

論文

多目的函數 最適化技法의 應用

— Sandwich Beam의 最適構造 設計—

김익태* · 김기성**

Application of Multicriteria Programming Techniques

— An Optimum Design of Sandwich Beams —

I. T. Kim* and K. S. Kim**

ABSTRACT

The structural design problems are acknowledged to be commonly multi-criteria in nature. The various multi-criteria optimization methods are reviewed and most efficient and easy-to-use Pareto optimal solution methods are applied to structural optimization of a sandwich beam.

초 록

실제 구조설계는 다목적함수 최적설계 문제로 표현할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 여러가지 다목적함수 최적설계 기법을 비교하였으며, 구조최적설계에 가장 적합한 선택도 추후 결정법 중에서 제한조건식법(Constraint Method)을 Sandwich Beam 최적설계에 응용하였다.

1. 서 론

구조설계시에 흔하게 사용되는 구조성능의 판단 기준 즉 목적함수로는 구조중량(최소중량), 재료비를 포함한 구조 전조비(최소 전조비), 처짐의 크기, 진동성, 진동수 등이 사용되어 왔다.

과거의 전통적인 구조 설계시에는 상기에 언급한 목적함수 중 하나만을 대상으로 하는 단일 목적함수 문제만을 주로 다루었으며, 또한 우선 순위를 고려한다든가 가중치를 고려한다든가 하는 정량화가 어려운 목적함수 문제는 다루기 어려웠다. 따라서 이러한 문제를 극복하기 위해서는 단일 목적함수를 갖는

문제를 최적화 한 후 제한조건이나 목적함수의 변화에 따른 목표치의 변화를 관찰하는 민감도 해석(Sensitivity Analysis)을 추가로 수행하여 설계자가 의사 결정권자에게 정보를 제공하였다.

그러나 실제 구조설계는 흔히 상기에서 언급한 여러가지의 목적함수를 동시에 만족시켜야 하는 다목적함수의 문제이다.

따라서 구조최적설계를 다목적함수 최적설계 문제를 취급함으로써 실제 문제에 접근할 수 있으며, 또한 정량적으로 표시하기 어려운 목적함수나 최소 중량(Minimum Weight)과 최소 전조비(minimum Cost)와 같이 목적함수 사이에 동일한 단위로 표시하기

* 홍익대학교 과학기술대학 조선해양공학과

** 인하대학교 공과대학 선박해양공학과

어려운 문제(Incommensurable Problem)까지도 다룰 수 있게 된다.

다목적함수 문제에서는 각각의 목적함수를 최대한 만족시킬 수 있는 또는 어떤 목적함수를 저해시키지 않고는 다른 목적함수를 개선할 수 없는 해를 구하게 된다. 이러한 해를 보통 최적 절충해(Efficient Solution, Non-dominated Solution, Non-inferior Solution or Pareto Optimum Solution)라 한다. 이러한 최적 절충해는 단일 목적함수 문제와는 달리 유일하지 않은게 특징이며 일련의 다른 해를 제공한다[1~3].

따라서 본 논문에서는 구조설계에서 응용가능한 다목적함수 구조설계 기법에 대해서 간략하게 설명한 후 Sandwich Beam의 구조설계에 응용하여 다목적함수 최적 설계기법의 유용성을 비교 평가하고자 한다.

2. 다목적함수 최적설계 기법

다목적함수 문제는 수학적으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{array}{ll} \text{Minimize} & J=G(x) \\ \text{Subject to} & x \in X \end{array}$$

여기서 $X=(x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ 로 표시되는 설계변수를 나타내며, $J=G=(G_1, G_2, \dots, G_N)^T$ 로 표시되는 목적함수를 나타낸다.

그리고 $X=\{x; h_j(x) \leq 0, j=1, 2, \dots, m\}$ 로 표시되는 허용영역내의 설계 변수 값이며, 이 값들은 제약조건식 h_j 에 의해서 결정된다.

상기 다목적함수 문제에서는 일반적으로 모든 G_k 를 동시에 최소로 하는 최적해(Optimal solution or Superior Solution)는 일반적으로 존재하지 않는다. 따라서 위에서 언급하였듯이 절충해를 구할 수 밖에 없다.

다목적함수 최적화 기법은 설계자 또는 의사결정자의 목적함수에 대한 선호도의 결정 방법에 따라, ① 선호도 초기 결정법, ② 선호도 계속 결정법, ③ 선호도 최종 결정법으로 분류할 수 있다[4~6].

2-1. 선호도 초기 결정법

선호도 초기 결정법으로 Goal Programming(목표계획법)이 대표적인 방법이고 Compromise Programming, Fuzzy Programming 등이 있다. 이 방법들은 각각의 목적함수에 대한 가중치(weight)나 중요도의 우선 순위(priority)를 미리 정한 후 최적점을 찾는 방법으로 수학적으로 간단하여 비교적 많이 쓰이고 있으나, 선호도의 표현인 각각의 목적함수에 대한 가중치(weight)나, 우선순위(priority)의 결정이 어려운 단점이었다. 이 방법에 대한 전산프로그램은 추후에 언급되는 逐次線形計画法을 이용하면 쉽게 풀 수 있다.

2-2. 선호도 계속 결정법

초기에 일단 선호도를 결정하여 설계를 수행한 후, 그 결과를 보고 다른 선호도를 결정하여 연산을 수행하거나 만족되는 해가 얻어질 때까지 계속하는 방법이다. 이 방법들 중에서 대표적인 방법으로 Step Method가 있다. Step Method는 설계자가 가중치(weight)나 우선순위(priority)를 계속 변화시켜 가면서 새로운 최적점을 계산해 가다가, 설계자가 만족하는 최적점에 도달할 때까지 계속하는 방법이다.

2-3. 선호도 추후 결정법

이 방법은 여러개의 가능한 최적해를 모두 구하여 설계자나 최종 의사 결정자에게 제시하여 서로 상충되는 목적함수의 가중치나 우선순위 등의 영향을 비교 검토할 수 있도록 하는 방법이다.

이 방법에 의해 얻어지는 일련의 최적값들을 최적절충해(Pareto Optimal Solutions)라 한다. 이러한 각각의 절충해는 한개 이상의 다른 목적함수를 저해시키지 않고는 어떤 한개의 목적함수의 개선이 불가능한 값들을 말한다.

이 방법의 대표적인 기법으로는 가중치법(Weighting Method)과 제한조건식법(ϵ -Constraint Method) 등이 있다. 이 방법의 단점은 많은 설계점 중에서 최적점을 선택하는 문제일 것이다.

3. Sandwich Beam의 구성과 사용 재료

가장 단순한 형태의 sandwich는 얇고 강한 강성을 지닌 고밀도의 두 층이 저밀도이고 강성과 강도가 두 층보다 작은 두꺼운 층에 의해서 분리된 채 접착되어 있는 형상이다.

Sandwich Beam에서 높은 강도와 강성을 지닌 얇은 두개의 외부층을 face 또는 skin이라 하고 중간층을 core라 부르며, core와 face는 서로의 단점을 보완한

채 중심축에서의 거리를 멀리하여 2차 단면 모멘트를 증가시킴으로서 구조 효율을 증가시킨다.

이렇게 구성된 sandwich 구조의 굽힘강성은 face의 재질로만 이루어진 같은 중량의 단순한 beam에 비해 훨씬 크다는 것이 명백히 밝혀져 있다.

본 연구의 sandwich 구조 설계에서 사용한 face와 core의 재료는 Table 1과 Table 2에 각각 나타냈다[7~12].

Table 1. Mechanical Properties of Face Materials

Types of Materials	Yield Strength (kg/cm ²)	Young's Modulus (kg/cm ²)	Poisson's Ratio	Density(g/cm ³)
Fiberglass Mt/PE	984.298	64,682	0.1414	1.35
Woven Roving/PE	2,671.666	130,068	0.1414	1.35
Graphite Woven	5,624,560	703,070	0.1000	1.54
Graphite Unidir	15,467.540	1,406.140	0.2000	1.54

Table 2. Mechanical Properties of Core Materials

Types of Materials	Young's Modulus (kg/cm ²)	Poisson Ratio	Density(g/cm ³)	Shear Modulus (kg/cm ²)	Shear Strength (kg/cm ²)
PVC	562.5	0.1000	0.06567	94.91	11.60
Phenolic	70.3	0.1000	0.05606	35.15	1.40
Polyurethane	189.8	0.1414	0.07208	49.21	5.98
Polyestylene	112.5	0.1414	0.04165	45.70	3.16

4. Sandwich Beam 구조 해석

4-1. 가 정

Sandwich beam의 해석을 위해서 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 하였다.

- ① face와 core의 접착은 완벽하다.
- ② face는 얇은 두께를 가졌고, membrane force나 face 자신의 축에 대한 굽힘 및 전단은 미소함으로 무시한다.
- ③ Core는 antiplane이다.
- ④ Face에서의 국부좌굴은 비대칭형식이다.

4-2. Sandwich Beam의 응력

대칭인 양쪽의 face와 중간이 core로 구성되어 있는

sandwich beam의 두께를 각각 t 및 c로 한다. 본 연구에서 사용한 모든 재료는 등방성이며 beam은 길이에 비하여 폭이 작으므로 y방향의 응력은 무시한다.

단순보 이론을 적용하면 보의 굽힘강성(flexural rigidity)은 다음 식으로 표시된다.

$$D = E_f \cdot \frac{bt^3}{6 + E_f} \cdot \frac{bth^2}{2} + E_c \cdot \frac{bth^3}{12} \dots\dots (1)$$

여기서, E_f 는 면재의 Poisson's Ratio이고, E_c 는 심재의 Poissons Ratio이다.

Face와 core의 응력은 횡단면의 복합적인 성격을 고려하여 단면은 평면이고 longitudinal axes에 수직이며, Fig. 1의 중심축 cc밀의 거리 z에 의존하게 된다. Face와 core의 응력은 다음과 같다.

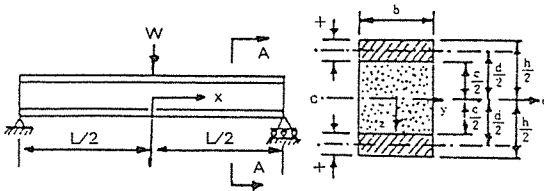


Fig. 1. Sandwich Beam Model

$$\sigma_f = \frac{Mz}{D} E_f \left(\frac{c}{2} \leq z \leq \frac{h}{2} ; -\frac{h}{2} \leq z \leq -\frac{c}{2} \right)$$

$$\sigma_c = \frac{Mz}{D} E_c \left(-\frac{c}{2} \leq z \leq \frac{c}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

Face와 core에서의 응력의 최대값은 각각 $\pm \frac{h}{2}$ 와 $\pm \frac{c}{2}$ 일 때, 다음과 같은 값을 갖는다.

$$(\sigma_f)_{\max} = \pm \frac{ME_f}{D} \cdot \frac{h}{2}$$

$$(\sigma_c)_{\max} = \pm \frac{ME_c}{D} \cdot \frac{c}{2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

xz면에서의 전단응력(τ_{xz})은

$$\tau = \frac{Q}{Db} \Sigma(SE) \quad \dots\dots\dots (4)$$

여기서, S는 단면 1차 moment이다.

따라서 Core에서의 전단응력은 다음 식과 같이 된다.

$$\tau = \frac{Q}{D} \left(E_f \frac{th}{2} + \frac{E_c}{2} \left(\frac{c^2}{4} - z^2 \right) \right), \quad \left(0 \leq z \leq \frac{c}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

같은 방법으로 face의 전단응력을 계산하면 Fig. 2

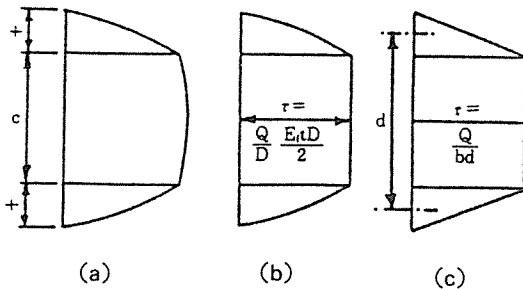


Fig. 2. Shear Stress Distribution

- (a) Actual Shear Stress
 (b) Effect of Weak Core
 (c) Effect of Weak core without Face Bending Stiffness

(a)와 같은 전단응력 분포를 보이게 된다.

만약 face에 비하여 core가 훨씬 약하다면 sandwich beam 전체의 굽힘강도에 기여할 수 없으므로 식 (4)에서 $E_c=0$ 으로 취하면 core의 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau_c = \frac{Q}{D} \frac{E_f th}{2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

즉, Fig. 2(b)처럼 core의 두께방향으로 전단 응력이 일정한 분포를 보이게 된다. 또한, face의 두께는 sandwich 전체의 두께에 비하여 대단히 얇으므로 face 중심면에 대한 굽힘강성을 무시할 수 있으므로 식 (1)에서 $D=E_f \cdot \frac{bth^2}{2}$ 이 된다. 따라서 Core의 전단 응력은 다음식과 같이 간단하게 된다.

$$\tau_c = \frac{Q}{bh} \quad \dots\dots\dots (7)$$

이때의 전단응력 분포는 Fig. 2(c)와 같이 된다. 여기서 $E_c=0$ 이고 face에 수직인 면의 전단 탄성계수가 유한하다는 가정을 만족하는 core를 antiplane core라 하면 본 연구에서도 이 가정을 사용하였다.

4-3. 얇은 Face를 가진 Sandwich Beam의 처짐

Face가 얇으므로 face의 중심면에 대한 굽힘 강성을 무시할 수 있고, core를 antiplane 하다고 가정하면 어느 한 단면에서의 전단응력은 일정하다.

보에 하중이 작용할 때 보의 처짐은 굽힘에 의한 처짐(δ_1)과 전단에 의한 처짐(δ_2)으로 나눌 수 있다. Fig. 3(b)는 굽힘에 의한 처짐의 모양을 나타내고 face의 윗면은 압축을 아랫면은 인장응력을 받으며, 단면 aa, bb, ..., ee는 face에 수직을 유지한 채 회전만을 하게 된다. 이러한 굽힘에 의한 처짐은 일반적인 보 이론에 의하여 구할 수 있다.

Fig. 3(c)는 전단 변형에 의한 처짐의 모양을 나타내고 단면 aa, bb, ..., ee는 더 이상 face에 수직을 유지하지 않은 채 수직 방향으로만 처진다. 이때의 core에 대한 전단응력은 $\tau_c = \frac{Q}{bh}$ 이고 전단변형율은 $\gamma_c = \frac{Q}{G_c bh}$ 로 되며 단면 내에서는 일정하다.

Fig. 4에서 전단 변형에 의한 기울기 $d\delta_2/dx$ 와

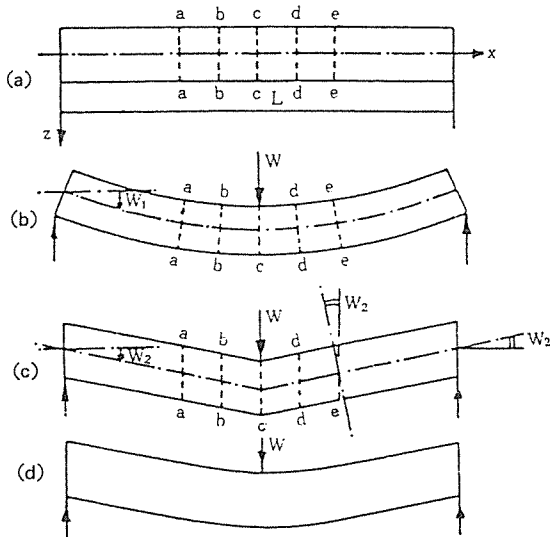


Fig. 3. Deflection Shape of Sandwich Beam

core의 전단 strain의 관계를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{d}e &= \frac{d\delta_2}{dx} d = \bar{c}f = \gamma_c \\ \frac{d\delta_2}{dx} &= \gamma_c \frac{c}{d} = \frac{Q}{G_c b d} \cdot \frac{c}{d} \end{aligned} \quad (8)$$

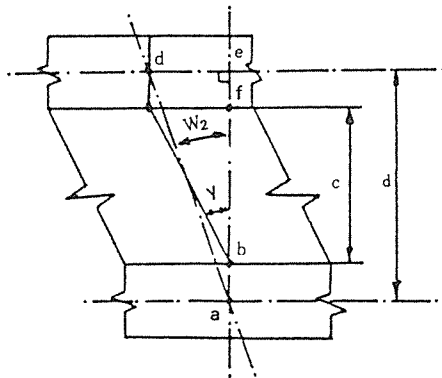


Fig. 4. Shear Deformation

따라서 주어진 문제에 대해서 식(8)을 적분함으로써 전단 변형에 의한 처짐을 계산할 수 있다.

전체 처짐 δ 는 다음과 같이 된다.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (9)$$

4-3. Face의 국부 좌굴

Sandwich 부재의 압축면은 가끔 rippling이나 wrinkling과 같은 특별한 종류의 불안정한 상태에 놓을 수 있고, 이 중에서 wrinkling은 face가 짧은 파장으로(일반적으로 core의 두께의 정도) 좌굴하는 현상으로써 core의 face에 대한 수직방향의 변형도와 관계가 있다. 즉, core의 밀도가 작고 core가 두꺼울때 wrinkling이 일어나기 쉽다. Wrinkling의 형태는 Fig. 5에 나타냈다.

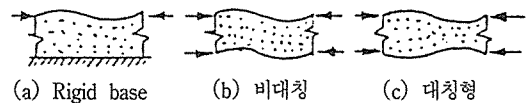


Fig. 5. Principal Types of Wrinkling

Wrinkling stress는 다음과 같이 표현된다.

$$\sigma_{wr} = B_1 E_f^{(1/3)} E_c^{(2/3)} \quad (10)$$

여기서

$$B_1 = \frac{\rho^2 \theta^2}{12} + \frac{f(\theta)}{\rho}$$

$$\psi = \frac{t}{c} \left(\frac{E_f}{E_c} \right)^{1/3} = - \left(\frac{6f(\theta)}{\theta} \right)^{1/3}$$

$$\theta = \pi \frac{c}{l}$$

$$l = \text{Buckled half wave length}$$

상기 식들의 값은 참고문헌 [1]에 의하여 $f(\theta)$ 의 값과 Fig. 5의 (a), (b), (c)의 경우에 대해서 각각 구할 수 있다. 특히, face에 수직한 방향의 core의 stiffness가 무한하고 antiplane이라고 가정한 경우에 face에 대한 wrinkling stress는 다음 식으로 표시된다.

$$\sigma_{wr} = \frac{\pi^2 E_f t^2}{12 l^2} + \frac{G_c}{2} \frac{c}{t} \quad (11)$$

5. 최적설계 및 평가

Sandwich beam의 다목적함수 최적 설계를 위한 설계 model은 고속정의 선루에 사용가능한 격벽을 대상으로 하였다. 이때 격벽 길이(L)를 2.3m, 격

벽의 단위 폭(b)은 10cm를 기준으로 했다. 작용하중은 green sea force에 해당하는 255kg/m(즉, 2.55 kg/cm)의 균일 분포하중을 사용하였다. 경계조건은 양단 단순지지와 양단이 모두 고정된 경우에 대해서 고려 했다[13].

사용재료로는 선체재료로서 가장 많이 응용이 되고 있는 FRP 면재와 PVC 심재를 택했다.

여기서 목적함수의 대상으로는 먼저 보의 최소 중량을 목표로 하였으며, 다른 하나의 목표는 재료의 강성이 적기 때문에 복합재료에서 취약점의 하나로 대두되는 최대 처짐량의 제한을 고려하고자 한다. 따라서 목적함수는 2개로서, 서로 이해 관계가 상반된다고 볼 수 있다. 즉 보에서는 중량을 줄이기 위해서는 허용처짐량을 증가 시켜야 되며, 또한 처짐량을 줄이기 위해서는 sandwich의 심재와 면재의 두께를 증가시켜서 강성을 높여야 되기 때문에 보의 중량은 증가 될 수 밖에 없다.

제한조건으로는 3장에서 언급한 sandwich beam의 구조 거동으로서 면재의 굽힘응력, 면재의 국부 좌굴응력, 심재의 전단응력과 면재와 심재의 두께 비율이 면재의 thin face condition에 만족하도록 했다.

최적 설계를 위한 최적화 프로그램은 다목적함수 문제 뿐만 아니라 일반 선형/비선형 최적화 문제까지를 다룰 수 있는 一般逐次線形計画法(GSLPM, General Sequential Linear Programming Method) [14]를 사용하였으며, 다목적함수 최적설계 기법 중에서는 제한조건식법(ε-Constraint Method)을 사용하였다.

따라서 sandwich beam의 최적설계를 위한 수학적 model은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } F_1 &= (\rho_c bc + 2\rho pt) \quad (\text{Weight/Unit length}) \\ F_2 &= \delta \quad (\text{Deflection}) \end{aligned}$$

$$\text{Subject to ; } g_1 = t - 0.0125 \geq 0$$

(Minimum face thickness)

$$g_2 = 4.77t - c \leq 0 \quad (\text{Thin face condition})$$

$$g_3 = \tau - \tau_a \leq 0 \quad (\text{Allowable shear stress})$$

$$g_4 = \sigma - \sigma_a \leq 0 \quad (\text{Allowable bending stress})$$

$$g_5 = \sigma_{wr} - \sigma \leq 0 \quad (\text{Face wrinkling stress})$$

Where,

t = Face thickness (Design variable)

c = Core thickness (Design variable)

b = Beam breadth

δ_a = Allowable deflection

δ = Actual deflection

τ_a = Allowable shear stress

τ = Actual shear stress

σ_a = Allowable bending stress

σ = Actual bending stress

σ_{wr} = Face wrinkling stress

h = Total thickness

$$d = \frac{h+c}{2}$$

상기 다목적함수 모델을 제한조건식의 문제로 변환하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize } F_1 = (\rho_c bc + 2\rho pt) \quad (\text{Weight/Unit length})$$

$$\text{Subject to ; } F_2 = \delta \leq \varepsilon \quad (\text{Deflection Limit})$$

$$g_1 = t - 0.0125 \geq 0$$

(Minimum face thickness)

$$g_2 = 4.77t - c \leq 0 \quad (\text{Thin face condition})$$

$$g_3 = \tau - \tau_a \leq 0 \quad (\text{Allowable shear stress})$$

$$g_4 = \sigma - \sigma_a \leq 0 \quad (\text{Allowable bending stress})$$

$$g_5 = \sigma_{wr} - \sigma \leq 0 \quad (\text{Face wrinkling stress})$$

여기서 제 1의 목적함수는 최소중량으로 취했고, 제 2의 목적함수인 최소 처짐량은 제한조건식으로 나타냈으며, 처짐량의 목표값을 ε 로 나타냈다. 이 목표값의 최대값과 최소값은 두개의 목적함수를 최대로 만족한 극단적인 경우의 처짐량을 취하면 되고, Pareto Optimal Solution은 이 두개의 목표값의 사이에 있는 적절한 값을 대입하여 GSLPM 최적화 프로그램을 사용하여 최적해를 구하면 된다.

최적설계의 결과는 단순지지 조건과 고정지지 조건에 대해서 각각 Table 3과 Fig. 6에 나타났다.

Table 3과 Fig. 6의 결과는 Table 1과 Table 2의 면재와 심재의 재료 중에서 FRP 면재와 PVC 심재를 사용한 경우이나, 다른 재료의 조합에 대한 결과도와 이와 유사한 경향을 보인다.

Table 3. (a) Optimum Design of Sandwich Beam(Simply Supported Ends).

$\epsilon(F_2)$	2.3	3	4	4.6	6	8	10	12	14	16	18	22.3
$t(x_1)$	2.7	2.5	2.2	2.1	2.0	1.8	1.6	1.6	1.5	1.5	1.7	2.1
$c(x_2)$	25.6	22.6	20.0	18.9	17.0	15.2	14.0	13.0	12.3	11.4	10.1	8.1
$w(F_1)$	2397	2150	1919	1818	1643	1477	1361	1274	1205	1150	1114	1089

Table 3. (b) Optimum Design of Sandwich Beam(Fixed Ends)

$\epsilon(F_2)$	2.3	3	3.5	4.0	4.6	5	5.5	6	7	8	9	9.99
$t(x_1)$	1.5	1.4	1.4	1.3	1.2	1.2	1.2	1.1	1.2	1.3	1.5	1.7
$c(x_2)$	17.0	14.8	13.7	12.8	12.0	11.6	11.1	10.7	9.6	8.3	7.4	6.1
$w(F_1)$	1530	1353	1263	1192	1123	1085	1045	1000	947	911	894	889

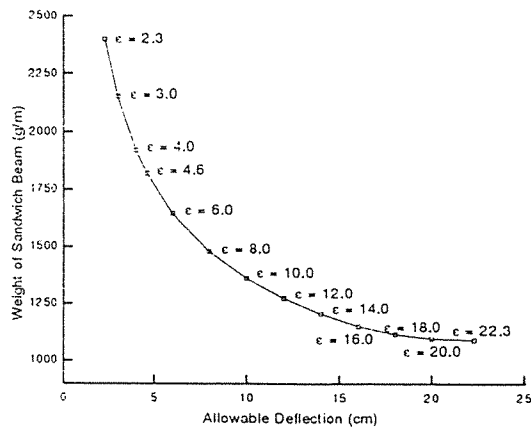


Fig. 6(a) Optimum Design of Sandwich Beam (Simple Ends)

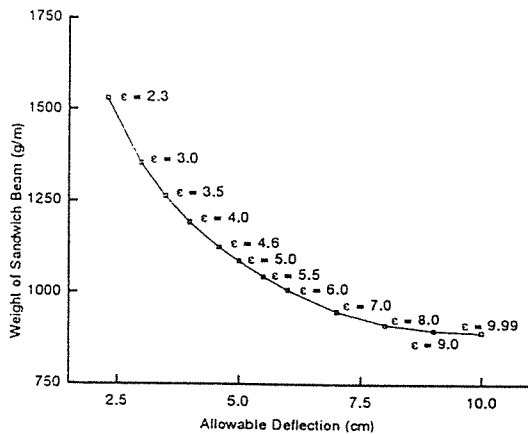


Fig. 6(b) Optimum Design of Sandwich Beam (Fixed Ends)

이와 같은 다목적함수를 갖는 문제의 최적설계에서는 가능한 한 여러가지의 목적함수를 최대로 만족시키는 것이 목표이나, 본 문제와 같이 목적 함수의 이해관계가 서로 상충되는 경우에는 Fig. 6에서 보이는 바와 같이 일련의 최적 절충해를 구한 다음 설계 환경에 가장 적합한 설계를 채택하는 것이 바람직하다. 즉, 본 문제의 결과에서는 최소중량과 최소처짐량의 각각에 대해서, 어느쪽에 비중을 두느냐에 따라 Table 3이나 Fig. 6에서 설계자의 판단에 따라 최적점을 택할 수 있게 된다.

5. 결 론

다목적함수 최적화 기법과 sandwich beam의 최적설계에의 응용에 대한 본 연구와 결과는 다음과 같이 요약된다.

- (1) 다목적함수 최적설계법 중에서 선호도 최후 결정법을 사용함으로써 설계자는 여러가지의 최적 절충해(Pareto Optimal Solutions) 중에서 설계 환경에 가장 적합한 설계를 수행할 수 있다.
- (2) 다목적함수 최적설계법을 이용하며 정량적인 표시가 어려운 문제나 또는 동일한 단위로 표시가 안되는 목적함수를 갖는 문제도 취급할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Haftka, R.T. and Gürdal, Z., "Elements of Structural Optimization", Kluwer Academic

Publishers, The Netherlands, 1992.

2. Borkowski, A. and Jendo, S.(Eds.), "Structural Optimization, Vol.2 : Mathematical Programming", Plenum Press, New York, 1990.

3. Sen, P., Shi, W.B. and Caldwell, J.B., "Efficient Design of Panel Structures by a General Multiple Criteria Utility", Engineering Optimization, Vol.14, 1989, pp.287-310.

4. 김기성, 엄항섭, "다목적함수 최적설계 기법", 대한조선헌학회지, 제 30 권 제 2 호, 1993. 6. 20, pp.

5. Carmichael, D.G., "Computation of Pareto Optima in Structural Design", Int. J. for Numerical Methods in Engineering, Vol.15, 1980, pp. 925-929.

6. Gero, J.S.(Ed.), "Design Optimisation", Academic Press, Inc., 1985.

7. Allen, H.G., "Analysis and Design of Structural Sandwich Panels", Pergamon Press, 1969.

8. Schwartz, R.T. and Rosato, D.V., "Structural-Sandwich Construction", 'Composite Engineering Laminates', Dietz, A.G.H.(Ed.), The

MIT Press, 1969.

9. Marshall, A., "Sandwich Construction", 'Hand-book of Composites', Labin, G.(Ed.), Van Nostrand Reinhold Co., 1984.

10. Minguet, P. et al, "Buckling and Failure of Sandwich Plates with Graphite-Epoxy Faces and Various Cores", J. Aircraft, Vol.25, No.4, April 1988.

11. Pearce, T.R.A. and Webber, J.P.H., "Buckling of Sandwich Panels with Laminated Face Plates", Aeronautical Quarterly, May 1972.

12. 한국항공기술연구소, "항공기용 하나캄 구조물 시제 개발 연구", 과학기술처, 1983. 6.

13. Smith, C.S. and Chalmers, D.W., "Design of Superstructures in Fiber-Reinforced Plastics", The Naval Architect, RINA, April 1986, pp.45-62.

14. Kim, K.S., "GSLPM : General Sequential Linear Programming Method", Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, January 1993.