrile) 함유량이 41% 이상인 재료이다. 고무의 배합 시 사용된 가황제로는 황(sulfur)을 사용하였고, 충전제(filler)로는 카본 블랙(carbon black)을 사용하였으며, 또한 공정 조제로는 실리카 #155를 첨가하였다.

고무의 정적 변형 특성을 지배하는 재료 상수를 구하고, 금속과의 접착 강도 특성을 평가하기 위해 단축 인장 시험과 90° 박리 시험을 실시하였다. Fig. 3의 (a)와 (b)는 각각 인장 및 박리 시험의 시험편 형상 및 치수를 나타내었다.

각 시험편에 대하여 부품의 사용 특성을 고려하기 위하여 ASTM No 3에 따라 내유성 시험을 실시하였다. 인장시험은 KS M 6518에 따라 수행하였고, 시험은 장력계(tensometer)를 이용하여 500±25 mm의 속도로 측정하였다. 또한 연구 대상인 시트링의 경우 고무-금속의 접착 상태가 유지되어야 하

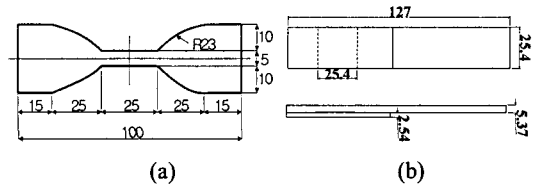


Fig. 3 Specimen for (a) uniaxial tension and (b) adhesive strength test (unit : mm)

므로 접착강도 특성을 파악하기 위한 박리 시험을 실시하였다. 시험 속도는 50±2.5 m/s로 실시하였고 접착강도의 계산은 식 (9)로 하였다.

$$T_A = F/b \quad (9)$$

여기서 T_A 는 접착강도(MPa), F 는 박리 하중(N), b 는 접착판의 너비(mm)이다.

Fig. 4는 인장시험의 결과이다. 최대 인장강도는 20 MPa이고, 고무재료의 특징인 변곡점이 2개가 나타나며 최대 신장율은 445%이다. Fig. 5는 박리시험의 결과로 14개 시험편에 대한 평균 접착강도는 10.27 MPa로 나타났다.

3.2 고무의 재료 상수 결정

고무 재료에 대한 유한요소 해석을 위하여 적절한 변형률 에너지 밀도 함수를 선택해야 한다.

실험 데이터에 대하여 실제 재료의 변형을 예측하기 위해 5-차 Mooney-Rivlin 모델을 이용하였다. 이 모델은 식 (8)에서와 같이 고무의 거동을 나타내기 위하여 C_{10} , C_{01} , C_{20} , C_{11} , C_{02} 의 5개의 재료 상수를 필요로 한다. 재료 상수는 응력-변형률 선도에 커브-피팅을 함으로써 구하였다. 이를 위해 사용된 시험 데이터의 수는 24개로 하였다.

본 연구에서 사용된 고무 시트의 경우 디스크와 의 접촉을 고려한 경우이므로 고 변형률에 대하여는 고려하지 않았다. 따라서 140%까지 신장률에 대해 커브-피팅을 실시하였다. Fig. 6에는 관심 범위에 대한 응력-변형률 시험 결과선도와 커브-피팅한 선도를 나타내었다. 변형률이 10% 미만에서는 다소 차이가 있으나, 나머지 구간에서는 잘 일치하였다.

Table 1에는 커브-피팅한 결과를 통해 구한 고무 상수 값들을 나타내었다. 또한 계산에 대한 오차의 제곱평균제곱근(root-mean square errors)은 8.815 %이다.

4. 시트링의 유한요소 해석

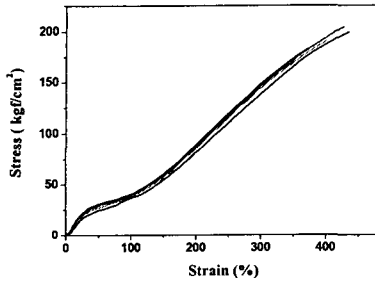


Fig. 4 Uniaxial tension test results

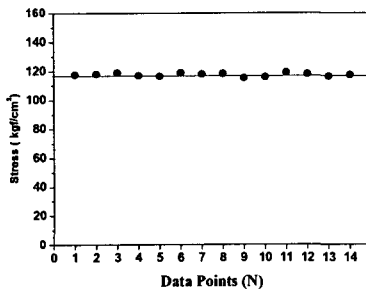


Fig. 5 Results of adhesive strength test for the rubber to the metal

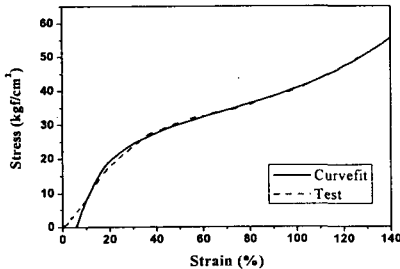


Fig. 6 Curve fitting for the uniaxial tension test results

Table 1 5-term Mooney-Rivlin constants

Constants	Value	RMS (%)
C_{10}	1.79023×10^4	8.815
C_{01}	-2.67743×10^3	
C_{20}	5.20970×10^{-6}	
C_{11}	-7.03804×10^{-4}	
C_{02}	-4.47499×10^2	

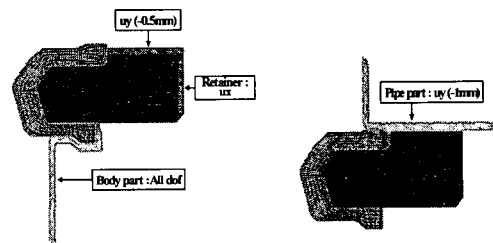
4.1 해석 모델

시트는 밸브에 조립되는 과정에서 예변형을 일으키므로 이를 먼저 고려하였고, 다음으로 디스크의 회전에 따른 시트와의 접촉하는 경우와 밸브의 열림각도에 따른 최대 유체압이 적용되는 경우에 대하여 각각 해석을 실시하였다. 시트링의 경우 밸브의 전체 형상에 대하여 축대칭 형상으로 가정하여 2차원 4절점 요소를 사용하였고, 시트와 접하는 디스크와 바디는 강체로 가정을 하였다. Fig. 7에 해석모델 및 경계조건을 나타내었다.

4.2 초기 조건의 결정

밸브는 먼저 리테이너와 바디의 볼트체결에 의해 조립이 된다. 이때의 시트는 바디와 접촉을 하게되면서 압축 고정된다. 다음으로 밸브가 파이프 배관에 체결이 되어 시트와 파이프의 접촉이 발생하여 시트는 압축이 된다. 시트의 초기 조건에 대한 비선형 접촉 해석은 총 2 step으로 나누어 수행하였으며, step 1의 결과에 중첩하여 step 2의 해석을 수행하였다.

초기조건에 대한 해석결과를 Table 2에 나타내었다. 결과 특성치로는 von-Mises 응력 분포와 접촉 압력 분포 고려하였다. 시트링은 바디와 체결할 때 다소 높은 응력이 발생하였으나, 파이프 체결 후



(a) Step 1

(b) Step 2

Fig. 7 Finite element model and Boundary condition

Table 2 The results of initial analysis

	Step 1	Step 2
von-Mises stress (MPa)	4.16	3.068
Contact	Max (MPa)	6.972
	Min (MPa)	6.237
Pressure	Max (MPa)	-0.34
	Min (MPa)	-0.344

최대 응력이 38% 정도 감소하였고, 시트부의 응력 또한 25% 정도 감소하였다. 그러나 접촉압력은 step 1에서 step 2로 진행되는 동안 큰 차이가 발생하지 않았다. 이는 step 1의 경우 시트의 한쪽에서만 고정되어 있으므로, 리테이너에서 이탈하는 방향의 반력이 발생한다. step 2의 파이프 체결 후에는 시트가 장착이 되는 상태로써 응력분산효과에 의해 최대응력이 감소하였다. step 1과 step 2에서 시트는 다른 두 부분에서 각각 접촉이 발생하므로 접촉압력의 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

4.3 하중 조건의 결정

밸브에는 독립적으로 발생하는 두 가지의 하중이 적용된다. 첫 번째는 밸브가 닫힘으로 디스크와 시트의 접촉에 의해 발생하는 변위 하중으로 밸브의 주요 기능인 실링 능력을 결정하게 된다. 두 번째는 밸브의 열림 각도에 따른 유체의 압력으로 시트와 금속의 접촉상태를 결정하게 된다. 이러한 두 가지의 하중을 검토한 후 더욱 엄격한 조건에 대하여 고려하였다. 첫 번째 하중조건인 변위하중을 Fig. 8의 (a)에 나타내었다. 이는 밸브가 닫힘으로 디스크와 시트의 접촉으로 발생하며 디스크는 스템(stem)을 축으로 하여 회전하며 밸브가 닫힐 경우 시트와의 접촉이 발생한다. 또한, 밸브는 유체의 흐름을 차단하고 유량을 조절하는 특징을 가지고 있다. 이때 디스크의 개폐각도에 따라 내부에 흐르는 유체의 내부의 압력은 변화된다. 디스크의 열림각도에 따른 동적압력을 산출하기 위해 해석을 수행하였다. 내부유체는 상온의 물을 사용하였다. Table 3은 유동해석의 결과로 디스크의 개폐각도에 따른 최대 압력과 최대 속도를 나타내었다. 해석 결과 디스크의 열림각도가 15° 일 때 가장 높은 압력 및 속도 값을 나타내고 있다. 밸브가 닫혔을 때에는 모든 표면에 동일한 압력이 적용되는 반면 밸브가 열리면서 표면에 압력변화가 급격하게 변화하는 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 최대의 유체압이 발생하는 15°의 경우에 대해서만 고려하였다. CFD 해석을 통해 산출한 압력 데이터를 구조해석 모델에 적용하여야 한다. 그러나 유동해석과 구조해석에서 사용된 요소의 개수와 형상이 상이하므로 이를 적용하기 위하여 보간법을 이용하여 데이터를 변환하였다. 두 번째 하중조건인

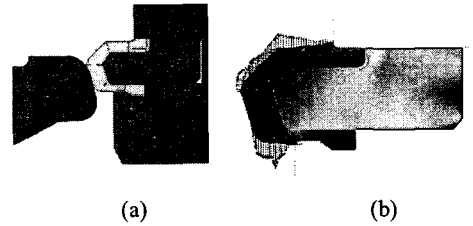


Fig. 8 (a) The constraint by the disc rotating, (b) The pressure distribution on valve surface (15°) and application of CFD results to the structure model

Table 3 The results of CFD analysis

Opening Angle (°)	Max Pressure (Pa)	Max Velocity (m/s)
15	43.80×10^4	56.34
30	7.47×10^4	26.00
45	2.95×10^4	16.01
90	1.08×10^4	7.76

유체에 의한 하중을 Fig. 7의 (b)에 나타내었다. 이것은 밸브 열림 각도가 15° 인 경우 밸브 표면에서의 유체 압력을 구조 모델에 적용한 것이다.

4.4 유한요소 해석 결과

초기 조건과 두 경우의 하중조건에서의 해석 결과를 Table 4에 나타내었다. 고무시트의 응력 및 접촉압력은 초기 상태와 큰 차이가 발생하지 않았지만 밸브의 닫힘에 의한 변위 하중이 적용될 때가 가장 높은 접촉 압력 및 응력이 발생하였다.

각각의 하중조건에 대하여 살펴보면 먼저 밸브가 닫혔을때의 변위하중의 경우는 유체의 설계 압력과 밸브 디스크-고무시트에서 발생하는 최대 접촉압력을 비교하여 밸브의 실링 상태를 평가하였다. 이때 유체의 설계 압력은 2 MPa 이고, 최대 접촉압력은 0.5382 MPa이다. 결과에서 밸브의 중요특성인 실링을 유지하지 못함을 알 수 있다. 다음으로 밸브가 열렸을 때의 유체압력을 적용한 경우는 시트와 금속이 분리되는 형태인 음(-)의 접촉압력과 시험에 의한 고무-금속의 접촉강도를 비교 평가하였다. 이때 시험을 통한 금속-고무의 박리강도는 11.8MPa이고 음의 접촉 압력의 스칼라 값은 0.337MPa이다. 결과에서 시트의 접촉력은 외부 유체의 하중에 대하여 충분히 견딜 수 있음을

Table 4 Analysis results of the initial condition and two types of loads

		Initial states (step 2)		Contact analysis due to disc rotating		Analysis based on CFD analysis	
Parts		Seat ring	Seat	Seat ring	Seat	Seat ring	Seat
von-Mises stress (MPa)		27.764	3.068	30.162	3.101	27.678	3.068
Contract pressure	Disc-Seat (MPa)	-		1.121		-	
	Rubber-metal (MPa)	0.444		0.209		0.337	

알 수 있다. 따라서 시트의 설계에서 검토된 두 가지의 하중조건에 대하여 디스크와 시트의 접촉에 대한 변위하중을 고려하여 설계되어야 함을 알 수 있었다.

5. 시트링의 최적설계

초기의 모델에 대한 시트링의 경우 밸브의 주요 특성인 실링 능력이 만족되지 못하고 있다. 따라서 앞서 수행한 두 가지의 하중 조건 중에서 디스크의 회전에 의한 접촉 조건을 기준으로 설계 변경을 실시하고, 이에 대한 최적화를 수행하였다.

5.1 설계변수의 설정

초기의 설계에 대한 시트링에 대하여 밸브의 특성을 고려하여 Fig. 9에서의 var1, var2, var3의 3곳에 대하여 설계변수를 선택하였다. 실링 능력이 만족되지 못하고 있으므로 시트의 폭(var1)과 리테이너의 폭(var2)이 초기의 설계보다 더욱 두꺼워야 함을 알 수 있다. 따라서 각각의 설계 변수에 대한 설계 구간을 Table 5와 같이 선정하였다.

5.2 시트링의 최적화

최적 설계 문제는 목적함수 및 제한조건 함수로 구성되어 있다. 그러나 실제 최적화 문제에서는 목적함수 식을 정확히 알기가 어렵고, 전역적 최적해와 국부적 최적해를 구별하기가 쉽지 않다.

시트링의 경우 먼저 부문제법을 이용하여 근사적인 최적해를 구하고, 이의 결과를 최속강하법의 초기 값으로 선정하여 더욱 엄밀한 최적해를 구하였다.⁽¹²⁾

구조 문제에 있어서의 최적화 문제는 대부분 중량이나 체적을 그 목적함수로 취하고 응력이나

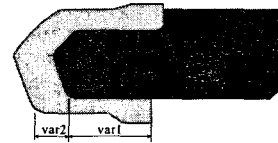


Fig. 9 Design variable

Table 5 The design range for design factor (units : mm)

	var1	var2	var3
Initial value	36.4	5.6	8
Design range	36.0 ~ 38.0	5.6 ~ 6.6	7 ~ 9

변위 등을 제한 조건으로 사용하고 있지만, 본 연구 대상의 경우 그 크기가 매우 작은 반면, 제품의 성능을 결정하는 매우 중요한 부분이다.

또한 밸브 사용 시 작동 토크에 상당히 많은 영향을 미치게 된다. 이러한 토크값을 해석과정에서 Disc와 Seat의 접촉으로 발생하는 Disc 회전 중심에서의 반력 모멘트로 생각하였다. 따라서 본 연구에서는 디스크와 시트의 접촉 시 발생하는 디스크의 모멘트를 목적함수로 선정하였으며, 이를 통하여 밸브의 작동 토크를 평가하였다. 제약함수로는 고무의 인장강도(σ_{all})와 밸브에 적용되는 최대의 유체 압력(p_{all})을 고려하였으며, 각각에 대하여 설계 시 적용되는 안전율(S) 1.5 ~ 2를 적용하였다.

시트링의 최적화 문제에 대한 정식화를 식 (10)에 나타내었다.

Minimize : M

Subject to : $\sigma_i < \sigma_{all} \quad (i = 1,2,3, \dots, m) \quad (10)$

$p_j \geq p_{all} \quad (j = 1,2,3, \dots, n)$

Table 6 Results of optimization

		Initial model	Subproblem approximation method	First order method	experiment value(MPa)	Safety factor (S)
Design parameter	var1(mm)	36.4	37.746	37.655	-	-
	var2(mm)	5.6	5.9624	5.9907	-	-
	var3(mm)	8.0	8.0570	7.8801	-	-
Stress (MPa)		3.101	3.7444	4.1331	20	4.83
Contact pressure (MPa)		1.121	4.1212	3.5132	10.27	2.92
Reaction moment ($\times 10^5$ N-m)		7150.3	9230.4	7362.7	-	-

여기서 M 는 디스크의 반력 모멘트이고, σ_i 는 최적화를 통하여 얻어지는 응력의 특성치, σ_{all} 는 안전율을 고려한 시트의 허용응력을 의미한다. 또한 p_j 는 최적화를 통해 구하여지는 디스크와 시트에서의 접촉 압력이고, p_{all} 는 적용유체의 압력을 고려한 기준 접촉 압력이다.

5.3 최적화 결과

공학설계 문제에서 최소화 또는 최대화 해야할 목적함수를 정확히 파악하는 것은 매우 중요하다. 특정한 문제에 있어 어떤 설계 변수가 조절이 가능한 것인가를 알아내고, 실용성이 있는 엄밀한 최적해를 결정한다는 것은 쉬운 문제가 아니지만, 일반적인 형태의 정적문제와 그에 대한 목적함수 값을 이용하여 버티플라이 밸브의 시트링의 제한조건이 있는 최적설계를 수행하였다.

부문제법을 통한 근사 최적값을 엄밀한 최적값을 찾기 위한 초기 설계 값으로 설정하고 최속강하법을 이용하여 최종적인 설계 변수의 조합을 도출하였다. Fig.10의 (a)는 최속강하법을 통해 구한 최적의 설계 값에 대한 시트의 해석결과를 나타내었고, 이때의 접촉압력 값을 (b)에 나타내었다.

Table 6에는 초기 설계에 대한 특성치와 부문제법 및 최속강하법에 의해 최적화 된 설계변수 조합과 각 특성치를 나타내었다. 표에서 알 수 있듯이 근사 최적화를 통하여 실제 최적 값에 상당히 근접해 있음을 알 수 있다. 최적화 결과 허용응력에 대하여 안전율을 만족하며, 기준 접촉압력 값에 만족된 결과를 얻을 수 있었다.

최적화알고리즘을 이용하여 목적함수에 대한 각 설계 변수의 민감도를 Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13에 나타내었다. var1과 var2의 경우 시트와 리테이너의 두께를 결정하는 인자로서 각각의 인자값이 증가할수록 목적함수 값이 증가하는 것을 알

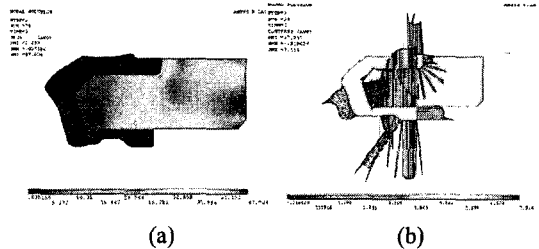


Fig. 10 The result of optimum design, (a) stress of seat ring (b) contact pressure by first order method

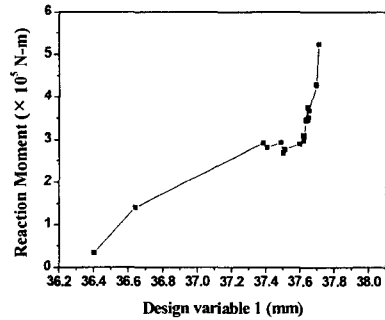


Fig. 11 Sensitivity of var1 for the optimization

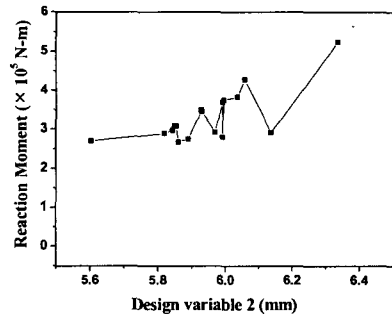


Fig. 12 Sensitivity of var2 for the optimization

수 있다. 그러나 var3의 경우 특정 구간에서 최대의 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

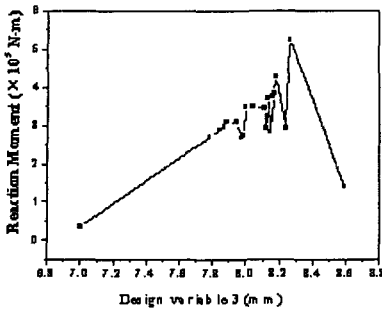


Fig. 13 Sensitivity of var3 for the optimization

6. 결 론

초탄성 재료에 대한 수치해석 프로세스를 제안하고, 재료상수의 도출하였다. 또한 유체역학적 하중을 고려한 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고무 재료에 대한 수치해석적 방법을 적용하기 위한 프로세스를 제시하고, 이를 적용하였다.

(2) 고무 재료를 단순 인장시험 및 90° 박리시험을 통하여 기계적 물성을 평가하고, 재료의 사용조건과 물성을 고려하여 적절한 모델을 선정하여, 그에 따른 재료 상수를 도출하였다. 그러나 더욱 엄밀한 고무 재료의 상수를 얻기 위해서는 단축인장뿐만 아니라 압축시험과 이축인장시험을 추가적으로 수행하여야 함을 알 수 있었다.

(3) 금속과 접촉을 하는 초탄성재료에 대해 유한요소법을 이용한 비선형 접촉해석을 이용하여 특성치를 평가할 수 있었다. 또한 유동해석 결과값을 이용한 연성해석을 실시하여 시트의 성능을 평가할 수 있었다.

(4) 해석결과 중 만족되지 못하는 시트의 실링력에 대하여 최적화 방법을 이용하여 성능을 개선할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었음을 밝히며, 연구지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Antoun, N., Jankovich E. and Estebent, T., 1994. "Applications of Major FEM Code to the Stress Analysis of Rubber Parts," Stuttgart.
- (2) Shoup, T. E. and Fegan, G. R., 1993, "Computer Assisted Design of Rubber Shear Springs," *Computers Engineering, ASME*.
- (3) Moreau, C., Thuillier, S., Rio, G. and Grolleau, V., 1998, "The Mechanical of a Slightly Compressible Rubber-Like Material: Correlation of Simulations and Experiments," *Rubber Chemistry and Technology*, Vol, 72, pp. 269~282.
- (4) Kim, H.Y., Choi, c., Bang, W.J and Kim, J.S., 1993, "Large Deformation Finite Element Analysis for Automotive Rubber Components," *Trans. of KSAE*, Vol. 15, No. 1, pp. 107~119.
- (5) Jone, M.S., Moon, H.K. and Kim, S.J., 1997, "A Simple Finite Element Method to Determination of Deformed Shape and Load-Displacement Curve of Elastomers," *Trans. of KSME(A)*, Vol 21, No. 2, pp. 217~222.
- (6) Rivlin, R.S., and Saunders, D. W., 1951, "Large Elastic Deformation of Iostropic Materials - VII. Experiments on the Deformation of Rubber," *Philos, Trans, R. Soc(A)*, Vol. 243, pp. 251~288.
- (7) Ogden, R.W., 1972, "Large Deformation Isotropic Elasticity: On The Correlation of Theory and Experiment for Incompressible Rubberlike Solids," *Proc. of The Royal Society(A)*, Vol. 326, pp. 565~584.
- (8) Arruda, E. and Boyce, M.C., 1993, "A Three-Dimensional Constitutive Model for the Large Stretch Behavior of Rubber Elastic Materials," *J. Mech Phys. Solids*, Vol. 41, No. 2, pp. 389~412,
- (9) Bradly, G.L., Chang, P.c., Mckenna and G. B., 2001, "Rubber Modeling Using Uniaxial Test Data," *J. of App. Poly, Sai.*, Vol, 81, pp. 837~848,
- (10) Miller, k., 2002, "Structural Testing of Materials for Finite Element Analysis of Elastomeric Parts," Automotive Elastomers Conference.
- (11) CFX user guide.
- (12) Jasbir S. A., 2001, "Introduction to Optimum Design," Mc Graw Hill.