

수위변화에 따른 파이프 시스템의 진동 특성 변화에 대한 연구

A research on Dynamic characteristic of Submerged pipe ; Support, Flange, Upper pump

정 휘권†·김 종윤*·박 규해**

Hwee Kwon Jung, Jong yoon Kim and Gyuhae Park

Key Words : Sea level(해수 수위), Submerged(물에 잠긴), Bending mode (벤딩 모드), Resonance (공진)

ABSTRACT

This paper presents vibration testing, control, and finite element analysis of a piping system, which is subjected to the changes in fluid levels. Nuclear power plants typically employ a cooling system that uses sea water. These systems are subjected to dynamic characteristic changes caused by sea-level variations, which introduces failures of cooling system components. Therefore in this study, analytical and experimental studies were performed to understand the effect of sea-level changes on the dynamic characteristics of piping systems. It was shown that, as the sea-level increases, pipe's natural frequencies decreases in relation to its mode shape. A 1/14 scale model was also built to compare the results obtained by the analytical study. A good agreement between experiment and analytical studies were observed. Finally, an on-line resonant frequency identification system was proposed and developed, which utilizes piezoelectric transducers as sensors and actuators, in order to avoid catastrophic failure of piping systems.

1. 서 론

원자력 발전소의 냉각시스템은 상부 펌프, 파이프 그리고 파이프의 강성을 위해 측면 Support가 부착되어 있다. 파이프는 4개의 부분품들이 Flange 결합으로 이루어졌으며 이러한 냉각 시스템은 바닷물을 냉각수로 사용하기 때문에 해안가에 설치 된다. 이와 같은 이유로 냉각시스템은 조수간만의 차에 의한 수위 변화에 노출 되며 이로 인해 진동 특성이 달라져 정비에 큰 어려움을 주고 있다. 따라서 냉각시스템에서 주 몸체 부분을 담당하는 파이프의 진동 특

성에 대해서 수위변화와 파이프에 부착되는 측면 Support와 Flange 결합 등이 어떠한 영향을 끼치는 지에 대한 연구가 필요하다.

물에 완전히 잠긴 또는 부분적으로 잠긴 파이프의 동특성 변화에 대한 이론적 연구는 지난 20년간 활발히 진행 되었다. Kwak and Koo.⁽¹⁾ 는 물에 잠긴 깊이와 바닥면과의 간극, 내부와 외부 셸에 따른 파이프의 진동특성 변화에 대해 Rayleigh Ritz방법과 부가 질량 행렬법을 이용하여 이론적 연구를 수행하였으며 이를 실험적 모델과 비교하였다. 비교 결과 Shell mode는 이론의 결과가 실험으로 검증이 되었으나 Bending mode는 실험 셋팅의 문제로 인해 검증되지 못하고 두 결과간 차이를 보여 주었다. Ehsan Askari and Jeong⁽²⁾은 물에 잠긴 깊이가 Fixed free pipe에 끼치는 영향에 대해 이론식을 세워 연구 하였으며 파이프와 바닥면의 간격, 파이프와 내부 축간의 간격이 매우 작지 않으면 진동 특성

† 교신저자; 정 휘권, 전남대학교
E-mail : zerguring@hanmail.net
Tel : 010-2610-2607

* 김 종윤, 전남대학교
** 박 규해, 전남대학교

에 크게 영향을 미치지 않는 것을 밝혔다. 이외에도 파이프가 물에 잠긴 경우에 대한 이론적 연구는 Kwak et al.⁽³⁾, Branco et al.⁽⁴⁾, Saijyou⁽⁵⁾, Qian et al.⁽⁶⁾가 있다.

본 연구에서는 원자력 발전소에 쓰이는 냉각 시스템인 파이프와 측면 Support 그리고 Flange를 FEM method를 사용하여 modeling 하였으며 수위 변화에 따른 Bending mode의 변화를 분석하였다. 이를 차원해석을 통해 1/14 Scale의 파이프 시스템의 축소 모델을 제작하여 실험적 결과와 비교도 수행하였다. 또한 상부 Pump의 가진이 주어진 상태에서 수위 변화에 따라 공진현상을 겪을 때와 그렇지 않은 경우의 진폭 변화를 실험적, 전산해석적으로 분석 하였다.

2. 본 론

2.1 파이프 시스템 및 유체의 FEM 모델링

(1) 파이프 시스템 형상

본 연구 대상인 파이프 시스템에서 주 몸체를 담당하는 파이프는 Fig. 1에서와 같은 Geomtry를 가진다. 여기서 t는 두께, L은 파이프 길이, R은 파이프의 안지름을 뜻한다. 또한 측면에 붙은 서포트의 경우 Ds는 서포트의 지름, Ls는 서포트의 길이를 뜻하며 플랜지의 경우 Rf는 플랜지의 바깥 지름을 Tf는 플랜지의 두께를 뜻한다. 연구하려는 상황에서 보면 파이프는 상부가 clamped 되어 있으며 하부이 경우 물에 잠긴 수위가 변하는 상황이다.

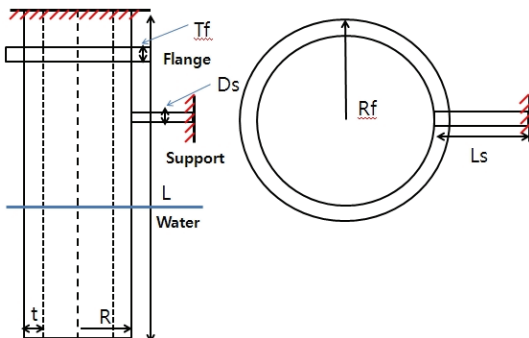


Fig. 1 pipe systme's geometry

(2) 파이프 시스템의 유한 요소 모델링

파이프 시스템에 대한 전산해석을 수행하기 위해

유한 요소법을 사용하였다. 파이프는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 유한개의 절점(Element)으로 이루어져 있으며 진동 해석을 위해 질량 행렬과 강성 행렬로 나뉜다. 각 절점은 보의 Bending motion을 모사하기 위해 y방향의 병진운동과 z방향의 회전운동 성분을 가진다.

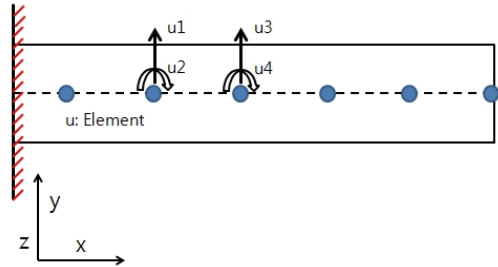


Fig. 2 Beam element modeling

위와 같은 유한 요소 모델의 변위들에 대한 정적 지배 방정식은 다음과 같으며

$$\rho A u_{tt}(x,t) + E I u_{xxxx}(x,t) = 0$$

여기서 EI값이 일정하다고 가정하고 적분하면 아래와 같은 3차 방정식을 얻을 수 있다.

$$u(x,t) = c_1(t)x^3 + c_2(t)x^2 + c_3(t)x + c_4(t)$$

파이프의 경계조건으로 볼 때 절점 변위를 뜻하는 u(x)는 다음을 만족해야 한다.

$$u(0,t) = u_1(t), u_x(0,t) = u_2(t)$$

$$u(l,t) = u_3(t), u_x(l,t) = u_4(t)$$

절점 변위 u에 대한 식을 앞서 언급된 경계조건을 대입하여 계수들을 풀어주면 최종적으로 아래의 식을 얻을 수 있다.

한편 질량 행렬과 강성 행렬을 구하기 위해 운동 에너지식과 위치 에너지식이 사용되는데 운동 에너지 T를 파이프의 단면적과 밀도 그리고 절점 변위를 통해 표현하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있고

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \rho A [u_t(x,t)]^2 dx$$

$$\begin{aligned} u(x,t) &= [1 - 3\frac{x^2}{l^2} + 2\frac{x^3}{l^3}]u_1(t) + l[\frac{x}{l} - 2\frac{x^2}{l^2} + \frac{x^3}{l^3}]u_2(t) \\ &+ [3\frac{x^2}{l^2} - 2\frac{x^3}{l^3}]u_3(t) + l[-\frac{x^2}{l^2} + \frac{x^3}{l^3}]u_4(t) \end{aligned}$$

이를 행렬 형태로 표현하면

$$T(t) = \frac{1}{2} u^t M u$$

최종적으로 행렬 형태의 식을 만족하는 M, 즉 질량 행렬을 구하면 아래와 같은 행렬을 구할 수 있다.

$$M = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

강성행렬을 구하는 방법도 앞서 언급한 질량행렬을 구하는 방법과 크게 다르지 않다. 우선 위치에너지 식은 다음과 같으며

$$V(t) = \frac{1}{2} u^t K u$$

이를 같은 방식으로 아래와 같은 행렬식을 만족하는 K인 강성행렬을 구하며 아래와 같은 행렬을 구할 수 있다.

$$K = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

냉각 시스템은 파이프 외에 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 측면 서포트와 플랜지가 장착되어 있다. 플랜지의 경우 파이프에 비해 바깥지름이 크며 두께는 파이프의 길이에 비해 매우 작아 파이프가 Bending mode를 겪을 때 변형에 크게 기여하지 않을 것으로 보이기 때문에 추가 질량체로만 작용하게 된다. 따라서 플랜지를 표현하는 행렬은 질량 행렬뿐이며 다음과 같이 파이프의 행렬에 더해지게 된다.

반면 측면 서포트의 경우 추가 질량과 강성체로 둘 다 작용하기 때문에 이를 나타내는 질량 행렬과 강성 행렬이 필요하다. 파이프가 Bending mode를 겪을 때에 측면 서포트 또한 Bending mode를 겪게 되며 이때 파이프와 서포트에 부착된 Element는 서로 y방향의 병진운동을 공유하게 되므로 아래와 같이 파이프의 행렬 식에 더해지게 된다.

이와 같이 구해진 질량 행렬과 강성행렬의 고유치 문제를 풀어줌으로써 파이프 시스템에 대한 고유진동수와 해당 고유진동수에 따른 모드 형상을 도출하였으며 State-space-model을 사용하여 가진이나 충격에 대한 시간응답을 구하였다.

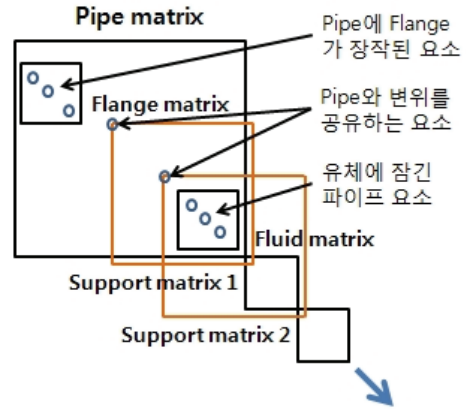


Fig. 3 Mass matrix components

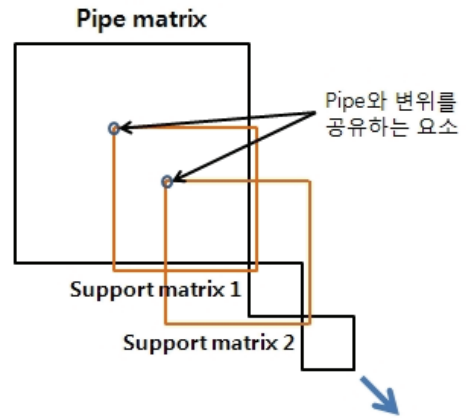
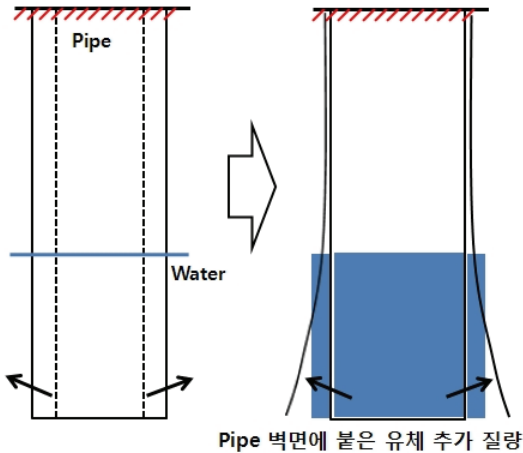


Fig. 4 Stiffness matrix components

(4) 유체에 의한 영향 모델링

파이프가 유체에 잠겼을 때 유체가 끼치는 영향을 모사하기 위해서 추가 질량법이 적지 않게 적용됨을 알 수 있었다. 본 연구에서도 유체는 추가 질량체로 간주되었다. Fig. 5에서와 같이 파이프의 Bending motion중에 파이프 내부의 유체는 파이프와 함께 거동하며 외부 유체는 파이프 벽면에 non-slip조건 때문에 일정 두께만큼 역시 파이프와 같이 거동하게 된다. 이때 유체는 고체와 같은 강성을 가지지 않기 때문에 모델링 시 질량 행렬만 생성되었으며 Fig. 3에서와 같이 파이프 시스템 행렬에 더해진다.



Pipe 벽면에 붙은 유체 추가 질량

Fig. 5 Fluid modeling as added mass

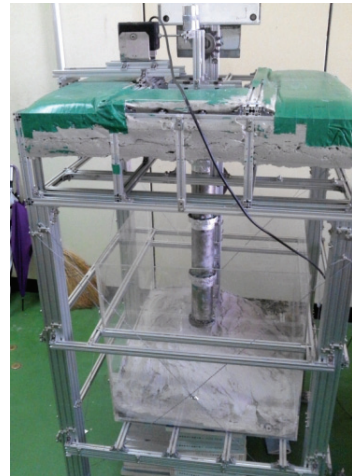


Fig. 6 Experiment setting

2.2 전산 해석 및 실험

(1) 실험 장비 및 개요

실험을 수행하기 위해 먼저 차원해석을 통해 1/4로 축소된 파이프 모델과 플랜지 그리고 측면 서포트를 아래 Fig. 6에서와 같이 제작 하였다. 실험에 쓰일 파이프 모델은 $L=800\text{mm}$, $R=77\text{mm}$, $t=1.1\text{mm}$, $R_f=90\text{mm}$, $T_f=11\text{mm}$, $D_s=25\text{mm}$, $L_s=80\text{mm}$, $\rho=7880\text{kg}/\text{m}^3$, $E=190\text{Gpa}$,의 정보를 가지며 이때 물의 질량은 $1000\text{kg}/\text{m}^3$ 이다. 실험 지지대는 파이프의 Bending motion에 영향을 받지 않도록 파이프의 Clamped 된 부분에 약 100kg의 콘크리트를 타설하였고 상부 펌프의 가진을 모사하기 위해 Shaker를 설치하였다. 또한 파이프 모델을 물에 잠기게 하고 수위를 조절하기 위해 실험 구조물 하부에 아크릴 수조를 설치하였다. 실험은 Impact hammer로 가진하는 실험과 Shaker로 가진하는 두 가지 실험을 수행하였다.

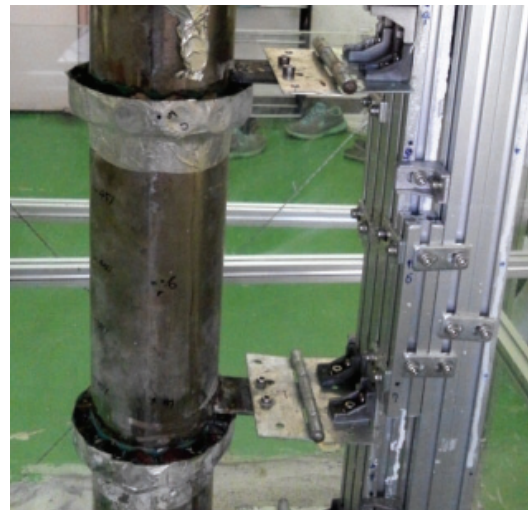


Fig. 7 Side support and Flange

(2) 측면 서포트의 개수에 따른 진동수 변화

파이프 모델이 물에 잠긴 실험을 하기에 앞서 공기 중에서 플랜지가 모사된 파이프 모델이 측면 서포트의 개수에 따라 어떻게 진동수가 바뀌는지 전산 해석 코드를 통해 알아보고 그 결과를 실험의 결과와 비교 해 보았다. 아래 Table 1과 2는 파이프 모델이 Bending mode를 겪을때 1차와 2차 고유진동수가 측면 서포트 개수에 따라 어떻게 바뀌는지를 보여준다.

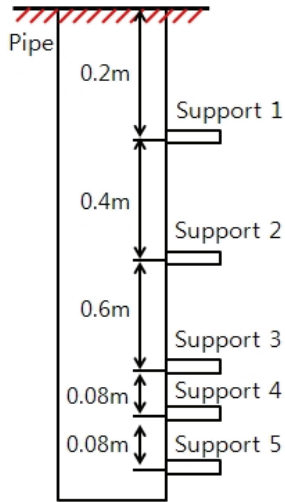


Fig. 8 Position of Side supports

Table 1 Natural frequency of 1st bending mode

Number of supports	Experiment	FEM model code
1	45 Hz	44.6 Hz
2	54.2 Hz	53.9 Hz
3	78.7 Hz	75 Hz
4	100 Hz	100 Hz
5	142.2 Hz	136.2 Hz

Table 2 Natural frequency of 2nd bending mode

Number of supports	Experiment	FEM model code
1	364.3 Hz	382.4 Hz
2	364.4 Hz	387.3 Hz
3	380 Hz	387.8 Hz
4	383 Hz	389 Hz
5	402.3 Hz	396.8 Hz

측면 서포트의 개수가 증가 할수록 부착 되는 위치가 파이프 모델의 Clamped 된 위치로부터 멀어지게 되는데 부착 개수가 증가할수록 고유진동수의 증가폭도 커지지만 1차 모드에 비해 2차 모드는 서포트의 부착에 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

(3) 수위 변화에 따른 고유 진동수 변화

다음은 설치된 아크릴 수조에 물을 채우고 수위 변화에 따른 파이프 모델의 고유 진동수 변화를 분석하고 이를 실험 결과와 비교하였다. Fig. 9와 10

에서 볼 수 있듯이 수위가 증가함에 따라 물에 의한 추가질량의 영향으로 고유 진동수가 감소함을 알 수 있다. 하지만 1차 Bending mode와 달리 2차 Bending mode이 경우 중간에 고유 진동수가 감소하지 않고 정체되는 부분이 있는데 이는 수위가 파이프의 노드(Node)점에 있을 때 추가 질량에 따른 진동수 감소의 영향이 없기 때문이다.

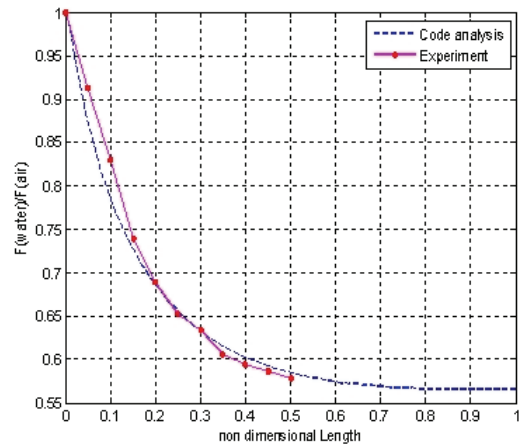


Fig. 9 Natural frequency Vs Water level (1st mode)

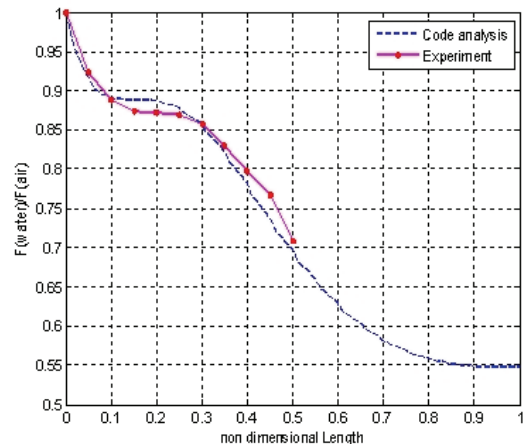


Fig. 10 Natural frequency Vs Water level (2nd mode)

(4) 펌프 가진 시 수위 변화에 따른 진폭 변화
 펌프 가진 실험은 파이프 모델의 잠긴 수위를 점진적으로 증가시키면서 모델이 상부 가진에 의해 공진을 일으키도록 수행 하였다. 가진은 Fig. 6에서와

같이 Shaker로 구현하였으며 130Hz의 sine wave를 주었다. 이에 따른 시간 응답을 얻기 위해 파이프의 1/4지점과 1/2지점에 Accelerometer를 부착 하였다.

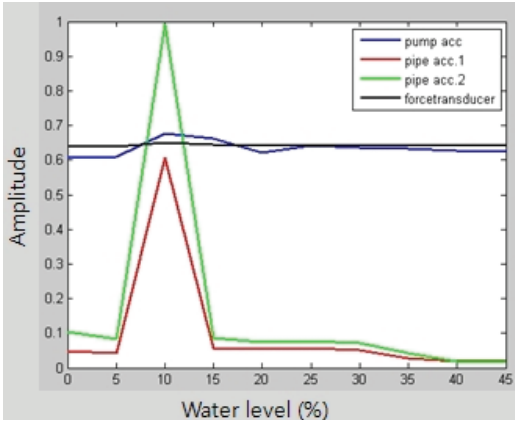


Fig. 11 Amplitude Vs Water level (Experiment)

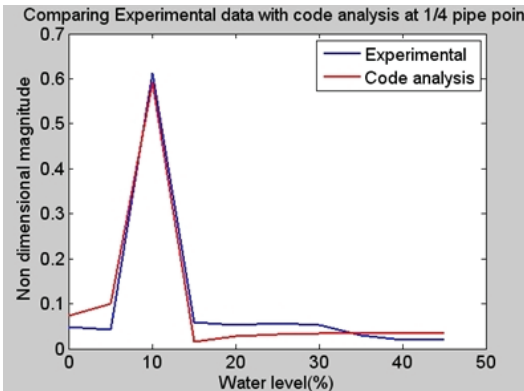


Fig. 12 Amplitude change of 1/4 point (Experiment Vs FEM model code)

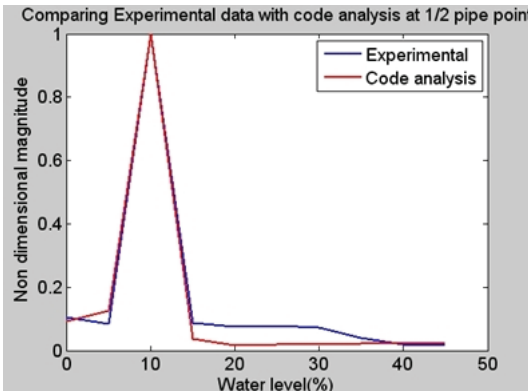


Fig. 13 Amplitude change of 1/2 point (Experiment Vs FEM model code)

Fig. 11에서와 같이 실험과 전산해석에서 각 수위 별로 가진 상황에 대한 시간 응답을 얻었고 이에 대한 RMS (Root Mean Square)값을 비교 하였다. 수위 증가에 따라 파이프의 고유진동수가 감소하여 약 10% 수위에서 진폭이 약 6배정도 증폭 됨을 알 수 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 파이프가 물에 부분적으로 잠겼을 때의 고유진동수의 변화와 상부 가진 조건 시 공진을 지나는 지점과 그렇지 않은 지점에서 진폭의 변화를 분석해 보았으며 그 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 측면 서포트는 파이프 모델에서 추가 강성체로 작용하며 설치되는 개수가 증가할수록 고유진동수의 증가폭도 증가한다. 하지만 고차 모드의 고유진동수에 비해 저차 모드의 고유진동수가 영향을 더 많이 받게 된다.

(2) 파이프의 Bending mode의 경우 수위가 증가함에 따라 물이 추가 질량체의 역할을 하기 때문에 고유진동수가 점차 감소하지만 감소되는 경향은 모드 형상과 밀접한 관련이 있다.

(3) 수위가 증가하는 중에 파이프 모델이 공진현상을 겪을 때 진폭은 그렇지 않을 때보다 약 6배 증가하게 된다.

(4) 실험을 수행하면서 위와 같이 파이프의 공기 중에서 고유진동수 변화와 수위에 따른 고유진동수 변화 그리고 공진과 그렇지 않을 경우의 진폭 변화에 대한 실험 결과를 전산해석의 결과와 비교한 결과 좋은 일치를 보였다. 이를 통해 FEM model과 전산해석 코드의 타당성이 입증 되었다고 볼 수 있다.

후 기

이 연구는 (주) 무진기연에서 진행하는 프로젝트로 수행 되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Jae R Koo, Moon K Kwak, Oh S Song and Chun H Bae, 2011, Vibration Analysis of Partially Immersed Shell Structure in Water with Gap from Bottom, Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. 905~915.
- (2) Ehsan Askari, Kyeong-Hoon Jeong, 2010, Hydroelastic vibration of a cantilever cylindrical shell partially submerged in a liquid, Ocean Engineering. Vol 37, pp. 1027~1035.
- (3) Chun-Hee Bae, Moon K Kwak, Jae-Ryang Koo, 2012, Free vibration analysis of a hanged clamped-free cylindrical shell partially submerged in fluid: The effect of external wall, internal shaft, and flat bottom, Journal of Sound and Vibration Vol. 331, pp. 4072~4092.
- (4) L. Godinho, A. Tadeu, F.J.G. Branco, 2004, Dynamic analysis of submerged fluid-filled pipelines subjected to a point pressure load, Journal of Sound and Vibration Vol 271, pp. 257~277
- (5) Kenji Saijyou, 2006, Dominant modes of submerged thin cylindrical shells, Applied Acoustics Vol. 67, pp. 1031~1043
- (6) L. Wang, H.L. Dai, Q. Qian, 2012, Dynamics of simply supported fluid-conveying pipes with geometric imperfections, Journal of Fluids and Structures. Vol. 29, pp. 97~106