(昭和53年5月 日本造船学会春季講演会において講演)

円筒形タンク T 継手部の変形挙動と破壊

正員 征 矢 勇 夫* 三 波 建 市* 佐 藤 光 雄*

Deformation and Fracture of Welded Tee-Joint in Cylindrical Storage Tank

by Isao Soya, *Member* Kenichi Minami Mitsuo Sato

Summary

Cylindrical oil storage tanks have been designed conventionally based on the brief calculation of elastic stress distribution on the components, because the shape of the tank is simple enough and the major part of hydrostatic load is supported by the foundation of the tank. Recently, some accidents of failure or damage have occured. Therefore, it has become necessary to re-investigate the safety against failure of the tank.

Stress and deformation of cylindrical tank have been analyzed numerically with the consideration of the behavior of the foundation, and it has been found that the complicated behavior of deformation caused by the local sinking of the foundation can be explained by the results of the analyses. This may be useful for the structural design. On the other hand, from the standpoint of welding or maintenance of the tanks, it is necessary to examine and to analyze the part, where is most probable to cause failure, with the consideration of material property, geometric discontinuity and fracture mode.

In this study, the model of Tee-joint which simulates the joint of cylindrical shell plate and annular bottom plate was examined and analyzed to research the deformation behavior of the joint and to investigate the criteria for design, welding and maintenance. As a result, it was found that the strain at the toe of weld on the annular plate, where fracture usually initiates under the bending load, is directly related to the change of angle between the shell plate and the annular plate. This relation does not depend on the material properties but on the plate thickness and loading condition.

From the relation obtained above, by setting the allowable strain for the toe of the weld, the critical deformation angle of Tee-joint is successfully estimated, which can be adopted as a design standard or a maintenance standard of this type of tanks. Finally, the requirements for bending ability and Charpy impact energy of Tee-joint are determined in order to prevent from brittle fracture.

Futhermore, the completely penetrated groove welding of Tee-joint was compared with the fillet welding by means of experiment and numerical analysis. As a result, no difference was found between the both joints in regard to deformation ability and fracture stress. The incomplete penetration weld part which exists in the fillet welding joint has no influence on deformation and fracture behavior under the bending load. From this result, the conventional fillet welding may be satisfactory for the Tee-joint of the tanks.

1 緒

円筒形石油貯蔵タンクは構造が比較的簡単であり,液 荷重の大部分は基礎が受け持つということなどから,従 来は簡単な応力計算に基づいて設計されてきた。近年に なり,いくつかのタンク損傷事故などがあって,安全性 の見直しが行なわれている。

言

* 新日本製鉄(株)製品技術研究所

構造は簡単であっても,基礎が不等沈下あるいは局部 沈下を起すときのタンクの挙動は複雑である。最近にな り,解析的手法あるいは数値解析などにより,基礎の挙 動を加味したタンクの応力解析が行なわれ(たとえば文 献 1)~4)),タンクの複雑な挙動が理論的に説明される ようになってきた。これらの結果は弾性解析であり,材 質特性,溶接施工法などは考慮されていないが,タンク の全体的な挙動が明らかにされ,構造設計には大きな助 けとなる。一方,タンクの溶接施工,保守管理を考える と,破壊の可能性のある部分について,材質特性,不 連続形状,破壊様式を考慮した詳細な解析が必要であろ う。

円筒形タンクの安全性を考える場合,側板とアニュラ ー板が接合されるT継手部の破壊にはとくに注目しなけ ればならない。従来,この部分は隅肉溶接で施工されて きたが,昭和 51 年の消防庁指針⁵⁾では,完全溶込みグ ルーブ溶接が要求されている(その後,再変更された⁶⁾)。 T継手部を完全溶込みとすることは,溶接施工が難しく なるだけでなく,溶接変形を増大させ、ラメラーティア の危険をまねくので,隅肉溶接の方が良いとする指摘も あり⁷⁾,破壊という観点からの詳細な検討が必要であろ う。

このような背景のもとに、本研究では側板とアニュラ ー板のT継手部について、隅肉溶接と完全溶込み溶接の 当否、および曲げ変形による破壊を考えたときの安全基 準などについて検討した。なお本研究では、容量 5,000 kl と 30,000 kl 程度のタンク用材料を引張試験と応力 解析の対象としているが、その結果は他の円筒形タンク にも適用できよう。

2 T 継手部の引張試験と衝撃試験

2.1 供試材と引張試験方法

ここでは容量 5,000 kl と 30,000 kl 程度の円筒形石油 タンクを考え,前者の材料は軟鋼 (SM 41 B) で側板の厚 さは 14 mm, アニュラー板の厚さは 9 mm とし,後者 のタンクについては高張力鋼 HW 50(WT 62) で側板は 17 mm 厚,アニュラー板は 12 mm 厚とした。これらの 鋼板の機械的性質と化学成分を Table 1 に示す。

T継手の溶接は、手溶接による隅肉溶接と完全溶込み 溶接であり、その溶接材料、溶接条件、開先形状、積層 法などを Table 2 に示す。これらの溶接諸元は、従来 の溶接施工法と消防庁指針⁵⁾を考慮して定めた。なお、 溶接板の幅(溶接線長さ)は 260 mm である。

このT継手から, Fig. 1 に示すL字形の引張試験片を製作した。SM 41 B の試験片についてはアニュラー板

 Table 1
 供試鋼板の機械的性質と化学成分(ミルシート)

	thick-	yield	tensile	elonga- tion	impact energy	chemical composition (%)				
steel	(mm)	(kg/	(mm ²)	(%) (G.L.)	(kg-m) (temp.)	с	Si	Mn	Р	s
SM4IB	9	33	46	29 (200mm)		0.12	0.22	0,90	0.013	0.010
	!4	30	45	28 (200mm)	10,2 (0°C)	0.12	0.22	0.90	0.013	0.010
WTCO	12	57	66	33 (50mm)		0.15	0.24	1.32	0.023	0.008
W162	17	60	66	40 (50mm)	28.5 (-10°C)	0.13	0.24	1.32	0.013	0.006



Fig. 1 試驗片形状

の溶接ビード止端部に表面切欠を付けたものも製作した。 放電加工による表面切欠形状は,長さが 80 mm, 深さがアニュラー板厚さの約 1/2 と 1/4 なる矩形である。

L字形の試験片に, Fig. 1 に示すように引張板を溶接し,引張板の幅 120 mm の部分を 200 トン万能試験機のチャックにかんで室温にて試験した。このとき,荷重,歪,試験機クロスヘッドの変位などを計測した。なお, SM 41 B と WT 62 の試験片ともに引張板の材料は軟鋼とした。

2.2 引張試験結果

SM 41 B 隅肉溶接試験片についての荷重-変位(試験

機クロスヘッドの動き量)線図をFig. 2 に示す。この図に見られるように、表面 切欠の有無にかかわらず、荷重は一旦極 大値を示し、この付近でアニュラー板の 溶接ビード止端部に亀裂が発生し、この 亀裂が板厚方向に進展するに従って荷重 は低下する。わずかの断面を残して亀裂 の進展が停止し、その後再び荷重は上昇 して瞬時の破断に至る。破断荷重は極大 荷重より大きい。SM 41 B の完全溶込み 溶接および WT 62 の隅肉溶接試験片に

265

日本造用	铅学会	≷論文集	第	143 5	<u></u>

steel	welding	electrode (dia.)	pass No.	current (A)	voltage (V)	speed $\frac{(cm)}{(min)}$	heat input (KJ/cm)	groove shape and build-up sequence
		NITTETSU		180	24	18	14.4	<u></u>
SM4IB fille	fillet	16 (4mm)	2	180	24	18	14.4	A Rai
			[`] 3	180	24	15	17.3	-9-
SM4IB	complete penetra- tion	AWS E7016 equiv.	I	175	24	15	16.8	
			2	175	24	18	14.0	
			3	175	24	15	16.8	
		L-60	1	180	24	15	17.3	
WT62	fillet	(4mm) (AWS (E8016G) (equiv.	2	180	24	16	15.9	
			3	180	24	14	18.9	
			4	180	24	17	15.1	

Table 2 T継手の溶接条件



Fig. 2 荷重-変位線図の例 (SM 41 B, 隅肉溶接)

ついても同様である。

Fig. 3 は極大荷重時と破断時における荷重あるいは 変位を切欠深さに対してプロットしたものである。図に 見られるように表面切欠の有無により極大荷重と破断荷 重はかなり異なるが、切欠がある場合は切欠深さにはあ まり関係しない。このようになる理由は、T継手部に作 用する応力は曲げ応力が支配的であり、切欠が存在する と正の曲げ応力が作用する側の断面積が小さくなること と、切欠の有無によりT継手部の曲げ剛性が異なり、し たがってT継手部と試験片取り付け部の剛性比が異なる ことによるものと考えられる。

溶接ビード止端部に亀裂が発生したとき、すなわち極 大荷重時をT継手の耐えうる限界とすれば、Fig.3 に おいて隅肉溶接と完全溶込み溶接とでは有意の差はな い。Photo1に破断後の変形状態を示すが、これによっ ても隅肉溶接継手に存在する未溶着部は破壊に関係しな いことがわかる。

破断位置近くでアニュラー板の断面が最も収縮する位置において,表面切欠が存在しない場合の板厚収縮は約 4~6%,板幅収縮は約1%であり,ビード止端部近くの変形が拘束された状態で破断する。

2.3 衝 撃 試 験

T継手部ビード止端部のシャルピー衝撃特性を調べる



Fig. 4 T継手部の衝撃試験片採取方法

ために, Fig. 4 に示すようにアニュラー板のビード止 端部に切欠を一致させた試験片を採取した。SM 41 B の 場合はアニュラー板厚さが 9 mm であり,標準試験片は 採取できないので,試験片幅は板厚のままとし,他の寸 法は標準試験片に一致させた。すなわち,切欠位置での 実断面は 10 mm×7 mm である。WT 62 の場合は標準



(b) complete penetration welding (SM41B) (c) fillet welding (WT62)

Photo 1 T継手試験片の破断状況

Table 3 T継手の衝撃試験結果(隅肉溶接)

(SM41B)

steel	thick- ness (mm)	temper- ature (°C)	impact energy (kg-m)	crystal- linity (%)
			4.3	0
SM41B	9	0	5.0	0
			4.3	0
			7.4	0
WT62	12	-10	7.5	0
			9.3	0

試験片とした。

試験結果を Table 3 に示す。SM 41 B では断面積が 小さいので,吸収エネルギーはやや小さくなっていると 考えられる。なお,この試験温度ではいずれも 100%の 延性破面である。

3 T 継手部の応力解析

3.1 FEM による弾塑性解析

円筒形タンクの側板とアニュラー板の接合部を模擬し たT継手モデルについて FEM (有限要素法) による弾 塑性解析を行ない, T継手部の応力とひずみの挙動を調 べた。用いたプログラムはひずみ増分理論による平面問 題プログラムである。SM 41 B の継手については隅肉溶 接と完全溶込み溶接, WT 62 については隅肉溶接継手 を解析対象とした。

SM 41 B の継手の要素分割を Fig. 5 に示す。溶接部の形状は前節の試験片を模擬するように定めた。Fig. 5 に点線で示す未溶着部の長さは、隅肉溶接では 12 mm

とした。完全溶込み溶接では、Table 2 に示すように 60°の開先をとって溶接施工したが、わずかに未溶着部 が残った。このため、FEM の要素分割においても長さ 2 mm の未溶着部を設けた。WT 62 の継手 モデル は Fig. 5 の隅肉溶接継手と類似の要素分割とした。なお、 x-y 座標系を Fig. 5 のようにとり、紙面に直角方向を z方向とする。

材料の応力-ひずみ曲線を Fig. 6 に示す。母材の丸棒 引張試験の結果を,この図に示すように折れ線近似して FEM のインプットデータとした。 降伏応力としては下 降伏点をとった。 境界条件は, Fig. 7 に示すように単 純支持 (pin-joint) と剛接 (rigid end) とした。単純支 持条件は, Fig. 5 に示すモデルにおいて側板上端とア ニュラー板右端の回転を拘束しない場合であり, 剛接条 件はこの位置の回転を拘束しながら引張る場合である。 SM 41 B の継手は両条件について, WT 62 の継手は単 純支持条件についてのみ計算した。なお,いずれの場合 も解析条件は平面ひずみ状態とした。

前節のL字形試験片による引張試験で計測されたひず みと, FEM の結果を比較すると, 変形が小さいときは 単純支持条件と剛接条件のほぼ中間にある。変形が大き くなると(アニュラー板のビード止端部から7mmの位 置でのひずみが約 1% 以上),計測値は単純支持条件の 解析結果に近ずいてくる。

3.2 隅肉溶接継手と完全溶込み溶接継手の応力とひ ずみ

Fig. 5 に示す①,②,③の要素について、単純支持条



Fig. 5 T継手部の要素分割 (SM 41 B)



Fig. 6 材料の応力-ひずみ曲線

件での応力とひずみの挙動をそれぞれ Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 に示す。これらの図で σ_e は相当応力であり, σ_1, σ_2 はそれぞれ最大主応力,最小主応力, ε_1 は最大主 ひずみである。また,これらの図の横軸は Fig. 7 の負 荷点変位 v_0 である。

Fig. 8 と Fig. 9 を比較すると、ビード止端部の要素①は変形拘束が大きいために、応力が大きくなっても ひずみはあまり大きくならないのに対して、ビード止端 部から少し離れた位置の要素②は変形拘束がゆるいの で、応力が大きくなくても非常に大きなひずみとなる。 試験片の破断は拘束の厳しいビード止端部から発生す る。



Fig. 7 T継手モデルの負荷条件

Fig. 10 に示す要素③の応力とひずみは要素①に較べ てかなり小さく,また要素③が降伏するのはかなり遅 く,塑性域はほとんど成長しない。この現象には側板と アニュラー板の板厚の比が関係し,この程度の板厚比だ とT継手全体としての変形はほとんどアニュラー板に集 中してしまい,Photo1 に見られるように側板はほとん ど変形することなくアニュラー板が破断する。T継手全 体としての変形能力を増すには適当な板厚比を選ばなく てはならない。このことについては後節で考察する。

Fig. 8 と Fig. 9 において, 隅肉溶接と完全溶込み 溶接を比較すると, 両者には有意の差は見られない。 Fig. 10 で要素③の応力とひずみについて見ると, 隅肉溶 接に較べて完全溶込み溶接の方がやや小さな値となって いる。これは, この位置での溶接ビードの立上がり角と ビード形状の影響と考えられる。しかし, この位置での



Fig. 9 要素②の応力とひずみの挙動 (SM 41 B, 単純支持)

この程度の差はアニュラー板の破壊には影響しない。また,隅肉継手に存在する未溶着部先端の応力は Fig. 11 に示すように非常に小さく,破壊には力学的な影響を及 ぼさない。このように,T継手を多くの工数を要する完 全溶込み溶接としても何ら力学的な利点はなく,隅肉溶 接で十分である。

3.3 溶接ビード止端部のひずみ

側板とアニュラー板の間の開き角を Fig. 12 の中に示 すように定義する。すなわち, 側板とアニュラー板それ



ぞれの傾き角を θ_{a}, θ_{s} (この図の方向を正とする) とし て,その和を開き角 θ とする。このとき、 θ と要素①、② のひずみ ε_{x} との関係は Fig. 12 のようになる。要素① では θ と ε_{x} はほぼ直線関係にある。これに対して要素 ③では、 θ が小さいときはやはり直線関係にあるが、 θ が約 1° あるいは約 1.5° より大きくなると、ひずみは 直線関係から離れ急激に大きくなっていく。直線関係か ら離れるときの θ は板厚の他に材料特性にも依存する。

一方,要素①では変形拘束が大きいために,開き角が 大きくなっても弾性挙動と似た挙動を示し,ひずみと開

日本造船学会論文集 第143号



Fig. 12 アニュラー板のひずみと開き角の 関係(隅肉溶接)

き角の関係に及ぼす材料特性の影響は小さい。Fig. 12 に見られる SM 41 B と WT 62 の差は主として板厚の 差によるものと考えられる。そこで、この位置のひずみ について板理論を適用してみる。

単純支持の負荷条件は Fig. 13 のようにモデル化できる。ここで,

- *P*:荷重
- v₀:負荷点変位
- v1: 剛体的回転による変位









 $t_a: アニュラー板 (x 軸上)の厚さ$ $<math>t_s: 側板 (y 軸上)の厚さ$ <math>E: ヤング率 $\nu: ポアソン比$

$$D_a = Et_a^3 / 12(1 - \nu^2)$$
$$D_s = Et_s^3 / 12(1 - \nu^2)$$

とおき, $l, l', v_a, v_s, \theta_a, \theta_s$ を Fig. 13 に示すように定義 すると, $0 \leq x, y \leq l'$ における平均的な傾き角 θ_a, θ_s は それぞれ,

$$\theta_{a} = \frac{v_{a}}{l'} - \frac{v_{1}}{l} = \frac{P(3l - l')l'}{6D_{a}} - \frac{v_{1}}{l}$$
(1)

$$\theta_{s} = \frac{v_{s}}{l'} + \frac{v_{1}}{l} = \frac{P(3l - l')l'}{6D_{s}} + \frac{v_{1}}{l}$$
(2)

である。ゆえに, 開き角は

$$\theta = \theta_a + \theta_s = \frac{P(3l - l')l'}{6} \left(\frac{1}{D_a} + \frac{1}{D_s}\right) \quad (3)$$

となる。このとき, アニュラー板の継手部 (x=0 の位置) での曲げひずみは,

$$\varepsilon_{b} = \frac{t_{a}}{2} \frac{Pl}{D_{a}} = \frac{3lt_{a}\theta}{(3l-l')l'} \frac{D_{s}}{D_{a}+D_{s}}$$
$$= \frac{3l}{(3l-l')l'} \frac{t_{a}\theta}{1+(t_{a}/t_{s})^{3}}$$
(4)

と表わされる。これはひずみ集中を考慮 しない弾性論であるので、実際の継手で はアニュラー板の溶接ビード止端部のひ ずみは

$$\varepsilon = kf(t_a, t_s)\theta$$
 (5)

ただし,

$$f(t_a, t_s) = t_a / \{1 + (t_a/t_s)^3\}$$
(6)

と表わされる。

FEM により得られたビード止端部 (要素①)の最大主ひずみ ϵ_1 を $f(t_a, t_s)$ heta に対してプロットすると, Fig. 14 に示すようにほぼ直 線関係となる。比例定数 k は材料特性と板厚には依存せ ず,負荷条件だけに依存する。すなわち,板厚,ひず み,開き角の単位をそれぞれ mm,%,度としたとき,

$$a = \begin{cases} 0.057 (単純支持) \\ 0.069 (剛接) \end{cases}$$

である。

4 円筒形タンクの安全基準

4.1 側板とアニュラー板の間の開き角

開き角は実際のタンクについて計測可能であるから, 前節までの結果に基づいて, T継手部の破壊に対する安 全基準ができることになる。ここではその例について述 べる。

開き角とアニュラー板溶接ビード止端部の最大主ひず みの間には前節に述べたような関係があるから,ビード 止端部に生ずるひずみの許容値 ε を決めれば,許容開き 角 θ が決まる。すなわち,

$$\theta = \frac{\varepsilon}{kf(t_a, t_s)} \tag{7}$$

ただし,

 $k = \begin{cases} 0.081 - 0.79 \times 10^{-4} l \ (l < 300 \,\mathrm{mm}) \\ 0.057 \qquad (l \ge 300 \,\mathrm{mm}) \end{cases}$

l: 側板の内面から, アニュラー板の曲げモーメント が0となる位置までの距離(mm)

単位: $\theta(度)$, $\varepsilon(\%)$, $t_a, t_s(mm)$

である。このkは、l < 300 mm に対しては FEM 解析に おける単純支持 (l = 300 mm) と剛接 (l = 150 mm) の 直線内外挿値であり、 $l \ge 300 \text{ mm}$ に対しては単純支持の 値である。 l が 300 mm より大きい場合に、このkを 用いることは安全側となる。

許容ひずみとしてどの程度の値を採るべきかは明らか ではなく、破壊とひずみとの関係については今後の研究 にまつとして、ここではたとえば母材規格伸び(板厚 区分の最小値)の 0.3 倍を採れば、許容開き角の例は Table 4 のようになる。容量 30,000 kl のタンクを対 象とした引張り試験(WT 62)では溶接ビード止端部に 亀裂が発生するときの開き角は約 40°であり、Table 4 の約 4 倍である。

材料の降伏応力に基づく弾性設計では,タンクのT継 手部も降伏応力に比例した変形角度が許容されることに なる。たとえば,HW 50の降伏応力は軟鋼の約2倍で あるが,HW 50が軟鋼の2倍のひずみに耐えられるわ けではない。このように応力基準とひずみ基準とでは, 破壊に対する安全度が鋼種によって異なることになる。 円筒形タンクのT継手部の変形は主として基礎との関係 で決まり,継手部が全面降伏しても変形は急激には進行 しないので,本研究で提案するようにこの部分の降伏を

Table 4 許容開き角の例 (*l*≥300 mm)

capacity of tank (kl)	steel	t _s (mm)	t _a (mm)	allowable change of angle (deg.)
5,000	SM41	14	9	13
30,000	HW50	17	12	11
100,000	HW50	33	21	6

許容し、ひずみによって変形の程度を規制する方が現実 的であろう。

本研究に用いた溶接継手と FEM の解析モデルでは, 溶接ビード止端部の応力集中を減ずる工夫(たとえばグ ラインダー仕上げ)は行なっていない。実際の円筒形タ ンクでこのような工夫がなされる場合に,上述の規制を 適用するのは安全側となる。また,開き角のが負となる 変形の場合には,正の場合に較べてT継手部は破壊しに くいから,このような変形に対しても上述の規制を適用 しても良いであろう。

4.2 アニュラー板の厚さ

側板とアニュラー板の接合部の角度が開く変形を想定 した場合,許容開き角を大きくするには、(7)式から $f(t_a, t_s)$ をなるべく小さくする板厚の組み合せが望まし い。Fig. 15 に t_a/t_s と $f(t_a, t_s)$ の関係を示す。これに よると、アニュラー板は薄い程良いということになるが



271

実際のタンクでは本研究で扱っているような曲げ変形の 他に、半径方向に作用する引張応力も考慮しなくてはな らないので、あまり薄くすることはできない。また、ア ニュラー板の最小厚さは省令など^{6),8)}により規制される。

また、この図によると t_a/t_s が非常に大きくてもよい ことになる。しかし、アニュラー板が側板より厚いとア ニュラー板のひずみは小さくなるが、変形が側板に集中 することになり、 $t_a/t_s>1$ とするのは意味がない。結 局、この図において太実線と太点線で囲まれる範囲で $f(t_a, t_s)$ を最小にする板厚の組み合せが適当である。一 般には、側板の厚さはタンクの主要諸元で決まり、その 側板厚さに適合する最適のアニュラー板厚さは、省令な どによる最小厚さか、あるいは $t_a=t_s$ である。

後藤⁹⁾ によると、コンクリート基礎上の円筒形タンク の場合には、側板とアニュラー板に作用する応力という 観点から、 $t_a/t_s=0.8$ 位が最もよい。しかし、土基礎上 のタンクで側板付近の局部沈下などによるT継手部の開 き変形を想定した場合には、変形を側板とアニュラー板 に均等に受け持たせ継手全体の変形能を増すという観点 から $t_a=t_s$ が望ましいであろう。

4.3 T 継手部の曲げ性能

T継手部の許容開き角の決定に際して、4.1 節のよう に母材特性に基づき許容ひずみを定めた場合には、継手 部がそれに適合する曲げ性能を有することを確認しなけ ればならない。HPIS(案)^{®)}では溶接施工法確認試験とし てT継手曲げ試験を規定しており、溶接ビード止端部に 割れが認められたときの曲げ角度(除荷後)が板厚に関 係なく15度以上を要求している。前述のように、T継 手部の曲げ能力はアニュラー板厚さと、アニュラー板と 側板の板厚の組み合せに依存するので、曲げ角度を板厚 に関係なく一定値以上とするのは不合理である。

HPIS (案) に規定する T継手曲げ試験は側板の変形を 考えないので、本研究の $t_s = \infty$ の場合に相当する。 こ のとき、曲げスパンを $2l+t_s$ とすると、(7) 式は

$$\theta = \frac{c}{(0.081 - 0.79 \times 10^{-4} l)t_a} \tag{8}$$

となる。すなわち、溶接ビード止端部が耐え得るひずみ 量を決めれば、曲げ試験での必要曲げ角度が決まる。こ の曲げ試験は小型で変形拘束は小さいから、ひずみ ε と して母材の規格伸び(板厚区分の最小値)を要求すると すれば、必要曲げ角度は Fig. 16 のようになる。ただ し、この図では $l=6t_a$ とした。

上記の関係式は FEM 解析の結果 (ビード止端部のひ ずみは数%まで)に基づくものであるが、ここでの要求 ひずみに対して(8) 式を外挿適用している。このよう に曲げ試験に(8) 式を適用しても、タンクの使用に際 してT継手部のひずみを数%以下におさえるならば、こ の必要曲げ角度は4.1節に提案した規制に適合する合理



的なものといえよう。

4.4 T 継手部の必要衝撃値

円筒形タンクのT継手部は延性破壊ばかりでなく, 脆 性破壊に対しても検討を要する部分である。とくに, タ ンク建設時の水張りテストでは脆性破壊が考慮されなく てはならない。従来, この部分の曲げ荷重下での脆性破 壊発生については研究されていない。本研究ではT継手 部の脆性破壊の実験は行なわなかったが, 水張りテスト 時に4.1節で許容する程度の曲げ変形が生じうることを 想定し, 脆性破壊を防止するために必要なシャルピー衝 撃値について WSD¹⁰⁾の手法に基づき若干の考察を行な う。

T継手部に必要な破壊靱性値としては、WSDの提案 式を用いる。すなわち、隅肉継手のビード止端部に深さ aなる表面欠陥(長さは十分に大きいものとする)を想 定するとき、負荷ひずみ e と必要限界 COD δ_c の関係 は、

$$\delta_c = 3.5 a(k_t e + 0.6 e_Y)$$
 (9)

ただし, er:降伏ひずみ

と表わされる。 k_t はひずみ集中係数であるが、ここで は $k_t=1.5$ とする。ひずみeは局部ひずみではなく、 欠陥を含むある領域での平均的な負荷ひずみである。

負荷ひずみとしては、4.1 節で許容する開き角に対応 する公称曲げひずみを用いる。すなわち、(4) 式にお いて l=300 mm, l'=100 mm とし、(7) 式 (l=300mm) を代入すると公称曲げひずみと許容ひずみの関係 は

$$e = 0.344 \varepsilon \tag{10}$$



Fig. 17 T継手衝撃試験の必要衝撃値 (最低使用温度)

となる。許容ひずみを母材規格伸び(板厚区分の最小 値)の 0.3 倍とし、想定欠陥深さを a=2 mm とすれ ば、必要限界 COD は SM 41 では $\delta_c=0.200 \text{ mm}$, HW 50 では $\delta_c = 0.216 \text{ mm}$ となる。

限界 COD と衝撃値の関係としては WSD の提案式が あるが,これによる衝撃値は大きすぎて非現実的であ る。ここでは,萩原ら¹¹⁾の機械切欠に対する提案式にお いて,疲労亀裂などの非常に鋭い欠陥による温度シフト を 40℃ としたときの関係式,すなわち

 $\delta_c(T) = 0.02 \, vE(T + \Delta T^*) \tag{11}$

ただし, *T*:最低使用温度 (℃)

 $\Delta T^* = 102 - \sigma_Y - 5\sqrt{t_a}$ (°C)

 σ_Y :規格降伏点 (kg/mm²)

を用いる。 $T + 4T^*(\mathbb{C})$ における吸収エネルギー $_vE_m$ ち,最低使用温度 $T(\mathbb{C})$ における吸収エネルギーへの換算には、本四連絡橋鋼材分科会¹²⁾のサブマージアーク 溶接と手溶接のボンド部についてのシャルピーマスター カーブのうち安全側のカーブを用いる。

このようにして得られた最低使用温度における必要衝 撃値を Fig. 17 に示す。これが、4.1 節の開き角を許容 するとき、水張りテスト時に脆性破壊を起こさないため の目安となろう。ちなみに、Table 3 の衝撃試験結果は この要求を満足している。

5 結 言

本研究では、円筒形石油貯蔵タンクの側板とアニュラ ー板の接合部が曲げ変形により破壊することを想定し、 T継手モデルの引張り試験と FEM による弾塑性解析を 行ない、破壊状況、変形状況、応力とひずみの挙動など を調べた。また、これらの結果を円筒形タンクの設計、 施工、保守管理に反映させるための安全基準について検 討し、次のような結論を得た。

まず,隅肉溶接と完全溶込み溶接によるT継手の引張 り試験結果をあげると, (1) 引張荷重は曲げ変形の進行につれて一旦極大値 を示し、このときにアニュラー板の溶接ビード止端部に 亀裂が発生し、亀裂が板厚方向に進展するに従って荷重 は低下し、わずかの断面を残して亀裂進展が止まってか ら荷重は再び上昇して最終破断に至る。

(2) 両溶接法では,極大荷重およびそのときの変位 に差がない。

(3) 破壊はアニュラー板の溶接ビード止端部より生 じ、板厚と板幅の収縮が拘束された状態で破断する。

(4) 溶接ビード止端部に表面切欠を付けると,切欠 がないときに較べて極大荷重と破断荷重はかなり低下す るが,切欠深さにはあまり依存しない。

T継手部の弾塑性解析の結果からは,

(5) アニュラー板の溶接ビード止端部には,応力集 中によりかなり大きな応力が生ずるが,変形拘束のため にひずみはあまり大きくならない。一方,止端部から少 し離れると拘束がゆるくなるために,応力は大きくなく てもかなり大きなひずみを生ずる。

(6) 今回対象とした板厚の組み合せでは、アニュラ ー板に較べて側板の応力とひずみはかなり小さく、した がって変形もほとんどなく、T継手全体としての変形の 大部分がアニュラー板に集中する。

(7) アニュラー板(厚さ t_a)と側板(厚さ t_s)の 接合部の開き角を θ とすると、アニュラー板の溶接ビー ド止端部に生ずるひずみはほぼ $\theta t_a / \{1 + (t_a/t_s)^3\}$ に比例 する。

(8) これにより、止端部のひずみをある値以下にお さえるために、開き角を規制する安全基準が得られ、そ れに対応する継手部の必要曲げ性能が決められる。ま た、この許容開き角に対して脆性破壊を防止するのに必 要なシャルピー衝撃値の目安が得られる。

(9) 曲げ変形によるアニュラー板のひずみを小さく するには、 $t_a/\{1+(t_a/t_s)^3\}$ なる関数をなるべく小さく する板厚の組み合せとすれば良い。それには次の2通り が考えられる。

(i) アニュラー板と側板の板厚を同一にする。この ときはT継手部全体としての変形を両者に均等に受け持 たせることになる。

(ii) 側板に較べてアニュラー板を極端に薄くする。 この場合は変形がアニュラー板に集中することになり, 半径方向平均応力についての考慮も必要になる。

(10) 隅肉溶接部に存在する未溶着部先端の応力は非 常に小さく,変形挙動あるいは破壊には何ら力学的な影 響を及ぼさない。

(11) 隅肉溶接と完全溶込み溶接とでは,継手部の塑 性域の成長状況,応力とひずみの挙動および変形状況に ほとんど差がない。

(12) 上記 (2), (10), (11) から, 多くの工数を要す る完全溶込み溶接とする利点はなく, 隅肉溶接で十分で ある。

などの結論が得られた。これらの結論は,容量 5,000 kl と 30,000 kl 程度の円筒形タンク用材料を対象とした検 討から得られたものであるが,他の容量のタンクにも適 用できよう。

謝 辞

本研究に対して、日本造船学会溶接研究委員会第1分 科会の金沢武主査をはじめ各委員の方々、および日本高 圧力技術協会 ST-1 委員会の鵜戸ロ英善委員長をはじめ 各委員から種々有益なご討論やご意見をいただいた。以 上の方々に、ここに心から謝意を表します。

参考文献

- 小林:円筒形タンクの隅底部の応力解析,日本機 械学会関西支部第234回講演論文集(1975).
- 2) 河野:鋼製円筒タンク底隅角部の応力解析,日本 建築学会論文報告集,第245号 (1976).
- (仲井, 庄司, 山田: 不等沈下したオイルタンクの 有限要素法による構造解析, 化学工学論文集, 第 2巻, 第4号 (1976).

- 4) 佐々木,馬場,大和田,田代,秋田:基礎地盤に 部分的不等沈下がある場合の大型石油貯槽の有限 要素法による構造解析,圧力技術,第15巻,第 2号(1677).
- 5) 消防庁: タンクの構造に関する暫定指針, 消防予 第4号(昭和51年1月16日).
- 6) 自治省令第二号, 官報号外第4号(昭和52年2月10日).
- 7) 小倉:石油タンクの溶接設計, 圧力技術, 第15
 巻, 第2号 (1977).
- 高圧力技術協会基準(案):溶接製縦円筒平底形液 体危険物貯蔵タンクの構造,高圧力技術協会 ST -1 委員会,資料番号 ST 1-79.
- 後藤:円筒平底タンク隅底部の挙動, 圧力技術, 第15巻, 第2号 (1977).
- 日本溶接協会 WSD 委員会総合報告書: 脆性破壊 発生に対する溶接欠陥の許容判定基準, WSD-2805K (1976).
- 萩原, 征矢, 三波, 佐藤: Vシャルピー衝撃特性 からの脆性破壊発生特性の評価法, 溶接学会誌, 第 45 巻, 第 8 号 (1976).
- 12) 本州四国連絡橋鋼上部構造研究小委員会鋼材分科 会:本州四国連絡橋鋼上部構造に関する調査研究 報告書,別冊 4,鋼上部構造用鋼板の所要性能 (1976).