2001 춘계학술발표회 논문집
한국원자력학회

원통형 튜브 형상을 갖는 충격완충체의 충격흡수거동

Impact Absorbing Behavior of a Cylindrical Tube Shape Impact Limiter

구정회, 이주찬, 방경식, 서기석, 박성원

한국원자력연구소
대전시 유성구 덕진동 150

요 약

사용후핵연료 수송용기 등 고준위 방사성물질을 운반하는 수송용기는 자유낙하 충돌사고 등의 가상사고에 대한 안전성을 유지하도록 충격완충체를 부착하고 있다. 충격완충체는 충격흡수 변형량이 커야 하며, 이상적인 압축변형 특성을 가져야만 한다. 충격완충체로 많이 사용되고 있는 박판 철제 구조물의 좌굴변형은 같은 크기와 두께를 갖더라도 경계조건에 따라 압축 거동이 크게 달라진다. 본 연구에서는 일반적으로 가장 흔히 사용되는 원통형 박판 구조물의 좌굴변형과 소성압축변형을 파악하고, 이를 효과적으로 제어하여 충격흡수 거동을 효과적으로 향상시킬 수 있는 방안을 제시하였다.

Abstract

Impact limiters are attached to most of high level radioactive material transportation casks attach at the both ends to protect the cask from the impact accident such as free drop accident. Impact limiters must have a large deformation and ideal crush characteristics to absorb the impact energy of the cask. The buckling behavior of a thin walled steel structures which commonly used as an impact limiter significantly affected from the boundary conditions in spite of the same sizes and thicknesses. This study presents an investigation of the variation of the buckling and crushing behaviors of cylindrical thin walled tubes according to the variation of tube weldment and suggests an effective impact limiter design consideration.

1. 서 론

고준위 방사성 물질을 운반하는 사용후핵연료나 고준위 방사성폐기물 운반용기에는 운반 중에 발생할 수 있는 자유낙하 충돌사고 등의 모든 가상사고조건에 대해 안전성을 유지하여야 한다. 따라서 운반용기의 외곽에는 국내 원자력법은 물론 국제원자력기구의 법규[1]에서 정하고 있는 기준을 만족하도록 충격완충체를 부착하여 충격을 완화하고, 운반용기가 화염에 직접 노출되는 것을 방지한다. Fig. 1은 앞뒤에 충격완충체를 부착한 후 육로로 수송되고 있는 가압경수로형 사용후핵연료를 운반하는 수송용기를 나타내고 있다. Fig. 2는 수송용기의 충돌사고에 대한 건전성을 평가하기 위하여 사용된 1/3 축소모델의 충격완충체의 충돌 후 변형된 모습을 나타내고 있다.

Fig. 3은 이상적인 충격완충체의 하중-변위 선도를 나타내고 있다. 이상적인 충격완충체에 있어서 충돌이 시작되면 충격완충체가 압축되어 소성되기 전까지는 탄성적으로 거동하지만, 최초 충격완충체가 소성영역에 이른 후에 일정한 응력값을 유지하면서 변형이 계속 된 후, 변형이 약 60% 이상 진행되면 비압축성 거동을 보이며 잠김(lock-up) 현상이 발생하며 응력이 급격히 증가한다. 따라서 충격완충체의 설계시에는 변형이 잠김에 이르기 전에서 충돌거동이 끝나도록 해야 한다. 그러나 실제적인 충격완충체에 있어서는 Fig. 4와 같이 불규칙한 충격흡수거동을 보인다. 사용후핵연료 수송용기에 사용되는 충격완충체는 Fig. 2와 같이 대부분 철제 케이스 내부에 발사나무나 폴리우레탄 폼 등의 충격흡수재를 삽입한 구조를 사용하고 있지만 일반 산업체에서 사용되는 충격완충체는 형상과 중량 면에서 효율이 높은 박판 구조물의 좌굴변형과 충격흡수 성능이 우수한 다공성 재질의 소성압축변형을 이용하는 방법이 널리 사용되고 있다[2, 3]. 본 연구에서는 손쉽게 활용할 수 있는 원통형 튜브구조를 갖는 간단한 형태의 충격완충체의 압축-변형 특성을 파악하고 효과적인 충격완화 방법을 제시하였다.

2. 원통형 튜브 구조물의 에너지 흡수

Fig. 5는 원통형 박판 구조물의 축방향 압축시에 축대칭 좌굴(axisymmetric buckling) 형태의 변형이 발생할 때의 모습을 나타내고 있으며, Fig. 6은 이때의 하중-변위 선도와 변형간의 관계를 나타낸다. 이와 같이 박판 원통구조물의 경우에는 초기 좌굴 발생 후 튜브가 접힘에 따라 압축하중이 계속 증감하는 현상이 발생한다. Fig. 5에서 초기의 좌굴이 발생할 때의 초기임계하중 P_i에 의한 영향보다도 계속적인 소성변형이 발생할 때의 평균압축하중(mean crush force) P_m이 에너지 흡수에 기여한다[4]. Fig. 5에서 직경 D, 접힘길이 $2H$ 일 때 변형량은 $\delta = 2H(1-\cos\theta)$이며, 평균압축력 P_m과 굽힘항복응력 σ_0의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{P_m}{\sigma_0 t^2/4} = 20.79\sqrt{\frac{D}{t}} + 11.90 \qquad (1)$$

식(1)과 같이 원통형 튜브의 압축-변형거동은 튜브의 직경 D와 두께 t에 관계함을 알 수 있다. Fig. 7은 직경 D가 90.0 mm이고, 두께 t가 2.0 mm인 원통형 튜브의에서 길이 L이 직경 D와의 비인 형상비 L/D가 각각 1.0, 0.75, 0.5일 때의 규칙적인 축대칭 좌굴거동을 나타내고 있다.

3. 원통형 튜브 구조물의 압축거동 시험

3.1 시험재료 및 시편

본 연구에서는 두께가 1 mm 이고, 외경이 80 mm인 SS400 탄소강 재질의 튜브를 사용하였으며, 길이는 60 mm, 80 mm, 100 mm의 세 가지를 사용하였다. 박판 튜브의 이음매는 완전 맞대기 용접(butt weld)과 태크용접(tack weld)으로 된 부분용접의 형태로 구분하였는데, 부분용접은 용접개수를 조절하여 용접 피치를 약 12 mm로 부분용접하였다. 튜브의 두께가 1 mm로 매우 얇기 때문에 용접부의 모재가 용접 열로 인해 뚫어지지 않고 용접부의 용착부의 크기가 일정하도록 사전에 용접지점을 표시하고 용접작업에 세심한 주의를 기울였다. 또한 모든 튜브의 끝단은 자유단으로 하였고, 부분용접시편은 튜브의 양 끝단에 용접점이 위치하도록 하여 끝단의 조건이 같도록 하였다. Fig. 8은 압축시험을 위해 제작된 시편의 형상을 나타내며, 그 치수와 용접조건은 Table 1과 같다.

3.3 시험방법

원통형 튜브 구조를 갖는 압축특성을 구하기 위한 시험에는 25톤 용량의 전기유압식 만능재료시험기(MTS 810)를 사용하였다. 압축시험의 하중속도는 30 mm/min로 일정하게 하여 준정적 하중상태를 유지하는 변위제어방식으로 시험을 수행하였다. 변위량은 튜브 길이의 약 80% 정도가 압축되기 직전까지 압축하였다. 압축방향은 시편의 축 방향으로 하였으며, 시험은 27℃의 상온에서 수행하였고 시험 결과의 신뢰성을 높이기 위해 각 시편의 종류별로 3개씩 시험을 수행하였다. Fig. 9는 L/D=1.25인 튜브의 압축시험장면을 나타내고 있다. 본 시험에는 Fig. 9에서 보는 것 같이 직경이 120 mm인 원판을 갖는 압축시험용 지그를 사용하였는데, 이 지그는 환봉에 원통형 후판을 용접한 후 함께 선반가공을 하였기 때문에 중심에 V-형 홈이 있는 시험기의 죄임쇠에 물리면 중심이 일치하도록 되어 있다. 따라서 시편을 지그 위에 안착할 때 지그의 평면에 있는 선반가공 면의 중심과 시편의 위치를 일치시키도록 하여 압축시험시 시험기의 중심축과 시편의 중심이 잘 일치하도록 하였다.

4. 시험결과 및 고찰

원통형 박판 튜브 시편의 축 방향 압축시험결과각각의 시편에 대한 시험결과는 Table 2에 제시하였다. Fig. 10은 이들 압축실험에서 완전히 변형된 상태의 시편의 지그러진 모습을 나타내고 있다. Table 3은 Table 2에 제시된 각각의 시험결과를 최대하중, 평균압축하중, 에너지 흡수량 및 효율 등으로 정리하여 나타낸 것이다. 여기서 P_U와 P_L은 Fig. 4에 표시된 바와 같이 각각 충격완충체의 압축변형 동안의 최대하중의 평균값(mean value of maximum loads)과 최저하중의 평균값(mean value of minimum loads)을 나타내며 P_δ는 압축변형 과정 중에 관찰된 최대하중 가운데서 최대값을 나타낸다. 여기서 η_L,와 η_E는 각각 하중효율과 에너지흡수효율을 나타내는 것으로 다음과 같이 표현된다[5].

$$\eta_L = 1 - \frac{\Delta P}{2P_U} \tag{2}$$

$$\eta_E = \frac{E_a}{P_\delta l_0} \tag{3}$$

여기서 평균압축하중을 나타내는 P_m은 하중-변위선도의 면적을 압축길이로 나누어 구한 값을 나타낸다.

먼저 본 연구에서 실험한 양 끝단이 자유단인 원통형 튜브에 대한 이론적 좌굴하중과 시험결과를 살펴보도록 하자. SS400 탄소강의 탄성계수가 2.034 x 10^{11} Pa이므로 길이가 80 mm인 완전 맞대기 용접된 튜브의 임계좌굴응력 σ_{cr}은 다음과 같다.

$$\sigma_{cr} = \frac{3Et^2}{10(1-\nu^2)a^2}\left[\frac{4}{3}\frac{l^2}{a^2} + 2(1-\nu)\right]$$

$$= \frac{3\times 2.034E11\times 0.001^2}{10(1-0.3^2)\times 0.04^2}\left[\frac{4}{3}\frac{0.08^2}{0.04^2} + 2(1-0.3)\right] = 2.822\times 10^8\,\mathrm{Pa} \tag{4}$$

따라서 직경 80 mm, 두께가 1 mm인 튜브의 좌굴하중 F_{cr}은 다음과 같다.

$$F_{cr} = \sigma_{cr}\pi Dt = 2.822\times 10^8\times \pi \times 0.08\times 0.001 = 70.92\,\mathrm{kN} \tag{5}$$

한편 미국 철강협회(AISI : American Iron and Steel Institute)의 규정에 의한 이론적 좌굴응력을 살펴보면 다음과 같다[6].

$$\alpha = \left(\frac{E}{\sigma_y}\right)\left(\frac{1}{D/t}\right) = \frac{2.034\times 10^{11}}{320\times 10^6}\frac{1}{0.08/0.001} = 7.945 \tag{6}$$

여기서 α는 무차원의 국부좌굴계수를 나타낸다. $2.27 < \alpha < 9.1$인 경우에 대하여 항복응력과 국부좌굴응력과의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = 0.0368\alpha + 0.665 \tag{7}$$

그러므로 좌굴하중 F_{cr}은 다음과 같다.

$$F_{cr} = \sigma_{cr}\pi Dt = \pi Dt \times (0.0368\alpha + 0.665)\sigma_y$$

$$= \pi \times 0.08 \times 0.001 \times (0.0368 \times 7.945 + 0.665) \times 320 \times 10^6 = 77.0\,\mathrm{kN} \tag{8}$$

이와 같이 이들 두 식에 의해 계산된 임계하중은 약 10% 정도의 오차를 갖는다. 그러나 길이 80 mm인 완전용접된 시편의 시험결과인 Table 3의 A0 그룹 시편의 최대하중 $P_{\delta a}$는 33.77 kN으로 이들 이론적 좌굴하중 F_{cr}에 비해 훨씬 작게 나타났다. 이것은 박판 원통형 튜브의 경우 실제 최대하중은 임계하중에 비해 크게 감소한다는 Johnston의 연구와 일치한다[6].

완전 맞대기 용접된 원통형 튜브 시편의 압축시험 결과는 Fig. 10(a)에 나타난 바와 같이 형상비(L/D)와 관계없이 불규칙 좌굴인 다이아몬드형의 구겨짐(irregular diamond crumpling) 현상과 규칙적인 대칭형 좌굴(regular concertina folding)이 함께 발생하였다. Fig. 11은 형상비 L/D=1.0인 완전 맞대기 용접된 원통형 튜브의 압축시 발생하는 하중-변위선도를 나타내고 있다. 원통형 튜브에 축 방향의 압축하중이 작용하면 최초 좌굴이 발생하기 직전까지 하중이 급격히 증가하다가 좌굴이 발생하면 급격히 감소한 후 반복적으로 증가와 감소를 반복하는 현상을 보이고 있다. Fig. 12는 완전용접된 튜브의 길이변화에 따른 하중-변위선도를 비교한 것이다. Fig. 12와 같이 완전용접된 튜브의 경우 어떤 일정한 규칙성이 없이 불규칙한 거동을 보였다.

부분용접된 원통형 튜브 시편의 압축시험 결과는 Fig. 10(b)에 나타난 바와 같이 약간의 불규칙 좌굴 변형 현상도 발생하였지만 대부분 규칙적인 대칭형 좌굴(regular concertina folding) 변형이 발생하였다. Fig. 13은 피치가 11.4 mm로 부분용접된 원통형 튜브의 압축변형에서의 하중-변위선도를 나타내고 있으며, Fig. 14는 부분용접된 시편의 길이변화에 따른 하중-변위선도를 비교한 것이다.

Fig. 10(a)의 완전 맞대기 용접된 시편의 변형된 모습을 보면 변형 형태가 불규칙한 다이아몬드형 구겨짐형태(irregular diamond crumpling mode)에서 규칙적인 주름형태(regular concertina mode)에 이르기까지 변형형태가 불규칙하게 발생하였다. 또한 Fig. 12의 하중-변위 선도와 Table 2에서 보듯이 완전 맞대기 용접된 원통형 튜브의 압축좌굴에 있어서는 하중효율(load efficiency) η_L과 에너지 효율(energy efficiency) η_E의 값이 일정치 않고 변화가 커서 충격완충체로의 적용에 문제가 있는 것으로 판단된다. Fig. 7에서 보인 바와 같이 직경과 두께의 비 D/t = 45.0인 원통형 튜브의 경우 튜브의 길이에 관계 없이 규칙적인 축대칭 좌굴변형을 보였지만, 본 연구에서 사용한 시편과 같이 직경과 두께의 비 D/t = 80.0인 원통형 박판 뷰브의 경우에는 일정한 압축변형 거동을 보이지 않으므로 설계적용에 어려움이 있다. 식(8)에서 보듯이 원통형 튜브의 압축변형

에서는 좌굴하중이 직경과 두께의 곱에 비례하므로 두께 증가에 따라 좌굴이 발생하는 초기 하중이 급격히 증가하는 문제를 갖는다. 본 실험에서 불안정하고 불규칙한 구겨짐 현상이 발생하는 것은 외경에 비해 튜브 두께가 너무 얇고, 튜브의 진원도 및 끝단의 접촉면이 똑같지 않기 때문이라 판단된다. 즉 Johnston과 Weingarten 및 Fung 등의 연구에서와 같이 형상비 D/t가 큰 박판 원통형 튜브에서는 형상의 결함이나 지지점의 경계조건이 좌굴형태의 안정성에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 또한 일반적으로 원통형 튜브의 축방향 압축하중에 대한 변형에서는 이론적 해와 실험 결과와의 차이가 크다는 NASA의 실험보고서의 내용과도 일치하고 있다[7].

그러나 Fig. 10(b), Fig. 12 및 Table 3에서 볼 수 있듯이 똑같이 직경과 두께의 비 D/t = 80.0인 원통형 박판 뷰브의 경우에도 튜브의 용접부를 태크용접을 이용한 부분용접을 적용할 경우 비교적 규칙적인 좌굴변형 현상을 유도하고, 하중효율 η_L과 에너지 효율 η_E의 값을 오히려 약간 증가시키는 결과를 얻을 수 있음을 알았다. 이것은 우리가 필요한 두께가 얇은 박판 튜브를 사용하면서도 초기 좌굴하중값을 유지하며, 일정한 압축좌굴변형을 유도할 수 있음을 나타내는 것이다.

5. 결 론

충격완충체는 방사성물질 운반용기 본체 등 충돌체를 충돌사고로부터 보호하는 역할을 하는 것이 목적이기 때문에 가급적이면 중량이 작고, 일정한 충격흡수거동을 보여야만 한다. 일반적으로 손쉽게 사용되는 원통형 박판 구조물의 좌굴변형을 이용한 충격완충체의 경우, 선정할 수 있는 두께와 직경 등 치수의 제한으로 필요한 적정 강도를 갖는 충격완충체를 설계하기가 어려운 경우가 있다. 특히 두께가 1~2 mm 정도로 비교적 얇은 박판 튜브의 경우 좌굴변형 형태의 불규칙성 때문에 설계에 적용하기 어려운 문제점이 있으나, 태크용접과 같은 부분용접을 적절히 적용하여 필요한 적정 좌굴강도를 가지면서도 일정한 좌굴변형을 유도하게 되어 비교적 중량이 작은 소형 충돌체의 충격완충체의 설계에 효과적으로 활용할 수 있을 알 수 있다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었음.

참고문헌

[1] IAEA, “Regulations for the Safe Transport of Radioactive Materials,” IAEA Safety Standards No. 6, pp.75~82, 1990.

[2] W. Johnson and S. R. Reid, “Metallic Energy Dissipating Systems,” Applied Mechanics Reviews, Vol. 31, No. 3, pp. 277~288, 1978.

[3] K. R. F. Andrews, G. L. England and E. Ghani, “Classification of the Axial Collapse of Cylindrical Tubes Under Quasi-Static Loading,” Int. J. of Mechanical Science, Vol.25, No.9-10, pp. 687~696, 1983.

[4] S. R. Reid, “Plastic Deformation Mechanisms in Axially Compressed Metal Tubes Used as Impact Energy Absorbers,” Int. J. of Mechanical Science, Vol. 35, No. 12, pp. 1035~1052, 1993.

[5] N. Jones and T. Wierzbicki, "Structural Crashworthiness," pp. 96~117, Butterworths, London, 1983.

[6] B. G. Johnston, "Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures," Structural Stability Research Council, Jonh Wiley and Sons Inc., 3rd. ed., 1976.

[7] NASA, Space Vehicle Design Criteria, "Buckling of Thin-Walled Circular Cylinders," National Aeronautics and Space Administration, NASA SP-8007, 1965.

Table 1. Specifications of empty tube crush test specimens

Specimen	O.D. (mm)	L (mm)	t (mm)	Weld condition	Geometry (L/D)
A01	80.0	80.0	1.0	full butt weld	1.0
A02					
A03					
A11	80.0	80.0	1.0	tack-weld 7 points	1.0
A12					
A13					
B01	80.0	60.0	1.0	full butt weld	0.75
B02					
B03					
B11	80.0	60.0	1.0	tack-weld 5 points	0.75
B12					
B13					
C01	80.0	100.0	1.0	full butt weld	1.25
C02					
C03					
C11	80.0	100.0	1.0	tack-weld 8 points	1.25
C12					
C13					

* Note : Specimen identification
1st : Geometry group (L/D) : A = 1.0, B = 0.75, C = 1.25
2nd : Weld condition : 0 = full butt weld 1 = tack-weld
3rd : Serial number

Table 2. Test results of each specimen

Speci.	P_U (kN)	P_L (kN)	ΔP (kN)	P_δ (kN)	P_m (kN)	Ea (J)	δ_{max} (mm)	η_L (%)	η_E (%)
A01	26.24	15.82	10.42	32.46	20.16	1149.0	60.35	80.1	44.2
A02	33.18	13.33	19.85	37.16	20.39	1162.3	57.00	70.1	39.1
A03	24.87	15.00	9.87	31.70	19.73	1124.5	59.80	80.2	44.3
A11	30.40	13.93	16.47	36.80	19.73	1124.5	59.47	72.9	38.2
A12	26.51	13.78	12.73	36.01	18.63	1062.0	59.74	76.0	36.7
A13	26.22	14.60	11.62	35.66	19.68	1122.0	60.00	77.8	39.3
B01	31.22	12.16	19.06	44.12	18.31	808.0	44.54	69.5	37.7
B02	26.62	12.96	13.66	35.67	17.38	766.9	45.49	74.3	35.8
B03	25.41	13.44	11.97	35.18	16.84	743.1	45.83	76.4	35.2
B11	25.08	15.76	9.32	31.89	18.90	833.7	44.12	81.4	43.6
B12	23.79	13.72	10.07	32.26	17.75	783.1	45.16	78.8	40.5
B13	20.36	14.20	6.16	37.16	16.48	727.1	45.02	84.9	32.6
C01	28.21	11.43	16.78	46.17	15.25	1054.9	79.63	70.3	22.8
C02	27.71	14.70	13.01	41.45	19.42	1343.1	79.80	76.5	32.4
C03	29.09	12.51	16.58	42.37	16.82	1163.5	69.16	71.5	27.5
C11	29.77	13.63	16.14	41.86	17.93	1239.9	79.56	72.9	29.6
C12	25.97	15.34	10.63	33.19	19.71	1363.2	79.57	79.5	41.1
C13	26.23	13.78	12.45	33.32	19.27	1332.9	79.93	76.3	40.0

Table 3. Summary of test results of empty tube specimens

Speci. group	P_U (kN)	P_L (kN)	ΔP (kN)	P_δ (kN)	P_m (kN)	Ea (J)	η_L (%)	η_E (%)
A0	28.10	14.72	13.38	33.77	20.09	1145.3	76.8	42.5
A1	27.71	14.10	13.61	36.16	19.35	1102.8	75.6	38.1
B0	27.75	12.85	14.90	39.32	17.51	772.7	73.4	36.2
B1	23.08	14.56	8.52	33.77	17.71	781.3	81.7	38.9
C0	28.34	12.88	15.46	43.33	17.16	1187.2	72.8	27.6
C1	27.32	14.25	13.07	36.12	18.97	1312.0	76.2	36.9

* Note

P_U : mean value of maximum loads
P_L : mean value of minimum loads
$P_{\delta a}$: maximum load observed
P_m : mean crush load
ΔP : load amplitude
E_a : energy absorption
η_C : compression efficiency
η_L : load efficiency
η_E : energy efficiency

Fig. 1 Configuration of a spent fuel transport cask.

Fig. 2 Deformed shape of a cask impact limiter.

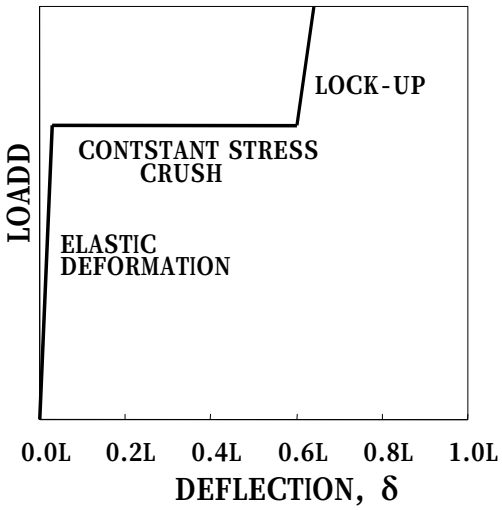

Fig. 3 Idealized load-deflection curve of an impact limiter.

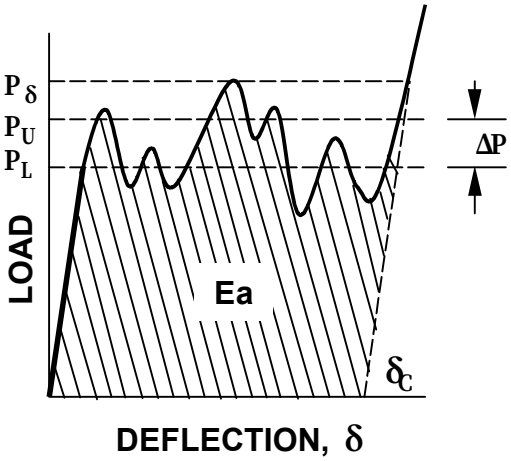

Fig. 4 Crush load-deflection curve of practical impact limiter.

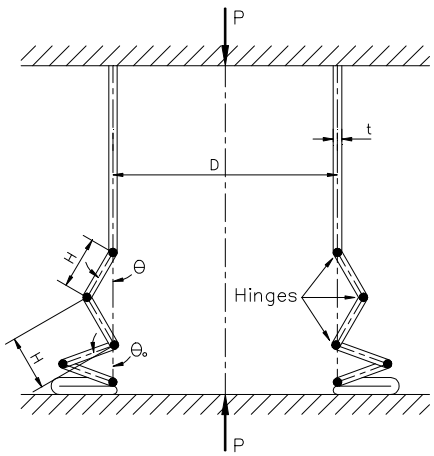

Fig. 5 Concertina buckling mode of cylindrical tube.

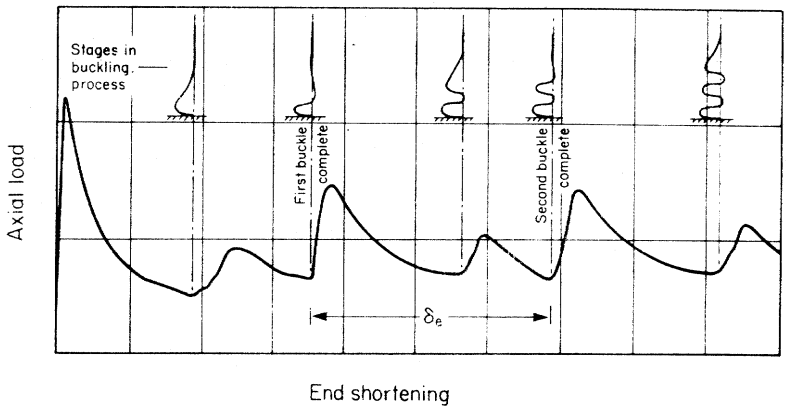

Fig. 6 Load-deflection curve and deformed shape of cylindrical tube.

Fig. 7. Axisymmetric concertina buckling of cylindrical tubes.
(D = 90.0, t = 2.0)

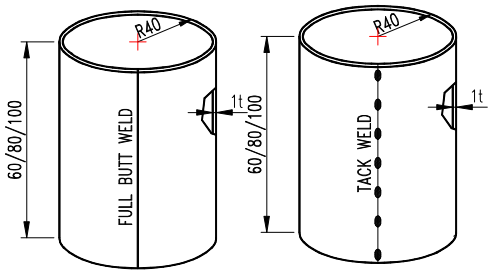

Fig. 8. Configuration of crush test specimens.

Fig. 9 Crush test of cylindrical thin-walled tube (L/D=1.25).

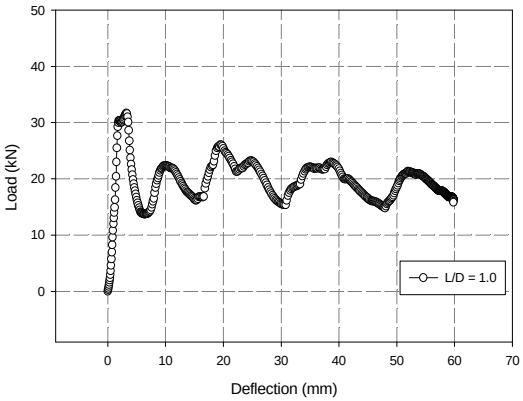

Fig. 11 Load-deflection curve of fully butt-welded tube.

(a) fully butt-welded specimen

(b) tack-welded specimen

Fig. 10 Buckled shapes of cylindrical tube specimens.

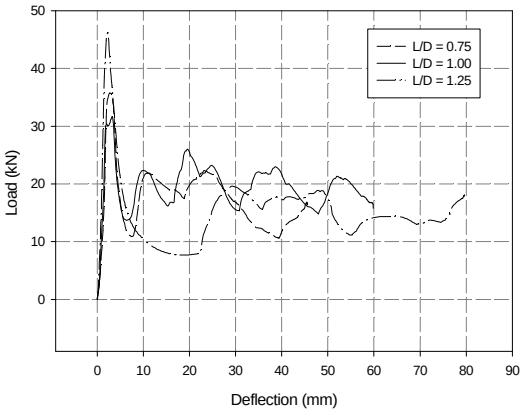

Fig. 12 Variation of load-deflection curves of fully butt-welded tubes with length.

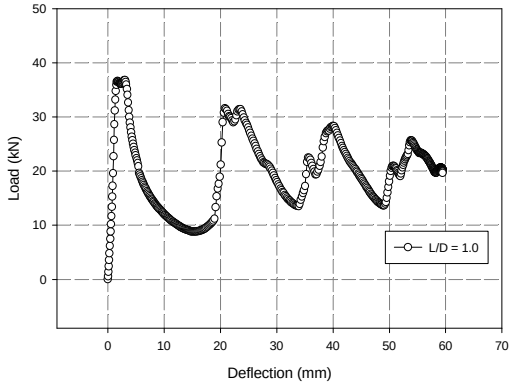

Fig. 13 Load-deflection curve of tack-welded tube. (weld point = 7 ea, weld pitch = 11.4 mm)

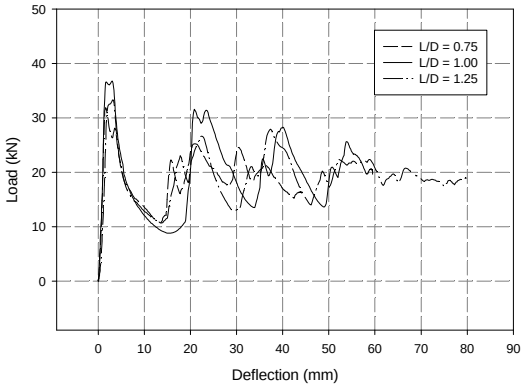

Fig. 14 Variation of load-deflection curves of tack-welded tubes (weld pitch = 11.4 - 12.5mm).