

피로수명예측을 위한 반응표면근사화와 순위선호정보를 가진 다기준최적설계에의 응용

백석흠* · 조석수** · 주원식†

(2008년 7월 21일 접수, 2008년 12월 22일 수정, 2009년 1월 19일 심사완료)

Response Surface Approximation for Fatigue Life Prediction and Its Application to Multi-Criteria Optimization With a Priori Preference Information

Seok-Heum Baek, Seok-Swoo Cho and Won-Sik Joo

Key Words: Multi-criteria Optimization(다기준최적설계), Preference(선호), Compromise Decision Support Problem(절충의사결정문제), Chebyshev Orthogonal Polynomials (Chebyshev 직교다항식), Fatigue Life(피로수명), Bogie Frame(대차프레임)

Abstract

In this paper, a versatile multi-criteria optimization concept for fatigue life prediction is introduced. Multi-criteria decision making in engineering design refers to obtaining a preferred optimal solution in the context of conflicting design objectives. Compromise decision support problems are used to model engineering decisions involving multiple trade-offs. These methods typically rely on a summation of weighted attributes to accomplish trade-offs among competing objectives. This paper gives an interpretation of the decision parameters as governing both the relative importance of the attributes and the degree of compensation between them. The approach utilizes a response surface model, the compromise decision support problem, which is a multi-objective formulation based on goal programming. Examples illustrate the concepts and demonstrate their applicability.

1. 서 론

철도차량의 피로수명예측은 안전성과 신뢰성을 확보하고 높은 품질을 위한 중요한 관점이다. 일반적으로 화차(freight train)는 복잡한 하중조건(동하중)을 받고 있고, 25년 이상 사용할 수 있는 수명이 요구되기 때문에 최적설계 과정에서 피로수명을 고려하는 내구성 만족이 중요하다.

이것은 최적설계 과정에서 추가의 제한조건으로 최소 피로수명 값을 사용해서 접근할 수 있다.⁽¹⁾

하지만 피로수명은 회수(cycle)의 함수이기 때문에 미분 가능성이 불확실하고 최대 응력값 보다 응력범위에 더 의존적인 경우가 많아 최적설계 적용에 제약이 따른다. 이 영역의 보고에서, CAE와 연계한 현실적인 예제와 적용방법은 광병만 등,^(2,3) Merkel 등,⁽⁴⁾ Wang 등,⁽⁵⁾ Mrzyglod 등⁽⁶⁾의 논문에서 유한요소해석과 피로해석을 연결하여 최적설계를 수행하는 과정을 볼 수 있다.

유한요소해석 기반의 피로해석은 재료 물성치, 하중처리, CAD기반 유한요소모델링의 3가지 입력항목과 관련된다. 이때 피로수명을 고려한 최적설계는 다음 두 가지의 수치적 잡음(numerical noise)이 응답값인 수명에 포함될 수 있다.

(1) 레인플로사이클집계(rainflow cycle counting) 과정⁽⁷⁻¹²⁾

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : wsjoo@daunet.donga.ac.kr
TEL : (051)200-7641 FAX : (051)200-7656

* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 강원대학교 삼척캠퍼스 기계자동차공학부

(2) 설계변수의 변화에 따른 유한요소모델의 임계요소(critical element) 변화

레인플로사이클집계 과정은 변동하중이력을 일정진폭 데이터와 비교할 수 있는 단순화된 하중이력으로 줄이는 것이다. 정수로 분류되는 단순화된 하중이력은 사이클집계 과정에서 낮은 대역범위를 제외한다. 따라서 피로관점에서 볼 때 피로손상이 최대 응력 값보다 응력범위에 의존적인 경우 피로수명 계산의 오차가 발생할 수 있다. 또한 피로해석 결과는 유한요소모델의 임계요소의 형상 변화에 민감하다. 임계요소의 형상 변화는 도함수 기반의 최적설계문제에서 불연속점이 생성되어 큰 오차의 원인이 된다.

이 범주의 접근에 대해, 반응표면모델(response surface model)의 유연한 성질(smoothness)은 피로해석 과정에서 수치적인 잡음을 효과적으로 제거할 수 있다.^(13,14) 일반적인 반응표면모델은 n 개 ($n>1$)의 설계변수에서 예측된 응답 y 의 관계를 근사한 것으로 낮은 차수의 다항식 형태인 유연한 함수이다. 이 유연한 함수의 성질은 수치해석 과정의 수치적 잡음을 매끄럽게 하는 바람직한 특성을 가진다. 이것은 설계자에게 응답의 전체적인 관점(global view)에 대한 정보를 제공한다.⁽¹⁵⁾ 이 유연성은 간단한 도함수 기반의 최적화 계산을 가능하게 한다. 또한, 응력 및 피로해석 등의 서로 다른 영역을 담당하는 해석분야를 연결하고 상호 데이터 교환을 효율적으로 다룰 수 있다.

이상과 같은 관점에서 본 연구에서는 피로수명예측을 위한 최적설계에 대해 2단계 반응표면모델의 응용을 제안한다. 적용 예제는 컨테이너 화차용 대차프레임(bogie frame)의 제동 브라켓 엔드빔(end beam)의 피로파손에 대해 제안한 방법의 유효성을 설명한다. 응력 및 피로수명예측을 위한 반응표면모델은 Chebyshev 직교다항식(Chebyshev orthogonal polynomial)^(6,16-19)을 이용한다. 피로수명 계산은 응력-수명 곡선에 공칭동적 응력을 고려하기 위해 피로노치계수(fatigue notch factor)^(20,21)를 적용하였다. 피로노치계수는 유한요소모델에 균열을 도입하지 않고 계산된다. 최적설계 작업은 피로수명 증가를 고려한 최소 응력과 최소 중량이 대립하는 세 기준의 최적화를 요구한다. 그러므로 다기준최적설계(multi-criteria optimization)⁽²²⁻²⁷⁾접근이 요구된다. 세 기준을 포함하는 다중목적함수 설계문제는 2단계 과정: 순위선호정보(priori preference information)⁽²⁷⁻³⁰⁾를 가

지는 과정과 절충의사결정문제(compromise decision support problem)⁽³¹⁻⁴⁰⁾로 해결한다. 순위선호정보를 가지는 과정은 다기준최적설계문제를 단일기준최적설계문제로 변경시켜 목적함수의 중요도에 따라 순위별로 계층적 최적화하는 방법이다. 이후 단계는 최적화 과정에서 얻은 최적해와 목표값으로부터 편차의 허용값을 설계자가 대화적으로 설정하고, 우선순위가 높은 모든 목적함수에 대해 최적화 과정 동안 등호제약의 형태로 유지하도록 절충한다. 적용 예제는 이 방법을 설명한다.

2. 피로수명예측모델

2.1 Chebyshev 직교다항식

반응표면모델에 대한 전통적인 접근의 두가지 중요한 부분은 어떤 설계점의 값이나 미분값을 이용하는 테일러 전개(taylor series)와 적분법을 이용하는 직교다항식 전개(orthogonal polynomial series)가 있다. 직교다항식 전개에 비해 테일러 전개 형태의 반응표면모델은 설계변수의 범위와 응답의 변동이 작은 변화에 대해서만 적합하다.

설계변수가 직교한다는 것은 어떤 변수의 효과가 다른 변수의 효과에 영향을 미치지 않는다는 것이다. 따라서 응답의 변동크기를 해석하는 경우(예를 들면 불확실성, 피로해석) 설계변수를 직교시킨 실험계획이 효율적이다. 또한 직교다항식은 각항이 서로 독립적이기 때문에 계수의 추정을 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구한다. 이것은 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 기저(base)를 정규화(normalize)할 수 있어 효율적인 회귀식의 표현이 가능하다.^(17,19,41)

본 논문의 피로수명과 응력, 중량에 대한 반응표면모델은 설계변수 x 의 차수가 n 인 Chebyshev 직교다항식 $p_n(x)$ 을 이용한다. 2차 다항회귀모델 형태로 나타내면 아래의 식 (1)로 전개된다.

$$y = b_0 + b_1(x - \bar{x})^2 + b_2 \left[(x - \bar{x})^2 - \frac{a^2 - 1}{12} h^2 \right] + b_3 \left[(x - \bar{x})^3 - \frac{3a^2 - 7}{20} (x - \bar{x}) h^2 \right] + b_n p_n(x) + \dots \quad (1)$$

$$p_0(x) = 1, \quad n = 0$$

$$p_1(x) = x - \bar{x}, \quad n = 1$$

$$p_2(x) = (x - \bar{x})^2 - \frac{(a^2 - 1)}{12}h^2, \quad n = 2$$

$$p_n(x) = p_{n-1}(x)p_1(x) - (n-1)^2\{a^2 - (n-1)^2\}h^2 p_{n-2}(x) / [4\{4(n-1)^2 - 1\}],$$

$$n = 3, 4, 5 \dots$$

여기서 \bar{x} : 설계변수의 평균, a : 수준수, h : 수준 간격계수이다. 차수 n 은 수준수 a 보다 작아야 하며 각 설계변수의 최대 차수는 $a-1$ 이 된다. b_0 , b_i 는 회귀계수로 식 (2)로 나타낸다.

$$b_0 = T/lm = \bar{y} \tag{2}$$

$$b_i = \frac{\sum_{k=1}^a p_i(x_k)y_k}{\sum_{k=1}^a p_i^2(x_k)}, \quad k = 1, 2, \dots, a$$

여기서 $p_i(x_k)$ 의 x_k 는 x 의 각 수준수, y_k 는 각 수준에 대한 해석의 평균을 나타낸다. 직교다항식을 이용하는 장점은 분산분석(analysis of variance)에 있다. 분산분석을 이용한 직교다항식은 응답의 총변동을 1차, 2차, $n-1$ 차의 성분으로 분해하는 것이 용이하다. 따라서 각 차수의 상관관계와 민감도 평가에 의해 어떤 차수까지 표현하는 것이 적절한가의 판단을 할 수 있다.

2.2 응력보정 과정

일반적인 동적하중을 받는 부품의 피로파손은 구멍, 홈, 모서리와 같은 기하학적 형상에 대한 응력집중 최소화가 결정적이다. SS400강으로 만든 용접된 엔드빔은 응력집중계수(stress concentration factor)와 동적하중에 대해 피로노치계수(fatigue notch factor)의 영향을 응력에 반영해야 한다. 본 논문은 노치 근방에 작용하는 평균응력이 피로한도와 같거나 클 때 파손이 일어난다고 가정한 Peterson의 평균응력모델(average stress model)^(20,42)을 사용한다. 이 과정은 다음과 같다.

[과정1] 노치민감도계수(notch sensitivity factor) q 를 구한다. q 는 0과 1사이에서 변한다.

$$q = \left(\frac{1}{1 + \frac{a}{r}} \right) \tag{4}$$

여기서 $a = (600/BHN)^{1.8} \times 10^{-3}$ 이고, 브리넬 경도수(brinell hardness number, BHN)는 $BHN \approx 2 \times S_u$ 이다. S_u 는 인장강도 r 은 필렛반경이다.

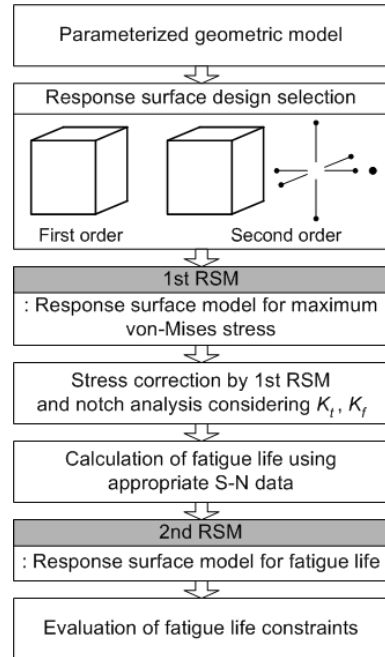


Fig. 1 Flow chart for fatigue life prediction

[과정2] 응력집중계수 K_t 를 구한다.

$$K_t = \sigma_{max} / S \tag{5}$$

여기서 S 는 공칭응력이고, σ_{max} 는 유한요소해석으로 구한 최대 응력이다.

[과정3] $q = (K_f - 1 / K_t - 1)$ 의 관계에서 피로노치계수 K_f 를 구한다. 보수적인 접근을 위해 K_f 를 고사이클 피로 영역에 걸쳐 일정하게 적용한다.

[과정4] 피로(동적)응력에 대해 피로노치계수를 고려한 엔드빔의 최종 응력식은 다음과 같다.

$$S_f = S_r \times K_f \tag{6}$$

여기서 S_r 은 응력에 대한 반응표면모델이다.

[과정5] 식 (6)에서 얻은 엔드빔의 보정응력 S_f 는 P-S-N 곡선(probabilistic stress-life curve)^(12,43,44)을 이용해서 피로수명을 계산한다. 식 (7)은 P-S-N 곡선의 형태를 나타낸 것이다.

$$\log(N) = \hat{\alpha} + \hat{\beta} \log(S_f) \pm 1.64\hat{\sigma}(\log N) \tag{7}$$

여기서 $\hat{\sigma}(\log N)$ 는 판단부의 대수 표준편차이다. 이 단계에 필요한 SS400강(0.16% C, 0.58% Mn)의 재료 물성치는 참고문헌^(11,12)에서 사용하였다.

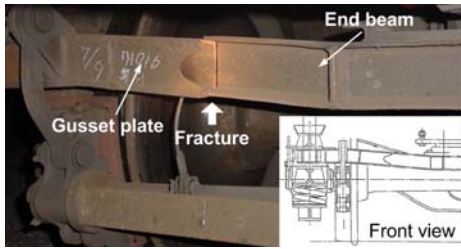


Fig. 2 View of the fractured end beam

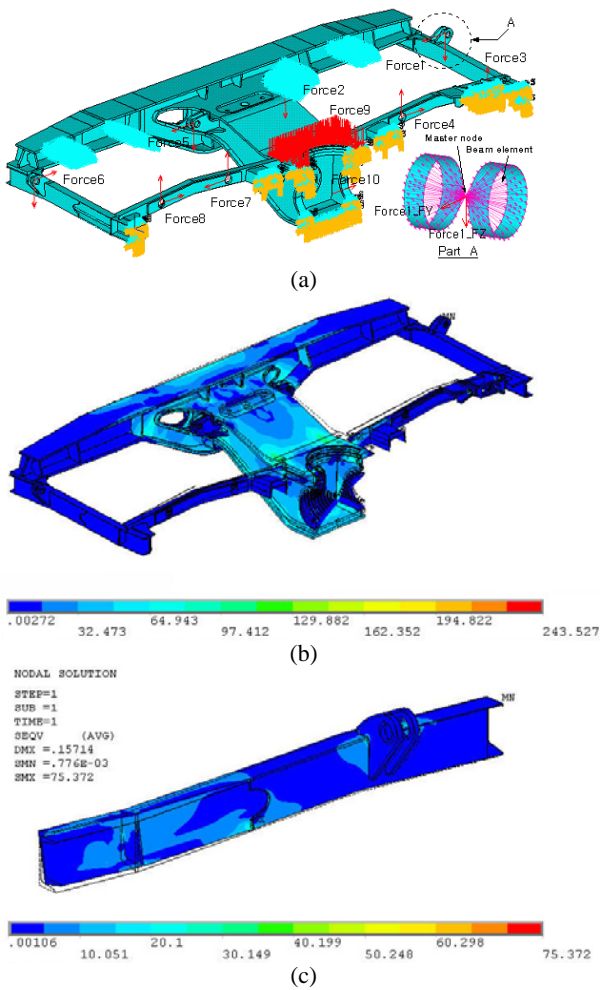


Fig. 3 Example of finite element analysis result for container freight car. (a) Load component and boundary conditions, and (b), (c) Von-Mises stress distribution of braking load

3. 적용 예제

Fig. 1은 피로수명예측을 위한 순서를 나타낸 것이다. 반응표면모델은 2단계로 구성된다. 1단계 RSM: 최대 응력에 대한 반응표면모델은 응력보정 단계에 적용한다. 2단계 RSM: 이 결과로부터 응력은 P-S-N 곡선을 이용해서 피로수명을 계산

하고 이의 근사모델을 작성한다. 각 단계는 근사 모델 기반의 반복적으로 진행된다. 이하의 절의 예제에서 각 단계를 상세히 설명한다.

3.1 설계 모델과 목적

피로에 의한 제동 브라켓 엔드빔의 파손형태는 보강판(gusset plate) 끝단에서 시작해서 두께방향으로 진전되어 파괴된다(Fig. 2). 화차 엔드빔의 파손은 최악의 경우 화차 탈선의 원인이 된다.⁽⁴⁵⁾

Fig. 3의 유한요소해석 결과는 CATIA에서 CAD 파일을 가져와 ANSYS에서 수행하였다. 사용된 요소는 SOLID88과 BEAM4이다.⁽⁴⁶⁾ BEAM4요소는 엔드빔의 홀더행거(holder hanger)에서 전달되는 제동하중을 벡터성분으로 적용하기 위해 커플링 구속(coupling constraint)에 이용하였다. 사용된 요소 및 절점수는 각각 275,027개와 529,136개이다. 구속조건은 아래의 설명과 같다.

- 대차프레임은 축대칭 경계조건을 사용한다.
- 브라켓 홀더행거는 모두 빔요소로 표현 하고 커플링으로 전자유도를 구속한다.
- 사이드 프레임의 현수장치 위치에서 3축 방향 변위를 구속하였다.

하중조건은 아래의 설명과 같다.

- 제동하중은 차륜의 답면과 제륜자 사이의 마찰에 의한 하중이다.
- 전후 및 좌우하중은 정하중에 각각 30%, 40%, 수직하중(적재중량)은 수직정하중 동적 계수 0.4g를 적용한 값이다.
- 수직하중을 제외한 모든 하중은 JIS E4207⁽⁴⁷⁾에 명시된 최대값들이다.
- 중력가속도를 적용시켰다.

유한요소해석 결과는 제동하중을 고려한 경우 대차프레임의 최대 응력은 243.5 MPa이다. 대차 프레임과 엔드빔의 연결부분은 주목할 만한 응력 집중이 나타나지 않는다. 엔드빔은 파손영역과 가까운 보강판(gusset plate)의 용접 굴곡부에서 최대 응력 75.4 MPa이 발생하였다. 이 영역은 보강 작업 이후에도 균열이 집중되는 경향이 있다.^(45,48)

Fig. 4는 엔드빔 형상에 대한 5개의 설계변수를 나타낸 것이다. ㄷ형 형상의 단면 두께(x_1 , x_2 , x_3), 보강판 길이(x_4), 브라켓 위치(x_5)로 선정하였으며 Table 1은 설계변수와 그 수준값이다.

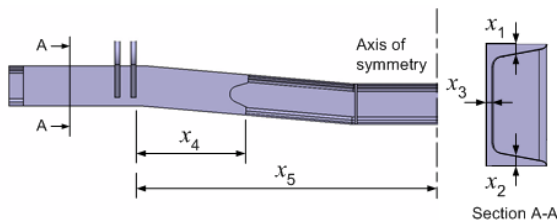
Table 2는 5개의 설계변수에 대한 D-optimal 실험 배치(design matrix)와 그 해석결과를 나타낸 것이다. 실험점은 2^n+2n+1 개의 점을 사용하지만

Table 1 Design variables and their levels

Variable	Level 1(-1)	Level 2(0)	Level 3(1)
x_1	7 mm	9 mm	11 mm
x_2	7 mm	9 mm	11 mm
x_3	5 mm	7.5 mm	10 mm
x_4	100 mm	250 mm	400 mm
x_5	680 mm	710 mm	740 mm

Table 2 Layout and data for D-optimal design

No.	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Stress (MPa)	Weight (kg)
1	-1	1	0	1	-1	74.5	35.754
2	-1	-1	1	1	1	75.294	36.499
3	1	0	1	-1	1	62.745	37.814
4	1	-1	1	-1	-1	64.175	36.501
5	0	1	0	0	0	74.341	35.847
6	-1	-1	-1	0	-1	128.667	28.158
7	-1	1	1	-1	1	64.651	36.498
8	-1	-1	0	-1	-1	103.252	30.357
9	1	1	1	1	1	53.85	41.688
10	1	0	0	0	0	77.042	35.846
11	-1	-1	-1	0	-1	123.425	28.157
12	-1	1	-1	1	1	65.128	32.407
13	1	-1	-1	1	1	89.114	32.406
14	1	1	-1	-1	-1	74.182	32.784
15	-1	1	-1	-1	-1	119.295	29.813
16	1	1	1	-1	-1	54.644	39.132
17	-1	-1	-1	-1	1	125.49	26.840
18	-1	-1	0	-1	-1	94.991	30.544
19	1	1	1	1	-1	50.196	41.692
20	-1	0	1	1	-1	71.482	37.801
21	-1	-1	1	-1	0	100.551	33.870
22	-1	-1	-1	1	0	88.479	29.472
23	1	1	-1	-1	1	69.735	32.781
24	1	-1	1	1	-1	52.42	39.097
25	0	1	0	0	0	68.868	39.105
26	1	-1	-1	1	-1	77.359	32.409
27	1	1	-1	1	-1	87.049	35.345
28	-1	1	1	-1	-1	79.493	36.502
29	1	0	0	0	0	66.558	35.846
30	-1	1	0	1	-1	67.67	35.754
31	1	-1	-1	-1	-1	83.078	29.812

**Fig. 4** Design variables of end beam

교호작용을 고려한 2차 반응표면모형을 생성할 수 있게 으뜸차순으로 16개의 2^{요인점}(factorial point)과 2차항 추정을 위한 8개의 축점(axial point),

Table 3 Analysis of variance for stress

Design variable	Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)	
x_1	Linear	7137.7	1	1007.2	25.04	11.55
x_2	Linear	4107	1	982	24.41	11.26
x_3	Linear	6321.9	1	704.6	17.52	8.08
	Quadratic	105.1	1	826.1	20.54	9.48
x_4	Linear	1799.5	1	24.5	0.61	0.28
	Quadratic	944.6	1	1147.5	28.53	13.16
x_5	Linear	176.1	1	53.4	1.33	0.61
	Quadratic	67.1	1	52.9	1.32	0.61
x_1x_2	Interaction	448.9	1	60.1	1.49	0.69
x_1x_4	Interaction	1369.2	1	1303.5	32.41	14.96
x_1x_5	Interaction	438.9	1	653.5	16.25	7.5
x_2x_3	Interaction	71.4	1	103.8	2.58	1.19
x_2x_4	Interaction	145.5	1	381.1	9.47	4.37
x_2x_5	Interaction	1198.3	1	1276.7	31.74	14.65
x_3x_5	Interaction	140.4	1	140.4	3.49	1.61
Error		603.4	15	603.4		
Total		25075.1	30			100

7개의 중심점(center point)을 추가하여 31회 실험 점을 선택하였다. 반응표면모델의 변수와 차수 선택은 분산분석에 유의하다고 판단되는 차수항을 선택하고 Chebyshev 직교다항식 계수(orthogonal polynomial coefficient)^(19,41)를 이용한다. Chebyshev 직교다항식은 저차항이 우선된 각 차수의 항이 서로 독립하고 있는 특징을 가지고 있기 때문에 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 계수의 추정은 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구한다. 예를 들면, Table 3은 응력에 대한 분산분석 결과를 나타낸다. 여기서 분산분석은 각 변수가 응력에 미치는 민감도를 다항식 성분으로 직교분석해서 평가한다. 같은 방법으로 설계변수의 교호작용도 정량적으로 평가할 수 있다. 응력에 지배적인 영향을 미치는 설계변수는 보강관 길이(x_4)와 브라켓 위치(x_5) 보다 형강의 단면두께(x_1 , x_2 , x_3)이다. 설계변수 x_1 , x_2 , x_3 이 엔드빔의 응력에 미치는 영향은 58%이고 이들의 교호작용 영향은 21%를 차지한다. 설계변수의 유의한 차수를 선택하고 교호작용을 고려해서 엔드빔의 응력과 중량에 대한 근사모형을 나타내면 식 (8), (9)와 같다.

$$\begin{aligned}
 y_{1stRSM} = |f_{stress}| = & 3080 - 86.41x_1 + 93.93x_2 - 68.97x_3 \\
 & + 2.7427x_3^2 + 0.0808x_4 - 0.001008x_4^2 - 7.468x_5 \\
 & + 0.005314x_5^2 + 0.4258x_1x_2 + 0.024954x_1x_4 \\
 & + 0.09918x_1x_5 - 0.4824x_2x_3 + 0.015682x_2x_4 \\
 & - 0.14618x_2x_5 + 0.03680x_3x_5
 \end{aligned} \quad (8)$$

Table 4 Analysis of variance for fatigue life

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	7.61×10^{11}	1	8.915×10^{10}	16.46	10.99
x_2	Linear	4.07×10^{11}	1	1.330×10^{11}	24.57	16.41
x_3	Linear	7.89×10^{11}	1	3.487×10^{10}	6.44	4.30
	Quadratic	5.93×10^9	1	2.874×10^{10}	5.31	3.54
x_4	Linear	1.85×10^{11}	1	3.175×10^9	0.59	0.39
	Quadratic	2.07×10^{10}	1	7.356×10^{10}	13.58	9.07
x_5	Linear	8.99×10^9	1	2.214×10^8	0.04	0.03
x_1x_3	Interaction	1.06×10^{11}	1	7.113×10^{10}	13.13	8.77
x_1x_4	Interaction	5.10×10^{10}	1	4.925×10^{10}	9.10	6.08
x_1x_5	Interaction	5.45×10^{10}	1	8.689×10^{10}	16.04	10.71
x_2x_3	Interaction	1.43×10^{10}	1	2.275×10^{10}	4.20	2.80
x_2x_4	Interaction	1.53×10^{10}	1	3.281×10^{10}	6.06	4.05
x_2x_5	Interaction	1.27×10^{11}	1	1.430×10^{11}	26.41	17.64
x_3x_4	Interaction	1.40×10^{10}	1	1.628×10^{10}	3.01	2.01
x_3x_5	Interaction	2.60×10^{10}	1	2.606×10^{10}	4.81	3.21
Error		8.12×10^{10}	15	8.123×10^{10}		
Total		2.67×10^{12}	30			100

Table 5 Error measures of response surface

Response	Fatigue life	Stress	Weight
Error statistics	3.04%	2.41%	0.35%

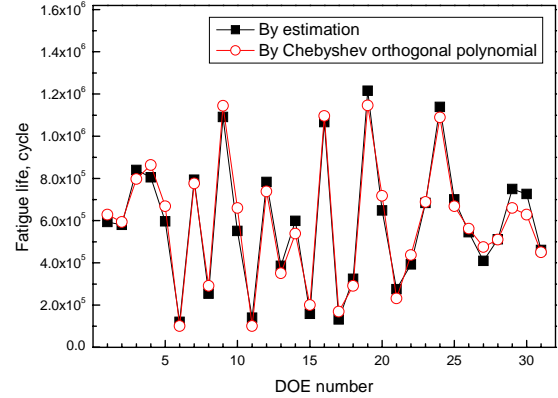


Fig. 6 Comparison between estimation and Chebyshev orthogonal polynomial

응력은 Fig. 5의 P-S-N 곡선에 의해 피로수명이 계산된다. 그 결과인 피로수명에 대한 분산분석과 근사모델은 Table 4와 식 (10)에 나타낸다.

$$y_{2ndRSM} = |f_{fatigue}| = -1384963 + 797718x_1 - 1022452x_2 + 461933x_3 - 15263x_3^2 - 845x_4 + 7.098x_4^2 + 765x_5 + 612345x_1x_3 - 153.77x_1x_4 - 1116.9x_1x_5 + 7201x_2x_3 - 145.96x_2x_4 + 1504.3x_2x_5 + 76.14x_3x_4 - 506.1x_3x_5 \quad (10)$$

Fig. 6은 식 (7)에서 얻어진 피로수명값과 근사모델에 의해 얻어진 값을 비교한 것이다. 근사값이 오차는 존재하지만 추정값의 위치와 함수값이 효과적으로 근사화되고 있음을 알 수 있다. 이상의 과정에 대한 근사모델의 정확도는 Table 5에서 통계적 오차크기는 결정계수 R^2 으로 평가되는데 근사화는 좋은 품질을 나타낸다.

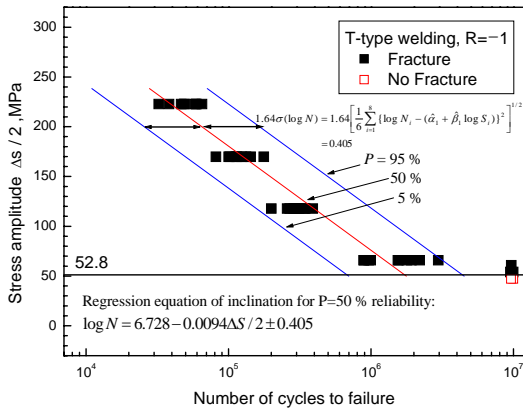


Fig. 5 P-S-N curve of SS400 steel

$$y_{1stRSM} = |f_{weight}| = -59 + 12.022x_1 - 0.62919x_1^2 + 0.9851x_2 - 0.01607x_2^2 + 1.4618x_3 - 0.00885x_3^2 + 0.004897x_4 + 0.000007x_4^2 + 0.0539x_5 - 0.000038x_5^2 \quad (9)$$

식 (8)은 [과정4]에서 응력보정을 위해 피로노치계수를 고려한 엔드빔의 최종 응력식 S_f 계산에 이용된다. [과정4]의 피로해석의 접근은 엔드빔의 소성변형 영역이 작다는 가정하에서 응력-수명 방법을 사용한다. 이것은 균열 시작과 성장을 구분하지 않고 피로수명은 노치에서 국부응력을 낮게 유지하여 균열발생 단계가 전혀 시작되지 않도록 (설계의 목표) 결정하는 것이다. [과정1]에서 [과정3]의 순서에 의해 계산된 피로노치계수는 1.3375이다. [과정4]에서 얻은 엔드빔의 최종

3.2 순위선택기반 다기준최적설계의 전략

피로를 고려한 최적설계 과정은 응력, 중량 등에 대해 다중목적함수(multi-objective function)를 가지므로 모든 목적함수를 동시에 최소화(또는 최대화)하는 해는 존재하지 않는다. 그러므로 어떤 목적함수를 개선하기 위해서는 다른 목적함수의 희생이 필요하다. 따라서 각 목적함수 사이에 절충해(trade-off solution)^(22,35,49-52)를 구하는 것이 바람직하다. 이것은 최선해(best solution)로 최소한 하나의 목적함수를 항상 만족하는 해들 중의

하나를 선택하는 파레토 해(Pareto solution)나 비열등 집합(nondominated set)이 자주 사용된다.^(27,53-56) 일반적인 다중목적함수를 갖는 최적설계 정식화는 다음과 같이 표현될 수 있다.^(4,37,57)

$$\text{Minimize } \{f_i(x) \mid h(x) = 0; g(x) \leq 0\} \quad (11)$$

$$x \in R^n$$

여기서 x 는 n 개의 설계변수 벡터, f_i 는 i 번째 목적함수, h 와 g 는 등제한 및 부등제한조건 벡터이다. $x = \{x \in R^n : h(x) = 0; g(x) \leq 0\}$ 이면 유용영역이다. 식 (11)의 모든 $f_i(x^*)$ 를 만족하는 $x^* \in R$ 는 없으므로 다중목적함수문제는 설계자의 선호(preference)^(27-30,58)에 기반한 목적함수 중요도 크기 $f^* = (f_1^*, \dots, f_l^*)$ 를 결정하고 이를 최선해를 얻는 과정에 충분히 반영되도록 순차적으로 해결한다.

본 논문은 목적함수가 목표를 달성할 때에는 적당한 절충을 고려하며 원래의 제한조건에 대해서는 절충없이 반드시 만족시키는 절충의사결정문제(compromise decision support problem)^(26,31)로 접근하여 식 (11)로 표현되는 다중목적함수문제를 해결하고자 한다. r 개의 다중목적함수의 절충의사결정문제는 다음과 같이 정식화 된다.

$$\text{Minimize } x = [w_1 h_1(d_1^-, d_1^+), \dots, w_r h_r(d_r^-, d_r^+)]$$

$$\text{subject to } g_i(x) \leq 0, \quad i = 1, \dots, n$$

$$f_j(x) + d_j^- - d_j^+ = g_j^f$$

$$x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$$

$$d_j^- \cdot d_j^+ = 0, \quad d_j^- \geq 0, \quad d_j^+ \geq 0, \quad j = 1, \dots, r \quad (12)$$

여기서 w_r 는 설계자가 목적함수의 중요도에 따른 우선순위 가중치, g_j^f 는 목적함수가 달성해야 하는 목표값이다. 그리고 d_j^- , d_j^+ 는 현재의 설계(current design)가 설정목표 달성 시 발생하는 편차(deviation)이며 d_j^- 는 목표 미달량을 d_j^+ 는 목표 초과량을 의미한다. 결국 이러한 편차를 최소화함으로써 목표를 최대한 달성시킬 수 있다. 본 논문에서 편차 최소화 방법은 설계자는 각 목적함수에 실제 제한조건(real constraint)과 목표 제한조건(goal constraint)의 기준을 설정하고 목적함수의 중요도에 따라 순위를 매기고 이들을 중요순서로 순차적으로 최적화를 수행한다. 즉, r 개의 목적함수가 어떠한 희생을 지불하더라도 만족해

야만 하는 실제목표 l 개와 변경될 가능성이 있는 완화 목표 m 개로 나누어진다. 또한 목적함수의 우선순위가 분명하므로 각각의 목적함수에 대해 최저한도로 달성하여야 하는 수준도 설정한다.⁽¹⁹⁾

$$\text{실제 제한조건 } F^\epsilon = (F_1^\epsilon, F_2^\epsilon, \dots, F_l^\epsilon) \quad (13)$$

$$\text{목표 제한조건 } f^\epsilon = (f_1^\epsilon, f_2^\epsilon, \dots, f_m^\epsilon) \quad (14)$$

첫 번째로, 가장 순위가 높은 요구목표 $F_1(x)$ 에 대하여 아래에 표시한 것과 같은 단일목적최적화문제를 설정하여 최적해 F_1^* 를 얻는다.

[1단계]

$$\text{Minimize } F_1(x)$$

$$\text{subject to } F_i(x) \leq F_i^\epsilon \quad i = 2, 3, \dots, l$$

$$f_i(x) \leq f_i^\epsilon \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (15)$$

$F_1^* > F_1^\epsilon$ 일 때 희망수준 f^ϵ 의 설정을 완화하고 허용한도로서 편차 Δ_1 ($0 \leq \Delta_1 \leq F_1^\epsilon - F_1^*$)를 설정한다. 다음으로 순위가 높은 요구목표에 대한 목적함수 $F_2(x)$ 에 대하여 최적해 F_2^* 를 얻는다.

[2단계]

$$\text{Minimize } F_2(x)$$

$$\text{subject to } F_l(x) \leq F_l^* + \Delta_1 \quad 0 \leq \Delta_1 \leq F_l^\epsilon - F_l^*$$

$$F_i(x) \leq F_i^\epsilon \quad i = 3, 4, \dots, l$$

$$f_i(x) \leq f_i^\epsilon \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (16)$$

$F_2^* > F_2^\epsilon$ 일 때 역시 희망수준 f^ϵ 의 설정을 완화하여 재실행한다. 동일하게 $3 \leq r \leq l$ 에 대하여 순차적으로 최적해를 얻는다.

[r 단계]

$$\text{Minimize } F_r(x)$$

$$\text{subject to } F_k(x) \leq F_k^* + \Delta_k, \quad 0 \leq \Delta_k \leq F_k^\epsilon - F_k^*$$

$$k = 1, 2, \dots, r-1$$

$$F_i(x) \leq F_i^\epsilon \quad i = r+1, r+2, \dots, l$$

$$f_i(x) \leq f_i^\epsilon \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (17)$$

$F_r^* > F_r^\epsilon$ 일 때 희망수준 f^ϵ 의 설정을 완화하여 재실행하며 요구목표에 대하여도 동일하게 반복

한다. r 단계에서 절충해에 만족하는 유용해의 집합이 얻어진다.

이 방법은 다음과 같은 두 가지 면에서 유용하다. 첫째, 목적함수 일부가 만족되고 일부는 만족되지 않는다면 설계자는 다음 계산단계에서 만족되지 않는 목적함수의 개선을 위해 만족되는 목적함수를 충분히 완화시켜야 한다. 이것은 결과적으로 절충해가 존재한다면 r 단계 이내에 수렴한다는 것을 증명할 수 있다. 이 계층적 속성은 다중목적함수의 상대적 순위(relative ranking)와 절충의 정도(또는 현재 해의 설계간격(spacing of design))에 기반한 이성적인 의사결정이 가능하다. 둘째, 현재 설계가 설정목표로부터 얼마나 초과 또는 미달했는지에 대한 공학적 감각을 제공한다.

3.3 다기준최적설계

피로해석은 비선형성이 크고 많은 시간을 필요로 한다. 이것은 반응표면모델기반 피로수명예측 모델에서 선형적 접근으로 극복된다. 피로수명예측모델은 3.1절에서 능률적인 수명평가가 가능함을 확인하였다. 다중목적함수는 피로수명을 증가시키고 중량은 일정하게 유지되는 구속에서 응력이 개선되는 다기준최적설계문제를 고려해 보자.

다중목적함수에 우선순위가 있기 때문에 1순위 피로수명, 2순위 응력, 3순위 중량으로 결정한다. 또한 변경될 가능성이 있는 목표: 최저한도로 달성되어야 하는 목적함수의 요구수준을 설정한다.

$$f_{fatigue}^e = 10^6 \text{ cycle}, f_{stress}^e = 52 \text{ MPa}, f_{weight}^e = 35 \text{ kg}$$

설계자의 순위선호가 높은 순서부터 단일기준 최적설계문제로 변환해서 순차적으로 진행한다. 각 단계의 최적해는 유용방향법(feasible direction method)을 이용해서 계산된다.

[1단계]

$$\begin{aligned} & \text{Maximize } f_{fatigue} \\ & \text{subject to } f_{stress} \leq 52, f_{weight} \leq 35 \\ & 1 \leq x_i \leq 3, \quad i = 1, \dots, 5 \end{aligned} \quad (18)$$

[1단계]에서 얻어진 최적해 f^* 를 Table 6에 표시 하였다. 다음으로 얻어진 최적해에 편차 Δ ($\Delta = |f^e - f^*|/2$)를 더해서 순차적으로 최적화를 수행한다. 결과적으로 이 의미는 단일목적최적화

Table 6 Optimal solution

Step	Fatigue life (cycle)	Stress (MPa)	Weight (kg)
Initial	603,095	75.372	28.439
First step	1,194,300	51.064	34.105
Second step	1,071,800	56.844	34.105
Third step	1,277,000	39.405	33.419
Reanalysis	1,231,000	42.097	34.012

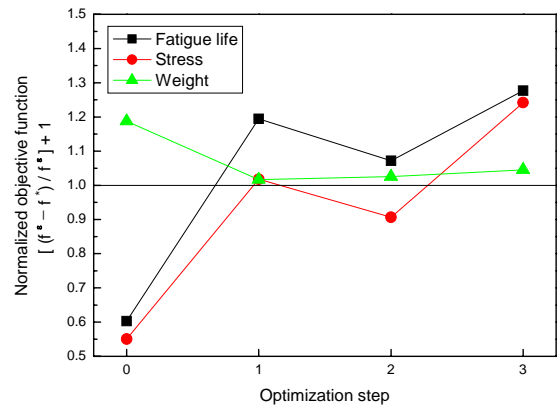


Fig. 7 Optimization step vs normalized objective function

를 실행하는 동안 이전에 얻어진 최적해가 설계자가 정한 순위가 높은 모든 목표의 최적화에 대해 등호제약의 형태로 유지하는데 있다.

[2단계]

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } f_{stress} \\ & \text{subject to } f_{fatigue} \leq 1,194,300.797 + 97,150.398 \\ & f_{weight} \leq 35 \\ & 1 \leq x_i \leq 3, \quad i = 1, \dots, 5 \end{aligned} \quad (19)$$

[3단계]

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } f_{weight} \\ & \text{subject to } f_{fatigue} \leq 1,194,300.797 + 97,150.398 \\ & f_{stress} \leq 56.844 + 2.422 \\ & 1 \leq x_i \leq 3, \quad i = 1, \dots, 5 \end{aligned} \quad (20)$$

[3단계]에서 얻어진 해가 다중목적함수의 절충해가 된다. 이상의 결과로부터 얻어진 각 단계의 최적해와 설계유용영역에 포함된 최선해(파레토 최적해)를 Table 6과 7에 정리하였다.

Fig. 7은 각 단계에 대한 최적화 되어가는 과정

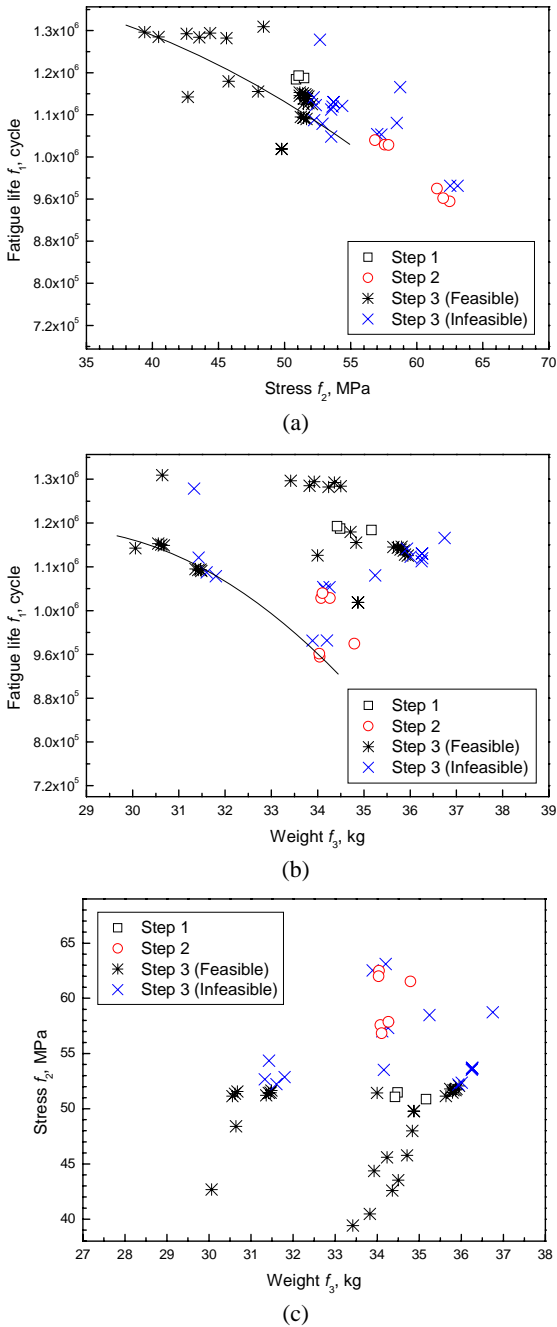


Fig. 8 Pareto frontier and Pareto solutions. Note that star-marked ones are designs in the Pareto Set with respect to all three objectives.

을 나타낸 것이다. 각 목적함수와 요구목표는 차수가 서로 다르기 때문에 세로축은 요구수준으로 나누는 것으로 정규화(normalize) 시킨다. 정규화된 목적함수는 식 (21)과 같이 정의된다.^(17,19)

$$f = \left[\frac{(f^e - f^*)}{f^e} + 1 \right] \quad (21)$$

여기서 f^e 는 요구목표(목표 제한조건)이고, f^* 는 각 단계의 최적해이다. 세로축에 표시한 정규화된 목적함수는 1을 초과한다면 목적함수는 요구수준을 만족하게 된다. Fig. 7에서, 초기 중량은 두 목적함수의 응력과 피로수명을 개선하는 설계공간에서 벗어나 있다. 최적화 단계의 진행에 따라 [3단계]에서 모든 목표들이 최선은 아니지만 목표들이 모두 만족하는 영역(설계자가 실제 해를 찾고자하는 영역)에 접근한다. 또한 얻어진 최적해에 대해 재해석을 수행하여 Table 6에 표시한다. 재해석 결과에서 피로수명과 응력의 최적해와 재해석을 비교해 보면 각각 3.5%, 4.9%의 오차가 있다. 이것은 근사모델이 가지는 오차크기 정도의 결과를 나타낸다.

Fig. 8은 설계공간에 존재하는 모든 파레토 최적해에 대해 가중치나 정규화의 추가적인 과정 없이 3개의 목적함수에 대한 도해적 결과를 나타낸다. Fig. 8(a)와 (b)에서 곡선의 전면면에 배치된 설계점은 각 단계의 목적함수 공간에서 파레토 최적해를 나타내며, 곡선의 후면의 설계점들은 비열등 집합(지배되어지는 해)을 나타내고 있다. 피로수명은 최대화, 응력과 중량은 최소화 문제이므로 2차원 목적함수 공간에서 왼쪽 상단부분에 파레토 최적해들이 존재한다. Fig. 8(c)는 응력과 중량 사이의 파레토 해 및 파레토 전면에 일정한 공백이 보인다. 이는 목적함수의 중요도 순위에 대한 제한조건의 편차와 관련이 있다.

최적화 단계가 진행될수록 다른 목표값들로부터 멀어져야만 새로운 목표값에 접근이 가능한 설계점을 탐색해 간다. 또한 단계가 진행될수록 그 파레토 해의 공간이 넓고, 빈도도 많아짐을 볼 수 있다. 이 과정 사이의 파레토 해들은 설계자의 의도에 따라 선택할 수 있다.

Table 7은 마지막 단계에서 얻어진 유용영역에서의 25개의 파레토 최적해를 나타낸다. 현재의 설계에 비해 피로수명이 증가할수록 보강판 길이는 감소하고 ㄷ형 형강의 단면 두께는 증가하는 방향으로 최적해가 이동된다. [1단계]의 단일목적함수에 대한 최적해와 비교하면 목적함수의 성취 목표 크기는 비슷하여도 그 설계변수들의 최적해 집합은 다르다. 특히, 단면두께 x_1 , x_3 은 설계변수의 상한범위 이상이다. 최대 피로수명과 최소 중량 영역인 파레토 전면에서는 이러한 경향이 더욱 강하게 나타나고 있다. 이는 의사결정을 가진 최종 설계자에게 단일목적함수로 변환하여 하나

Table 7 Summary of the observed Pareto optimal solution set with feasible domain

Pareto solution	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	x_5 (mm)	F_1 : Fatigue (cycle)	F_3 : Stress (MPa)	F_2 : Weight (kg)
1	12.277	8.1359	10.447	60.317	681.91	1.1943×10^6	51.064	34.424
2	11.425	8.3416	8.8192	50	681.66	1.055×10^6	49.777	34.873
3	11.768	8.3132	10.283	50	681.86	1.1497×10^6	51.695	36.864
4	11.786	8.3025	10.274	50.158	681.86	1.1514×10^6	51.472	35.793
5	12.923	7	10.009	82.773	682.12	1.159×10^6	51.564	30.676
6	12.935	7	10.005	82.771	682.12	1.1606×10^6	51.365	30.619
7	12.948	7	10	82.788	682.12	1.1625×10^6	51.149	30.555
8	11.816	8.3104	10.351	50.079	682.07	1.1565×10^6	51.687	35.814
9	11.583	8.2616	10.319	50.94	682.1	1.1563×10^6	51.476	35.636
10	12.613	7	9.6909	76.331	682.73	1.1123×10^6	51.658	31.483
11	12.627	7	9.6847	76.336	682.73	1.1141×10^6	51.428	31.42
12	12.641	7	9.6789	76.389	682.73	1.1158×10^6	51.218	31.358
13	12.401	8.5415	10.142	50	680.51	1.2681×10^6	40.464	33.825
14	12.494	8.4678	10.129	50.028	680.54	1.277×10^6	39.405	33.419
15	12.822	7	9.2842	65.993	681.86	1.1541×10^6	42.685	30.060
16	11.727	8.3023	10.22	50.05	681.74	1.1423×10^6	51.802	35.888
17	11.831	8.2769	10.338	50.781	682.09	1.1547×10^6	51.803	35.733
18	12.174	7.7419	10.064	61.17	682.34	1.1407×10^6	51.429	33.996
19	12.621	7	9.7040	75.894	682.69	1.115×10^6	51.453	31.465
20	12.423	8.3312	10.639	50	680.57	1.2657×10^6	45.598	34.234
21	12.492	8.3137	10.607	50	680.58	1.2753×10^6	44.363	33.926
22	12.339	9.3408	9.9919	66.111	680.25	1.2674×10^6	43.537	34.501
23	11.966	8.9922	9.4812	67.799	680.61	1.1643×10^6	47.991	34.833
24	12.017	9.0534	9.4902	64.362	680.67	1.1835×10^6	45.769	34.713
25	13.261	7.0782	11.263	50	683.43	1.2873×10^6	48.402	30.64

의 해만을 얻게 되었을 때 존재할 수 있는 다른 가능성(보다 설계 자유도가 넓은 정보)을 찾지 못하는 단점을 보완할 수 있다. 어떤 면에서 이것은 목적함수의 중요도 크기를 계층적으로 접근하여 설계자의 선호에 기반한 가장 좋은 설계를 선택하는데 이용된다. 이 접근은 미미한 생각의 설계비용(예를 들면, 보강판 용접)을 피하고 설계목적의 선형적 지식(priori knowledge)이 없어도 설계결정이 효율적인 경계(파레토 최적해)에 가장 잘 맞도록 방향을 제공해 준다.

4. 요약 및 결론

이 논문은 피로수명예측을 위한 2단계 반응표면모델과 이의 다기준최적설계에의 응용을 설명한다. 피로수명예측을 위한 근사모델은 Chebyshev 직교다항식을 이용한다. Chebyshev 직교다항식은 참고문헌^(18,19)에 소개되었지만 이전의 작업을 확장하고 피로수명을 고려한 최적설계 루프에 통합된다. 이것은 능률적인 피로수명이 포함된 최적설계 과정을 가능하게 한다. 다기준최적설계문제

는 설계자의 선호에 의해 단일기준최적설계문제로 계층적 접근에 의해 변형시킨다. 이 계층적 속성은 다중목적함수의 상대적 순위와 절충의 정도를 평가할 수 있고 이성적인 의사결정이 가능하다. 이 관점은 여러 가지 기준이나 목표에 대해 설계자의 선호에 기반한 응답의 방향으로 도달하고자 할 때 동일하게 적용될 수 있다.

적용 예제로 컨테이너 화차의 제동 브라켓 엔드빔에 대한 다목적최적설계문제에서 최대 피로수명과 응력, 중량이 경쟁하는 세 목적함수 사이의 절충을 고려하는 균형된 설계를 찾고 이것의 적응성을 증명하였다. 현재 제안된 접근의 견해로 우리는 이 설계정보가 단지 국부절충평가만을 허락하고 불확실성이 넓은 영역에서 더 정확한 추정에는 어려운 결점이 남아 있음을 알고 있다. 이 관점은 다음 연구 부분으로 더 많이 조사될 것이다.

참고문헌

(1) El-Sayed, M. E. M. and Lund, E. H., 1990,

- "Structural Optimization with Fatigue Life Constraints," *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 37, No. 6, pp. 1149~1156.
- (2) Kwak, B. M. and Kim, J. H., 2002, "Concept of Allowable Load Set and Its Application for Evaluation of Structural Integrity," *Mech. Struct. Mach.*, Vol. 30, No. 2, pp. 213~247.
- (3) Yu, Y. G. and Kwak, B. M., 2003 "Development of a CAD-based General Purpose Optimal Design and Its Application to Structural Shape for Fatigue Life," *Proceeding of the KSME 2003 Autumn Annual Meeting, Korea (in Korean)*, pp. 1340~1345.
- (4) Merkel, M. and Schumacher, A., 2003, "An Automated Optimization Process for a CAE Driven Product Development," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 125, No. 4, pp. 694~700.
- (5) Wang, H., Kim, N. H. and Kim, Y. J., 2006, "Safety Envelope for Load Tolerance and Its Application to Fatigue Reliability Design," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 919~927.
- (6) Mrzyglod, M. and Zielinski, A. P., 2007, "Parametric Structural Optimization with Respect to the Multiaxial High-cycle Fatigue Criterion," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 33, No. 2, pp. 161~171.
- (7) Matsuishi, M. and Endo, T., 1968, "Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress-Fatigue Lives Under Random Loading," *Proceedings of the Kyushu District Meeting, JSEM, Fukuoka, Japan*, 37~40.
- (8) Downing, S. D. and Socie, D. F., 1982, "Simplified Rainflow Cycle Counting Algorithms," *Int. J. Fatigue*, Vol. 4, No. 1, pp. 31~40.
- (9) Fatemi, A. and Yang, L., 1998, "Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A survey of the state of the art for homogeneous materials," *Int. J. Fatigue*, Vol. 20, No. 1, pp. 9~34.
- (10) Baek, S. H., Lee, K. Y., Mun, S. J., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2005, "Fatigue Cumulative Damage and Life Prediction of Uncovered Freight Car Under Service Load using Rainflow Counting Method," *Trans. of the KSAE (in Korean)*, Vol. 13, No. 2, pp. 1~9.
- (11) Baek, S. H., Kim, J. K., Kang, D. H., Kong, H. G., Cho, S. S., Kang, J. H., Park, Y. C. and Joo, W. S., 2007, "Fatigue Damage Approach for Life Prediction of Freight Car Using Rainflow Cycle Counting Method," *Key Engineering Materials*, Vol. 347, pp. 723~728.
- (12) Baek, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2008, "Fatigue Life Prediction Based on the Rainflow Cycle Counting Method for Brake End Beam," *Int. J. Automotive Technology*, Vol. 9, No. 1, pp. 95~101.
- (13) Giunta, A. A., Dudley, J. M., Narducci, R., Crossman, B., Haftka, R. T., Mason, W. H. and Watson, L. T., 1994, "Noisy Aerodynamic Response and Smooth Approximations in HSCT Design," *Proceedings of the 5th AIAA Multidisciplinary Analysis and Optimization Symposium*, Panama City, Florida, Paper No. 94~4376.
- (14) Van Houten, M. H., Schoofs, A. J. G. and Van Campen, D. H., 1995, "Response Surface Techniques in Structural Optimization," *First World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization (WCSMO1)*, Gosler, Germany, pp. 89~94.
- (15) Mistree, F., Patel, B. and Vadde, S., 1994, "On Modeling Multiple Objectives and Multi-Level Decisions in Concurrent Design," *Advances in Design Automation*, pp. 151~162.
- (16) Gautschi, W., 1996, *Orthogonal Polynomials: Applications and Computations*, Acta Numerica, Cambridge University Press.
- (17) Yu, Q, Koizumi, N., Yajima, H. and Shiratori, M., 2001, "Optimum Design of Vehicle Frontal Structure and Occupant Restraint System for Crashworthiness (A Multilevel Approach Using SDSS)", *JSME Int. J. Ser A, Solid Mech Mater Eng*, Vol. 44, No. 4, pp. 594~601.
- (18) Baek, S. H., Hong, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2004, "Multi-objective Optimization in Discrete Design Space using RSM-Based Approximation Method," *The Third China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems*

- (CJK-OSM3), Japan, pp. 125~130.
- (19) Baek, S. H., Cho, S. S., Kim, H. S. and Joo, W. S., 2006, "Trade-off Analysis in Multi-objective Optimization Using Chebyshev Orthogonal Polynomials," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 3, pp. 366~375.
- (20) Yao, W., Xia, K. and Gu, Y., 1995, "On the Fatigue Notch Factor K_f ," *Int. J. Fatigue*, Vol. 17, No. 4, pp. 245~251.
- (21) Norton, R. L., 1999, *Machine Design: An Integrated Approach*, Prentice Hill, Inc.
- (22) Keeney, R. L. and Raifa, H., 1976, *Decisions with multiple objective: preferences and value tradeoff*, John Wiley and Sons, New York.
- (23) Steuer, R. E., 1986, *Multiple Criteria Optimization: Theory, Computation and Application*, John Wiley & Sons, New York.
- (24) Stadler, W., 1988, *Multicriteria Optimization in Engineering and in the Sciences*, Plenum Press, New York.
- (25) Yu, P. L., 1974, "Cone Convexity, Cone Extreme Points and Nondominated Solutions in Decision Problems With Multiobjectives," *J. Optim. Theory Appl.*, Vol. 14, No. 3, pp. 319~377.
- (26) Engau, A. and Wiecek, M. M., 2007, "2D Decision-making for Multicriteria Design Optimization," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 34, No. 4, pp. 301~315.
- (27) Hunt, B. J., Blouin, V. Y. and Wiecek, M. M., 2007, "Modeling Relative Importance of Design Criteria With a Modified Pareto Preference," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 129, No. 9, pp. 907~914.
- (28) See, T. K. and Lewis, K., 2006, "A Formal Approach to Handling Conflicts in Multiattribute Group Decision Making," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 678~688.
- (29) Mourelatos, Z. P. and Liang, J., 2006, "A Methodology for Trading-Off Performance and Robustness Under Uncertainty," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 856~863.
- (30) Besharati, B., Luo, L., Azarm, S. and Kannan, P. K., 2006, "Multi-Objective Single Product Robust Optimization: An Integrated Design and Marketing Approach," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 884~892.
- (31) Mistree, F., Hughes, O. F. and Bras, B. A., 1993, "The Compromise Decision Support Problem and the Adaptive Linear Programming Algorithm," *Structural Optimization: Status and Promise*, Kamat, M. P., ed., AIAA, Washington, D.C., pp. 247~289.
- (32) Vadde, S., Allen, J. K. and Mistree, F., 1994, "The Bayesian Compromise Decision Support Problem for Multilevel Design Involving Uncertainty," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 116, No. 2, pp. 388~395.
- (33) Chen, W., Allen, J. K., Mistree, F. and Tsui, K. L., 1995, "Integration of Response Surface Methods with the Compromise Decision Support Problem in Developing a General Robust Design Procedure," *ASME Design Automation Conference (Azarm, S., et al., ed.), Boston, Massachusetts, ASME, New York*, DE-Vol. 82-2, pp. 485~492.
- (34) Athan, T. W. and Papalambros, P. Y., 1996, "A Note on Weighted Criteria Methods for Compromise Solutions in Multi-objective Optimization," *Engineering Optimization*, Vol. 27, No. 2, pp. 155~176.
- (35) Chen, W., Wiecek, M. M., Zhang, J., 1999, "Quality Utility-A Compromise Programming Approach to Robust Design," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 121, No. 2, pp. 179~187.
- (36) Hernandez, G., Allen, J. K., Simpson, T. W., Bascaran, E., Avila, L. F. and Salinas, F., 2001, "Robust Design of Families of Products With Production Modeling and Evaluation," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 123, No. 2, pp. 183~190.
- (37) Tappeta, R. V. and Renaud, J. E., 2001, "Interactive Multiobjective Optimization Design Strategy for Decision Based Design," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 123, No. 2, pp. 205~215.
- (38) McAllister, C. D. and Simpson, T. W., 2003, "Multidisciplinary Robust Design Optimization of an Internal Combustion Engine," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 125, No. 1, pp. 124~130.
- (39) Marler, R. T. and Arora, J. S., 2004, "Survey

- of Multi-objective Optimization Methods for Engineering," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 26, No. 6, pp. 369~395.
- (40) Rolander, N., Rambo, J., Joshi, Y., Allen, J. K. and Mistree, F., 2006, "An Approach to Robust Design of Turbulent Convective Systems," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 844~855.
- (41) Park, S. H., 1996, *Robust Design and Analysis for Quality Engineering*, Chapman & Hall.
- (42) Peterson, R. E., 1974, *Stress Concentration Factors*, John Wiley & Sons, New York.
- (43) Murty, A. S. R., Gupta, U. C. and Krishna, R., 1995 "A New Approach to Fatigue Strength Distribution for Fatigue Reliability Evaluation," *Int. J. Fatigue*, Vol. 17, No. 2, pp. 85~89.
- (44) Zheng, X. and Wei, J., 2005 "On the Prediction of P-S-N Curves of 45 Steel Notched Elements and Probability Distribution of Fatigue Life Under Variable Amplitude Loading from Tensile Properties," *Int. J. Fatigue*, Vol. 27, No. 6, pp. 601~609.
- (45) Baek, S. H., Jeon, J. H., Lee, K. Y., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2005, "Reliability Analysis and Preventive Maintenance for Fatigue Life of End Beam for Uncovered Freight Car," *Trans. of the KSME (A) (in Korean)*, Vol. 29, No. 3, pp. 495~502.
- (46) ANSYS, 2004, *Release 9.0 Documentation*, SAS IP, Inc.
- (47) Japanese Industrial Standard (JIS) E4207, 1984, *Truck Frames for Railway Rolling Stock-General Rules for Design*, Japanese Standards Association.
- (48) Baek, S. H., Lee, K. Y., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2007, "Reliability-based Optimization for Fatigue Maintenance Planning of Freight Car," *10th International Conference on the Mechanical Behavior of Materials, The Mechanical Behavior of Materials X: Session 14*, Korea, pp. 1369~1372.
- (49) Du, X., Sudjianto, A. and Chen, W., 2004, "An Integrated Framework for Optimization Under Uncertainty Using Inverse Reliability Strategy," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 126, No. 4, pp. 562~570.
- (50) Mourelatos, Z. P. and Liang, J., 2006, "A Methodology for Trading-Off Performance and Robustness Under Uncertainty," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 128, No. 4, pp. 856~863.
- (51) Song, J. D. and Yang, B. S., 2006, "Development of Pareto Artificial Life Optimization Algorithm," *Trans. of the KSME (A) (in Korean)*, Vol. 30, No. 11, pp. 1358~1368.
- (52) Acar, E., Haftka, R. T. and Johnson, T. F., 2007, "Tradeoff of Uncertainty Reduction Mechanisms for Reducing Weight of Composite Laminates," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 129, No. 3, pp. 266~274.
- (53) Pareto V, 1896, *Cours d'Économise Politique*, Rouge, Lausanne, Switzerland.
- (54) Kasprzak, E. M. and Lewis, K. E. 2001, "Pareto Analysis in Multiobjective Optimization using the Collinearity Theorem and Scaling Method," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 22, No. 3, pp. 208~211.
- (55) Shan, S. and Wang, G. G., 2005, "An Efficient Pareto Set Identification Approach for Multiobjective Optimization on Black-Box Functions," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 127, No. 5, pp. 866~874.
- (56) Shimizu, E., Isogai, K. and Obayashi, S., 2008, "Multiobjective Design Study of a Flapping Wing Power Generator," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 130, No. 2, pp. 021104-1-8.
- (57) Farhang-Mehr, A. and Azarm, S., 2003, "An Information-Theoretic Entropy Metric for Assessing Multi-Objective Optimization Solution Set Quality," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 125, No. 4, pp. 655~663.
- (58) Jensen, H. A. and Sepulveda, A. E., 1998, "A Preference Aggregation Rule Approach for Structural Optimization," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 16, No. 4, pp. 246~257.