

鋼管の拡張継手工法

Field Jointing Method Using Mobile Expander

大 方 茂*

Shigeru Okata

山 路 松 男**

Matsuo Yamaji

Synopsis:

This paper introduces a new engineering method for expanding and jointing steel tube ends, with emphasis on its formability and the strength of the weld joints. Developed by Kawasaki Steel Corp. for such construction work as pipe-type cable laying and like projects, the method features a mobile equipment for expanding tube ends with center hole jack, and for the resultant ease with which workmen can fabricate joints at site. The results of tests assure excellent formability and satisfactory strength of the joints.

1. はじめに

鋼管にケーブルを通し、不活性ガス、オイルなどの絶縁物を封入したパイプ型ケーブルが超高压電力輸送用として注目されている。このパイプケーブルに用いられるパイプラインは、施工時ケーブルの引込作業を行なう必要があり、パイプの継手として突合せ溶接を用いると、裏波ビードの突起が引込作業時ケーブルを損傷したり作業を困難にしたりする。このため、このパイプの継手としては内面に突起ができないスリーブ溶接継手、ベル&スビゴット溶接継手などが用いられている。しかし、これらはいずれも継手部の加工が複雑で工場製作をしなければならず、製作費、施工性の点で必ずしも満足できるものではなかった。

当社エンジニアリングセンター建設開発部ではこのたび現場において手軽に加工可能な拡張継手工法を開発したので、ここに本工法を紹介し、この工法により加工された継手部の強度を検討した実験について報告する。

2. 拡張継手工法の概要

2.1 特 長

パイプ型ケーブルは超高压電力輸送用として用いられるのでパイプ内にケーブルを引込む時のケーブルの損傷には細心の注意をはらわねばならない。したがってパイプ型ケーブルの継手内面は平滑であることが要求され、裏波ビードの突起ができる突合せ溶接継手は通常使用されない。このため図1(a)~(c)に示すように内面に突起のでない継手が採用されている。しかし、(a)のスリーブ溶接継手はスリーブ内径を使用管外径に合せて特別に製作しなければならないため製作費が高くつく。また(b)(c)の継手は継手部の加工が工場に限られるため運搬中に継手部が変形したり、パイプの製作誤差があったりするために、接合が不能だったり、ゆるすぎたりするなどの支障が生じることが多かった。

本工法では図1(c)および(d)に示す2種の継手

* エンジニアリングセンター建設開発部土木開発室

** エンジニアリングセンター建設開発部鋼構造研究所工作掛

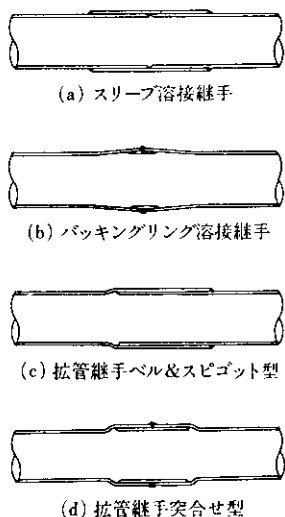


図 1 継手形状

を使用する。(c)は従来から使用されているベル&スピゴット継手であるが、(d)は突合せ溶接でありながら内面に突起ができない独特なものである。しかし、本工法の特長はこのような継手形状自体ではなく、継手の加工法にある。すなわち、2・2項で説明するような軽小型の拡管装置を用い、搬入されたパイプの外径に合せて、現場で拡管内径を調整しながら拡管加工をおこない継手を製作していくことができるので、パイプ外径の寸法誤差に関係なく、精度の良い継手を得ることができる。したがって従来のベル&スピゴット継手のように接合部がゆるすぎて溶接に支障をきたすようなことはない。また、現場で手軽に加工できるので、継手部の運搬中の変形を心配する必要がない。

2・2 拡管装置

本工法に用いる拡管装置の構造を図2に示す。上側は拡管前の状態、下側は拡管後の状態を示している。図中Aの押し型がBの割り型を通してCに示す鋼管を押し拡げる。この装置の特長はジャッキの押込力の反力をタイロッドの張力で受けていることにある。したがって、従来のように反力を受けるための大きなフレームは不要となり、コンパクトな装置とすることができ、しかも横型なので、長いパイプのセットも簡単に行なうことができる。この拡管装置は写真1に示すようにきわめてコンパクトなものである。写真1に示す装置は呼び径 150A、肉厚 7.1mm 用の試作機であり、200tのセンターホールジャッキを使用している。この装置による作業手順は写真2に示すように非常に簡単である。



写真 1 拡管装置

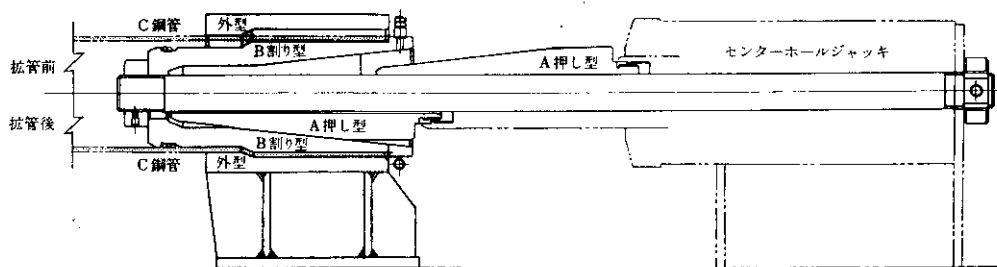


図 2 拡管装置の構造



(a)



(b) 鋼管のセット



(c) 外型をかぶせる



(d) 外型の固定

写真 2 拡管作業手順

3. 実 験

3.1 実験目的

2.2 で述べた拡管装置で加工された継手が所期の形状に加工できるか確認する必要がある。このため写真 1 に示すような拡管装置を試作し、これを用いて加工性の試験を行なった。この際、ほかのサイズの管の加工に必要なジャッキの押込力も検討し装置の設計の資料とすることにした。また、拡管加工時、鋼管は肉厚分、冷間で塑性加工を受けるわけだが、これが継手の材料特性、強度にどのような影響を与えるのか問題となる。そこで母管

部および拡管部の材料試験を行ない、材料特性の変化を調べるとともに、継手の引張実験、曲げ実験を行ない強度を検討した。

なお、本工法の特長は 2.1 で述べたように継手形状自体ではなく、継手の加工法にあり、溶接部の強度、水密性などは従来の溶接継手と共通の問題である³⁾。したがって今回の実験は、本工法による拡管加工部が少なくとも強度上の欠陥とはならないことを確認することが、主な目的である。

3.2 実験方法

実験に使用した鋼管は STPG 38, Sch 40, 150 A (外径 $165.2\text{mm} \pm 1\%$, 肉厚 $7.1\text{mm}^{+15\%}_{-12.5\%}$) で、当社鋼構造研究所において以下の実験を行なった。

3.2.1 加工性試験

実験材の外径の基準は 165.2mm であるが、 $\pm 1\%$ の寸法許容差がある。したがって、従来の工場加工による拡管加工では拡管内径を大きめにとらざるを得なかったため、接合部の外管と内管のすき間があきすぎるきらいがあった。本工法に使用する拡管装置は搬入されたパイプに合せて拡管内径を調整できることを特長としているが、どの程度の精度で加工できるか調べるため、目標とする拡管径を 3 種変えて実験を行なった。

実験材として搬入されたパイプの外径は 165.2mm であったが、試験体 No. 1 では、 166.4mm ($165.6\text{mm} + 0.5\%$) を目標とし、No. 2, No. 3 は搬入材の外径 165.6mm を目標とすることにした。また、試験体 No. 4 は目標を規格の基準値 165.2mm にとった。以上 4 本の試験体の拡管長を変えて拡管加工を行ない次の 4 項目について測定した。

(1) 肉厚の変化

図 3 に示すように割り型の当る部分と当ら

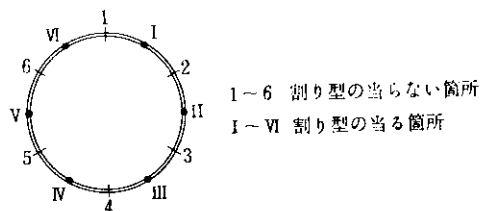


図 3 肉厚測定位置

ない部分の拡張前後の肉厚をマイクロメーターにて測定し平均値を求めた。

(2) 径の変化

図3に示す1・4, 2・5, 3・6の拡張前後の内径および外径をノギスにて測定し, 3か所の平均をそれぞれの内径, 外径とした。

(3) 拡張長

4本の鋼管を, 拡張長それぞれ 100mm, 150mm, 200mm (2本) となるように目測でセットし, 拡張後, 図4に示す拡張長(拡張平行部長)を測定した。

(4) ジャッキの押込力

ジャッキに付属の荷重計を 200 t のアムスラー試験機を用いてキャリブレーションをしておき, この荷重計にて拡張加工時の押込力の最大値を測定した。

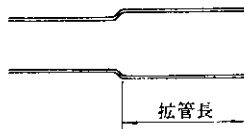


図4 拡張長

3.2.2 材料試験

図5に示すように母管部より2片, 拡張部より3片の JIS 12 号 B 引張試験片を採取し, これに弾性域ひずみゲージ, および大ひずみゲージを図6のように中央部に突合せて貼付した。降伏点までは荷重制御で荷重, ひずみを測定し, 降伏後は大ひずみゲージにより, ひずみを止めるように試験機を操作して静荷重ひずみの関係を測定した。また標点間距離は 50mm にとり, 伸びを測定した。

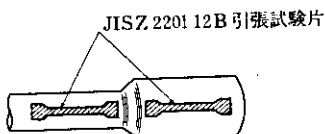


図5 材料試験片採取位置

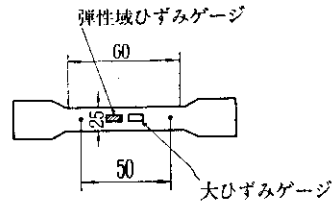


図6 材料引張試験ゲージ取付位置

3.2.3 全断面引張試験

図7に示すような試験体を製作し, 200 t アムスラー試験機にて引張試験を行ない破断荷重の測定および破断状態を観察した。なお, この実験は 3.1 項で述べたように拡張部の強度特性を見ることが目的なのですみ肉溶接には JIS D 5000, KS-78溶接棒を使用し, 溶接部で破断しないように慎重に溶接を行なった。

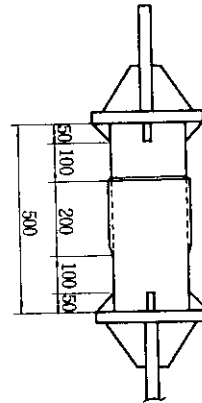


図7 全断面引張試験体形状

3.2.4 曲げ耐力実験

図8に示す7本の供試体を製作し, 1000 t 構造物試験機により図9に示すような純曲げをかけて実験を行ない耐力を測定した。実験状態を写真3に示す。

3.3 実験結果および考察

3.3.1 加工性

それぞれの試験体の拡張前後の肉厚, 径の平均値と拡張長, ジャッキの押込力の測定結果をまと

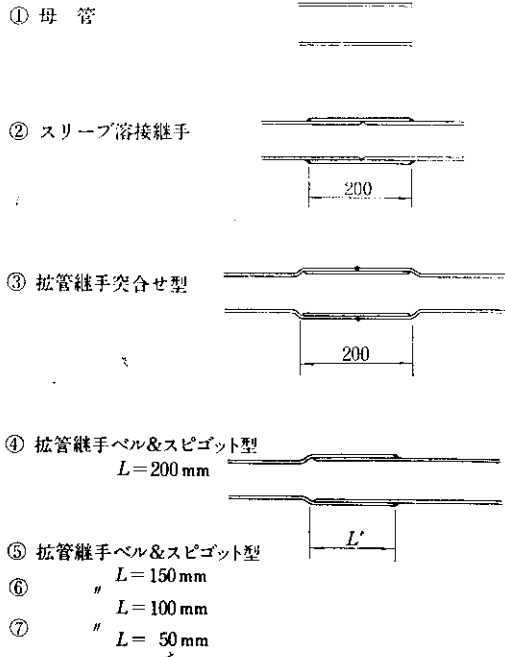


図 8 曲げ耐力実験用継手形状

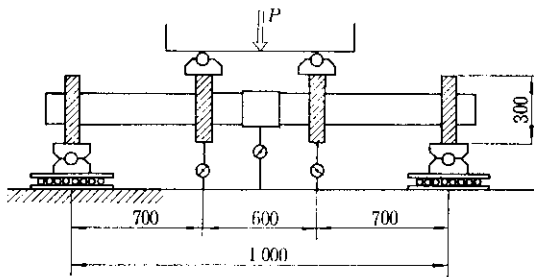


図 9 曲げ耐力実験装置

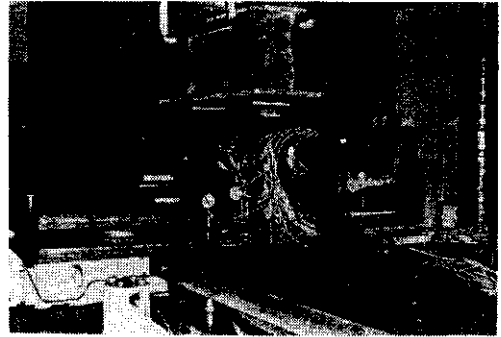


写真 3 曲げ耐力実験状況

めたものを表 1 に示す。この結果より拡管加工の精度、肉厚の変化、ジャッキの押込力について、次にまとめる。

(1) 拡管加工の精度

拡管後の形状を写真 4 に示すが、拡管径の目標値からのずれは 0.2~0.5mm 程度であり、良好な精度であった。また、目標値の設定の変更も容易であった。

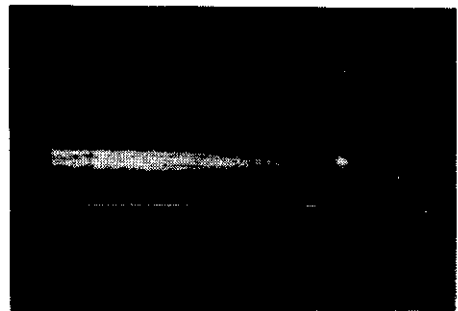


写真 4 拡管後の形状

表 1 加工性試験測定結果

試験体	拡管長 b (mm)	肉 厚(mm)		内 径(mm)		外 径(mm)		押込力 Q (t)
		拡管前	拡管後	拡管前	拡管後	拡管前	拡管後	
No.1	99	7.47	7.07	150.5	166.7	165.6	180.7	70
No.2	141	7.46	7.06	150.1	166.0	165.5	180.3	90
No.3	185	7.49	7.15	150.2	165.7	165.5	180.5	110
No.4	191	7.45	7.05	150.6	165.0	165.6	179.3	110
平 均	—	7.47	7.08	150.4	165.9	165.6	180.2	—

各試験体の拡管前後の内径および外径それぞれの平均誤差を求め、これを真円度と定義すると、その値が0に近い程真円に近いと考えることができる。この真円度を各試験体について求めると表2のようになる。この結果をみると、内径、外径とも拡管前後の真円度の変化に特に目立った傾向は見られないが、すくなくとも拡管加工により、真円度が悪くはならないということが確認された。

表2 真円度の変化

試験体	真 円 度			
	内 径		外 径	
	拡管前	拡管後	拡管前	拡管後
No.1	0.2	0.4	0.3	0.4
No.2	0.6	0.7	0.1	0.1
No.3	0.4	0.2	0.3	0.1
No.4	0.3	0.0	0.1	0.2
平 均	0.4	0.3	0.2	0.2

(2) 肉厚の変化

拡管後の肉厚を求める理論式を導く。この理論式を導くにあたり用いた仮定は次のようなものである。

- (i) 塑性変形により体積変化は起らないものとする。
- (ii) 肉厚方向、管軸方向とも等しいポアソン比を持つ。
- (iii) 2次以上の微小項を無視する。

肉厚 t 、内径 D_i 、長さ b のパイプが拡管加工をうけ、肉厚、内径、長さがそれぞれ Δt 、 ΔD_i 、 Δb だけ微小変形を受けたとすると仮定(i)より

$$tD_ib = (t + \Delta t)(D_i + \Delta D_i)(b + \Delta b) \\ = tD_ib \left(1 + \frac{\Delta t}{t}\right) \left(1 + \frac{\Delta D_i}{D_i}\right) \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right) \quad (1)$$

- (1) 式を仮定(iii)を用いて、変形すると

$$\frac{\Delta D_i}{D_i} + \frac{\Delta t}{t} + \frac{\Delta b}{b} = 0 \quad (2)$$

仮定(ii)より

$$\frac{\Delta t}{t} = -\nu \frac{\Delta D_i}{D_i} \quad (3)$$

$$\frac{\Delta b}{b} = -\nu \frac{\Delta D_i}{D_i} \quad (4)$$

ここに、 ν : ポアソン比

(3)式、(4)式を(2)式に代入すると

$$(1 - 2\nu) \frac{\Delta D_i}{D_i} = 0$$

よって、 $\nu = 0.5$

が得られる。

拡管前の肉厚、内径を t_0 、 D_{i0} とし拡管加工を、 $t_0 \rightarrow t$ 、 $D_{i0} \rightarrow D_i$ まで行なうとすると、

(3)式を積分して、

$$\int_{t_0}^t \frac{dt}{t} = -\nu \int_{D_{i0}}^{D_i} \frac{dD_i}{D_i} \quad (5)$$

これより

$$t = t_0 \left(\frac{D_i}{D_{i0}} \right)^\nu$$

この ν に先の計算結果の $\nu = 0.5$ を代入して

$$t = t_0 \sqrt{\frac{D_i}{D_{i0}}} \quad (6)$$

が得られる。

この(6)式を実測結果と比べてみる。

表1の実測結果 $t_0 = 7.47\text{mm}$ 、 $t = 7.08\text{mm}$ 、 $D_{i0} = 150.4\text{mm}$ 、 $D_i = 165.9\text{mm}$ の値を用い(6)式より t を計算すると、

$$t = 7.47 \times \sqrt{150.4/165.9} = 7.11\text{mm}$$

が得られる。実測値は7.08mmであるから、

(6)式より、拡管後の肉厚を推定しても実用上問題ないと思われる。

(3) ジャッキの押込力

$\phi 150\text{A}$ 以外のサイズの拡管装置の設計や後の改良に役立てるため、ジャッキの押込力の算定式を求める。

- (i) パイプが割り型より受ける内圧 p

図10に示す割り型1分割より、押し型と接触する有効部をとり図11に示すように微小角 $\Delta\alpha$ にふくまれる dx の区間を考え、割り型の内側がジャッキの押し型より受ける斜面に直角方向の圧力を T 、斜面のまさつ係数を μ とすると、この微小面内に作用する鉛直分

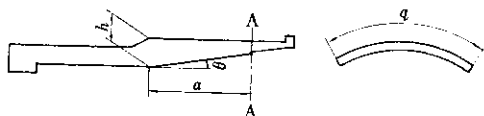


図 10 割り型

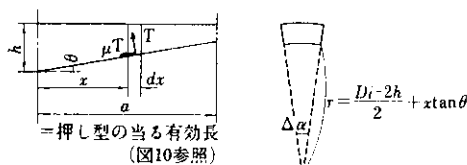


図 11 割り型有効部

力 dF は,

$$dF = (T \cos \theta - \mu T \sin \theta) \cdot \left(\frac{D_i - 2h}{2} + x \tan \theta \right) \cdot \Delta \alpha \cdot dx \quad \dots (7)$$

よって、割り型の $\Delta \alpha$ に含まれる内面全体が受ける鉛直力 F は

$$F = \int_0^a dF = \frac{Ta(\cos \theta - \mu \sin \theta)}{2} \times (D_i - 2h + a \tan \theta) \Delta \alpha \quad \dots (8)$$

よって、パイプが割り型より受ける内圧 p は,

$$p = \frac{F}{(D_i/2) \cdot \Delta \alpha \cdot b} = \frac{Ta(\cos \theta - \mu \sin \theta)(D_i - 2h + a \tan \theta)}{D_i \cdot b} \quad \dots (9)$$

(ii) 内圧によるパイプの円周方向応力

パイプに一樣な内圧がかかった場合の円周方向応力は

$$\sigma = \frac{pD_i}{2t} \quad \dots (10)$$

t : 肉厚

で近似する。

(iii) 斜面上に直角方向の圧力 T

(9)式, (10)式より p を消去して,

$$T = \frac{2tb\sigma}{a(D_i - 2h + a \tan \theta)(\cos \theta - \mu \sin \theta)} \quad \dots (11)$$

(iv) 肉厚 t

(6)式を用いる。すなわち,

$$t = t_0 \sqrt{\frac{D_{i0}}{D_i}} \quad \dots (12)$$

(v) 割り型の内面面積 A'

図12 に割り型 1 分割の有効部を図示する。

この内面の面積を求めると,

$$\frac{A'}{n} = \frac{a}{2 \cos \theta} (y_1 + y_2)$$

$$y_1 = q - \frac{2\pi h}{n}, \quad y_2 = q - \frac{2\pi}{n} (h - a \tan \theta)$$

$$\therefore A' = \frac{na}{2 \cos \theta} \cdot \left(2q - \frac{4\pi}{n} h + \frac{2\pi a}{n} \tan \theta \right)$$

$$= \frac{a}{\cos \theta} (nq - 2\pi h + \pi a \tan \theta)$$

$\pi D_i \approx nq$ より,

$$A' = \frac{\pi a}{\cos \theta} (D_{i0} - 2h + a \tan \theta) \quad \dots (13)$$

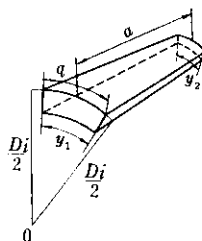


図 12 割り型 1 分割の有効部

(vi) ジャッキの押込力 Q

ジャッキの押込力は次式のように表わすことができる。すなわち,

$$Q = TA' \sin \theta + \mu TA' \cos \theta \quad \dots (14)$$

これに(11)式, (12)式, (13)式を代入して,

$$Q = 2\pi t_0 b \sigma \sqrt{\frac{D_{i0}}{D_i}} \times \frac{D_{i0} - 2h + a \tan \theta}{\cos \theta (D_i - 2h + a \tan \theta)} \times \frac{\mu + \tan \theta}{1 - \mu \tan \theta} \quad \dots (15)$$

σ は 3.3.2 項で示すように,

$$\sigma = K \epsilon^m$$

と表わされる。 $D_i = D_{i0} + 2t_0$ とすると,

$$\sigma = K \left\{ \ln \left(1 + \frac{2t_0}{D_{i0}} \right) \right\}^m \quad \dots (16)$$

t_0/D_i の 2 次以上の項を無視すると(15)式は次のようになる。

$$Q = 2\pi t_0 b \times \frac{\mu + \tan \theta}{\cos \theta (1 - \mu \tan \theta)} \times \frac{K \left(\frac{2t_0}{D_{i0}} \right)^m \left\{ 1 - (1+m) \frac{t_0}{D_{i0}} \right\}}{1 + \frac{2t_0}{D_{i0} - 2h + a \tan \theta}} \quad \dots (17)$$

K, m の値は 3・3・2 項より

$$K=82.7, m=0.277$$

であり, μ はグリースの動摩擦係数¹⁾であるから,

$$\mu=0.2$$

とし, 割り型の寸法の諸量

$$h=34.1\text{mm}, a=160\text{mm}, \theta=6^\circ$$

より(17)式を計算すると,

$$Q=1628 \times \frac{\left(\frac{2t_0}{D_{i0}}\right)^{0.277} \left\{1-1.277 \times \frac{t_0}{D_{i0}}\right\}}{1+\frac{2t_0}{D_{i0}-51.4}} \times b \text{ (kg)} \quad (18)$$

となる。本実験に使用するパイプの公称寸法 $t_0=7.1\text{mm}$, $D_{i0}=151.0\text{mm}$ より(18)式を計算すると,

$$Q=0.494b \text{ (t)} \quad (19)$$

が得られる。

この理論式をジャッキの押込力の実測値と比較すると 図 13 のようになる。

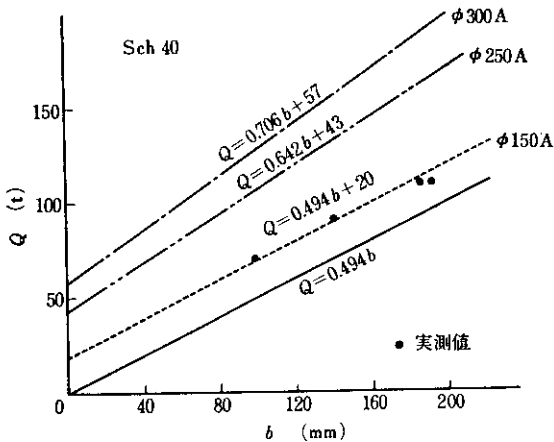


図 13 ジャッキの押込力(Q)と拡張長(b)の関係

これを見ると, 実測値は理論式 $Q=0.494b$ と平行な直線

$$Q=0.494b+20 \text{ (t)} \quad (20)$$

上にはば乗っている。

このように実測値と理論式(19)とが一致せず理論式と平行な直線(20)式と一致したのは, 理論式が長さ b の円筒を一様に拡張する場合について導入したものであり, 拡張端のくびれ部を加工するのに要する力を無視しているためである。すなわち, くびれ部を加工するのに要するジャッキの押込力を Q' とすれば, Q' は肉厚 t_0 と周長 πD_{i0} に比例すると考えられる。したがって,

$$Q'=kt_0D_{i0} \quad (21)$$

k : 比例定数

となり, 拡張加工に必要なジャッキの押込力を求める(14)式, (15)式, (17)~(19)式はこの Q' で補正しなければならない。したがって(19)式は

$$Q=0.494b+1072.1k \text{ (t)}$$

となり(20)式と比べると

$$k=0.0187 \text{ (t/mm}^2\text{)}$$

とすれば, 両式は一致する。この k は t_0, D_{i0} によらないはずであり, $\phi 150\text{A}$ 以外の同一材質のパイプについてもこの k を使用できると考えられる。(18)式を(21)式で補正し, Sch 40, 呼び径150A, 250A, 300Aについて Q を求めると 図 13 のようになる。ただし, 割り型の寸法の諸量 h, a, θ は $\phi 150\text{A}$ 用試作機と同一として計算した。

3・3・2 材料強度・特性

(1) 母管部

材料引張試験より得られる母管部の試験結果を

表 3 母管部の材料引張試験結果

試験片	断 面 積 $A(\text{mm}^2)$	上降伏応力 σ_{rU} (kg/mm^2)	静降伏応力 σ_r (kg/mm^2)	破 断 応 力 σ_B (kg/mm^2)	降伏ひずみ ϵ_r	ひずみ硬化開始ひずみ ϵ_{ST}	ϵ_{ST}/ϵ_r	伸び (%)
1	197.3	27.9	25.1	44.2	940×10^{-6}	12400×10^{-6}	13.2	37
2	175.6	25.3	23.9	43.2	926×10^{-6}	14000×10^{-6}	15.1	41
平 均	177.5	26.6	24.5	43.7	933×10^{-6}	13200×10^{-6}	14.2	39

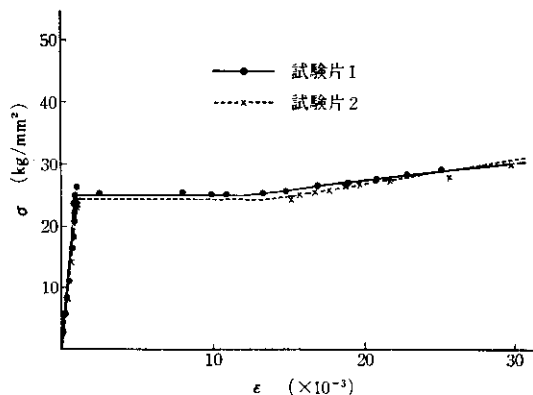
図 14 母管部の σ - ϵ を曲線

表 3 に、応力—ひずみの関係を 図 14 に示す。

表 3, 図 14 とともに公称応力, 公称ひずみに関してまとめたものであるが, 拡管加工法のように 10% 程度の大きなひずみを対象とすると公称応力—公称ひずみの関係と, 真応力—対数ひずみの関係は, かなり相違したものとなる。一般に鋼材の大ひずみに対し, 真応力—対数ひずみの関係は次式で近似できる²⁾。

$$\sigma' = K \epsilon'^m \quad (22)$$

ここに

σ' : 真応力

ϵ' : 対数ひずみ

K : 定数

m : 加工硬化指数

公称ひずみ ϵ の対数ひずみ ϵ' への換算は次式で行なえる。

$$\epsilon' = \ln(1 + \epsilon) = 2.303 \log_{10}(1 + \epsilon) \quad (23)$$

また, 塑性変形は体積変化を伴わないと考えてよいから公称応力 σ と真応力 σ' の関係は次のように考えられる。すなわち断面積 A の初めの値を A_0 , 長さ ℓ の初めの値を ℓ_0 とすると,

$$A\ell = A_0\ell_0$$

$$\sigma' = \frac{A_0}{A} \cdot \sigma = \frac{\ell}{\ell_0} \cdot \sigma$$

$$\therefore \sigma' = (1 + \epsilon)\sigma \quad (24)$$

表 3, 図 14 より表 4 に示す 3 点の測定結果を選び, この 3 点をもとに (22) 式の近似曲線を決定する。ただし, 伸び $\epsilon = 0.39$ に対応する破断応力は測定しなかったため, 最高荷重を初期断面積で除した値で近似した。この仮定は拡管加工時間問題と

表 4 近似曲線決定に使用した ϵ, σ

ϵ	σ (kg/mm ²)
0.0132	24.5
0.0300	30.5
0.39	43.7

表 5 近似曲線決定に使用した ϵ', σ'

ϵ'	σ' (kg/mm ²)
0.0131	24.8
0.0296	31.4
0.329	60.7

なる 2~10% 程度のひずみを近似するにはさしつかえないと思われる。表 4 の ϵ, σ を (23) 式, (24) 式により ϵ', σ' に変換すると表 5 のようになる。これを (22) 式に代入し

$$\left. \begin{aligned} 24.8 &= K \times 0.0131^m \\ 31.4 &= K \times 0.0296^m \\ 60.7 &= K \times 0.329^m \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

を得る。この式より, K, m を最小 2 乗近似よりもとめると,

$$K = 82.7 \text{ kg/mm}^2$$

$$m = 0.277$$

これらを (22) 式に代入し,

$$\sigma' = 82.7 \epsilon'^{0.277} \quad (26)$$

が得られた。

図 15 に, 母管部の 真応力—対数ひずみの関係の測定結果および, その近似曲線を示す。この近似曲線は, 3・3・1 の (3) ジャッキの押込力の検討に使用したものである。

(2) 拡管部

拡管部の材料引張試験結果を表 6 に, 応力, ひずみの関係を 図 16 に示す。表 6 に示す降伏応力は, 図 16 に示すように明瞭な降伏点を持たないので, 弾性域の直線と, ひずみ硬化部の直線の交点の応力を降伏応力とした。この結果をみると拡管部の見かけ上の降伏点, 引張強度とも母管部より小さくなっている。また, 伸び特性は母管部より小さく, 明らかに脆化しているが, なお, 20% 程度の伸びを有している。見かけ上拡管部の強度の方が

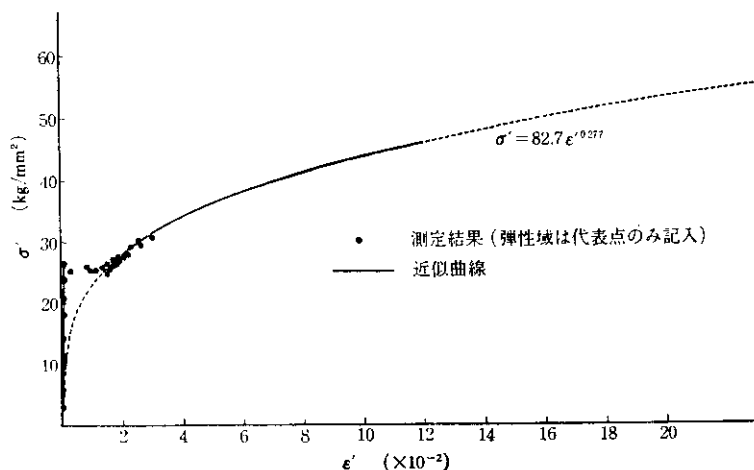


図 15 母管部材の真応力(σ')—対数ひずみ(ε')の関係

表 6 拡管部の材料引張試験結果

No.	断面積 (mm²)	降伏応力 (kg/mm²)	破断応力 (kg/mm²)	伸 び (%)
1	173.8	(39.0)	49.2	25
2	165.4	(43.4)	54.0	20
3	174.6	(40.1)	50.5	17
平 均	171.3	(40.8)	51.2	21

$$\varepsilon' = \ln(1 + 0.103) = 0.098$$

図 15 より、このひずみに 対応する母管部の真
応力を求めると、43.5kg/mm²である。

また、拡管部の破断応力の真応力 σ'_B は
 $\sigma'_B = 51.2(1 + 0.21) = 62.0\text{kg/mm}^2$
であり、母管部では 60.7kg/mm² であるから真
応力で比較すれば、母管部、拡管部とも強度的に
は大差ないといえる。

3.3.3 全断面引張強度

写真 5 のように、いずれの 3 体もリブ端より

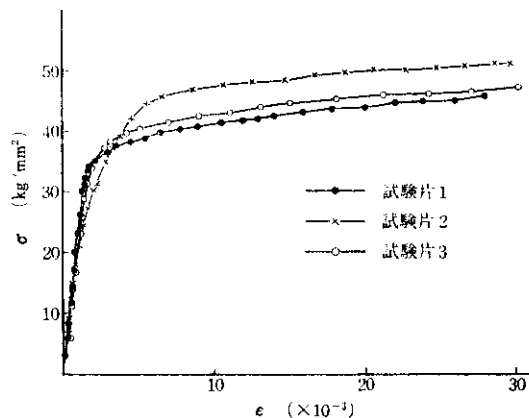


図 16 拡管部材の σ-ε を曲線

母管部よりも強くなっているが、これを真応力で
比較してみると、拡管加工で受けるひずみは表 1
より、

$$\varepsilon = \frac{165.9 - 150.4}{150.4} = 0.103$$

対数ひずみに直すと



写真 5 全断面引張試験 破断状態

1～3cmの母管部で破断した。規格の引張強度 38kg/mm^2 、肉厚 7.1mm より求められる 134.1t と比較し表7に示すように20%以上大きい。

表7 引張耐力(全断面引張試験結果)

試験体	引張耐力 (t)
1	165.8
2	174.2
3	169.8
平均	169.9

3.3.4 曲げ耐力

実験結果は表8のとおりである。この結果、各種溶接継手の継手長さ 200mm のものを比較すると、いずれも母管よりも見かけ上曲げ強度は大きく、ベル&スピゴット型拡張継手は中でも一番、曲げ耐力が大きくなっている。このベル&スピゴ

表8 曲げ耐力

継 手 種 類		継手長さ (mm)	曲げ強度 P (t)	$P/P_{母管}$
母 管			11.7	1.00
スリーブ 溶接継手		200	12.6*	1.08
拡 管 継 手	突 合 せ 型	200	12.3	1.05
	ベ ル & スピゴット型	200	13.6	1.16
		150	13.1	1.12
		100	12.7	1.09
		50	10.6*	0.91

* 溶接部にワレを生じたもの

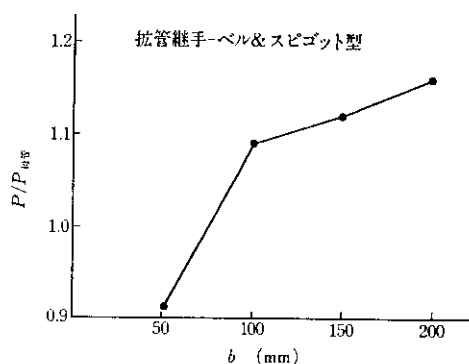


図17 拡張長一曲げ耐力

ット型拡張継手の継手長さとの曲げ耐力 ($P/P_{母管}$) の関係は図17のようになっている。これより拡張長 $b=150\text{mm}$ 程度にすれば、曲げ荷重に対して十分であると思われる。

3.4 結 論

以上、呼び径 150A 用の拡張装置試作機の加工性試験、および加工後の材料強度、継手の引張強度、曲げ耐力を実験したが、加工性は良好で手軽に精度の良い拡張加工が可能であった。加工後の鋼管の強度も特に問題はなかった。また、拡張継手には、突合せ型と、ベル&スピゴット型があるが、今回の曲げ耐力実験では両者に顕著な差は見られず、拡張長 150mm 程度のベル&スピゴット型で十分と思われる。なお、今回の実験は、呼び径 150A のものに限定されており、現場で実際の施工性も検討していないので、今後ほかのサイズの拡張装置の加工性実験および現場における、施工性実験を行ない、本工法を改良していく所存である。

参 考 文 献

- 1) 日本機械学会：機械工学便覧，改訂第5版
- 2) ジョン・ウルフ編：材料力学入門Ⅲ 機械的性質，〔岩波〕
- 3) 高井昭夫ほか：小中径管の各種溶接継手，日本鋼管技報 No. 53