

복합화력발전의 가스연료 공급계통에 대한 위험도 평가 기법 연구 (II) : 배관 시스템 응력 해석을 이용한 위험도 평가

유종민 · 송정수 · 정태민 · 렉 완노 · 윤기봉^{*}

중앙대학교 대학원 기계공학과, *중앙대학교 기계공학부

(2018년 5월 28일 접수, 2018년 6월 4일 수정, 2018년 6월 7일 채택)

Risk Assessment Technique for Gas Fuel Supply System of Combined Cycle Power Plants (II) : Based on Piping System Stress Analysis

Jong Min Yu · Jung Soo Song · Tae Min Jeong · Vanno Lok · Kee Bong Yoon^{*†}

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chung-Ang University,

*Department of Mechanical Engineering, Chung-Ang University

(Received 28 May 2018, Revised 4 June 2018, Accepted 7 June 2018)

요 약

복합화력발전 플랜트는 천연가스와 같은 연료로 가스 터빈을 작동시킨 후 잔류 열로 증기를 생산하는 사이클을 가지고 있다. 연료가스는 압축기 및 열교환기를 통해 4~5 MPa, 200℃ 수준의 상태로 가스터빈에 공급된다. 본 연구에서는 가스 연료공급 배관계통의 안전 운영 및 건전성 확보를 위해 배관 시스템 응력을 고려한 위험도 평가 기법 연구를 수행하였다. 위험도 평가 기법으로 잘 알려진 API 580/581 RBI 코드에서는 위험도에 배관 응력의 영향을 반영이 제한적이다. 따라서 배관 해석을 이용하여 배관의 시스템적 응력을 위험도의 파손확률로써 인자화하는 접근법을 제시하였다. 해석은 가상 발전 플랜트의 가스연료 공급 배관의 설계 데이터에 근거하여 배관 시스템 응력 해석을 수행하였다. API 코드에 의해서 평가된 파손확률 등급과 배관해석을 이용한 응력비 평가 결과를 비교하였다.

주요어 : 배관응력해석, 위험도, RBI, 복합화력발전 플랜트, 천연가스

Abstract - The combined cycle power plant has a cycle of operating the gas turbine with fuel, such as natural gas, and then producing steam using residual heat. The fuel gas is supplied to the gas turbine at a level of 4 to 5 MPa, 200 °C through a compressor and a heat exchanger. In this study, the risk assessment method considering the piping system stress was carried out for safe operation and soundness of the gas fuel supply piping system. The API 580/581 RBI code, which is well known for its risk assessment techniques, is limited to reflect the effect of piping stress on risk. Therefore, the systematic stress of the pipeline is analyzed by using the piping analysis. For the study, the piping system stress analysis was performed using design data of a gas fuel supply piping of a combined cycle power plant. The result of probability of failure evaluated by the API code is compared to the result of stress ratio by piping analysis.

Key words : Piping stress analysis, Risk, RBI(Risk-Based Inspection), combined cycle power plant, natural gas

[†]To whom corresponding should be addressed.

Tel : +82-2-820-5328 E-mail: kbyoon@cau.ac.kr

1. 서론

최근 국내 발전 산업에 복합화력발전 플랜트의 운용 및 건설이 확장되고 있다. 복합화력발전 플랜트의 경우 천연가스 등의 연료를 이용하여 가스터빈을 통한 발전과 가스터빈 작동 후 잔열을 이용하여 배열회수보일러에서 발생된 증기로 증기터빈으로의 발전시키는 사이클을 가지고 있다. 가스터빈을 작동시키기 위해서 대표적인 연료로는 천연가스가 사용된다. 연료가스 정압기로부터 2~3 MPa 수준의 비교적 고압으로 공급되며, 발전소 내에서 압축기 및 열교환기를 통해 4~5MPa, 200℃ 상태까지 승압, 승온 된다. 고압의 내부 가스는 배관에 높은 내압응력 발생을 수반하며, 상온보다 높은 온도에서 사용되는 배관은 열팽창에 의해 열응력이 발생된다. 또한 플랜트의 운영 특성 상 잦은 기동, 정지가 발생된다면 피로에 대한 주의 및 관리가 필요하다. 따라서 기존의 발전플랜트와는 차별적으로 고온 고압의 연료가스에 대해 신뢰성 높은 위험도 평가를 통한 안전관리가 필요하다[1-2].

정유플랜트 및 석유화학플랜트에서 널리 사용되는 위험도기반 검사(RBI, Risk Based Inspection) 기법을 공정플랜트와 발전플랜트에 적용하기 위한 연구가 진행되어 왔다. 하지만 발전플랜트에 적용되는 RBI는 주로 고온, 고압의 증기배관이나 주요 발전설비에 집중되어 있다[3-5]. 이와는 별개로 실제 운전 중에 발생하는 배관 응력을 통해 배관의 건전성을 평가하고 취약 부위를 선별하는 연구도 다수 수행되었다[6-8]. 배관에 발생하는 응력은 하나의 위험도의 지표로 사용될 수 있다.

본 연구에서는 복합화력발전 플랜트의 가스연료 공급 배관의 안전 운용을 위한 위험도 평가 기법에 대한 연구를 위해 배관 시스템 응력 해석을 이용하여 배관의 취약부의 위험도를 정량화하였으며, 기존 API RBI 코드 기반 위험도 평가 결과와 비교하였다. 이를 위해 한 복합화력발전 플랜트의 설계 자료를 사용하여 가스연료 공급 배관을 대상으로 배관 시스템 응력 해석을 수행하였다.

2. 위험도 평가 기법

2-1. API RBI 코드 분석[9-10]

API RP 580 Risk Based Inspection 및 API RP 581 Risk Based Inspection Technology 코드 (이하 API RBI 코드)는 정유플랜트, 석유화학플랜트 및 공정플랜트의 압력용기, 배관, 압력장치, 열교환기 튜브 등 설비에 대한 위험도기반 검사기법에 대해 권고하고 있다. 코드에서 정의하는 위험도(Risk, $R(t)$)는 파손확률(Probability of Failure, $P_f(t)$)과 파손피해(Consequence of Failure, $C(t)$)에 의해 평가된다.

$$R(t) = P_f(t) \cdot C(t) \quad (1)$$

여기서 파손확률은 기본 파손빈도(Generic Failure Frequency, gff)와 손상인자(Damage Factor, $D_f(t)$), 관리시스템 인자(Management Systems Factor, F_{MS})로 수식화되어 확률적이며 정량적 평가가 가능하다.

$$P_f(t) = gff \cdot D_f(t) \cdot F_{MS} \quad (2)$$

특히 배관에 대한 파손확률은의 손상인자를 평가함에 있어, 두께 감육(thinning), 외부 손상(external damage), 응력부식균열(SCC, Stress Corrosion Cracking), 고온 수소침투(HTHA, High Temperature Hydrogen Attack), 기계적 피로(mechanical fatigue), 취성파괴(brittle fracture)의 손상 기구를 다루고 있다. 가스연료 공급 배관의 경우, 주로 기계 피로, 두께 감육, 단열재 하부 부식(CUI, Corrosion Under Insulation)와 같은 외부 손상에 대한 고려가 필요하다.

Table 1에 기계적 피로에 대한 손상인자 계산 시 고려되는 항목을 보였다. 길이 당 분기(branch) 및 피팅류(fitting)의 개수를 파악하는 배관 복잡성 평가, 연결부(joint)와 분기유형의 설계 평가, 지지대 상태 등의 평가를 수반하고 있다. 기계적 피로에 대한 손상인자 계산에서는 단지 피로 손상 뿐만 아니라 배관계의 시스템적인 손상도 일부 고려하고 있음을 알 수 있다. 하지만 배관의 시스템적 응력은 체크리스트에 의한 평가에는 한계가 있다.

일반적으로 API RBI 코드는 큰 범주에서 복합화력발전 플랜트 가스연료 공급 배관의 위험도 평가에 유효할 것으로 판단된다. 하지만 코드에서 제시하고 있

Table 1. Data required for determination of the mechanical fatigue damage factor[10]

Required Data
Number of Previous Fatigue Failure : None, One or >1
Severity of Vibration (audible or visible shaking): Minor, Moderate or Severe
Number of weeks pipe has been shaking: 0 to 2 weeks, 2 to 13 weeks, 13 to 52 weeks
Sources of cyclic stress in the vicinity of the item : reciprocating machinery, PRV chatter, high pressure drop valves, none
Corrective Actions taken: Modifications based on compete engineering analysis, Modifications based on experience, No Modifications
Piping Complexity: Based on 15.24 meters (50feet) of pipe, choose: 0 to 5 branches, fittings, etc. 5 to 10 branches, fittings, etc. >10 branches, fittings, etc.
Type of Joint or brach design used in this piping: Threaded, Socket Welded, Saddle on, Saddle in, Piping tee, Weldolet, Sweepolet
Condition of the pipe: Missing/Damaged Supports, Unsupported weights on branches, Broken gussets, Gussets/supports welded directly to pipe, Good Condition

는 대부분의 손상인자의 손상기구는 일정 수준 이상의 응력 발생이 필수적으로 수반되어야 한다.

2-2. 배관 시스템 응력을 이용한 위험도 평가

운전 중의 배관에서는 지중, 열팽창에 의한 열하중, 내압에 의해 배관계 전체적으로 영향을 받는 복잡한 조합응력이 발생된다. 본 연구에서는 배관 시스템 응력 해석을 위해 상용 솔버인 AutoPIPE V8i 소프트웨어를 사용하였으며, 해석을 위해 배관 코드로는 ASME B31.1 Power Piping 코드와 ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping system 코드를 적용하였다. 배관에 발생하는 시스템 응력 Von Mises 등가응력으로 평가하였다[6,11-13].

$$\sigma_{system} = \sigma_{Von} = \sqrt{S_h^2 - S_L S_h + S_L^2 + 3S_t^2} \quad (3)$$

여기서 S_h 는 원주방향 응력, S_L 은 길이방향 응력, S_t 는 비틀림에 의한 전단 응력이다.

응력해석 결과로부터 전체 배관에 발생하는 응력을 표준화하기 위해 응력비 평가를 제안하였다. 시스템 응력에 평가식은 다음과 같다[6].

$$Stress\ Ratio = \frac{\sigma_{system}}{\sigma_{YS}} \quad (4)$$

여기서 항복강도, σ_{YS} 는 배관 재료의 운전 온도에서의 항복강도를 의미한다. 응력비는 배관의 형상, 재질, 배관요소, 운전조건을 효과적으로 반영하여 취약부위 선정과 잠재적 파손확률을 제시할 수 있다.

3. 가스연료 공급 배관계 해석

3-1. 해석 대상 및 해석 케이스

복합화력발전 플랜트의 전형적인 가스연료 공급 배관을 예시로 설정하였다. 해석 대상 배관의 범위와 해석 케이스는 각각 Fig. 1과 Table 2에 나타내었다.

본 연구에서는 가스터빈 2기가 운용되는 복합화력발전 플랜트 가스연료 배관을 대상으로 하였으며, 밸브나 압축기 등의 설비에 연결되는 연료 배관만을 고려하였다. 정압기로부터 공급되는 천연가스는 압축기를 통해 적정 압력으로 승압된다. 압축기 이후에는 2개의 배관으로 분기되어 각 가스터빈으로 인입된다. 가스터빈 인입 전 각 배관에서는 열교환기를 통해 연료 가스를 승온시킨다. 최종적으로 가스터빈에 인입될 때의 압력과 온도가 4.54 MPa, 200 °C로 비교적 고압, 고온의 상태임을 알 수 있다. 해석케이스로는 동절기의 열전용 운전과 하절기의 전기전용 운전으로 두 경우를 설정하였다. 실 운전 시에는 운전모드에 따른 연료 가스 유량에 큰 차이가 발생할 수 있으나, 배관해

Table 2. Operating conditions for analysis cases

Case	Condition	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
1	Pressure (MPa)	2.99	2.98	2.92	4.57	4.54	4.54	4.54
	Gas Temp. (°C)	15	15	15	60	60	200	200
	Ambient Temp. (°C)	5						
2	Pressure (MPa)	2.75	2.74	2.68	4.57	4.54	4.54	4.54
	Gas Temp. (°C)	15	15	15	60	60	200	200
	Ambient Temp. (°C)	32						

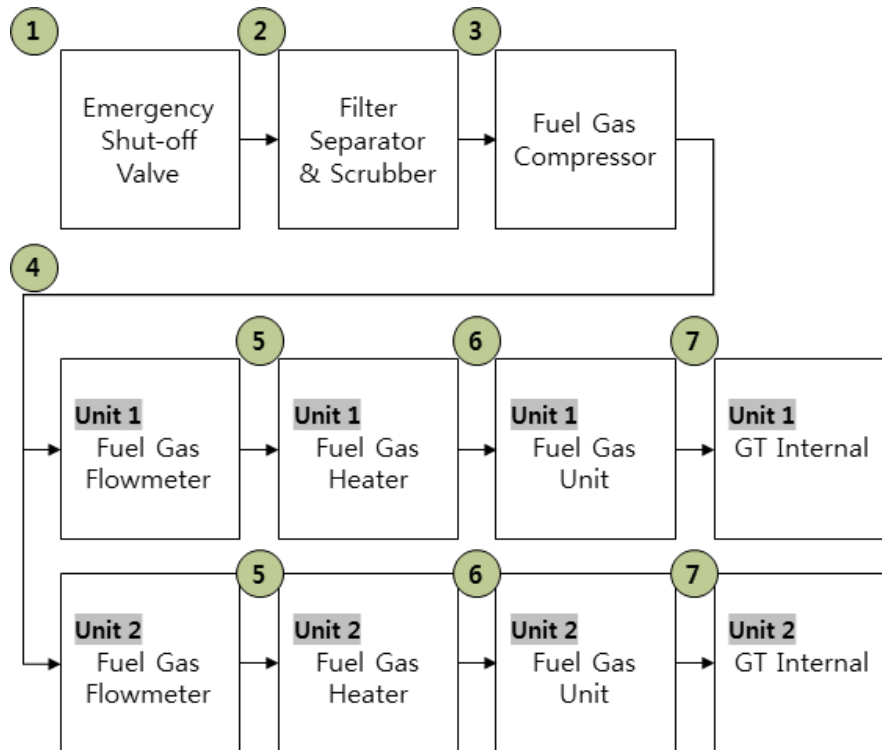


Fig. 1. Process flow of fuel gas piping of CCPP

석에 가스 유량이 큰 영향을 미치지 않으므로 고려를 생략하였다. 배관해석은 각 해석 조건에서 정적해석을 수행하였다.

3-2. 배관 모델링

전체 배관의 모델링과 배관 요소 및 정보를 Fig. 2 와 Table. 3에 보였다.

비상 정지 밸브와 필터 및 압축기를 거쳐 각 가스 터빈 호기로 분기되어 열교환기를 지날 때 까지는 비슷한 높이에서 배관이 형성되어 있다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이, 3기의 압축기를 후단부터는 단열재가 적용되었다.

각 호기의 유량계 설비 후 열교환기를 거쳐 가스 터빈으로 인입되는 배관은 형상이 매우 유사하다. 각 배관은

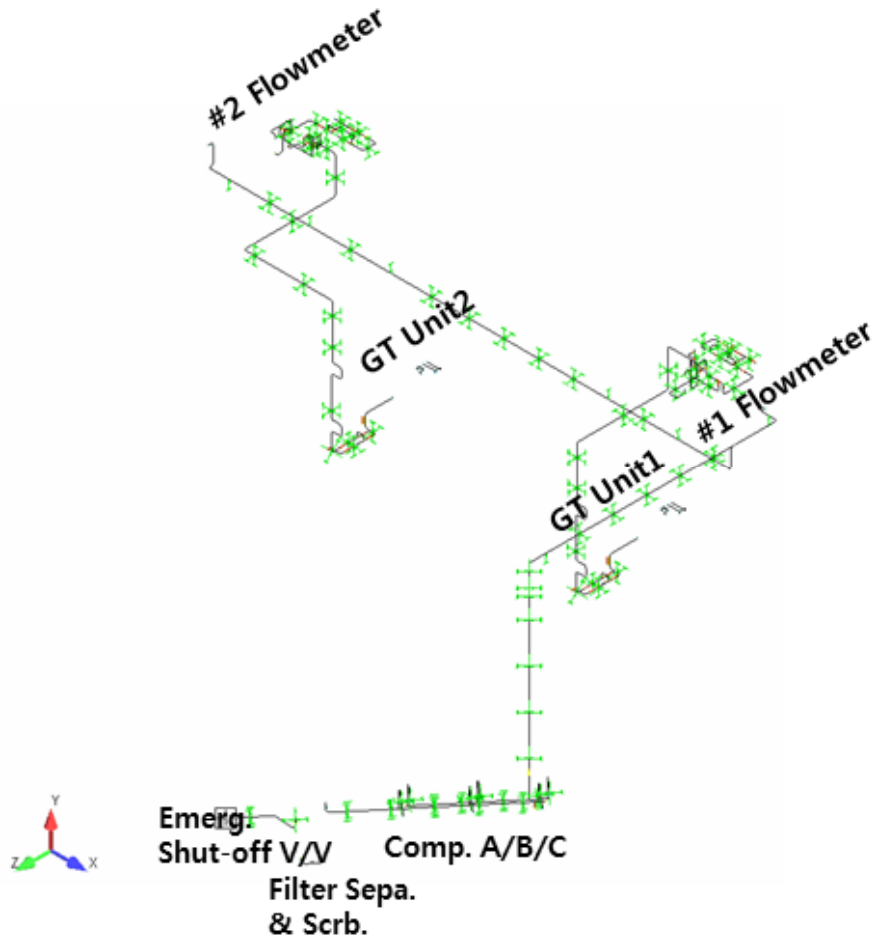


Fig. 2. Full model of fuel gas piping system

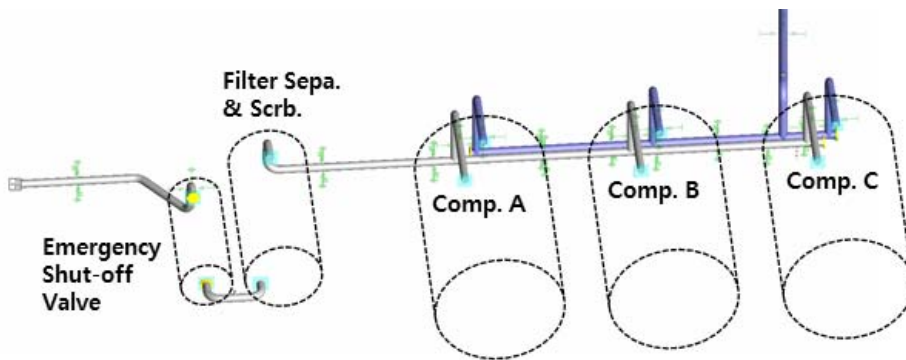


Fig. 3. Model of fuel gas compressors part

Table 3. Piping components

Piping Length	Supports	Eblow	Reducer	Tee	Valve
595.7 m	93 ea	132 ea	9 ea	91 ea	59 ea

Table 4. Specifications of the pipe

Piping range	Material	DN	Schedule	Ins. THK. (mm)
To comp. inlet	A106-B	350	STD	NA
Comp. inlet line to comp. A/B/C	A106-B	300	XS	NA
Comp. A/B/C to comp. outlet line	A106-B	300	XS	20
Comp. outlet line header	A106-B	350	XS	20
Comp. outlet line header to fuel gas flowmeter	A106-B	200	40	20
Fuel gas flowmeter to fuel gas heater#1	A106-B	200	40	30
Fuel gas heater#1 to fuel gas heater#2	A106-B	300	40	35
Fuel gas heater#2 to fuel gas unit	A106-B	200	40	30
	A312-TP304	200	80S	30
Fuel gas unit to GT internal	A312-TP304	200	80S	30
	A312-TP304	150	80S	30
	A312-TP304	100	80S	30
	A312-TP304	100	80S	30
	A312-TP304	50	80S	25

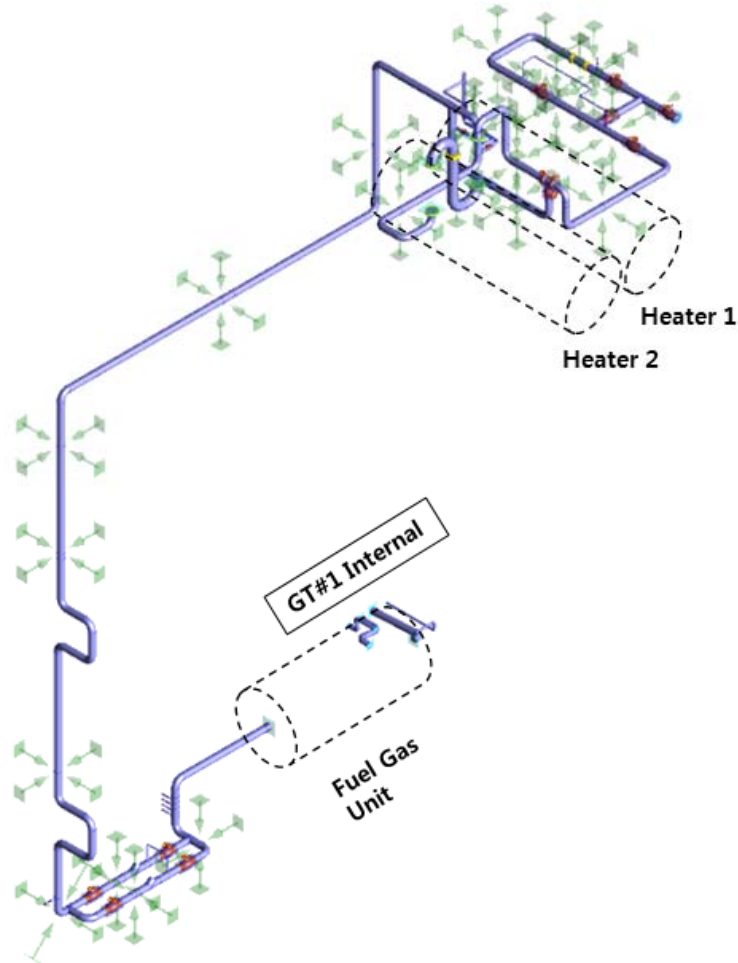


Fig. 4. Model of heaters to gas turbine internal part of unit 1

Table 5. Mechanical properties of A106-B and A312-TP304

Material	Min. Yield Stress (MPa)		Ultimate Strength (MPa)		Long. Modulus (GPa)	Hoop Modulus (GPa)	Shear Modulus (GPa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
	at RT	at 200°C	at RT	at 200°C					
A106-B	241.3	207.0	413.7	414.0	202.7	202.7	78.0	7833.0	0.3
A312-TP304	206.8	144.0	517.1	442.0	195.1	195.1	75.0	8025.3	0.3

2기의 열교환기를 지난 후에 배관은 수직 아래방향으로 내려온 후 가스터빈에 인입된다. 수직 배관에는 열팽창 등의 신축을 위해 2번의 루프를 가진다. Unit1의 배관 확대된 배관 형상 및 설비의 개략적 위치를 Fig. 4에 보였다.

지지대 대부분은 축방향으로의 변위가 자유롭고 상하좌우를 구속하는 가이드(guide) 유형이 적용되고 있으며, 일부 지지대는 단순 자중을 지지하는 슈(shoe)와 로드 행거(rod hanger)가 사용되었다. 배관과 설비의 연결부는 앵커(anchor)를 적용하였으며, 실제 설비가 배관을 완전 구속하기는 어려우므로 일부 신축이 가능한 구속조건을 적용하였다. 배관 전체적으로 대부분 A106-B 강재이며, 가스터빈에 인입 전에 일부구간에 서는 A312-TP304 강재가 사용되었다.

4. 결과 및 토의

4-1. 배관 응력해석 결과

총 응력계산은 815개 지점에 대해 수행되었다. 해석 조건 1과 2에 대한 결과 중 높은 결과로 정리된 응력비 분포를 Fig. 5에 보였다. 최대 응력비는 0.781이며 평균 0.201로 평가되었다. 응력비가 0.3 미만으로 평가된 지점은 전체에서 83.8%이므로 대부분의 배관부는 응력에 대해 건전하다. 해석조건별로는 조건 1의 평균 응력비가 0.200, 조건 2의 경우 0.192로 평가되었다.

상위 응력비가 발생된 10개 지점의 위치와 응력값을 Fig. 6과 Table 6에 보였다. 상위 10개 응력비 지점은 모두 압축기 이후 지점이다. 관경 등의 큰 차이가 없으므로 유사한 수준의 비교적 높은 내압응력(hoop stress)가 발생되고 있으며, 공통적으로 높은 열팽창응력(expansion stress)이 발생되었다. Fig. 6(a)에서는 압축기 이후 수평으로 비교적 긴 직관부로 진행되다가

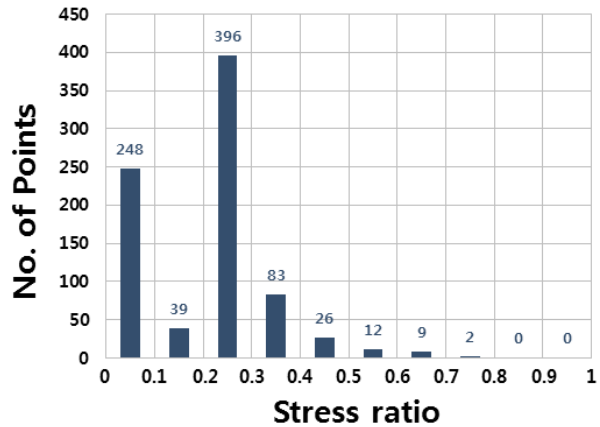


Fig. 5. Stress ratio distribution

unit1과 unit2로 분기되는 티배관 지점, M26과 unit1의 유량계 설비로 인입되기 전 곡관부, M30N에서 고응력비가 발생되었다. 비교적 낮은 운전온도이나, 직관으로 이어져오는 길이가 길어 열팽창응력이 크게 발생되었다.

Fig. 6(b), (d)에서와 같이, 열교환기 이후 수직배관의 초기 부근 DG17F, AC15, AC16F의 3개 지점에서 고응력비가 발생하였다. 해당 지점들은 2기의 열교환기를 거쳐 고온으로 승온이 되었으며, 전후단에서 비교적 긴 직관부가 형성되어 있기에 열팽창응력이 비교적 높게 발생함을 알 수 있다. 따라서 팽창의 신축이 발생하는 곡관부와 곡관부 주변의 지지대 지점에 큰 시스템 응력이 발생할 수 있다. Fig. 7에서 배관 변형 결과를 통해서도 확인할 수 있다.

Fig. 6(c), (e)에서는 수직으로 하강된 배관이 다시 수평으로 설치된 위치에서 DG42, DO07, AC44, AC46, AK07 지점에서 고응력비가 발생하였다. 수직배관에서는 2회의 루프를 거쳐 내려오는 수직배관은 이미 그 신축이 어느 정도 흡수되었다. 두 병렬배관의 양 끝단 쪽에서 길이방향 신축을 구속하는 지지조건이 형성

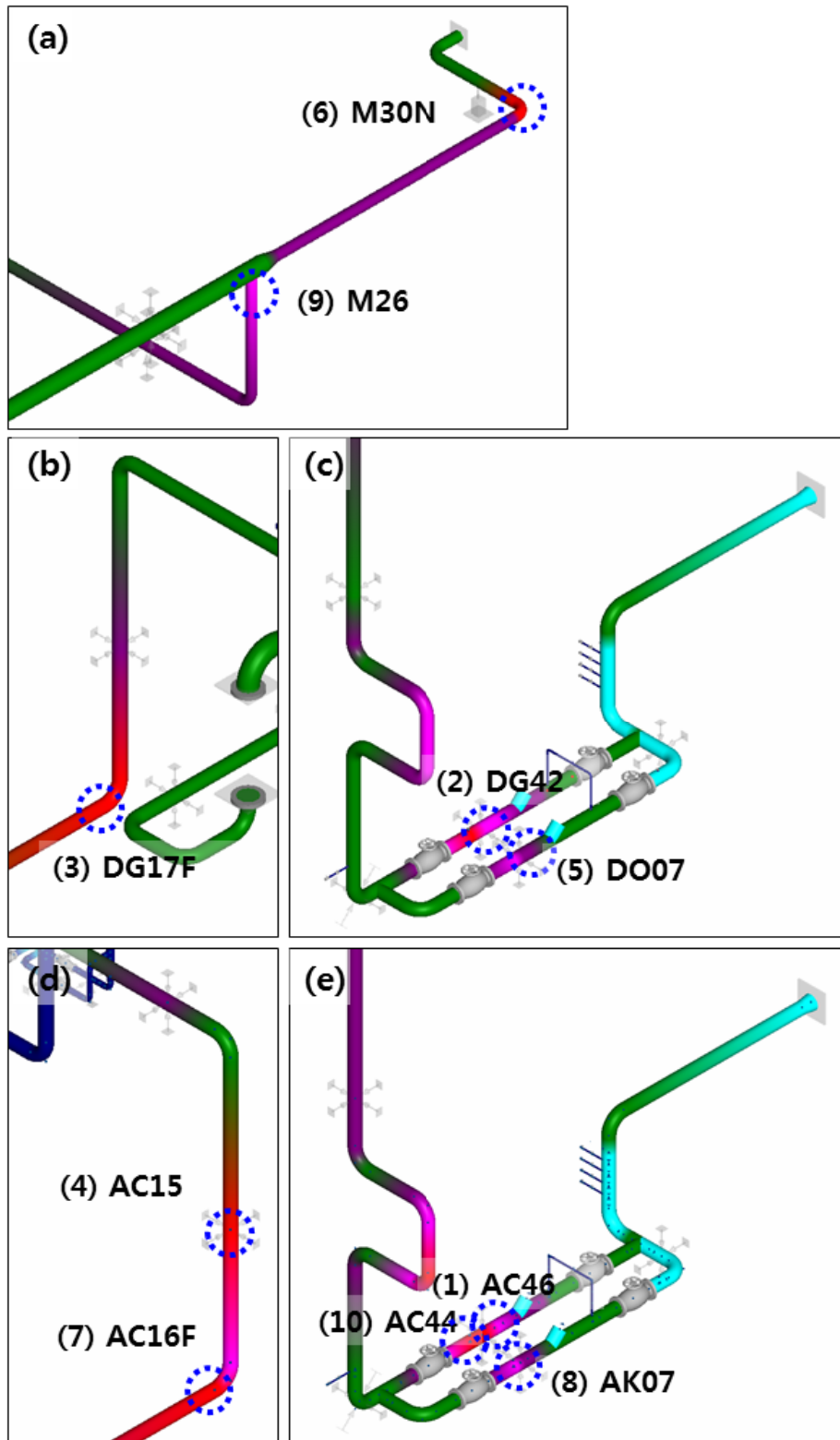


Fig. 6. Locations of high stress ratio occurred ; (a) before the unit1 flowmeter, (b) initial part of vertical piping of unit1, (c) right after vertical piping of unit1, (d) initial part of vertical piping of unit2, and (e) right after vertical piping of unit2

Table 6. Stress analysis results of top 10 stress ratio points

Rank	Point	Component	Material	Pressure (MPa)	Temp. (°C)	Stress ratio	Case 1				Case 2			
							Sys. stress (MPa)	Sus. stress (MPa)	Exp. stress (MPa)	Hoop stress (MPa)	Sys. stress (MPa)	Sus. stress (MPa)	Exp. stress (MPa)	Hoop stress (MPa)
1	AC46	Support	TP304	4.54	200	0.7813	112.5	38.2	95.6	60.8	100.7	38.2	82.6	60.8
2	DG42	Support	TP304	4.54	200	0.7772	111.9	38.3	95.2	60.8	100.2	38.3	82.3	60.8
3	DG17F	Elbow	A106-B	4.54	200	0.6660	137.9	60.0	123.0	60.8	127.2	60.0	107.8	60.8
4	AC15	Support	A106-B	4.54	200	0.6605	136.7	32.6	120.9	60.8	122.0	32.6	104.8	60.8
5	DO07	Support	TP304	4.54	200	0.6216	89.5	37.3	72.5	60.8	81.8	37.3	62.7	60.8
6	M30N	Elbow	A106-B	4.54	60	0.6192	142.4	41.4	154.9	61.2	91.9	41.4	79.9	61.2
7	AC16F	Elbow	A106-B	4.54	200	0.6144	127.2	32.9	142.2	60.8	113.9	32.9	123.2	60.8
8	AK07	Support	TP304	4.54	200	0.6119	88.1	36.5	69.7	60.8	80.8	36.5	60.2	60.8
9	M26	Tee	A106-B	4.54	60	0.6090	140.1	37.1	157.8	61.2	88.9	37.1	81.4	61.2
10	AC44	Tee	A106-B	4.54	200	0.6066	125.6	38.8	147.8	60.8	111.5	38.8	127.7	60.8

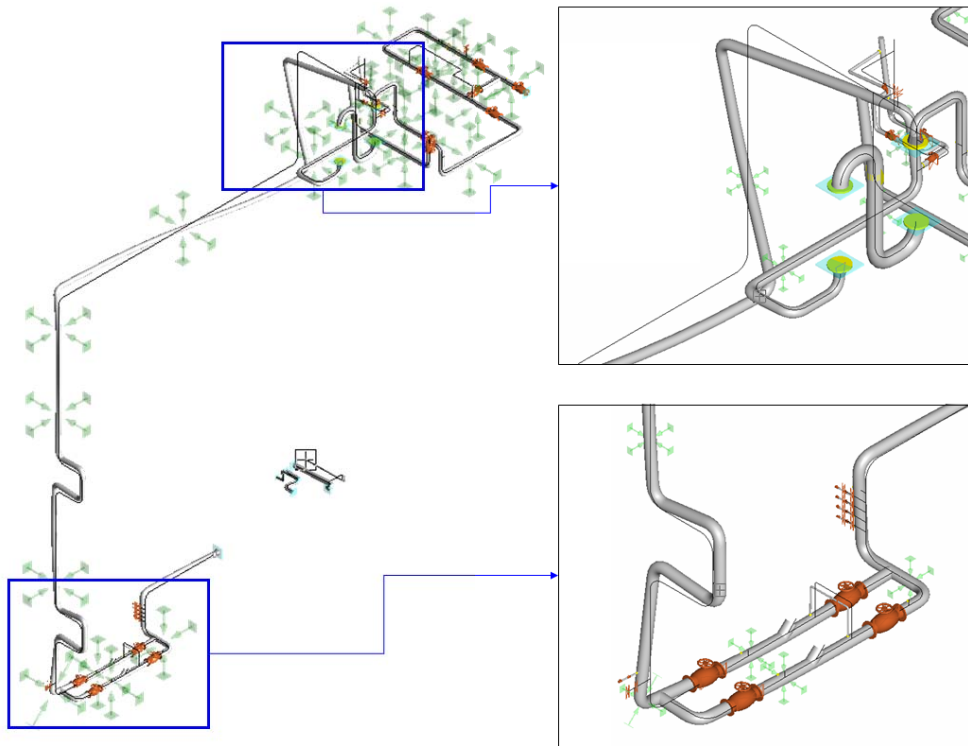


Fig. 7. Piping deflection result of unit 1 piping (exaggerated)

되어 있으며, 배관 재질이 스테인리스강으로 변경되고 있다. A106-B 강재에 비해 A312-TP304 강재는 고온

에서의 항복강도가 낮으므로, 응력비가 높게 평가되었다. 배관 전체적으로 발생하는 응력은 운전온도에서의

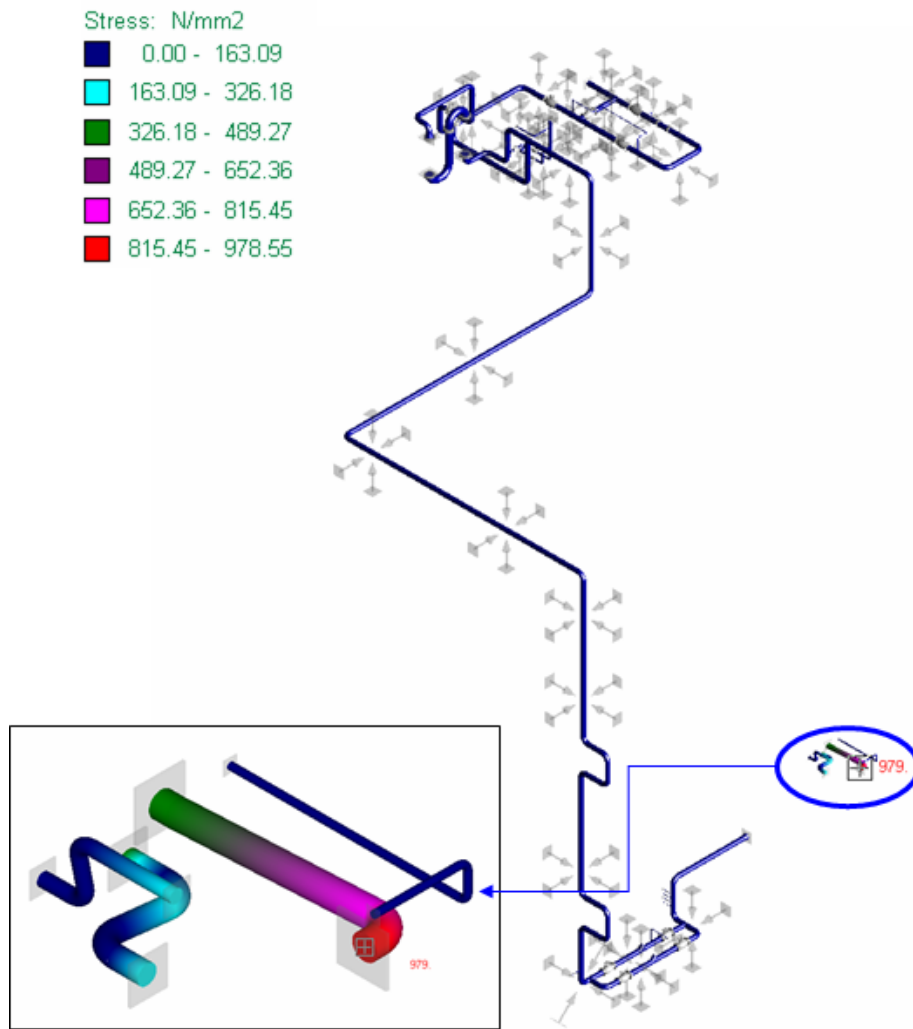


Fig. 8. Rigid anchor applied result of unit 1 piping

항복강도보다 낮으므로, 건전성을 가지고 있다고 판단된다.

설비와 배관의 연결부에 적용된 앵커 요소는 일반적으로 전 방향으로 완전 구속성을 부여한다. 하지만 실제 운전 중에는 설비 또한 열 변형이 발생될 수 있으며, 연결부에도 어느 정도 신축성이 발생될 수 있다. 설비 연결부의 앵커 요소를 완전 구속으로 적용했을 경우 배관 해석 결과를 Fig. 8에 보였다.

해석조건1에서 완전 구속 시 최대 응력은 978.6 MPa이 발생하였다. 이는 완전 구속이 적용될 경우 실질적으로는 발생되기 어려운 응력이 앵커 부근에서 계산되었으므로 판단할 수 있다.

본 연구에서는 초기 설계단계에서의 도면을 기반으로 모델링 및 해석이 되었으므로, 실제 위험도 평가를 위해서는 현장 설치된 배관 및 배관 요소와의 비

교에 의한 보완이 필요하다. 배관 해석 결과로의 배관 하중을 경계조건으로 이용하여 배관 요소의 상세 응력 해석, 피로해석 등을 수행할 수 있다.

4-2. 배관 해석 결과와 API RBI 코드 기반 위험도 평가 결과 비교

같은 배관계통에 대해 설치된 시점에서의 API RBI 코드에 의한 파손확률 평가결과를 Table 7에 보였다. 코드에 의한 위험도 평가는 세그먼트 단위에서 수행되며, 연료 가스의 유로 분기 및 기계적 관점에서 세그먼트가 정의되었다. 총 452개의 세그먼트에 대한 결과를 나타내고 있으며, 대부분 안전한 PoF인 1등급에 해당하고 있으며, 가장 높은 파손확률은 3등급으로, 4개의 세그먼트가 평가되었다.

2, 3등급의 7개 세그먼트들은 진동이 발생될 수 있는

Table 7. Probability of failure result of fuel gas piping system at the initial stage of the installation by API 581 code

PoF	1	2	3	4	5	Total
No. of Segment	445	3	4	0	0	452

설비 부근으로 피로에 대한 손상인자가 높게 평가 되었다. 해당 세그먼트들에 포함된 지점에서의 배관해석 결과 응력비는 모두 0.3 이하로 평가된 지점이다.

코드에 의한 RBI 평가는 다수의 잠재적 손상인자들을 모두 평가한다는 점과 이를 정량화한다는 장점이 있다. 하지만 기계적인 손상에 주요하게 작용하는 응력이라는 요소를 반영하기 어려우므로, 두 평가의 상호 보완적인 평가가 병행됨이 필요하다.

5. 결론

본 연구에서는 복합화력발전 플랜트 가스연료 공급 배관계에 대해 배관 시스템 응력을 고려한 위험도 평가 방법에 대해 연구하였다. 위험도 평가의 기존 API RBI 코드에서 고려하지 못한 손상을 고려하기 위해 배관의 시스템 응력해석 결과를 기반으로 위험도 평가 방법을 제시하였다. 대상이 되는 복합화력발전 플랜트 가스연료 공급 배관의 자료를 기반으로 배관해석을 수행하여, 응력과 응력비, 발생 위치를 평가하였다. 그 결과 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 정유플랜트, 석유화학플랜트 등 공정플랜트에서 주로 적용되는 API 580/581 RBI 코드를 복합화력발전 플랜트의 가스연료 공급 배관에 적용함에 있어서 주요 손상기구를 유효하게 사용할 수 있다. 하지만 API 코드에서 제시되는 방법은 복합발전 플랜트의 기동 정지 시 발생하는 배관의 시스템 응력에 의한 손상을 반영하지 않고 있으므로, 이를 반영할 필요성이 있음을 확인하였다. 본 연구에서는 이를 보완하기 위해 배관 시스템 응력과 운전온도에서의 재질 항복강도의 비율로 하는 응력비를 통해 배관의 위험도를 평가하는 방법을 제시하였다.

(2) 복합화력발전 플랜트의 가스연료 공급 배관을 대상으로 배관해석을 수행하였다. 동절기와 하절기의 운전에 대해 해석조건을 설정하였다. 배관의 최대 응력비는 0.781이며, 전체배관에서 평균적으로 0.201로 평가되었다. 상위 응력비가 나타난 지점은 배관계에서 고온, 고압의 위치에 해당하며, 주변으로부터 크게 발

생되는 열팽창을 신축하는 곡관부나, 팽창이 과하게 억제되는 구속부위에 주로 발생되었다. 배관과 특정 설비의 연결부위를 모사하는 앵커부는 완전 구속 조건으로 설정할 경우 비정상적인 과도한 응력이 발생하므로, 실제 특정 플랜트를 대상으로 RBI 해석을 수행할 때에는 앵커부의 현장 조건이 정확히 반영되는 해석이 필요하다. 본 연구의 배관해석은 초기 설계 자료에 기반하고 있으므로 실제 설비에 적용하기 위해서는 정확한 현장 조건들을 반영하여 평가가 수행되어야 한다.

(3) 배관해석 결과와 API RBI 코드의 파손확률 평가결과를 비교하였으며, 코드에 의한 평가 시 고응력이 발생하는 배관부의 손상평가가 제한적임을 확인하였다. 두 방법의 상호보완적인 평가가 수행되어야 신뢰성 있는 위험도 평가가 수행될 수 있다. 배관해석의 결과인 응력비를 API RBI 코드의 파손확률의 손상인자로서 효과적으로 포함시켜 위험도를 평가하는 것이 효율적인 RBI 평가가 될 수 있을 것으로 사료된다.

감사의 글

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행된 결과입니다 (No. 2014 1010 101850)

References

- Bang, H. J., et al., 2017, Integrated Safety Management of Combined Power Plant, Proceeding of the Conference of KIGAS, pp. 180-180
- Kim, M. W., et al., 2017, A Study on the Risk Assessment Method for Safety Management of the Combined Cycle Power Plant, Proceeding of the Conference of KOSEE, No. 4 pp. 31-31
- Shim, S. H., et al., 2002, Development of a RBI Procedure and Implementation of a Software Based on API Code (I) - Qualitative Approach", KOSOS, Vol. 17, No. 3, pp. 66-72, 2002
- Song, J. S., et al., 2002, Development of RBI

- Procedures and Implementation of a Software Based on API Code (II) - Semi-Quantitative Approach”, KOSOS, Vol. 17, No. 4, pp. 110-118
5. Choi, J. W., 2009, A Study on Risk Based Management Procedure for Fossil Power Plant, Chung-Ang University, Ph. D. Dissertation (in Korean)
 6. Jeong, S. Y., et al., 2013, Structural Integrity Evaluation by System Stress Analysis for Fuel Piping in a Process Plant, KOSOS, Vol. 28, No. 3, pp. 44-50
 7. Park, D. J., et al., 2014, A Study on System Stress Analysis of High Temperature Plant Piping with Expansion Joints and Load Hangers, KOSEE, Vol. 23, No. 3, pp. 116-124
 8. Yoon, K. B., et al., 2015, Stress Relaxation Cracking in 304H stainless steel weld of a chemical reactor serviced at 560 °C, Engineering Failure Analysis, Vol. 56, pp. 288-299
 9. API RP 580, Risk-Based Inspection, API, 2nd ed., 2009
 10. API RP 581, Risk-Based Inspection Technology, API, 2nd ed., 2008
 11. ASME B31.8 Power Piping, 2012.
 12. ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping System, 2012.
 13. AutoPIPE V8i(SELECTseries 3) Tutorial Manual, Bentley Systems Inc., 2011.