

유체가 흐르는 튜브 라인의 기하학적 형상에 따른 진동해석

유계형[†] · 김영권 · 신귀수* · 박태원**

전북대학교 기계공학과 · *벽성대학 자동차서비스과 · **전주공업대학 정밀기계과
(2000. 10. 6. 접수 / 2001. 3. 20. 채택)

Vibration Analysis on the Variable Configurations of Tube Conveying Fluid

Gye-Hyoung Yoo[†] · Young-Kweon Kim · Gwi-Su Shin* · Tae-Won Park**

Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University

[†]Department of Car Service Design, Byucksung College · **Department of Precision Mechanics, Jeonju Technical College

(Received October 6, 2000 / Accepted March 20, 2001)

Abstract : This paper studies the effect of vibration characteristics of tube line conveying fluid with the power steering system of bus. We modelled fluid-filled tube line using I-DEAS software to investigate vibration characteristics of the power steering tube line. And we obtained the natural frequency of tube line through finite element analysis. Analytic solutions were compared with experimental solutions to verify finite element model. We tested the tube line to examine an effect of pressure pulse by vane pump and variation of geometry of tube. From both the experimental results and the modeling results for vibration characteristics of the tube line conveying fluid, we confirmed that vibration characteristics induced by pulse propagated along the power steering tube line and resonance occurred around the natural frequency with pulse excitation.

Key Words : vibration characteristics, power steering tube line, finite element analysis

1. 서 론

유체를 수송하기 위해 사용되는 파이프나 튜브는 산업현장이나 산업기계 등에 광범위하게 사용되고 있다. 이러한 배관 계에 발생하는 진동은 펌프 등에서 발생하는 기계적인 힘이나 배관의 형상변화 또는 압력변화에 의해 발생되고 시스템을 통해 비교적 쉽게 전달된다. 이로 인해 소음이 발생되기도 하고 심한 경우에는 연결부나 지지부에서 피로파괴가 일어나기도 한다. 특히 유체가 관로를 따라 흐를 때 나타나는 진동수와 시스템의 고유진동수가 일치하면 상당히 큰 진동과 소음이 발생하게 되는데, 이의 저감을 위해서는 관과 유체의 연성을 고려한 배관계의 동특성에 대한 연구가 이루어져야 한다¹⁾.

배관 계에서 유체 유동에 의한 구조물의 진동을

정확하게 해석하기 위해서는 유체-파이프간의 상호작용에 대한 연계 메커니즘이 엄밀하게 모델링되어야 하는데, Lee 등²⁾은 파이프를 빔으로 모델링하여 유체-파이프간의 상호작용을 포함한 완전히 연계된 운동방정식을 유도하였다. 浦田高彦와 佐野敏成³⁾은 유체를 포함한 파이프 계를 유한요소법을 이용하여 해석한 고유진동수와 실험을 통해 얻은 고유진동수가 근사함을 보였고, Everstine^{4,5)}은 유한요소법을 이용하여 유체가 채워진 파이프를 모델링할 때 유연성 계수를 사용함으로써 빔 요소를 이용한 모델링의 정확성을 높일 수 있음을 보였다. Olson과 Jamison⁶⁾은 범용 유한요소 프로그램을 이용하여 구한 결과와 비선형 유한요소식을 이용하여 구한 값을 비교하여 잘 일치함을 보였다.

일반적으로 배관 계는 강관을 이용하고 있는데 여러 구조상 많은 곡률부를 갖는다. 가늘고 긴 튜브의 경우 튜브에서 발생하는 진동은 관 내부를 흐르는 유체의 압력 맥동이나 튜브의 기하학적 형상변

[†]To whom correspondence should be addressed.
ghyoung@hanmir.com

화에 의한 운동량 변화에 기인하는데⁷⁾, 튜브 내부를 흐르는 유체는 펌프나 밸브 등에 의해 유속과 유압이 변하는 비정상 유동을 하므로, 이를 고려하여 진동을 해석하여야 한다. 또한, 펌프에서 발생하는 맥동에 의한 압력 맥동의 전파에 따른 튜브의 진동 특성에 대해서도 고려하여야 한다.

본 논문에서는 이를 검토하기 위해 SDRC(Structural Dynamics Research Corporation)社의 범용 유한요소 프로그램인 I-DEAS(Integrated Design Engineering Analysis Software)⁸⁾를 이용하여 튜브 라인의 기하학적 형상에 따른 진동 특성을 나타내기 위한 모델링을 하고 I-DEAS의 Simulation Module에 있는 Internal Solver를 이용하여 시뮬레이션 해석을 수행하였다.

또한 곡관의 곡률을 변경시켰을 때 유체가 유동함에 따라 발생하는 진동 특성을 검토하기 위해 직관과 90°로 2개의 격입부를 갖는 곡관을 이용한 실험을 통해 유한요소 모델의 타당성을 검토하였다.

2. 유한 요소 모델링

일반적으로 유체가 흐르는 배관 계의 동적 거동은 수격 현상에 의한 과도적인 경우와 펌프와 같은 회전기계의 불균형에 의해 발생하는 정상상태 진동의 두 가지 경우를 포함한다.

낮은 주파수대의 동적 거동은 빔 모드로 응답하는 튜브와 튜브 직경에 비해 큰 유체의 파장을 사용하여 모델링할 수 있는데 유체가 채워진 탄성 튜브의 저주파 응답은 빔 요소(*beam element*)를 사용하여 다음과 같이 모델링할 수 있다.⁴⁾

구조물의 음향 응답은 평균 유속에 음속에 비해 상대적으로 작아서 무시할 수 있고, 관성의 영향이 제외되면 유체와 튜브의 상호작용은 튜브의 굽힘부와 연결부에서만 발생한다고 가정할 수 있다. 또한 유체를 비점성으로 가정하면 튜브의 직선부에서는 마찰이 없이 흐른다고 볼 수 있다. 따라서 유체의 압력과 유체의 축방향 거동은 파동 방정식을 만족시키고, 튜브 내부를 흐르는 유체는 로드 요소(*rod element*)와 같은 축방향 구조를 이용하여 모델링할 수 있다.

튜브의 직선부와 굽힘부는 빔 요소를 이용하여 모델링하는데, 튜브의 굽힘부는 같은 길이의 직선부에 비해 유연성이 크므로 굽힘부에서 사용되는 빔 요소의 관성모멘트는 적절한 유연성 인자(*flexibility factor*)를 사용하여 보정하여야 한다.

튜브내의 유체는 튜브의 노드(*grid point*)와 일치하도록 중복 노드를 정의하여 모델링되는데, 유체는 다음의 탄성계수를 갖는 탄성 로드(*elastic rod*)를 이용하여 모델링된다. 로드 요소는 굽힘 강성과 비틀림 강성이 존재하지 않는 요소로, 요소의 물성치는 다음 식 (1)에 의해 결정되는 Young계수 E 와 유체의 밀도 ρ 에 의해 정해진다.

$$E = \frac{x}{\left[1 + \frac{xD}{E_t t}\right]} \quad (1)$$

여기서, x 는 유체의 체적 탄성계수, D 는 튜브의 평균 직경, E_t 는 튜브 재료에 대한 Young계수, t 는 튜브 벽의 두께이다.

이 식의 분모는 튜브의 탄성을 고려하기 위한 수정계수로 이 값을 사용함으로써 튜브 벽의 탄성에 의해 발생하는 유체의 종방향 파동 속도를 줄여주는 효과를 얻을 수 있다.

3. 유한 요소 해석

유체를 포함한 튜브의 유한 요소 해석을 수행하기 위해 범용 유한 요소 프로그램인 I-DEAS의 Simulation Module을 이용하였다. 저주파 영역에서 해석할 경우 해석 시간과 모델링에 드는 노력을 줄이기 위해 빔 요소를 이용하여 간단히 모델링할 수 있으므로, 튜브는 빔 요소의 일종인 파이프 요소를 이용하여 모델링하였고, 튜브 내의 유체는 비구조 질량(*nonstructural mass*)을 이용하여 모델링하였다. 특히 굽은 관의 곡률부는 유연성 인자를 고려하였고, 곡률에 따라 요소의 수를 크게 하여 해석 오차를 줄였다.

본 해석에 사용된 모델은 버스나 일반 상용차의 파워스티어링 튜브에 사용되는 것으로 튜브와 유압유의 물성치는 각각 Table 1, Table 2와 같고, 모델링된 각각의 형상에 대한 노드와 요소의 수는 Table 3과 같고, 유한요소 모델은 Fig. 1과 같다.

경계조건은 변위와 회전을 모두 구속하는 클램프 조건을 이용하여 양단고정 조건을 부여하였다.

Table 1. Mechanical properties of the tube material

Material	Young's modulus	Poisson's ratio	Density	Shear modulus
Steel	2.068×10^{11} (N/m ²)	0.29	7.82×10^3 (kg/m ³)	8.016×10^{10} (N/m ²)

Table 2. Material properties of fluid

Material	Density (15°C)	Nonstructural mass	Bulk modulus
Transmission oil (Dexron III)	8.7×10^2 (kg/m ³)	6.833×10^2 (kg/m)	1.67×10^{10} (kg/m ²)

Table 3. Numbers of elements and nodes

Geometry	Node	Element
Straight tube	37	36
Curved tube 36R	52	51
Curved tube 72R	53	52
Curved tube 144R	56	55

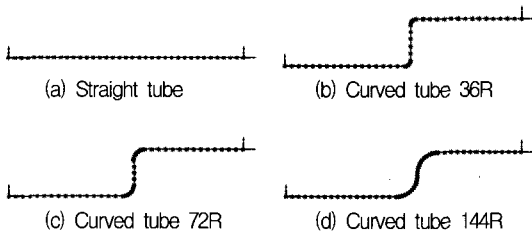


Fig. 1. Nodes and elements of Finite element models

4. 실험 장치 및 방법

본 논문에서는 배관 계의 진동 특성을 검토하고 유한요소 모델을 검증하기 위해 자동차용 파워스티어링 계에서 사용되는 튜브 라인을 실험실에 설치하였고, 튜브 관로의 기하학적 형상을 고려하여 시험 튜브를 제작하였다. 본 실험에서 튜브는 실제 차량의 파워스티어링 시스템에 사용되고 있는 $\phi 12$ 관을 사용하였다.

Fig. 2는 실험장치의 개략도로, 실험장치는 파워스티어링 시스템의 유압 배인 펌프를 고정하기 위한 정반, 펌프를 구동시키기 위한 펌프, 튜브 라인을 고정시키기 위한 정반, 진동 측정을 위한 FFT Analyzer로 구성된다.

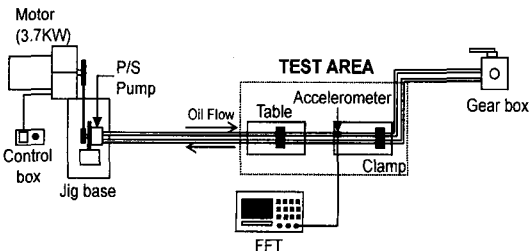


Fig. 2. Apparatus of measuring system

파워스티어링 계의 배인 펌프는 펌프의 회전속도를 조절할 수 있는 VS 3.7KW DC Motor를 정반에 고정시키고 A형 V벨트를 이용하여 구동시켰다. 배인 펌프를 지그정반에 설치하고 바닥에 두께 12mm의 고무를 삽입하여 바닥으로부터 전달될 수 있는 진동을 차단하였다. 무거운 정반 위에 클램프를 이용하여 튜브를 고정하고, 튜브에 가속도계를 부착하여 이 신호를 FFT Analyzer로 측정하여 튜브 라인의 진동을 조사하였다.

배관계의 기하학적인 형상변화가 심한 부분의 특성을 파악하기 위해 전체 튜브 라인 중 일부분을 직관과 90°로 구부러진 곡관으로 교체하여 진동 실험을 실시하였다. 곡관에서는 구부러진 부분의 곡률에 따른 진동 특성을 비교하기 위하여 36R의 곡률을 기본으로 하여 72R, 144R의 3종류에 대해 실험을 실시하였다. Fig. 3은 실험에 사용된 시험 튜브의 경계조건 및 진동 측정점을 나타내고 있다.

튜브 라인의 공진 주파수를 구하기 위하여 클램프로 체결된 구간에 가속도계를 부착시키고 임팩트 햄머로 일정부분을 5회 가격하여 고유진동수를 구하였다. 주파수 대역은 500Hz로 하였고, 스펙트럼 라인의 수는 1024로 설정하였다.

파워스티어링 계에서 배인 펌프의 압력 맥동으로 인해 발생하는 튜브 라인의 진동 특성을 살펴보기 위해 유량 및 압력 게이지(Hyrotechnik Series 300 Model-RE3-75B)를 튜브 라인 중간에 장착하여 운전 조건이 변할 때 튜브 라인을 흐르는 오일의 압력과 유량의 변동량을 측정하여 이에 따른 실험 조건을 검토하였다. 파워스티어링계에 사용되는 배인펌프는 유량과 압력을 조절하기 위한 밸브를 가지고 있어서 펌프의 회전 속도와 관계없이 일정하게 나타났다.

또한 작동 오일의 온도 증가에 따른 유속의 변화는 초기의 온도 상승 이후에는 일정하게 되므로 실험조건을 동일하게 하여 실험의 신뢰성을 확보하기 위하여 약 20분간의 시운전을 하였다. 실험은 튜브 라인의 일부분에서 실시하였는데, 유체 유동에 의한 튜브 라인의 진동을 측정하기 위해 클램프 사이에 고정된 튜브를 Fig. 3과 같이 100mm간격으로 그리드를 나눈 후 가속도계(WR 726(99.0mV/G))를 이용하여 얻어진 진동 신호를 FFT Analyzer(A&D社의 AD3524)로 측정하였다. 또한 유체의 운동량 변화가 진동에 미치는 영향을 검토하기 위해 튜브의 상부(z축 방향)와 측면부(y축 방향)에서 진동을 측정하였다.

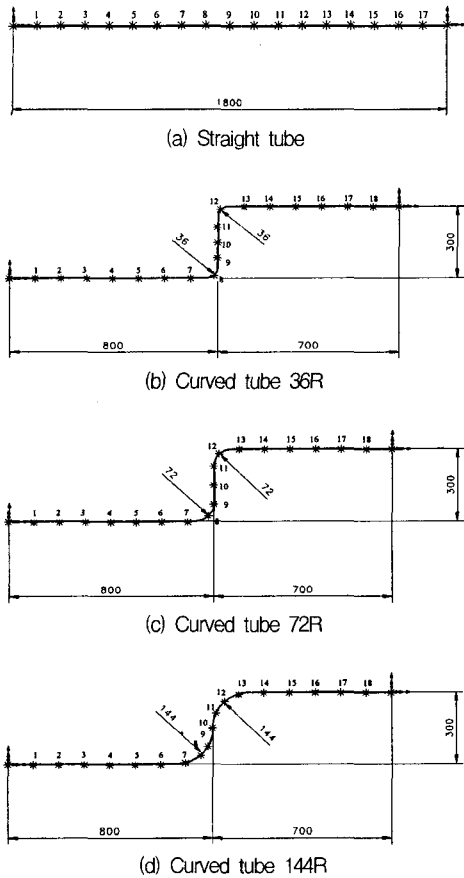


Fig. 3. Experimental measuring points and boundary conditions of the test tubes

5. 결과 및 고찰

파워스티어링 계의 튜브 라인에서 베인 펌프의 압력 맥동에 의한 진동이 측정되었고, 튜브라인의 측정점 마다 진동의 크기 차이가 났다. 또한 튜브의 형상에 따라 유체의 운동량 변화에 의해 진동의 차이가 관측되었다.

유한요소 해석으로 구한 고유진동수를 토대로 유체가 흐르면서 튜브를 가진시켜 발생하는 튜브 라인의 진동을 검토해 보면 정적인 상태에 있는 계의 고유진동수가 가동 상태에 따라 각 형상별로 최대 피크 값들로 나타나고 있었다. 튜브 라인에 유체가 흐름에 따라 발생하는 진동의 스펙트럼으로부터 튜브 라인에 발생하는 진동 성분을 분석해보면 튜브의 형상에 의한 진동과 베인 펌프의 압력 맥동에 의해 발생하는 진동으로 구분할 수 있다. 각각의 형상

에 대해 각각의 앞부분인 6번 위치에서 측정된 진동 스펙트럼을 비교해보면 Fig. 4와 같다.

Fig. 4에서 펌프를 1800rpm으로 구동할 때 나타나는 압력 맥동의 조화 성분을 비교해 보면 곡률에 따라 진동 레벨의 차이가 있음을 알 수 있다. 곡률 반경이 작을수록 압력 맥동에 의한 진동의 영향이 크게 나타났고, 튜브의 직입부 이전에서 진동 레벨이 크게 나타났다.

튜브 형상에 따른 진동값을 비교해 보면 유체가 흐르지 않을 때의 고유진동수는 Table 4와 같지만 유체가 흐를 때 튜브 라인의 진동수는 작게 측정되었다. 또한 측정 위치에 따라 진동수의 차이를 보였는데 클램프에 의해 고정된 부분에 가까울수록 진동수가 크게 나타났고, 중앙으로 갈수록 작게 나타났다.

이는 유체가 흐름에 따라 관마찰 등으로 온도가 상승하여 계의 특성이 바뀌어 진동수가 감소되었고, 유체 유동에 의해 측정점 변화에 따라 진동수가 다르게 측정되는 것으로 생각된다. 또한 곡관의 경우 직입부에서 진동수가 감소되는 경향을 보였는데 이는 직입부의 강성이 직선부에 비해 작게 나타나기 때문으로 사료된다.

따라서 유체가 흐름에 따라 발생하는 진동수 저하를 모델링하기 위해서는 온도 증가에 의한 밀도 감소 등을 고려해서 비구조 질량값을 결정하여야 한다. 이를 고려하여 구한 유한요소 모델의 고유진동수와 유체가 유동함에 따라 발생하는 튜브 라인의 고유진동수를 비교하면 Table 5와 같고, 이는 시스템 정지시에 구한 고유진동수보다 작게 나타남을 알 수 있다.

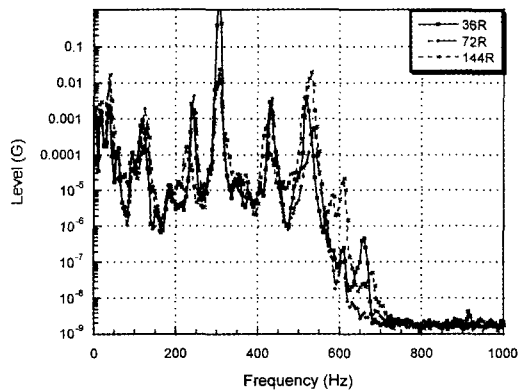


Fig. 4. Comparison of spectra of the curved tubes on measuring point 6

Table 4. Comparison of natural frequencies of the tubes by FEM and experiment

Mode	Straight tube(Hz)		Curved tube(Hz)					
			36R		72R		144R	
	FEM	Exp.	FEM	Exp.	FEM	Exp.	FEM	Exp.
1	19.71	19.5	20.08	18.13	19.25	20.00	20.13	18.75
2			20.92	-	19.80	-	21.67	-
3	54.28	53.13	41.61	39.38	40.71	42.50	44.80	42.50
4			97.02	92.50	99.52	98.75	89.43	92.50

Table 5. Comparison of natural frequencies of the tubes by FEM and experiment in operating condition

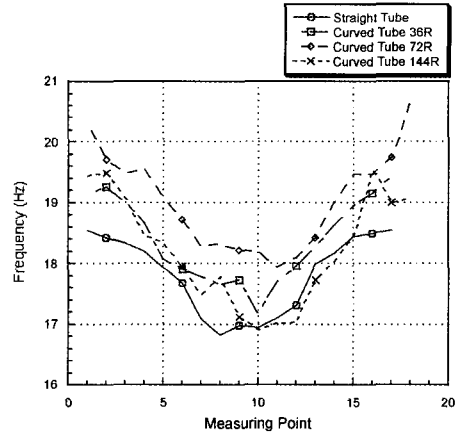
Mode	Straight tube(Hz)		Curved tube(Hz)					
			36R		72R		144R	
	FEM	Exp.	FEM	Exp.	FEM	Exp.	FEM	Exp.
1	17.19	17.82	18.13	18.38	17.70	19.04	18.51	18.39
2			18.89	-	18.21	-	19.93	-
3	49.01	48.99	37.58	36.92	37.30	40.90	41.20	41.34
4			87.63	87.02	90.69	92.69	82.25	94.93

Fig. 5는 튜브의 형상에 따른 튜브 라인의 1차 진동수와 진동 레벨을 비교한 것으로 중앙부에서 진동수가 감소함을 보였고 진동경향이 유사함을 알 수 있다. 또한 곡률이 작을수록 1차 진동의 진동레벨이 크게 나타나고 있었다.

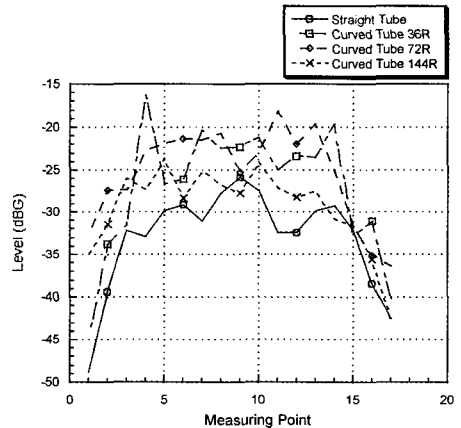
Fig. 6은 72R과 144R의 곡률을 갖는 곡관의 측면 진동과 상하진동을 비교한 것으로 측면진동이 상하진동에 비해 크게 나타나고 있었고, 중앙의 꺾임부에서 진동 레벨이 감소하는 경향을 보였다. 특히 측면진동의 경우 진폭의 변동폭이 크게 나타났는데 이는 유체 유동의 운동량 변화에 기인하는 것으로 사료된다.

펌프의 압력 맥동에 의한 진동을 비교해보면 1800rpm으로 펌프가 회전할 때 펌프의 베인이 10개 이므로 300Hz 대역에서 압력 맥동에 의한 진동 주파수가 확인되었고, 이때의 진동 레벨을 비교하면 Fig. 7과 같은데 곡률에 따른 압력 맥동에 의한 진동 레벨을 비교한 그래프로 곡률이 증가함에 따라 압력 맥동에 의한 진동 레벨이 작게 나타나고 있음을 알 수 있다.

따라서 파워스티어링계의 튜브 라인은 기하학적으로 형상이 변경된 부분에서 유압 맥동의 충동에 의한 가진으로 튜브 라인이 진동하게 되므로 시스템의 설계시 튜브 관로의 형상에 따른 고유진동수 등을 고려하여 클램프의 위치를 선정하거나 이를 고려하여 형상을 변경하여야 한다.



(a) Frequency



(b) Acceleration level

Fig. 5. Comparison of fundamental frequencies on various configuration of the tubes

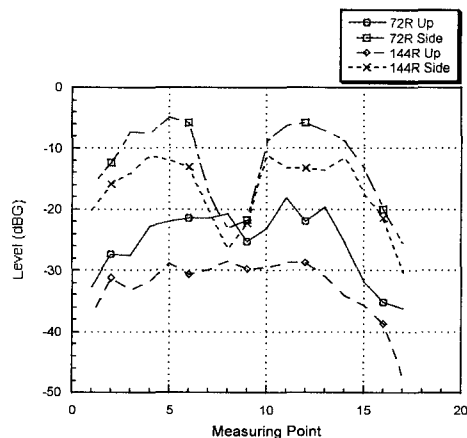


Fig. 6. Comparison of levels of the curved tubes in measuring positions

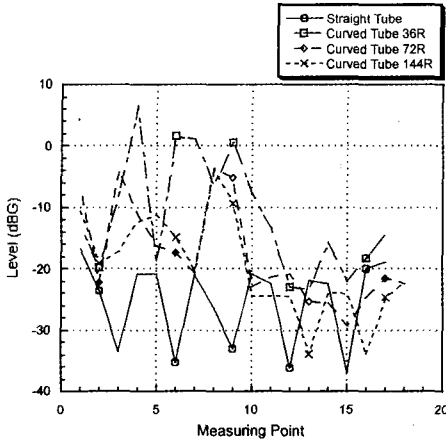


Fig. 7. Comparison of levels of pulse frequencies in various configuration of the tubes

6. 결론

유체가 흐르는 튜브 라인의 진동 특성을 검토하기 위해 범용 유한요소 프로그램인 I-DEAS를 이용하여 유체를 포함한 튜브 라인을 모델링하였고, 이에 대한 시뮬레이션 해석을 수행하여 시스템의 고유진동수를 구하였다.

파워스티어링 계에서 튜브 라인의 기하학적 형상에 의한 영향을 검토하기 위해 직관과 세 가지 곡률의 곡관에 대한 진동을 측정하여 분석하였다. 유체를 포함한 튜브를 빔 요소와 비구조 질량을 이용하여 모델링하였고, 이를 이용하여 구한 고유진동수를 실험 값과 비교해본 결과 잘 일치하였다.

파워스티어링 튜브 라인에 유체가 흐를 경우 시스템의 진동수가 감소하는 경향을 보였다. 따라서 유한요소 모델을 이용하여 파워스티어링 계를 구동

할 때 튜브 라인의 고유진동수를 구하기 위해서는 비구조 질량 값을 변경해야 하고 이를 고려하여 해석한 결과 실험 값과 잘 일치하였다.

참고문헌

- 1) M. W. Lesmez, D. C. Wiggert and F. J. Hatfield, "Modal Analysis of Vibrations in Liquid-Filled Piping Systems", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 112, Sept., pp. 311~318, 1990.
- 2) U. Lee, C. H. Park and S. C. Hong, "The Dynamics of Piping System with Internal Unsteady Flow", Journal of Sound and Vibration, Vol. 180, No. 2, pp. 297~311, 1995.
- 3) 浦田喜彦, 佐野敏成, "流体を含む三次元配管系の振動解析", 日本機械學會論文集(C編), 59卷, 568号, pp. 46~53, 1993.
- 4) G. C. Everstine, "Finite Element Formulation of Structural Acoustics Problems", Computers and Structures, Vol. 65, No. 3, pp. 307~321, 1997.
- 5) G. C. Everstine, "Dynamic Analysis of Fluid-Filled Piping Systems Using Finite Element Techniques", Journal of pressure Vessel Technology, Vol. 108, pp. 57~61, 1986.
- 6) L. G. Olson and D. Jamison, "Application of a General Purpose Finite Element Method to Elastic Pipes Conveying Fluid", Journal of Fluids and Structures, Vol. 11, pp. 207~222, 1997.
- 7) 정인성, 정재연, 김동우, "Bus용 Power Steering계에 있어서 소음 발생 원인 규명 및 특성 해석에 관한 연구", 현대자동차연구보고서, 1998.
- 8) I-DEAS Master Series Manual, Structural Dynamics Research Corporation, 1996.
- 9) M. Petyt, Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge University Press, 1990.