

<論 文>

튜브지지대 인자가 열교환기 튜브의 감쇠에 미치는 영향

김 범 식*

(1988년 4월 15일 접수)

Effects of Tube-Support Parameters on Damping of Heat Exchanger Tubes in Liquids

Beom Shig Kim

Key Words : Flow-Induced Vibration(유체진동), Squeeze-Film Damping(압축-막감쇠), Tube-Support(튜브지지대) Two-Span Tube(두마디 튜브), Clearance(간격), Eccentricity(편심도), Lateral-Type Motion(상하운동), Rocking-Type Motion(좌우흔들림운동)

Abstract

Damping information is required to analyse heat exchangers for flow-induced vibration. The most important energy dissipation mechanisms in heat exchanger tubes are related to the dynamic interaction between tube and support. In liquids, squeeze-film damping is dominant. Simple experiments were carried out of a two-span tube with one intermediate support to investigate the effects of tube-support parameters, such as: tube-support thickness, diametral clearance, tube eccentricity, tube span length, location of tube-support, and nature of dynamic interaction between tube and tube-support. The results show that squeeze-film damping is much larger for lateral-type motion than for rocking-type motion at the support. Eccentricity was found to be very important. Diametral clearance, support thickness and frequency are also very relevant. The effects of these parameters on squeeze-film damping are formulated and proposed in a semi-empirical expression.

기 호 설 명

d : 튜브직경

D_s : 튜브지지대 구멍 직경

e : 편심도

f : 튜브주파수

H : 직경간격, $(D_s - d)$

h : $H/2$

L : 튜브지지대 두께

l : 마디 길이

m : 단위길이 당 튜브질량

P : 무차원 근접성, $(1 - \epsilon)$

S : Stokes 수

t : 튜브두께

x : 튜브중앙지점으로부터 튜브지지대 이동거리

Y : 최고 진폭

ζ : 감쇠비(%)

ν : 동점성 계수

ρ : 밀도

ϵ : 편심율 (e/h)

*정회원, 한국에너지연구소 발전로기계설계실

하 첨 자

F : 마찰

FJ : 튜브지지대에서 마찰

h : 수력학적

r : 상하방향이동

S : 지지대

SF : 압축-막

T : 전체

t : 좌우방향이동

V : 점성

VS : 점성-전단

1. 서 론

과도한 유체진동(flow-induced vibration)은 셀-튜브형 열교환기(예: 콘덴서, 탈수기, 증기발생기, 재생보일러등)에서 튜브손상을 야기시키는 원인이된다. 이 튜브손상은 설계단계에서 진동해석을 철저히 수행함으로써 피할 수 있는데, 이때 정확하고 충분한 튜브의 진동감쇠 자료가 요구된다. 본 연구는 튜브지지대 인자들(tube-support parameter)이 열교환기 튜브의 유체진동감쇠 중에서 특히 압축-막감쇠(squeeze-film damping)에 미치는 영향에 관한 고찰이다.

열교환기 튜브는 튜브를 따라서 설치되어있는 튜브지지대에 의해 지지되며, 튜브와 튜브지지대 사이에는 열팽창 조절 및 조립을 용이하게 하기 위한 미세한 간격(clearance)이 존재한다. 이 간격내에는 보통 유체가 흐르거나 정체되어 있으므로 튜브의 동특성에 중요한 영향을 미친다. 즉, 유체는 튜브와 튜브지지대 간에 유체관성커플링(fluid inertia coupling)과 점성감쇠력(viscous damping forces)을 유발한다. 튜브가 진동을 시작하면 튜브지지대 간격내의 유체막(fluid film)은 압축과 비압축 작용을 연속적으로 하여 튜브지지대에서 튜브의 진동감쇠 및 수력학적 질량(hydrodynamic mass)을 증가시킨다.

Pettigrew 등^(1,2)은 열교환기 튜브의 감쇠실험을 공기중 및 유체중에서 실시하여 전자의 경우는 마찰감쇠가 그리고 후자의 경우는 압축-막감쇠가 지배적임을 고찰하였다. Roger 등^(3,4)은 열교환기 튜브의 진동감쇠에 미치는 유체영향에 관한 이론정리 및 압축-막감쇠에 관한 기초적인 연구를 수행하여 반 경험식(semi-empirical formulation)을 제시하

였다. Mulcahy⁽⁵⁾는 일정길이를 갖는 실린더내에 동심(concentric)으로 놓여있는 하나의 실린더가 진동할때 진동감쇠를 연구하여 압축-막감쇠 이론을 제시하였다. Chen⁽⁶⁾과 Jendrzejczk⁽⁷⁾는 Mulcahy이론을 더욱 발전시켜서 하나의 튜브지지대를 갖는 두마디(two-span) 열교환기 튜브의 진동감쇠를 해석하였으며, 또한 Chen 등⁽⁸⁾은 압축막의 영향이 튜브의 진동모우드를 결정하는 중요원인임을 밝혔다. 이러한 연구는 튜브가 튜브지지대내에 동심으로 놓여있는 경우였으나 Yang과 Moran⁽⁹⁾는 유한요소법을 이용하여 추가질량 및 점성감쇠계수가 튜브의 편심도(eccentricity)에 따라 증가함을 보임으로써 튜브의 편심도의 중요성을 밝혔다.

실제적으로 튜브는 튜브지지대내에서 상하(lateral-type)운동과 좌우흔들림(rocking-type) 운동을 동시에 수행하는데 대부분의 경우에 튜브지지대 구멍 중심으로부터 편심된 위치에서 운동을 한다. 본 연구는 상하운동 또는 좌우흔들림운동하에서의 튜브진동에 대한 실험을 통하여 튜브지지대 인자의 영향을 고찰하고자 하였다. 실험은 양단이 고정된 튜브의 중앙에 지지대가 있는 두마디 튜브의 실험장치에서 수행되었다. 실험시 고찰된 인자들은 튜브편심율, 튜브지지대 두께, 튜브와 튜브지지대간의 간격, 튜브지지대의 위치, 튜브주파수, 선형도, 그리고 튜브거동 형태(nature of the dynamic interaction)등이다.

2. 튜브지지대에서 튜브동특성 및 진동감쇠

튜브지지대내에서 진동하는 튜브는 튜브지지대 간격내의 유체를 연속적으로 압축 및 이완 작용을 하여 진동감쇠에 중요한 영향을 미친다. 이 진동감쇠를 압축-막감쇠라고 하는데, 이것은 유체속에서 진동하는 튜브의 중요한 에너지 소모 메카니즘이고 튜브와 튜브지지대의 동적거동에 의존한다.

Pettigrew 등⁽⁴⁾이 고찰 하였듯이 튜브와 튜브지지대간의 동적거동은 Fig. 1과 같이 세가지 형태, 즉, 미끄러짐(sliding), 충돌(impacting), 그리고 미끄러짐 후 충돌(scuffing)로 분류될 수 있는데 실제적으로는 세가지 형태의 합성으로 나타난다. Goyder⁽¹⁰⁾에 의하면 다마디(multi-span) 튜브는 튜브지지대 위치에서 Fig. 2와 같이 상하운동과 좌우흔들림운동 형태를 가질수 있는데 실제로는 이 두 형태의 합성이다. 열교환기 튜브가 튜브지지대내에

서 동심으로 놓여있는 경우는 드물다. Fig. 3에서 보는것 처럼 튜브는 튜브지지대내에서 수직방향으로 편심(vertically eccentric)되었거나 또는 수평방향으로 편심(horizontally eccentric)되어있다. 전자의 경우에 튜브운동은 압축-막감쇠를 유발하며 충돌형태(impact-type)운동이 특징적인 반면, 후자의 경우에는 마찰감쇠와 점성-전단감쇠(viscous-shear damping)를 유발하며 미끄러짐 형태운동이 특징적이다.

최우흔들림 운동은 Fig. 4에서 보는것 처럼 튜브가 튜브지지대 중심에서 편심되게 놓여있어서 튜브지지대에 접촉할때 일어난다. 이때 튜브지지대는 튜브지지대의 폭에 따라서 튜브의 동특성을 변화시키는 받침점과 같은 역할을 하여 튜브를 두마디 튜브의 1차 모우드로 진동하게한다.

실험으로부터 측정되는 전체감쇠율(damping ratio), ζ_T , 은 아래식 (1)과 같이 구조물감쇠(structural damping), ζ_{FJ} , 유체점성감쇠(fluid

viscous damping), ζ_V , 그리고 지지대감쇠, ζ_S 들의 합의로 표시된다. 여기서 지지대감쇠, ζ_S 는 아래식(2)와 같이 압축-막감쇠, ζ_{SF} , 마찰감쇠, ζ_F , 그리고 점성전단감쇠, ζ_{VS} 로 구성된다. 그러므로

$$\zeta_T = \zeta_{FJ} + \zeta_V + \zeta_S \quad (1)$$

그리고

$$\zeta_S = \zeta_{SF} + \zeta_F + \zeta_{VS} \quad (2)$$

점성감쇠와 구조물감쇠 ($\zeta_V + \zeta_{FJ}$)는 튜브지지대 없이 측정되거나 매우 좁은폭을 갖는 "칼날"(knife edge)형태 튜브지지대를 사용하여 측정된다. 그러므로 지지대감쇠, ζ_S 는 식 (3)으로부터 구해진다:

$$\zeta_S = \zeta_T - (\zeta_V + \zeta_{FJ}) \quad (3)$$

3. 실험장치 및 실험방법

실험장치는 Fig. 5와 같이 양단고정되고 튜브중앙에 하나의 튜브지지대를 갖는 열교환기 튜브로 구성되어있다. 튜브는 물이 채워진 단면이 U형의

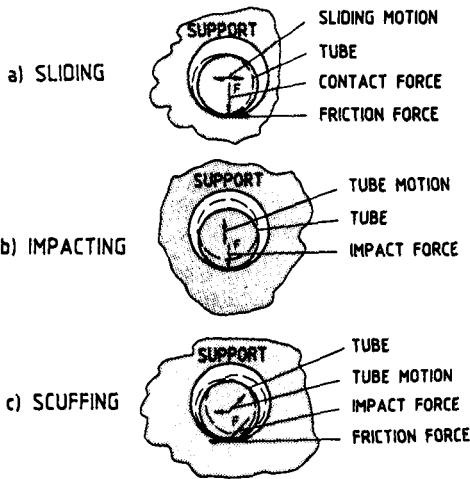


Fig. 1 Type of dynamic interaction between tube and tube-support

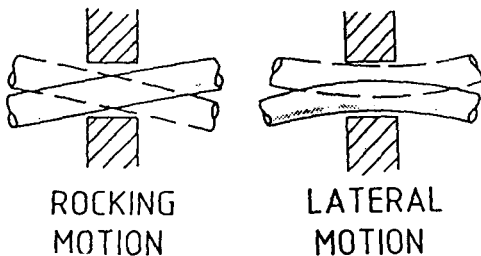


Fig. 2 Type of contact between tube and tube-support

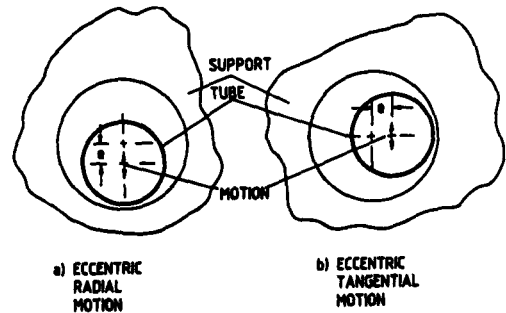


Fig. 3 Eccentric lateral motion :
(a) Squeeze-film force due to radial motion,
(b) Viscous-shear force due to tangential motion.

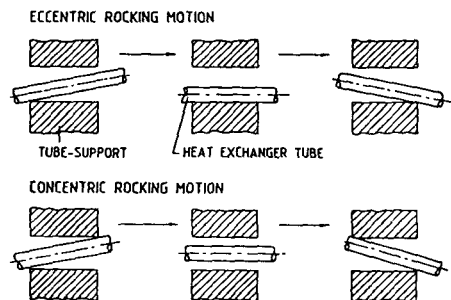


Fig. 4 Types of rocking motion

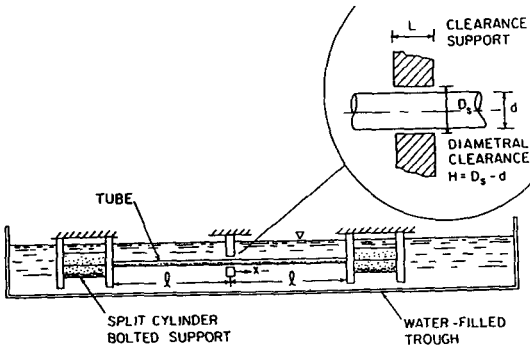


Fig. 5 Sketch of two-span tube rig with intermediate support

긴 홈통(trough)안에 설치되었다. 튜브는 외경 15.9mm, 두께 1.1mm인 Incoloy 800 열교환기 튜브로서 밀도 및 탄성계수는 각각 7944kg/m³, 1.97 × 10⁵MPa이다. 튜브는 물이 내부로 들어갈수 없도록 양끝이 막혀졌고, 튜브양단은 직경 76mm, 길이 152mm의 분리될 수 있는 실린더로 고정되어서 튜브길이를 임의로 조정할수 있다. 실험에 사용된 튜브길이는 1.5m와 3.0m였다. 실험장치는 외부로부터 전달되는 진동을 차단하기 위해 고무판위에 설치되었다.

중앙의 튜브지지대의 소재는 황동으로 만들어졌으며 다음과 같이 여러쌍의 튜브지지대가 실험에 사용되었다.

- 직경간격(diametral clearance) : 0.38, 0.76, 1.5, 3.0mm
- 두께 : 0.2(kinfe edge), 6.3, 12.5 19.0, 25.0 mm

튜브지지대는 튜브와 동심 또는 편심되게 설치되는데, 실험시 튜브의 편심율(eccentricity ratio)은 0.0(동심)부터 0.8까지 변화시켰다. 여기서 튜브편심율이란 $\epsilon = e/h$ 로 표시된다.

튜브는 솔레노이드로 작동되는 스프링-안전기 제거(spring-release plucking)장치를 사용하여 수직방향으로만 가진(excite)되었다. 상하운동인 경우는 하나의 스프링-안전기 제거장치가 튜브지지대 근처에 설치되는 반면, 좌우흔들림운동인 경우는 두개의 스프링-안전기 제거장치가 사용되었다. 이 경우에는 튜브지지대가 지지점(pinned condition) 역할을 한다고 가정하여 각 튜브마다 중앙부위, 즉 1/2점(제1차 모우드의 antinode점)에 각각 하나의 스프링-안전기 제거장치를 설치하여 두마디 튜브의 1차 모우드로만 가진되도록 하였다.

튜브변위는 두개의 변위측정기(proximity displacement probe)를 사용하여 측정되었다. 하나의 변위측정기는 튜브의 수직변위를 측정하였고 다른 하나는 튜브의 수평변위를 측정하여 튜브가 수직방향으로만 가진되는지를 확인하였다. 이 변위측정기들은 튜브의 편심율을 측정할시에도 사용되었다.

튜브의 진동감쇠율은 대수감쇠율(logarithmic decrement)기법을 사용하여 계산되었다. 튜브진동의 운동계적(time traces)이 기록되었고 주파수분석기를 이용하여 튜브주파수를 측정하였으며 고차 모우드의 가진 여부를 확인하였다. 튜브의 진동감쇠율은 다음식으로 계산되었다.

$$\zeta = \frac{1}{2\pi n} \ln\left(\frac{Y_0}{Y_n}\right) \tag{4}$$

여기서 n 은 주기수(cycle)이며 Y 는 최고 진폭이다. 실험은 결과의 재현을 확인하기 위해 세번씩 수행되었고 정확도 및 선형도 조사를 위해 가능한 긴 주기가 계산에 고려되었다. 보통 공기중 및 유체중에서 각각 150주기 및 40주기가 사용되었다.

4. 실험결과 및 고찰

제2장에서 논의된것 처럼 지지대감쇠, ζ_s 는 식(3)으로부터 구해진다. 먼저 튜브지지대 없이 공기중

Table 1 Damping and frequency of heat exchanger tube in air and in water without tube-support

Span(m)	Type of motion	Measured in air		Measured in water			Calculated in water	
		f_1 (Hz)	ζ_{F1} (%)	f_1 (Hz)	$\zeta_{(v+F1)}$ (%)	ζ_v (%)	f_1 (Hz)	ζ_v (%)
1.5	Lateral Rocking*	10.60	0.012	8.60	0.86	0.85	8.44	0.80
		28.40	0.12	23.4	0.50	—	23.18	0.48
0.75	Lateral rocking*	43.20	0.063	35.4	0.47	0.41	33.66	0.40
		115.36	—	93.6	0.30	—	92.72	0.24

* —with knife-dege support.

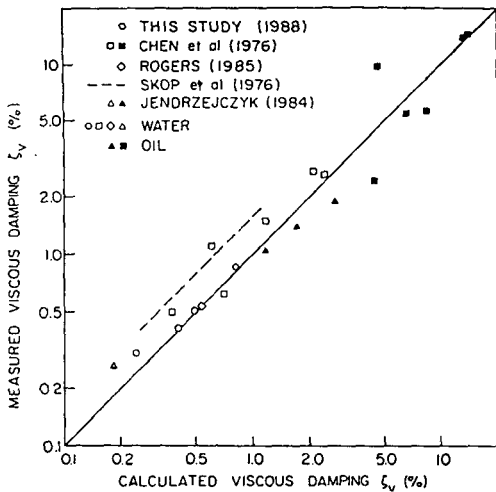


Fig. 6 Viscous damping for a cylinder in unconfined and confined liquids: comparison between theory and experiment

무한유체속에 놓여있는 실린더에 대하여 점성감쇠를 구하는 이론식을 다음과 같이 제시하였다 :

$$\zeta_v = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left(\frac{\rho d^2}{m} \right) \left(\frac{2\nu}{\pi f d^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

식(5)를 사용하여 얻은 ζ_v 가 Table 1에 있으며, Fig. 6에는 실험값, $\zeta_v + \zeta_{Fj}$ 와 식 (5)를 사용한 이론값, ζ_v 이 비교되었다. 상하운동인 경우에 이 두 값은 잘 일치하고있는 반면, 좌우흔들림운동인 경우에는 예상되었던 것처럼 실험값이 약간 높았다. 이것은 후자의 경우에 칼날형태 튜브지지대의 존재 및 이 튜브지지대가 마찰계수에 미치는 영향 때문이다. 본 논문에 기술된 지지대감쇠, ζ_s 는 측정된 전체감쇠로부터 측정된 ($\zeta_v + \zeta_{Fj}$) 감쇠를 뺀 값이다.

4.1 운동형태 : 상하운동 대 좌우 흔들림운동

실험은 튜브의 운동형태에 따른 진동감쇠의 영향을 고찰하기 위하여 실시되었다. Table 2와 Table 3는 각각 상하운동과 좌우흔들림운동의 실험결과이다. 튜브가 튜브지지대를 접촉함이 없이 튜브지지대 간격내에서 진동할때 마찰감쇠는 일어날 수 없다. 이 조건하에서 지지대감쇠는 압축-막감쇠와 점성-전단감쇠 뿐이다. 상하운동에 기인하는 지지대감쇠가 좌우 흔들림운동에 기인하는 감쇠보다 훨씬 큼을 Table 2와 Table 3의 비교에서 알 수 있다.

상하운동인 경우에 수직방향 튜브편심에 의한 압축-막감쇠가 수평방향 튜브편심에 의한 점성-전단

감쇠보다 크다. 여기서 후자는 순수한 점성-전단감쇠라고 할 수 없는데, 이것은 튜브지지대안에서 튜브의 상하운동시 압축-막감쇠 현상도 일부 포함되기 때문이다. 수평방향 편심율이 1.0에 가깝거나 튜브가 튜브지지대에 접촉할 경우에는 점성-전단감쇠가 지배적이다.

좌우 흔들림운동은 등심 및 편심 좌우 흔들림운동(Fig. 4 참조)으로 세분될 수 있다. 본 논문에서 지지대감쇠는 튜브가 항상 튜브지지대를 접촉하는 편심 좌우 흔들림운동하에서 측정되었다. 실험은 튜브지지대의 축방향 위치를 튜브 중앙으로부터 조금씩 이동시켜가면서 실시되었다. Table 3에서 알 수 있듯이 좌우 흔들림운동에 기인하는 감쇠는 상당히 작아서 대체로 유체속에서 0.2% 이하였다. 이것은 또한 실제적인 다마디(multi-span) 열교환기 튜브의 감쇠인 약 1.0%보다도 매우 작다⁽²⁾. 그러므로 실제적인 열교환기 튜브에서 튜브의 진동감쇠는 상하운동과 좌우흔들림운동의 합성에 기인하는것 같다.

4.2 튜브지지대 내 튜브편심을

상하운동하에 지지대감쇠는 Table 2에 기술된 것처럼 튜브 편심율을 변화시켜가면서 튜브지지대 두께 및 튜브지지대 간격이 다른 일련의 튜브지지대들을 사용하여 측정하였다. 튜브편심율, ϵ ,은 반지름 간격에 대해 튜브축과 튜브지지대구멍 중심 사이의 거리비로 정의된다. 편심율 0.0이란 튜브축과 튜브지지대가 동심인 경우이며, 편심율 1.0이란 튜브가 튜브지지대에 접촉하고 있음을 의미한다. 튜브를 편심시키는 방법에는 압축-막력(squeeze-film forces)을 유발하는 수직방향편심과 점성-전단력을 유발하는 수평방향편심이 있다. 본 실험에서는 튜브가 오직 수직방향으로만 가진되었기 때문에 압축-막력은 수직방향 튜브편심에 대해서, 점성-전단력은 수평방향 튜브편심에 대해서 고찰하였다.

수직방향과 수평방향 튜브편심을 변화에 따른 지지대감쇠에 미치는 편심율의 영향이 Fig. 7에 나타나 있다. 모든 경우에 지지대감쇠는 튜브편심율이 증가할때 증가하였다. 감쇠증가는 수직편심시 발생하는 압축-막감쇠가 수평방향 편심시 발생하는 점성-전단감쇠보다 훨씬 크다. 이 현상은 편심율이 0.5 이상인 경우에 현저하다.

이결과는 Yang과 Moran⁽⁹⁾의 이론적 고찰결과

Table 2 Support damping of two-span heat exchanger due to lateral motion in water : effect of support thickness, span length, frequency, diametral clearance and both radial and tangential eccentricity

Thickness L (mm)	Clearance H (mm)	Eccentricity ratio : radial or tangential ϵ_r or ϵ_t	$l=1.5$ m, $f=8.5$ Hz		$l=0.75$ m, $f=35.4$ Hz	
			Radial ζ_{sr} (%)	Tangential ζ_{vs} (%)	Radial ζ_{sr} (%)	Tangential ζ_{vs} (%)
6.3	1.5	0.0	0.05	0.05	0.01	0.01
		0.3	0.13	0.05	0.02	0.01
		0.5	0.15	0.06	0.08	0.04
		0.7	0.19	0.09	0.13	0.03
		0.8	0.36	0.11	0.33	0.04
12.5	1.5	0.0	0.28	0.28	0.25	0.25
		0.3	0.37	0.29	0.26	0.26
		0.5	0.54	0.30	0.35	0.28
		0.7	0.76	0.41	0.55	0.33
		0.8	1.11	0.45	1.07	0.36
19.0	1.5	0.0	0.59	0.59	0.51	0.51
		0.3	0.63	0.61	0.54	0.52
		0.5	0.93	0.65	0.74	0.53
		0.7	1.84	0.88	2.01	0.77
		0.8				
25.0	1.5	0.0	1.00	1.00	0.70	0.70
		0.3	1.40	1.04	0.77	0.77
		0.5	1.78	1.10	0.95	0.80
		0.7	2.17	1.22	1.84	0.92
		0.8	4.35	1.33	2.22	0.98
12.5	3.0	0.0	0.06	0.06	0.12	0.12
		0.3	0.11	0.06	0.16	0.16
		0.5	0.20	0.07	0.18	0.16
		0.7	0.25	0.11	0.24	0.17
		0.8	0.29	0.13	0.27	0.18
12.5	0.76	0.0	0.87	0.87	0.78	0.78
		0.3	1.08	0.89	0.87	0.92
		0.5	1.43	0.95	1.30	1.05
		0.7	1.85	1.12	2.25	1.16
		0.8	3.03	1.30	2.82	1.23
12.5	0.38	0.0	5.80	5.80	7.49	7.49

와 잘 일치함을 알 수 있다. Rogers 등⁽³⁾은 상하 운동에서 압축-막감쇠에 기인하는 힘을 수식화하는 현존하는 이론들을 검토하였다. 이 검토에서 압축-막력은 편심률과 함께 증가함을 밝혔다. 이와같이 튜브의 편심률은 실제 다마디 열교환기 튜브의 감쇠를 지배하는 주요인자로 사료된다. Fig. 8은 수직방향 튜브편심시 압축-막감쇠 결과를 무차원화된 튜브근접성(dimensionless proximity), $(1-\epsilon)$,에 대하여 나타낸 것이다. 압축-막감쇠는 이 튜브근접성에 반비례, 즉, $\zeta_{sr} \propto (1-\epsilon)^{-1}$ 함을 보이고 있다. 이것은 튜브가 튜브지지대에 접근할때 튜브의 진동감쇠가 매우 크게 증가함을 의미한다. 수평방

향 튜브편심시 발생하는 점성-전단감쇠에 대한 튜브근접성의 영향은 Fig. 9에서 보이는 것처럼 훨씬 작다.

4.3 튜브지지대 두께

튜브가 상하운동을 할때, 지지대감쇠에 미치는 튜브지지대 두께의 영향은 Fig. 10과 같다. 지지대감쇠는 튜브지지대 두께와 함께 증가하는데, 이것은 참고문헌 (2)와 (5)에서 검토된 이론치 및 실험치와 잘 일치한다. 수직방향 튜브편심시 압축-막감쇠는 튜브지지대 두께에 비례하므로 다음 관계식이 성립된다 :

Table 3 Support damping of two-span heat exchanger tube due to rocking motion in water : effect of support thickness, diametral clearance, span length, frequency and support distance off center

Thickness <i>L</i> (mm)	Clearance <i>H</i> (mm)	distance of Center ratio $(l+x)/l$	Span : $l=1.5m$		Span : $l=0.75m$	
			Frequency f_1 (Hz)	Support Damping ζ_s (%)	Frequency f_1 (Hz)	Support Damping ζ_s (%)
6.3	1.5	1.00	24.0	0.04	93.6	0.03
		1.03	23.8	0.06	93.2	0.06
		1.07	23.4	0.07	91.2	—
		1.10	22.8	0.08	—	—
		1.13	21.8	0.10	—	—
		1.17	21.0	0.11	—	—
12.5	1.5	1.00	23.8	0.03	93.6	0.15
		1.03	23.8	0.06	92.4	0.03
		1.07	23.2	0.07	90.8	0.12
		1.10	22.4	0.14	—	—
		1.10	22.4	0.14	—	—
		1.13	21.8	0.09	—	—
19.0	1.5	1.17	12.0	0.10	—	—
		1.00	23.4	0.05	93.6	0.18
		1.03	23.2	0.13	93.2	0.24
		1.07	22.6	0.14	—	—
		1.10	21.8	0.14	—	—
		1.13	21.0	0.16	—	—
25.0	1.5	1.17	20.2	0.16	—	—
		1.00	24.0	0.06	93.6	0.25
		1.03	23.8	0.07	93.2	0.04
		1.07	22.8	0.11	90.0	—
		1.00	23.8	0.01	93.6	0.04
		1.03	—	—	92.8	0.04
12.5	3.0	1.00	24.2	0.03	93.6	0.20
		1.03	24.0	0.07	93.2	0.07
		1.07	23.4	0.09	91.2	—
		1.10	22.8	0.05	—	—
		1.13	21.8	0.09	—	—
		1.17	21.0	0.16	—	—

$\zeta_{SF} \propto (L)^b$ (6)
 여기서 b 는 지수로서 Fig. 10으로부터 약 1.7을 얻었다. 이론적으로 감쇠는 무차원화된 튜브지지대 두께, L/l 에 비례하며, 또한 폭이 좁은 튜브지지대에서 기대되는 옆면분출(side leakage)이나 축방

향유동(axial flow)을 고려하는 인자인 L/d 와 관련이 있다. 그러므로 식 (6)은 다음과 같이 다시 쓸 수 있다 :

$$\zeta_{SF} \propto \left(\frac{L}{l}\right)\left(\frac{L}{d}\right)^{0.7} \quad (7)$$

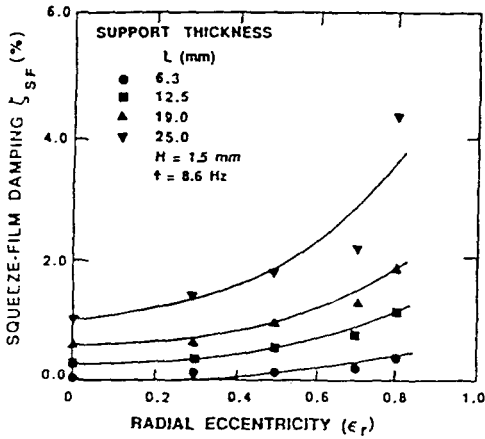


Fig. 7(a) Squeeze-film damping ratio as a function of radial eccentricity: $l=1.5\text{m}$, $H=1.5\text{mm}$, $f=8.6\text{Hz}$

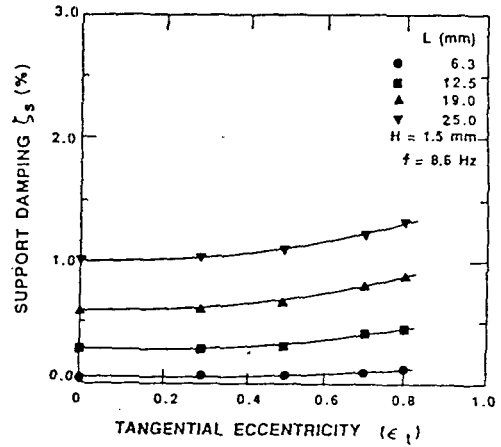


Fig. 7(b) Support damping ratio as a function of tangential eccentricity: $l=1.5\text{m}$, $H=1.5\text{mm}$, $f=8.6\text{Hz}$

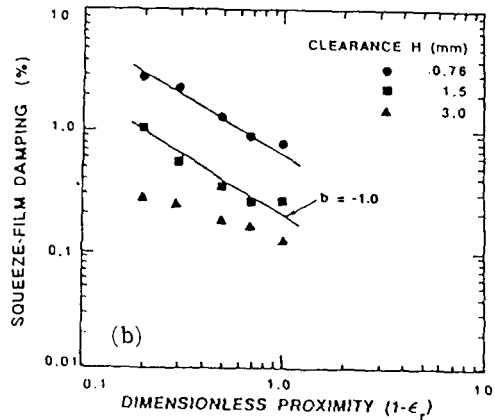
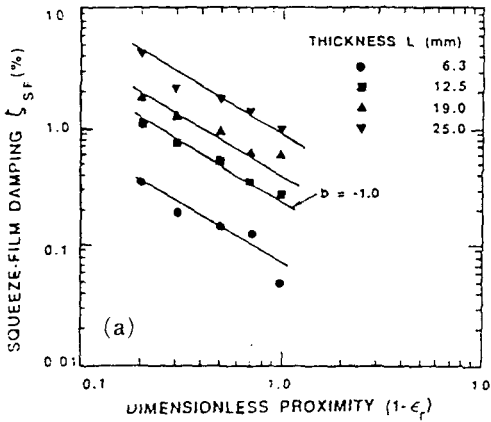


Fig. 8 Squeeze-film damping due to radial motion: effect of proximity $(1-\epsilon_r)$; (a) $H=1.5\text{mm}$, $l=1.5\text{m}$, $f=8.6\text{ Hz}$; (b) $L=12.5\text{mm}$, $l=0.75\text{m}$, $f=35.4\text{Hz}$

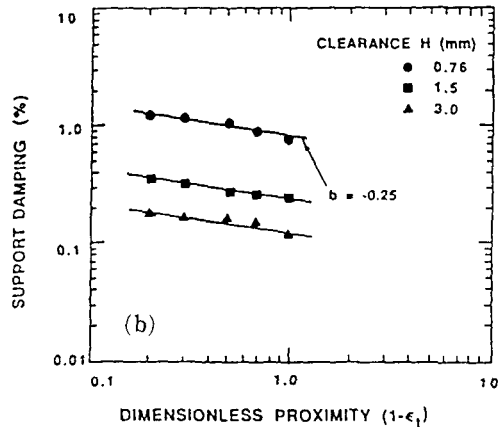
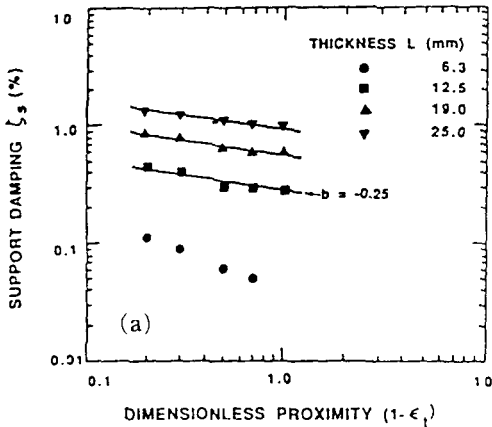


Fig. 9 Support damping due to tangential motion: effect of proximity $(1-\epsilon_t)$; (a) $H=1.5\text{mm}$, $l=1.5\text{m}$, $f=8.6\text{ Hz}$; (b) $L=12.5\text{mm}$, $l=0.75\text{m}$, $f=35.4\text{Hz}$

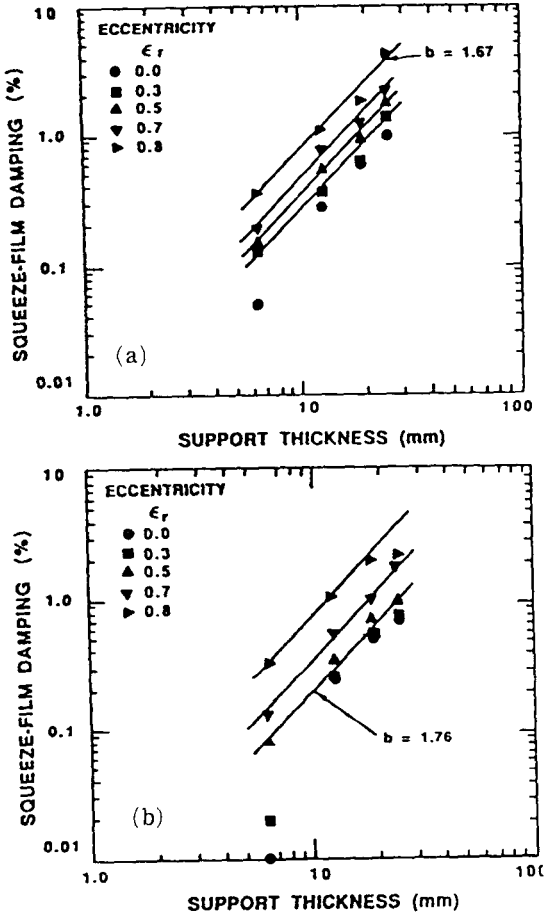


Fig. 10 Effect of support thickness on squeeze-film damping due to radial motion ; (a) $H=1.5\text{mm}$, $l=1.5\text{m}$, $f=8.6\text{ Hz}$; (b) $H=1.5\text{mm}$, $l=0.75\text{m}$, $f=35.4\text{Hz}$

이같은 현상은 수평방향 튜브편심시도 아주 비슷하여 $b=1.8$ 을 얻었다.

튜브가 좌우흔들림운동을 할때, 지지대감쇠는 튜브지지대 두께에 따라 변화한다. 이런 경향은 Table 3에서 볼 수 있듯이 튜브마디의 길이(span)가 짧은 것일수록 뚜렷하다. 그러나 다음과 같은 두가지 이유 때문에 실험결과가 널리 분산 되어있다. 첫째, 좌우 흔들림운동에 기인하는 지지대감쇠, ζ_s 는 작운데, 이값은 측정된 전체감쇠, ζ_T 로부터 상대적으로 값이 큰 점성감쇠, ζ_v 와 마찰감쇠, ζ_{FJ} 를 빼서 얻은 것이기 때문에 측정오차가 증폭되었다. 둘째, 튜브지지대를 교체시에 튜브와 튜브지지대를 항상 꼭같은 조건으로 정렬(alignment)시키기가 어렵기 때문이다. 이와같이 실제

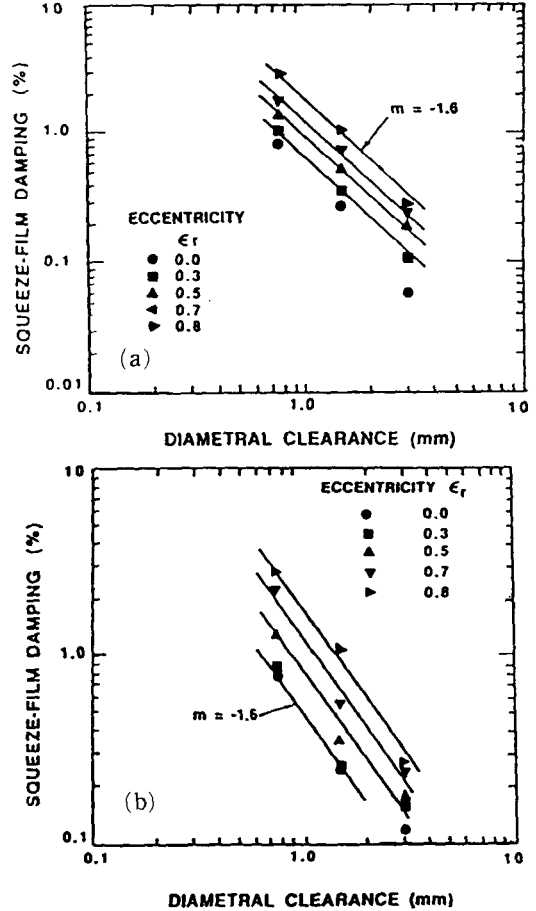


Fig. 11 Effect of diametral clearance on squeeze-film damping due to radial motion : (a) $L=12.5\text{mm}$, $l=1.5\text{m}$, $f=8.6\text{Hz}$, (b) $L=12.5\text{mm}$, $l=0.75\text{m}$, $f=35.4\text{Hz}$

열교환기에서 튜브와 튜브지지대 인자들 중에서 실험시에 조절하기 어려운 몇가지 인자들이 있는데 이인자들의 영향을 정확하게 고찰하기위해 통계학적 시도⁽²⁾(statistical approach)가 요구된다.

4.4 튜브와 튜브지지대 간 직경간격

튜브와 튜브지지대 간 직경간격, H 이 지지대감쇠에 미치는 영향을 고찰하기 위해서 직경간격을 0.38mm부터 3.0mm까지 변화시키며 실험을 수행하였다. 여기서 직경간격 0.38mm인 경우는 실험 측정이 어려워서 분석되지 않는다.

튜브가 상하운동을 할때, 압축-막감쇠는 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 튜브지지대 직경간격이 증가할 때 감소하였다. 이런 현상은 Mulcahy⁽⁵⁾ 이론식으

로부터 설명될 수 있는데, 그의 이론에 의하면 압축-막력은 튜브지지대 간격에 반비례한다. 튜브지지대 간격이 커질수록 압축-막감쇠에 미치는 영향은 급격히 감소하여 마치 튜브지지대가 없는 경우와 같은 현상이된다. 이상으로부터 수직방향 튜브편심시 압축-막감쇠에 미치는 직경간격의 영향은 다음과 같이 수식화될 수 있다 :

$$\zeta_{SF} \propto \left[\frac{d}{D_s - d} \right]^m \quad (8)$$

여기서 m 은 Fig. 11로부터 대략 1.6이다. 또한 수평방향 튜브편심시에도 비슷한 경향을 보였다 (Table 2 참조).

튜브가 좌우 흔들림운동을 할 경우는 이미 4.3절

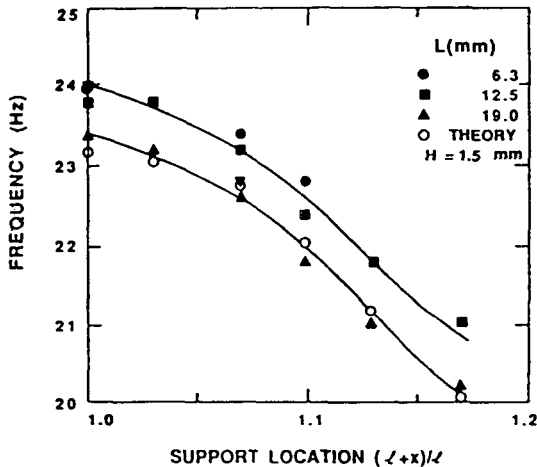


Fig. 12 Effect of support distance off-center on tube frequency for rocking motion

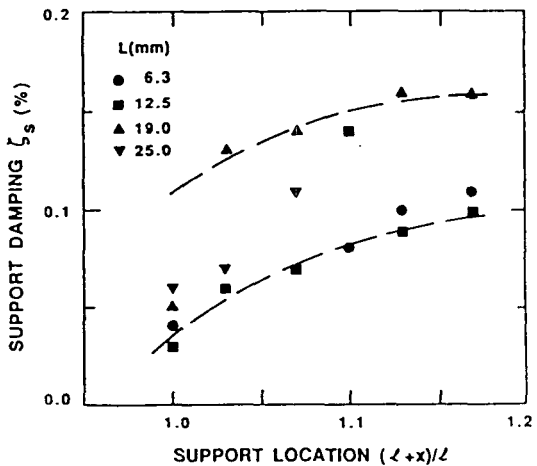


Fig. 13 Damping ratio due to rocking motion as a function of support location: $l=1.5m, H=1.5mm$

에서 밝힌 이유 때문에 실험결과가 많이 분산되어 있다. 그렇지만 지지대감쇠는 직경간격이 증가할때 미세하나마 감소하는 경향을 보였다 (Table 3 참조).

4.5 튜브지지대 위치

튜브지지대의 축방향 위치가 감쇠 및 튜브주파수에 미치는 영향을 고찰하기 위해서 실험이 수행되었는데, 이 때 튜브는 튜브지지대 구멍중심으로부터 편심된 위치에서 좌우흔들림운동을 한다. 튜브지지대의 축방향 위치, x 는 튜브의 중앙점(1/2지점)으로부터 최대 250mm 지점까지 튜브를 따라 이동되었다. Fig. 12에서 볼 수 있듯이 측정된 튜브의 1차 고유진동수가 계산값과 잘 일치하고있다. 이것은 튜브 중앙 위치에 있는 튜브지지대가 힌지(hinge)역할을 하고 있음을 의미한다. 튜브주파수는 예상했던 것처럼 튜브지지대의 위치가 튜브중앙 위치로 부터 멀어질수록 감소하였다.

일반적으로 지지대감쇠 역시 튜브지지대 위치가 튜브 중앙점으로부터 멀어질수록 증가함을 보이고 있다 (Fig. 13 참조). 이것은 튜브지지대가 튜브의 중앙점에서 멀어질수록 튜브와 튜브지지대 간의 동역학적 상호작용이 증가하기 때문이다. 실험결과는 Fig. 13처럼 약간 분산되었다.

4.6 튜브주파수

감쇠에 미치는 튜브주파수의 영향을 고찰하기 위해 실시한 실험에서는 튜브마디길이, l 가 1.5m와 0.75m인 튜브를 사용하였다. 튜브가 상하운동을 할때 튜브주파수는 8.6Hz와 35.4Hz였고, 좌우 흔들림운동을 할때는 24.0Hz와 93.6Hz였다. 여기서 좌우 흔들림운동인 경우는 Table 3에서 보이는 것처럼 실험결과가 지나치게 분산되었기 때문에 해석하지 않았다.

감쇠에 미치는 튜브주파수만의 영향을 고찰하기 위해선 기타 튜브지지대 인자들의 영향을 분리시킬 필요가 있다. 이것은 다음과 같이 정의되는 정규화된(normalized) 튜브지지대 감쇠인자를 사용함으로써 가능하다⁽²⁾ :

$$\zeta_s \left[\left(\frac{L}{l} \right) \left(\frac{L}{d} \right)^{0.7} \left(\frac{1}{1-\epsilon} \right) \right]^{-1}$$

Fig. 14는 튜브주파수 대 정규화된 튜브지지대 감쇠인자와의 관계를 보여주고있다. 감쇠는 예상했던 것처럼 튜브주파수가 증가할때 감소하였다^(3,5). 그

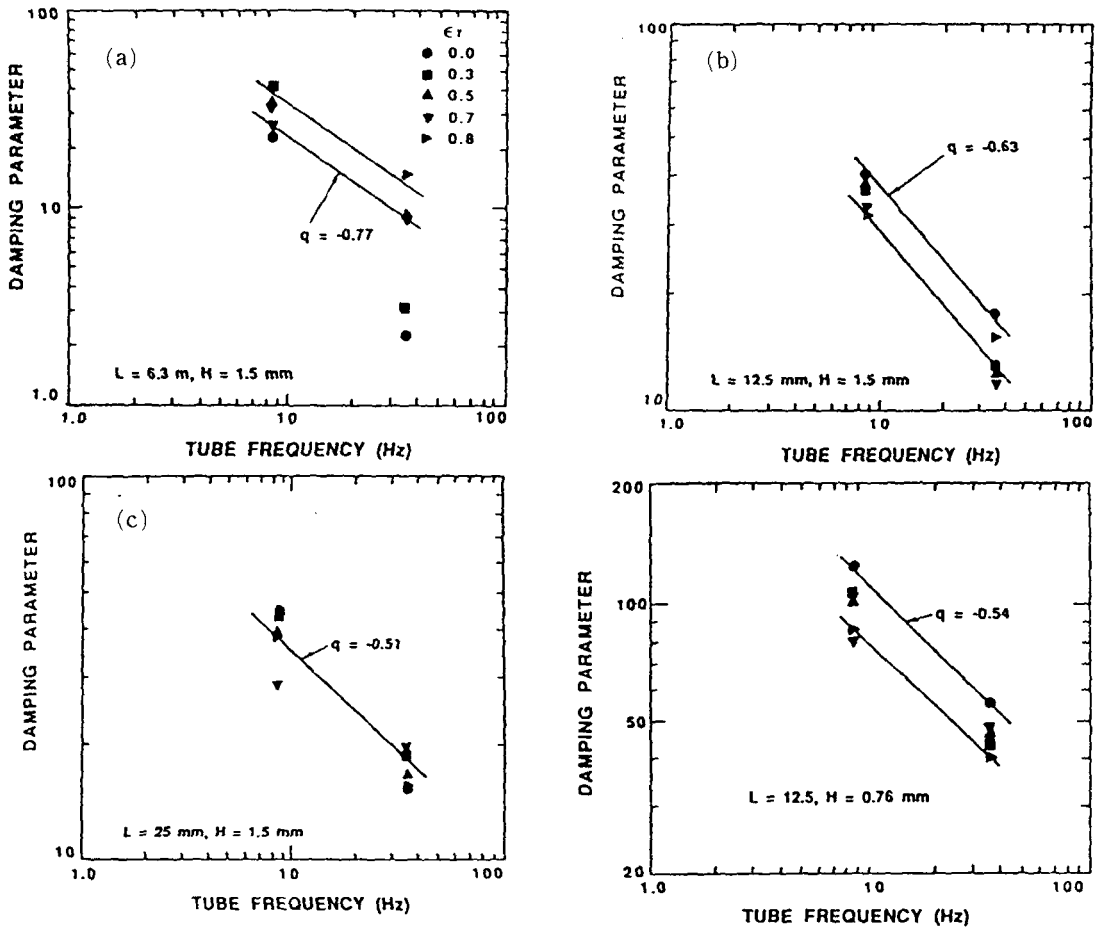


Fig. 14 Effect of tube frequency on squeeze-film damping due to radial lateral motion

러므로 감쇠에 미치는 주파수 영향은 다음과 같이 수식화 될 수 있다:

$$\zeta_s \propto \left(\frac{1}{f}\right)^q \tag{9}$$

여기서 q 는 실험된 모든 경우에 압축-막감쇠에 대하여 대략 0.6이다. 또한 튜브편심이 수평방향으로 이동할때도 q 는 약 0.6이다. 몇몇 경우에는 q 가 0.6보다 다소 큰데, 이것은 측정된 감쇠가 매우 작아서 발생 가능한 측정오차이다.

4.7 선형도(Linearity)

튜브진폭이 커지게 되면 튜브거동의 비선형 효과가 중요하게되며 튜브감쇠도 증가하는 것으로 알려졌다⁽⁶⁾. 그리하여 튜브거동의 선형도를 조사하기 위하여 대수감쇠 궤적을 사용하여 주기수(number of cycles)대 튜브진폭과의 관계를 도시화하였다. 튜브가 상하운동을 한 경우에 선형도는 Fig. 15a와

같이 양호한 반면, 튜브가 좌우흔들림운동을 하는 경우에는 초기 수 주기 동안에 비선형 거동이 존재하였다(Fig. 15b). 이것은 튜브의 가진방법 및 초기정렬이 어렵기 때문이다. 튜브가 튜브지지대에 매우 근접하는 경우에 순간 압축-막력은 비선형이 될 수 있으나, 실제적인 관점에서 볼때에 압축-막감쇠는 전 진동주기가 평균될 때 선형현상이라고 할 수 있다.

4.8 반경험식(Semi-Empirical Expression)

이상의 실험결과로부터 다음과 같은 압축-막감쇠에 대한 반 경험식을 얻었다:

$$\zeta_{SF} \propto \left(\frac{L}{l}\right) \left(\frac{L}{d}\right)^{0.7} \left(\frac{1}{f^{0.6}}\right) \left(\frac{d}{D_s-d}\right)^{1.6} \left(\frac{1}{1-\varepsilon}\right) \tag{10}$$

비록 튜브직경 및 유체점성이 압축-막감쇠에 미치는 영향은 고찰되지 않았지만, 다음과 같이 압축

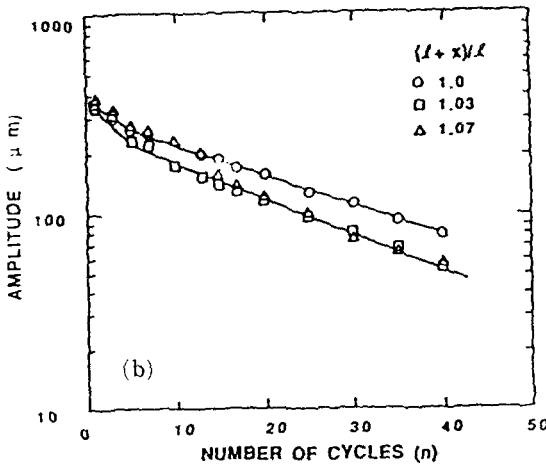
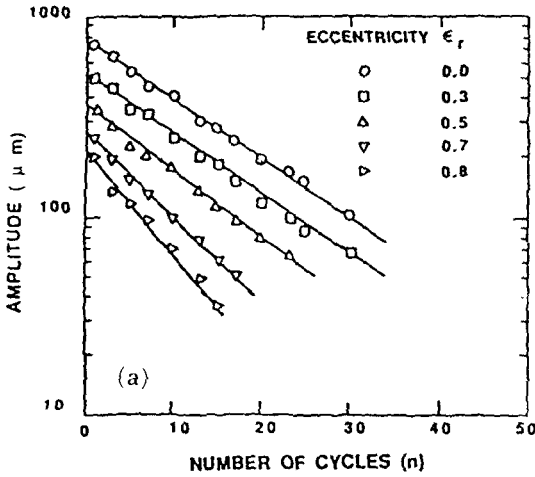


Fig. 15 Logarithmic decrement : tube amplitudes as a function of number of cycles : (a) lateral motion : $l = 1.5m$, $L = 12.5mm$, $H = 1.5mm$, (b) rocking motion : $l = 1.5m$, $L = 12.5mm$, $H = 1.5mm$

-막 스토크수 (squeeze-film Stokes Number), $S = \frac{\pi f (D_s - d)^2}{2\nu}$ 를 사용하여 식 (10)을 완전히 무차원 형태로 만듦이 편리하다 :

$$\zeta_{SF} = A \left(\frac{L}{l}\right) \left(\frac{L}{d}\right)^{0.7} \left(\frac{d}{D_s - d}\right)^{0.4} \times \left(\frac{1}{1 - \epsilon}\right) \left(\frac{2\nu}{\pi f (D_s - d)}\right)^{0.6} \quad (11)$$

여기서 A는 상수이다. Fig. 16에 보이는 것 처럼 모든 실험결과가 위식에 대해 비교되었다. 상수 A를 100으로 잡을 경우에 대부분의 실험결과가 위식의 ±25% 이내에 들었다. 그러므로 식 (11)은 튜브지지대 인자들의 제한된 범위내에서 압축-막감쇠를 계산할 수 있는 매우 유용한 반 경험식으로 판

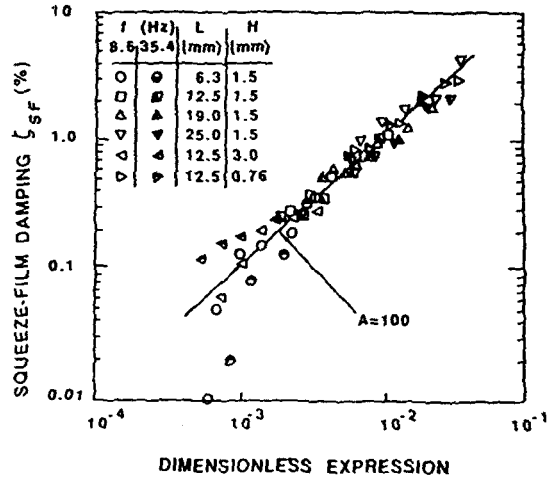


Fig. 16 Correlation between experimental results and proposed semi-empirical expression for squeeze-film damping

$$\left(\frac{L}{l}\right) \left(\frac{L}{d}\right)^{0.7} \left[\frac{2\nu}{\pi f (D_s - d)^2}\right]^{0.6} \left(\frac{d}{D_s - d}\right)^{0.4} \left(\frac{1}{1 - \epsilon}\right)$$

단된다.

5. 결 론

열교환기 튜브와 튜브지지대간의 동적거동에 기인하는 감쇠를 연구하기위해 수행된 본 실험으로부터 압축-막감쇠에 대한 반 경험식을 제시하였으며 또한 압축-막감쇠에 미치는 튜브지지대 인자들의 영향을 고찰함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축-막감쇠는 튜브지지대 두께에 비례한다 : $\zeta_{SF} \propto (L/b)$

(2) 압축-막감쇠는 튜브편심율에 매우 종속적이다. 즉, 튜브지지대에 대한 튜브의 근접성에 반비례한다 : $\zeta_{SF} \propto (1 - \epsilon)^{-1}$

(3) 압축-막감쇠는 직경간격에 역관계한다 : $\zeta_{SF} \propto (d / (D_s - d))^{1.6}$

(4) 압축-막감쇠는 튜브주파수에 역관계한다 : $\zeta_{SF} \propto (1/f)^{0.6}$

(5) 상하운동에 기인하는 감쇠가 좌우흔들림운동에 기인하는 것 보다 훨씬 크다.

후 기

본 연구를 수행하는데 많은 조언을 해주신 카나

다 Chalk River Nuclear Laboratories 의 M.J. Pettigrew와 J.H. Tromp께 깊이 감사드린다.

참 고 문 헌

- (1) Pettigrew, M.J., Goyder, H.G.D., Qiao, Z.L. and Axisa, F., 1986, "Damping of Multispan heat Exchanger Tubes, Part 1: In Gases", Symposium on Special Topics of Structural Vibration, ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Chicago.
- (2) Pettigrew, J.J., Rogers, R.J. and Axisa, F., 1986, "Damping of Multispan Heat Exchanger Tubes, Part2: In Liquids", Symposium on Special Topics of Structural Vibration, ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Chicago.
- (3) Rogers, R.G., Taylor, C., Pettigrew, M.M., 1984, "Fluid Effects on Multispan heat Exchanger Tube Vibration", Topics in Fluid Structure Interaction, ASME PVP Conference, San Antonio, Texas.
- (4) Rogers, R.J. and Ahn, K.J., 1986, "Fluid Damping and Hydrodynamic Mass in Finite Length Cylindrical Squeeze Film with Rectilinear Motion", Symposium on Special Topics of Stuctural Vibration, ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Chicago.
- (5) Mulcahy, T.M., 1980, "Fluid Forces on Rods Vibrating in Finite Length Annular Regions", ASME Journal of Applied Mechanics 47, pp. 234~240.
- (6) Chen, S.S., 1983, "Design Guide for Calculating Fluid Damping Circular Cylindrical Structures", Argonne National Lab. Report ANL-83 54.
- (7) Jendrzejczyk, J.A., 1986, "Dynamic Characteristics of Heat Exchanger Tubes Vibrating in a Tube-Support Plate Inactive Mode", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 108, pp. 256~266.
- (8) Chen, S.S., Jendrzejczyk, J.A. and Wambsganss, M. W., 1985, "Dynamics of Tubes in Fluid with Tube-Baffle Interaction", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 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", Technical Memorandum ANL-CT-78 -2.
- (10) Goyder, H.G.D., 1982, "Measurement of the Natural Frequencies and Damping of Loosely Supported Tubes in Heat Exchangers", Third International Conference on Vibration in Nuclear Plant, Keswick, UK.
- (11) Chen, S.S., Wamsganss, M.W. and Jendrzejczyk, J. A., 1976, "Added Mass and Damping of Vibrating Rod in Confined Viscous Fluids", Journal of Applied Mechanics, Vol. 98(2), pp. 325~329.