

피로설계 및 평가를 위한 3차원 유한요소 응력해석에 관한 고찰: 모터구동밸브를 이용한 사례연구

김형근[†] · 이상민* · 장윤석* · 최재봉* · 김영진* · 김운재**

3-D Finite Element Stress Analysis for Fatigue Design and Evaluation: A Parametric Study of MOV(Motor Operated Valve)

Hyeong-Keun Kim, Sang-Min Lee, Yoon-Suk Chang, Jae-Boong Choi, Young-Jin Kim
and Yun-Jae Kim

Key Words : Motor Operated Valve(모터구동밸브), Fatigue Design(피로설계), Stress Classification Line(응력분류선), Stress Intensity(응력강도), Structural Stress(구조응력)

Abstract

In this paper, a new procedure is proposed to accomplish the primary plus secondary stress($P+Q$) at the 'structural element' instead of 'transition element'. For the $P+Q$ evaluation, the calculated stresses by FEA are linearized along a stress classification line to extract the stress category, then the stress intensity is calculated to compare with the $3S_m$ limit. Also, in this paper, the 'design by analysis' criteria, adopted fundamental concepts and a new approach to calculate K_e factors are explained. The new procedure combined with 3-D FEA has been applied to motor operated valve in order to the over conservatism and the rack of margin. The evaluation results show a good applicability and can be utilized for fatigue life evaluation by using $P+Q$.

기호설명

P_m : General primary membrane stress intensity
 P_L : Local primary membrane stress intensity
 P_b : Bending stress intensity
 P : Primary stress intensity
 Q : secondary stress intensity
 F : Peak stress intensity
 S_m : Allowable design stress intensity
 K_e : Stress concentration factor, SCF

1. 서 론

피로수명평가는 피로균열개시 및 피로균열진전

[†] 성균관대학교 일반대학원 기계설계학과
 E-mail : faithkim99@safe.skku.ac.kr
 TEL : (031)299-6621 FAX : (031)290-5276

* 회원, 성균관대학교 기계공학부

**회원, 고려대학교 기계공학부

평가로 구분된다. 피로균열개시평가의 경우는 국부응력강도(local stress intensity)를 결정하기 위해 $P+Q+F$ 와 같은 응력성분을 모두 고려하게 되며, 피로균열진전평가는 F 를 제외한 $P+Q$ 만을 고려하게 된다. 이 방법을 통한 구조물의 피로수명평가를 위해서는 주로, 유한요소해석(finite element analysis)을 수행하게 되며 그 결과를 설계 및 평가 기준으로 활용하기 위해 ASME Code Sec. III, NB-3200 '해석에 의한 설계(design by analysis)'와 연계할 수 있다⁽¹⁾. 따라서 피크응력강도(peak stress intensity)를 결정하여 피로균열개시 평가를 수행하기 위해서는 관심부위에 대한 유한요소망의 크기 변화에 따른 민감도 해석이 필요하다. 하지만 형상이 복잡한 3차원 대형 구조물의 경우, 유한요소 해석을 통한 피크응력강도를 결정해 주기 위해서는 많은 해석 시간과 비용이 소요된다. 이에 따라 최근 '코드에 의한 설계 (design by code)'를 활용하는 방법들이 사용되고 있다. 즉, 해석을 통해 P , Q 와 같은 구조응력(structural stress)을 찾고, 관심부

위에 대한 이론적인 응력집중계수를 고려해 줌으로서 국부응력강도를 결정하는 방법이다^(2,3).

또한 설계코드에 제시되어 있는 응력집중계수가 지나치게 보수적이라는 의견이 제기됨에 따라 보수성을 완화하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 1980년대 후반부터 Holliger와 Hechmer⁽⁴⁾는 3차원 응력해석의 기준을 제시하고 구조응력에 대한 개념을 정립하였다. 그리고 1990년대 후반부터 Dong은 요소망에 둔감한 구조응력 절차를 적용하여 용접부 피로설계 및 평가에 관한 연구를 수행한 바 있다⁽⁵⁾. 하지만 이러한 구조응력에 기초한 피로설계 및 평가에 관한 연구는 간단한 몇몇 모델에만 국한되어 진행되었으며 다양한 모델에 대해 적용하기 위해서는 많은 실험과 수치해석을 통한 검증과정이 필요하다.

따라서 본 논문에서는 모터구동밸브(motor operated valve: MOV)를 대상으로 유한요소해석을 수행하고 불연속(transition element)부에서의 국부응력과 구조요소(structural element)부에서의 구조응력 사이의 관계를 규명하고 구조응력에 기초한 3차원 응력해석 기법을 확립하고자 한다. 또한 이를 통해 피크응력강도를 계산하고 ASME Sec. III에 기초한 피로수명평가를 수행하고자 한다⁽⁶⁾.

2. 3차원 유한요소해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 열교환기 MOV의 형상을 나타낸 것이다. 유한요소망은 설계도면을 토대로 I-Deas⁽⁷⁾를 이용하여 구성하였으며 대칭성을 고려하여 1/2로 모델링하였다. 유한요소망 생성시 사면체 요소를 사용하였으며, 해석 매트릭스를 Table 1에 정리하였다.

2.2 경계조건

온도 과도상태에 따른 MOV의 열응력 해석 경계조건은 Fig. 2(a)와 같이 밸브의 내면을 제외한 모든 부분을 단열상태로 가정하였다. 또한 압력에 의한 기계적응력 해석시 경계조건은 Fig. 2(b)에서 보는 바와 같이 각 단면에 대해서 대칭(symmetric) 경계 조건을 설정한 뒤 MOV의 하단 끝단에 수직 방향으로 한 점을 구속하였다.

2.3 재료물성

해석에 사용된 재질은 SA217 C12로서, 온도에 따른 재료물성치는 Table 2에 정리하였다.

온도변화에 의한 응력은 해당기기에 대한 열전

Table 1 Finite element analysis matrix

	Element Length	No. of Nodes	No. of Elements	No. of Radial dir. Nodes	Solving Time [min.]
FE Model	20mm	3,845	14,957	4	25
	18mm	4,759	18,920	4	40
	15mm	7,070	30,139	5	215
	12mm	12,204	52,670	6	300
	10mm	19,358	86,311	7	420
	8mm	32,626	149,496	9	600
	6mm	64,446	304,198	11	3000

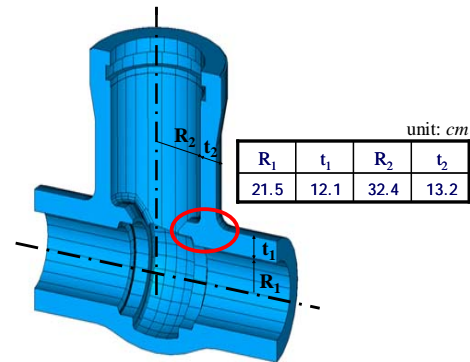


Fig. 1 Dimensional parameters used in FEA

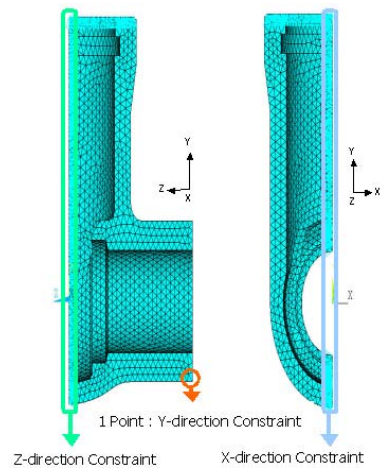
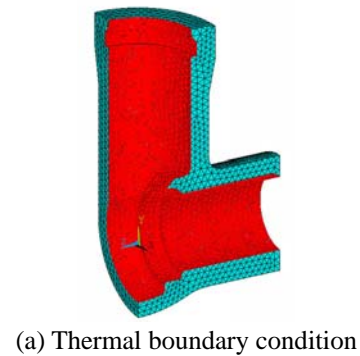


Fig. 2 Schematic illustrations of boundary conditions for stress analysis

Table 2 Material properties of SA217 C12

Temp. [°C]	Density [kg/m ³]	ν	E [GPa]	K [W/m °C]	C_p [J/kg °C]	$\alpha (\times 10^5)$ [1/°C]
21.1	7850	0.3	213.7	22.1	427.0	1.04
65.6			208.2	23.5	446.7	1.06
121.1			205.5	24.9	467.6	1.10
176.7			200.6	26.0	490.8	1.12
232.2			197.9	26.6	513.7	1.13
287.8			193.7	27.3	541.9	1.17
343.3			188.9	27.7	569.3	1.19
398.9			184.8	27.9	600.4	1.21
454.4			180.6	28.0	646.5	1.22
510.0			175.1	27.9	690.9	1.24
565.6			168.9	27.7	750.8	1.26

달 해석을 통해 결정하였다. 대류 열전달 해석을 위해서는 유체 흐름에 대한 대류 열전달 계수가 필요하다. 일반적으로 대류 열전달 계수는 유체의 속도, 경계면의 거칠기, 해당 구조물의 재료특성에 따라 복잡한 절차를 통해 결정되는 값으로 이 값을 결정하기 위해서는 해당 경계조건을 고려한 전산유체해석이 필요하다. 하지만 일반적으로 대류 열전달 계수 변화가 열응력에 미치는 영향은 미소하므로 본 연구에서는 대류 열전달 계수를 $98.5(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$ 로 가정하였다.

2.4 실제 운전조건

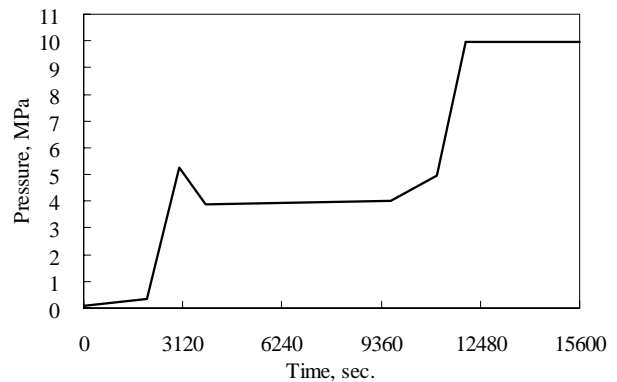
MOV에 작용하는 하중은 압력과 온도변화에 의한 열하중과 내부 압력에 의해 발생하는 밸브 끝단의 하중으로 나눌 수 있다. 끝단에서 발생하는 하중과 압력간의 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F(t) = \frac{P(t)R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (1)$$

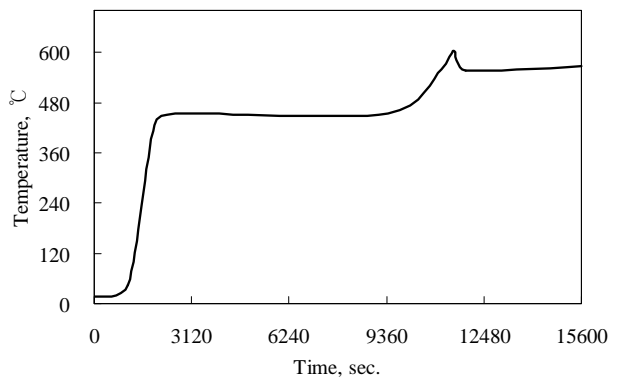
여기서, $P(t)$ 는 내압, R_i 는 밸브의 내반경, R_o 는 밸브의 외반경이다.

온도와 압력 변화에 의한 하중은 과도운전조건 중 cold start-up 조건만을 고려하였다. Fig. 3은 cold start-up 조건에 대한 압력과 온도분포를 나타낸 것이다. 압력과 온도조건은 구조물 내벽면에 작용하며, 압력에 의한 응력은 압력이 가장 큰 가동 후 15,600초에서 최대가 된다. 그러나 온도 변화에 따른 응력은 구조물 내부의 온도구배에 따라 결정되며 온도 변화에 대한 최대응력은 임의의 시간에 발생한다.

따라서 본 연구에서는 ANSYS⁽⁸⁾을 사용하여 초기 조건으로부터 정상상태에 해당하는 15,600 초까지 내압과 온도변화를 모두 고려하여 과도상태에 대한 유한요소해석을 수행하였다.



(a) Pressure



(b) Temperature

Fig. 3 Idealization of cold start-up transient

2.5 국부응력 결과 비교

Fig. 4는 MOV에 대한 요소망 민감도 해석을 통해 관심부위에 대한 피크응력강도와 주응력 결과를 비교한 것이다. 일반적으로 불연속면이나 형상 변화가 심한 (A), (B), (C) 부분에 대해서는 요소망을 증가시켜도 해가 어느 일정한 값에 수렴하지 않고 계속해서 증가하는 특성이 있다. MOV의 경우, 피크응력 결과는 요소망 길이가 6~8mm사이부터 5% 이내에서 해가 수렴하고는 있으나 주응력 결과를 비교해보면 5% 이상의 증가경향을 계속해서 나타내고 있다. 즉, 민감도 해석 통해 최적요소망을 찾아 국부응력강도를 찾는 것은 어려운 문제이다. 따라서 이러한 단점을 보완하기 위해 요소망에 덜 민감한 구조응력을 이용하여 국부응력을 예측하는 방법이 활발하게 연구되고 있다.

3. 구조응력을 이용한 국부응력 예측

3.1 응력분류선의 설정

Fig. 5는 MOV 형상에 대한 응력분류선(stress classification lines: SCLs)을 나타낸다. 구조응력의

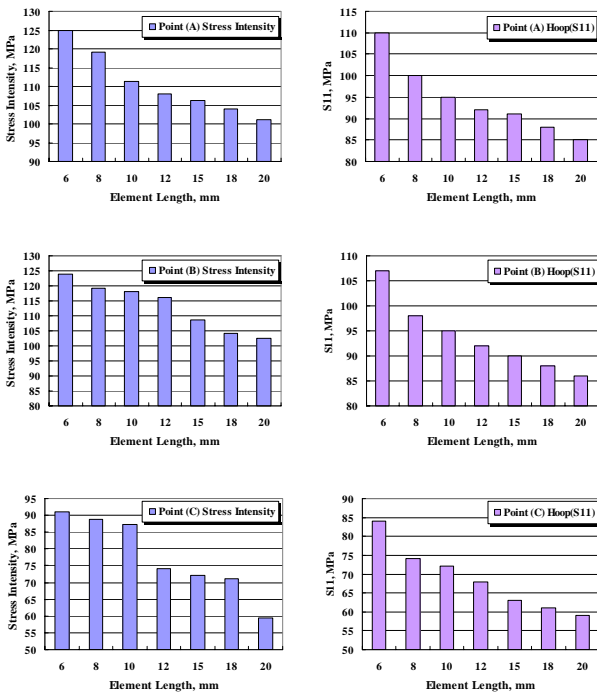


Fig. 4 Sensitivity analysis for optimum finite element

정의는 국부응력과 상반되는 개념으로서 불연속부나 형상변화가 심한 부분에서 일정거리 이상 떨어져 있으면서 하중조건에 따라 변형이 적고, 1차 응력과 2차 응력이 일정하게 나타내는 구간의 응력을 지칭한다. SCLs 설정은 WRC bulletin 429⁽⁴⁾를 참고하였으며 불연속부에서 일정거리 이상 떨어진 구간을 두께방향으로 수직하게 절단하여 6개의 기준선으로 정의하였다.

3.2 ASME 코드에 기초한 피로설계

이론해와 유한요소 해석결과를 검증하기 위해 Fig. 6에서 보는 것과 같이 내압에 의한 1차 막응력의 경우, crotch area 에서 NB-3545.1(a)-1에 따라 압력 면적법(pressure area method)으로 응력을 계산하게 된다. 만약 P_m 이 S_m 보다 크게 되면 구조물의 붕괴(collapse)가 일어난다. 2차 응력의 경우는 내압, 배관의 반력 그리고 온도효과 등으로 인한 응력값이 $3S_m$ 이하가 되도록 설계되어야 한다⁽⁹⁾. 특히, 2차 응력은 shakedown analysis를 통해 탄성 및 탄-소성 해석 해석 수행여부에 대한 기준을 제공해 주므로 반드시 확인을 해야 한다.

3.3 구조응력 결정

Fig. 7은 요소망에 덜 민감한 구조응력을 이용하여 피크응력강도를 결정하는 방법을 설명하고 있다. 구조응력은 유한 요소망 크기에 민감하게 반응하지 않는 특징 때문에 해석시간을 감안하여 요

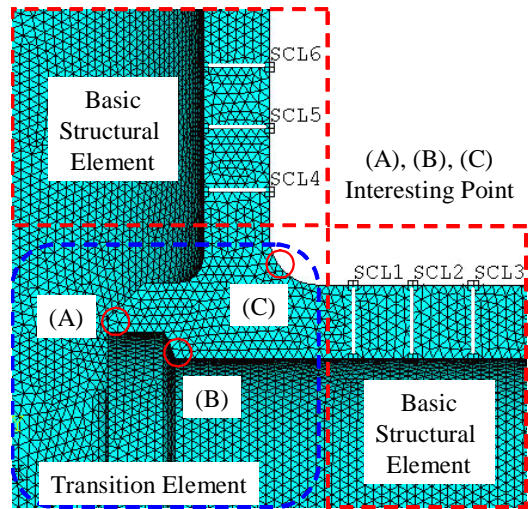


Fig. 5 Interesting points in FE model with SCLs

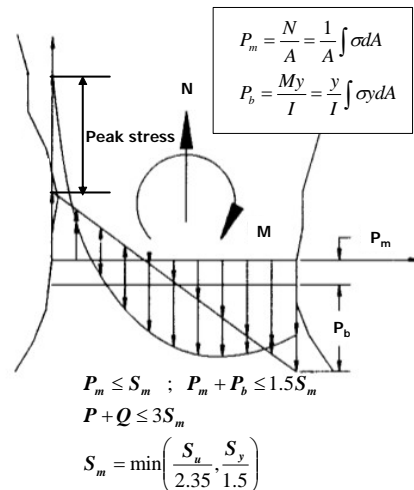


Fig. 6 ASME Code requirements for primary and primary plus secondary stress

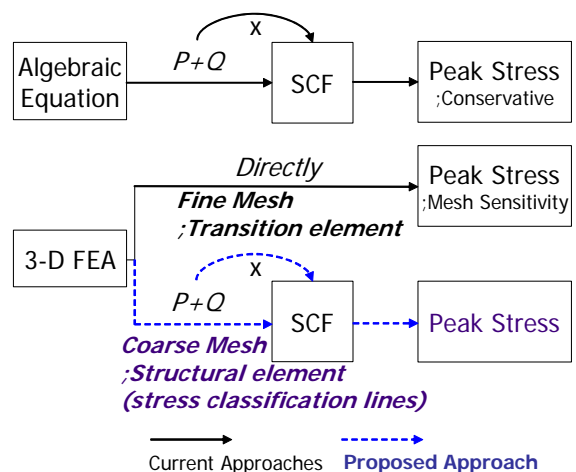


Fig. 7 Schematic flow chart for determination of peak stress; comparison of ASME Code and proposed structural stress approach

Table 3 Six stresses components at SCLs

	Node NO.	Radial (11) MPa	Hoop (33) MPa	Axial (22) MPa	Shear (23) MPa	Shear (13) MPa	Shear (12) MPa
SCL 1	6683	-11.9	60.5	-1.1	0.2	-1.9	-0.4
	4321	0.03	10.4	-9.9	-1.6	-5.5	-0.2
	17	1.1	-26.9	-24.6	-1.5	-1.3	-1.1
SCL 2	6684	11.5	85.4	-7.8	-0.1	-0.6	-0.6
	3314	0.9	20.2	-7.9	-0.9	0.8	-0.1
	24	1.5	-24.6	-12.6	-1.7	0.3	-0.3
SCL 3	5468	-10.7	108	-5.6	0.9	0.3	0.7
	243	2.4	30.8	-6.0	-1.2	2.2	-0.2
SCL 4	12	1.3	24.2	-11.9	-2.1	-0.1	0.1
	3241	-3.9	62.6	-11.5	-0.5	-2.9	-1.1
SCL 5	1414	-15.8	19.6	-0.9	0.5	-8.2	1.1
	147	-34.4	21.7	1.3	-0.5	-2.2	2.2
SCL 6	3811	-19.9	63.1	-11.1	1.2	-1.5	-2.1
	810	-12.4	31.4	-0.6	0.4	-3.7	1.0
SCL 6	170	-15.3	-7.6	0.8	-0.3	-0.8	1.4
	4073	-19.2	66.3	-12.7	1.0	-1.0	1.0
	1041	-9.3	35.8	-1.4	0.2	-1.8	0.2
	210	-8.5	2.6	0.3	-0.1	-0.3	1.3

소길이가 18mm인 모델을 사용하였다.

Table 3은 SCLs에서 응력성분을 분류한 것으로서 6개의 SCLs로부터 타당한 기준 응력선을 선정하게 된다. 아래의 (1)~(3)을 통해 SCLs의 타당성을 검증하기 위한 방법을 제시하였다⁽¹⁰⁾.

- (1) Fig. 8에서 보는 것과 같이 SCL상에서 굽힘과 관련된 3개의 수직응력은 선형성을 만족해야 한다.
- (2) 두께 방향에 대한 응력분포는 traction 경계조건을 만족해야 한다.
- (3) Fig. 8에서 보는 것과 같이 전단력은 두께방향에 대해 포물선(parabolic)형태를 유지해야 한다.

이러한 조건을 만족하는 SCL 1과 SCL 5에 대해 ANSYS post-process를 이용하여 선형화된 구조응력을 결정하여 Table 4에 정리하였다. SCL 4~6의 경우보다 SCL 1~3의 구조응력값이 일정하지 않은 것은 경계조건 때문이며 이러한 문제로 인하여 가장 이론해와 잘 맞는 SCL 5의 구조응력을 이용하여 관심부위에 대한 응력집중 계수를 결정하였다.

4. 구조응력을 이용한 피로수명평가

구조응력을 이용한 피로수명평가절차는 ASME Sec. III 에 기초하였으며, 계산된 구조응력에 응력 집중계수를 고려하여 아래의 식 (2)와 같이 국부 응력강도를 계산하여 Table 4 에 정리하였다.

$$S_p = K_e(P+Q) \tag{2}$$

여기서, S_p 는 국부응력강도, K_e 는 응력집중계수, P 는 1차 응력 그리고 Q 는 2차 응력이다.

피로수명평가에 사용된 S-N curve 는 Fig. 9 와 같이 ASME Sec. III 에 제시된 가장 보수적인 하한계 피

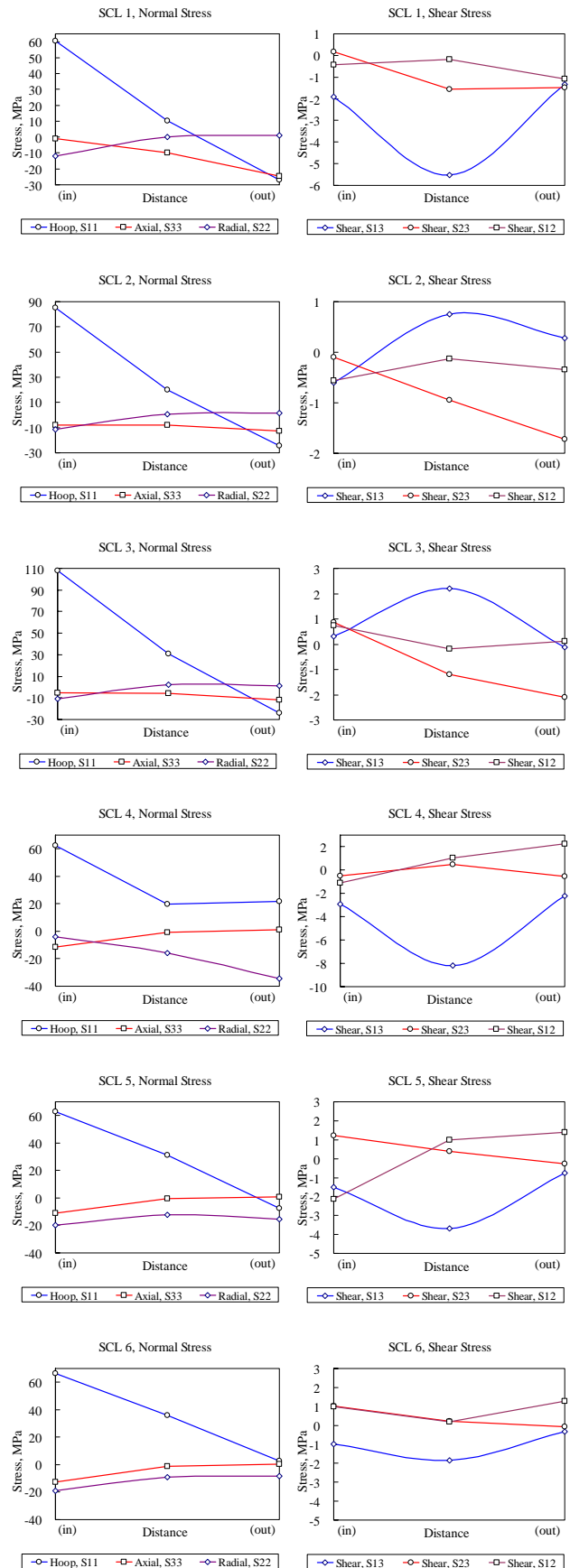


Fig. 8 Validity check for SCLs

Table 4 Determination of SCF at the interesting points

	Stress Category	Stress Intensity	Allowable Limit	Remarks
		MPa	MPa	
SCL 1	P_m	26.1	276	OK
	$P+Q$	65.3	818	OK
SCL 2	P_m	31.6	276	OK
	$P+Q$	77.5	818	OK
SCL 3	P_m	39.9	276	OK
	$P+Q$	85.8	818	OK
SCL 4	P_m	40.6	276	OK
	$P+Q$	77.2	818	OK
SCL 5	P_m	45.1	276	OK
	$P+Q$	84	818	OK
SCL 6	P_m	44.9	276	OK
	$P+Q$	78.6	818	OK

$S_m=273\text{MPa}$ at 675°C
 $P_m \leq S_m=273\text{MPa}$ at 675°C
 $P+Q \leq 3S_m=828\text{MPa}$ at 675°C

Point	Local Stress Intensity, S_m , MPa	K_e	Structural Stress Intensity $P+Q$, MPa	
(A)	120	1.84	at SCL 1	65.3
(B)	119	1.82		
(C)	88.8	1.36		
(A)	120	1.43	at SCL 5	84
(B)	119	1.42		
(C)	88.8	1.13		

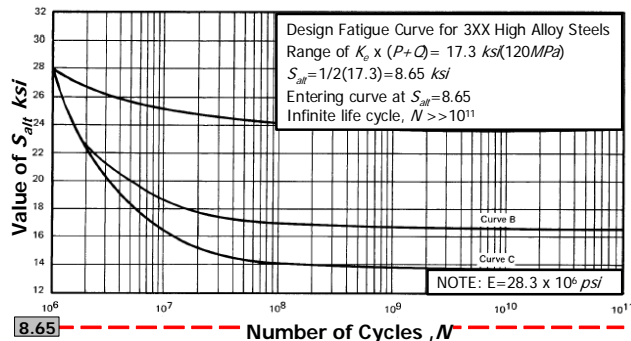


Fig. 9 Fatigue evaluation

로 설계 곡선을 사용하였으며 이 곡선의 경우, 탄성계수 E 는 $28.3 \times 10^6 \text{ psi}$ 에 대한 곡선으로 대상 기기에 적용하기 위해서는 탄성계수를 보정해야 한다. 본 연구에서는 보수적으로 상온 21°C 에서의 값을 사용하였으며 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$S_{alt,new} = S_{alt,old} \frac{E_{actual}}{E_{design}} \quad (3)$$

여기서, E_{design} 은 S-N curve의 탄성계수이고 E_{actual} 은 실제 해석구조물의 탄성계수이다. 피로수명평가 결과 관심부위 전역에 걸쳐 피로 균열개시 가능성은 거의 없는 것으로 나타났다.

5. 결론

본 연구에서는 MOV의 피로수명평가를 위해 구조응력 개념을 도입하였으며, 3차원 유한요소해석 결과를 기반으로 기존의 국부응력 결정법과 비교하였다.

- (1) 국부응력과 구조응력 사이의 관계를 규명하고, 구조응력에 기초한 3차원 응력해석기법을 확립하였다.
- (2) ASME Code Sec. III, NB 3200에 기초한 피로수명평가를 수행하였으며 MOV의 설계요구조건에 대한 기기건전성을 확보하였다.

참고문헌

- (1) ASME, 1998, "Rules for construction of nuclear power plant components," *B&PV Code Sec. III, div.1, Subsection NB*, ASME, New York. pp. 68~92
- (2) Decker, C.J. and Brink, H.J., 2000, "Nozzles on spheres with outward weld area under internal pressure analysed by FEM and thin shell theory," *Int. J. of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 77, pp. 399~415
- (3) Kim, J.S. and Jin, T.E., 2004, "Evaluation of fatigue crack initiation lifetime for nuclear welded structures based of structural stress and fracture mechanics approach," *Proceedings of KSME Autumn Annual Meeting A*, pp. 13~20
- (4) Hechmer, J.L. and Holliger, G.L., 1998, "3D stress criteria guideline for application," *Welding Research Council, Inc., Bulletin 429*
- (5) Dong, P., 2001, "Structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joint," *International Journal of fatigue*, Vol. 23, pp. 856~876
- (6) ASME, 1998, "Rules for construction of nuclear power plant components," *B&PV Code Sec. III, div.1*, ASME, New York, pp. 5~145
- (7) I-Deas, 2000, "I-Deas assembly design," SDRC Korea
- (8) ANSYS, 2004, "Introduction to ANSYS 8.0," ANSYS Inc.
- (9) Lee, W.H., 2004, "Equipment qualification for power plant valve and design & analysis technology," *Proceedings of KSME Spring Annual Meeting A*, p. 91
- (10) Okamoto, A. and Ohtake, Y., 2000, "Analytical study on local plastic area for the evaluation of primary plus secondary stress," *Proceedings of ASME PV&P Codes and standard*, Vol. 407, pp. 91~98