

보일러 및 압력용기 재료의 強度 設計기술 지침

1993. 9. 30



한국산업안전공단
KOREA INDUSTRIAL SAFETY CORPORATION
산업안전연구원
INDUSTRIAL SAFETY RESEARCH INSTITUTE

제 출 문

한국산업안전공단 이사장 귀하

본 보고서를 산업재해예방기술의 연구개발 및 보급 사업의 일환으로 수행한 “보일러 및 압력용기의 근원적 안정성 향상을 위한 연구”의 최종보고서로 제출합니다.

1993. 9. 30

주관연구부서 : 산 업 안 전 연 구 원
기 계 전 기 연 구 실
연 구 수 행 자 책임연구원 윤 상 건

서 문

국내에는 수 많은 발전용 보일러를 비롯하여 산업용 압력용기가 가동되고 있으며, 이들은 사용 압력 및 취급 유체에 따라 대형 재해의 발생 요인이 내재하고 있는 위험기계입니다.

노동부에서 발표한 1992년도 산업재해통계에 따르면 압력용기와 보일러로 인한 재해자는 200여명에 이르고 있습니다.

본 기술지침서에서는 보일러 사고 방지 기술의 역사와 압력용기의 취성 파괴 사고 사례를 살펴보고, 파손 방지를 위해 파괴역학적 개념을 사용하는 안전 설계 절차의 기본적인 것에 대하여 기술하였고, 초기 설계 단계에서 재료를 선정하기 위해 파괴역학의 원리를 사용하는 것이 바람직하므로 고강도강 압력용기의 재료 선정 예를 보였습니다.

본 보고서에서 잘못된 점이나 미진한 사항이 발견되거나 이 분야 연구 주제에 대한 좋은 의견이 있을 경우 연구자에게 알려 주시면 연구를 수행해 나가는데 큰 도움이 될 것입니다.

본 지침서가 부족하나마 산업 현장에서 널리 활용되어 압력용기나 보일러로 인한 재해를 예방하는 데 조금이나마 기여할 수 있게 되기를 바랍니다.

1993. 9. 30

산업안전연구원장

목 차

=====

1. 머리말	3
2. 보일러 사고 방지	4
3. 압력용기의 취성파괴	8
4. 안전 설계	14
가. 파괴역학적 설계절차	15
나. 재료의 선정	22
다. 고강도 강 압력용기의 재료 선정	26
5. 맺음말	39
참고문헌	40

여 백

1. 머리말

보일러와 압력용기는 많은 잠재적인 위험요소를 공통으로 가지고 있으며 동시에 특수한 작동에는 독자적인 위험요소를 가지고 있다.

이들은 여러가지 온도와 압력의 가스, 증기, 액체, 고체들을 가지고 있으며 여기서 압력은 거의 진공 상태에서부터 평방 인치당 수천 파운드에까지 이르고 있다.

사용중 어떤 경우에 과대한 압력과 온도변화는 시스템 내에서 급속히 연속적으로 일어날 수 있고 특별한 변형이 일어날 수도 있다.

노동부에서 발간한 1992년도 산업재해분석 통계에 따르면 압력용기로 인한 재해자는 136명, 보일러로 인한 재해자는 59명에 이르고 있다. 압력용기로 인한 재해발생 형태는 협착 27명, 무리한 동작 25명, 이상 온도 접촉 20명, 폭발 14명, 충돌 13명, 파열 7명, 낙하 비레 6명, 추락 5명, 전도 4명 등의 순이었다.

또한 보일러로 인한 재해발생형태는 무리한 동작 14명, 이상 온도 접촉 12명, 추락 7명, 폭발 6명, 파열 5명, 충돌 4명, 협착 4명, 전도 3명 등의 순이었다.

이러한 재해발생형태 중에서 무리한 동작, 협착, 이상 온도 접촉 등은 안전 교육을 통하여 사고 방지가 가능하므로 여기서는 파열과 폭발 방지를 위하여, 파손 방지를 위한 안전 설계에 중점을 두고 기술하고자 한다.

2. 보일러 사고 방지

보일러는 산업혁명의 추진에 그 역할이 컸지만 폭발사고도 적지 않았다. 19세기 초기 이후 약 100년간 폭발사고는 미국에서 약 10,000건, 그리고 그것도 同數 정도의 사망자가 나왔다고 한다.¹⁾ 그림 1은 20세기 전반까지의 미국에 있어서 사고 건수의 추이(推移)를 나타내고 있다.²⁾

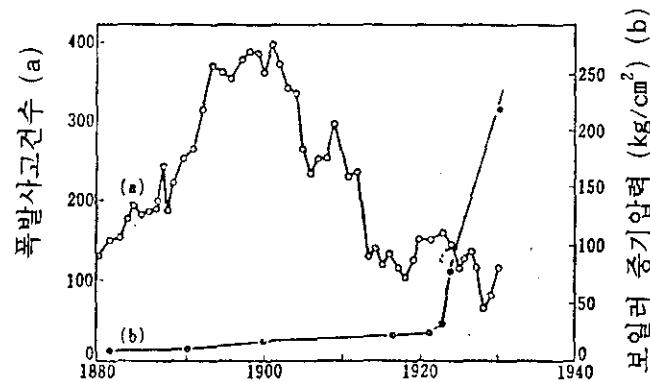


그림 1 미국에서의 보일러 사고

보일러의 보급이 증가하고 보일러 압력도 증가했는데, 그림 1에 표시한대로 20세기 초에 사고는 가장 많이 일어나고 뒤 이어 격감하는 것으로 끝나 극적인 거동을 나타내고 있다. 보일러는 화학장치와 달리 보일러의 수가 많은 것이 오히려 사고 방지에 도움이 되었다. 1세기 이상에 걸친 보일러 사고 방지의 연구에 대하여 표 1에 보이는 년보를 참고하면서 먼저 사고 방지 기술의 역사를 알아본다.

법제화에 의해 사고를 방지할 수 있다라고 하는 생각이 19세기 초기의 사회와 각종의 연구단체로부터 지지(支持)되어 우선 영국에서 검사 기준의

표 1 보일러의 이상 방지 기술의 역사

년	항 목	진단에 관련된 기술 내용, 기준 등
1817	보일러 설계 및 검사 기준의 법제화, 검사 회사 창설 (英)	- 容器 재료(주철은 금지), 형상(鏡板은 球狀), 안전밸브(2개 竝置), 최고압력(시험압력의 1/3) 水側堆積物의 淸淨, 검사와 지도 병행, 미국도 월례 검사 기획 (필라델피아)
1826	플랭크린 연구소, 보일 러 폭발방지의 연구 개시 (美)	- 재료, 안전밸브(형식, 치수, 위치, 신뢰성), 과열예방용 저용접 금속의 사용, Scale의 위험성, 저수위 대책용 경보장치 설치, 허용 압력 등을 지적, 권고
1831	정부가 증기선박의 검사 서비스 개시 (美)	- 실태조사, 규제, 지도를 행함
1833	선박 검사법 제정 (美) 同上 1838년 法 同上 1843년 法	- 6개월에 1회 검사 - 검사제도, 청지사의 안전밸브의 설치 등 - 안전사용법, 재료(구리, 철)의 강도, 강도 시험법 등
1852	증기선(船)법 (美) 同上 1871년 법	- 보일러 설계, 제작, 허용압력 (42" Boiler에 서 7.7 기압), 검사제도 - 검사 총국 설치, 재료 안전율을 6으로 함
1855	Boiler 폭발방지협회 설립 (英)	- 광범위 실태조사(1859년, 1611基), 월례보고 회에서 위험의 내용을 지적, 1850, 60년대의 Boiler 폭발을 언급하는 잡지 다수 발행
1864	Boiler 보험회사 창립 (英), 미국에서도 창립 (1866)	- 위험의 내용을 보고, 검사요령 작성, 검사원 훈련, Hartford 증기 Boiler 검사 보험회사가 "Boiler Book", "Locomotive" 발간 (제작법, 사례, 검사결과 수집, 해석)
1873	New York주에서 古 Boiler 파괴시험 (美)	- 파괴와 수리 수회 반복, 저수위가 폭발의 主 원인이 아니고 물이 풍부해도 일어난다고 함
1874	일리노이 대학, 사고 방지의 연구를 개시 (美)	- 연구용 Boiler 설치, 실험실에서 폭발의 再現 실험에 성공 (1898), 폭발의 主因을 水側부터 鋼의 苛性 취화에 있다고 해명 (1917). Parr 등이 유산소다가 급수 억제제로 유효하 다고 발표 (1926).
1880	ASME, 정부의 요청으로 조사 (美)	- 폭발 사례 해석 보고 (1885).
1887	Boiler 제작자 협회 안전규격 작성 (美)	- 단 各社의 이해 일치가 되지 않음.

표 1 보일러의 이상 방지 기술의 역사(계속)

년	항 목	진단에 관련된 기술 내용, 기준 등
1893	매사추세츠법 (美) 同上 1906년 법	- 특별검사관제를 운영 - 운전, 검사법, 안전밸브, 긴급방출밸브, 압력, 안전율(4, 5), Ribet 강도의 기준을 설정.
1905	Wuerzburg & Hamburg Code 제정 (獨)	- 재료시험, 강재와 Ribet의 안전율 (인장강도의 1/5), 맨 홀의 크기
1910	Boiler 강판의 법제화 (獨)	- 소둔(Annealing)을 의무화
1911	Ohio 州法 제정 (美)	- 퓨저블 플러그, 수위계, 탬퍼, 수압시험 기준
1915	ASME, Boiler Code (定置式) 발간 (美)	- 안전을 지키기 위한 설치 기준, 동시에 보일러의 운전 保全에 관한 소위원회의 편성
1919	全美 Boiler 압력용기 검사위원회 발족	- 州와 市의 검사관으로 구성
1920	大形 Boiler 소유자 협회 발족 (獨)	
1926	ASME, 保全, 수질관리 지침 간행 (Sect VII)	- 운전, 보전에 관한 조언을 목적으로 급수관리 (ASME 比 Na_2SO_4 / Na_2CO_3 등), 검사, 운전
1933	苛性 취성 방지용 억제제 발명 (美)	- 일리노이 대학 Parr 교수 등이 인산염의 유효성을 발표, 급수관리에 관한 논쟁이 1942년경까지 계속
1934	일본에서도 폭발방지 대책	- Boiler 구조 규격
1951	Schmidt, 강의 苛性 취성 방지선도를 발표 (美)	- 가성소다의 농도와 온도의 위험 범위를 설정, 방지 대책으로서 鋼의 소둔과 표면피막을 제안
1963	日本 Boiler 협회, 사고의 광범위한 조사	- Boiler 설치 상황, 사고의 경향, 재료, 제작, 수질, 보전 등의 원인별 해석, 발표 (1967)

법제화가 이루어졌고 검사회사를 창설하여 이 때부터 이상(異常)에 관한 실태를 파악하는 작업이 조직적으로 행하여졌다.

검사가 진행됨에 따라 자료가 수집되었다. 얻어지지 않는 점이 많지만,

지도 및 진단을 행하게 되었다. 그 후 검사제도는 차차 발전하여 19세기 후반에 걸쳐 여러가지 검사법이 각국에서 제정되었다.

폭발사고의 원인은 여전히 不明인채로 있지만 검사제도가 발달함으로써 가동중인 Boiler의 이상 발생 및 사고에 관한 실태 파악이 가능해졌다.

표 2는 미국의 Hartford 증기 Boiler 검사 보험회사가 1881년에 마친 조사 결과이다.

표 2. Boiler 조사 및 검사 결과

손상 또는 결함	1859년의 건수 ⁽¹⁾ (%)	1881년의 건수 ⁽²⁾ (%)	비 고
파괴	-	24.2	
급수계의 결함	9.0	4.4	- 수량 부족, 급수기 및 수량계의 결함
계측기기의 不備	13.0	7.3	- 압력계 결함, 계측기기 미설치
안전기기의 不備	44.0	5.1	- 안전밸브, 긴급방출계 결함
爐의 파손	22.0	12.5	- 爐內 부품의 소실(燒失) 등
부식	12.0	22.5	- 관의 내외, 저온 부식 등
Scale 부착	-	17.6	
구조상의 결함손상	-	5.6	- 鏡板의 결함, 支柱 파손 등
총 건 수	100 건	5,801 건	

(註) (1) Boiler 폭발방지협회(英)가 1,611基에 대하여 조사, 월례보고회에서 보고

(2) Hartford 증기 Boiler 검사 보험회사(美)의 검사 결과로서 신규 Boiler 4,286基의 수압시험 및 기존의 47,245基의 검사에 관한 것

가동 중인 Boiler의 이상(異常)에 관한 조사이지만 1859년의 조사는 사용

자가 自主的으로 실시한 것이고 1881년의 조사는 보험회사의 입장에서 조사한 것으로 각각의 목적이 다르므로 직접적인 비교는 어렵지만 문제점의 소재는 잘 알 수 있다.

표 2에 따르면 파괴에 의해 1,404基의 Boiler 사고가 발생하여 가장 높은 비율(24.2%)을 보이고 있다.

3. 압력용기의 취성파괴

압력용기의 종류는 1)중류탑, 흡수탑, 추출탑 및 감압탑 등의 탑류, 2) 반응기 및 혼합조류, 3) 냉각기, 가열기, 응축기, 증발기 등의 열교환기류, 4) Drum, 공기저장탱크 등의 저장용기, 5) Filter, Dryer 등으로 나눌 수 있다.

문헌³⁾을 토대로 하여 과거에 발생한 큰 사고의 예를 들면 다음과 같다. 먼저 1944년 미국 Schenectady시에서 수소를 저장하는 구형 탱크가 사용된지 3개월 후에 파괴되었다. 이 때의 온도는 -12°C 였고 크랙의 발생점은 응력집중이 가장 높았던 맨홀부라고 생각이 된다.

또 미국 Cleveland시에서 액화 천연가스 저장용의 구형 탱크가 파열하여 128명이 사망하고 손해액은 680만 달러에 달하였다. 또한 1965년 영국 Wolverhampton시에서 약 15cm의 두께의 원통형 압력용기가 수압시험 중에 파괴되었다. 판은 Mn-Cr-Mo-V 강으로서 파괴시의 외기온도는 7°C 이었고 원인 조사의 결과 이 취성파괴는 용접부에 존재하고 있던 크랙에 의한 것이었다고 보고되었다.

표 3은 1962년부터 1971년까지의 압력용기의 취성파괴 사고 예인데⁴⁾ 구조물의 종류로서는 두꺼운 재료의 대형 용기와 Tank류에 한정되어 있다. 표

3의 큰 특징은 내압성능의 확인을 위한 수압시험 중의 사고가 대부분이라는 점이다.

이상 예를 든 보일러와 압력용기의 파괴 방지를 위하여, 파괴역학을 설계 시 적용할 필요성이 있으며 다음 장에 기술한다.

표 3 압력용기의 취성파괴 사고 예 (1962-1971년)

번 호	용기의 종류	국 명	년 월	용기의 치수	설계 압력 (kg/cm ²)
1	Ammonia Converter	영 국	1965. 12	전 장: 18.3m 내 경: 1.7m 살두께: 150mm	360
2	Boiler Drum	"	1966. 5	전 장: 23m 내 경: 1.7m 살두께: 140mm	195
3	열 교환기	일 본 (川 崎)	1967	전 장: 8m 내 경: 1756mm 살두께: 148mm	211
4	層成 용기	일 본	1970	전 장: 6.02m 내 경: 1.56m 살두께: 144mm	-
5	球形 Tank (프로판)	일 본 (川 崎)	1962. 2	1200m ³	16.5
6	球形 Tank	일 본 (千 葉)	1968. 3	630m ³ 판 두께 18mm (底部)	8.7
7	球形 Tank (프로판)	일 본 (千 葉)	1968. 4	1000m ³ 판 두께 27mm (底部)	18.0
8	球形 Tank (프로필렌)	일 본 (德 山)	1968. 4	2200m ³ 판 두께 29mm (롤링)	18.6
9	2중 殼저온 Tank (프로판)	일 본 (川 崎)	1962. 3	유압시험조건 Si-Mn 저온 용강 공기압 0.2kg/cm ²	
10	球形 Tank (도시가스)	Spain (Madrid)	1971. 1	5000m ³ 판 두께 37mm, 40mm	15.1

표 3 압력용기의 취성파괴 사고 예 (1962-1971년)

번 호	사 용 강 재		
	강 종	강 도 (kg/mm^2)	Charpy 값 2mm V 스위치
1	Mn - Cr - Mo - V 강판 및 단강	Frangé 단강 $39.7\sigma_Y$, $65.5\sigma_Y$ 강판 $39.1\sigma_Y$, $59.2\sigma_Y$	10°C 단 강: 6.3 강 판: 5 용접금속: 1.4
2	Mn - Cr - Mo - V 강판	$46.6\sigma_Y$ $61.5\sigma_U$	6.3 ~ 8.1 실온
3	ASTM A-336 F22 2¼ Cr-1 Mo 단강	$31.3\sigma_Y$ $55.8\sigma_U$	13.5 5°C (NDT = -20°C)
4	60kg급 고장력 단강	-	-
5	80kg급 고장력강	-	-
6	JIS SM50YA	$44\sigma_Y$ $58\sigma_Y$	0.8 20°C
7	62kg급 고장력강	$58\sigma_Y$ $69\sigma_Y$	15°C L 방향 9.5 C 방향 9.0 ($pT_c = 14^\circ\text{C}$ C방향)
8	80kg급 고장력강	$65.5\sigma_Y$ $83.0\sigma_Y$	15°C L 방향 16.3 C 방향 13.7 ($pT_c = -75 \sim -80^\circ\text{C}$)
9	-	-	-
10	HSB 55C	$\sigma_Y > 45$ $\sigma_U > 57$	-

註 이 표의 번호는 앞 표 번호의 경우와 일치함을 뜻함.

표 3 압력용기의 취성파괴 사고 예 (1962-1971년)

번 호	시 기	사고압력 kg/cm ²	사고온도 °C	발생결함 또는 발생위치
1	수압시험 (昇壓 中)	350	10	단강품 용접 열 영향부가 용접 금속으로 확대하고 있다. 한 변의 길이 약 10mm의 삼각형
2	4회 수압시험 승압 중	280	7	관통형 노즐용접 이음매 내면에 발생하고 있는 취성 균열길이 330mm, 깊이 90mm
3	수압시험 승압 중	305	5	비금속 개재물 길이 수 mm
4	수압시험 압력유지 중	설계압력 의 1.5배	-	단강품 원둘레 이음매 볼트부에 연하여 발생한 약 30mm 깊이의 균열
5	사용 중	16.5	-	Upper Ring과 Center Ring 간의 원둘레 방향 용접 이음매
6	수압시험 승압 중	12.5	20	맨홀 보강판, 노즐 보강판
7	수압시험 승압 중	18.2	15	과대 각변형 용접 이음매
8	수압시험 승압 중	25.5	8.5	보수 용접부
9	Down 時	-	-	저판 외주부
10	수압시험 승압 중	-	-	-

註 이 표의 번호는 맨앞 표 번호의 경우와 일치함을 뜻함.

표 3 압력용기의 취성파괴 사고 예 (1962-1971년)

번 호	사고의 개요	사고의 원인
1	主 균열은 길이방향, 플랜지 단강 인접부 약 ¼이 분리. 1~2 톤의 鋼片 4개 비산	응력제거 소둔 온도 약 100°C의 오차에 의한 용접 금속의 취화, 단강품의 偏析 Band
2	거의 길이방향으로 취성 균열이 전파하여 분열	관통형 노즐용접 이음매 내부 설계 실수, 응력제거 소둔처리의 초기단계에서의 급속가열
3	전 원둘레의 약 80%에 생김	단강품의 비금속 개재물
4	단강품 헤드 원둘레 방향 용접 이음매 볼트부에 의한 전 원둘레 취성파괴	내압시험 압력유지 중에 잔류 수소에 의한 균열성장
5	가로균열 16개소, 그중 6개소는 판을 관통. 세로균열 약 30개소. 이음매 전면에 균등분포	기존의 미세균열이 LPG 중의 고농도 유화수소에 의해 확대됨
6	Lower Ring에 진입하여 정지. 전 길이 약 4.8m	강판의 저 충격 특성이 주 원인
7	균열은 취성균열과 본드부는 급사면형의 혼재	파괴위치의 각변형 6 ~ 7° 균열의 발생 기구는 불명
8	Lower Ring 세로이음매 6.2m Bond부 취성균열	본드의 취화
9	저판외주부에 85mm, 최하층 측 판에 80mm의 취성균열 발생	異常 施工
10	거의 세군데 균열되어 파괴	기초의 不同 침하

註 이 표의 번호는 맨앞 표 번호의 경우와 일치함을 뜻함.

4. 안전 설계

구조물들을 설계함에 있어서는 그 구조물이引張에 대한 과도한 하중 또는 압축에 대한 불안정 및 불안정한 크랙성장 등에 의하여 파손되지 않도록 하여야 한다. 역사적으로 볼 때 파손의 降伏 및 좌굴형태에 대해서는 이론적인 연구도 많이 이루어져 왔었다.

Euler의 좌굴해석 및 최대전단이론은 降伏이나 좌굴을 방지하기 위하여 가장 널리 사용되는 해석적인 설계원리들이다. 해석적인 설계수단으로서의 破壞力學의 근래의 발전은 구조물의 안전 설계에 대한 설계자의 각종 기술에 있어서의 벌어진 틈을 최종적으로 메워 준다.

破壞力學의인 설계방법은 종래의 설계방법과 함께 사용되어야 하는데 여기서는 전자에 대하여 기술한다.

사용조건(특수한 사용조건에서의 온도 및 負荷속도)에서의 노치인성의 임계값(K_{Ic} 또는 K_{Ia})을 알거나 측정할 수 있으면 파괴역학을 사용하는 설계의 원리는 간단하다. 이러한 설계에 있어서는 파손-안전(Fail-Safe) 또는 안전-수명(Safe-Life)의 원리가 널리 사용된다.

파손-안전 설계는 부재가 파손되어도 전체적인 구조물은 큰 피해를 주는 파괴로부터는 안전함을 가정한다. 반대로 안전-수명의 원리는 특정한 사용조건에 대하여 구조물은 구조물의 설계상의 수명을 감당하며 구조물이 사용되는 동안 파손은 일어나지 않음을 가정한다.

이 장에서는 파괴역학적 개념을 사용하는 설계 절차의 기본적인 것에 대하여 기술한다.

가. 파괴역학적 설계 절차

주어진 온도 및 負荷 속도에 있어서의 어느 재료에 대한 임계응력확대계수는 공칭응력과 결함의 크기에 의존한다. 즉

$$K_{Ic} \text{ 또는 } K_{Id} = C \sigma \sqrt{a} \quad (1)$$

여기서

K_{Ic} 또는 K_{Id} = 특정한 온도 및 부하속도에서 재료의 크랙인성, ksi/in.

C = 크랙의 기하학적 조건에 의존하는 상수

σ = 작용하는 공칭應力, ksi

a = 특정한 크랙형상에 대한 임계치수로서의 결함 크기, in.

이와 같이 특정한 應力수준에서 구조물 부재가 견딜 수 있는 최대 결함의 크기는

$$a = \left(\frac{K_{Ic} \text{ 또는 } K_{Id}}{C\sigma} \right)^2 \quad (2)$$

따라서 설계자는 취성파괴에 의한 파손에 대한 구조물의 안전을 다음과 같은 방법에 의하여 해석할 수가 있다.

- i) 구조물에 사용하고자 하는 재료에 대하여 사용온도 및 負荷속도에서의 K_{Ic} 또는 K_{Id} 와 σ_{ys} 의 값을 결정한다. 용접구조물의 완전한 해석을 위해서는 용접부에 대한 값도 사용하여야 함을 주의해야 한다.
- ii) 해석하고자 하는 부재에 존재할 수 있는 결함의 예상되는 형과 해당하는 K_I 방정식을 선정한다. 그림 2에 구조물 부재내에 일어날 수 있는 결함의 공통적인 형태에 대한 破壞力學的인 모델을 보였다.
- iii) 적절한 K_I 의 표현 및 적절한 K_{Ic} 또는 K_{Id} 값을 사용하여 각종 설계응력

에서의 응력-결합 크기 관계를 결정한다.

하나의 예로서 그림 2에 보인 관통크랙에 대한 응력, 결합의 크기, 응력 확대계수(K_I) 사이의 관계는

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3)$$

이다.

재료가 사용온도에서 $K_{Ic} = 50 \text{ ksi } \sqrt{\text{in.}}$ 이고 $\sigma_{ys} = 100 \text{ ksi}$ 의 값을 갖는다고 가정하자.

$K_I = K_{Ic}$ 를 식 (3)에 대입하면

$$K_{Ic} = 50 \text{ ksi } \sqrt{\text{in.}} = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (4)$$

와 같이 된다.

이 방정식을 사용하여 각종 應力수준에 대한 임계크랙 크기를 계산하면 다음과 같다.

응력수준 σ (ksi)	임계크랙 크기 a (in.)
10	7.96
20	1.99
30	0.88
40	0.50
50	0.32
60	0.22
70	0.16
80	0.12
90	0.10
100	0.08

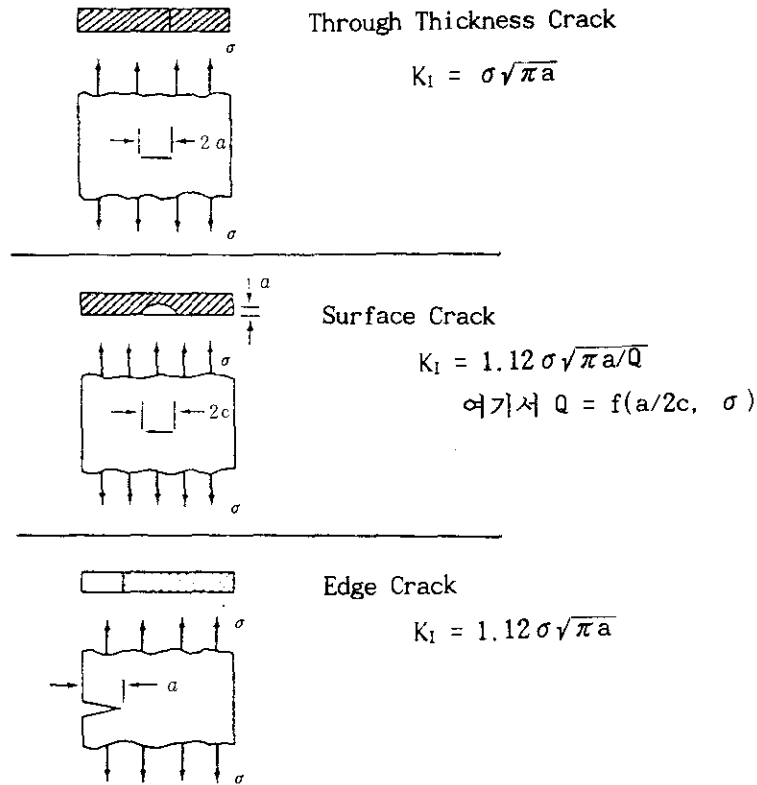
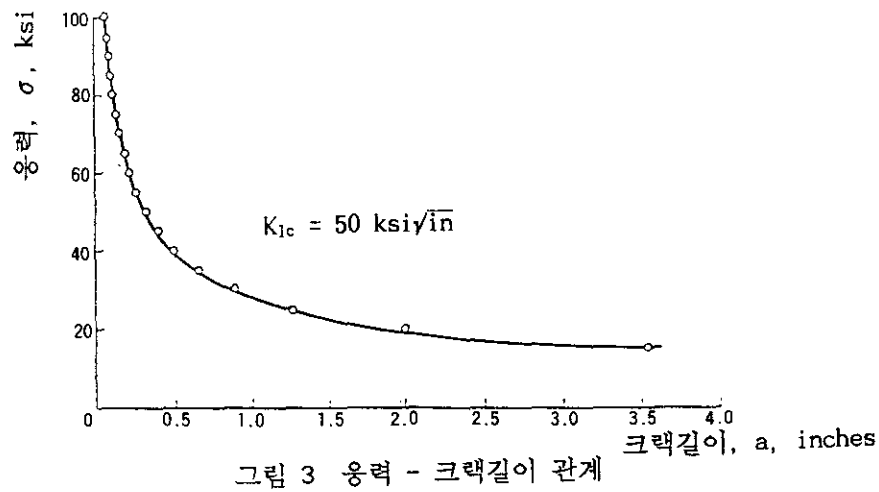


그림 2 여러가지 크랙 형태에 대한 K_I 값



이들 결과를 그림 3에 보였다. 이 그림에서 만일 설계應力수준이 30ksi이면 임계크랙크기는 0.88in. 이다. 또한 설계應力수준이 60ksi이면 임계크랙크기는 0.22in.가 된다. 크랙은 하나만 단독적으로 있지 않은 경우가 많고, 이러한 경우도 고려하여 관습적으로 안전계수 2를 사용하여 $K_{Ic}/2$ 를 설계 K_I 으로 사용하는데 이를 그림 4에 보였다.

명백히 인성이 높은 재료(보다 낮은 노치인성에 비하여)에 대해서는 파손에 대한 여유가 많다. 그림 5에는 K_{Ic} 가 100ksi $\sqrt{\text{in.}}$ 인 보다 높은 인성을 갖는 재료에 대하여 파손의 궤적을 보였다. $K_{Ic} = 50\text{ksi}\sqrt{\text{in.}}$ 로 취하였을 때 $K_{Ic} = 50\text{ksi}\sqrt{\text{in.}}$ 의 재료는 보다 낮은 인성을 갖는 재료에 비하여 파손에 대한 여유가 더욱 큼을 알 수 있고 파괴 가능성은 현저하게 감소한다.

이와 같이 주어진 재료에 있어서의 취성파괴를 최소로 하기 위해서는 3가지 중요한 인자를 고려하여야 한다. 즉

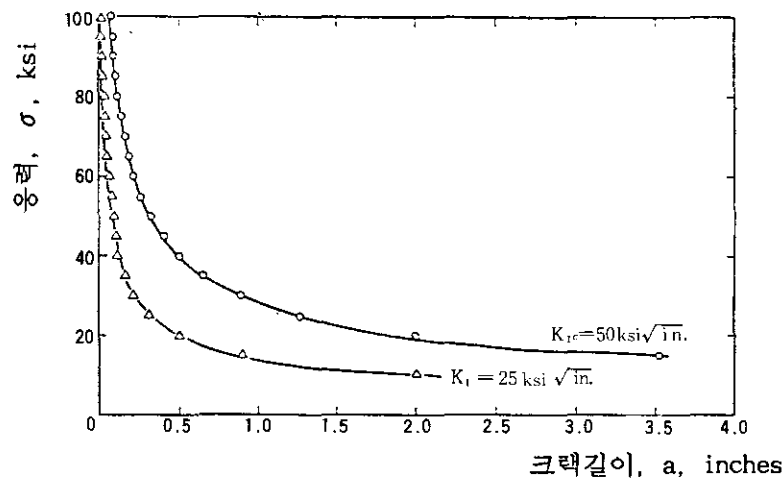


그림 4 응력-크랙길이 관계 ($K_{Ic} = 25\text{ksi}\sqrt{\text{in.}}$ 와 비교)

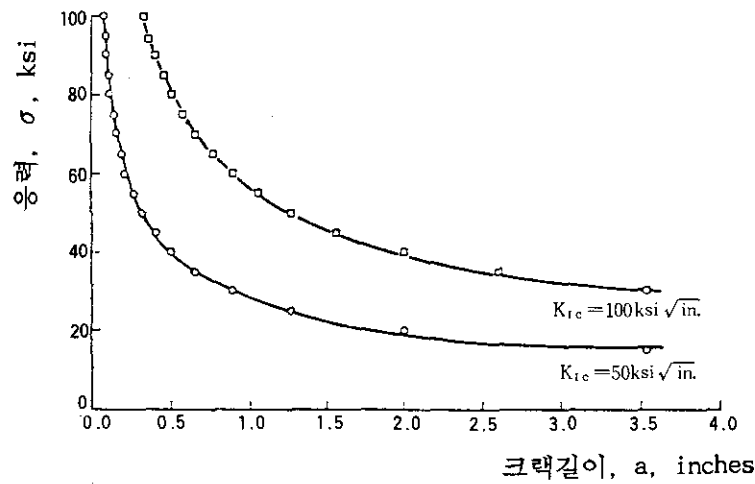


그림 5 응력-크랙길이 관계 ($K_{Ic} = 100 \text{ ksi}\sqrt{\text{in.}}$ 와 비교)

- i) 특정 사용온도 및 負荷속도에서의 재료의 인성값 (K_{Ic} 또는 K_{Id})
- ii) 공칭應力 수준 (σ)
- iii) 구조물에 존재하는 결함크기 (a)

이들 3개 인자 모두가 구조물에서 일어나는 취성파괴의 가능성에 영향을 준다.

그림 6에 재료인성(K_{Ic} 또는 K_{Id}), 공칭응력(σ) 및 결함크기(a) 사이의 일반적인 관계를 나타냈다. 만일 구조물에 있어서 응력과 결함크기의 어느 조합(K_I)이 K_{Ic} 에 도달하면 파괴는 일어날 수 있다. 이와 같이 구조물에 있어서는 파괴를 일으킬 수 있는 응력과 결함크기, σ_f 및 a_f 의 조합이 많이 있을 수 있으며 반면에 파손을 일으키지 않는 應力과 결함크기 즉 σ_o 와 a_o 의 조합도 많이 있다.

설계자에 대하여 유용한 유사성은 결함이 없는 구조물 부재에 있어서의

작용하중(P), 공칭응력(σ) 및 항복응력(σ_{ys}) 사이의 관계와 결함을 가지고 있는 구조물 부재에 있어서의 응력확대계수(K_I) 및 임계응력확대계수(K_{Ic} , K_{Ic} 또는 K_{Id}) 사이의 관계이다. 결함이 없는 구조물 부재에 있어서는 荷重이 증가하면 불안정(σ_{ys} 에서 降伏)이 일어날 때까지 공칭응력이 증가한다. 결함(결함의 크기가 피로 또는 應力부식 등에 의하여 성장할 때 등)을 가지고 있는 구조물 부재에 있어서 하중이 증가하면 불안정(K_{Ic} , K_{Ic} , 및 K_{Id} 에서 파괴)이 일어날 때까지 응력확대계수 K_I 은 증가한다. 공칭설계應力(σ)을 항복강도(σ_{ys}) 이하로 유지시키는 것과 같이 구조물에 있어서의 K_I 수준은 항상 적절한 임계값(K_{Ic} , K_{Ic} 또는 K_{Id}) 이하로 유지시켜야 한다.

파괴역학의 기초적 개념을 이해하는데 있어서의 또 하나의 유사성은 Euler 기둥의 不安定(그림 7)과의 비교이다. 기둥에 있어서의 불안정(좌굴)을 일으키는 데 필요한 응력수준은 L/r 의 비율이 증가함에 따라 감소한다.

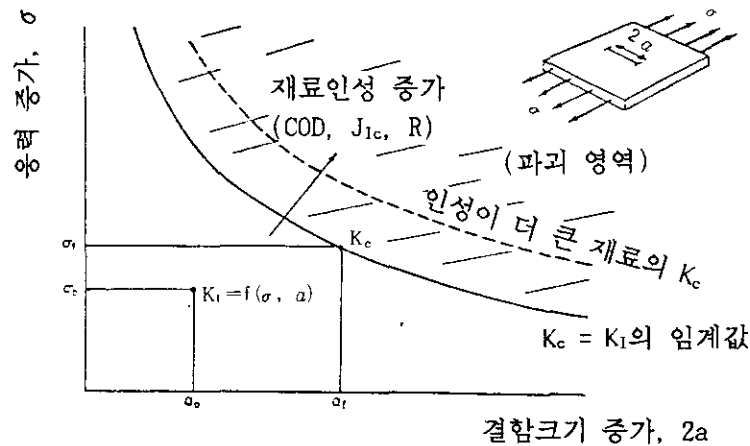
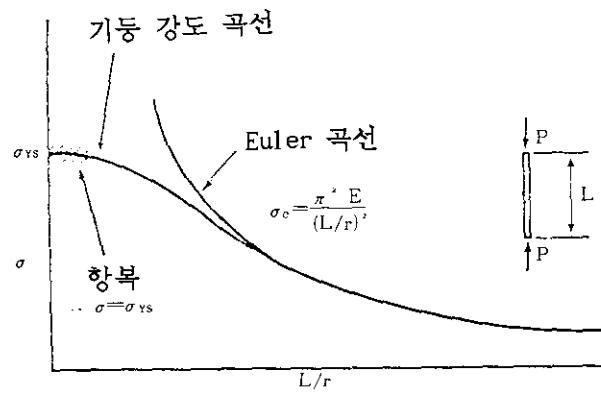
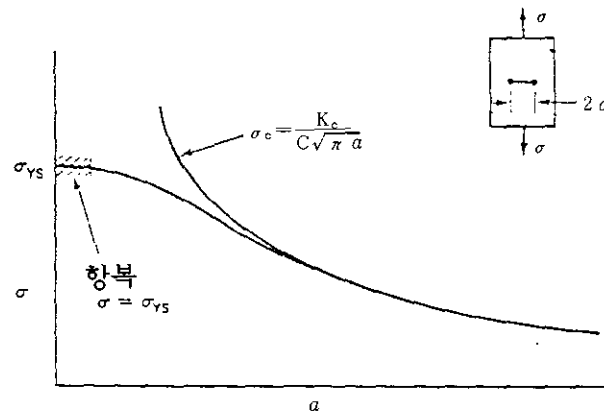


그림 6 응력, 결함크기, 재료인성 관계



(a) 기둥의 불안전성



(b) 크랙의 불안전성

그림 7 기둥의 불안전성과 크랙의 불안전성

이와 유사하게 결함을 가지고 있는 인장 부재에 있어서 불안정(파괴)을 일으키는 데 필요한 應力수준은 결함크기가 증가함에 따라 감소한다. 이 두 경우에 있어서의 응력수준이 항복강도에 접근하면 Euler 및 K_{Ic} 해석은 항복으로 인하여 모두 사용할 수가 없다.

좌굴을 방지하기 위하여는 실제 응력 및 L/r 의 값은 Euler곡선 아래에 있어야 한다. 파괴를 방지하기 위해서는 실제의 응력 및 결함크기 a 는 그림 7에 나타낸 K_{Ic} 곡선 아래에 있어야 한다.

나. 재료의 선정

대형의 복잡한 구조물의 설계 및 제작에 대한 현행의 방법은 이들 구조물이 응력집중 부분의 국부적인 구역을 포함하여 파손없이 항복應力에 대하여 여유를 갖게 하는 것이다. 降伏은 구조물의 불연속 부근에서 일어나므로 임계결함크기 a 는 $(K_{Ic}/\sigma_{ys})^2$ 또는 $(K_{Id}/\sigma_{yd})^2$ 에 비례한다.

이와 같이 K_{Ic}/σ_{ys} 또는 K_{Id}/σ_{yd} 의 값은 구조용 재료의 상대적인 인성을 측정하는 데 대한 좋은 지표가 된다. 대부분의 구조물의 적용에 대하여 구조물이 破壞됨이 없이 큰 결함에도 견디는 것을 요구하므로 경제성도 고려하여 되도록 높은 K_{Ic}/σ_{ys} (또는 K_{Id}/σ_{yd})의 재료를 사용하는 것이 바람직하다.

그러나 일반적으로 크랙에 대한 완전한 초기검사 및 구조물의 전체 수명을 통한 계속적인 크랙성장의 감시는 실질적으로나 경제성으로나 불가능하므로, 대형이며 복잡한 구조물에 있어서 만족할 만한 기능을 지탱할 수 있도록 하기 위하여 K_{Ic}/σ_{ys} 또는 K_{Id}/σ_{yd} 의 값을 어느 정도로 높게 잡아 주느냐 하는 것이 문제가 된다.

위의 사항은 단순하지가 않으며 K_{Ic}/σ_{ys} 또는 K_{Id}/σ_{yd} 의 값의 적절한 결

정은 다음과 같은 여러 인자에 의존한다. 즉, 구조물의 형, 검사의 빈도, 검사에 대한 용이성, 제작의 우수성, 구조물의 설계 수명, 구조물 부재에 대한 파손의 중대성, 하중 경로, 과부하의 가능성 및 재료비 등등이다. 그러나 파괴역학은 이 문제를 합리적으로 평가하기 위한 하나의 공학적인 방법을 제공한다. 기본적인 가정은 구조물 내에 결함이 존재하며 구조물의 일부에는 항복응력에 해당하는 부하가 있을 수 있고 평면변형 조건이 존재할 수 있다는 것이다. 이렇게 대단히 엄격한 조건하에서 특정한 구조물에 사용되는 재료에 대한 K_{Ic}/σ_{ys} 또는 K_{Id}/σ_{yd} 의 값은 취성파괴에 대하여 구조물을 비교적 안전하게 정의하기 위하여 사용되는 주요한 지배적인 인자 중의 하나이다.

재료선정인자로서의 K_{Ic}/σ_{ys} 의 값을 사용하는 하나의 예로서 길이 2a인 관통 중앙크랙(그림 2)을 갖는 넓은 폭 판의 거동을 해석하여 보겠다.

표 4. 항복강도와 노치인성의 함수로서의 임계크랙크기

σ_{ys} (ksi)	K_{Ic} 가정치 (ksi/in.)	임계크랙크기, 2a (in.)			
		$\sigma = 100\% \sigma_{ys}$	$\sigma = 75\% \sigma_{ys}$	$\sigma = 50\% \sigma_{ys}$	$\sigma = 25\% \sigma_{ys}$
260	80	0.06(260)	0.11(195)	0.24(130)	0.96(65)
220	110	0.16(220)	0.28(165)	0.64(110)	2.55(55)
180	140	0.39(180)	0.68(135)	1.54(90)	6.16(45)
180	220	0.95(180)	1.69(135)	3.80(90)	15.22(45)
140	260	2.20(140)	3.90(105)	8.78(70)	35.13(35)
110	170	1.52(110)	2.70(82.5)	6.08(55)	24.33(27.5)
80	200	3.98(80)	7.07(60)	15.92(40)	63.66(20)
40	100	3.98(40)	7.07(30)	15.92(20)	63.66(10)

註: 넓은 폭의 판의 관통 중앙크랙

$$K_{Ic} = \sigma_{design} \sqrt{\pi a}$$

$$\therefore a = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_{design}} \right)^2$$

이 해석에서 항복강도가 40 ~ 260ksi인 각종 강에 대하여 K_{Ic} 를 표 4와 같이 가정하겠다. 각각의 강에 대하여 4개의 설계應力, 즉 $100\% \sigma_{ys}$, $75\% \sigma_{ys}$, $50\% \sigma_{ys}$ 및 $25\% \sigma_{ys}$ 인 때의 임계크랙크기, $2a$ 를 계산하였다.

여기서 주의할 점은 주어진 강에 대한 K_{Ic} 또는 K_{Id} 는 열적 이력 즉 열처리, 압연 등에 의존하므로 특정한 시험온도 및 부하속도에서의 어느 하나의 강에 대한 임계응력확대계수는 오직 하나만 존재하는 것이 아니라는 것이다.

표 4에서 알 수 있는 바와 같이 강도수준, 노치인성 및 설계應力 수준이 넓은 폭의 판에 있는 임계크랙크기에 영향을 준다. 예로서 항복강도가 260ksi인 강이 50% 항복강도(설계應力이 130ksi)로 부하될 때의 임계크랙크기는 0.24in.이다.

어느 구조물에서 130ksi의 설계應力이 요구된다면 보다 낮은 강도, 보다 높은 인성의 재료(즉, 180ksi 항복강도의 재료)를 사용하고 설계 應力을 $75\% \sigma_{ys}$ (135ksi)로 하는 것이 바람직할 것이다.

표 4에 해석하여 놓은 두개의 180ksi 항복강도의 강의 각각에 대하여 임계크랙크기는 0.24in.보다 크다. 즉 K_{Ic} 가 140ksi/in.인 재료에 대해서는 0.68in.이며 K_{Ic} 가 220ksi/in.인 재료에 대하여는 1.69in.이다.

명백히 두 개 재료 중 높은 인성의 것이 파괴에 대하여 더욱 저항이 큰 재료이다.

그러나 이러한 재료는 가격이 비쌀 것이다. 이 점이 종래의 설계에 비하여 파괴에 대한 저항을 고려하는 설계와 근본적으로 다른 점이다.

즉 사용온도 및 負荷속도에서 극히 노치인성이 큰 구조용강을 쓸 수 있다. 그러나 더욱 엄한 작동 조건하에서 만족한 기능을 발휘할 수 있는 능력을 갖게 할수록 이들 재료의 비용은 일반적으로 증가하므로 설계자는

통상적으로 특정한 적용에 대하여 요구되는 것보다 더욱 높은 노치인성을 지정하는 것을 원하지 않는다.

이와 같이 파괴에 대하여 저항성을 갖게 하는 설계는 경계면을 포함하여 구조물 기능을 최적화하는 실질적인 방법의 하나이다.

표 4의 더욱 신중한 해석으로부터 항복강도의 몇 %를 설계응력으로 선택하는 종래의 설계방법은 파괴에 대하여 항상 같은 정도의 안전과 신뢰성을 주지 않는다.

예로서 항복강도가 220ksi 및 110ksi인 두 개의 강에 대한 설계應力이 $50\% \sigma_{ys}$, 즉 각각 110ksi 및 55ksi라고 가정을 하자. 220ksi의 강에 대해서는 임계크랙크기는 0.64in.인 데 비하여 항복강도가 110ksi인 강에 대해서는 임계크랙크기는 6.08in.이다.

만일 보다 낮은 항복강도의 강에 대한 설계응력을 $100\% \sigma_{ys}$ (110ksi)까지 증가시키면 임계크랙크기는 1.52in.가 될 것이다. 이것은 아직도 降伏강도 220ksi인 강에서 설계응력을 $50\% \sigma_{ys}$ 로 하였을 때의 0.64in.보다 크다.

표 4에 보인 보다 낮은 강도와 보다 높은 K_{Ic}/σ_{ys} 값을 가진 강에 대해서는 임계크랙크기는 대단히 크며 이것은 이러한 경우에 있어서는 파괴역학의 이론은 적용시킬 수 없음을 지적한다. 이 사실은 대단히 낮은 L/r 값에 대하여 계산한 Euler의 좌굴응력이 항복응력보다 크며 이 때에는 Euler의 좌굴 해석을 적용할 수 없는 사실과 유사하다.

다. 고강도 강 압력용기의 재료 선정

초기 설계단계에서 재료를 선정하기 위하여 파괴역학의 원리를 사용하는 것이 바람직하다는 하나의 간단한 예로서 고강도 강의 압력용기가 내압 5,000psi에 견딜 수 있도록 건조하고 또한 용기의 직경은 30in.이며 두께 t 는 0.5in.보다 크거나 같아야 된다고 가정하자. 설계자는 임의의 적당한 항복강도의 강을 사용할 수 있으나 만족할 만한 기능에 대하여 용기의 비용과 무게도 고려하여야 할 중요한 요인들이다.

압력용기에 사용할 수 있는 강을 표 5에 표시하였는데 이 표에는 항복강도와 사용온도 및 부하속도에서의 가정한 K_{Ic} 값도 나타내었다.

표 5 항복강도와 크랙 인성치

강	항복강도, σ_{ys} (ksi)	K_{Ic} 가정치 (ksi√in.)
A	260	80
B	220	110
C	180	140
D	180	220
E	140	260
F	110	170

첫번째 단계로서 제작 및 검사의 고려에 기초를 두고 용기의 벽에 존재할 수 있는 가장 큰 결함의 크기를 평가하여야 한다. 이 설계의 예에서는 깊이 0.5in., $a/2c = 0.25$ 의 표면크랙에 의하여 일어나는 파손은 방지할 수 있다고 가정하자. (그림 8)

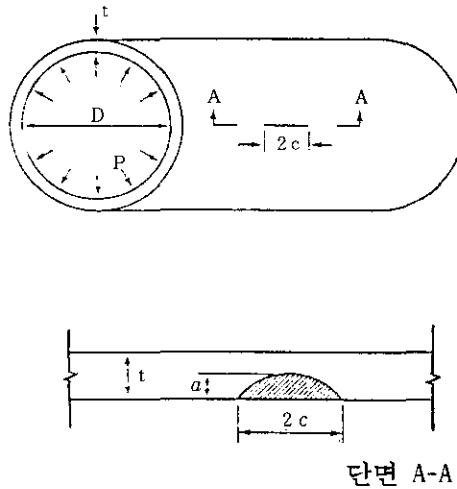


그림 8 표면 크랙이 있는 압력용기의 단면

이 크기는 부적절한 제작 또는 피로나 응력부식에 의한 크랙성장에 기인되는 수도 있다. 명백히 존재할 수 있는 가장 큰 크랙의 크기의 결정은 여러 요인에 의존하므로 각별한 주의가 필요하다.

표면크랙에 대한 K_{Ic} , σ 및 a 사이의 일반적인 관계는 다음과 같다.

$$K_{Ic} = 1.1 \sqrt{\pi} M_k \sigma \sqrt{\frac{a}{Q}}$$

여기서, M_k = 깊은 결함에 대한 배율계수(수정계수)이며 이 예에서는 a/t (크랙 깊이/용기 두께)가 0.5로부터 1.0까지 변할 때 1.0 및 1.6사이에서 직선적으로 변한다고 가정한다.(그림 9) a/t 가 0.5보다 작을 때

는 $M_k \approx 1.0$ 이다.

Q = 그림 10에 보인 결함의 형상 계수

σ = 그림 8에 보인 용기 단면에 대한 후우프應力(Hoop Stress, ksi)

이며 $pD/2t$ 와 같다.

$a=0.5$ 및 표 5에 나타낸 강에 대한 서로 다른 K_{Ic} 의 값에 대해서는 각각의 강에 대한 계산된 허용應力(σ)의 값은 다음과 같은 절차에 의하여 구할 수 있다.

- (1) 0.5in. 깊이의 크랙에 대하여 필요한 파괴저항에 기초를 두고 설계應力을 계산한다.
- (2) 이 응력 수준에서 요구되는 용기의 두께를 계산한다. M_k 및 Q 는 설계應力의 함수이므로 반복적인 절차를 사용하여야 한다.

강 D(표 5: $\sigma_{ys}=180\text{ksi}$)에 대한 값의 단계적인 계산은 다음과 같다. 주어진 식,

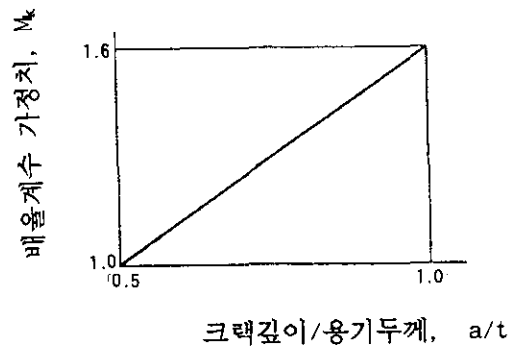


그림 9 배율 계수 가정치, M_k

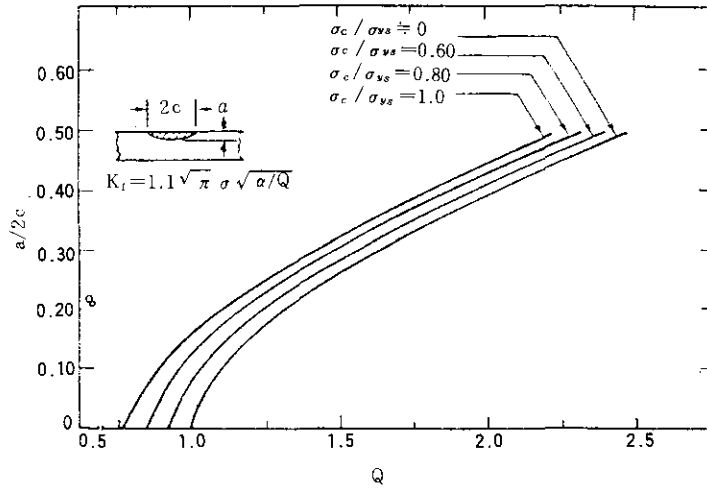


그림 10 결함의 형상 계수, Q

$$\sigma = \frac{\sqrt{Q} K_{Ic}}{1.1 \sqrt{\pi a} M_k}$$

에서 강 D에 대해서는

1. $K_{Ic} = 220 \text{ ksi}\sqrt{\text{in.}}$
2. $a = 0.5 \text{ in.}$
3. $\sigma / \sigma_{ys} = 0.55$ 로 가정하면 $Q = 1.4$ (그림 10)
4. 최초의 시도로서 $M_k = 1.0$ (그림 9)으로 가정한다.

이와 같이 하여

$$\sigma = \frac{\sqrt{1.4} (220)}{1.1 (1.77) (1.0) \sqrt{0.5}} = 189 \text{ ksi}$$

이 응력은 항복응력보다 크므로 $\sigma = \sigma_{ys} = 180 \text{ ksi}$ 를 사용하여 설계압력 5,000psi를 유지하는데 필요한 벽 두께 t 에 대하여 풀다.

$$t = \frac{p D}{2 \sigma} = \frac{(5,000) (30)}{2 (180) (1,000)} = 0.42 \text{ in.}$$

벽 두께는 적어도 0.5in. 인 것을 요구하므로 다시 반복을 하여야 한다.

두번째 반복으로서 $t \approx a$, $M_k \approx 1.5$ (그림 9)이므로 $\sigma / \sigma_{ys} = 0.8$ 로 가정을 한다. 이와 같이 하여 $Q = 1.33$ 이다.(그림 10)

결과적으로

$$\sigma = \frac{\sqrt{1.33} (220)}{1.1 (1.77) (1.5) \sqrt{0.5}} = 123 \text{ ksi}$$

123ksi의 설계應力에 대하여 필요한 벽 두께 t 는

$$t = \frac{p D}{2 \sigma} = \frac{(5,000) (30)}{2 (123) (1,000)} = 0.61 \text{ in.}$$

0.61in.의 두께를 기초로 하여 가정한 M_k 및 Q 의 값이 실제의 값과 같은가를 알아보기 위하여 세번째 반복을 한다.

$a/t = 0.5/0.61 = 0.82$ 에 대하여

$$M_k = 1.49 \text{ (그림 9)}$$

$\sigma / \sigma_{ys} = 123/180 = 0.68$ 에 대하여

$$Q = 1.36 \text{ (그림 10)}$$

$M_k = 1.49$ 및 $Q = 1.36$ 을 사용하여 설계應力을 다시 계산한다.

$$\sigma = \frac{\sqrt{1.36} (220)}{1.1 (1.77) (1.49) \sqrt{0.5}} = 125 \text{ ksi}$$

최대설계應力 125ksi에 대하여 필요한 벽 두께 t는

$$t = \frac{p D}{2 \sigma} = \frac{(5,000) (30)}{2 (125) (1,000)} = 0.60 \text{ in.}$$

계산한 벽 두께가 근본적으로 가정한 벽 두께와 같으므로 최종적인 반복에 의하여 가정치 $t =$ 계산치 t 임을 제시하여야 한다.

네번째 반복으로서 $\sigma = 125\text{ksi}$ 및 $t = 0.60\text{in.}$ 에 대하여 다음과 같이 가정한다.

표 6. 압력용기 벽 두께 계산치

강	항복 강도 $\sigma_{ys}(\text{ksi})$	K_{Ic} 가정치 ($\text{ksi}/\text{in.}$)	설계 응력 $\sigma_D(\text{ksi})$	$\frac{\sigma_D}{\sigma_{ys}}$	$M_k^{(1)}$	$Q^{(2)}$	벽두께 $t(\text{in.})^{(3)}$
A	260	80	70	0.27	1.0	1.45	1.07
B	220	110	86	0.40	1.1	1.43	0.87
C	180	140	100	0.56	1.2	1.42	0.75
D	180	220	124	0.72	1.43	1.36	0.60
E	140	250	140	1.0	1.51	1.25	0.54
F	110	170	109	0.99	1.26	1.25	0.69

註: (1) 배율계수

(2) 결함의 형상계수

(3) $p = 5,000\text{psi}$ 와 $D = 30\text{in.}$ 로 가정하였을 때 계산치

1. $\sigma / \sigma_{ys} = 125/180 = 0.69$ 따라서 $Q = 1.36$

2. $a/t = 0.5/0.6$ 따라서 $M_k = 1.50$

그러면,

$$\sigma = \frac{\sqrt{1.36} (220)}{1.1 (1.77) (1.5) \sqrt{0.5}} = 124 \text{ ksi}$$

124ksi의 설계應力에 대하여 필요한 벽 두께 t는

$$t = \frac{p D}{2 \sigma} = \frac{(5,000) (30)}{2 (124) (1,000)} = 0.60 \text{ in.}$$

이것은 가정한 초기의 두께의 값 0.60in.와 일치하며 그 이상의 시도는 필요없다. 수렴은 빠르고, 절차는 용이하게 전산 프로그램을 짤 수 있다.

이 예에 있어서 나머지 강들에 대한 벽 두께는 유사한 방법으로 계산하였고 이를 표 6에 나타내었다. 이들 결과는 0.5in.이고 깊이의 표면크랙을 가지고 있는 직경 30in.의 용기에서 5,000psi의 내압에 견디기 위해서는 破壞에 대하여 같은 저항을 주기 위하여 사용되는 설계應力 및 벽 두께는 각각의 강에 대하여 차이가 많음을 보여준다. 예를 들면 항복강도 260ksi인 강에 대한 허용설계응력 수준은 70ksi에 불과하며 필요한 벽 두께는 1.07in.인데 반하여 항복강도가 180ksi인 저강도, 고인성($K_{Ic} = 140\text{ksi}\sqrt{\text{in.}}$)강에 대해서는 설계응력은 100ksi이며 필요한 벽 두께는 0.75in.이다.

표 7. 강의 무게와 비용비교

강	항복강도 σ_{ys} (ksi)	K_{Ic} 가정치 (ksi/in)	설계 응력 σ_D (ksi)	$\frac{\sigma_D}{\sigma_{ys}}$	$M_k^{(1)}$	$Q^{(2)}$	벽두께 $t(\text{in.})^{(3)}$	무 게 (lb)	가정 비용	
									강 (\$/lb)	용기 (\$/ft)
A	260	80	70	0.27	1.0	1.47	1.07	342	1.40	480
B	220	110	86	0.40	1.1	1.43	0.87	275	1.40	385
C	180	140	100	0.56	1.2	1.42	0.75	240	1.00	240
D	180	220	124	0.72	1.43	1.36	0.60	186	1.20	225
E	140	260	140	1.0	1.51	1.25	0.54	173	0.50	85
F	110	170	109	0.99	1.25	1.25	0.69	221	0.15	35

註: (1) 배율계수

(2) 결함의 형상계수

(3) $p = 5,000\text{psi}$ 와 $D = 30\text{in.}$ 로 가정하였을 때 계산치

(4) 개략치이며 오직 예임

더욱 인성이 높은 항복강도가 180ksi인 강 즉 $K_{Ic} = 220\text{ksi/in.}$ 의 강 D를 선정하면 설계응력은 124ksi로 증가시킬 수 있고 두께는 0.60in.로 감소시킬 수 있다.

이 예에 있어서의 각각의 용기는 깊이 0.5in.의 표면크랙의 존재하에 파괴에 대하여 등가인 저항을 갖도록 설계되었으므로 항복강도가 260ksi인 강에 비하여 보다 낮은 강도, 보다 높은 인성의 강을 사용하면 용기의 무게를 현저하게 줄일 수 있을 것이다. 즉 무게는 벽 두께에 비례하며 보다 낮은 강도, 보다 높은 인성의 강에 대하여 필요한 벽 두께는 고강도, 저인성 강에 대한 것보다 작다.

가장 높은 강도의 강이 가장 작은 무게 또는 가장 경제적인 용기를 생산하지 않을 것이라는 것을 보이기 위하여 대략적인 단위길이당의 무게와 용기의 단위길이당의 가정한 비용을 표 7에 나타냈다.

이 예에 있어서 초기의 제작 결함이나 피로 또는 應力부식에 의한 크랙성장에 의하여 0.5in. 깊이의 크랙이 생기면 즉시 용기의 파손이 일어난다. 이와 같이 안전계수 또는 구조물의 무게는 표 7에 보인 결과와 같이 구조용강의 降伏강도와 관계지를 필요는 없다. 사실상 최고 강도 강으로 제작된 용기는 가장 무거워진다.

더욱 대표적인 설계절차는 파괴 또는 항복형식에 의한 파손에 대하여 안전계수를 수립하는 것이지만 파손의 두 형식 모두에 대한 고려가 더욱 바람직하다. 압력용기는 보통 항복강도 또는 인장강도의 주어진 퍼센트에 대하여 설계한다. 즉 응력에 기초를 두어 안전계수를 갖도록 한다. 파괴에 대한 유사한 안전계수도 역시 수립하여야 한다.

위 예에 대한 추가적인 설계상황을 해석하면 다음과 같다.

첫째 경우: 현재의 설계 원리는 완전한 제작을 가정하며 결함크기 a 를 무시한다. 降伏에 대하여 안전계수를 2.0으로 가정한다

$$(\sigma_{\text{design}} = \sigma_{ys} / 2).$$

둘째 경우: 破壞力學的 설계에서는 존재할 수 있는 가장 큰 결함의 크기, a 를 0.5in.로 가정하고 設計應力擴大係數 $K_I = K_{Ic} / 2$ 를 사용하여 파괴에 대하여 안전계수 2.0을 갖도록 한다.

첫째 경우에 있어서는 설계 절차는 직접적이다. 즉

$$\sigma_{\text{design}} = \frac{\sigma_{ys}}{2} \quad \text{및} \quad t = \frac{pD}{2\sigma_{\text{design}}}$$

이 예에서 연구된 6개의 각각의 강에 대한 두께 t 를 알면 단위 길이당의 견적 무게는

$$A \approx \pi D t$$

$$\text{체적/ft} \approx A \times 12$$

$$\text{무게/ft} = \text{체적/ft} \times \text{비중량}$$

$$\text{무게/ft} = \text{체적/ft} \times 0.283 \text{ lb/in}^3 \text{ (강에 대하여)}$$

$$\text{비용/ft} = \text{무게/ft} \times \text{비용/lb}$$

$\sigma_{ys} = 180 \text{ ksi}$ 인 강 D에 대한 대표적인 계산은 다음과 같다.

$$\sigma_{\text{design}} = \frac{\sigma_{ys}}{2} = \frac{180}{2} = 90 \text{ ksi}$$

$$t = \frac{pD}{2\sigma_{\text{design}}} = \frac{(5,000)(30)}{2(90,000)} = 0.83 \text{ in.}$$

$$A \approx \pi D t = (3.14) (30) (0.83) = 78.2 \text{ in.}^2$$

표 8. 항복에 대하여 안전계수 2일 때의 비용 비교

강	항복강도 σ_{ys} (ksi)	σ_D (ksi)	t(in.)	무 게 (lb/ft)	비 용 (\$/ft)
A	260	130	0.58	185	259
B	220	110	0.68	219	306
C	180	90	0.83	265	265
D	180	90	0.83	265	318
E	140	70	1.07	344	172
F	110	55	1.36	437	66

註: 체적/ft $\approx A \times 12 = 78.2 \times (12) \approx 938 \text{ in.}^3$

무게/ft = 체적/ft $\times$ 비중량 = $938 \times 0.283 = 265 \text{ lb/ft}$

비용/ft = 무게/ft $\times$ 비용/ft = $265 \times (1.20) = \$318 / \text{ft}$

기타의 강에 대한 값도 같은 방법에 의하여 계산하였고 표 8에 나타냈다.

이들 결과를 보면 보다 높은 강도의 강을 사용함으로써 중량 감소의 직접적인 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 단위길이당의 비용은 여러가지 요인을 내포하고 있으므로 降伏강도와 직접적인 관계는 없으나 降伏강도를 증가시키면 무게는 직접적으로 감소한다.

그렇지만 만일 破壞의 가능성이 있다면 다음 예에서 설명하는 바와 같이 용기의 전체적인 안정성과 신뢰성은 감소할 것이다. 이 경우에 있어서는 크랙은 존재하지 않는다고 가정하였으므로 K_I 의 계산은 하지 않았다.

두번째 경우는 K_{Ic} 를 사용하였던 최초의 해석과 유사한 해석이다. (표 7) 그렇지만 파괴에 대하여 가정한 안전계수 2.0은 $K_{I\text{design}} = K_{Ic} / 2$ 로서 선택하여 얻은 것이다. 이와 같이

$$\sigma = \frac{\sqrt{Q} (K_{Ic}/2)}{1.1 \sqrt{\pi a} M_k}$$

$$t = \frac{p D}{2 \sigma_{\text{design}}}$$

M_k 및 Q 는 가정하고 각각의 두께의 값을 계산하기 위하여 몇 번의 시도를 반복하여야 한다. 이 계산은 전에 보였던 것과 유사하다($K_I = K_{Ic} / 2$ 인 것을 제외하고). 최종적인 결과를 요약하여 표 9에 보였다. 이 결과를 보면 破壞가 파손에 대한 하나의 가능한 형태일 때에는 낮은 인성을 가진 고강도 재료를 사용하는 것보다는 인성이 높은 재료를 사용하는 것이 유리함을 알 수 있다.

표 9. 파괴에 대하여 안전계수 2일 때의 비용 비교

강	항복 응력 σ_{ys} (ksi)	σ_D (ksi)	K_{Ic} (ksi/in.)	K_I (ksi/in.)	t(in.)	무 게 (lb/ft)	비 용 (\$/ft)
A	260	35	80	40	2.14	687	962
B	220	48	110	55	1.56	501	702
C	180	61	140	70	1.23	394	394
D	180	86	220	110	0.87	280	336
E	140	95	260	130	0.79	253	127
F	110	72	170	85	1.04	337	50

표 8 및 9에 나타낸 계산한 두께를 그림 11에 降伏强度의 함수로서 보였
다. 두개의 가장 낮은 강도의 강에 대하여 필요한 두께를 비교하여 보면 파
손은 降伏에 의하여 일어날 가능성이 가장 크며 破壊에 대한 안전계수는 2.0
보다 큼을 알 수 있다. 특히 강 F에 대하여는 필요한 두께는 1.36in.이며 設
計應力은 $55\text{ksi}(\sigma_{ys}/2)$ 이다.

이와 같이 降伏에 대한 안전계수는 2.0이다. 이것은 K_I 값이 63ksi/in.
인 것에 해당하며 破壊에 대하여 $170/63$, 즉 2.7의 안전계수를 갖는다. 그러
나 파손의 두 가지 형태에 대하여 적어도 안전계수 2.0을 갖게 하기 위해서는
벽 두께는 1.36in.이어야 한다.

반면에 강도가 가장 높은 강에 대하여 요구되는 두께는 破壊에 대한 안전
계수를 2.0으로 할 때 2.14in.이다.

그러나 해당하는 설계應力은 35ksi 이며 이것은 降伏에 대하여
 $260/35=7.42$ 의 안전계수를 갖는다.

降伏 및 破壊에 대한 안전계수를 표 10에 보였다. 표 11에는 降伏과 破
壞 양자에 대하여 적어도 안전계수가 2.0일 때의 필요한 두께를 보였다.

표 10 항복 및 파괴에 대한 안전계수

강	항복응력 σ_{ys} (ksi)	t(in.)	항복에 대한 안전계수	파괴에 대한 안전계수	두 조건을 동시에 만족시키는 두께 요구치 (in.)
A	260	0.58	2.0	0.37	2.14
		2.14	7.42	2.0	
B	220	0.68	2.0	0.67	1.56
		1.56	4.58	2.0	
C	180	0.83	2.0	0.96	1.23
		1.23	2.95	2.0	
D	180	0.83	2.0	1.51	0.87
		0.87	2.09	2.0	
E	140	1.07	2.0	3.21	1.07
		0.79	1.07	2.0	
F	110	1.36	2.0	2.70	1.36
		1.04	1.29	2.0	

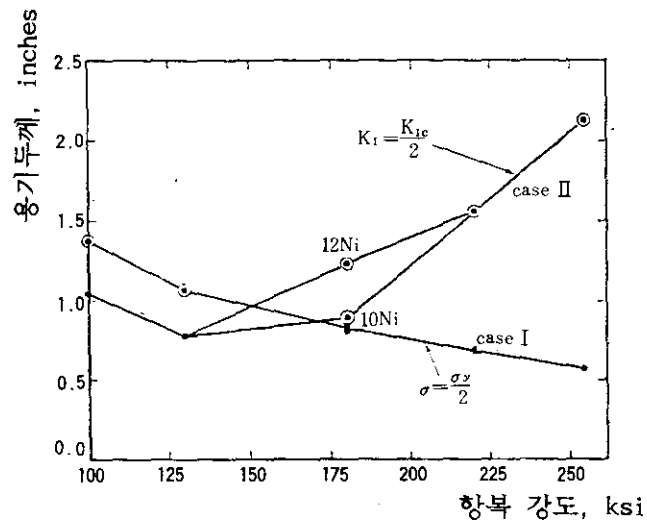


그림 11 항복강도와 용기두께 관계 (표 8, 9 관련)

표 11 항복과 파괴에 대하여 적어도 안전계수가 2일 때의 강의 무게와 비용

강	항 복 응 력 σ_{ys} (ksi)	t(in.)	무 계 (lb/ft)	비 용 (\$/ft)
A	260	2.14	687	982
B	220	1.56	501	702
C	180	1.23	394	394
D	180	0.87	280	336
E	140	1.07	344	172
F	110	1.36	437	66

이상의 예에서 알 수 있는 바와 같이 압력용기 등의 설계에 있어서 파괴역학적인 고려가 중요함을 알 수 있다.

5. 맺음말

보일러와 압력용기는 사용압력 및 취급유체에 따라 대형 재해의 발생 요인이 내재하고 있는 위험기계들이다.

보일러와 압력용기로 인한 사고를 재해발생 형태로 분류해 볼 때 폭발, 파열의 경우도 무시 못할 비중을 차지하고 있다.

따라서 본 기술지침서에서는 보일러 사고 방지 기술의 역사와 압력용기의 취성파괴 사고 예를 살펴보고 파손방지를 위해 파괴역학적 개념을 사용하는 안전설계 절차의 기본적인 것에 대하여 기술하였다.

또한 초기 설계단계에서 재료를 선정하기 위해 파괴역학의 원리를 사용하는 것이 바람직하다는 하나의 간단한 예로서 고강도강의 압력용기의 재료 선정 예를 보였다.

참고문헌

- [1] 安全工學協會, 安全工學講座 4 故障, 海文堂, P. 43, 1982
- [2] A.M. Greene, Mecls.Engrg., Hartford Boiler Inspection & Insurance Co., P. 555, 1952
- [3] G.M. Boyd, Brittle Fracture in Steel Structures, Butterworths, 1970
- [4] 安全工學協會, 安全工學講座 3 破壞, 海文堂, P. 5, 1983
- [5] 김 상철, 파괴역학, 민음사, P. 275, 1985
- [6] F.E.McElroy, Accident Prevention Manual for Industrial Operations, National Safety Council, 1980
- [7] 노동부, '92 산업재해분석, 1993

보일러 및 압력용기 재료의 강도 설계 기술 지침 (기전연 93-1-7)

발 행 일 : 1993. 9. 30

발 행 인 : 산업안전연구원장 서 상 학

연구수행자 : 책 임 연구원 윤 상 건

발 행 처 : 한국산업안전공단

산업안전연구원

기계전기연구실

주 소 : 인천직할시 북구 구산동 34-4

TEL : (032)513-0230

(032)518-6484~6

<비매품>