

석유화학 플랜트에서 배관 가진함수의 시뮬레이션에 관한 연구

A Simulation of Forcing Function for the Piping Vibration in Petrochemical Plants

민선규*, 최명진**, 김경훈***

S. K. Min, M. J. Choi, K. H. Kim

Abstract

For the simulation of piping vibrations in petrochemical plants, forcing functions mainly depend upon the equipment working mechanism and vibration resources in the piping systems. In general, harmonic function is used to simulate rotary equipment. Mechanical driving frequencies, wave functions, and response spectrum are used to simulate reciprocating compressors, surge vibration of long transfer piping, and seismic/wind vibration, respectively. In this study, the general suggestions for forcing functions were reviewed and proposed the forcing function to simulate the spray injection system inside the pipe in which two different fluids are distributed uniformly. To confirm the results, the scheme was applied for a real piping system. The vibration mode of the real system was consistent with the 4th mode (26.725 Hz) obtained by simulation using the forcing function presented in this study.

Key Words : Piping vibration (배관진동), Forcing function (가진 함수), Forcing frequency (가진 진동수), Natural frequency (고유 진동수), Harmonic function (조화함수), Wave function (파동함수), Response spectrum (응답 스펙트럼), Injection flow system (분출계), Two phase fluid flow (이상유체유동), Pulsation (맥동), Wavespeed (파동속도), Surge (서어지 현상), Vortex shedding frequency (와동의 진동 주파수)

* 경희대학교 대학원 기계공학과 박사과정

** 경희대학교 기계산업시스템공학부 교수

*** 경희대학교 기계산업시스템공학부 교수

1. 서 론

1.1 연구의 필요성

석유화학 플랜트 설계에서 배관계는 플랜트 공정상 필요로 하는 온도 및 압력조건을 유지하면서 배관내의 작동유체를 운송시킴으로써, 플랜트의 성과물을 생산하는 열관과도 같은 기능을 한다. 이러한 배관계를 설계할 경우 다음과 같은 몇 가지를 설계에 반영하여야 한다. 우선, 안전성을 고려한 설계가 되어야 한다. 주어진 설계조건인 온도와 압력에서 운전될 때, 보장되어야 할 기본 조건이, 통상 플랜트 수명을 20년 기준으로 안전하게 설계되어야 한다. 다음으로, 플랜트 전체적인 비용을 절감할 수 있는 경제성을 고려한 설계가 요구되며, 그밖에 운전 시 작동유지 및 보수를 위한 공간 확보 등이 설계에 반영되어야 한다. ^{1), 2), 3)}

여러 설계 인자들을 반영하여 플랜트 현장에 설치된 배관계에 있어서, 운전 시에 가장 빈번히 발생하는 문제로서 배관 진동 문제가 있다. 배관 진동은 배관을 지지하는 구조물을 과도하게 흔들리게 하며, 배관 자체의 진동으로 인하여 연결된 기기를 불안정하게 만들고, 결국 피로 파괴에 의한 예상치 못한 배관계의 파손으로 말미암아 플랜트 수명을 단축시키는 결과를 초래하게 된다. 이와 같은 배관진동을 설계단계에서 미리 예측하여 배관설계에 반영시키는 데에는 어려움이 있다. 즉, 배관계는 무한개의 고유진동수를 갖는 다자유도 연속계로서 현장에서 발생하는 진동모드와 일치하는 고유진동수를 해석하여 제어하는 일은 배관설계단계에서 쉬운 일이 아니다. 따라서, 배관진동을 야기시키는 가진 함수를 구축하여 실제 진동양상과 일치하는 결과를 도출하는 것은 배관진동해석 및 배관설계 시 중요한 의의가 있다. 즉 정확한 시뮬레이션을 통해 실제 시험에 소요되는 경비와 시간을 절약하고, 배관 가진 함수의 시뮬레이션 모델을 제시함으로써

보다 경제적이고 효율적인 배관시스템 설계기술을 향상시킬 수 있는 효과가 기대된다.

1.2 연구 동향

플랜트 현장에서 발생하는 배관계의 진동은 진동발생인자에 따라서 크게 3 가지로 구분할 수 있다. 먼저, 왕복동 압축기 및 펌프와 같은 회전기기로 구성되는 배관계에서 기기의 작동 특성상 배관진동을 발생시키는 인자를 포함하는 배관계의 진동이 있으며, 배관내부의 유체유동의 영향에 의해서 발생하는 배관진동으로 서어지 발생에 의한 진동, 이상유체 유동(Two phase fluid flow)에 의한 진동, 유체의 균일한 혼합을 위한 분출계(Injection flow)에 의한 진동, 왕복동 압축기에서 발생하는 맥동(Pulsation flow)에 의한 배관진동 등이 있다. 끝으로, 지진이나 바람과 같이 배관계의 외부인자에 의해서 발생하는 배관진동이 있다. ^{4), 5), 6), 7)}

배관계의 서어지 발생에 의한 가진력을 계산하는 프로그램으로는 LIQT, FLOWMASTER와 같은 컴퓨터 소프트웨어가 적용되고 있으며, 왕복동 압축기에서 발생하는 맥동에 의한 배관진동은 PULS 프로그램이 사용되고 있으나, 대부분 노하우로 여겨지는 기술로써 기기 생산업체의 자체 기술로 해석결과판이 전달되는 수준이다. 한편, 이상유체에 의한 배관진동의 연구는 최명진외 3인이 발표한 수소 생산 플랜트에서의 적용 연구가 있다. ⁸⁾

1.3 연구 내용

배관진동을 야기시키는 발생인자에 따라서 가진 함수에 대한 시뮬레이션이 상이하다. 특히, 배관 분출계(Injection flow system) 및 이상유체 유동(Two phase fluid flow) 분야에서의 가진 함수에 대한 연구가 미진한 상태이다. ^{9), 10)} 본 논문에서는 지금까지 연구된 여러 가지의 가진 함수를 분야별로 시뮬레이션된 내용을

정리하였으며, 특히 분출계의 가진 발생기구에 대한 공학적 특성을 고려한 가진 함수를 시뮬레이션하여, 이를 배관 전용해석 프로그램인 CAESAR II 를 사용하여 실제 배관계에 적용하여 시도한 것에 의미가 있다. 끝으로, 본 연구의 가진 함수에 대한 시뮬레이션으로 계산된 배관진동의 결과값과 현장에서 측정된 진동값을 비교, 검토하여 유도된 가진 함수의 시뮬레이션에 대한 타당성 입증을 시도하였다.

2. 가진 함수의 시뮬레이션

2.1 기기 작동에 의한 가진

배관계를 구성하는 기기들 가운데 펌프, 터어빈, 압축기와 같은 회전기기는 작동특성상 진동인자가 내재하고 있으며, 기기의 작동에 의해서 배관계에 전달되는 가진 함수는 다음과 같이 표현된다.

일반 회전기기의 경우, 구동축의 회전운동에 의해서 배관계에 전달되는 가진력의 크기 및 방향의 변화는 일반적으로 아래의 식과 같이 조화함수로 표현된다.¹¹⁾

$$F(t) = A_f + B_f(\omega t + Q)$$

한편, 왕복동 기기에서 내연 엔진기관의 작동에 의한 가진 진동수는 아래의 식으로 표현하며, 통상 배관계의 고유 진동수를 4 번째의 가진 진동수 보다 크게 하여, 공진범위를 벗어나도록 설계기준을 적용한다.¹²⁾

$$f_n > 4 f_f = f_f = 4 \left(\frac{\text{RPM}}{60} \right) (N_c)(F_c) \\ = 0.07(\text{RPM})(N_c)(F_c)$$

2.2 유체유동에 의한 가진

배관 내부를 흐르는 유체유동으로 인한 배관 진동은 유체의 압력변화에 의한 가진력이 배

관계의 곡관 부위에 불균형하게 작용하여 발생하며, 그때의 가진력은 다음과 같다.

왕복동 압축기로 구동되는 유체의 유동은 배관내부에서 맥동현상을 발생시키며, 이때 곡관부에 전달되는 가진력은 아래의 식으로 표현된다.¹¹⁾

$$F(t) = 0.5 (dP) A [\cos \omega t - \cos \omega (t-L/c)]$$

또한, 장거리 이송 유체의 배관계에서 제어 밸브, 펌프, 터어빈과 같은 기기의 갑작스런 개폐와 같은 운전변화로 발생하는 서어지 현상은 배관내부의 압력변화에 의한 가진력을 유발시키며, 이때의 가진력은 다음과 같이 유체의 파동속도와 압력 변화량으로 구해진다.^{13), 14)}

$$F = (dP) A \\ = \rho a (dV) A \\ a = \sqrt{\frac{k/\rho}{1 + \frac{kd}{ET}}}$$

한편, 배관 내의 유체유동이 마찰손실과 같은 압력손실에 의해서, 유체의 임계압력 이하의 조건이 되어 상 변화가 발생하기도 한다. 이때, 발생조건에 따라서 발생하는 이상유체의 종류가 상당히 다양하며, 모든 이상유체의 특성을 하나의 수식으로 표현하는 데에 어려움이 있다. 여러가지 이상유체 중에서 슬러그 유동(Slug flow)이 발생할 시, 압력차에 의한 가진력은 다음 식으로 표현되며, 이 하중은 곡관부에 전달된다.^{12), 15)}

$$F = 2 \rho A V^2 \sin(\theta/2) / g \\ = 1.414 \rho A V^2 / g$$

또한, 두 가지 유체를 균일하게 혼합하기 위해서 배관 내부로 유체를 분사시키는 분출계

의 경우, 두 유체사이의 압력차로 인한 가진력이 발생한다. 이에 대해서는 본 논문의 배관설계 부분에서 자세히 살펴보기로 한다.

2.3 외부인자에 의한 가진

지진, 바람과 같이 배관계의 외부환경에 의해서 발생하는 가진 함수는 정적인 방법과 동적인 방법으로 표현된다. 정적인 방법은 지진의 강도, 바람의 세기와 같은 외부인자에 대한 축적된 자료에서 가장 가혹한 조건을 배관계에 정량적으로 적용하는 방법이며, 동적인 방법은 이들 조건들을 사용하여 응답선도를 작성하여 동적인 해석을 수행하는 방법이다.

동적인 해석방법에는 특정지역의 축적된 지진자료를 이용한 시간이력 해석방법(Time-History Analysis Method)과 배관계를 1 자유도계로 이상화하여 최대가속도 응답선도를 구성하여 적용하는 모드 응답 스펙트럼 해석방법(Modal Response Spectrum Analysis Method)이 있다. 여기서, 각 모드에서의 최대응답은 다음과 같이 표현된다.¹⁶⁾

$$(Y_n)_{\max} = \frac{\Phi_n M D_i S a_n}{W_n^2 M_n}$$

한편, 정적인 해석방법은 다음의 식으로 표현되는 가진력을 배관계에 정량적으로 적용한다.¹⁷⁾

$$V_f = ZIKCSW$$

바람에 의해서 배관계에 발생하는 가진력은 다음의 식으로 표현된다.^{16), 18)}

$$P = 0.004 V^2$$

$$F = P (Cs) D / 12$$

이때, 바람에 의한 와동의 진동 주파수(Vortex shedding frequency (w))는 아래 식으로

구해진다.

$$w = 0.19 (V / D)$$

배관 설계 시, 바람에 의한 진동수(w)와 배관계의 고유 진동수(w_n)와의 비가 아래와 같은 공진범위를 벗어나도록 설계한다.¹²⁾

$$0.5 > w / w_n > 1.3$$

3. 석유화학 플랜트의 배관설계

3.1 배관계의 구성

다음의 <Fig. 1> 배관계의 계통도와 같이 수소화합냉각기(E-763, Node No. 10 - 20)에서 유출된 유체가 수소화합을 위한 고압 증발저장기(D-762, Node No. 190 - 200)로 유입되는 과정에서, <Fig. 3>의 분출계와 같이 수소발생기(R-760)에서 공급되는 수소의 균일한 혼합을 위한 분사노즐이 배관 내부에 설치되어 있다. 이때, 배관계는 <Fig. 2>와 같이 설치되어 있다.

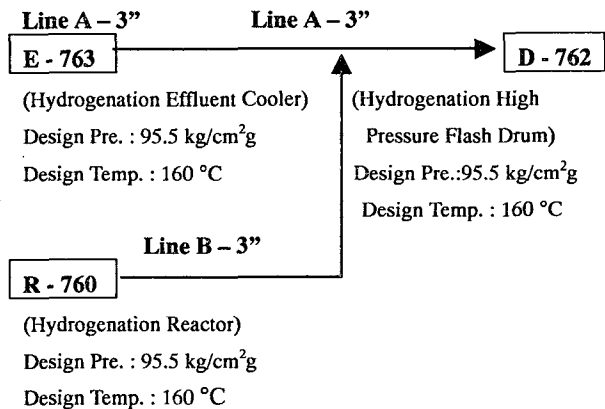


Fig. 1 Block diagram of piping system

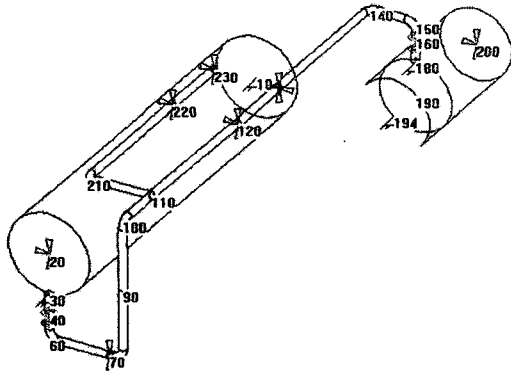


Fig. 2 Configuration of piping system

여기서, 배관계의 운전조건은 다음과 같다.

Line A-3": 운전 온도 41°C, 운전 압력 78 kg/cm²

Line B-3": 운전 온도 82°C, 운전 압력 82 kg/cm²

배관 재질은 모두 ASTM A335 P11 이며, 3" 배관은 외경 88.9 mm, 두께 5.49 mm 이며, 분출계 내부에 설치되는 2" 배관은 외경 60.33 mm, 두께 3.91 mm 이다. 한편, Node No. 70 에는 수직방향의 배관지지, Node No. 120, 130, 220, 230 에는 수직방향과 x 축 방향에 대한 배관지지가 설치되어있다. 여기서 배관지지의 설치와 관련한 정보는 <Appendix>에 소개되어 있다.

3.2 분출계의 가진 함수

배관계의 설치에 대한 <Fig. 2>의 Node No. 110 에 설치되어있는 분출계에 대한 상세 설계는 <Fig. 3>과 같이 구성되어 있으며, 유체를 효과적으로 균일하게 혼합하기 위해서 유체흐름 방향으로 45° 절단하여 설치되어 있다.

여기서, 유체는 Line A 와 Line B 의 운전압력 차이에 의해서 분출되며, z-축으로는 Node No. 140 에 가진력이 작용하며, x-축으로는 Node No. 110 에 가진력이 전달됨을 알 수 있다. 여기에서, 두 축 방향의 가진력을 계산하면, 다음과 같다.

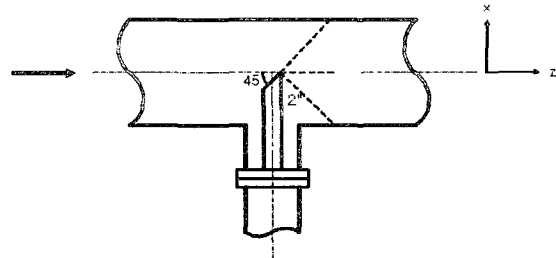


Fig. 3 Detail of spray injection nozzle

$$F_x = (dP) (A_x)$$

$$= 87 \text{ (kgf)}$$

$$F_z = (dP) (A_z)$$

$$= 104 \text{ (kgf)}$$

3.3 시뮬레이션 결과 및 검토

배관 설계도의 각 Node No.에 대해서 IMV사에서 제작된 Portavibro VM-3004 를 사용하여, 현장에서 측정한 진동에 의한 변위는 <Table 1>과 같다. 여기서, 현장측정값과 계산에 의한 수치비교를 용이하도록 <Table 1>에 단위크기로 변환하여 함께 나타내었다.

Table 1 Measurement values of piping vibration in field

Node No.	Displ. (p-p : 10 ⁻³ mm)			Unity Normalization		
	X	Y	Z	X	Y	Z
60	25	5	17	0.060	0.045	0.023
80	45	10	192	0.107	0.091	0.256
90	210	0	510	0.500	0.000	0.680
100	420	110	750	1.000	1.000	1.000
110	320	40	0	0.762	0.364	0.000
120	160	65	0	0.381	0.591	0.000
130	175	11	0	0.417	0.100	0.000
140	150	33	500	0.357	0.300	0.667
150	70	9	150	0.167	0.082	0.200

일반적으로 배관계의 고유주파수의 범위는 진동에 의한 변위가 상대적으로 작게 발생하는 고 주파수 범위 (Cut-off frequency)의 한계

를 33 Hz 로 적용하며,⁸⁾ 위와 같이 설치된 배관계에 대해서 배관계 해석을 위한 전용 FEM 프로그램인 CAESAR II 를 사용하여 계산하면, 배관계의 고유진동수는 <Table 2>와 같다.

Table 2 Natural frequency of CAESAR II calculation

MODE No.	FREQUENCY (Hz)	FREQUENCY (Radians/Sec)	PERIOD (Sec)
1	9.817	61.685	0.102
2	16.101	101.164	0.062
3	23.103	145.160	0.043
4	26.725	167.919	0.037
5	34.353	215.845	0.029

배관계의 고유진동수와 현장의 진동양상을 비교하기 위해서 모드해석을 실행하면 다음과 같다. 즉, 제 1 차에서 제 5 차까지의 고유진동수와 실제 배관계의 거동을 비교, 검토하면 <Fig. 4> ~ <Fig. 8>과 같다. 여기서, CAESAR II 로 계산된 변위량은 x, y, z 이며, 현장 측정값은 AX, AY, AZ 로 나타내고 있다.

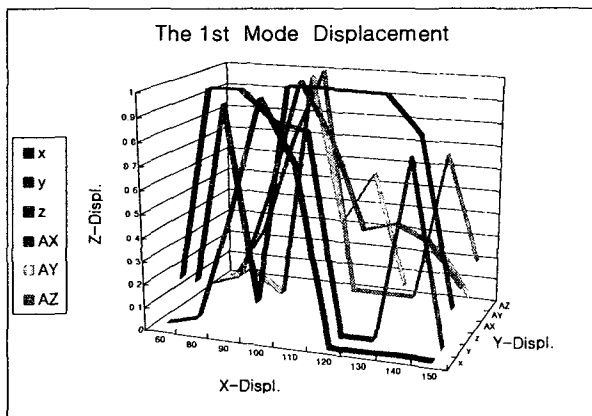


Fig. 4 Comparison of the 1st mode (9.817 Hz) displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

위의 <Fig. 4>와 같이, 제 1 차 모드의 계산결과는 특히 z 축 방향의 거동을 비롯하여, 전체

적인 거동양상이 현장 측정치와 계산결과가 서로 상이함을 알 수 있다. 즉, 계산에 의한 주거동 방향은 z 축으로 나타나고 있다.

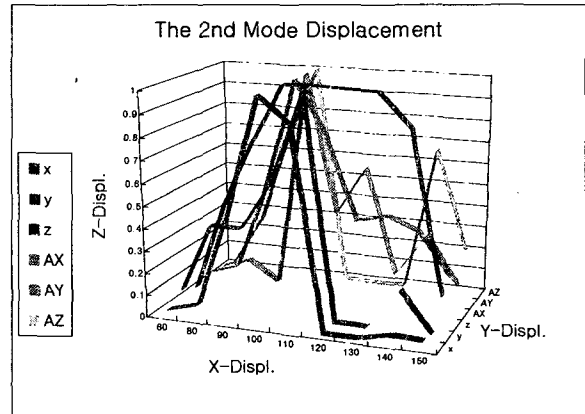


Fig. 5 Comparison of the 2nd mode (16.101 Hz) displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

제 2 차 모드 계산결과를 나타내는 <Fig. 5>는 제 1 차 모드의 거동양상과 유사하며, 계산에 의한 주거동 방향이 제 1 차 모드와 마찬가지로 z 축으로 나타나고 있다.

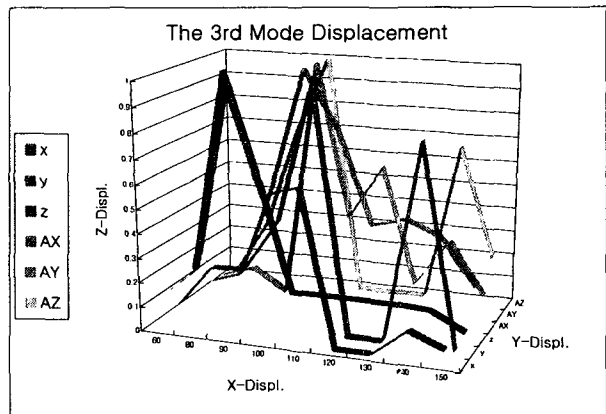


Fig. 6 Comparison of the 3rd mode (23.103 Hz) displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

제 3 차 모드에 대한 계산결과와 현장 측정치를 나타내는 <Fig 6>은 거동양상은 거의 유사함을 보이고 있으나, 거동의 상대적인 값이 제 4 차 모드에 비교해서 차이를 보이고 있다.

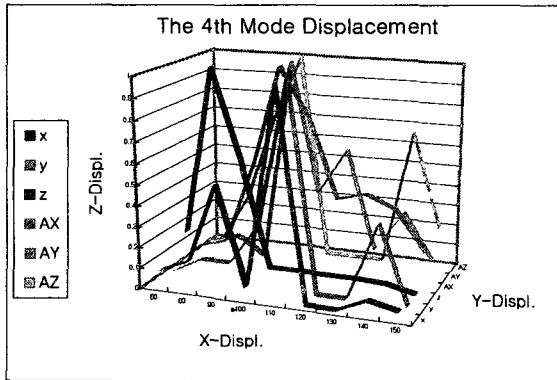


Fig. 7 Comparison of the 4th mode (26.725 Hz) displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

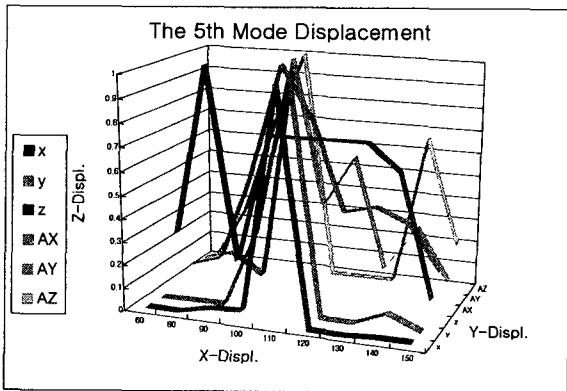


Fig. 8 Comparison of the 5th mode (34.353 Hz) displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

현장 측정치와 모드 계산결과가 가장 일치하는 거동양상을 나타내고 있음을 제 4 차 모드의 거동양상을 위의 <Fig. 7>에서 알 수 있다. 따라서, 제 4 차 모드(26.725 Hz)에 대한 정보를 기준으로 앞에서 구해진 가진 함수를 적용하여, 실제 배관계의 진동해석을 수행하여야 한다.

위의 제 5 차 모드에 대한 계산결과도 z 축 방향의 거동을 비롯하여, 실제 현장 측정치와 상이함을 나타내고 있다.

이상과 같이 배관 진동양상에 대한 모드해석결과, 현장에서 측정된 거동양상과 제 4 차 고유 진동수 26.725 Hz 에서의 거동양상이 유사함을 알 수 있었다. 이때, 위에서 유도된 가진 함수를 분출계의 배관계에 적용하여 얻어진 최대 변위량은 x 축인 경우 Node No. 110 에서 0.723 mm, y 축은 Node No. 110 에서 -0.44 mm, z 축은 Node No. 80 에서 4.539 mm 로 계산되었다.

4. 결론

본 논문에서는 석유화학 플랜트 설계 시, 배관진동을 유발시키는 여러 종류의 가진 인자를 고찰하여, 시뮬레이션을 위한 함수를 유형별로 검토하였으며, 배관 분출계에서 유발되는 진동에 대한 가진 함수를 시뮬레이션을 통하여 제안하였다. 시뮬레이션 결과를 실제 배관계에 적용한 결과, 제 4 차 고유 진동수 26.725 Hz 에서 실제 배관계의 진동양상과 거의 일치하고 있음을 알 수 있었다.

<Appendix> - Examples of Pipe Supports

기호 설명

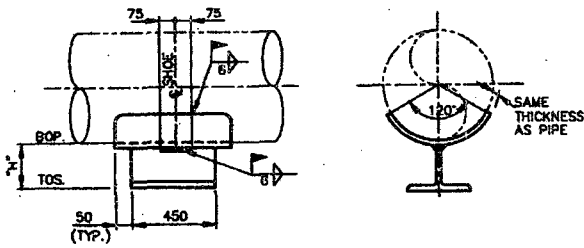


Fig. 9 Drawing for Vertical Pipe Support (Resting Pipe Support)

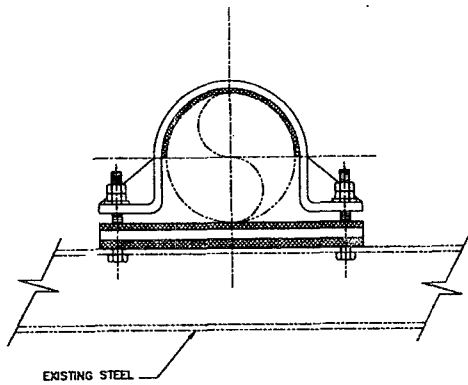


Fig. 10 Drawing for Vertical and Guide Pipe Support (Hold Down Pipe Support)

- A: 배관 내부 면적
- a: 유체의 파동 속도
- Af: 평균 하중
- Ax: x 축 방향의 배관내부 단면적 (2" 배관)
- Az: z 축 방향의 배관내부 단면적 (3" 배관 2" 배관 단면적의 차이)
- Bf: 최대, 최소하중과 평균하중의 차이
- C: $0.067 T^{0.5}$ 으로 최대 0.12
- c: 유체의 음속
- Cs: 배관의 형상계수 (0.6 - 0.7)
- d: 배관 내경
- D: 배관 외경
- Di: 지진의 방향계수
- dP: 압력의 변화
- E: 배관재료의 탄성계수
- F: 단위 길이에 작용하는 풍압하중
- F(t): 시간에 따른 가진력의 크기
- Fc: 작동 실린더 수(한 개 실린더=1, 두개=2)
- ff: 4 차 가진 진동수
- ff₁: 가진 진동수
- I: occupancy importance factor (1 ~ 1.5)
- K: 수평 하중 계수 (배관계 : 2)
- k: 유체의 체적 탄성계수
- L: 꼭관부 사이의 거리
- Mn: n 차 모드의 일반화한 질량
- Nc: 주 배관에 연결된 압축기 실린더의 수
- P: 풍압
- Q: 위상각
- RPM: 최대 엔진 속도
- S: 토질 계수 (1 ~ 1.5)
- Sa_n: n 차 모드에서 스펙트럴 가속도(spectral acceleration value)
- T: 배관재료의 두께
- t: 시간
- V: 풍속
- Vf: 횡 방향의 지진하중
- W: 구조물의 전체 질량
- Wn: n 차 모드의 고유 각 진동수
- x: Line B 의 축 방향
- (Yn)max: n 차 모드의 일반화한 최대값
- Z: 지진발생 기역에 따른 상수
- z: Line A 의 축 방향
- ω: 가진 각 진동수
- ρ: 유체의 밀도
- Φn: n 차 모드형상(mode shape)의 변환
- 0.19: Strouhal No.

참고문헌

1. Ed Bausbacher Roger Hunt, "Process Plant Layout and Piping Design", Buy PTR Prentice-Hall, Inc., 1993
2. Rib Weaver, "Process Piping Design", Gulf Publishing Company", 1974
3. "Design of Piping System", John Wiley & Sons Inc., The M.W.Kellogg Company, 1956
4. 민선규, 최명진, "플랜트 설계 시 배관진동을 유발하는 가진 함수의 수학적 모델링에 관한 연구", 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, 2001, pp. 591 - 595
5. "배관계의 응력해석", 일본발조주식회사, 1982
6. Olson, D. E., "Vibration of Piping Systems," Pressure Vessels and Piping: Design Technology - A Decade of Progress, 1982, pp. 449 - 461
7. "부하추종에 따른 원전안전성 연구 (II) (부하추종에 따른 배관 및 대형기기 진동분석)," 한전기술연구원 원자력연구실, 1988, pp. 4 - 6
8. 민선규, 최명진, 이동명, "수소 생산 플랜트에서 이상 유체 유동으로 인한 배관계의 진동", 한국시뮬레이션학회 추계 학술대회 논문집, 1997, pp. 128 - 131
9. 최명진, 김재영, "초기 인장력을 고려한 파이프계의 자유진동 시뮬레이션", 한국시뮬레이션학회 논문지, 제 7 권, 제 2 호, 1998.12., pp. 105 - 114
10. 최명진, 박현용, "시뮬레이션에 의한 유체유동 굴곡 파이프의 지지점 변화에 따른 고유진동수 고찰", 한국시뮬레이션학회 논문지, 제 7 권, 제 2 호, 1988.12., pp. 115 - 123
11. "CAESAR II Technical Reference Manual," C.A.E Eng'g S/W, 2000
12. "Pipe Stress Analyst Design Guide," Fluor Eng'g & Construction Company, No. 4.11, No. 4.14, No. 7.1, No. 7.2, 1987.
13. "User's Guide for LIQT," Stoner Associates Inc., 2000
14. E. Benjamin Wylie and Victor L. Streeter, "Fluid Transients," FEB Press, 1983
15. David T. Cindric, Satish L. Gandhi and Ray A. Williams, "Designing Piping Systems for Two Phase Flow," Chemical Engineering Process, 1987
16. Mohinder L. Nayyar, "Piping Handbook," McGraw-Hill, 2000
17. ANSI A58.1, "Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures," ASCE, 1982
18. Task Committee on Wind Forces, Committee on Loads and Stresses, Structural Division, ASCE, "Wind Forces on Structures," Transactions, paper No. 3269, Vol. 126, part II, 1961

 ● 저자소개 ●



민선규

부산대학교 기계공학과 학사
 경희대학교 대학원 기계공학 석사
 현대엔지니어링 화공사업본부 배관부 근무
 선경건설 엔지니어링부문 배관부 근무
 경희대학교 대학원 기계공학과 박사과정
 관심 분야 : 플랜트 배관진동



최명진

경희대학교 기계공학과 학사
 North Carolina State Univ. 기계공학 석사
 North Carolina State Univ. 기계공학 박사
 한국 원자력 연구소 선임연구원
 경희대학교 기계 산업 시스템 공학부 교수
 관심 분야 : 기계공학 관련 현상에 대한 시물레이션



김경훈

한양대학교 정밀기계공학과 학사
 홍익대학교 대학원 기계공학 석사
 홍익대학교 대학원 기계공학 박사
 일본 게이오대학 이공학부 기계공학과 방문교수
 경희대학교 기계산업시스템공학부 교수
 관심분야 : 열,유체공학 실험 및 수치해석