

# 유한요소법과 실험계획법을 이용한 고온 열교환기용 S-관의 형상 최적화

정호승<sup>1</sup> · 조종래<sup>†</sup>

(원고접수일 : 2012년 3월 29일, 원고수정일: 2012년 4월 24일, 심사완료일 : 2012년 5월 6일)

## Shape Optimization of S-tube for Heat Exchanger Used in High Temperature Environment Using FE Analysis and DOE

Ho-Seung Jeong<sup>1</sup> · Jong-Rae Cho<sup>†</sup>

**요약** : 본 연구의 목적은 고온, 고압 환경에서 사용되는 열교환기의 전열관에서 발생하는 열팽창에 따른 열응력, 진동과 같은 기계적 특성을 개선시키고, 전열부 체적을 최소화시키는 관점에서 실험계획법을 이용하여 구불구불한 관 형상에 대하여 형상최적화를 수행하였다. S-관 형상에 대하여 부분별 용도를 제시하였고, 형상 최적화를 위해서 형상변수 및 범위를 정한 후, 유한요소해석을 수행하여 형상변수에 따른 구조적 특성을 평가하였고, 요인배치법을 이용하여 형상변수의 주효과를 분석한 후, 반응표면법(Response surface Methodology)을 이용하여 회귀방정식을 구하고, 최적화 툴을 이용하여 최적화를 수행하였다.

**주제어** : 열교환기, 유한요소해석, S-관, 실험계획법, 최적화

**Abstract**: The aim of this study was to optimize S-tube shape of heat exchanger in term of reducing the size of tube bundle and improving the mechanical properties such as the thermal stress and resonance. The geometric parameters such as offset length, the straight distance between one end and other end of tube, the tube length in straight portion and fillet radius was assessed as a valid parameters. The structural analysis was performed to estimate the structural characteristics. Main effect analysis was performed to investigate the main effect for the various geometric parameters. The response surface methodology was employed to establish mathematical approximation models as a function of the geometric parameters of the S-tube. Also, The optimization was performed to optimize geometric parameters of S-tube using the regression equations and optimization tool. The optimized tube shape has been proposed. Those could be used in the heat exchanger design used in high temperature.

**Key words**: Heat exchanger, Finite element analysis, S-shape tube, Design of experiment, Optimization

### 1. 서 론

가속화되는 지구 온난화 현상에 따른 세계적으로 CO<sub>2</sub> 및 NO<sub>x</sub> 저감을 위한 환경기준을 입법화 하고자 추진 중이며, 이러한 상황에서, 친환경 고효율 에너지 및 동력 시스템을 개발하는 것이 세계적인 관심을 받고 있다. 열에너지 관리 기술 중에 핵심인 열교환기는 에너지, 동력 시스템의 제품 성능 향상에 중요한 요소 중의 하나이며, 항공, 해양, 에

너지, 국방산업 분야에서 널리 사용되며, 산업의 발달로 전체적인 제품의 방향이 고효율, 고집적화 되고 있다. 특히, 조선, 항공, 해양플랜트, 발전플랜트에선 설치공간의 제약 등으로 인해서 고효율, 고집적화된 열교환기가 요구된다[1-4]. 따라서 극한 조건에서 작동하는 가스터빈에 적용되는 고효율, 초경량 열교환기 설계 기술이 절실히 요구된다.

열교환기는 두 개 또는 그 이상의 유체 사이에

<sup>†</sup> 교신저자(한국해양대학교 기계·에너지시스템공학부, E-mail:cjr@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4298)

<sup>1</sup> 부산대학교 롤스로이스대학기술센터

서 열에너지를 전도와 대류 등으로 열을 전달하는 장치이다. 관형 열교환기(tubular heat exchanger)는 전열부에 관을 사용하는 열교환기의 한 종류이며, 원형, 타원형, 사각형 형태의 관이 사용되며, 특히, 유체들 사이에서 상대적으로 고온, 고압의 환경에서 사용되며, 전열부에는 일반적으로 직관, U-관이 사용된다. 직관은 열팽창 문제가 있어 비교적 낮은 온도에서 사용되는 반면에 U-관은 관이 굽어 있어 열팽창 문제가 해결이 되어서 비교적 높은 온도에서 사용되지만, U-관의 곡관부 때문에 전열부의 부피가 직관보다 상대적으로 커진다. 그러므로, 열교환기의 고집적화와 경량화를 위해서 새로운 관 형상에 대한 연구가 요구된다[5]. 구불구불한 관 형상은 여러 특허 등에 의하여 이미 제안된 형상이며, 이러한 관들은 열응력을 줄이기 위해서 고온용 열교환기에 사용되고 있다[6,7].

본 연구의 목적은 고온, 고압 환경에서 사용되는 열교환기의 전열관에서 발생하는 열팽창에 따른 열응력, 진동과 같은 기계적 특성을 개선시키고 전열부 체적을 최소화시키는 관점에서 구불구불한 관 형상에 대하여 다양한 형상변수에 따른 최적화 값을 구하고, 이러한 값들은 기초 설계에 반영하고자 한다.

본 연구에서 실험계획법(design of experiments)은 체계적으로 계산을 하고 결과를 분석하기 위해서 사용되었다. 실험계획법은 시스템이나 제품의 특성을 규명하기 위해서 실험 또는 해석을 하고, 산출된 결과를 목적에 맞게 분석을 하기 위해서 특성치에 영향을 주는 요인들을 찾아내고, 찾아낸 요인의 값을 결정하여 원하는 값을 얻는다. 유한요소해석과 실험계획법을 활용하여 형상최적화에 대한 많은 연구가 보고되고 있다[8-11].

본 연구를 수행하기 위해서, 관 형상에 대한 형상변수 및 범위를 정한 후, 유한요소해석을 수행하여 형상변수에 따른 구조적 특성을 평가하고, 요인배치법을 이용하여 형상변수의 주효과를 분석한 후, 반응표면법(response surface methodology)을 이용하여 회귀방정식을 구하고, 최적화 툴을 이용하여 최적화를 수행하는 것이다. 유한요소해석에 사용된 프로그램은 ANSYS Mechanical APDL 12이며, 주효과 분석에 사용된 프로그램은 MINITAB 14이

며, 회귀방정식을 구하고 최적화에 사용된 프로그램은 Isight 5.5를 사용하였다.

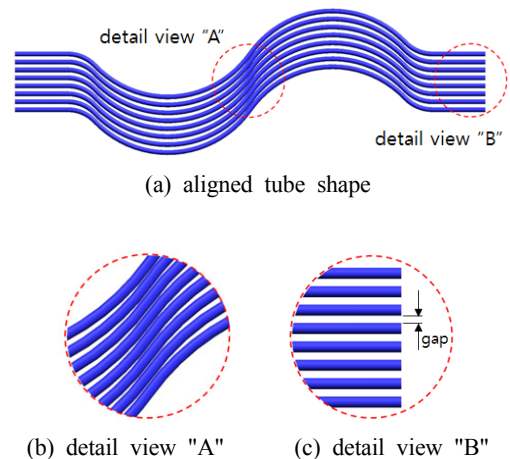
## 2. 형상변수에 따른 유한요소해석

### 2.1 형상 변수 정의

제안된 S-관은 가스터빈의 고온(1,000K) 환경에서 사용되는 열교환기의 전열관이며, 열응력 및 진동 특성을 개선하기 위해 고안되었다. 제안된 S-관의 형상은 2개의 직선부와 서로 반대 방향의 2개의 곡선부가 서로 접선으로 연결되어 있는 형상이다. 전열관의 직선부는 진동을 줄이기 위해 설치된 배플을 통과하거나 튜브시트에 연결하기 위해서 제안되었으며, 곡선부는 열응력을 줄이기 위해서 제안되었다.

관형 열교환기의 전열부는 일정한 간격을 가지는 관들로 구성되어 있다. 이러한 간격은 열교환기의 열성능과 압력강하 등의 설계조건에 의해서 계산되어진다.

Figure 1(a)는 관들이 접촉된 상태의 정렬된 형상이며, Figure 1(b)는 관들의 접촉된 부위와 직선부의 확대된 형상을 보여준다. 직관들과는 달리 S-관들은 곡선부에서 접촉을 하며, 이 때 직선부는 접촉이 아닌 일정한 간격을 가지고 있음을 알 수 있었다. 이는 곡선부의 형상에 따라 직선부의 간격이 달라질 수 있음을 의미한다.



**Figure 1:** Comparison of gaps between curved and straight region of tubes

Figure 2는 제안된 S-관의 형상변수를 보여준다. T.L은 관의 한 끝점과 반대쪽 끝점에서의 직선 길이, O.L.은 두 곡선부의 최대 길이차이며, S.L.은 관의 직선부 길이, F.R.은 관의 직선부와 곡선부의 연결부에서의 곡률반경을 의미한다.

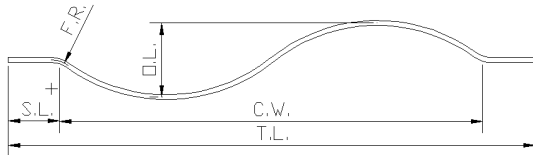


Figure 2: S-shape tube and geometric parameters

2.2 유한요소해석

전열부를 구성하는 관 형상에 따른 열응력과 고유 주파수를 계산하기 위해서 유한요소해석을 수행하였다. 직경 1.5mm, 두께 0.12mm를 가진 인코넬(Inconel) 미세관은 본 해석에 사용되었다. 인코넬 소재는 고온 환경에서 내산화성, 내부식성 및 고온 크립강도, 고온 피로강도 및 고온 인장강도가 좋으며, 또한, 용접성이 좋다. 고온에서 우수한 특성 때문에 가스터빈에서 사용되는 레큐퍼레이터 열교환기나 원자력 발전소에서의 증기발생기의 소재로 현재 사용되고 있다[2-4, 12-14]. Table 1은 인코넬 소재의 기계적 특성을 보여준다. 온도 1000K(727°C)에서 항복강도가 308MPa, 인장강도가 640MPa 이상의 특성을 가졌다.

관은 간단한 형상을 가졌지만, 관의 직경이나 두께에 비하여 길이가 상대적으로 길므로, 3차원 요소로 해석을 할 경우, 시간이 많이 소요가 될 것으로 예상된다. 그러므로, 본 연구에서는 형상정보를 가진 빔 요소(beam element)를 사용하여 해석을 수행하였다. 관에서 발생하는 열응력을 계산하기 위해선 관에서의 온도 분포가 요구되어진다. 일반적으로, 관의 입구부와 출구부의 온도분포는 열 전달에 의해서 달라지며, 관의 위치에 따라서 또한 달라진다. 여기서, 극한 조건으로 열응력을 계산하기 위해서 관의 입구측 온도를 관에 균일하게 적용하여 해석을 수행하였다. 해석에 사용된 온도는 1000K, 참고 온도는 300K이며, 압력은 상대적으로 관에서 발생하는 응력이 매우 작으므로 해석에선

압력은 적용하지 않았다. 변위 경계조건은 관의 입구측과 출구측에 완전 고정을 적용하여 길이 방향으로 변형이 없도록 적용하였다.

Table 1: Mechanical properties of solution-treated Inconel 625[12].

Mechanical properties	Value		
	300K	700K	1000K
Elastic modulus (GPa)	207.5	185.5	161
Poisson's ratio	0.312	0.312	0.308
Density (kg/m <sup>3</sup> )	8440		
Thermal expansion (e-6)	12.7	13.7	15.2
Yield strength (MPa)	440	370	308
Tensile strength (MPa)	1050	900	640

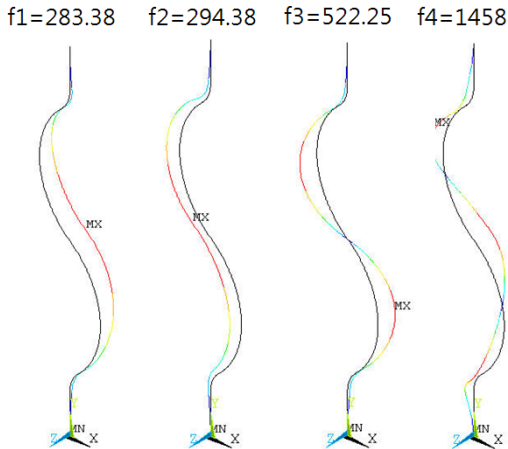
3. 형상 최적화

3.1 구조해석 결과

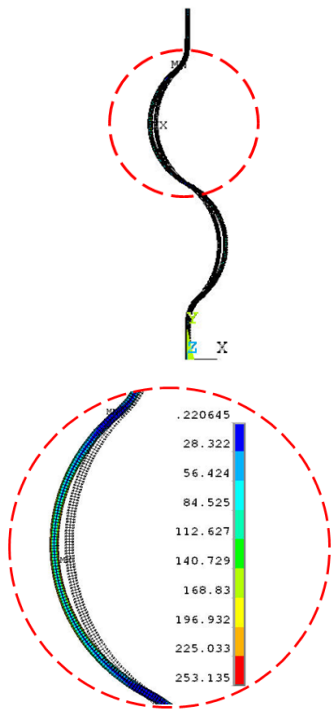
실험계획법에선 계산시간이 많이 소요되지 않으면 전조합실험시법(factorial designs)으로 수행하지만, 계산시간이 많이 소요된다면 일부실험시법(fractional factorial designs)으로 수행을 한다[11]. Table 2는 형상변수에 대한 수준을 보여준다. 설계하고자 하는 인자수는 4개, 수준은 5수준, 목적 또는 제약함수가 3개이므로, 전체 계산수는 1,875 (5<sup>4</sup>\*3)번이다. 해석 수행시 빔 요소가 사용되었기 때문에 전체 계산시간이 많이 소요되지 않으며, 반응표면법을 이용한 회귀 방정식의 오차를 줄일 수 있기 때문이다. 본 논문에서는 전조합실험시법으로 설계를 하였다.

Table 2: Geometric parameters and levels.

Geometric parameters	Level				
	1	2	3	4	5
T.L. (mm)	D <sub>0</sub> * 80	D <sub>0</sub> * 90	D <sub>0</sub> * 100	D <sub>0</sub> * 110	D <sub>0</sub> * 120
O.L. (mm)	T.L.* 0.10	T.L.* 0.14	T.L.* 0.18	T.L.* 0.22	T.L.* 0.26
S.L. (mm)	T.L.* 0.12	T.L.* 0.13	T.L.* 0.14	T.L.* 0.15	T.L.* 0.16
F.R. (mm)	D <sub>0</sub> * 4	D <sub>0</sub> * 5	D <sub>0</sub> * 6	D <sub>0</sub> * 7	D <sub>0</sub> * 8



**Figure 3:** Deformation shape at natural frequency of S-tube. (Unit: Hz)



**Figure 4:** Thermal stress distributions of S-shape tube.

Figure 3는 S-관의 고유 주파수에서의 변형 형상을 보여준다. 1, 2차 공진주파수는 비슷한 값을 나타내며, 2개의 곡관부가 같은 방향으로 회전현상이 나타났으며, 3차 공진주파수에서는 2개의 곡관부

가 다른 방향으로 회전하는 현상을 보였다. Figure 4는 열변형에 의한 응력분포를 보여준다. 최대 응력은 곡관부의 중간부분에서 발생되었음을 확인하였고, 이는 곡관부에서 열변형을 흡수하면서, 급힘 현상이 발생되어서 곡관부의 중간부분에서 최대 응력이 발생되었다고 사료된다. 여기서, 구조해석 결과는 T.L.은 3수준, O.L.은 3수준, S.L.은 4수준, F.R.은 5수준의 형상변수에 대한 결과이다.

### 3.2 주효과 분석

주효과 분석은 실험계획법에서 하나의 실험 단계이며, 주효과란 인자수준의 변화에 의해 야기되는 반응변수의 변화를 말한다. 즉, 산출된 결과를 목적에 맞게 분석을 하기 위해서 특성치에 영향을 주는 요인들을 찾아내는 것이다. 요인 배치법은 실험계획 초기에 관련된 인자가 많을 때 모든 요인들의 주효과와 2인자간 교호작용효과를 추정하여 핵심 인자를 찾아내는데 좋은 기법이다. 요인 배치 설계에는  $2^k$  요인 배치, 일반 완전 요인 배치, 일부 요인 배치 설계 등이 있다. 본 논문에서는 일반 완전 요인 배치로 설계를 하였으며, 유한요소해석 결과인 열응력과 고유진동수 및 간격을 반응값으로 적용하였다. 요인배치 설계에서 주효과 플롯을 이용하여 4개 인자의 주 영향력을 분석하였다. Figure 5에서는 최대응력에 미치는 인자의 주효과를, Figure 6에서는 1차 고유주파수에 미치는 인자의 주효과를 보여주고 있다. 형상변수인 O.L.과 T.L.의 수준이 커질수록 최대응력과 1<sup>st</sup> 공진 주파수는 감소됨을 알 수 있었다. 이것은 열응력을 줄이기 위한 곡선부가 길어지므로, 열팽창에 의한 관의 변형 공간이 상대적으로 증가되므로, 열응력 관련 기계적 특성은 좋아지지만, 반대로 관의 지지점 사이가 증가되므로 진동 관련 기계적 특성은 감소됨을 알 수 있었다.

Figure 7에서는 관 사이의 간격에 미치는 인자의 주효과를 보여주고 있다. 형상변수인 O.L.의 수준이 커질수록 관의 폭방향 길이가 길어지므로 관 사이의 간격이 증감됨을 알 수 있었다. 또한, 형상변수인 S.L.이 길어질수록 관의 곡선부의 곡률반경이 작아지므로, 관 사이의 접촉부에서의 기울기가 커

지므로, 관 사이의 간격이 증감됨을 알 수 있었다. 이것은, 전열부 체적이 증가되므로 고집적화에 좋지 않은 영향을 미치게 됨을 알 수 있었다.

주효과를 플롯하여 분석한 결과, 필렛 반경을 제외한 나머지는 주요 인자임을 알 수 있었다. 특히, 모든 목적 함수에 최대 영향을 주는 주요 형상 변수는 읍셋 길이임을 알 수 있었다.

교호작용 효과를 플롯하여 분석한 결과, 반응값들의 기울기가 비스듬하게 평행으로 가는 것으로 보여주고 있었으며, 이는 모든 인자에 교호 작용이 거의 없는 것으로 판단되었다.

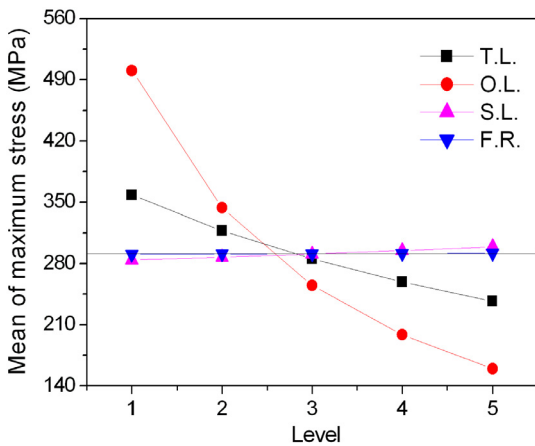


Figure 5: Main effect plot for maximum stress.

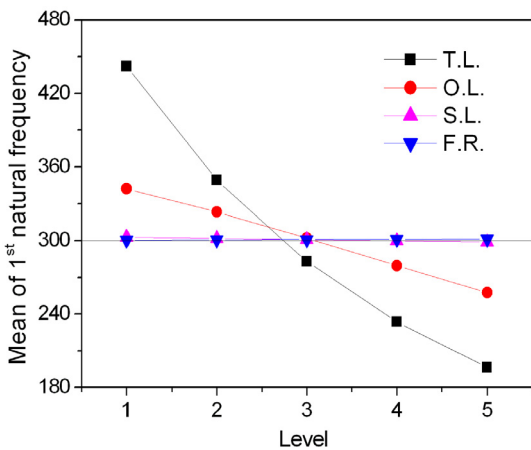


Figure 6: Main effect plot for 1st natural frequency.

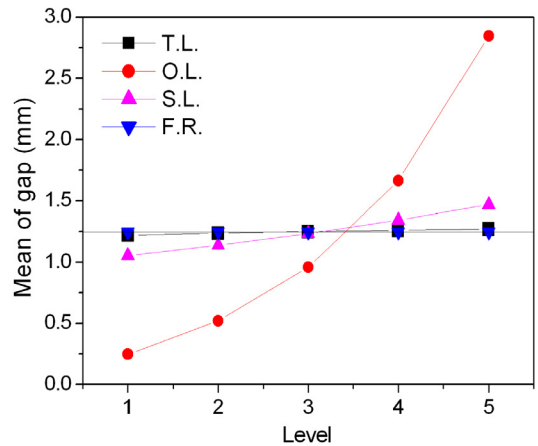


Figure 7: Main effect plot for gap between adjacent tubes.

### 3.3 반응표면법

반응표면법은 주어진 여러 개의 설계 후보점에서 실험이나 계산값을 산출한 후 설계 후보점과 산출값들의 관계를 회귀 방정식을 이용하여 근사화하는 것이다. 근사화된 함수가 결정되면 최적설계방법 등을 이용하여 최적 설계값을 구한다. 요인 배치 설계에서 사용된 해석 값들을 이용하여 4차 회귀모형을 근사화하였고, 사용된 회귀모형은 아래와 같다.

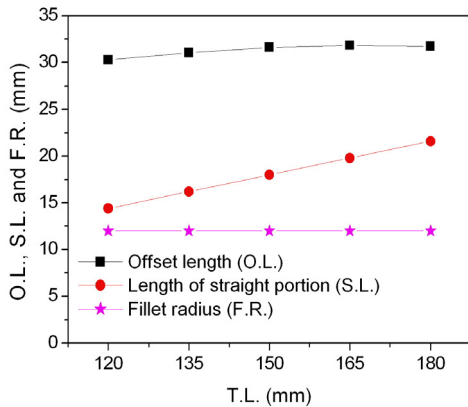
$$y(x) = a_0 + \sum b_i x_i + \sum b_i x_i^2 + \sum c_{ij} x_i x_j (i < j) + \sum d_i x_i^3 + \sum e_i x_i^4 \quad (1)$$

여기서,  $y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 은 목적함수를 나타내며,  $x_1, x_2, \dots, x_n$ 은 형상 변수를 나타낸다.

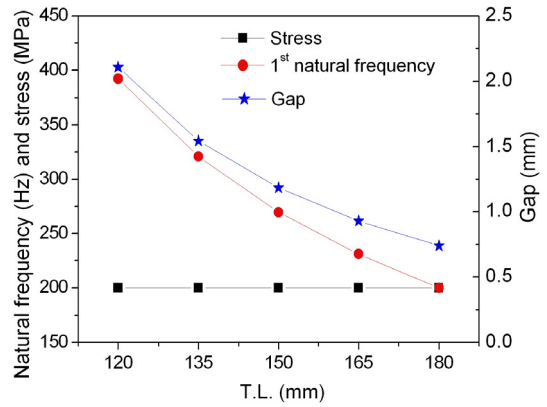
구성된 반응표면들의 적합도는 조정결정계수 ( $R_{adj}^2$ )로 판단하였으며, 이 값이 0.997 이상이며, 이것은 근사화된 회귀모형이 적합하다는 의미이다.

### 3.4 형상 최적화

목적함수는 관 사이의 간격과 열응력을 최소화하고, 1차 공진 주파수를 최대화하는 것이다. 앞에서 언급되었지만, 모든 목적 함수에 최대 영향을 주는 주요 형상 변수는 읍셋 길이이며, 읍셋 길이가 길어질수록 열응력 관련 기계적 특성은 좋아지



(a) Geometric parameters with T.L.



(b) Objective functions with T.L.

Figure 8: Optimization results (Stress ≤ 200MPa, temperature = 1000K).

지만, 진동 관련 기계적 특성과 고집적화에는 좋지 않은 영향을 미치게 됨을 알 수 있었다. 그러므로, 3개의 목적함수에 대하여 동시에 최적화가 수행되어야 함을 알 수 있었다.

최적화 수행시 열변형에 의해 발생하는 최대응력을 안전율이 고려된 200MPa 이하가 되도록 제약 조건으로 설정하였으며, 목적함수는 열교환기의 고집적화를 위해 관 사이의 간격은 최소화하고, 진동 특성을 좋게 하기 위해 공진주파수는 최대화로 정하였다. 최적설계를 위한 정식화는 다음과 같다.

Find : T.L., O.L., S.L., F.R.  
 To minimize: gap between adjacent tubes  
 To maximize: 1<sup>st</sup> natural frequency  
 Subject to :  $\sigma_{max} \leq 200MPa$

위의 정식화 과정을 토대로 회귀방정식과 최적화 틀을 이용하여 S-관 형상에 관하여 형상 최적설계를 수행하였다. Figure 8은 T.L.에 대하여 최적형상변수와 목적함수의 값들을 나타내었다. T.L.에 상관없이 F.R.은 설정 범위의 최대값, S.L.은 반대로 설정 범위에서 최소값으로 선정되었다. O.L.은 응력이 200MPa 일 때 30mm 정도의 일정한 값을 유지하며, T.L.이 감소할수록 목적함수인 1차 고유주파수와 관사이의 간격(gap)은 증가하는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구의 목적은 고온, 고압 환경에서 사용되는 열교환기의 전열관에서 발생하는 열팽창에 따른 열응력, 진동과 같은 기계적 특성을 개선시키고 전열부 체적을 최소화시키는 관점에서 S-관 형상에 대하여 다양한 형상변수에 따른 최적화를 수행하였다.

유한요소해석과 실험계획법을 토대로 다중 목적함수를 가진 열교환기 전열관 S-관 형상에 대하여 최적화 설계에 대한 절차를 제시하였다.

열응력, 진동, 고집적화의 3가지 목적함수에 대하여 최적 설계를 위해 2개의 직선부와 서로 반대 방향의 2개의 곡선부가 서로 접선으로 연결되어 있는 S-관 형상을 제안하였다.

요인배치법을 이용하여 형상변수의 주효과를 분석하였으며, 모든 목적 함수에 최대 영향을 주는 주요 형상 변수는 읍셋 길이이며, 읍세 길이가 길어질수록 열응력 관련 기계적 특성은 좋아지지만, 진동 관련 기계적 특성과 고집적화에는 좋지 않은 영향을 미치게 됨을 알 수 있었다. 그러므로, 3개의 목적함수에 대하여 동시에 최적화가 수행되어야 함을 알 수 있다.

반응표면법을 이용하여 구한 회귀방정식과 최적화 틀을 이용하여 S-관 형상에 관하여 형상 최적설계를 수행하였으며, 관의 길이에 따라 형상변수의 최적값들을 제시하였다.

제시된 최적값들은 고온용 열교환기의 전열부 기초설계 및 열응력이 발생하는 배관 설계에서 참고 자료로 사용될 것이다.

## 후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외 우수연구기관유치사업 연구임. (No.K20703001798-11E0100-00310)

## 참고문헌

- [1] 한국에너지기술평가원, 온실가스감축 기술전략로드맵:<8>, 한국에너지기술평가원, 2011
- [2] H. Schonborn, E. Ebert, B. Simon and P. Storm, "Thermomechanical Design of a Heat Exchanger for a Recuperative Aero Engine," Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53696, Conference, Vienna, Austria, 2004.
- [3] S. Boggia, and K. Rüd, "Intercooled recuperated gas turbine engine concept," AIAA 2005-4192, 2005.
- [4] J. K. Min, J. H. Jeong, M. Y. Ha and K. S. Kim, "High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines," Heat Mass Transfer, vol. 46, no. 2, pp. 175-186, 2009.
- [5] R. K. Shah and D. P. Sekulić, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, INC
- [6] K. Hagemeister and F. Munich, Curved Tubes of a Heat Exchanger, United States Patents, 5,058663, 1991.
- [7] J. Gorbulsky and P.A. "Philadelphia, Bent-tube heat exchanger," United States Patents, US 2004/0069470 A1, 2004.
- [8] 윤철호, 채명수, 문기준, 김영석, "다구짜 직교 배열을 이용한 트레일링 암 튜브 벤딩 공정 변수 최적화," 한국소성가공학회지, 제18권, 제1호, pp. 67-72, 2009.
- [9] 김의수, 김병민, "실험계획법과 유한요소법을

이용한 주축계의 세레이션 형상 최적설계," 한국정밀공학회지, 제25권, 제8호, pp. 72-79, 2008.

- [10] 박경진, 강병수, 해석적 설계방법론, 동명사, 2007.
- [11] 이상복, 예제중심의 실험계획법, 이레테크, 2008.
- [12] 박노경, 이호성, 채영석, "인코넬 합금의 미세조직과 기계적 특성에 미치는 냉각속도 영향," 한국재료학회지, 제17권, 제10호, pp. 555-559, 2007.
- [13] D. Aquaro, and M. Pieve, "High temperature heat exchangers for power plants: Performance of advanced metallic recuperators," Applied Thermal Engineering, vol. 27, no. 2-3, pp. 389-400, 2007.
- [14] Inconel alloy 625, Special Metals.

## 저 자 소 개



### 정호승(鄭互勝)

1999년 한국해양대학교 기계공학과 (공학사), 2001년 한국해양대학교 기계공학과(공학석사), 2005년 한국해양대학교 기계공학과(공학박사), 2006년 - 2007년 한국조선기자재연구원, 2007년 - 현재 부산대학교 롤스로이스대학기술훈센터.



### 조종래(趙琮來)

1982년 부산대학교 기계공학과 (공학사), 1984년 한국과학기술원 기계공학과(공학석사), 1993년 한국과학기술원 정밀공학과(공학박사), 1984년 - 1995년 한국중공업 기술연구소, 1999년 Post-doc.(영국-Birmingham Univ.), 1995년 - 현재 한국

해양대학교 기계·에너지시스템공학부(교수).