

## 2 상 유동장에 놓인 열 교환기 튜브에 작용하는 점성과 압착막 감쇠비의 어림적 해석 모델

심 우 건<sup>\*†</sup>

\* 한남대학교 기계공학과

### Approximate Model of Viscous and Squeeze-film Damping Ratios of Heat Exchanger Tubes Subjected to Two-Phase Cross-Flow

Woo Gun Sim<sup>\*†</sup>

\* Dept. of Mechanical Engineering, Hannam Univ.

(Received July 7, 2014 ; Revised September 12, 2014 ; Accepted September 19, 2014)

**Key Words:** Added Mass Coefficient(부가질량 계수), Two-phase Cross Flow(2 상 횡 유동), Oscillating Reynolds Number(진동 레이놀즈 수), Penetration Depth(침투깊이), Squeeze-film Damping Ratio(압착막 감쇠비), Viscous Damping Ratio(점성 감쇠비)

**초록:** 2 상 유동장에 놓인 열 교환기 튜브에 작용하는 점성 감쇠비와 압착막 감쇠비를 예측하기 위한 해석 모델이 개발되었다. 열 교환기 튜브에 작용하는 유동유발진동을 해석하기 위하여 감쇠에 대한 정보가 요구된다. 열 교환기 튜브에서 가장 중요한 에너지 소산 기구는 튜브와 지지물과 같은 구조물과 액체 사이의 동적 작용에 연계되어 있다. 본 모델은 1997 년 발표된 근사모델에 근거하고 부가질량계수를 고려하여 개발되었다. 어림적 해석모델은 동심환 내에서 진동하는 내부 실린더에 작용하는 수력학적 힘을 계산하기 위하여 개발되었다. 점성력을 포함한 수동력은 높고 혹은 낮은 진동 레이놀즈 수에 따라 개발된 두 가지 모델을 사용하여 각각 계산할 수 있다. 관군과 지지대에서의 상당 직경과 침투깊이는 관군에 작용하는 점성 감쇠력과 지지대에서의 압착막 감쇠력을 각각 계산하는데 매우 중요한 변수이다. 2 상 유동의 기공률을 계산하기 위하여 균질모델이 사용되었다. 본 모델을 검증하기 위하여, 모델의 해석결과는 기존의 이론으로 구한 결과와 비교하였다. 본 모델을 사용하여 점성 감쇠비와 압착막 감쇠비를 어림적으로 구할 수 있음을 보였다.

**Abstract:** An analytical model was developed to estimate the viscous and squeeze-film damping ratios of heat exchanger tubes subjected to a two-phase cross-flow. Damping information is required to analyze the flow-induced vibration problem for heat exchange tubes. In heat exchange tubes, the most important energy dissipation mechanisms are related to the dynamic interaction between structures such as the tube and support and the liquid. The present model was formulated considering the added mass coefficient, based on an approximate model by Sim (1997). An approximate analytical method was developed to estimate the hydrodynamic forces acting on an oscillating inner cylinder with a concentric annulus. The forces, including the damping force, were calculated using two models developed for relatively high and low oscillatory Reynolds numbers, respectively. The equivalent diameters for the tube bundles and tube support, and the penetration depth, are important parameters to calculate the viscous damping force acting on tube bundles and the squeeze-film damping forces on the tube support, respectively. To calculate the void fraction of a two-phase flow, a homogeneous model was used. To verify the present model, the analytical results were compared to the results given by existing theories. It was found that the present model was applicable to estimate the viscous damping ratio and squeeze-film damping ratio.

- 기호설명

† Corresponding Author, wgsim@hnu.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

$a$  : 튜브의 반경

$d$	: 실린더의 직경
$D_e$	: 등가 직경
$D_s$	: 환상유동에서 외부 실린더 직경, $2b$
$f$	: 진동 주파수
$\hat{F}_d$	: 무차원 감쇠력
$H$	: 환의 간격
$H_e$	: 등가 환 간격
$l$	: 환스팬의 길이
$m, m_t, m_h$	: 단위 길이당 전체, 튜브 및 부가질량
$Re_s$	: 진동 레이놀즈 수 혹은 스트로울 수
$U_{pc}$	: 피치 임계유속
$w_p$	: 포텐셜 유동 부가질량계수
$\alpha$	: 부가질량계수
$\beta$	: 기공률
$\delta_p$	: 침투깊이
$\nu$	: 동 점성계수
$\rho$	: 평균 밀도
$\omega = 2\pi f$	: 원주 주파수
$\zeta$	: 감쇠비

## Subscripts

$e$	: 등가
$h$	: 수력학적
$l, g$ & $p$	: 액체, 기체 및 피치
$L, H$	: 비교적 낮은, 높은 진동 레이놀즈 수
$s$	: 구조물
$SF$	: 압착막
$TP$	: 이상 유동
$v$	: 점성

## 1. 서 론

## 1.1 연구배경

원자력 발전소의 증기발생기는 셀-튜브형 열교환기로서 횡 유동을 받는 대표적 구조물이다. 길이가 긴 열교환기 튜브는 배플 혹은 관막에 의하여 지지되었다. 지지물과 튜브는 열적 팽창을 흡수하기 위하여 약간의 틈을 허용하고 있다. 증기발생기 전열관에는 횡 유동과의 연동작용에 의하여 유동유발진동이 발생되며 관군과 지지구조물 사이에 기계적 마모현상을 일으킴으로써 두께의 마모 또는 파손을 유발시켜 설비 수명을 단축시키는 주요 원인으로 작용하고 있다.

증기발생기에 발생하는 유체탄성불안정 현상은

세관이 유동으로 흡수한 에너지가 세관의 감쇠에 의해 소모된 에너지보다 더 커지는 임계유속에서 유체탄성불안정성(fluid-elastic instability)이 나타나게 된다. 유체에 의한 감쇠력은 주로 관군에 발생하는 점성 감쇠력과 지지물의 틈새에서 발생하는 압착막 감쇠력으로 대별된다. 유체 감쇠력을 계산하기 위한 기존의 해석 모델은 실험의 결과를 분석하여 제시된 모델이다. 따라서 본 연구에서는 2상 유동의 특성과 유동에 의한 감쇠 기구를 이해하여 점성 감쇠력을 예측할 수 있는 이론적 접근에 의한 해석 모델을 개발하였다.

## 1.2 연구동향 및 목표

관군의 유체탄성 불안정성에 관한 연구는 1960년대 중반부터 시도되었다.<sup>(1)</sup> Fig. 1에 보인 셀-튜브형 열교환기의 유체탄성 불안정성을 보수적으로 예측할 수 있는 식이 Connors(1970)<sup>(2)</sup>에 의해 처음으로 제시되었다. 즉, 배관의 진동이 급격히 증가하는 무차원 임계속도,  $U_{pc} / fd$ 를 질량-감쇠 매개변수(mass-damping parameter,  $2\pi\zeta_l m / \rho d^2$ )항으로 표현하여 유체탄성 불안정성을 예측할 수 있게 되었다.

$$\frac{U_{pc}}{fd} = K \left( \frac{2\pi\zeta_l m}{\rho d^2} \right)^{0.5} \quad (1)$$

여기서  $m (= m_t + m_h)$ 은 단위 길이당 튜브의 질량( $m_t$ )과 유체의 부가질량( $m_h$ )을 합한 단위길이당 전체 질량이며,  $f$ 는 횡 유동장에 놓인 관의 고유진동수이다.  $K$ 는 유체탄성 불안정에 의하여 구조물이 안정성을 잃는 임계유속을 계산하기 위하여 사용되는 유체탄성불안정계수로 정의된다. 관군의 형상은 Fig. 2에 도시하였으며  $p$ 와  $d$ 는 각각 관 사이의 피치와 관의 직경을 나타낸다.  $U_{pc}$ 는 관의 진동 진폭이 유체탄성 불안정에 의하여 급격히 커지는 피치 임계유속이다. 관군에서 유체에 의하여 부가되는 부가 질량은 등가 직경비( $D_e/d$ ), 평균밀도( $\rho$ ) 및 튜브의 직경( $d$ )의 함수로서 표현된다.

$$m_h = \frac{\pi\rho d^2}{4} \left( \frac{(D_e/d)^2 + 1}{(D_e/d)^2 - 1} \right) \quad (2)$$

Blevins<sup>(3)</sup>는 튜브의 유체탄성 불안정성이 생기는 임계유속을 예측할 수 있는 유사한 모델을 고안하였다.

기존의 실험자료를 이용하여 열교환기에 작용

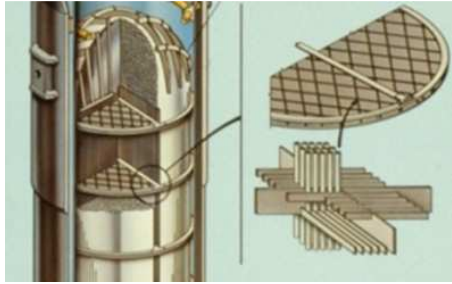


Fig. 1 Tube bundles and tube supports of steam generator

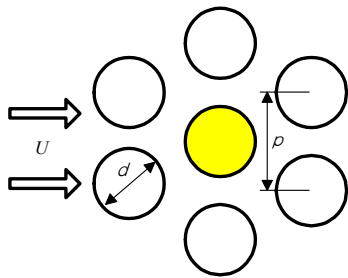


Fig. 2 Geometry of tube bundles

하는 감쇠에 관한 검토가 1970 년도 이후에 활발히 이루어졌다. 액체의 경우에 관군의 감쇠는 점성감쇠가 중요하며 지지대에서는 단위길이당 작용하는 마찰감쇠와 압착막 감쇠가 중요하고 특히 압착막 감쇠가 더 큼을 보이고 있다. Rogers and Ahn<sup>(4)</sup>은 압착막 감쇠에 대한 연구를 수행하여 이론에 기초한 실험식을 제안하였다. Mulcahy<sup>(5)</sup>는 일정한 길이의 동심환 내부 실린더에 작용하는 감쇠력을 이론적으로 고찰하여 압착막 감쇠의 이론을 제안하였다. Chen 등<sup>(6)</sup>과 Jendrzeczkzy<sup>(7)</sup>는 두 지간 사이의 열 교환기 튜브에 작용하는 감쇠력에 대한 연구를 수행하였고 Chen 등<sup>(8)</sup>은 압착막 감쇠가 지간의 튜브에 발생하는 진동에 미치는 영향이 큼을 보였다. Yang and Moran<sup>(9)</sup>과 Mateescu 등<sup>(10)</sup>은 유한요소법과 스펙트럼 배치방법을 각각 사용하여 환내부의 실린더에 작용하는 감쇠력과 부가질량이 편심에 따라 증가함을 보였다.

동심인 두 실린더의 사이에 이차원 비정상 환상류가 내부 실린더의 일차원 횡 진동에 의하여 발생할 때 진동 실린더에 작용하는 유체유발력을 예측할 수 있는 근사적 모델이 1990 년도 중반에 개발되었다.<sup>(11,12)</sup> 유체와 실린더 표면에서의 전단응력에 의하여 원주방향으로 압력이 변하며 이에 의한 압력 변화율과 전단응력을 고려하여 부가질량과 감쇠력을 구하였다.

감쇠비를 예측하기 위한 기존의 모델은 실험의 결과를 고려하여 보수적으로 실험식을 제시하였다.

본 모델은 근사적 해법을 근거하고 증기발생기의 관군과 지지격자에서의 부가 질량계수를 고려하여 관군에 작용하는 점성 감쇠력과 지지물에 작용하는 압착막 감쇠력을 예측하는 어렵적 해석 모델을 개발하려고 한다. 관군과 지지물에서의 부가질량계수는 관군과 지지물 사이 유동의 수력저항을 고려하여 계산하였다.

## 2. 점성과 압착막 감쇠비

### 2.1 동심원 내의 진동체에 작용하는 유체유발력의 근사적 해

유체유발력의 탄성항과 감쇠항을 수치해석 방법에 의하여 진동 레이놀즈 수와 반경비의 외부함수로 표시하였으며<sup>(11)</sup> 유체의 동적 특성을 분석하여 비정상 원주방향 유속의 특성을 규명하였다.<sup>(12)</sup> 즉 일반적으로 원주방향 유속의 진폭의 구배는 진동 레이놀즈 수에 따라 포물선형(층류) 혹은 난류의 구배와 유사하며 반경방향 유속은 반경방향에 대한 일차함수로서 선형적임을 알 수 있었다. 이러한 유동 특성을 활용하여 비교적 낮은 레이놀즈 수와 높은 레이놀즈 수를 위한 두 개의 모델을 개발하였고 근사적으로 감쇠계수를 예측하였다.

부가질량계수는 비정상 운동 에너지를 고려하여 진동문제에 응용되는 Lagrange 방정식을 사용하여 구하였고 점성 감쇠계수는 진폭의 구배에 따른 비정상 전단응력을 고려하여 어렵적으로 계산하였다. 결과적으로 탄성항과 감쇠항은 반경비와 진동 레이놀즈 수의 외부함수로 매우 간단하게 표시되었다. 반경비와 진동 레이놀즈 수를 변화시키면서 부가질량과 감쇠계수를 구하였고 수치해석 결과와 비교하여 두 모델의 정확성과 사용할 수 있는 범위를 규명하였다.

동심인 두 실린더의 사이에 이차원 비정상 환상류가 내부 실린더의 일차원 횡 진동,  $e_0$ 에 의하여 발생될 수 있으며 유동장의 특성은 이론적 혹은 수치 해석적 방법에 의하여 구할 수 있다. Fig. 3의 내 외부 실린더의 반경은 각각  $a$ ,  $b$ 이며 환의 간격(annular clearance)은  $H=b-a$ 으로 표시된다. 유체의 비정상 유동에 의하여 진동체에 작용하는 유체유발력은 일반적으로 비정상 압력과 전단응력을 원주방향으로 적분하여 구할 수 있다. 진동체에 작용하는 관성력을 유체의 운동 에너지를 고려하여 근사적으로 구하였다. 또한 유체의 점성에 의한 감쇠력은 진동체의 표면에 작용하는 유체의 전단응력과 이와 관련된 비정상 압력을 고려하여 구하였다. 전단응력과 관련된 비정상 압력은 운동량

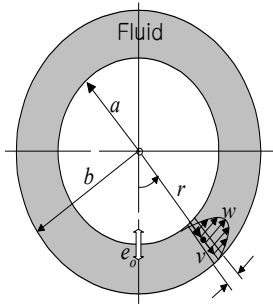


Fig. 3 Geometry of the fluid annulus, showing elementary control volume and velocity components<sup>(12)</sup>

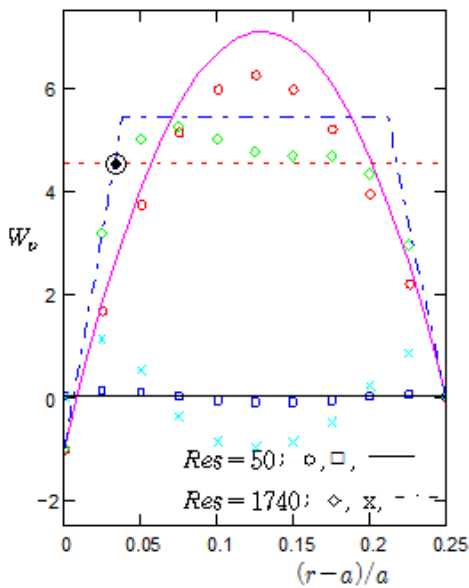


Fig. 4 Radial variation of the nondimensional amplitude of unsteady flow velocity in circumferential direction for  $b/a=1.25$ , by the approximate method (lines; —, - - -) and the numerical method (symbols; viscous theory, .....; potential theory): real parts ( $\circ, \diamond, \text{—}, \text{.....}$ ) and imaginary parts( $x, \square$ )<sup>(12)</sup>

방정식을 사용하고 평균 원주방향 유속과 유속의 구배를 고려하여 정량화 하였다. 무한히 긴 진동체의 일차원 진동에 대한 유체의 유동장은 이차원이며 길이방향의 영향은 고려하지 않았다.

무차원 간격비와 진동 레이놀즈 수는 다음과 같이 표시된다.

$$h = \frac{H}{a}, \quad Re_s = \frac{\omega a^2}{\nu} \quad (3)$$

진동 레이놀즈 수는 진동속도 ( $\omega a$ )와 실린더의 반경에 대하여 정의된 레이놀즈 수이다.

2.1.1 부가질량계수

수치해석 방법에 의하여 구한 원주방향 무차원 유속의 진폭을 Fig. 4 에 나타내었다. 비정상 유동장은 실수부와 허수부로 나누어지며 허수부는 실수부에 비하여 작음을 알 수 있다. 원주방향 유속의 진폭은 진동 레이놀즈 수에 의하여 영향을 받으며 낮은 진동 레이놀즈 수인 경우에는 층류의 포물선 형태이며 높은 진동 레이놀즈 수의 경우에는 난류의 구배에 유사함을 보이고 있다. 그림에서 이중 원,  $\odot$ 은 비정상 유동의 침투 깊이의 위치를 표시한다. 구조물이 진동할 때에 비정상 유동이 발생된다. 침투깊이의 물리적 의미는 점성에 의하여 비정상 유동에 직접적으로 영향을 미치는 진동면으로부터의 거리를 나타낸다. 유체의 전체 운동에너지는 원주방향과 반경방향의 유속에 의한 운동에너지를 원환 면적에 대하여 적분함으로써 구할 수 있다. 원환 내에서 내부실린더의 진동에 의한 비정상 포텐셜 흐름의 경우에 원주방향의 평균 유속은 근사적으로 표시되며 포텐셜 유동의 부가질량계수라고 표현하기도 한다.<sup>(12)</sup>

$$w_p = \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} = \alpha_p \quad (4)$$

점성 유동의 경우에는 원주방향 유속의 진폭은 진동 레이놀즈 수의 크기에 따라 두 가지로 분류하여 계산할 수 있다. 비교적 낮은 레이놀즈 수의 경우에는 부가 질량계수는

$$\alpha_{vL} = 1.2w_p + \frac{0.4667}{w_p} + 0.2 \quad (5)$$

을 사용하여 간단하게 계산할 수 있다.

비교적 높은 레이놀즈 수의 경우에는 원주방향 유속의 진폭의 구배는 난류의 구배에 유사하며 Fig. 4 에 보이듯이 구조물과 유체의 경계면에서의 전단응력은 환의 간격에 대한 침투 깊이비 (Penetration Depth<sup>(12)</sup> Ratio)

$$\delta_p / H = \frac{1}{h} \sqrt{2 / Re_s} \quad (6)$$

에 의하여 영향을 받는다. 따라서 비교적 높은 레이놀즈 수의 경우의 부가질량계수는

$$\alpha_{vH} = w_p + \frac{2}{3h} \left( \frac{2}{Re_s} \right)^{1/2} \left( w_p - 0.5 + \frac{1}{2w_p} \right) + \frac{1}{3w_p} \quad (7)$$

으로 표시된다. 유체유발력의 근사적 해법에 사용된 식들의 유도는 참고문헌 (12)에 자세히 수록되었다.

2.1.2 점성감쇠계수

원환 내부 실린더의 일차원 진동에 의하여 반경 방향과 원둘레 방향의 이차원 유동이 생성되고 전단응력과 관련된 원주방향의 압력 강하에 의하여 진동체에 점성 감쇠력이 작용한다. 진동체에 작용하는 유체의 감쇠력은 진동체 표면에서의 전단응력과 비정상 압력을 원주방향으로 적분하여 구할 수 있다. 진동체 표면에서의 전단응력과 이와 관련된 원주방향의 압력 변화를 알고 있으면 진동체에 작용하는 유체에 의하여 부가되는 무차원 감쇠력을 계산할 수 있다.<sup>(12)</sup>

$$\hat{F}_{dl} = \frac{2\zeta_{vl}}{\rho\pi a^2/m} = \frac{1}{\text{Re}_s} \left( \frac{1+0.5h}{h^2} (12w_p+6) + \frac{1}{h} (3w_p+2) \right) \quad (8)$$

여기서 대괄호 안의 첫째 항은 압력 구배에 의한 항이고 둘째 항은 표면 전단응력에 의한 항으로서  $h < 1$  일 때 압력 항이 전단응력 항에 비해 크을 알 수 있다.

비교적 높은 레이놀즈 수일 때 원주방향의 유속의 구조물 표면에서의 기울기는 침투깊이와 평균 원주방향 유속의 진폭과 관계되며 Fig. 4 를 참조하면 근사적으로 나타낼 수 있다. 진동체에 작용하는 무차원화 된 감쇠력은

$$\hat{F}_{dl} = \frac{2\zeta_{vh}}{\rho\pi a^2/m} = \left( \frac{1}{\text{Re}_s} \right)^{1/2} \left( \frac{1+0.5h}{h} \sqrt{2}(w_p+0.5) + \frac{1}{\sqrt{2}}(w_p+1) \right) \quad (9)$$

으로 표시된다. 이 경우에 감쇠력은 진동 레이놀즈 수와 원주방향 유속의 평균 진폭의 항으로 표시되며 레이놀즈 수의 크기에 따라 감쇠력은 레이놀즈 수에 반비례하거나 레이놀즈 수의 근에 반비례한다. 또한 식 (4)에 보인 포텐셜 흐름의 원주방향 유속의 평균 진폭(혹은 부가 질량계수)은 원환의 기하학적 형상에 의하여 지배를 받는다. 결과적으로 감쇠력은 원환의 간격에 대한 침투깊이의 비( $\delta_p/H$ )와 기하학적 형상에 의하여 근사적으로 계산할 수 있다.

진동 레이놀즈 수와 무차원 환의 간격의 함수인 침투 깊이비( $\delta_p/H$ )를 Table 1 에 나타내었다. 식 (6) 참조. 그리고 유동특성을 고려하고 진동 레이놀즈 수의 크기에 따라 각각 개발된 두 근사모델을 사용하여 얻은 부가질량계수와 무차원 감쇠력을 예시하고 수치해석적<sup>(11)</sup>으로 구한 해와 비교 검토하였다. 식 (4)와 (5)에 보이듯이 비교적 낮은 진동 레이놀즈 수의 모델을 사용하여 얻은 부가질량계수는 오직 환의 반경비에만 영향을 받는다.

**Table 1** Comparison of the added mass coefficients and the nondimensional damping forces obtained (a) by the approximate method with (b) the existing numerical results<sup>(11,12)</sup>

b/a	Res	$\delta_p / H$	Added Mass Coefficient ( $\alpha$ )		Nondimensional Damping Force			
			(a)		(a)		(b)	
			$\alpha_{vl}$	$\alpha_{vh}$	$\hat{F}_{dl}$	$F_{dl}$		
1.25	50	0.80	5.77	6.85	5.74	24.19	5.11	22.02
	500	0.25		5.33	5.65	2.42	1.62	2.44
	5000	0.08		4.85	5.02	0.24	0.51	0.55
1.5	50	0.40	3.50	3.34	3.50	4.23	1.91	3.89
	500	0.13		2.92	3.11	0.44	0.60	0.67
	5000	0.04		2.79	2.77	0.04	0.19	0.18
2.0	50	0.20	2.48	2.07	2.38	1.02	0.78	1.08
	500	0.06		1.93	1.92	0.10	0.29	0.28
	5000	0.02		1.89	1.74	0.01	0.09	0.08

원환의 간격에 대한 침투 깊이비가 비교적 작은 경우에는 비교적 높은 레이놀즈 수의 모델이 적합하고 침투 깊이의 비가 비교적 큰 경우에는 비교적 낮은 진동 레이놀즈 수의 모델을 사용할 수 있다. 두 모델의 사용범위를 구분하는 천이 영역은 침투깊이의 비가 약 0.1~0.15 임을 알 수 있다.

2.2 기존의 유동 감쇠 계수 모델 검토

셸 측에 유체가 흐르는 튜브의 지지대에 의하여 여러 개의 구간으로 형성된 열 교환기에 작용하는 감쇠력을 Pettigrew 등<sup>(13,14)</sup>은 크게 3 가지로 구분하였다: 튜브와 유체 사이의 점성감쇠( $\zeta_v$ )와 튜브와 튜브 지지물 사이의 유체에 의한 압착막 감쇠,  $\zeta_{sf}$  와 지지대에서의 마찰 감쇠( $\zeta_f$ )이다. 그러므로 총 감쇠비는  $\zeta = \zeta_{sf} + \zeta_v + \zeta_f$  으로 표현된다. 열 교환기 튜브에서의 이상유동 감쇠비는 최근 Pettigrew and Taylor<sup>(15)</sup>에 의해서 검토되었으며 이상 유동장에 있는 튜브에 작용하는 총 감쇠비는

$$\zeta_t = \zeta_s + \zeta_v + \zeta_{TP} \quad (10)$$

으로 표현된다. 여기서  $\zeta_s$ ,  $\zeta_v$  과  $\zeta_{TP}$  은 각각 점성, 구조물 및 이상유동 감쇠비이다. 지지대에서 발생하는 구조물 감쇠는 압착막 감쇠와 마찰감쇠의 합으로서 기존의 실험결과를 검토하여 보수적으로 사용할 수 있는 설계식이 제시되었다.

$$\zeta_s = \zeta_{SF} + \zeta_F = \frac{N-1}{N} \left[ \frac{1460}{f} \left( \frac{\rho_l d^2}{m} \right) \left( \frac{L}{l_m} \right)^{1/2} \right] + \frac{N-1}{N} \left[ 0.5 \left( \frac{L}{l_m} \right)^{1/2} \right] \quad (11)$$

여기서  $L$  은 지지대의 길이이고  $l_m$  은 대표 스패의 길이를 나타낸다.  $N$  은 지지대의 갯수이다.

열 교환기의 이상유동에 의한 점성 감쇠비는 Rogers 등<sup>(16)</sup>에 의하여  $\pi f D^2 / 2v_{TP} > 3300$  와  $d/De < 0.5$  의 경우 즉 침투두께비가  $\delta_p/H < 0.0246$  의 경우에 이론적으로 예측할 수 있는 계산식을 제안하였다.

$$\zeta_v = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left( \frac{\rho d^2}{m} \right) \left( \frac{2v_{TP}}{\pi f_n d^2} \right)^{1/2} \left( \frac{[1+(d/D_e)^3]}{[1-(d/D_e)^2]^2} \right) \quad (12)$$

여기서  $v_{TP}$  는 이상유동의 동점성 계수이며 동질 이상유동의 경우에 McAdams 등<sup>(17)</sup>은 기공률,  $\beta$  의 함수로 표현하였다.

$$v_{TP} = \frac{v_l}{1 + \beta(v_l/v_g - 1)} \quad (13)$$

기공률(void fraction)은 유동의 전체 단면적에서 기체가 차지하는 단면적의 비이며 공기와 물의 체적 유량으로부터 다음과 같이 정의된다.

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_l + Q_g} \quad (14)$$

또한 기체의 유속과 액체의 유속이 같은 균질 유동에 근거한 2 상 유동의 밀도는 기체와 액체의 밀도 및 기공률의 함수로 표현된다. ( $\rho = \rho_l(1-\beta) + \rho_g\beta$ )등가 직경비( $D_e/d$ )는 피치비의 함수로 표현되며 삼각형 관군의 경우에  $D_e/d = (0.96 + 0.5p/d)p/d$  이고 사각형 관군의 경우에  $D_e/d = (1.07 + 0.56p/d)p/d$  이다.<sup>(15)</sup>

편심이  $\varepsilon$  인 환상 유동에 놓인 유한 길이,  $L$  의 관에 작용하는 압착막 감쇠비를 계산할 수 있는 실험식이 Kim 등<sup>(18)</sup>에 의하여 발표되었다.

$$\zeta_{SF} = A \frac{L}{l} \frac{1}{1-\varepsilon} \left( \frac{L}{d} \right)^{0.7} \left( \frac{d}{D_s - d} \right)^{0.4} \left[ \frac{2v}{\pi f(D_s - d)} \right]^{0.6} \quad (15)$$

여기서  $d$  와  $D_s$  는 환상 유동에서 내부 실린더와 외부 실린더의 직경을 각각 나타낸다.

일반적으로 튜브 지지대의 미세한 틈에는 물이 차있으므로 관군이 2 상 유동에 놓여 있더라도 틈

새에서의 압착막 감쇠에 적용되는 액체는 단상으로 가정할 수 있다. 압착막 감쇠비를 예측할 수 있는 두 가지 경우의 계산식이 Rogers and Ahn 에 의하여 제시되었다.

$$\zeta_{SF} = 35.3 \frac{L}{l} \frac{L}{d} \left( \frac{\rho_l d^2}{m} \right) \left( \frac{d}{D_s - d} \right) \left[ \frac{2v_l}{\pi f(D_s - d)^2} \right]^{0.8} \quad (16)$$

for  $3 < \pi f(D_s - d)^2 / (2v_l) < 30$

$$\zeta_{SF} = 9.0 \frac{L}{l} \frac{L}{d} \left( \frac{\rho_l d^2}{m} \right) \left( \frac{d}{D_s - d} \right) \left[ \frac{2v_l}{\pi f(D_s - d)} \right]^{0.4} \quad (17)$$

for  $30 < \pi f(D_s - d)^2 / (2v_l) < 300$

여기서  $\pi f(D_s - d)^2 / (2v_l)$  는 액상에서의 진동 레이놀즈 수의 함수이다. 또한 식 (17)의 마지막 대괄호의 항도 진동 레이놀즈 수의 함수로 표현된다.

$$\frac{2v}{\pi f(D_s - d)^2} = \frac{4v}{2\pi f(2H)^2} = \frac{1}{\text{Re}_s \cdot h^2}$$

$$\frac{2v}{\pi f(D_s - d)} = \frac{4v}{2\pi f(2H)} = \frac{2a}{\text{Re}_s \cdot h} \quad (18)$$

튜브가 지지대에 의하여 지지되면 지지대와 튜브 사이의 유동은 유한한 길이의 환상유동으로 취급할 수 있다. Mulcahy<sup>(5)</sup>는 유한 길이의 환상 유동을 이론적으로 해석하였으며 실험의 결과와 비교 검토하였다. 이를 토대로 압착막 감쇠비를 예측할 수 있는 계산식을 제시하였다.

$$\zeta_{SF} = 0.225 \frac{L}{l} \left( \frac{L}{d} \right)^{1.3} \left( \frac{\rho_l \pi d^2}{16m} \right) \left( \frac{d}{D_s - d} \right) \left[ \frac{48v_l}{\pi f(D_s - d)^2} \right] * 100 \quad (19)$$

for  $0.5 < L/d < 2$

원형 환의 길이가 튜브의 반경에 비하여 비교적 긴 경우에 단위길이당( $L/l=1$ ,  $L/d > 5$ ) 작용하는 압착막 감쇠비는 다음과 같이 간단하게 표현된다.

$$\zeta_{SF} = \left( \frac{\rho_l \pi a^2}{2m} \right) \left( \frac{1}{\text{Re}_s} \right) \left( \frac{12}{h^3} \right) * 100 \quad (20)$$

### 3. 점성과 압착막 감쇠비의 어림적 모델

#### 3.1 관군내의 튜브에 작용하는 점성 감쇠비

유동유기 진동에 의하여 관군내의 튜브에 작용하는 유동 유발력은 관성항과 점성 감쇠항으로 대별된다. 관성항은 관군의 형상에 따르는 부가질량 계수가 주요인자이며 점성 감쇠항은 유체의 점성과 진동 주파수에 따르는 침투 깊이비의 영향을 받는다. 즉 관군의 등가 틈새에 대한 침투 깊이비는 진동 레이놀즈 수의 함수로 표현된다.

관군의 부가질량계수는 관군의 등가직경의 항으로 표현할 수 있다.

$$w_p = \frac{(De/d)^2 + 1}{(De/d)^2 - 1} = \frac{(1+h)^2 + 1}{(1+h)^2 - 1} \quad (21)$$

환상 유동에서 무차원 감쇠력을 구하기 위하여 사용된 식 (8)과 (9)와 관군에 적용되는 부가질량계수, 식 (21)을 고려하면 어렵적으로 관군에서의 감쇠력을 구할 수 있다. 환상 유동과 관군 유동에서 적용되는 포텐셜 유동의 부가질량계수는 식 (4)와 식 (21)을 각각 사용하여 구할 수 있다. 따라서 점성 감쇠비는 침투 깊이비에 따라 진동 레이놀즈의 함수로 표현할 수 있다.

$$\zeta_{vL} = \frac{\rho\pi a^2}{2m} \left( \frac{1}{Re_s} \right) \left( \frac{1+0.5h}{h^2} (12w_p + 6) + \frac{1}{h} (3w_p + 2) \right) * 100$$

for  $\delta_p / H \geq 0.15$  (22)

$$\zeta_{vH} = \frac{\rho\pi a^2}{2m} \left( \frac{1}{Re_s} \right)^{1/2} \left( \frac{1+0.5h}{h} \sqrt{2} (w_p + 0.5) + \frac{1}{\sqrt{2}} (w_p + 1) \right) * 100$$

for  $\delta_p / H \leq 0.1$  (23)

### 3.2 튜브 지지위치에서의 압착막 감쇠비

일반적으로 증기발생기에서 튜브의 지지는 Fig. 5에 보인 것과 같이 판넬에 튜브의 직경보다 미세하게 큰 구멍을 뚫어 튜브를 지지하거나 지지격자를 설치하여 튜브를 지지한다. 튜브가 진동을 하면 튜브와 지지물 사이의 유체가 유동을 하게 되며 유체를 가속하기 위한 관성력이 요구되고 일반적으로 액상 유체의 점성에 의하여 압착막 감쇠가 발생하게 된다.

튜브와 지지물 사이의 작은 틈새에서 유체의 유동은 등가직경, 침투 깊이비 및 부가질량계수에 의하여 영향을 받는다. 등가직경은 유로의 면적(A)을 접수길이(P)로 나누어 구할 수 있다( $De=4A/P$ ).

따라서 튜브의 직경에 대한 지지물의 등가 질량

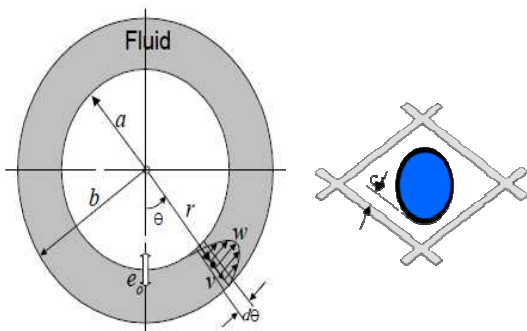


Fig. 5 Tube supports of steam generator: (a) circular Hole, (b) lattice

비는 원형 구멍과 격자 지지대의 경우에 각각 아래와 같다.

$$\text{Hole} \quad De/d = \frac{4\pi(b^2 - a^2)}{\pi(b+a)*2a} = 2H/2a = h$$

$$\text{Lattice} \quad De/d = \frac{1}{2a} \frac{4(4a^2 - \pi a^2)}{8a + 2\pi a} = 2H_e/2a = 0.12 \quad (24)$$

여기서 H는 환상 유동의 틈새(b-a)이고 H<sub>e</sub>는 지지물과 튜브 사이의 등가 틈새를 나타낸다.

틈새에서의 유체 진동에 의한 침투 깊이는 진동 레이놀즈의 함수로 표현된다. 따라서 관군에 적용한 식 (21)의 경우와 유사하게 지지물의 등가 틈새를 고려하면 지지물에서의 부가질량계수는 틈새비의 함수로 표현할 수 있다.

$$\text{Hole} \quad w_p = \frac{(1+h)^2 + 1}{(1+h)^2 - 1}$$

$$\text{Lattice} \quad w_p = \frac{1+h}{h} = 9.3333 \quad (25)$$

이미 2.1 절에 소개하였듯이 환상유동내의 실린더에 작용하는 점성 감쇠력을 어렵적 해석할 수 있는 모델이 Sim<sup>(12)</sup>에 의하여 개발되었다. 점성 감쇠비는 침투 깊이비에 따라 두 종류로 구분하여 예측할 수 있으며 진동 레이놀즈 수와 부가질량계수의 항으로 표현되었다. 지지격자에서의 압착막 감쇠비는 관군에서 구한 점성 감쇠비의 경우와 유사하게 환상 유동의 어렵식 (8)과 (9)를 활용하여 구할 수 있다. 단, 지지격자에서의 부가질량계수는 식 (25)를 사용한다. 따라서 지지대에서의 등가 틈새와 부가질량계수를 활용하고 환상유동에 적용된 어렵적 해석 모델을 고려하면 압착막 감쇠비는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\zeta_{sFL} = \frac{\rho\pi a^2}{2m} \left( \frac{1}{Re_s} \right) \left( \frac{1+0.5h}{h^2} (12w_p + 6) + \frac{1}{h} (3w_p + 2) \right)$$

for  $\delta_p / H \geq 0.15$  (26)

$$\zeta_{sFH} = \frac{\rho\pi a^2}{2m} \left( \frac{1}{Re_s} \right)^{1/2} \left( \frac{1+0.5h}{h} \sqrt{2} (w_p + 0.5) + \frac{1}{\sqrt{2}} (w_p + 1) \right)$$

for  $\delta_p / H \leq 0.1$  (27)

## 4. 해석 결과 및 비교 검토

점성 감쇠비와 압착막 감쇠비를 예측하기 위한 본 어렵적 해석 모델을 활용하기 위하여 이미 여러 논문에서 알려진 기존의 실험데이터에 본 모델을 적용하여 해석 모델의 유용성을 검토해야 한다.

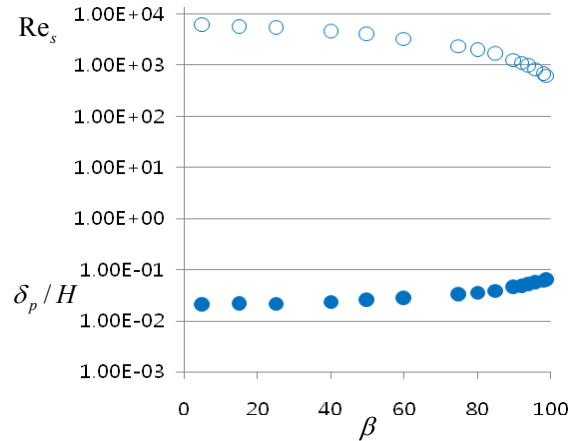
**Table 2** Summary of existing experimental conditions and tube Array data<sup>(13~15,19~24)</sup>

Authors (year)	Fluid	Array Type	$p/d$	$d$ mm	$D_o/d$	$m_i$ kg/m	$f$ Hz
Feenstra et al. (1995):F95	R11	RT	1.44	6.35	2.4	0.174	35~37
Feenstra et al (2005):F05	R11	RT	1.33	10.7	2.16	0.253	60
Pettigrew et al.,(1989):P89	AW	RT	1.47	13	2.48	0.33	27~31
Pettigrew et al., (1995):P95	R22	RT	1.5	12.7	2.56	0.27	23~28
Pettigrew et al., (1995):P95	R22	NT	1.5	12.7	2.56	0.27	24~28
Pettigrew et al., (2001):P01	AW	NT	1.22	13	1.9	0.33	25~30
Pettigrew et al., (2002):P02	R134	RT	1.5	12.7	2.56	0.27	39~47

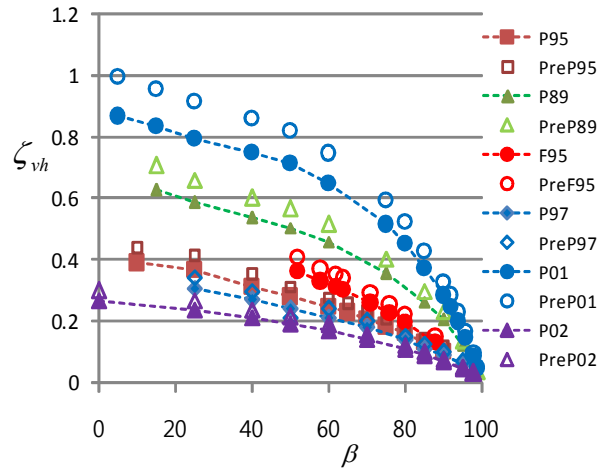
해석 모델을 검증하기 위하여 2.2 절에 소개한 기존 모델의 결과와 어렵적 해석모델의 결과와 비교 검토하고 이로부터 어렵적 해석 모델의 타당성을 논의하려고 한다. 기존의 논문에서 관군의 형상과 실험에 활용된 데이터를 Table 2 에 요약하였다. 프레온과 공기-물의 경우에 피치비는 1.22~1.5 까지 적용하였다. 2 상 유동의 밀도와 관군의 부가질량은 균질유동에 근거하여 구하였다.

관군에 작용하는 점성 감쇠비를 Rogers and Ahn(식 (12) 참조)에 의하여 제시된 모델과 본 어렵적 모델을 사용하여 Table 2 의 경우에 얻은 결과를 Fig. 6 & 7 에 예시하였다. Pettigrew2001 실험 데이터(P01)를 활용한 결과에 계산된 진동 레이놀즈 수와 침투 깊이 비를 Fig. 6 에 예시하였다. 진동 레이놀즈 수는 600~6000 의 범위이며 침투 깊이비는 0.1 이하이다. 일반적으로 증기발생기 관군의 경우 비교적 낮은 침투 깊이비에 해당된다. 따라서 본 어렵적 해석 모델은 진동 레이놀즈 수가 큰 경우에 활용되는 식 (23)을 사용하여 구하여 Fig. 7 에 도시하였다. 점선으로 연결된 채워진 기호는 Rogers and Ahn 이 제시한 식으로 구한 결과이며 선의 연결이 없이 채워지지 않은 기호는 본 어렵적 모델로 구한 결과(Prexxx)이다. 점성 감쇠비는 기공율이 증가할수록 감소함을 보이고 있다. 이는 기공율이 증가하면 점성이 감소하고 따라서 점성에 의하여 소모되는 에너지가 줄고 압력 손실의 크기도 감소하기 때문이다. 두 모델로 구한 결과가 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 본 어렵적 해석 모델의 결과가 기존의 모델의 결과에 비하여 다소 크나 잘 일치함을 보이고 있다.

관의 지지대에 작용하는 압착 감쇠비를 기존의 모델의 식, Pettigrew 식 (11)과 Mulcahy 식 (20)을 활용하여 구하고 동일 조건하에서 본 어렵적 모델,



**Fig. 6** An example of oscillating Reynolds number and penetration depth ratio for the experimental test Pettigrew 2001(P01)



**Fig. 7** Typical results of viscous damping ratio for two-phase flow

식 (26, 27)에 의하여 구한 결과를 비교하였다. 즉 길이비는  $L/l_m=1$ ,  $L/d=\infty$  으로 가정하였으며 스핀의 수에 의한 영향은 고려하지 않았다( $(N-1)/N=1$ ). 지지대 사이의 관군은 2 상 유동에 놓여 있으며 지지대에서 관과 지지대 사이에는 액상이라고 가정하였다.

지지대의 형상은 일반적으로 원형 구멍 혹은 격자로 되어 있으나 등가 직경의 차원에서는 동일시킬 수 있다. 따라서 본 해석에서는 격자인 경우의 등가직경을 활용하여 압착 감쇠비를 구하고 기존 모델에 의한 결과와 비교하였다. 본 어렵적 모델은 침투 깊이비가 작은 경우와 큰 경우에 대하여 각각 해석 결과를 구하였다.

Mulcahy 의 모델에 의하여 주어진 식 (19)을 검토하면 압착 감쇠비는 진동 레이놀즈 수의 역수에 비례하며 본 어렵적 모델의 진동 레이놀즈 수가 작은 비교적 큰 침투 깊이비의 식과 유사함을 알



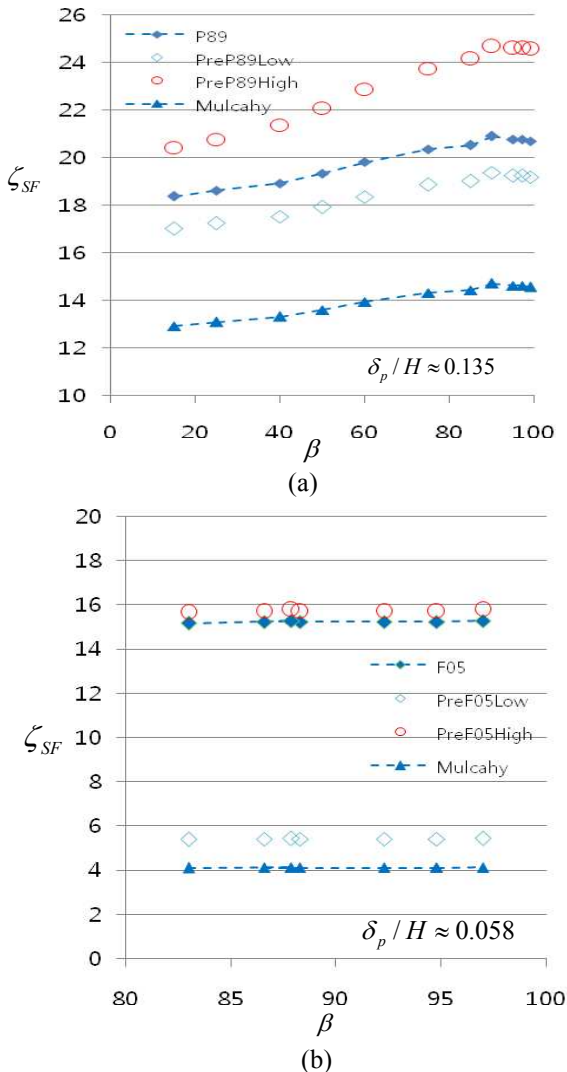


Fig. 8 Typical results of squeeze film damping ratio for two-phase flow: for (a) high ratio and (b) low ratio of penetration depth

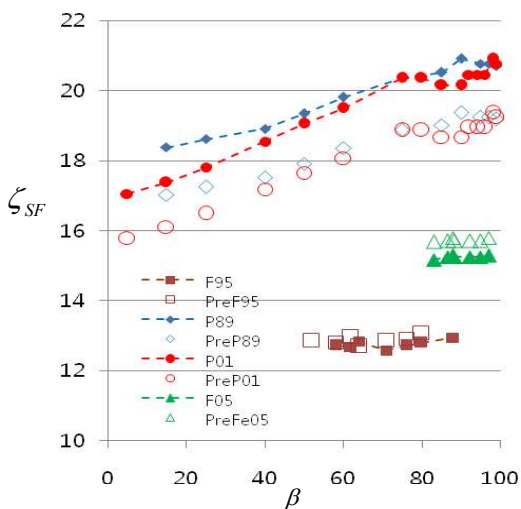


Fig. 9 Typical results of squeeze film damping ratio for two-phase flow

수 있다. 보수적으로 Pettigrew 에 의하여 제시된 식 (11)은 주파수의 역수로 표현됨을 알 수 있다. Table 2 에서 보인 Pettigrew 1989(진동 레이놀즈 수가 비교적 작음  $Re_s \sim 7,500$ )와 Feenstra2005(진동 레이놀즈 수가 비교적 큼:  $Re_s \sim 41,500$ )의 경우에 적용하여 얻은 해석 결과를 각각 Fig. 8(a)와 (b)에 도시하였다. 그림에서  $F_{xx}$  와  $P_{xx}$  는 Pettigrew 의 보수적인 식을 사용하여 각각 구한 것이다. Mulcahy 의 모델에 의하여 구한 결과는 다른 결과에 비하여 작음을 보이고 있다. 이는 Mulcahy 의 모델은 유한 길이의 지지대에 대하여 해석적으로 구한 것이기에 지지대 양단이 열린 영향 때문이라 사료된다. Pettigrew 모델의 결과와 비교하면 Fig. 8(a)에서는 비교적 작은 진동수에 대하여 수식화 된 본 어렵적 모델이 잘 일치하며 Fig. 8(b)에서는 비교적 큰 진동수에 대하여 수식화 된 모델이 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 비교적 큰 진동 레이놀즈 수의 경우(F05)의 결과와 비교적 작은 진동 레이놀즈 수의 경우(F95, P89 & P01- Table 2 참조)의 결과들을 Fig. 9 에 도시하였으며 Pettigrew 모델의 결과와 잘 일치함을 보이고 있다.

본 어렵적 해석 모델의 결과는 침투 깊이비가 비교적 작은 경우에는 비교적 큰 진동 레이놀즈 수에 대하여 제시된 식이 적절하고 침투 깊이비가 큰 경우에는 비교적 작은 진동 레이놀즈 수에 대하여 제시된 식이 적절함을 알 수 있다. 압착막 감쇠비를 구하는 식 (26)과 (27)을 실제 설계에 적용하기 위해서는 지지대의 수를 고려한  $(N-1)/N$  을 고려하고 스펠의 길이에 대한 지지대의 폭의 비,  $L/l$ , 를 반영해야 한다. 본 어렵적 해석모델의 결과를 Rogers and Ahn 의 모델의 결과를 비교하려고 하였으나  $L/d$  가 큰 경우에 대하여 적용할 수 있는 식이 없어 직접 비교하지 못하였다.

## 5. 결론

원자력 발전소의 증기 발생기는 2 상 유동장에 놓인 열 교환기이다. 증기발생기 관군은 임계유속 이상에서 유체탄성불안정성이 발생되며 임계유속을 예측하기 위하여 감쇠비를 계산하여야 한다. 열 교환기 튜브에 작용하는 유동유발진동을 해석하기 위하여 감쇠에 대한 정보가 요구된다. 증기 발생기 관군에 작용하는 점성 감쇠비와 튜브 지지대에 작용하는 압착막 감쇠비를 예측하기 위한 해석 모델이 개발되었다. 감쇠비와 관련하여 열 교환기 튜브에서 가장 중요한 에너지 소산 기구는 튜브와 지지물과 같은 구조물과 액체 사이의 동적

작용에 연계되어 있다.

본 모델은 최근에 저자에 의하여 발표된 근사모델에 근거하고 부가질량계수를 고려하여 개발되었다. 부가질량계수는 관군 혹은 지지대와 튜브 사이의 등가직경을 고려하여 정의되었다, 어림적 해석모델은 동심환 내에서 진동하는 내부실린더에 작용하는 수력학적 힘을 계산하기 위하여 개발되었다. 튜브에 작용하는 관성력과 점성력을 높거나 혹은 낮은 진동 레이놀즈 수에 따라 개발된 두 가지 모델을 사용하여 각각 계산할 수 있었다. 관군과 지지대에서의 등가 직경과 침투 깊이비는 관군에 작용하는 점성 감쇠력과 지지대에서의 압착막 감쇠력을 각각 계산하는데 매우 중요한 변수이다. 2 상 유동의 기공률을 계산하기 위하여 균질모델이 사용되었다.

본 모델을 사용하여 구한 어림적 해석결과는 Rogers 등<sup>(16)</sup> 혹은 Mulcahy<sup>(5)</sup>에 의하여 제안된 기존의 계산식으로 구한 결과와 비교하였으며 본 모델의 유용성을 검증하였다. 본 모델을 사용하여 점성 감쇠비와 압착막 감쇠비를 침투 깊이비에 따라 제시된 어림식을 사용하여 구할 수 있음을 보였다. Rogers 등의 계산식은 실험에 근거하여 보수적으로 제시되었으며 Mulcahy의 계산식은 수치해석 모델의 결과를 고려하여 어림적으로 제시되었다. 본 모델에서는 비정상 환상 유동의 물리적 특성을 고려하여 개발되었다. 즉, 감쇠비가 진동에 의한 비정상 유속의 진폭 구배를 고려하여 침투 깊이비에 따라 이론적으로 제시되었다. 본 어림적 해석 모델의 결과는 침투 깊이비가 비교적 작은 경우에는 비교적 큰 진동 레이놀즈 수에 대하여 제시된 식이 적절하고 침투 깊이비가 큰 경우에는 비교적 작은 진동 레이놀즈 수에 대하여 제시된 식이 적절함을 알 수 있다.

## 후 기

본 논문은 2014년도 한남대학교 학술연구 조성비의 지원에 의하여 연구되었으며 지원에 감사 드립니다.

## 참고문헌

(References)

- (1) Roberts, B. W., 1966, "Low Frequency, Aeroelastic Vibrations in a Cascade of Circular Cylinders," *Mechanical Engineering Science*, Monograph No. 4, Sept., pp. 1~29.
- (2) Connors, H. I., 1970, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross Flow," *Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers*, ASME-WAM, New York, pp. 42~56.
- (3) Blevins, R. D., 1974, "Fluidelastic Whirling of a Tube Row," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 96, pp. 263~267.
- (4) Rogers, R.J. and Ahn, K.J., 1986, "Fluid Damping and Hydrodynamic Mass in Finite Length Cylindrical Squeeze Films with Rectilinear Motion," In *Flow-Induced Vibration-1986*(eds S.S. Chen, J.C. Simonis and Y.S. Shin) New York: ASME Publication PVP-Vol. Vol. 104, pp. 99~105.
- (5) Mulcahy, T.J., 1980, "Fluid Forces on Rods Vibrating in Finite Length Annular Regions." *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 47, pp. 234~240.
- (6) Chen, S.S., Wambsgannss, M.W. and Jendrzejczyk, J.A., 1976, "Added Mass and Damping of a Vibrating Rod in Confined Viscous Fluid," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 43, pp. 325~329.
- (7) Jendrzejczyk, J. A., 1986, "Dynamic Characteristics of Heat Exchanger Tubes Vibrating in a Tube-support Plate in Active Mode," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 108, pp. 478~487.
- (8) Chen, S.S., Jendrzejczyk, J.A. and Wambsgannss, M.W. and, 1985, "Dynamics of Tubes in Fluid with Tube-baffle Interaction," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 107, pp. 7~17.
- (9) Yang, C.I. and Moran T.J., 1978, "Finite-element Solution of Added Mass and Damping of Oscillating Rods in Viscous Fluid," Argonne National Laboratory Technical Memorandum ANL-CT-78-22.
- (10) Mateescu, D., Paidoussis, M.P. and Sim, W.-G., 1994, "Spectral Solutions for Unsteady Annular Flows Between Eccentric Cylinders Induced by Transverse Oscillations," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.177 No. 5, pp. 635~649.
- (11) Sim, W.-G., 1994, "Damping Forces of Vibrating Cylinder in Confined Viscous Fluid by a Simplified Analytical Method," *KSME Journal*, Vol. 8 No. 1, pp. 44~51.
- (12) Sim, W.G., 1997, "An Approximate Method for Hydrodynamic Forces on Oscillating Inner Cylinder in Concentric Annulus," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 7, No. 5, pp.861~869.
- (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," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 466~477.
- (14) 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," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp.

- 478~487.
- (15) Pettigrew, M.J. and Taylor, C.E., 2003, "Vibration Analysis of Shell-and-tube Heat Exchangers; An Overview- Part 2: Vibration Response, Fretting-wear, Guidelines," *Journal of Fluids and Structure*, Vol. 18, pp. 485~500.
- (16) Rogers, R.J., Taylor, C.E. and Pettigrew, M.J., 1984, "Fluid Effects on Multi-span Heat Exchanger Tube Vibration," *Proceeding of ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, San Antonio, USA, ASME Publication, Topics in Fluid Structure Interaction, Hoo316, pp. 17~26.
- (17) McAdams, W.H., Woods, W.K. and Herman, L.C., 1942 "Vaporization inside Horizontal Tubes-II- Benzene-oil Mixtures, " *Transactions of ASME*, Vol. 64, pp. 193~200.
- (18) Kim, B.S., Pettigrew, M. J. and Tromp, J. H., 1988, "Vibration Damping of Heat Exchanger Tubes in Liquids: Effects of Support Parameters," *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 2, pp. 593~614.
- (19) Feenstra, P.A., Judd, R.L. and Weaver, D.S., 1995, "Fluidelastic Instability in a Tube Array Subjected to Two-phase R-11 Cross Flow," *Journal of Fluids and Structure*, Vol. 9, pp. 747~771.
- (20) Feenstra, P.A., Weaver, D.S. and Judd, R.L., 2000, "An Improved Void Fraction Model for Two-Phase Cross-Flow in Horizontal Tube Bundles," *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 26, pp. 1851~1873.
- (21) Pettigrew, C.E., Taylor, C.E., Janzen, V.P., and Whan, T., 2002, "Vibration Behavior of Rotated Triangular Tube Bundles in Two-phase Cross Flow," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology* , Vol. 124, pp. 144~153.
- (22) Pettigrew, C.E. and Taylor, C.E., 2004, "Damping of Heat Exchanger Tubes in Two-phase Flow: Review and Design Guidelines," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology* , Vol. 126, pp. 523~532.
- (23) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E., Jong, J.H. and Currie, I.G., 1995, "Vibration of Tube Bundle in Two Phase Freon Cross Flow," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 117, pp. 321~329.
- (24) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B. S., 2001, "The Effects of Bundle Geometry on Heat Exchanger Tube Vibration in Two Phase Cross Flow," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 123, pp. 414~420.