

# 자동충전시스템을 위한 벌크 솔리드 피더의 최적설계

## Study on Optimal Design of Bulk Solids Feeder for Automatic filling system

반갑수<sup>1\*</sup>, 윤종환<sup>2</sup>  
Kap-Soo Ban<sup>1\*</sup>, Jong-Hwan Yun<sup>2</sup>

### <Abstract>

This paper presents an overview of the concepts of optimal feeder design in relation to the loading of bulk solids for Automatic filling system that should be control the amount of goods and packaging to seal. Feeder modular device, important parts of the package, so in order to perform a conceptual design optimization techniques are applied in two steps. First of all derive the problems through structural analysis for the conceptual model of vibrating feeder. Secondly derive reasonable design model based on the results of the structural analysis of modified boundary shape and then verify it. The proposed system has the following goal that is satisfies the dynamic stability with minimum weight and optimization of the shape. As a result, the weight reduction of feeder is 2.1% and 7% increase in the natural frequency.

**Keywords :** Automatic filling system, Optimal feeder design, Bulk solids feeder

### 1. 서 론

생산설비와 주요부품을 개발하기 위해서는 성능과 기능을 확보하는 동시에 생산비용은 줄이고 설계기간을 단축하는 것이 중요한 목표이다. 그러므로 설계초기에 요구조건을 만족하면서 가장 경제적인 설계방향을 제시할 수 있는 설계 최적화방법 도입은 필수적이라고 할 수 있다. 이를 통한 설계의 용이성 확보는 개발기간의 단축으로 이어지기 때문에 결과적으로 제품의 경쟁력을 높이는 효과를 가져 올 수 있다. 최적 설계는 설계 대상물이 소정의 유용성과 안정성을 확보하면서 최소의 재료를 사용하여

최대의 효과를 달성할 수 있도록 그 구조물의 치수와 기하학적 형상 등의 파라미터를 결정하는 것이라고 할 수 있고, 수학적인 관점에서는 각각의 제약조건을 만족하는 설계변수 중에서 목적함수를 최소 또는 최대화 하는 값을 찾는 것이다.<sup>1)2)</sup>

최적화 설계는 물체의 모양이나 치수를 최적화 하는 형상 최적설계(Shape Optimization), 재질을 최적화 하는 물성 최적설계(material optimization) 그리고 물체의 구조를 최적화하는 위상 최적설계(Topology optimization)로 구분할 수 있다.<sup>3)</sup>

지금까지의 최적화를 이용한 연구는 대부분

<sup>1\*</sup>정회원, 교신저자, 경북대학교 자동차공학부 교수, 工博  
E-mail:gsban@knu.ac.kr

<sup>2</sup>경북대학교 자동차공학부 대학원

<sup>1</sup>Corresponding Author, School of Automotive Engineering,  
Prof., Ph.D. KYUNGPOOK National University

<sup>2</sup>Graduate School, KYUNGPOOK National University

한 가지 기법으로 주어진 문제를 해결해왔다. 이런 이유로 각 기법들이 가진 장점 외에 단점들로 인하여 각 기법이 가진 특성 범위를 벗어날 수가 없게 되고, 결과도 극히 제한된 최적화 결과만을 얻을 수 있었다.<sup>4)</sup>

본 연구에서는 분말이나 고체를 일정단위로 포장하기 위하여 물품의 양을 제어하고 계량하며, 밀봉하는 포장 모듈화 장치의 개발에 최적화 기법을 적절히 적용하고자 한다.

따라서 본 연구에서는 포장 모듈화 장치의 중요부품인 Feeder의 개념설계단계에서 크게 2단계로 나누어 최적화 기법을 적용해 보았다.

첫째, 진동 공급기의 개념모델에 대한 구조해석을 통하여 문제점을 도출하고자 한다.

둘째, 구조해석 결과를 바탕으로 경계면 형상변경을 고려하여 다양한 설계모델을 도출하고 이를 검증하고자 한다.

## 2. 최적 설계 개념

최적설계과정에서는 설계자로 하여금 구체적인 설계변수(Design variable), 최소화시킬 목적함수(Objective function) 및 시스템에 대한 제약함수(Constraint function)를 정의하여 정밀한 설계문제의 정식화를 통하여 보다 정밀한 해를 얻을 수 있도록 한다.

설계변수는 시스템의 설계를 묘사하기 위해 선택된 변수의 집합으로 설계 변수들은 가능한 상호 독립적이어야 한다. 설계 변수는 수치 값의 조합으로 다음과 같이 표현된다.

$$Find \{x\} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$$

목적함수는 여러 가지 설계를 비교하여 좋은 지 아닌지를 판단하는 기준으로써 하나의 설계에 대하여 수치를 얻을 수 있는 스칼라 함수이고 또한 설계변수의 함수여야 한다.

$$Minimize f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

설계제약조건은 설계에 가해지는 모든 제약

조건으로 각각의 제약조건은 하나 또는 그 이상의 설계변수에 의해 영향을 받는다. 제약조건식이 설계변수의 일차 항으로 표현되면 이를 선형 제약조건(Linear constraints)이라 하고, 이차 항 이상으로 표현되면 비선형 제약조건(Nonlinear constraints)이라 한다. 제약조건은 등호제약조건(Equality constraint) 및 부등호제약조건(inequality constraint)을 가질 수 있다.

$p$ 개의 등호제약조건

$$h_j(x) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 ; j = 1, \dots, p$$

$m$ 개의 부등호제약조건

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 ; i = 1, \dots, m$$

이것의 의미는 제약조건을 만족시키는 조건하에서 목적함수  $f(x)$ 를 최소화 하는 설계변수  $x$ 를 구하려는 것이다.

선형 탄성체구조에서 자유진동 문제는 변위  $u$ 와 가상변위  $v$ 로 정의된 가상변위 원리를 이용하여 다음과 같은 고유치 문제로 정의할 수 있다.

$$u \in V : a(u, v) = \lambda b(u, v) \quad \forall v \in V$$

여기서  $V$ 는 경계조건을 만족하는 허용변위 집합이고,  $a(u, v)$ 는 내부 가상일,  $b(u, v)$ 는 구조물의 질량에 관한 식으로 다음과 같이 정의된다.

$$b(u, v) = \int_{\Omega} \rho_s (1 - ab) v^T u d\Omega$$

진동문제에 관한 최적화 문제에서 시스템의 선택된 고유진동수를 극대화하는 것이 주된 목적이지만 고유진동수의 최적화 문제에서 1개의 고유진동수만을 고려해서 최적화를 수행할 경우, 최적화의 반복과정에서 고유진동수의 순서가 바뀌어서 최적화 문제가 수렴하지 않는 문제가 발생한다. 이는 최적화과정에서 구조의 지정된 모드를 따라갈 때, 최적화과정에서 모드의 순서가 바뀌게 되어 첫 번째 고유진동수를 최대화하도록 계획하였으나, 두 번째와 세 번째의

고유진동수가 낮아져 고유진동수의 교차가 발생하게 되고, 이 경우 목적함수의 설계변수에 대한 감도가 불연속적이 될 뿐만 아니라 목적함수에 진동이 발생하여 결과적으로 해가 발산하게 될 수도 있다. 따라서 이런 문제를 극복하기 위하여 지정된 복수의 고유진동수를 최적화하는 문제를 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$\text{Minimize } f = -\Lambda$$

$$\Lambda = \lambda_0 + \frac{\sum_{i=1}^m W_i}{\sum_{i=1}^m \lambda_{n_i} - \lambda_0}$$

여기서,  $\lambda_0$ 와  $W_i$ 의 함수로 표현되며  $\Lambda$ 는 선택된 고유 값  $\lambda_{n_i}(n_i = n_1, n_2, \dots, n_m)$ 와 주어진 가중 값  $W_i(i = 1, 2, \dots, m)$ 로 정의되는 평균 고유값을 나타내고  $\lambda_0$ 은 지정된 이동값을 의미한다. 이동값과 가중값을 적절히 조정함에 따라 목적함수가 단수고유값이나 복수고유값 모두에 적용이 가능하다. 만약  $m = 1$ 를 가정하면 목적

함수는  $\Lambda = \lambda_{n_i}$ 이 되어  $n_i$ 번째 고유값  $\lambda_{n_i}$ 를 최소화하는 최적화 문제가 된다. 또한 모든 가중값이 같다면 이동값  $\lambda_0$ 에 가장 가까운 고유값이 목적함수에 가장 큰 영향을 주게 되고 최적화 문제의 주요목적이 된다.<sup>3)5)6)</sup>

## 2. 포장 모듈화 장치 개요 및 구조

포장 모듈화 장치의 구조도는 Fig. 1과 같고 주요 부품의 기능은 아래와 같다.

Hopper는 제품(계량할 물건)을 적재하는 용기로서 Feeder에 순차적으로 공급하는 역할, Vibrator는 전자석 재질로 구성되어 전기를 인가하면 Feeder를 진동시키는 기능, Feeder는 진동식 공급기의 일부분으로 제품이 진동하여 소량소분하며 진동으로 이송하는 제품 투입 기능, Bucket은 Feeder로 소분된 제품이 모이는 곳이며, 작업공정이 종료되면 계량과정을 거치는 장치이며, Gate는 Bucket에 계량된 제품을 쏟아내기 위해 여닫는 장치이다.

작동순서는 Hopper에 제품을 투입하고 Vibrator 진동으로 Feeder를 진동시켜 제품을

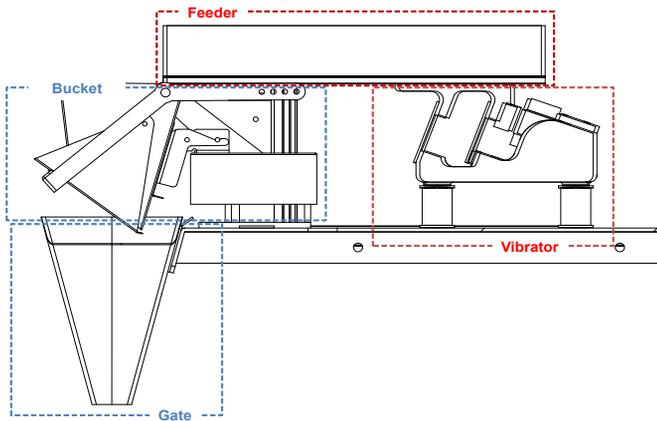


Fig. 1. Conceptual Feeder model of optimum design.

이송한다. Bucket에 담긴 제품을 계량하고 설정 값에 따라 진동량을 조절하여 제품의 계량 정밀도를 높이고, 설정한 계량치에 도달하면 Vibrator가 진동을 정지하고 Bucket gate가 열려 파우치에 담은 후 컨베이어를 타고 이송하면서 접착(밀봉) 파트를 통과하게 된다.

Vibrator는 제품의 흐름이 일정한 상태를 유지하도록 조절하는 역할을 하는 것으로 유동성이 좋은 제품이나 상대적으로 좋지 않은 제품에 이용된다.

공급량은 진동주기 혹은 진동폭의 변화로 조절되며 전기, 기계, 수학적으로 구동될 수 있다. 충전 용적은 Vibrator의 제어를 통해 유동량, 공급 시간, 진동 주기, 진동폭 혹은 진동에 장착된 Feeder의 피치각을 변화시킴으로써 바꿀 수 있다.

### 3. Feeder의 개념설계

Feeder의 개념설계 단계에서는 기존에 보편적으로 사용해오던 Feeder 설계 구조의 특징을 살펴보고 이를 통해 초기 설계안을 도출하고자 한다.

Table 1. Types and features of the feeder

개방평저형 (Open & Flat bottom)	범용적으로 많이 사용되고 있는 모델로서 신속한 이송을 목적으로 개발됨
밀폐평저형 (Closed & Flat bottom)	포장물의 분진으로 인한 비산 방지, 이물질 혼입방지가 필요할 때 사용되고 있으며 주로 환경오염의 예방을 목적으로 개발됨

평저형 Feeder 중에는 Table 1과 같이 보통 2가지가 쓰이는데 그중에서 개방평저형을 대상으로 하였다.

본 포장 모듈화 장치에서 이송하고 계량하고자 하는 제품의 경우 온도의 영향, 제품의 비산, 이물질 혼입 영향이 미비하며, 선별이 완료된 제품이므로 범용적으로 사용할 수 있는 개방 평저형 구조를 선택하였다.

모듈화 장치의 Feeder는 Vibrator와 직접 구속되어 강제진동이 크게 전달되는 부품으로 충분한 강성값이 요구되어진다. 특히 강제진동에 의한 변형량이 클 경우 구조적 문제점이 악영향을 줄 수 있으므로 충분한 강성값의 필요와 동시에 제품경쟁력을 확보를 위한 경량화를 만족할 수 있도록 설계되어야 한다.

### 4. Feeder의 진동해석

구조물이 강제진동을 할 경우, 외란의 주파수와 구조물의 고유진동수가 일치하거나 근접하게 되면 동적 응답이 무한히 커지는 공진현상이 발생하게 되어 구조물의 파괴 위험성이 높아진다. 또한 강제진동이 제거된 후 물체는 1차 고유진동수로 자유진동하게 된다. 저차 모드 현상일수록 물체가 변형하기 쉬운 형태이며, 고차로 갈수록 물체가 변형하기 힘든 변형 모양을 나타낸다.

따라서 구조물에 동적하중이 작용하는 경우, 고유진동수는 동적하중의 진동수와 일치하지 않도록 구조물을 설계할 필요가 있다. 또한 구조물의 동적 안정성의 관점에서도 고유진동수가 보다 높은 것이 좋은 설계라고 할 수 있다. 모듈화 장치의 Feeder 형상 데이터는 솔리드 기반의 CATIA V5를 이용하여 모델링 하였으며, 재질은 SUS304이다.

유한요소해석은 Ansys Workbench 14.5를 사용하였으며, 유한요소 모델은 Fig.2와 같고 Table 2에서 유한요소 모델링의 요소와 절점수 및 중량을, Table 3에서 유한요소 모델의 재료 물성치를 정리하였다.

Table 2. Summary of the feeder FE model

The number of elements	41,082 EA
The number of nodes	19,977 EA
Weight of FE Model	1.8885 kg

Table 3. Summary of the feeder FE model

Properties	Values
Material	SUS304
Young's modulus	200 Gpa
Poisson's ratio	0.29
Density	8,000 kg/m <sup>3</sup>

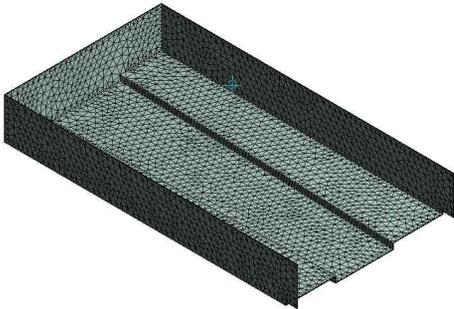


Fig. 2, Finite element model of the feeder.

유한요소 모델에 대해 진동해석을 통해 진동 특성을 파악하고 고유치를 확인하였다. Feeder에 대하여 Table 4의 자유 경계 구속 조건으로 진동해석을 수행하였고 Mode 1부터 Mode 4까지 해석한 결과를 Fig. 3에서 Fig. 6까지 그림으로 나타내었다.

Table 4. Natural frequency of the feeder

Mode	Frequency
1st Mode	19.177 Hz
2nd Mode	40.652 Hz
3rd Mode	92.428 Hz
4th Mode	137.18 Hz

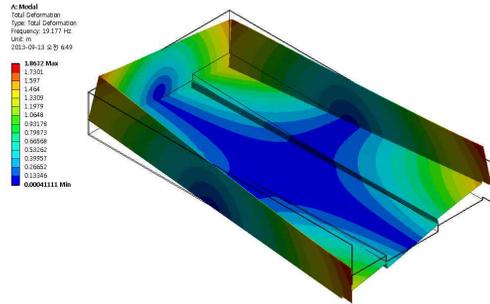


Fig. 3. 1st mode of the feeder.

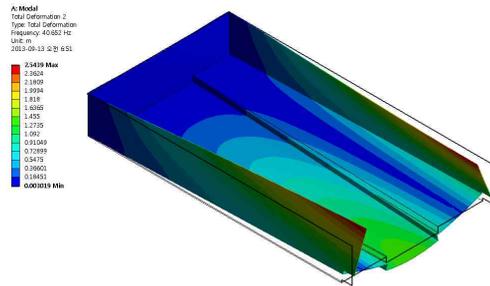


Fig. 4. 2nd mode of the feeder

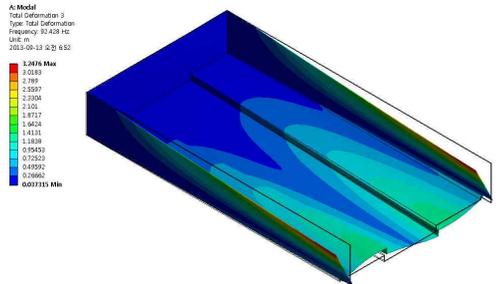


Fig. 5. 3rd mode of the feeder

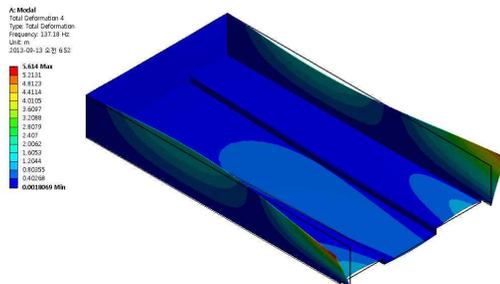


Fig. 6. 4th mode of the feeder

Table 5. Natural frequency of the feeder

		Initial Design	Shape optimization		%	
			Type 1	Type 2	Type 1	Type 2
Mass		1.8885 kg	1.9935 kg	1.8487 kg	+5.56	-2.11
Frequency	1st mode	19.177 Hz	27.352 Hz	19.845 Hz	+42.63	+3.48
	2nd mode	40.652 Hz	39.371 Hz	43.054 Hz	-3.15	+5.91
	3rd mode	92.428 Hz	82.003 Hz	98.673 Hz	-11.28	+6.76
	4th mode	137.18 Hz	120.8 Hz	146.69 Hz	-11.94	+6.93

### 5. Feeder의 형상최적화

형상 최적설계에서는 구조물이 최대 강성의 레이아웃을 갖도록 하기 위하여 평균 굽힘을 최소화하거나 최대 고유진동수를 갖는 것을 목표로 한다. 설계 검토중인 Feeder에 대하여 목적함수를 고유진동수의 최대화로 정하여 동적 안전성을 확보하고자 한다.

설계 변수는 진동해석 모드형상 고유치로 정하고, 제약조건은 전체 설계영역에서 20%이하를 적용하여 최적화를 수행하였다. 또한 최적화의 반복과정에서 고유진동수의 순서가 바뀌어서 최적화가 수렴하지 않는 문제가 발생할 수 있는데 이런 문제를 극복하기 위하여 1~4차의 복수 고유진동수를 최적화하도록 하였다.

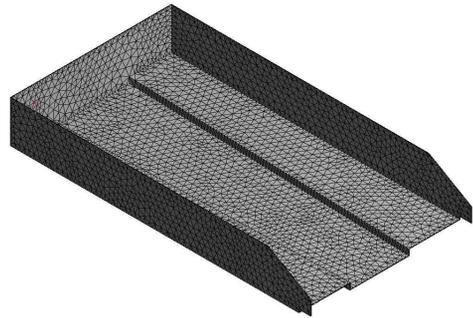


Fig. 8. Shape optimization result(Type 2).

형상 최적모델의 결과를 확인하기 위하여 초기 모델과 경계조건을 동일하게 적용하여 진동 해석을 수행하였다. 해석한 결과는 Fig. 9에서 Fig. 14까지 그림으로 보여주고 있고, Table 5에서 형상 최적화 전 모델과 새로운 모델의 결과를 비교하였다.

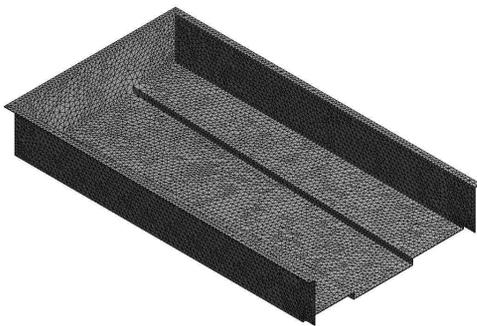


Fig. 7. Shape optimization result(Type 1).

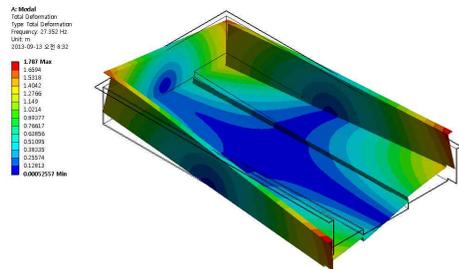


Fig. 9. 1st mode of shape optimization(Type 1).

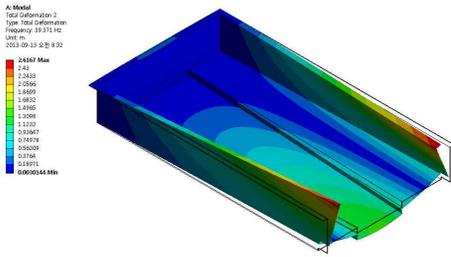


Fig. 10. 2nd mode of shape optimization(Type 1).

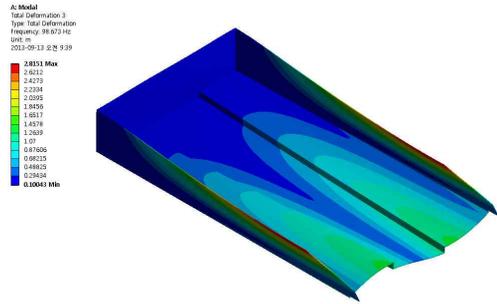


Fig. 14. 3rd mode of shape optimization(Type 2).

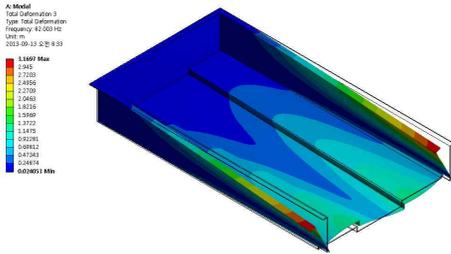


Fig. 11. 3rd mode of shape optimization(Type 1).

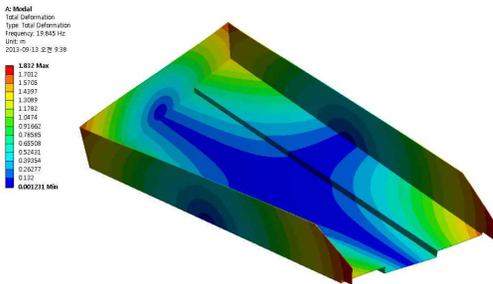


Fig. 12. 1st mode of shape optimization(Type 2).

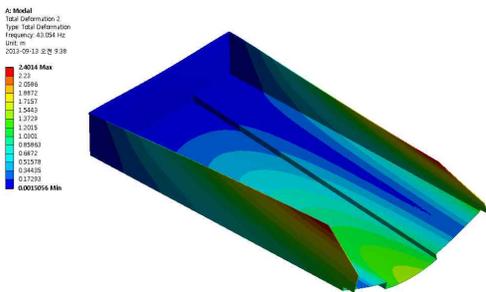


Fig. 13. 2nd mode of shape optimization(Type 2).

해석결과 최적화 모델의 고유진동수가 2nd mode에서 순서가 변화하는 현상이 나타났으므로 복수의 고유진동수를 선형화하여 직접 비교하였다. Fig. 15는 최적화 모델의 고유진동수를 회귀 분석한 결과이다. 회귀 분석한 결과를 수학적 모형으로 추정할 결과는 아래와 같다.

$$\text{Origin} : y = 40.578x_1 - 29.087 \quad R^2 = 0.963$$

$$\text{Type 1} : y = 34.388x_1 - 15.598 \quad R^2 = 0.932$$

$$\text{Type 2} : y = 43.615x_1 - 31.973 \quad R^2 = 0.964$$

여기서  $y$ 는 Frequency,  $x$ 는 Mode,  $R^2$ 는 결정계수를 의미한다.

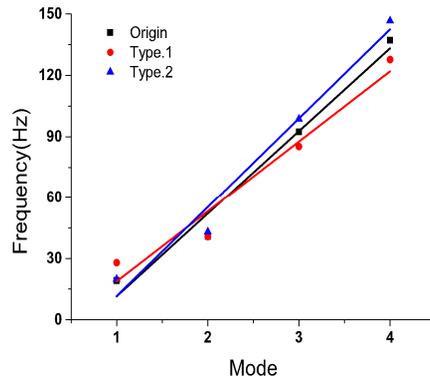


Fig. 15. Regression analysis of optimization model.

## 6. 결 론

본 연구에서는 Feeder의 개념설계 단계에서 구조해석을 이용한 문제점 도출과, 경계면 형상의 최적화 설계 모델을 도출하였다. 검증 및 분석 방법은 최적화 모델의 진동해석 결과를 이용하여 회귀분석을 진행하였고, 최적 모델로 선정된 결론은 다음과 같다.

1. Feeder의 구조적 특징을 이용하여 개방 평저형 구조 설계안을 도출하였으며, 구조해석을 위한 Feeder 형상 모델을 설계하여 유한요소모델을 구성하고 진동해석을 통해 구조적 문제점을 도출하였다.
2. 진동해석 결과모델을 분석하여 Torsion mode 변형 형상을 보완하기 위한 Type 1 모델, Bending mode 변형 형상을 보완하기 위한 type 2모델을 설계하였으며, 최적 설계안을 도출하기 위하여 진동해석을 수행하였다.
3. 최적 설계안에 대한 진동해석을 수행한 결과 2nd mode에서 고유진동수가 반대로 계산되었고, 모델에 대한 직접 비교를 위하여 복수의 고유진동수를 회귀분석을 통해 선형화하였다.
4. 회귀분석 결과 mode에 따른 Frequency 변화가 type 1 모델에서 가장 높았으며, 전체 모델에 대한 결경계수는 0.93~0.96으로 비교적 적절한 수준이었다.
5. 동적 안정성을 만족하면서 최소의 중량을 갖도록 형상 최적화를 수행하였고 그 결과 무게는 2.1% 감소하면서 고유진동수 변화는 7% 증가하여 최적화 설계에 만족하는 결과를 얻을 수 있었다.
6. 본 연구 방법은 다른 설계 최적화에도 적용할 수 있고, 초기 개념설계 단계에서 경계면 형상 최적화 설계에 유용할 것으로 기대된다.

## 후기

이 논문은 2010학년도 경북대학교 특별연구 보조금에 의해 연구되었음

## 참고문헌

- 1) J.S. Arora, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, Inc. 1999
- 2) Zienkiewicz, O.C and Campbell, J.S "Shape optimization and sequential linear programming", in Optimum structural design, edited by R.H. Gallagher and O.C Zienkiewicz Chapter 7. John Wiley, Chichester, (1973)
- 3) 송영준, 민승재, N.Kikuchi, 유한요소법과 최적구조설계 CAE, 성인당, (1999)
- 4) N.Bakhtiary, "A New Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization" SAE, (1996)
- 5) Y.S Lim, "A Study on Design Optimization of Mechanical Structures Using CAE" Kook University Automotive Engineering, (2005)
- 6) R. M. Mosmann, J. S. O. Fonseca, "Calculation of Structure under Compliance and Natural Frequency Constraints using Topology Optimization", SAE Paper No. 2004-01-3409, (2004)

---

(접수:2013.09.19, 수정:2013.10.09, 게재 확정:2013.11.22)