

〈論 文〉

재순환식 증기발생기 U-튜브군에 대한 유체탄성 불안정 해석

조종철* · 이상균* · 김웅식* · 신원기** · 은영수**

(1992년 8월 10일 접수)

Fluidelastic Instability Analysis of the U-Tube Bundle of a Recirculating Type Steam Generator

J.C. Jo, S.K. Lee, W.S. Kim, W.K. Shin and Y.S. Eun

Key Words : Fluidelastic Instability(유체탄성불안정), U-Tube Bundle(U 자관군), Recirculating Type Steam Generator(재순환식 증기발생기), Three-Dimensional Two-Phase Flow(3차원 2상 유동), Free Vibration Analysis(자유진동해석), Flow-induced Vibration(유동유발진동)

Abstract

This paper presents the results of fluidelastic instability analysis performed for the U-tube bundle of a Westinghouse model 51 steam generator, one of the recirculating types designed at an early stage, in which the principal region of external cross-flow is associated with the U-bend portion of tube. The prerequisites for this analysis are detailed informations of the secondary side flow conditions in the steam generator and the free vibration behaviours of the U-tubes. In this study, the three-dimensional two-phase flow field in the steam generator has been calculated employing the ATHOS3 steam generator two-phase flow code and the ANSYS engineering analysis code has been used to calculate the free vibration responses of specific U-tubes under consideration. The assessment of the potential instability for the suspect U-tubes, which is the final analysis process of the present work, has been accomplished by combining the secondary side velocity and density distributions obtained from the ATHOS3 prediction with the relative modal displacement and natural frequency data calculated using the ANSYS code. The damping of tubes in two-phase flow has been deduced from the existing experimental data by taking into account the secondary side void fraction effect. In operation of the steam generator, the tube support conditions at the tube-to-tube support plate intersections may change from unfixed support conditions to clamped support conditions due to either tube denting degradation or deposition of tube support plate corrosion products or ingress of dregs. Thus, various hypothetical cases regarding the tube support conditions at the tube-to-tube support plate intersections have been considered to investigate the clamped support effects on the forced vibration response of the tube. Also, the effect of anti-vibration bars support in the curved portion of tube has been examined.

*정회원, 한국원자력안전기술원

**한국원자력안전기술원

1. 서 론

가압수형 원자로(PWR: pressurized water reactor)에서 채용하고 있는 핵 증기발생기(nuclear steam generator: 이후부터는 "증기발생기"로 명명함)를 비롯한 여타 관류형 열교환기들(Shell-and-tube heat exchangers)에서 셸(shell)측 유체의 유동이 튜브군에 가하는 동적 힘에 의하여 여기되는 튜브의 과도한 진동은 튜브에 Impact-fretting-wear 및 피로와 같은 기계적 손상을 야기시킬 수 있다.^(1~4) 특히 증기발생기에서 이러한 손상의 결과로 초래되는 튜브파손은 방사성물질로 오염된 1차측 냉각재의 2차측 유체속으로의 누설을 수반하므로 원자력발전소의 안전성 및 이용성 관점에서 극히 바람직스럽지 못하다. 따라서 증기발생기의 설계 및 운전에 있어서 2차측 냉각재의 유동으로 야기되는 튜브의 유동유발진동문제(flow-induced vibration problem)는 대단히 중요한 관심사로 다루어지고 있다.

증기발생기에서 튜브의 유동유발진동은 주로 2차 냉각재의 튜브군에 대한 횡류(cross flow)에 기인하며 평행류(parallel flow)에 의한 튜브진동은 거의 문제시 되지 않는 것으로 알려져 있다. 국내에 도입되고 있는 모든 원자력발전소에서는 재순환식 증기발생기(또는 U-튜브 증기발생기)를 채용하고 있는데, 이러한 형태의 증기발생기들에서 2차 유체의 고속 횡유동장은 단일 액상 유동영역인 튜브기저판(tube sheet)상부의 강수관(downcomer) 입구 영역 및 예열기(preheater 또는 economizer) 영역(만일 존재한다면)과 2상 유동영역인 U-bend영역에서 형성된다. 이러한 재순환식 증기발생기 튜브군에 우세하게 나타나는 유동유발진동기구들은 난류여기(turbulence excitation), Vortex shedding 및 유체탄성불안정(fluidelastic instability)이다.^(5~6)

난류여기는 2차측 유체의 난류요동(turbulent fluctuations)을 포함하는 Random noise에 의해 튜브표면에 미치는 임의로 변동하는 압력으로 튜브에 항력 및 양력이 무작위로 작용함으로써 야기되는 유동유발진동으로서 상대적으로 진폭이 작아서 장기간이 소요되는 Fretting-wear손상을 초래할 수 있다.

Vortex shedding과 유체탄성불안정은 고진폭의

과도한 튜브진동을 수반하여 심각한 튜브파손을 초래할 수 있는 유동유발진동기구들이다. 그 중에서 Vortex shedding은 튜브에 외부 유체가 횡단유동할 때 튜브 후부의 후류속에 들어있는 Vortex가 튜브의 양측면에서 교대로 규칙적으로 떨어져 나감(shedding)으로써 유동에 횡단방향으로 교번양력(alternating lift force)이 야기되어 튜브를 진동시키는 현상으로서, Vortex shedding주파수가 튜브 고유진동수와 거의 가까워지면 큰 진폭의 진동이 발생될 수 있다.

그러나, 이러한 유동유발진동기구는 발생되는 교번양력이 상대적으로 큰 고밀도의 단일액상 유동장속의 튜브에서만 특별히 나타날 수 있고, 밀집된 튜브군 내부에서는 실질적인 의미를 갖지 못하며 다만 튜브군 주변의 튜브에서만 발생가능한 것으로 알려져 있을 뿐 원형 튜브군내에서의 Vortex shedding 발생여부는 잘 파악되고 있지 않다.

실제로 지금까지 원자력발전소 증기발생기에서 튜브의 유동유발진동과 관련하여 발생한 많은 경우의 중대한 튜브파손들은 Vortex shedding이 아닌 유체탄성불안정에 기인한 것으로 보고되어 있다.^(1~4) 유체의 모든 상에 걸쳐서 횡유동장에 놓인 밀집한 튜브군에서만 나타나는 유체탄성불안정은 외부유체의 횡유동속도가 임계속도를 초과하는 영역에서 발생하는 일종의 자기 여기 진동(self-excited vibration)이며, 여기서 임계속도는 튜브의 1진동 주기중에 유동하는 주위 유체의 동적인 힘에 의하여 튜브에 흡수되는 에너지가 주위유체로 소산, 감쇠되는 에너지를 초과하는 횡단유속범위의 최소치이다. 참고문헌(3), (4)에 기술되어 있듯이 유체탄성불안정은 극히 단시간 내에 튜브에 급속한 Fretting-wear손상이나 고주파 피로를 수반하여 결국 심각한 튜브파손을 초래하게 되므로 재순환식 증기발생기내에서 중대한 재앙적인 튜브파손사고를 초래할 잠재성이 가장 큰 유동유발진동기구이다. 따라서 현재 PWR증기발생기의 설계 및 운전에서 유체탄성불안정에 의한 튜브파손사고 발생의 가능성을 극소화하기 위한 적절한 조치가 반영될 수 있도록 다각적인 연구와 기술개발이 절실히 요구되고 있는 실정임을 감안하여 본 연구에서는 PWR증기발생기 튜브군의 유체탄성불안정 문제만을 관심의 대상으로 삼기로 한다.

1970년에 Connors⁽⁷⁾에 의하여 처음으로 유체탄성불안정기구가 확인되고, 특성화된 이래, 많은 연

구와 기술개발 및 경험을 통하여 증기발생기를 비롯한 관류형 열교환기의 설계시, 유체탄성불안정으로 인한 튜브손상 발생의 가능성을 극소화시키기 위한 개선이 이루어져 오고 있으나 아직까지는 관련지식이 충분하지 못한 형편이다. 기존에 설계 제작되어 현재 가동중인 원자력발전소들에서 사용중인 증기발생기들에서는 설계 당시 예기치 못한 요인들로 유체탄성불안정이 발생함으로써 심각한 튜브파손이 불시에 야기될 수 있는 소지가 잠재하는 경우도 있는 것으로 알려져 있다. 실제로 최근 몇 년 동안에 외국의 가동중인 원자력발전소들에서 이 같은 부류의 튜브파손사고들이 발생한 바 있으며 그 대표적인 사례들을 참고문헌⁽⁴⁾에 소개하여 놓았다. 미국의 North Anna 1호기 및 일본 Mihama 2호기에서 발생한 튜브파단의 원인으로 밝혀진 것은 각각 진동저지봉(anti-vibration bar : AVB)의 비효율적인 설치와 제작상의 오류외에, 공통적으로 최상단 튜브지지판(tube support plate : TSP)에서 Denting 또는 이물질 고착에 따라서 튜브의 지지조건이 고정지지(clamped support)로 변경된 결과 감쇠효과가 크게 저하됨으로써 유체탄성불안정이 유발되었다는 점이다. 이러한 튜브파단사고 발생을 예방하기 위해서는 선행조치로서 대상 증기발생기에 대한 유체탄성불안정해석을 통한 튜브파단 가능성 여부를 평가하여야 하며, 그 평가결과에 근거하여 설계변경, 운전조건 변경 또는 관막음 등의 후속 예방조치가 취해져야 할 것이다. 따라서 증기발생기 U-튜브의 유체탄성불안정해석은 증기발생기의 설계 및 운전에 있어서 원전의 안전성 확보 및 경계성 향상이라고 하는 두가지 중요한 목표를 달성하기 위한 적절한 방안 수립의 선행조건으로서 수행되는 증기발생기 튜브의 구조적 건전성 또는 안전성 평가에 필수적이다.

지금까지 증기발생기를 비롯한 각종 관류형 열교환기들에서 횡유동을 받는 튜브군에 대한 유체탄성불안정해석과 관련한 많은 연구들이 보고되어 있으나 그 중 증기발생기 U-bend 영역의 고속 횡유동에 의한 U-튜브 유체탄성불안정 문제에 관한 것들은 흔치 않으며 U-튜브군의 직관부 또는 직관다발이 특정 국소 부위에서 외부 유체의 고속 횡유동을 받는 경우들이 대부분이다. Carlucci 등⁽⁸⁾은 재순환식 증기발생기의 U-튜브군에 대한 유체탄성불안정 예측을 하는 절차를 해석 예를 통하여 소개하였으며, Masiello 등⁽⁹⁾은 Combustion Engineering

Model 67 증기발생기에서 튜브기저판 상부 강수관 입구에서의 2차 냉각재의 횡유동에 의한 튜브들에 대한 유체탄성불안정을 예측하여 그 결과를 제시한 바 있다. 그리고 Heilker 등⁽¹⁰⁾은 Combustion Engineering System 80 economizer 증기발생기에서 예열기 영역에서 2차측 유체의 횡유동과 관련한 튜브의 유체탄성불안정성의 여부를 예측하기 위한 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 Westinghouse Model 51 증기발생기의 U-bend 영역에서 2차측 유체의 횡단유동으로 유발될 수 있는 튜브군의 유체탄성불안정을 예측하기 위한 해석을 수행하고 그 대표적인 결과들을 제시하였다. 그리고 U-bend 영역에서 AVB에 의한 튜브의 지지상태와 형태 및 최상부 TSP에서 Denting 또는 이물질 고착으로 인하여 변경된 튜브의 고정지지조건 등이 튜브의 유체탄성불안정 응답에 미치는 영향을 조사하였다. 유체탄성불안정 해석과정에서 필수적으로 선행되어야 하는 2차측 3차원 2상 유동장 계산은 증기발생기 열수력 해석용인 ATHOS3 코드⁽¹¹⁾로써 수행되었으며, U-튜브의 고유진동수와 모우드 형상은 공학해석용 유한요소 프로그램인 ANSYS코드⁽¹²⁾로써 계산되었다.

2. 해 석

본 연구에서 유체탄성불안정해석 대상으로 채택된 재순환식 U-튜브 증기발생기인 Westinghouse Model 51의 물리적 형상과 TSP의 개략도를 각각 Fig. 1에 나타내어 놓았다.

동 증기발생기 내부에서 튜브군에 횡단유동이 미치는 곳은 U-bend영역과 강수관 개구(Downcomer opening) 근방의 첫째 TSP와 튜브기저판 사이 영역이지만, 후자의 경우에는 튜브에 미치는 횡단유동조건이 유체탄성불안정을 야기시킬 소지가 없는 것으로 알려져 있으므로 본 연구에서는 횡단유동의 발생 가능성이 큰 U-bend영역을 관심의 주된 대상으로 하였다. 본 연구의 유체탄성불안정해석에 적용된 증기발생기 운전자료는 전출력 운전중인 Westinghouse사 공급 원전의 정상상태조건에 해당 하는 값들로서 다음 Table 1에 나타낸 바와 같다.

2.1 증기발생기 열수력 해석

재순환식 증기발생기내에서는 고온측과 저온측 사이의 열적 비평형성으로 2차측 유동분포의 기본

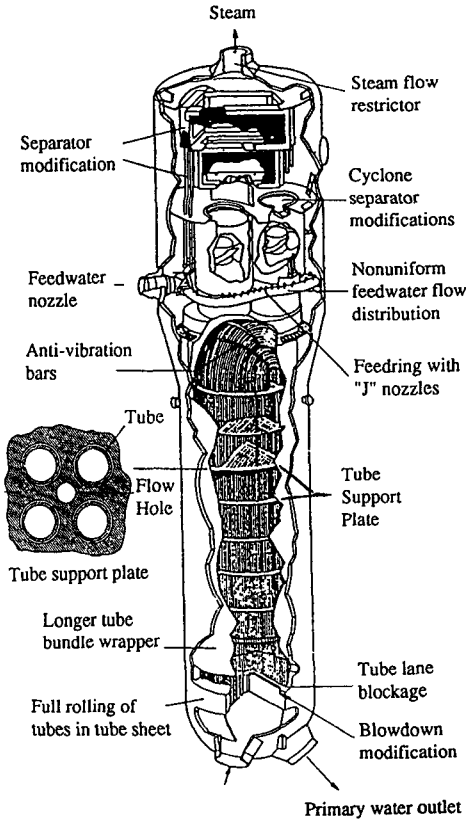


Fig. 1 Physical configuration of a Westinghouse type model 51 series steam generator

특성을 변경시킬 수 있는 3차원 효과가 야기되므로 2차축 2상 유동분포를 실제와 가깝게 모사하기 위

Table 1 Operating parameters for a westinghouse model 51 steam generator at 100% power

-Dome pressure	bars	57.05
-Feedwater flow rate	kg/sec	472.02
-Drain flow rate	kg/sec	
-Fraction of feedwater distributed to hot side downcomer		0.829
-Feedwater temperature	°C	220.0
-Primary mass flow rate	kg/sec	4003.6
-Primary inlet temperature	°C	319.0
-Downcomer water level	m	12.88
-Carry under	%	0.0
-Carry over	%	0.156

해서는 열전달 효과를 포함한 3차원 모형에 의한 2상 유동 계산이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 재순환식 및 직관류식 증기발생기들에 대하여 정상 및 과도상태 유동해석을 위한 3차원 2상 유동해석 코드인 ATHOS3를 사용하여 증기발생기 2차축 유

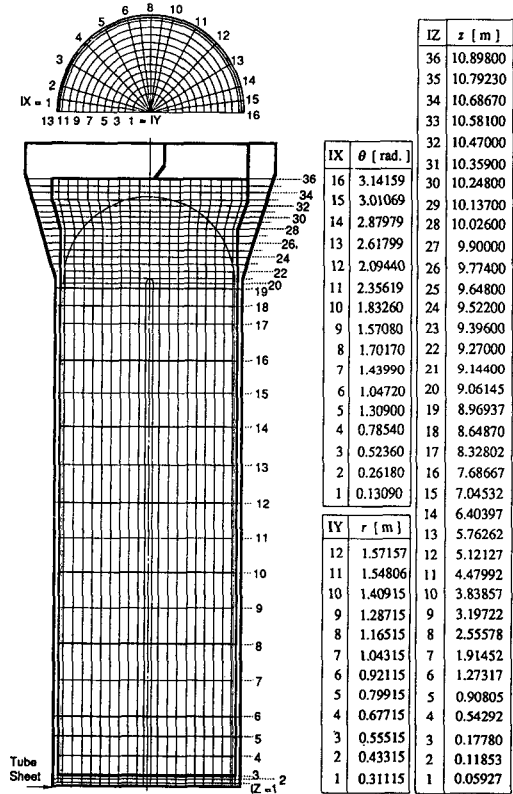


Fig. 2 (a) Finite-difference grid with fine resolution in the U-bend region of steam generator [816(θ) \times 13(r) \times 36(z)]

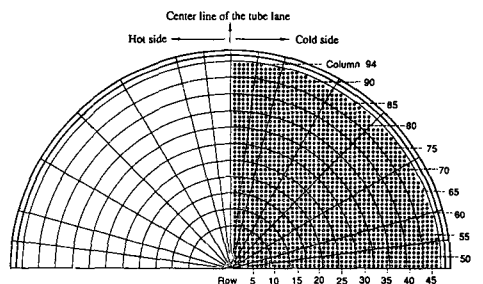


Fig. 2 (b) Enlargement of the horizontal cross-section of calculation domain with the tube bundle layout

동분포를 계산하였다. ATHOS3 코드에서는 튜브군의 존재로 인한 2차측 유동저항을 모형화하기 위하여 튜브군을 분산저항체로 간주하는 다공매질 개념이 적용되며, TSP들은 유동에 대한 집중 저항체로 간주된다. 여기서 고려하는 증기발생기 열수력 모형과 동일한 문제에 대한 해석은 ATHOS3를 적용함으로써 이미 수행된 바 있다.⁽⁶⁾ 참고문헌 (6)에서는 $10(\theta) \times 10(r) \times 30(z)$ (=3000Cells)의 격자를 사용했으며, 계산결과를 강수관 영역까지 확장하지 않고 강수관 전체영역을 고온측과 저온측 2영역으로 분할하여 각 영역에 대하여 Lumped-parameter(point) model을 사용하였다. 그러나 강수관 영역에 대하여 Point model을 사용하는 경우에 총괄 열수력 매개변수들중의 하나로서 대표성을 갖는 순환비에 대한 예측치를 측정치와 비교한 결과, 중간출력수준을 제외하고는 저출력 운전범위에서는 상당히 높게 산정되고 고출력범위에서는 낮게 산정되는 반면에, 계산격자를 강수관까지 확장하는 경우에는 출력수준의 전체 범위에 걸쳐 예측치가 측정치와 잘 일치함이 보고되어 있다.⁽¹¹⁾ 따라서 본 계산에서는 참고문헌 (6)에서 보다 더 조밀한 격자분포를 사용하였으며 계산격자를 튜브군 영역으로부터 강수관 영역까지 확장하여 최외곽 원통

셸 내부의 전체 영역을 유한 차분 격자로서 모형화하였다. 여기서 고려하고 있는 증기발생기는 튜브 Lane에 수직인 수직면에 대하여 기하학적 및 열적으로 면대칭으로 간주할 수 있으므로 계산에서는 증기발생기 반쪽 부분만 모형화하였다. 적용된 격자분포는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 $16(\theta) \times 13(r) \times 36(z)$ 의 격자망으로써 총 7488개의 Cell들을 구성하며, 주된 관심 대상인 U-bend 영역의 격자망은 강수관 개구 근방인 튜브 기저판 상부영역과 함께 나머지 영역들에서 보다 더 조밀하게 만들었다. 본 열수력해석은 모든 튜브들이 건전한 경우에 대하여 수행되었으며 ATHOS3 코드 계산시 2상 유동 모델로서 Algebraic Slip Model을 사용하였다. ATHOS3 코드에 의한 2상 유동계산의 결과로 예측된 유동장에 대하여 $\theta=15^\circ$ 인 수직($r-z$) 평면에서의 유동형태와 $z=0.1185, 4.4799, 9.3960$ 및 10.5810 m인 수평($\theta-r$)평면에서 유동형태, 수증기 질(Mass quality) 및 보이드율(Void fraction)의 분포들을 Fig. 3에 나타내어 놓았다. Fig. 3으로부터 증기발생기내에 전형적으로 나타나는 3차원 2상 유동현상뿐만 아니라 U-bend 영역과 강수관 개구영역의 유체탄성불안정에 작용하는 횡단유동의 존재를 명확히 확인할 수 있다. 이와 같

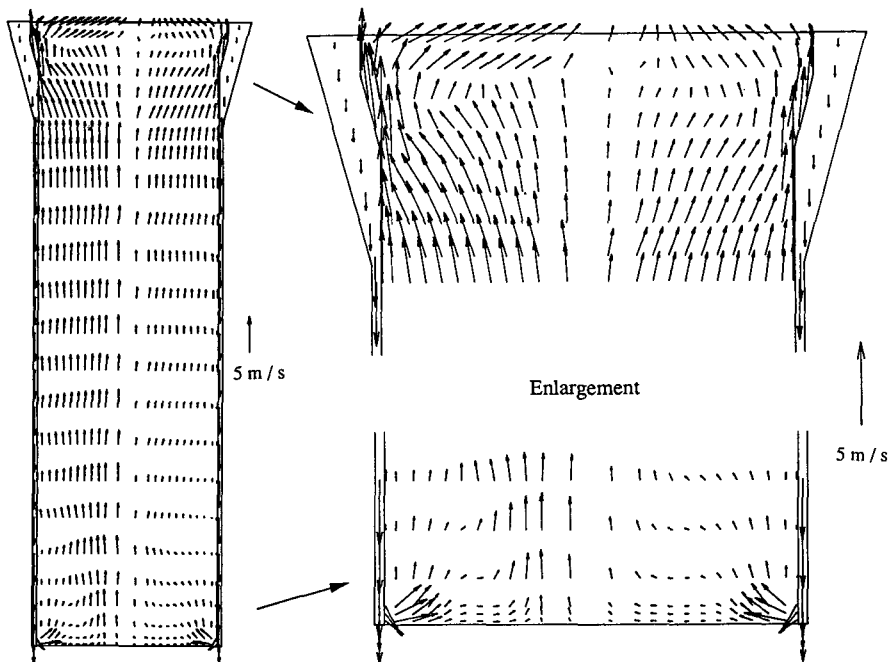


Fig. 3 (a) Predicted flow patterns of mixture in the $r-z$ plane ($\theta=15^\circ$)

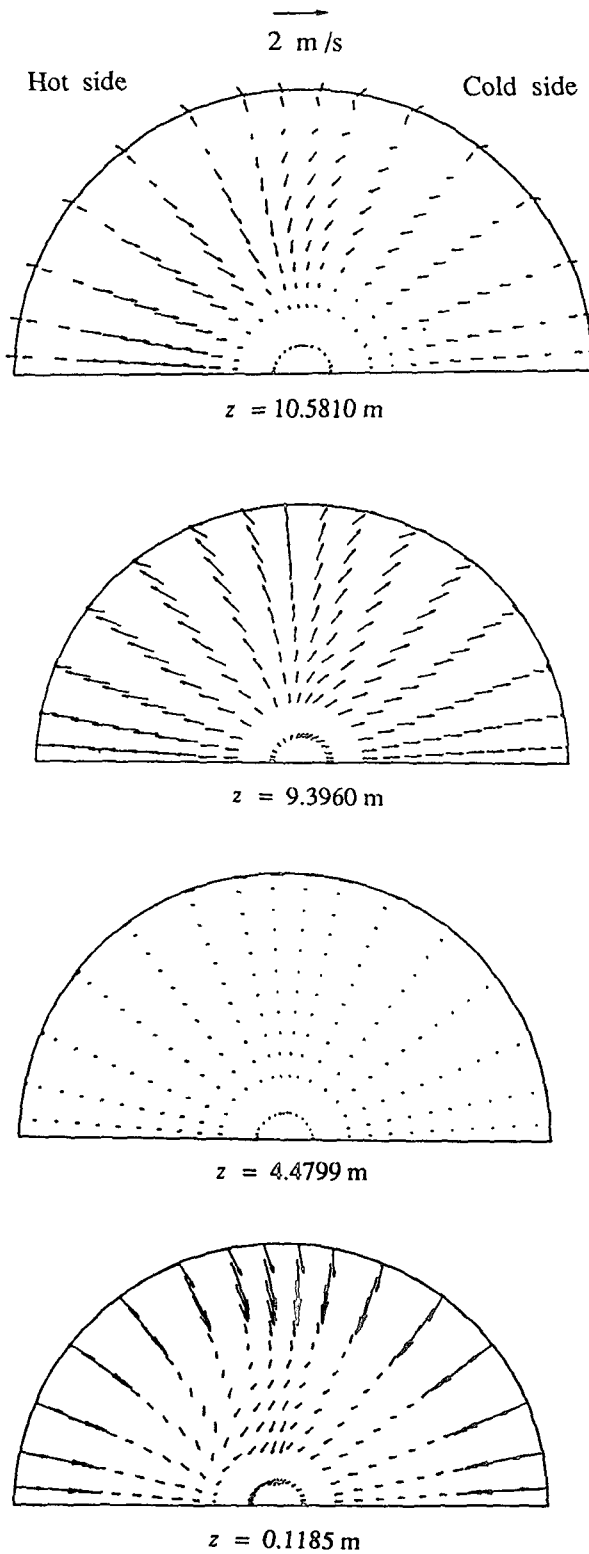


Fig. 3 (b) Predicted flow patterns of mixture in the $\theta-r$ plane

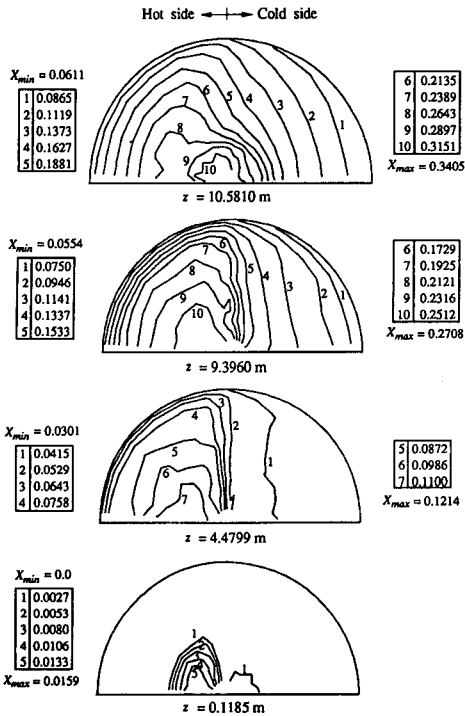


Fig. 3 (c) Predicted mass qualities of mixture in the $\theta - r$ plane

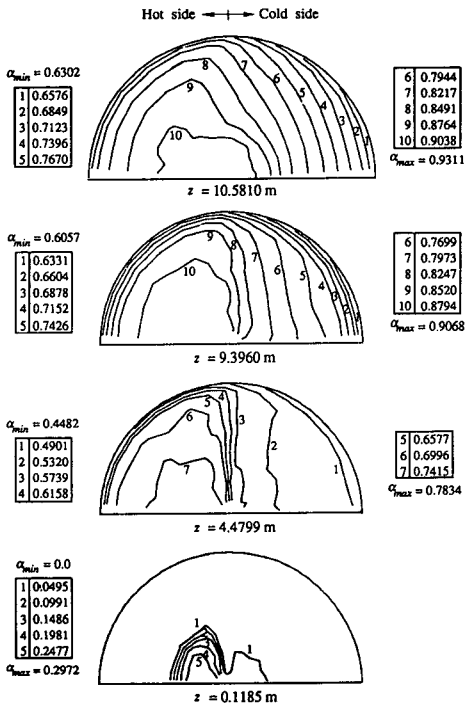


Fig. 3 (d) Predicted void fractions of mixture in the $\theta - r$ plane

이 얻어지는 증기발생기 열수력해석의 결과들은 U-튜브의 유체탄성불안정 해석에 있어서 필수적인 열수력조건으로 적용되는 물론이고, 증기발생기 각 국소 영역들에서 각종 오염물의 화학적 혼합물, 이 물질의 운동 및 튜브 기저판상부면에서의 Sludge 퇴적영역 등을 조사하기 위한 기초자료 및 조건들로서 활용될 수 있다.

2.2 U-튜브의 자유진동해석

본 연구에서는 운전중인 증기발생기내 U-튜브의 고유진동수와 모드함수를 계산하기 위한 자유진동해석(또는 Modal analysis)을 공학해석용 유한요소 프로그램인 ANSYS 코드를 사용하였다. 증기발생기 열수력 해석결과, 2차측 유체의 밀도는 현저하게 3차원적 공간분포를 보임으로 U-튜브의 자유진동해석에 있어서 식(1)로부터 산정되는 유효질량 m_e 는 튜브전장을 따라 불균일한 분포를 갖는다. 따라서 ANSYS계산시 이러한 U-튜브 유효질량분포의 불균일성이 ATHOS3 계산결과와 동일하게 반영될 수 있음은 물론이고 계산된 모우드 형상의 불연속성이 극대화될 수 있도록 고려대상인 U-튜브를 탄성 직관 및 곡관요소들 (Straight or curved elastic pipe elements)로 분할하였다. 이러한 요소분할은 튜브기저판을 비롯하여 AVB에 의하여 U-튜브가 지지되는 모든 TSP들 및 U-튜브의 고온측과 저온측을 분리하는 기하학적 대칭경계점인 정점 (Apex)을 관요소들의 경계인 절점들과 일치되도록 하고, U-튜브의 정점을 포함하는 튜브 지지점들 사이의 모든 경간들에 대하여 편의상 동일 갯수의 관요소들로서 개개의 경간이 등분할되도록 하였다. 그리고 1개의 경간을 구성하는 요소 갯수에 대한 민감도 분석을 U-bend곡률반경이 서로 다른 3가지 튜브들에 대하여 수행한 결과, 20이상에서 고유진동수들의 계산결과가 특정값에 수렴하고 대응하는 모우드 형상들도 외형적으로 완벽에 가까운 연속성을 나타내면서 특정 형상에 수렴함을 보였기 때문에 본 연구에서 수행한 모든 계산에서는 U-튜브를 구성하는 모든 경간들을 공통적으로 20개의 탄성 직관 및 곡관요소들로 분할하였다. 그러나 요소분할에 대한 추가적인 연구결과에 따르면 직관경간들에 대해서는 10개 정도의 직관요소들만으로 분할하여도 계산결과가 수렴치에 가까워져서 충분한 정확도가 보장되는 것으로 나타났음을 밝혀두고자 한다.

ATHOS3코드에 의한 증기발생기 열수력 해석을 위한 증기발생기 내부 유동장의 유한차분격자 모형과 ANSYS코드에 의한 자유진동해석을 위한 U-튜브의 유한요소분할 모형은 서로 독립적으로 만들어지며 유동장에 대하여 결정된 유한차분격자 모형에 의한 ATHOS3 코드 출력결과들은 3차원의 속도성분들을 제외하고는 모두 다 격자 중심점들에 대한 3차원 공간분포 형태로 얻어진다. 자유진동해석 대상으로 선정되는 특정 U-튜브의 길이를 따르는 단위길이당 유효질량분포(튜브기저판상에서 전장이 l 인 U-튜브의 고온측 끝을 원점으로 하여 튜브길이를 따라서 변하는 거리좌표를 x 라고 할 때 $0 \leq x \leq l$ 의 정의구역을 갖는 x 에 대한 함수로 표시됨)는 U-튜브의 중심선이 그리는 증기발생기 내부 공간체적상의 1차축 및 2차축 유체의 국소밀도분포를 주변 공간의 격자 중심점들에서의 ATHOS3코드 계산의 출력결과들에 공간위치에 관한 선형 보간법을 적용하여 계산함으로써 쉽게 얻어질 수 있다. 따라서 본 ANSYS코드 계산에는 U-튜브의 유한요소 모형을 구성하는 모든 탄성관요소들 각각에 대한 단위길이당 평균밀도값들을 이와 같은 방식으로 결정하여 실제 튜브 단위길이당 유효질량분포의 불균일성을 모사하였다.

일반적으로 증기발생기 U-튜브의 자유진동해석에 있어서 모든 지지부위에서의 지지조건은 고정지지(clamped support 또는 Fixed support)와 Pin지지(pinned support)조건들중의 어느 하나로 모형화된다. 이 때 튜브기저판 상부면과 같이 원래부터 U-튜브 양 끝이 고정된 부위는 물론이고 TSP와 튜브의 접촉 교차부들에 발생할 수 있는 Denting이나 이물질의 틈새 유입, 침착과 같은 열화현상들에 의하여 튜브가 지지구조물에 고착되는 부위들에서의 지지특성은 공간 직교좌표계상에서 3좌표축을 따르는 변위들과 그 3좌표축들을 회전축으로 한 회전들이 허용되지 않으므로 이론적인 해석모형으로 적용되는 고정지지조건과 실제적으로 부합된다. 한편, 건전한 상태의 TSP들에 의한 튜브지지는 튜브 외표면과 TSP의 튜브 지지구 내측면 사이에 미소한 틈새가 존재하므로 TSP원판을 포함하는 수평면상의 상호 직교하는 2축 방향의 운동변위들만 영(Zero)이고 튜브 직관경간을 따르는 방향의 변위와 3공간 직교 좌표축들을 회전축으로 한 회전들이 허용되는 Pin지지조건으로 모형화된다. 그리고 AVB들에 의한 튜브지지는 그 지지점들에서 튜

브의 U자 형상을 포함하는 평면에 수직인 방향으로의 변위운동만 제한되고 나머지 2방향의 변위운동 및 3가지 회전운동들이 모두 허용되는 단순 Pin지지조건으로 모형화될 수 있다. 다만 튜브기저판상의 고정지지부위와 AVB들에 의한 단순 Pin지지부위들은 모두 다 튜브 길이방향의 두께가 무시되는 점들로서 그 위치가 명확히 설정되지만, 미소하나마 유한한 두께를 갖는 TSP들에 의한 지지상황을 이론적 해석모형으로 정확히 모사하기는 쉽지 않다. 그러나 실제 실험을 통한 연구결과에 따르면, 이론해석을 위하여 TSP두께의 중심부에 지지점이 위치한 것으로 가정하고 TSP두께를 무시함으로써 이러한 실제 TSP지지조건들을 단순화시킨 고정지지조건 및 Pin지지조건의 모형은 적용성이 보장되는 것으로 밝혀져 있다. 따라서 본 연구의 ANSYS코드 계산시에도 이와 같은 튜브지지조건에 대한 해석모형들을 사용하였다.

ANSYS코드에 의한 U-튜브의 자유진동해석에서 각 모드별 고유진동수와 모드형상은 사용자가 선택하는 만큼의 차수까지 고유진동수가 증가하면서 In-plane(IP)모드와 Out-of-plane(OP)모우드가 분리되지 않고 함께 섞여서 고유진동수 크기별로 순차적으로 출력되며, 모드형상은 튜브길이를 따르는 거리좌표에 대한 상대변위의 윤곽으로 표시된다. 유체탄성불안정해석에서 튜브에 수직인 횡단유동 틈새속도(이하부터는 단순히 “횡단유동 틈새속도”로 약칭하기로 함)의 관 길이에 따른 분포가 불균일한 경우에 등가의 균일한 횡단유동 틈새속도 값을 결정하기 위한 수식에서 가중함수로 적용되므로 해석에 적용시 그 크기는 무관하고 상대변위만 필요하게 된다. 본 연구에서는 U-튜브의 자유진동 모드 형상들을 예시함에 있어서, 모두 다 각 모드의 형상을 최대변위에 대하여 정규화시킨 상대변위의 튜브길이를 따르는 분포로써 나타내어 모드 특성이 쉽게 파악될 수 있고 유체탄성불안정해석이 용이하도록 하였다.

2.3 유체탄성불안정해석

본 연구에서는 횡단유속이 높아서 튜브에 큰 동압이 미치는 U-bend영역에서 상대적으로 긴 미지지 경간(unsupported span)을 가져 유연성이 큰 튜브들이 유체탄성불안정의 가능성이 높다는 사실에 의거하여, AVB의 지지를 받지 않고 반경이 크거나 AVB들의 지지점 사이의 경간이 매우 긴

U-bend의곽영역에 위치한 튜브들을 주된 관심 대상으로 삼았으며, 이렇게 하여 해석대상으로서 대표적으로 선정된 튜브들을 다음 Table 2에 나타내어 놓았다. Table 2에 제시되어 있는 튜브들 중에서 R11 C51*, R12C51**, R35C75** 및 R46 C50**은 설계사양과는 다르게 제작된 경우들을 가정한 것이다.

해석대상 튜브의 유연성은 튜브의 고유진동수와 모우드 형상을 구하는 자유진동해석(또는 모드 해석)을 통하여 결정된다. 규정된 기계적 성질과 기하학적 특성을 갖는 튜브는 튜브 지지점의 배열, 지지조건 및 유효질량 분포에 따라서 진동 모드 특성이 크게 달라지므로 동일한 튜브에 대해서도 TSP에서 지지조건의 변화에 따라서 유체탄성불안정해석의 결과는 달라진다. 증기발생기 열수력해석에 이어서 특정 튜브의 유체탄성불안정해석을 위하여 가장 우선적으로 결정되어야 할 매개변수인 튜브길이를 따르는 단위길이당 유효질량분포 $m_e(x)$ 는 다음 식(1)로 정의된다.

$$m_e(x) = m_t(x) + m_{pf}(x) + m_a(x) \quad (1)$$

여기서 $m_t(x)$, $m_{pf}(x)$ 및 $m_a(x)$ 는 각각 튜브재료의 질량, 튜브내의 1차측 유체의 질량 및 튜브주위 2차측 유체로 인한 가상효과로 나타나는 부가질량의 튜브길이를 따르는 단위길이당 값의 분포들이다. 부가질량 효과는 Pettigrew 등⁽¹³⁾이 제시한 관계식을 사용하여 결정되었다.

U-튜브의 유체탄성 불안정 진동의 개시조건에 대응하는 튜브에 수직한 횡단유동 틈새속도(Normal-to-tube cross-flow gap velocity)의 최저치인 임계속도는 튜브 전장에 걸쳐서 균일한 횡단유속이 미치는 전제조건하에서 자유진동 모드 별로 다르게 정의되며, 다음과 같이 표시되는 Connors의 식으로부터 결정된다.⁽⁷⁾

$$V_{cn} = K f_n d (2\pi \zeta_i m_{eo} / \rho_o d^2)^{1/2} \quad (2)$$

여기서 V_{cn} , K , f_n , ζ_i , m_{eo} , ρ_o 및 d 는 각각 n 차 자유진동 모드에 대한 임계속도, Connors의 계수, n 차 모드의 고유진동수, 총괄감쇠비, 단위길이당 평균유효질량, 2차측 유체 평균밀도 및 튜브 외경이며, $V_{cn}/f_n d$ 와 $2\pi \zeta_i m_{eo} / \rho_o d^2$ 의 항들은 각각 불안정이 개시되는 무차원 속도의 최소값과 질량-감쇠 매개변수를 나타낸다.

식(2)의 Connors의 계수 K 는 튜브군의 기하학적 배열에 종속되는 값으로서 정방형 튜브배열의 경우에 Axisa 등⁽¹⁴⁾의 실험결과와는 $K=7.2$ 로 보고되어 있으나, 본 연구에서는 안정성평가 측면에서 보수성을 부여하기 위하여 Pettigrew 등⁽¹⁵⁾이 설계 지침으로 제시한 값인 $K=4$ 가 적용되었다. 또한 총괄감쇠비인 ζ_i 값은 보이드울 및 TSP에서 지지조건들에 따라서 참고문헌(13~16)에 제시된 측정 자료들을 근거로하여 평균 보이드울 $\alpha=0.5\sim 1$ 의 범위에 대하여 최상단 TSP에서 고온측 및 저온측이 모두 고정지지조건을 갖는 경우에는 $\zeta_i=0.2\sim 2\%$, 최상단 TSP의 고온측이나 저온측의 어느 한쪽만이 고정지지된 경우에는 $\zeta_i=0.5\sim 3\%$, 최상단 TSP의 어느 쪽도 고정지지가 되지 않은 경우에는 $\zeta_i=1\sim 5\%$ 의 범위에서 ζ_i 가 결정되었다.

전술한 바와 같이 횡단유동을 받는 튜브의 유체탄성불안정의 발생조건은 튜브에 수직한 횡단유동 틈새속도 V_g 값이 식(2)로 표시되는 임계속도 V_{cn} 값을 초과하는 것이며, V_{cn} 은 다경간(Multispan) 튜브에 대해서는 전체 경간들에 균일한 횡단유동이 작용하는 조건에 기초를 두고 정의된다. 따라서 튜브길이를 따르는 횡단유동 틈새속도 분포 $V_g(x)$ (여기서 x 는 전장이 l 인 U-튜브에 대하여 튜브기저판 상부면상의 고온측 튜브 끝 부분을 원점으로 하여 튜브길이를 따라서 저온측 튜브 끝 부분까지

Table 2 U-tubes selected for the fluidlastic instability analysis

R10 C70*	R09 C48*	R09 C51*	R09 C55*	R09 C89*	R09 C91*
R09 C92*	R07 C51*	R09 C51*	R10 C51*	R11 C51*	R12 C51*
R11 C51**	R12 C51**	R35 C75**	R46 C50**	R35 C75***	R46 C50***

(note) R : row, C : column

*Supported by no AVB

**Supported by one AVB on each side of the tube

***Supported by two AVBs on each side of the tube

사이에서 거리를 나타내는 좌표이며 정의구역은 $0 \leq x \leq l$ 이다)가 불균일하거나 횡단유동이 튜브의 일부분에만 미치는 다경간 튜브에 대해서는 튜브 전장에 걸친 횡유동이 균일하도록 불균일한 실제 횡단유동 틈새속도 분포 $V_g(x)$ 로부터 등가의 균일한 값인 유효 횡단유동 틈새속도 V_{ge} 를 산정해 내어야만 임계속도 V_{cn} 값과의 비교를 통하여 유체탄성불안정 여부가 평가될 수 있다. 이러한 유효 횡단유동 틈새속도 V_{ge} 값은 임계속도의 결정에서와 마찬가지로 자유진동 모드 별로 달라지며, 다음 식 (3)에서와 같이 임의의 n 차의 자유진동 모드 형상으로 불균일한 횡단유동 틈새속도 분포 $V_g(x)$ 를 가중시킴으로써 n 차 모드에 대한 등가의 V_{sen} 값이 결정된다.

$$V_{gen}^2 = (m_{e0}/\rho_0) \int_0^l \rho(x) V_g^2(x) \phi_n^2(x) dx / \int_0^l m_e(x) \phi_n^2(x) dx \quad (3)$$

여기서 $l, \rho(x), V_g(x), \phi_n(x)$ 및 $m_e(x)$ 는 각각 튜브의 길이, 2차측 유체의 밀도, 튜브 수직 횡단유동 틈새속도, 정규화된 n 차의 자유진동 모드 함수 및 유효질량의 튜브길이에 따른 분포들이다. 튜브길이를 따르는 2차측 유체의 밀도 $\rho(x)$ 는 ATHOS3 코드계산 결과로 얻어지는 수증기 질 X 또는 보이드율 α 의 분포 자료들로부터 쉽게 결정되며, U-bend부분에 대한 횡단유동 틈새속도분포 $V_g(x)$ 는 다공매질 개념에 기초한 ATHOS3코드 계산결과인 다공매질속에서의 다차원 속도성분 값들을 다음과 같은 관계식들에 적용함으로써 결정된다.

$$V_g(x) = |(v_i \cos \theta_i - u_i \sin \theta_i) \cos \theta_s + w_i \sin \theta_s| \Omega \quad (4)$$

$$\Omega = (1 - \beta) p / (p - d), \quad \beta = \pi (d/2p)^2$$

여기서 u_i, v_i, w_i 는 튜브상의 위치 i 점에서 다공매질 개념에 기초하여 계산된 r, θ 및 z 방향의 속도성분들이고 p 및 d 는 각각 튜브의 피치 및 외경을 나타낸다. 그리고 θ_i 는 U-bend영역의 점 i 를 포함하는 수평단면에서 점 i 의 원점(수평단면과 증기발생기 수직중심선이 만나는 점)에 대한 극좌표상의 편각이며, θ_s 는 고려대상인 U-튜브의 U-bend부분과 그 양 끝을 연결하는 반원에서 점 i 의 편각을 나타낸다.

본 연구에서는 식(5)와 같이 V_{cn} 값에 대한 V_{sen} 값의 비로 정의되는 자유진동 모드 별 안정비

(stability ratio: S.R.)들 중에서 최대치를 유체탄성 불안정의 판정을 위한 매개변수로 사용하기로 한다. $S.R. < 1$ 이면 튜브가 안정한 모드이고, $S.R. > 1$ 이면 유체탄성불안정이 일어나는 불안정한 모우드로 평가되며 $S.R.$ 값이 1이상으로 증가하면 진폭이 급격히 커진다.

$$(S.R.)_n = V_{gen} / V_{cn} (n=1, 2, 3, \dots) \quad (5)$$

이후부터는 편의상 해석대상으로 선정되는 튜브의 모든 자유진동 모드들에 대한 S.R. 값들 중에서 최대치를 해당 모드의 차수 식별을 위한 하첨자 표시없이 단순히 S.R.로 나타내기로 한다.

3. 결과 및 고찰

열수력 해석에서 수행된 2차측 2상 유동 계산의 결과로부터 튜브의 U-bend부분에서 최대 횡단유속이 나타나고, 직관부에서의 횡단유속은 거의 무시될 수 있는 정도임을 확인하였다. R10 C70 튜브의 U-bend부분에서 횡단유동 틈새속도 분포 $V_g(x)$ 와 2차측 유체의 밀도분포 $\rho(x)$ 를 Fig. 4(a)와 4(b)에 나타내어 놓았다. Fig. 4에 나타나있듯이 U-bend부분의 고온측에서의 $V_g(x)$ 가 저온측 $V_g(x)$ 보다 높다. 이것은 증기발생기 내부의 열적 비평형의 전형적인 현상임을 쉽게 확인할 수 있다. 본 연구에서 수행한 모드해석(자유진동해석)에서는 건전한 상태의 모든 TSP에서 튜브지지조건은 Pin 지지조건(pinned tube support condition)으로, 튜브 기저판에서는 고정지지조건(clamped tube sup-

(a) Normal-to-tube gap velocity

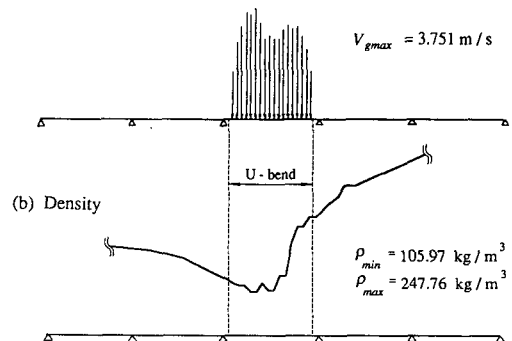


Fig. 4 Mixture normal-to-tube gap velocity V_g and density distributions along the partial length of U-tube(R10 C70)

port condition)으로 간주되었다. $V_{\theta}(x)$ 및 $\rho(x)$ 의 분포가 Fig. 4와 같이 주어진 U-튜브 R10 C70이 U-bend부분에서 AVB지지를 받지 않는 상황에서, Fig. 5에 나타난 바와 같이 TSP들에서 지지조건이 서로 다른 10가지 경우들에 대하여 모두드해석을 수행한 결과중에서 대표적인 3가지 경우들 (Fig. 5의 Case 1, Case 2 및 Case 10)에 대하여 처음 4개의 모드에 대한 고유진동수와 모드 형상을 Fig. 6에 나타내어 놓았다. Fig. 5의 모든 경우들에 대한 모드형상의 계산 결과, Fig. 4(a)로 주어진 U-bend부분의 $V_{\theta}(x)$ 의 분포에 대응하여 최대 S.R.값이 나타나게 되는 모드는 공통적으로 첫번째로 나타나는 최저 고유진동수를 갖는 OP모드임이 밝혀졌다. 그리고 U-bend부분에서 큰 IP모드 변위는 상대적으로 고유진동수가 높은 고차 모드에서만 나타남이 조사결과 밝혀졌기 때문에 U-bend부분의 유체탄성불안정해석에서 IP모드에 대한 고려는 생

략해도 될 것으로 사료된다. 따라서 U-bend부에서 AVB로써 지지받지 않는 경우에 대해서만은 U-튜브의 모드 해석 결과 첫째 OP모드에서 항상 최대의 S.R.값이 나타나기 때문에 이후부터는 첫째 OP모드 만에 대하여 유체탄성불안정해석을 한정하기로 한다.

Fig. 5에 나타난 바와 같이 TSP들에서 튜브 지지조건이 서로 다른 10가지 경우들 모두에 대하여 각각 계산된 첫번째 OP모드의 고유진동수와 변위 형상을 Fig. 7에 나타내어 놓았다. Fig. 7의 모드 해석결과들을 자세히 조사해 보면 튜브 기저판로부터 5번째 TSP이하인 어느 하나의 TSP 또는 튜브 기저판에서 튜브가 고정지지되는 경우들은 첫번째 OP모드에 대한 U-bend측 고유진동수와 모드변위의 응답들에서 큰 차이를 보이지 않으므로 모든 후속계산에서는 5번째 TSP이상의 경간 부분만을 갖는 단순한 부분 U-튜브(Partial U-tube) 형상으로 U-bend의 유체탄성불안정을 모형화하였다.

Denting부식이나 이물질의 고착으로 최상부 TSP의 튜브지지구에서 튜브가 고정되어 Pin지지 조건에서 고정지지 조건으로 바뀌면 S.R.값이 증가하며, 지지조건이 변하기 이전의 S.R.값이 1에 근접한 경우에는 고정지지조건으로 바뀌면 유체탄성 불안정 영역에 들게 되어 고주파 피로를 야기시키게 되고 매우 짧은 시간내에 최상부 TSP에서 고정지지측 인접상부에서 튜브가 원주방향으로 완전 파단될 수 있는 것으로 알려져 있다.^(3,4,16) 따라서 본 연구에서는 R10 C70 튜브 TSP의 튜브지지구에

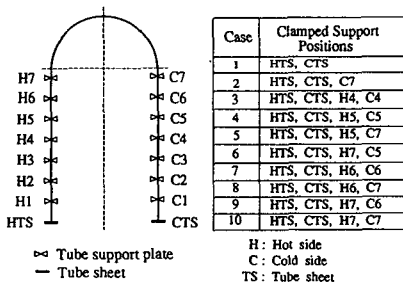


Fig. 5 Different tube support conditions at TSPs

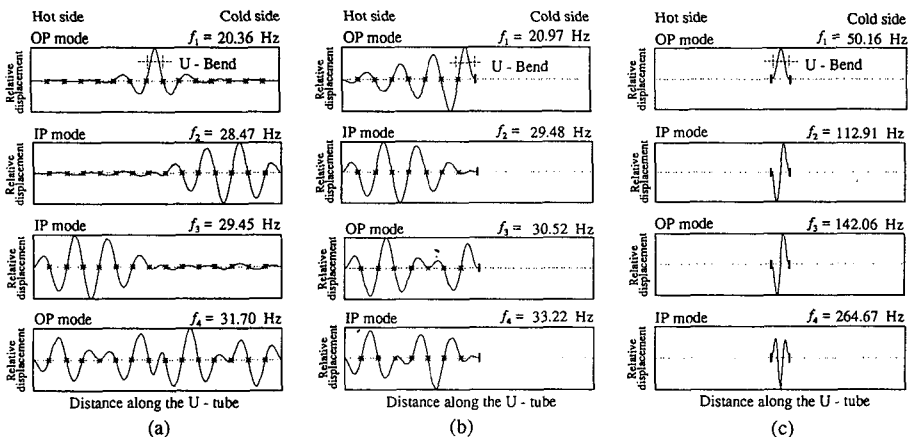


Fig. 6 First four modes of vibration for the tube R10 C70. Tube support conditions at TSP : (a) case 1, (b) case 2, and (c) case 10 in Fig. 5

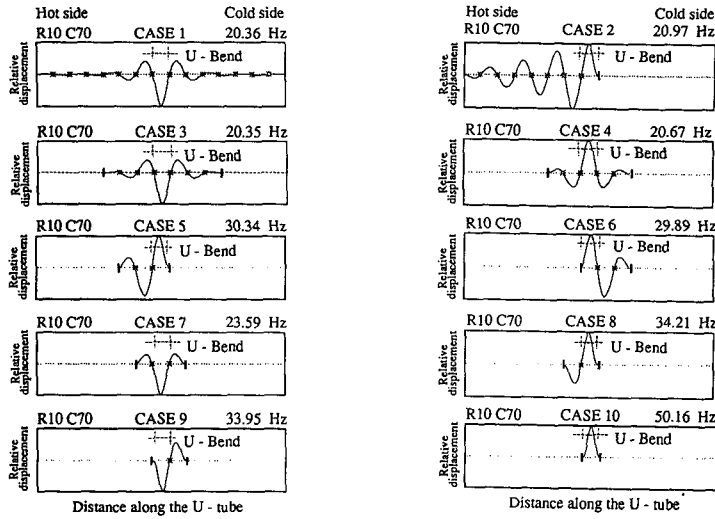


Fig. 7 First out-of-plane modes for the tube R10 C70 corresponding to the 10 different tube support conditions at TSP.

서 Denting 또는 이물질 고착등으로 틈새가 막혀 튜브가 고정지지되는 서로 다른 경우들(Fig. 5에서 Case 4~Case 10)에 대한 유체탄성불안정 응답을 조사하였으며, 그 해석결과들을 Table 3으로 제시하여 놓았다. Table 3에서 α_0 는 해석대상 튜브 모형의 길이를 따르는 주위 2차측 유체의 평균 보이드율을 나타낸다. Table 3으로부터 알 수 있듯이 5번째 이상의 TSP에서 고정지지 되는 경우에는 고정지지된 TSP가 상부일수록 S.R.값이 증가한다. 그리고 최상부 TSP에서는 고온측이나 저온측중 어느 하나라도 고정지지되는 경우에는 S.R. 값이 크게 높아지며, 고온측보다는 저온측이 고정지지되는 경우가 S.R. 값이 높아져서 유체탄성불안정의 발생조건에 더 근접한 것으로 나타난다.

이는 증기발생기내 열수력학적 3차원 효과에 따라 U-bend부에서 횡단유동 틈새속도의 분포 $V_0(x)$ 와 2차측 유체의 밀도분포 $\rho(x)$ 가 불균일하게 나타남으로 인한 고온측과 저온측의 유동조건에 평균적 불균형 때문이다. 이러한 점은 앞에서 언급한 기 발생된 튜브파단 사례들⁽¹⁶⁾에서 나타난 결과를 잘 설명해 주고 있다. 최상부 TSP의 고온측과 저온측이 모두 고정지지로 바뀌면 S.R.값은 현저히 높아져 가장 나쁜 상황으로 됨을 알 수 있다. Table 2에 제시된 튜브들에 대하여 계산된 최대 S.R.값들을 Table 4에 제시하여 놓았다.

Table 4에서 AVB지지를 받지 않는 조건하에서 U-튜브의 U-bend부의 반경이 증가할수록 즉, Row number가 커질수록 S.R.값도 증가하여 R11

Table 3 Predicted maximum stability ratios for the 7 different cases of the U-tube R10 C70

Case [Fig. 5]	f_1 [Hz]	α_0	m_{e0} [kg/m]	V_{c1} [m/s]	V_{oet} [m/s]	S.R.
4	20.67	0.80	1.0152	3.189	2.316	0.726
5	30.34	0.85	0.9989	2.880	2.239	0.777
6	29.89	0.77	1.0254	2.710	1.979	0.730
7	23.59	0.82	1.0077	3.445	2.509	0.728
8	34.21	0.85	0.9962	3.306	2.598	0.786
9	33.95	0.80	1.0140	3.227	2.379	0.737
10	50.16	0.85	0.9976	3.036	2.779	0.915

Table 4 Predicted maximum stability ratios corresponding to the case 10 in Fig. 5

Tube	f_1 [Hz]	α_0	m_{eo} [kg/m]	V_{cl} [m/s]	$V_{\theta e1}$ [m/s]	S.R.
R7 C51*	85.91	0.859	0.9938	5.194	2.917	0.562
R8 C51*	70.69	0.859	0.9938	4.274	2.881	0.674
R9 C48*	59.08	0.854	0.9959	3.575	3.093	0.865
R9 C51*	59.16	0.860	0.9937	3.569	2.801	0.785
R9 C55*	59.18	0.861	0.9932	3.572	2.775	0.777
R9 C89*	58.71	0.819	1.0084	3.619	3.068	0.848
R9 C91*	58.38	0.788	1.0201	3.638	3.457	0.950
R9 C92*	58.38	0.788	1.0201	3.638	3.444	0.947
R10C51*	50.27	0.862	0.9931	3.027	2.748	0.908
R10C70*	50.16	0.849	0.9976	3.045	2.780	0.915
R11C51*	43.24	0.863	0.9925	2.605	2.693	1.034
R12C51*	37.56	0.864	0.9922	2.261	2.675	1.183
R11C51**	122.7	0.863	0.9925	7.393	2.756	0.373
R12C51**	183.4	0.864	0.9922	11.039	2.830	0.256
R35C75**	30.11	0.842	1.0004	1.833	2.847	1.553
R46C50**	19.00	0.844	0.9994	1.157	2.494	2.155
R35C75***	88.96	0.842	1.0004	5.415	2.694	0.498
R46C50***	52.53	0.844	0.9994	3.200	1.735	0.542

(note) *Supported by no AVB

**Supported by one AVB on each side of the tube

***Supported by two AVBs on each side of the tube

C51과 R12 C51의 튜브들에 대하여 각각 0.992 및 1.132라는 높은 값이 계산된다. 그러나 설계사양에는 Row 11번 이상의 위치에 있는 튜브들은 AVB 지지를 반드시 받도록 되어 있기 때문에 Table 4의 R11 C51** 및 R12 C51**에 대한 결과들로부터 확인할 수 있듯이 문제되지 않는다.

지금까지는 AVB의 지지를 받지않고 있거나 한 개만의 AVB가 U-bend 한 쪽편을 지지하고 있는 경우에 있어서 Row 12번 이하의 튜브들중에서 대표적인 몇가지 경우들에 대하여 살펴 보았으나, 이후부터는 AVB의 지지를 받고 있는 튜브로서 AVB들과 최상부 TSP로 구성되는 U-bend부분의 튜브지지점들 사이의 경간이 매우 큰 경우에 대하여 조사, 검토하기로 한다. 이러한 경우에 해당하는 해석대상 튜브는 Table 2에 제시되어 있는 바와 같이 R35 C75 및 R46 C50 튜브들이다. 설계사양에 따르면 Row 13이상의 위치에 있는 튜브들은 모두 2개조의 AVB들이 상하로 설치되어 U-튜브 양측의 AVB들이 균일하게 삽입된 경우에는

U-bend부에서 모두 4군데(고온측과 저온측에 각각 2군데씩)의 지지점들이 존재하게 된다. 본 연구에서는 유동유발진동에 의한 튜브의 손상측면에서 보다 가혹한 경우를 고려하기 위하여 1개조의 AVB만 U-bend부를 지지하고 있는 특별한 경우(R35 C75** 및 R46 C50**)와 설계사양에 따라서 AVB들이 설치된 정상적인 경우(R35 C75*** 및 R46 C50***) 두가지 모두에 대하여 유체탄성불안정해석을 하여 그 결과들을 상호 비교, 검토하였다.

고려한 직관부에서의 지지조건들은 5번째 TSP에서 튜브 양단이 고정지지된 경우와 최상부 TSP에서 양단이 고정지지된 경우이다. Fig. 8에 2상 유동계산결과로 얻어진 R46 C50 튜브의 U-bend부에서 $V_\theta(x)$ 의 분포와 처음 3번째까지 OP모우드의 고유진동수와 모우드 형상에 대한 계산 결과를 나타내어 놓았다. 최대 S.R.값이 계산되는 경우로서 최상부 TSP에서 튜브 양단이 고정되게 되는 경우에 R35 C75 및 R46 C50 튜브에 대하여 계산된 S.R. 값들은 Table 4에 제시되어 있다. Table 4에서

Case 4								Case 10							
Mode [n]	f_n [Hz]	α_n	m_{no} [Kg/m]	ρ_n [kg/m ³]	V_{Cn} [m/s]	V_{En} [m/s]	(S.R.) _n	Mode [n]	f_n [Hz]	α_n	m_{no} [Kg/m]	ρ_n [kg/m ³]	V_{Cn} [m/s]	V_{En} [m/s]	(S.R.) _n
1	34.88	0.782	1.0146	185.32	5.175	0.838	0.162	1	52.53	0.844	0.9994	140.28	3.200	1.735	0.542
2	35.87				5.322	0.983	0.185	2	63.61				3.857	2.436	0.632
3	49.52				7.348	1.488	0.203	3	77.95				4.749	2.436	0.513

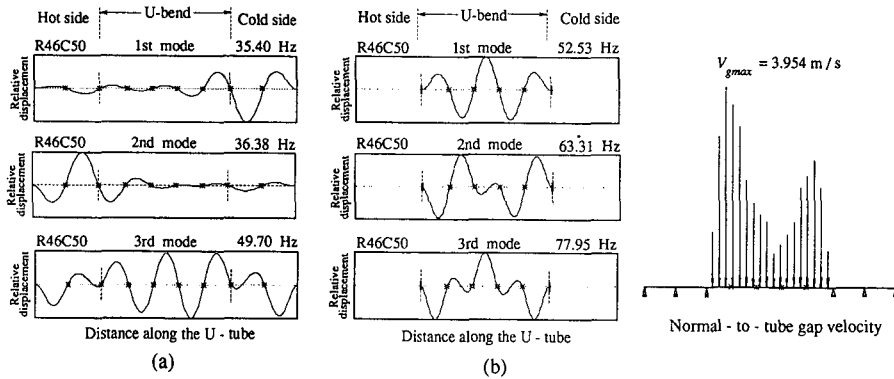


Fig. 8 First three out-of-plane modes of vibration for the tube R46 C50 with two AVBs. Tube support conditions at TSP: (a) case 4, and (b) case 10 in Fig. 5

R35 C75 및 R46 C50 튜브들에 대한 결과를 조사해 보면, 최대 S.R. 값이 산정되는 자유진동 모우드는 AVB 지지를 받지 않는 튜브들의 경우에서와 달리 첫번째 OP 모드가 아님을 알 수 있으므로 최대 S. R. 값이 나타나는 모드를 찾기 위해서는 고차 모드 까지 계산을 하여야 한다. 끝으로 Table 4의 결과를 보다 면밀히 관찰해 보면, 지지점 사이의 경간이 길어지면 유체탄성불안정의 가능성이 높아짐을 쉽게 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 재순환식 증기발생기의 하나인 Westinghouse형 증기발생기 Model 51의 U-튜브들에 대하여 U-bend 영역에서 2차축의 고속 횡유동으로 인한 유체탄성불안정의 발생가능성을 예측하기 위한 방법론을 유체탄성불안정해석의 실제 예를 통하여 체계적으로 제시하였으며 동 증기발생기에 대한 구체적인 해석결과들 중에서 일부를 대표적으로 소개하였다. 또한 U-튜브들의 유체탄성불안정 해석에 있어서는 TSP들의 튜브지지구에서 튜브와의 틈새에 이물질 고착이나 Denting 등으로 튜브의 지지조건이 고정지지로 변경되는 여러가지 경우들에 대한 유체탄성불안정 응답을 조사, 검토하였다.

본 연구에서 수행한 해석을 통하여 얻어진 몇가

지 결과들을 요약하면 다음과 같다.

(1) 재순환식 증기발생기 U-튜브의 유체탄성불안정 해석에 있어서 TSP에서의 고정지지 여부는 안정비 S.R.의 예측 결과에 큰 영향을 미친다.

(2) 동일한 2차축 유동조건을 갖는 동일한 U-튜브에 대하여 튜브 지지판에서 5번째 TSP까지의 어느 하나만의 TSP 또는 튜브 지지판상에서 튜브가 저온측 및 고온측 모두 고정지지되는 경우들에 대해서는 U-bend 영역의 횡단유동에 의한 유체탄성 불안정 해석시에 전체 튜브를 고려하는 대신 5번째 TSP에서 양단 고정지지된 부분 U-튜브로서 간단히 모형화할 수 있다.

(3) 최대 안정비 S.R. 값이 계산되는 튜브 지지조건은 최상부 TSP에서 고온측과 저온측이 모두 고정지지인 경우이며, 최상부 TSP에서 튜브가 고온측과 저온측 중 어느 한 쪽만 고정지지되는 경우에는 최상부 TSP의 저온측이 고정지지되는 경우가 고온측이 고정지지되는 경우보다 S.R. 값이 더 크다.

(4) 본 연구에서 제시한 유체탄성불안정 해석의 방법과 관련 지식들은 모든 U-튜브 증기발생기들의 해석시 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

본 연구에서 제시된 모든 결과들은 계산과정에서 관련 매개변수 값들을 선택함에 있어서 S.R. 값이 커지도록 하는 보수적 방법에 의거하여 얻어졌으

며, U-bend영역에서 AVB가 설계사양대로 설치되어 균일한 배열을 갖는 경우에만 유효하다는 사실을 강조해 두고자 한다. 그리고 본 연구에서는 튜브 plugging의 효과를 고려하지 않았으나 추후 검토될 필요성이 있다고 사료된다.

참고문헌

- (1) Paidoussis, M.P., 1980, "Flow-induced Vibration in Nuclear Reactors and Heat Exchangers: Practical Experiences and State of Knowledge," Practical Experiences with Flow-induced Vibrations, Symp. Karlsruhe, Springer-Verlag, New York.
- (2) Pettigrew, M.J. and Campagna, A.O., 1980, "Heat Exchanger Tube Vibration: Comparison between Operating Experiences and Vibration Analysis," Eds. Naudascher, E., and Rockwell, D., Symp. Karlsruhe, 1979, Springer-Verlag, New York.
- (3) United States Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Reactor Regulation, 1991, Recent Incidents Involving Rapid Increases in Primary-to-Secondary Leak Rate, U.S. NRC Information Notice No. 91-43.
- (4) 신원기, 조종철, 김웅식, 이상균, 김준구, 송명호, 1991, 국내 가동중원전 증기발생기 안전성 평가 및 대책, 검사특별연구보고서, KINS/AR-127, 검1-91-02, 한국원자력안전기술원.
- (5) Pettigrew, M.J., Carlucci, L.N., Taylor, C.E. and Fisher, N.J., 1991, "Flow-induced Vibration and related Technologies in Nuclear Components," Nuclear Engineering and Design, Vol. 131, pp. 81~100.
- (6) Jo, J. C., Lee, S.K., Kim, W.S. and Shin, W.K. 1991, "Fluidelastic Vibration Analysis of the U-Tubes of a Recirculating Type Steam Generator: Thermal-Hydraulic Analysis," Proc. KNS Autumn Annual Meeting, Vol. 1, pp. 77~84.
- (7) Connors, H.J., 1981, "Flow-Induced Vibration and Wear of Steam generator Tubes," Nuclear Technology, Vol. 55, pp. 311~331.
- (8) Carlucci, L.N., Campagna, A.O. and Pettigrew, M.J., 1985, "Thermal-Hydraulic and Vibration Analysis of a Nuclear Recirculating Steam Generator," Trans. 3rd Int. Conf. on Boiler Dynamics and Control in NPS, Harrogate, England, pp. 175~180.
- (9) Masiello, P.J., Chan, P.C. and Chandra, S., 1988, "ATHOS3 Code Application: A Fluidelastic Instability Analysis of the Tube Bundle of a Recirculating-Type Steam Generator," Proc. 3rd Int. Topical Meeting on NPP Thermal-Hydraulic and Operations(NÚPTHO3), Seoul, Korea, pp. A7~22/30.
- (10) Heilker, W.J., Beard, N.L. and Park, J.Y., 1989, "Flow Induced Vibration Analysis in Support of the Design of the Yonggwang Units 3 and 4 Steam Generators," Pro. Int. Symp. on Pressure Vessel Technology and Nuclear Codes and Standards, Seoul, Korea, pp. 2~38/54.
- (11) Singhal, A.K. and Srikantiah, G., 1991, "A Review of Thermal Hydraulic Analysis Methodology for PWR Steam Generators and ATHOS3 Code Applications," Progress in Nuclear Energy, Vol. 25, No. 1, pp. 7~70.
- (12) Kohnke, P.C., 1987, ANSYS Engineering Analysis System, Theoretical Manual, User's Manuals, Vol. 1 & 2 for ANSYS Rev. 4.3, Swanson Analysis System, Inc. U.S.A.
- (13) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 1 Hydrodynamic Mass and Damping," J. of Pressure Vessel Technology, Trans. of the ASME, Vol. III, pp. 466~477.
- (14) Axisa, F., Villard, B. and Sandheimer, P., 1986, "Flow-Induced Vibration of Steam Generator Tubes," EPRI NP-4559.
- (15) Pettigrew, M.J., Tromp, J.H., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 2 Fluid-Elastic Instability," J. of Pressure Vessel Technology, Trans. of the ASME, Vol. III, pp. 478~487.
- (16) Japan Ministry of Int'l Trade and Industry, Agency of Natural Resources and Energy, 1991, Incident of the Steam Generator Tube Break at Mihama Unit No. 2 of the Kansai Electric Power Company, Inc., MITI Report.