

석유화학 플랜트 배관계의 응력 및 진동 평가와 적용에 관한 연구

민선규*, 최명진⁺, 장승호⁺

(논문접수일 2001. 12. 27, 심사완료일 2002. 4. 25)

A Study on Stress and Vibration Evaluations and Application of Piping System in Petrochemical Plant

Sun-Kuo Min*, Myung-Jin Choi⁺, Seong-Ho Jang⁺

Abstract

Here are shown on stress and vibration evaluations and application of piping system in petrochemical plant with an actual example. While stress evaluation by thermal growth has no argument on the calculated results, vibrational evaluations have some different results in accordance with the evaluation methods. In case of the static stress evaluation, the ASME B31.3 code defines 7000 cycles of fatigue life in operating the piping system with a design condition. However, the method of vibrational evaluation on piping systems in petrochemical plants has not been established clearly, yet. In this study, it is purposed to present the requirement of a vibrational evaluation method for petrochemical plant piping systems, with an actual application.

Key Words : Petrochemical Plant Design(석유화학 플랜트 설계), Piping System(배관계), Static Design Criteria(정적설계기준), Dynamic Design Criteria(동적설계기준), Screening Velocity Criterion(진동속도 여과 기준), Natural Frequency(고유진동수), Allowable Stress Range(허용응력범위), Endurance Stress(내구응력)

1. 서론

배관계는 인체의 혈관과 같이, 석유화학 플랜트에서 공정

상 필요로 하는 온도 및 압력조건을 유지하면서 작동유체를 운송하여 플랜트의 성과물을 생산하는 역할을 한다.

석유화학 플랜트의 배관계의 설계평가는 크게 두 가지로

* 주저자, 경희대학교 대학원 기계공학과 박사과정 (sunkuo@kornet.net)

주소: 427-030 경기도 과천시 원문동1번지주공아파트 243-503, Tel: 011-688-3165

+ 경희대학교 기계산업시스템공학부 교수

구분하여 적용된다. 먼저, 배관계의 설계온도 조건으로 운전 시 발생하는 열 변위에 의한 허용응력을 설계평가 기준으로 적용하는 경우가 있으며, 배관계가 운전할 때 발생하는 배관진동에 의한 허용치를 배관 설계평가 기준으로 적용하는 경우가 있다. 열 변위에 의한 정적인 거동의 허용응력 평가는 통상, 20년 동안 하루에 한번씩 운전하는 것을 고려하여 7000번의 운전횟수를 피로파괴에 의한 배관 설계평가로 적용하고 있다⁽¹⁻⁵⁾. 한편, 맥동유체에 의한 배관진동의 연구는 Chen (1971), Ginsberg (1973), Paidoussis와 Issid (1974), Paidoussis와 Sundararajan (1975), Dang (1989) 등에 의해서 진행되었으며, 일정한 속도로 이송되는 유체에 대한 비선형적인 배관진동에 대한 연구는 Holmes (1977, 1978), Thurman 과 Mote (1969), Rousselet 와 Herrmann (1977), Holmes (1978) 등에 의해서 연구되었다. 배관진동에 의한 동적인 거동에서의 진동설계기준은 ASME OM-1987, Part 3에서 원자력 발전설비의 배관계통에 대한 진동 허용 기준을 진동속도 여과 기준치(Screening velocity criterion)로 제시하고 있으며, 펌프를 포함한 기기류에 대한 진동평가 기준으로는 ISO에서 대형 회전기기의 기계진동에 대하여 Standard로 제정한 ISO 3945에서 “고정된 대형기기의 허용 기준치”를 제시하고 있다⁽⁶⁻⁹⁾.

본 논문은 실제의 석유화학 플랜트에 대한 배관설계의 응력평가와 진동평가를 수행하는 절차를 제시하였으며, 특히 평가 방법이 정립되지않은 배관진동에 대한 여러 가지 설계평가 방법을 제시하여 적용, 검토하였다. 그 결과 석유화학 플랜트의 특성에 부합하는 배관진동 설계평가 방법의 필요성을 제시하게 되었다.

2. 배관계의 설계평가

2.1 배관계의 설치 및 운전조건

E사의 석유화학 플랜트 현장에 설치되어 있는 배관계는 그림 1의 계통도와 같이 구성되어 있으며, 그림 2의 배관형상과 같이 수소화합 냉각기에서 유출된 유체가 수소화합을 위한 고압중발 저장기로 유입되는 과정에서, 수소 발생기에서 공급되는 수소의 균일한 혼합을 위한 분사노즐이 그림 3의 분출계로 배관 내부에 설치되어 있다.

각각의 배관계가 운전되는 조건은 다음과 같다.

Line A-3" : 운전 온도 41℃, 운전 압력 78kg/cm²

Line B-3" : 운전 온도 82℃, 운전 압력 82kg/cm

배관 재질은 모두 ASTM A335 P11이며, 3" 배관의 외

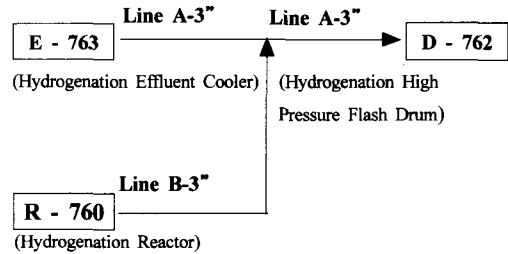


Fig. 1 Block diagram of piping system

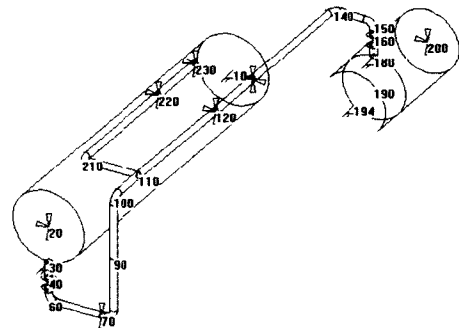


Fig. 2 Configuration of piping system

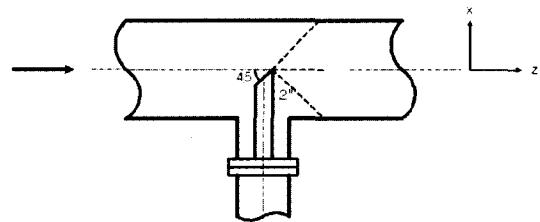


Fig. 3 Detail of spray injection nozzle

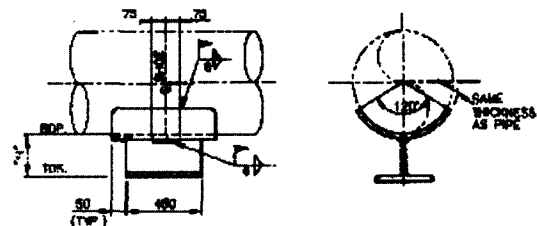


Fig. 4 Drawing for vertical pipe support (resting pipe support)

경 88.9 mm, 두께 5.49mm이며, 분출계 내부에 설치되는 2" 배관은 외경 60.33mm, 두께 3.91mm이다. 한편, Node No. 70에는 수직방향의 배관지지, Node No. 120, 130, 220,

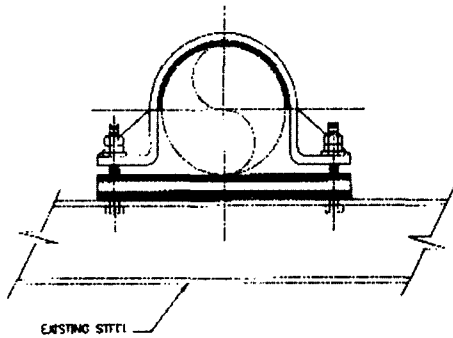


Fig. 5 Drawing for vertical and guide pipe support (hold down pipe support)

230에는 수직방향과 x축 방향에 대한 배관지지가 동시에 설치되어 있다. 참고로 이들 배관지지의 설치 상태에 관한 정보는 그림 4와 그림 5에서 알 수 있다.

석유화학 플랜트의 배관평가에 대해서 살펴보면, 열변형에 의한 정적인 응력평가와 배관진동에 의한 평가로 구분하여 아래와 같이 고려할 수 있다.

2.2 응력에 의한 설계평가

ASME B31.3 Code에 의해서, 열 변위에 의한 허용응력 범위는 다음과 같이 정의하고 있다⁽⁵⁾.

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h)$$

$$f = 6.0 (N)^{-0.2} \leq 1.0$$

$$N = N_E + \sum (r_i^5 N_i), i=1,2,\dots,n$$

$$r_i = S_i / S_E$$

여기서,

- S_A : 변위에 의한 허용응력 범위
- f : 응력범위의 감소 계수
- S_c : 배관재질의 최소온도에 대한 응력
- S_h : 배관재질의 최대온도에 대한 응력
- N : 배관계의 수명기간 동안의 운전횟수
- N_E : 계산된 최대 변위(S_E)의 응력범위로 운전하는 횟수
- N_i : 변위에 의한 응력범위(S_i)로 운전되는 횟수
- S_i : S_E 보다 작게 계산된 변위의 응력범위
- S_E : 배관계에 대해서 계산된 최대 변위에 의한 응력범위

실제 적용 배관계의 설계조건은 설계온도 160℃, 설계압력 95.5kg/cm²이므로, 이에 해당하는 배관재질 ASTM A335 P11에 대한 응력은 최소 온도에서의 응력 $S_c = 1406$ kg/cm², 최고 온도에서의 응력 $S_h = 1400$ kg/cm²이며, 따라서 허용응력은 $S_A = 1.25S_c + 0.25S_h = 2107.5$ kg/cm²로 구해진다. 한편, 배관계에 대한 열변위에 의한 응력해석을 배관 전용해석 Program인 CAESAR II를 사용하여 계산한 결과는 Node No. 60에서 최대 응력값 344.6kg/cm²이 발생하였다. 따라서, 배관계는 열변위에 의해서 발생하는 응력은 Code의 허용범위 내에서 안전하게 설계되었음을 알 수 있다.

한편, 배관계의 피로시험을 통해서 MarkI은 직선배관을 기준으로 배관형상에 따른 응력집중계수에 대한 개념을 아래와 같이 정의하였다⁽¹⁰⁾.

$$N = (245,000 / iS)^5$$

여기서,

- N : 파괴에 이르는 응력의 반복횟수
- i : 응력집중계수
- S : 내구 응력

Code에 따르면, 배관설계의 제반 조건들에 의해서 배관계에 발생하는 응력은 다음의 식으로 계산된다⁽⁵⁾.

$$S_E = (S_b^2 + 4 S_t^2)^{0.5}$$

$$S_b = [(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2]^{0.5} / Z$$

여기서,

- S_E : 계산에 의한 변위 응력범위
- S_b : 굽힘 응력
- S_t : 비틀림 응력 (= $M_t / 2Z$)
- Z : 배관 단면 계수
- i_i, i_o : inplane, outplane에서의 응력 집중계수
- M_i, M_o : inplane, outplane에서의 굽힘 모멘트

2.3 진동에 의한 설계평가

현재 배관진동에 의한 설계평가는 열변형에 의한 응력평가와 같이, 이론 및 실험에 의해서 구체적으로 제시하여 확립한 연구는 미진한 상태이다. 이는 배관진동의 종류가 다양하고 진동실험 자체가 힘들며, 진동실험의 결과를 모든

배관진동에 일률적으로 적용하기가 쉽지 않기 때문이다. 따라서, 배관계와 관련된 기기를 중심으로 기기의 원활한 작동을 위한 배관진동 범위를 제시하거나, 진동으로 인한 응력을 안전한 범위의 설계기준으로 제시하는 정도이다⁽¹²⁾. 일반적으로, 다음과 같이 배관계의 구성특성에 따라서 설계기준을 각기 다르게 적용하고 있다.

또한, 배관진동에 의한 동적인 해석은 설계단계에서 진동을 고려하여 설계하는 방법과 시운전 단계에서 진동을 측정하여 해석하는 방법의 두 가지가 있다. 배관 진동현상은 진동 발생인자에 따라서 그 종류가 너무 다양하여 설계단계에서 진동발생을 예측하여 설계에 반영하기가 쉽지 않다. 또한, 수많은 배관 진동모드에 따라서 거동양상과 설계방안이 다르게 되므로 설계단계에서 모든 진동모드를 반영한 설계는 지나치게 보수적인 설계가 되기도 한다.

한편, 배관진동의 형태는 정상상태의 진동과 과도한 동적진동의 두 가지 형태로 구분된다. ASME Code Section III에 따르면, 정상상태의 배관진동에 대해서는 배관설계 및 배관지지에 의해서 진동을 최소화하여 허용한계의 진동범위 내에서 설계하여야 하며, 과도한 동적 배관진동의 경우에는 배관계의 외적, 내적인 힘으로 야기되는 충격하중을 배관설계에 고려하여야 한다⁽¹¹⁾.

상대적으로 긴 주기가 반복적으로 발생하는 진동형태가 정상상태의 배관 진동이며, 회전 또는 왕복동 기기와 같이 기기 자체의 진동이나, 유체의 압력에 의한 맥동이 배관계에 작용하여 발생하는 진동형태가 있으며, Vortex shedding과 같은 유체 유발에 의한 진동, 바람에 의한 진동형태 등이 정상상태의 배관진동에 속한다. 또한, 상대적으로 짧은 주기로 진동이 발생하며, 배관계의 축 방향으로 커다란 주파수와 하중이 작용하는 과도한 진동형태에는 수격현상에 의한 배관진동, Safety Valve나 Relief Valve의 작동에 의한 배관진동 등이 있다.

일반 배관계에서 발생하는 배관진동의 경우, 진동을 주기적인 조화진동으로 고려하여 배관 재료의 내구 응력을 설계기준으로 평가하기도 한다. 또는, 배관진동을 동적인 응력함수로 고려하여 진동의 허용범위를 진동 주파수와 진동의 진폭으로 그림 6과 같이 적용하기도 한다⁽¹³⁻¹⁴⁾.

한편, ASME OM-1987, part 3의 App. D에 따르면, 일반 원자력 발전설비 배관의 허용 진동속도는 배관의 형상, 경계조건에 따라서 달라지며 진동속도 여과기준치를 다음과 같이 나타내고 있다⁽⁶⁾.

$$V_{allow} = (C1 \ C4 / C3) \times (3.64 \times 10^{-3} / C2K2) \times \sigma_{allow}$$

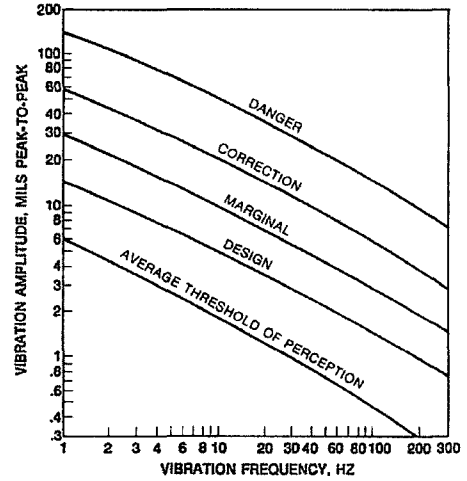


Fig. 6 Allowable piping vibration levels

여기서,

- V_{allow} : 허용 진동속도
- C1 : 집중하중 효과를 고려한 계수 (=0.12, 안전한 설계조건)
- C4 : 끝단의 경계조건, 형상을 고려한 계수
 = 1.33 외팔보, 단순지지보인 경우
 = 0.83 배관형상이 U 형인 경우
 = 0.74 배관형상이 Z 형인 경우
 = 0.7 안전설계조건
- C3 : 배관의 유량, 단열재의 질량을 고려한 계수 (=1.5, 안전한 설계조건)
- C2K2 : 응력 지수 (=4, 안전한 설계조건)
- σ_{allow} : 재료의 허용응력

한편, 회전기기로 구성되는 배관계의 경우에는 배관계에 전달되는 진동은 조화함수로 표현되며, 이때 발생하는 주기적인 조화응력은 배관재료의 내구 응력을 기준으로 평가한다⁽¹³⁾. 또는, 회전기기의 주파수와 배관계의 고유 주파수를 다음과 같은 범위로 설계기준에 적용하기도 한다⁽¹⁵⁾.

$$Fp > 1.5 Fe$$

여기서,

- Fp : 배관계의 1차 고유 진동수
- Fe : 회전기기의 최대 주파수

또한, 왕복동 기기로 구성되는 배관진동의 경우에는 기기의 내연 엔진기관의 작동에 의한 가진 진동수는 다음의 식으로 계산되며, 배관계의 4번째 고유 진동수를 가진 진동수 범위 이상으로 하여 공진범위에서 벗어나도록 설계한다⁽¹⁶⁾.

$$f_n > 4 \text{ ff}1 = \text{ff} \approx 4 (\text{RPM} / 60)(\text{Nc})(\text{Fc})$$

여기서,

- fn : 배관 고유 진동수
- RPM : 최대엔진속도
- ff1 : 가진 진동수
- ff : 4차 가진 진동수
- Nc : 주 배관에 연결된 기기의 실린더 수
- Fc : 작동 실린더 수

한편, 바람에 의해서 발생하는 배관계의 진동수는 다음의 식으로 구해지며, 아래와 같이 배관계의 고유 진동수와 비교하여 공진범위에서 벗어나도록 설계한다⁽¹⁶⁾.

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

$$0.5 > W / W_n > 1.3$$

여기서,

- Wn : 배관계의 고유 진동수
- W : 바람에 의한 Vortex shedding frequency
- V : 바람의 속도
- D : 배관의 외경

또한, 지진에 의한 배관진동은 USNRC Regulatory Guide 1.61과 ASME Code Case N-411에서 배관계의 Damping Value를 0.01에서 0.05 범위의 값을 설계에 적용하도록 제안하고 있으며, Damping Factor에 따른 주파수와 속도에 대한 설계 응답선도를 제시하고 있다⁽¹⁷⁾.

ASME B31.3에 따르면, 허용응력의 1.33배 값을 바람과 지진에 의한 설계기준으로 적용하도록 제시하고 있다⁽⁵⁾.

2.3.1 진동에 의한 응력 설계평가의 적용

여기서, 실제의 적용대상 배관계에 대한 고유진동수의 해석을 CAESAR II를 사용하여 수행한 결과를 정리하면, 아래 Table 1과 같이 계산되었다.

한편, 현장으로부터 측정된 진동에 의한 변위에 대한 자

Table 1 Calculation results of CAESAR II

Mode No.	1	2	3	4	5
Frequency (Hz)	9.819	16.101	22.939	26.671	34.116

료는 아래의 Table 2와 같다. CAESAR II에 의한 계산결과와 현장 측정자료를 검토한 결과, 제4차 고유 진동수에서 거동양상이 유사함을 발견하게 되었다. 이때 계산된 결과로부터 Node No. 60에서 배관진동에 의한 최대응력 440.3 kg/cm²이 발생함을 알 수 있었다.

사용된 배관 재질에 대한 내구 응력은 ASME Section III Code⁽¹⁸⁾ 로 부터 878.75kg/cm²이며, 진동에 의해서 발생하는 최대응력은 CAESAR II의 계산결과로부터 440.3kg/cm²이므로 약 50% 범위 내에서 안전함을 보이고 있다.

2.3.2 최대 진폭에 의한 설계평가의 적용

CAESAR II의 계산 결과로부터, 제1차 고유 진동수 9.819Hz에서 허용 진폭에 대한 설계기준은 그림 6에서 약 0.1214mm이며, 제5차 고유 진동수 34.116Hz에서 약 0.0633 mm이다. 특히, 현장의 진동양상과 일치하는 제4차 고유 진동수 26.671Hz에서는 약 0.0759mm를 나타내고 있다. 또한, 현장 자료로부터 최대 진폭은 Node No. 100에서 0.867 x10⁻³mm를 나타내고 있다. 이는 제4차 고유 진동수와 비교하여, 약 1%의 범위 내에서 안전한 설계임을 알 수 있다.

Table 2 Measurement values of piping vibration in field

Node No.	Displacement (p-p : micro-mm)		
	X	Y	Z
60	25	5	17
80	45	10	192
90	210	0	510
100	420	110	750
110	320	40	0
120	160	65	0
130	175	11	0
140	150	33	500
150	70	9	150

2.3.3 진동속도에 의한 설계평가의 적용

ASME OM-1987, Part 3의 Appendix D의 방법에 의해서 $C1 = 0.12$, $C4 = 0.7$, $C3 = 1.5$, $C2K2 = 4$, $\sigma_{allow} = 1400\text{kg/cm}^2$ 이므로 허용 진동속도(V_{allow})는 2.58cm/sec 로 계산된다. 여기에서, 현장의 측정자료로부터 Node No. 100에서 최대 진동속도는 3.54cm/sec 이므로 측정속도가 허용 진동속도 범위보다 약 137% 초과됨을 알 수 있다.

이는 화학플랜트의 배관계 설계평가 기준보다 훨씬 엄격한 원자력 플랜트의 배관 설계평가 기준으로 산정하였기 때문이다.

3. 결론

이상과 같이, 현재 E사의 석유화학 플랜트 현장에 설치되어 운전 중인 실제의 배관계에 대한 응력 및 진동 평가에 의해서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 배관계의 열변형에 의해서 발생하는 최대 열 응력이 344.6kg/cm^2 이며, 배관 재료의 허용응력이 2107.5kg/cm^2 이므로 약 16.35% 범위 내에서 안전한 설계임을 알 수 있었다.
- (2) 배관 진동에 의한 내구 응력의 평가는 허용기준의 약 50% 범위 내에서 안전한 설계로 평가되었다. 이는 배관계가 내구 응력의 측면에서 충분히 안전한 설계범위 내에서 운전되고 있음을 의미하고 있다.
- (3) 배관 진동에 의한 최대진폭의 평가는 허용 진폭의 약 1% 범위 내의 안전한 상태에서 운전되는 것으로 평가되었다.
- (4) 현재 안전하게 운전 중인 화학 플랜트의 배관계에 대한 진동속도에 의한 평가가 허용 진동속도를 초과하는 것으로 평가되었으나, 이는 평가 기준이 엄격한 원자력 플랜트의 평가 기준을 화학 플랜트의 평가 기준으로 적용한 결과임을 알 수 있다.

이상과 같은 배관계의 응력 및 진동 해석에 의한 평가와 적용에 대한 연구결과로부터, 석유화학 플랜트의 일반 배관설계에서 진동에 의한 설계평가는 적용방법에 따라 그 결과가 상당한 차이를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 석유화학 플랜트의 특성에 알맞은 경제적이고 효율적인 배관계의 진동에 대한 설계평가 방법이 확립되어야 함을 의미하고 있다.

참 고 문 헌

- (1) 민선규, 최명진, "플랜트 설계 시 배관진동을 유발하는 가진 함수의 수학적 모델링에 관한 연구", 한국정밀공학회 추계학술대회논문집, pp. 591~595, 2001.
- (2) 민선규, 최명진, 이동명, "수소 생산 플랜트에서 이상 유체 유동으로 인한 배관계의 진동", 한국시물레이션학회 추계 학술대회 논문집, pp. 128~131, 1997.
- (3) 최명진, 김재영, "초기 인장력을 고려한 파이프계의 자유진동 시물레이션", 한국시물레이션학회 논문지, 제7권, 제2호, pp. 105~114, 1998. 12.
- (4) 최명진, 박현용, "시물레이션에 의한 유체유동 굴곡 파이프의 지지점 변화에 따른 고유 진동수 고찰", 한국시물레이션학회 논문지, 제7권, 제2호, pp. 115~123, 1988. 12.
- (5) ASME B31.3, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, pp.13~19, 1996.
- (6) ASME OM-1987, Operating and Maintenance of Nuclear Power Plants, American Society of Mechanical Engineers, 1987.
- (7) International Standard Organization, "Mechanical Vibration of Large Rotating Machines with Speed Range from 10 to 200 r/s-Measurement and Evaluation of Vibration Severity", Dec. 1985.
- (8) C. O. Chang and K. C. Chen, "Dynamic and Stability of Pipes Conveying Fluid", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 116, pp. 57~66, Feb. 1994.
- (9) 민선규, 최명진, "석유화학 플랜트 설계 시 배관계의 정적, 동적 설계기준에 대한 연구", 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 275~279, 2001.
- (10) A.R.C. Markl, "Fatigue Tests of Piping Components", Pressure Vessels and Piping, ASME, Vol. 2, pp. 1148~1164, 1972.
- (11) Olson, D.E., "Vibration of Piping Systems", Pressure Vessels and Piping : Design Technology-A Decade of Progress, pp. 449~461, 1982.
- (12) 한전기술연구원 원자력연구실, "부하추종에 따른 원전안전성 연구 (II) (부하추종에 따른 배관 및 대형기기 진동분석)", 1988.
- (13) C.A.E Eng'g S/W, "CAESAR II Technical Reference

- Manual”, pp. 5.49~5.53, 2000.
- (14) J.C. Wachel, C.L. Bates, “Escape Piping Vibrations while Designing”, Hydrocarbon Processing, pp. 152~156, Oct. 1976.
- (15) Snamprogetti Eng’g Company, “Piping Stress Analysis -Basic Concepts for Dynamic Loads”, 2000.
- (16) Fluor Eng’g & Construction Company, “Pipe Stress Analyst Design Guide”, No. 4.14, No. 7.1, 1987.
- (17) U.S. Nuclear Regulatory Commission, Regulatory Guide 1.61, “Damping Values for Seismic Design of Nuclear Power Plants”, Oct. 1973.
- (18) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Nuclear Power Plant Components, Division I, Appendices, 1983.