

## 선박용 압축공기 탱크의 피로강도에 관한 연구(I)

김종호† · 안재형\*

(원고접수일 : 2005년 8월 18일, 심사완료일 : 2005년 11월 7일)

### A Study on the Fatigue Strength of Compressed Air Tank for Ships(I)

Jon-Ho Kim† · Jae-Hyeong An\*

**Abstract :** The estimation of fatigue life at the design stage of the compressed air tank on board is very important in order to arrive at feasible and reliable solutions considering the total lifetime of the tank. In this paper the compressed air tank on board was selected as a model and the change of inside pressure of the tank during normal navigation period was measured and the cycle of fluctuation stress was presumed statistically based on this. Also the effect of stress concentration with the FEM analysis on the longitudinal weld and the mean stress effect on the fatigue strength of compressed air tank were discussed.

**Key words :** Compressed air tank(압축공기탱크), Pressure vessel(압력용기), Fatigue strength(피로강도), Stress ratio(응력비), Probability of failure(파손확률), Cumulative damage factor(누적손상계수)

## 1. 서 론

### 1.1 연구의 배경

선박에서 압축공기 탱크는 주기관, 보일러 및 보조기계 등과 같은 기관장치의 시동 및 제어에 필요한 압축공기를 저장하는 데에 사용되는 장치로서 통상 선박 기관실에 설치된다.

선박과 기관장치의 안전에 관련된 여러 규정<sup>[1],[2],[3]</sup>에 의하면 선박이 시동용 압축공기의 상실로 인하여 기관장치가 작동되지 않는 상태에 놓이게 되면 이를 데드 쉽(Dead ship) 상태로 정의하고

있다.

또 데드 쉽 상태의 선박은 외부로부터 아무런 도움 없이 선박 내에 설치된 공기압축기만을 사용하여 시동용 압축공기를 충전할 수 있는 능력을 갖추도록 규정하고 있다<sup>[1]~[3]</sup>.

이를 위하여 통상 선박에서는 압축공기시스템을 설치하고 있으며, 이 시스템은 통상 2대 이상의 압축공기 저장탱크와 탱크 내의 압력의 변화에 따라 자동적으로 기동하여 소정의 압력에 도달하면 자동적으로 정지되는 충전용 공기압축기 등으로 구성된다.

† 책임저자(한국해양대학교 기관시스템공학부), E-mail:kjh@mail.hhu.ac.kr, Tel: 051)410-4251

\* STX중공업, 품질보증팀

선박용 압축공기 탱크는 정하중(압축기의 자동 기동압력에 상당하는 내압, 열 하중, 탱크의 자중 등)과 동하중(압축기의 자동 기동압력과 정지압력의 차이에 상당하는 내압, 충격하중, 지지물의 반력, 선체 운동에 의한 가속력 등)에 의해서 발생하는 변동응력의 영향을 받게 된다.

그러나 실제적인 설계단계에서는 최고사용압력에 의해서 탱크 벽에 발생하는 최대응력에 의한 파손 여부를 고려하는 것만으로 충분할 수 있다. 그 이유는 선박용 압축공기 탱크의 용량, 두께, 압축공기의 포화온도, 설치 장소 및 위치 등이 탱크 응력에 미치는 영향이 거의 미미하기 때문이다<sup>[4]</sup>.

실제적으로 상기 최대응력을 그 이론적 배경으로 제정된 선급규칙에 따라 제작된 선박용 압축공기 탱크는 지난 수 십 년간 별다른 손상사고가 없이 사용되고 있다. 그러므로 이 탱크에 대한 선급규칙의 유효성은 간접적으로 증명되었다고 간주할 수 있다.

그러나 지난 몇 년 동안 부품소재에 대한 신뢰성 평가 및 제조물 책임법 등에서는 기존의 규정에 따라 설계되고 제작된 제품이 사용 상 별다른 하자가 없음에도 불구하고 그 제품의 안전성에 대한 정량적인 평가결과를 요구하는 추세에 있다. 또 이와 같은 추세는 국제적인 경쟁력이 요구되는 조선기자재산업분야에는 더욱 더 강화될 것으로 전망된다.

따라서 선박용 압축공기 탱크의 설계와 제작에 있어서 피로강도에 대한 정량적 평가, 최적설계를 위한 지침 작성, 선급규칙에 대한 유효성 검증, 제품에 대한 신뢰성 평가 등은 제조물 책임법에 대한 대처와 품질경영 등의 관점에서 중요한 과제라고 할 수 있다.

## 1.2 연구의 목적 및 내용

본 연구의 목적은 선급 규칙에 따라 제작된 선박용 압축공기 탱크의 피로강도를 평가하기 위하여 설계수명 동안 부가되는 예상 하중에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 선형누적손상계수를 사용하여 정량적으로 평가하고 그 결과를 설계의 최적화에 반영하는 데에 있다.

선박용 압축공기 탱크의 설계단계에서 선형누적손상계수를 사용하기 위해서 필요한 핵심 요소는 이 탱크의 예상 설계수명 동안 발생하는 변동응력의 사이클 수의 통계적 추정, 응력비와 응력집중의 영향을 고려한 통계적 P-S-N 곡선의 작성, 실제 용접부의 형상을 고려한 응력 해석 등이라고 할 수 있다.

이상의 관점에서 본 연구에서는 "H"대학 실습선인 "H"호의 주 압축공기 탱크를 모델로 선정하여 향해 중 이 탱크의 내부압력의 변화를 계속하고 이것을 기준으로 이 탱크의 예상 설계수명 동안 발생하는 변동응력의 사이클 수를 통계적으로 추정하는 선형적인 연구를 수행하였다.

또한 선박용 압축공기 탱크의 운전 중에 탱크 벽에 발생하는 최대응력, 변동응력의 응력비, 용접부의 응력집중계수 등에 대한 이론적 해석 및 유한요소 해석을 함께 수행하였다.

## 2. 피로강도의 평가

### 2.1 평가모델

본 연구에서는 선박용 압축공기 탱크의 피로강도를 평가하기 위해서 "H"대학 실습선인 "H"호의 주 압축공기 탱크를 평가모델로 채택하였다.

실습선인 "H"호의 기관실에는 2대의 주 압축공기 탱크와 3대의 공기압축기가 설치되어 있다. 이 공기압축기는 탱크 압력이 25 bar에 도달하면 자동으로 기동되고, 28 bar에 이르면 자동으로 정지된다.

Fig. 1은 평가모델의 형상을 나타 낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 동체의 길이 방향의 용접이음매(WS-L)와 원주방향의 용접이음매(WS-C)를 가진 용접구조의 원통형 동체와 접시형 경판으로 되어 있다. 탱크의 내경, 높이 및 용량은 각각 902 mm, 2,000 mm, 1100 L이며 동체와 경판은 두께 14 mm의 압력용기용 강판인 SPPV 235를 사용하여 용접구조로 제작되었다. 또 이 탱크는 1993년 국내 조선기자재업체에서 제작된 후 현재까지 무사고로 운전되고 있다.

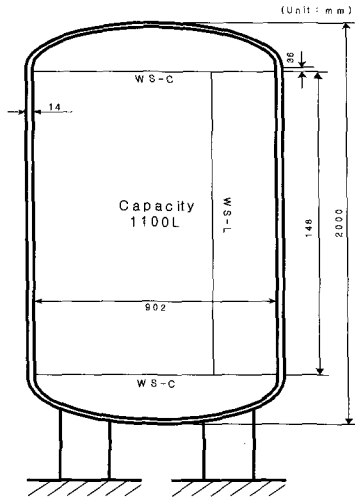


Fig. 1 The compressed air tank of M/V "H"

2.2 재료의 화학적, 기계적 성질

본 연구의 평가모델은 압력용기용 강판 재료인 SPPV 235를 사용하여 제작된 것으로 이 강판은 지난 수 십년 동안 육·해상에서 압축공기 탱크용 재료로 사용되고 있는 것으로 여러 규격<sup>[5],[6]</sup>에 등재되어 있다.

Table 1과 Table 2는 한국 산업규격<sup>[5]</sup>에서 규정된 SPPV 235의 화학성분과 기계적 성질을 나타낸 것이다.

Table 1 The Chemical composition of SPPV 235

Symbol	Chemical composition(Weight %)				
	C	Si	Mn	P	S
SPPV 235	Max. 0.18	0.15 - 0.35	Max. 1.40	Max. 0.030	Max. 0.030

Table 2 The Mechanical properties of SPPV 235

Symbo l	Tensile test			Bending test <sup>1</sup>
	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elonga tion [%]	Bending degree
SPPV 235	Min. 235	Min. 400	Min. 17	180°

\*1 : The test specimens are to be taken with their longitudinal axis normal to the final direction of rolling.

2.3 변동응력의 응력비 및 사이클 수

선박용 압축공기 탱크의 피로강도를 정량적으로 평가하기 위해서는 이 탱크의 예상 설계수명동안 발생하는 변동응력의 응력비와 사이클 수를 정확하게 파악할 필요가 있다.

2.3.1 변동응력의 응력비

전술한 바와 같이 오늘날 선박용 압축공기 탱크의 충전방식은 전용 공기 압축기의 자동 기동과 정지에 의한 충전방식을 사용하고 있으므로 이 탱크의 예상 설계수명 동안 발생하는 응력의 분포는 공기 압축기의 자동 기동압력에 상당하는 정적응력, 압축기의 자동 기동압력과 정지압력의 차이에 상당하는 교변응력 등을 구하면 쉽게 작성할 수 있다. 실제적으로 선박용 압축공기 탱크는 그 운전조건이 단순하므로 상용화된 컴퓨터 프로그램의 이용 또는 실측 등을 통하여 실제 조건에 가까운 응력을 구하는 것은 그다지 의미가 없고 다음과 같이 이론해에 의한 변동응력을 구하는 것으로 충분하다고 할 수 있다<sup>[7]</sup>.

내압을 받는 원통형 압력용기의 벽에 발생하는 원주 방향의 응력은 식(1)과 같이 쓸 수 있으며 이 응력은 길이방향의 응력에 비하여 2배의 값을 갖게 된다.

$$\sigma = \frac{P d}{2 t} \tag{1}$$

여기서 P는 내압, d는 내경, t는 동체의 두께이다.

평가모델의 내경은 902 mm, 두께는 14 mm로서 25 Bar에서 28 Bar로 변하는 내압에 의해서 탱크에 발생하는 응력을 식(1)에 따라 구하면 다음과 같다.

$$\sigma_{max} = \frac{2.74 \times 902}{2 \times 14} = 88.267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{2.45 \times 902}{2 \times 14} = 78.925 \text{ MPa}$$

위의 결과에 의해 평균응력(  $\sigma_{mean}$  ), 응력진폭(  $\sigma_a$  ), 응력비(R)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 83.596 MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 4.671 MPa$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{mean} - \sigma_a}{\sigma_{mean} + \sigma_a} = 0.89$$

이상을 통하여 본 연구의 평가모델은 운전 중 0.89의 높은 응력비를 갖는 것을 알 수 있다. 따라서 이 모델에 대한 피로강도를 평가할 때 응력비 R=-1의 조건으로 작성되는 통상의 S-N곡선을 응력비에 대한 수정 없이 사용하게 되면 실제 피로균열 발생수명을 과대하게 평가하는 결과를 가져오게 된다는 것을 유념하여야 한다<sup>[6], [7]</sup>. 따라서 향후 본 연구의 모델과 같이 높은 응력비를 갖는 선박용 압축공기탱크의 피로강도를 정량적으로 평가할 수 있는 방법에 대한 추가적인 연구가 필요하다고 할 수 있다.

2.3.2 변동응력의 사이클 수

현재 압축공기 탱크의 설계수명 동안 압축공기 탱크에 부가되는 변동응력의 사이클 수에 대한 자료는 쉽게 구할 수도 없고 실제 이에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 "H"선박의 항해 중 20일 동안 매일 4시간 단위로 충전용 공기압축기의 자동 기동 및 자동 정지 회수를 조사하고 그 일부를 Fig. 2, Table 3과 같이 정리하였다.

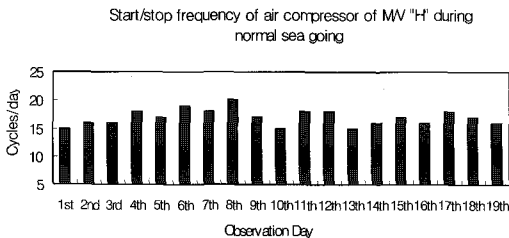


Fig. 2 start and stop frequency of air compressor of M/V "H" during normal sea going

Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 H"선박의 공기압축기는 조사기간인 20일간의 항해 중 1일 동

안 최고 20회, 최저 15회로 운전되면서 거의 일정한 회수로 운전된 것을 알 수 있다.

이 조사에 의하면 "H"선박의 공기압축기는 항해 기간 20일 동안 총 337회 자동 운전되었고, 4 시간당 평균 2.81회 운전되었다는 것을 알 수 있다. 또 이 항해기간 동안 "H"선박의 공기압축기는 탱크 압력이 25 Bar일 때 자동 기동하여 탱크 압력이 28 Bar일 때 자동으로 정지되는 시스템을 적용하고 있었다. 그러므로 평가모델인 "H"선박의 압축공기 탱크의 벽에는 내압 25 Bar에 의한 정적응력과 내압 25 Bar와 28 Bar의 차압에 상당하는 교번응력(Alternating stress)이 4시간당 평균 2.81회 발생하였다고 할 수 있다.

따라서 "H"선박의 공기압축기가 선박의 통상적인 설계수명으로 간주되는 20년 동안 25 Bar에서 자동 기동하여 28 Bar에서 자동 정지되는 조건으로 운전되는 경우, 이 압축공기 탱크에 발생하는 변동응력의 사이클 수는 95% 신뢰한도에서 약  $1.28 \times 10^5$ 회라고 추정할 수 있다.

Table 3 The operating log of air compressor during normal sea going of M/V "H"

Navigation sector in May 2004											
Time	Busan-Taiwan			Taiwan-Thailand			Thailand-Philippine				
00:00-04:00	3	2	2	3	2	3	3	3	2	3	
04:00-08:00	2	2	2	3	3	3	2	3	3	3	
08:00-12:00	3	3	3	4	3	4	4	4	3	4	
12:00-16:00	3	3	3	3	3	4	3	4	3	3	
16:00-20:00	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
20:00-24:00	2	3	3	2	3	2	3	3	3	2	
운전 회수	15	16	16	18	17	19	18	20	17	18	

2.4 용접부의 응력집중계수

용접구조의 원통형 압력용기는 동체와 경판과의 용접부, 두께가 다른 동체끼리의 용접부, 관 부착품의 필렛 용접부 등은 용접부의 국부변형, 용접이음 어긋남, 용접 비이드의 높이 또는 용접의 결

함으로 인하여 응력이 집중된다.

본 연구에서는 "H"선박 압축공기 탱크에서 가장 큰 응력집중이 유발되는 동체 길이 방향의 용접부에 대한 유한요소해석을 통하여 응력집중계수를 구하였다.

유한요소해석을 위한 용접부의 모델링은 "H"선박 압축공기 탱크의 실제 용접부 형상을 실리콘으로 본을 뜨고 이것을 스캐닝하여 각종 치수를 측정하고 이 값을 통계적으로 정리하여 Fig. 4와 같이 완성하였다.

Fig. 4는 본 연구의 평가모델인 압축공기 탱크의 길이방향의 용접이음매의 형상과 치수를 나타낸 것으로 용접이음매의 덧붙임부(Weld reinforcement)는 방사선검사를 위하여 선급 규칙의 요건<sup>[10]</sup>에 따라 3mm 높이로 평탄하게 가공한 것이다.

Fig. 5는 상기 용접부에 대한 유한요소해석을 위하여 그 형상과 치수대로 모델링하여 2차원 4절점 Plane82 요소를 사용한 요소망 생성(Mesh generation) 결과를 나타낸 것으로 용접 토우부에서의 요소 크기는 0.5mm로 분할하였고 전체 요소의 수는 최소화하여 392개로 하였다.

또 경계조건과 하중조건으로서 모델의 왼쪽은 X,Y 방향으로 구속하고 평면응력(Plain stress) 상태로 모델 오른쪽의 선에 하중을 부가하였으며 재료 상수로서 탄성계수는 210 GPa을 사용하였다.

Fig. 6은 상기 용접부에 대한 유한요소 해석의 결과를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 이 용접부에 대하여 1 MPa을 부과하는 경우 용접 토우(Toe)에는 대략 1.773 MPa의 응력이 발생하는 것을 알 수 있다. 따라서 "H"선박 압축공기 탱크 용접부의 응력집중계수는 1.773 정도라고 할 수 있다.

이 응력집중계수는 일본재료과학협회<sup>[11]</sup>가 압력용기용 강판(SPPV235)의 피로시험에서 사용한 피로시험편의 응력집중계수 1.99와 비슷한 값이다. 이것은 일본재료과학협회가 압력용기의 용접부에 대한 유한요소해석 또는 응력 실측계측 등을 수행하고 그 결과를 기준으로 응력집중계수 1.99의 피로시험편을 채택한 것으로 추측할 수 있다.

실제 압축공기 탱크를 포함한 압력용기의 용접부는 보편화된 규정의 요건에 따라 설계되고 또 용접부에 대한 육안검사 및 방사선 검사가 수반되는 경우가 대부분이므로 용접공정에 대한 품질관리가 이루어지는 경우 용접부의 형상은 거의 비슷하다고 할 수 있고 따라서 응력집중계수도 1.7-1.99를 전후한 값으로 간주할 수 있다.

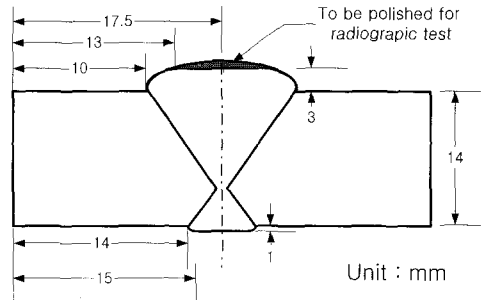


Fig. 4 The detail of longitudinal weld of compressed air tank of M/V "H"

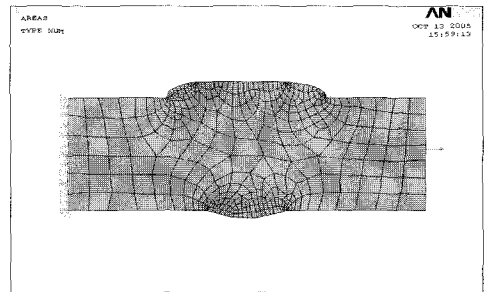


Fig. 5 The Mesh generation and boundary condition of the model

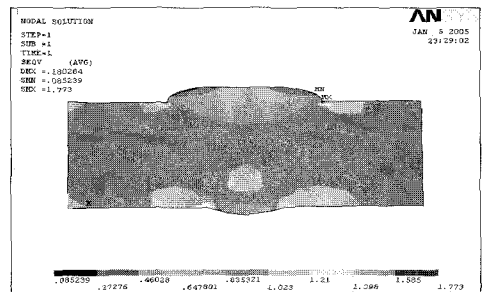


Fig. 6 The FEM results of the weld of compressed air tank of M/V "H" polished for radiographic test

### 3. 결 론

본 연구에서는 선박용 압축공기 탱크의 피로강도에 대한 정량적 평가, 최적설계를 위한 기초 자료 작성 등에 그 목적을 두고 선행적인 연구로서 "H"대학 실습선인 "H"호의 주 압축공기 탱크를 모델로 선정하여 운전 상황에 대한 조사, 탱크 용접부에 대한 유한요소 해석 등을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 한편 사용 재료의 P-S-N곡선, 선형누적손상계수를 사용한 탱크의 정량적 평가 등의 결과는 후속 논문을 통하여 보고할 예정임을 첨언한다.

1) 본 연구의 대상인 H선박의 공기압축기가 선박의 통상적인 설계수명으로 간주되는 20년 동안 25 Bar에서 자동 기동하여 28 Bar에서 자동 정지되는 조건으로 운전되는 경우, 이 압축공기 탱크에 발생하는 변동응력의 사이클 수는 95% 신뢰 한도에서 약  $1.28 \times 10^5$ 회라고 추정할 수 있다.

2) 본 연구의 대상인 "H"선박 압축공기 탱크의 운전 상태에서 탱크 벽에 발생하는 최대응력은 대략 88 MPa, 응력진폭은 5 MPa, 응력비  $R=0.89$ 이다. 상기와 같이 선박용 압축공기 탱크는 그 운전 특성상 높은 응력비를 갖게 되므로 이 탱크에 대한 피로강도를 평가할 때에는 응력비의 영향이 고려된 S-N곡선을 사용하여야 한다는 것을 알 수 있다.

3) 압축공기 탱크에서 동체 길이 방향 용접이음매의 덧붙임부(weld reinforcement)를 방사선 검사를 위하여 3mm 높이로 평탄하게 가공한 경우 이 용접부의 응력집중계수는 1.7-1.99를 전후한 값으로 간주할 수 있다.

### 참고문헌

[1] (사)한국선급, 선급 및 강선규칙 제5편 제1장 102조, (사)한국선급, 2005  
 [2] 해양수산부, 선박기관기준 제2조, 해양수산부, 2001

[3] (사)한국선급, 1974년 해상인명안전협약 (1998 통합본) 제2-1장 제3규칙, 해인출판사, 1998  
 [4] Moss, Pressure Vessel Design Manual, Gulf Publishing Company, 1987  
 [5] 한국 표준협회, 한국 산업규격 D 3853 압력용기용 강판, 한국표준협회, 2002  
 [6] Japanese Standard Association, Japanese Industrial Standard G3103, Japanese Standard Association, 1996  
 [7] ASME, ASME CODE Sec. VIII, Div. 2 including 1997 ADD. ASMe, 1997  
 [8] M.Kurihari, "Effect of Stress Ratio and Step Loading on the Fatigue Crack Propagation Rate", The Society of Materials Science, pp. 217-233, 1995  
 [9] Hirukawa, "Fatigue Properties of Joints for 5083-O Aluminium Alloy", Japanese Society for Mechanical Engineering, Vol. 58, pp. 8-14, 1982  
 [10] (사)한국선급, 선급 및 강선규칙 제5편 제5장 404조, (사)한국선급, 2005  
 [11] The Society of Materials Science, Data book on Fatigue Strength on Metallic Materials, Vol. 1, pp. 186-191, Elsevier Science B.V, 1996

### 저 자 소 개



**김종호 (金宗鎬)**

1958년 10월생, 1982년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 1995년 동대학원 졸업(박사), 1987년-1996년 3월 한국선급, 1996년 4월-현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 교수



**안재형 (安宰亨)**

1974년 12월생, 1999년 한국해양대학교 선박운항시스템공학부 졸업(기관 전공), 2005년 동대학원 기관시스템공학과 졸업(석사), 2005년 현재 STX중공업 품질보증팀