

## 地下連続壁用パイプ継手の形状最適化に関する研究

## STUDY ON SHAPE OPTIMIZATION OF PIPE JOINT FOR UNDERGROUND DIAPHRAGM WALL

菅野良一\* 杉本博之\*\* 山村和人\*\*\* 沖本真之\*\*\*\*

By Ryoichi KANNO, Hiroyuki SUGIMOTO, Kazuto YAMAMURA,  
Masayuki OKIMOTO

A new joint, pipe joint, which is developed for underground diaphragm wall recently, has the properties of high strength, high ductility and high water proof. This pipe joint consists of a female joint, which is a very thick steel pipe with slit, and a male joint, which is a small steel pipe or a steel bar. It is, however, expensive for underground diaphragm wall. So, the more economical joint is expected to be gain.

In this paper, the shape optimization of this pipe joint is studied using the finite element method and the sequential liner programming method. The objective function of this problem is the function of the cost and the design variables are the parameters of the Lagrange interpolation function, which decide the shape of the joint, in order to reduce the variable number. In this paper, not only the results of the shape optimization analysis, but also the experimental results are presented.

## 1. はじめに

地下連続壁工法は、一般に、地中に壁状の溝を掘削して、その溝の中に鉄筋コンクリート壁体を形成する工法を意味する。この工法は、昭和30年代にヨーロッパから導入され、当初仮設土留め壁や荷重条件のそれ程厳しくない構造物（止水壁・土留め壁など）に対して用いられてきた。以後、施工機械の改良・開発、施工技術の向上などによって、最近では重要な構造物の本体部分として利用されるようになってきている。しかしながら、溝の崩壊防止のために使用する安定液の中で、コンクリートが打設される事による壁体の品質・信頼性の不確実さ（たとえば、コンクリート強度のバラツキが大きいことなど）<sup>1)</sup>や壁体相互を連結するための継手（一般に鉄筋の重ね継手）に施工方法に起因する耐力上の弱点が（特に継手のじん性が低いこと）あること<sup>2)3)</sup>、などが指摘されている。これらの課題を解決するために、これまで種々の研究・開発が進められてきている。たとえば、壁体に関しては、高品質なプレキャストコンクリート版を用いたり、工場製作した鋼製のエレメントを壁体の基本要素とした<sup>6)7)</sup>地下連続壁工法が開発されている。一方、壁体相互の継手に関しては、従来の重ね継手とは全く視点を変えた、強度・じん性・水密性ともに優れた特性を有する新しいタイプの継手（パイプ継手）が開発されている<sup>3)6)</sup>。

本論文で対象とするものは、このような地下連続壁発展の過程の中で開発された新しい継手、パイプ継手

- 
- \* 工修 新日本製鐵㈱ 設備技術本部 土木建築開発室 (〒299-11 君津市君津1番地)  
 \*\* 工博 室蘭工業大学助教授 工学部 土木工学科 (〒050 室蘭市水元町27-1)  
 \*\*\* 工修 新日本製鐵㈱ 設備技術本部 プロセス装置開発室 (〒805 北九州市八幡東区枝光1-1-1)  
 \*\*\*\* 新日本製鐵㈱ 設備技術本部 土木建築開発室 (〒299-11 君津市君津1番地)

である。この継手は、図-1に示すように、メスの継手とオスの継手から構成され、オス継手とメス継手のクリアランス部にはグラウトが充填されているものである。メス継手は、主として油井管やガス管として用いられてきた極厚鋼管（継目無鋼管）の一部にスリット加工を施して製造したものを用い、オス継手は小径鋼管あるいは棒鋼を用いている。従来の地下連続壁の継手が鉄筋の重ね継手を基本としたものであるのに対して、この継手は全く異質なものであるが、強度・じ

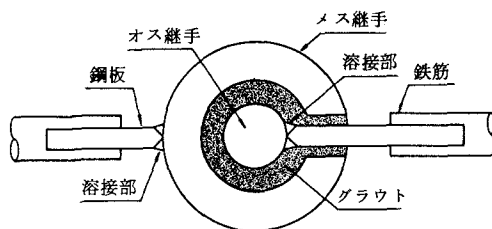


図-1 パイプ継手の概要

ん性・水密性ともに優れた特性を持つことが実験的に確認されている<sup>3)4)5)</sup>。このため、前記した鋼製のエレメントを基本要素とした地下連続壁の継手として<sup>6)</sup>、また鉄筋コンクリート製の地下連続壁の継手として<sup>8)</sup>、これまで実用に供されている。しかしながら、この継手は鋼材重量が大きいこと、および特殊な製造方法による極厚鋼管を用いている事などから、コスト上の課題がある。本研究の最終的な目的は、図-1に示すパイプ継手の形状を最適化することにより、そのコストの低減を図ることにある。

本研究で対象とする問題は、2次元連続体の形状最適化問題として位置づけられる。この問題は、有限要素法に基づく離散化モデルを解析の対象とし、連続体表面の節点座標を決定変数として、何らかの最適化手法を用いて最適形状を算出するのが一般である。最適化手法については、これまで、感度解析を伴う数理計画法によるもの<sup>9)</sup>、また感度解析を伴わない生長変形法、パターン変換法等の手法が提案・応用されている<sup>10)11)</sup>。前者の手法は、特に骨組構造物の最適設計を対象として、その解析アルゴリズム、計算効率、安定性などについて数多くの研究がなされており、既にいくつかの実用的なプログラムが公表されている<sup>14)</sup>。従って、このプログラムと有限要素法のプログラムがあれば、容易に最適化のシステムを構成でき、比較的大規模な問題に対しても対応可能であることから、本研究では数理計画法による最適化手法を基本とした。

ところで、本研究で対象とする問題では、決定変数である連続体表面の節点座標をそのまま設計変数とするのは、数値計算上種々の問題がある。たとえば、設計変数の増大に伴って計算時間が増大する事、また有限要素モデルの精度にも依存する問題であるが、最適化後の連続体の表面形状に凹凸が現れる事<sup>13)</sup>等である。従って、連続体の表面形状を何らかの曲線（含直線）で近似し、その曲線の関数パラメーターかパラメーターを決めるための節点座標を設計変数とするのが一般である<sup>11)12)</sup>。表面形状を近似する曲線としては、直線、円曲線、あるいは多項式などがある。ここでは、いくつかの節点の座標が与えられれば、かなり複雑な形状であっても容易にその形状を補間できるLagrange補間<sup>15)</sup>に着目した。この補間式は、変数の数を $n$ とした場合、 $(n-1)$ 次多項式を基本とするものである。

本論文では、パイプ継手の形状を、有限要素法と数理計画法に基づいて最適化を図った過程、およびその解析結果について述べるものである。解析上は、連続体の表面形状をLagrange補間式により近似し、設計変数の低減などを図っていることに特徴がある。本論文では、解析過程、解析結果とともに、Lagrange補間の補間点数の相違が解に及ぼす影響や実験に基づいた解析結果の妥当性の評価結果などについても報告する。

## 2. パイプ継手の挙動と有限要素モデル

### 2.1 パイプ継手の挙動

パイプ継手の引張試験結果に基づいて、その力学挙動を説明する。図-2は試験体の諸元を示したものである。なお、試験体（SS41材を使用）の厚みは製作および試験機の関係から32mmとした。継手の降伏応力度は3000kgf/cm<sup>2</sup>であり、グラウトの一軸圧縮強度は570kgf/cm<sup>2</sup>、静弾性係数（1/3割線）は $1.8 \times 10^5$ kgf/cm<sup>2</sup>である。図-3に、標点区間（図-2）の伸び変位と引張荷重の関係を示す。図-4には、メ

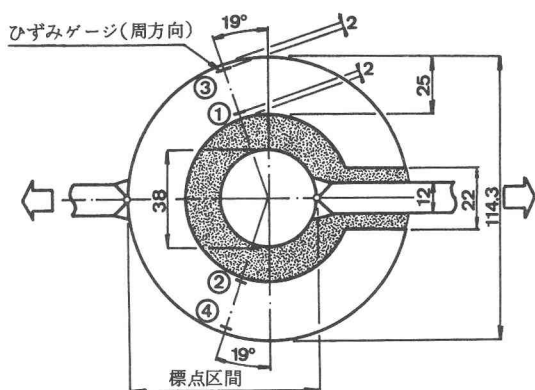


図-2 パイプ継手詳細図

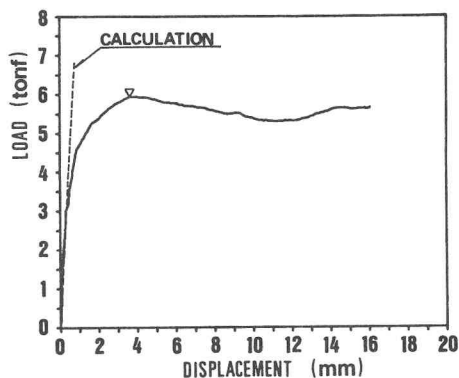


図-3 荷重-変形関係図

ス継手の周方向に貼りつけたひずみゲージ(図-2)のうち、①と②の平均値と③と④の平均値を各々示す。荷重-変位関係に注目すると、メス継手の内面側が降伏するまではほぼ弾性的な変化を示す。また、これ以降も若干の勾配変化が現れるものの、荷重は上昇を続ける。最大耐力以降は、メス継手のスリット部が押し広げられながら伸び変形が増大し、最終的には写真-1に示すような、オス継手がメス継手から抜け出すことによって終局に至る。最大耐力以降の耐力低下はわずかであり、じん性に優れた特徴を有している。また、メス継手の一部が塑性域に入った後も、塑性域が拡大し、さらに耐力が上昇する特徴もある。

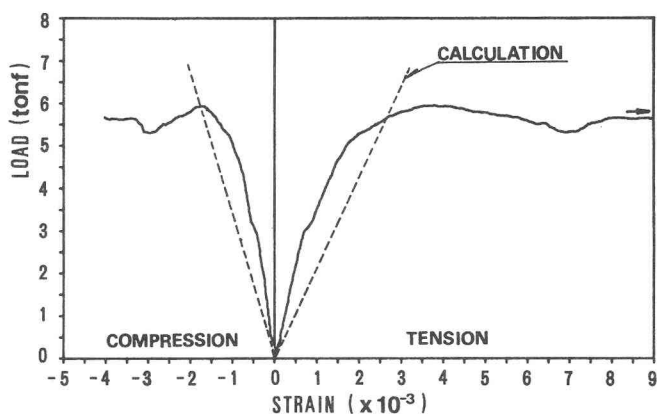


図-4 荷重-ひずみ関係図

## 2.2 最適化の基礎となる有限要素モデル

最適化解析においては、実現象を比較的正確にシミュレート可能な有限要素モデルの設定が重要である。パイプ継手が終局に至る全過程をシミュレートしようとした場合、有限要素モデルは必然的に非線形モデルとなる。しかし、最適化解析において、このような非線形モデルを導入する事は、多大な計算時間をもたらすため現実的ではない。従って、ここでは線形モデルを前提とした。しかし、グラウト部では、荷重が比較的小さな範囲でも微細なクラックが発生したり、またグラウトと鋼材の境界部では剝離やすべりが生じたりするため、この部分をいかに簡単な線形モデルでモデル化するかが、ここでの大きな問題となる。実験によれば、クラック・剝離などの現象は図-5中の $x \leq 0$ の範囲のグラウト部において生じている。従って、こ

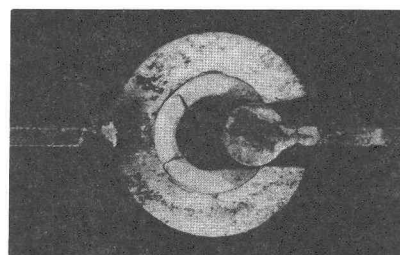


写真-1 パイプ継手の終局状態

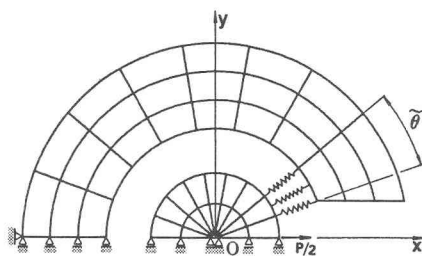


図-5 パイプ継手の有限要素モデル

の部分のグラウトはほとんど力を負担しておらず、 $x \geq 0$ の範囲のグラウトがそのほとんどを負担しているものと考えられる。そこで大胆ではあるが、図-5に示すような座標原点Oから放射状に配置したバネ要素により、このグラウト部のモデル化を試みた。なお、グラウトは、このバネ要素が引張状態となる力に対してほとんど抵抗しないため、バネ要素の導入範囲 $\tilde{\theta}$ (図-5)は、バネ要素が全て圧縮となるように、何度かの繰返し計算を行った後に決定した。図-5は今回設定した力学モデルである。メス・オス継手の部分の要素は、最適化解析では8節点アイソパラメトリック平面ひずみ要素(積分点は1要素あたり4点)としたが、以下に示す実験結果との比較では試験体の厚みが十分にとれなかったため、これと合せるために平面応力要素を用いている。

解析値と実験値との適合性を検討するために、図-2に示すパイプ継手をモデル化(メス・オス継手とも平面応力要素)し、解析した結果を図-3、4の点線で示す。なお、バネ定数は、グラウトの弾性係数から換算して求めた。解析結果は実験結果と比較して、変形においてはやや小さめに、ひずみにおいては大きめに評価する傾向にある。

### 3. 形状最適化問題の構成

#### 3.1 形状最適化問題の基本

問題の基本は、図-5に示すような、オス継手の部分に基準となる荷重(P)を作用させた有限要素モデルを対象として、後述する応力制約などの各種制約条件を満足し、目的関数(コスト関数)を最小化する継手形状を算出することである。ここで、基準となる荷重とは、有限要素モデルが線形モデルであることから、その継手が発揮しうる最大耐力ではなく、継手の一部が降伏に至る荷重、いわゆる降伏耐力に相当するものである。なお、最適化において、メス継手は後述するLagrange補間に基づく自由な形状をとりうるが、オス継手は従来のパイプ継手と同様な円形形状としている。

#### 3.2 連続体表面形状の取り扱い(Lagrange補間)

連続体の形状最適化問題においては、連続体表面の節点座標が決定変数となる。この節点座標をそのまま設計変数とするのは1.で述べた問題がある。ここでは、表面形状を決定するための基本となる仮想節点(Lagrange補間点)を連続体の表面上に設けて、それを最適化解析における設計変数とし、仮想節点間をLagrange補間により補間することによって、最終的に連続体の表面形状を決定する方法を用いている。

今、 $n$ 個の仮想節点の座標(極座標とする)が与えられている場合を考える。すなわち、 $n$ 個の角度 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ における関数値 $r_1, r_2, \dots, r_n$ ( $r$ は原点からの距離)が与えられている時、 $\theta$ の $(n-1)$ 次多項式で

$$r(\theta_1) = r_1, r(\theta_2) = r_2, \dots, r(\theta_n) = r_n \quad \dots\dots\dots (1)$$

になる $r(\theta)$ を作って補間を行うのが、ここで言うLagrange補間である。 $r(\theta)$ は、次のような式で表される。

$$r(\theta) = \sum_{i=1}^n N_i(\theta) \cdot r_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$N_i(\theta) = \prod_{\substack{j=1 \\ (j \neq i)}}^n \frac{(\theta - \theta_j)}{(\theta_i - \theta_j)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

Lagrange補間は、補間する関数値がいくつあっても、(2)、(3)式によって容易に補間できる事が特徴である。3~5点を適当に与え、その間をLagrange補間した結果を図-6に示す。種々のケースに柔軟に対応しており、継手の表面形状を表現するのに妥当な方法であると考えられる。

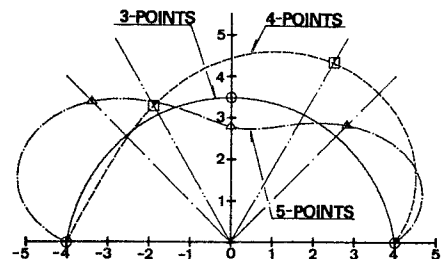


図-6 Lagrange補間の例

しかし、Lagrange 補間はあくまでも多項式であるため、解析上不都合が生じる可能性がある。図-7は、円弧上に5点の補間点と9点の補間点を置き、ある1点だけ  $\Delta r$  という座標の変化を与えた場合の全体形状の変化の状況を示したものである。実線が5点補間、1点破線が9点補間の場合の形状変化である。補間点数が多くなった場合、多項式の次数が増大するため、ある1点の変化が全体の複雑な形状変化を導くことがわかる。今回の最適化では、設計変数毎にその変数が応力や変位などに及ぼす影響、すなわち感度を解析する必要がある。補間次数が多くなった場合、この感度がより敏感になる可能性があり、結果として最適化解析における収束性を低下させる可能性がある。また、最適化後の形状が不自然な形となる可能性もある。

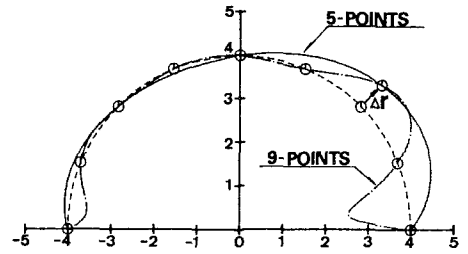


図-7 補間点数の相違による全体形状変化

補間点数を多くした場合、より複雑な表面形状を表現することが可能であるが、上記の問題を考慮した事前の十分な検討が必要である。なお、非常に複雑な形状を表現する場合には、全体の区間をいくつか分割して補間し、1つの Lagrange 補間による補間点数の増大を避けるなどの対応が有効であると考えられる。

### 3.3 設計変数

#### (1) 設計変数 (Lagrange 補間点座標)

設計変数は Lagrange 補間の補間点とし、以下のように表す(図-8参照)。なお、オス継手は円形形状として固定しているため、設計変数はその半径だけである。

(a) メス継手外表面の Lagrange 補間点座標 (n個)  
 $(r_{Ai} \text{ at } \theta_i), i=1 \sim n$  ..... (4)

(b) メス継手内表面の Lagrange 補間点座標 (m個)  
 $(r_{Bi} \text{ at } \theta_i), j=1 \sim m$  ..... (5)

(c) オス継手の半径 (1個)  
 $r_c$  ..... (6)

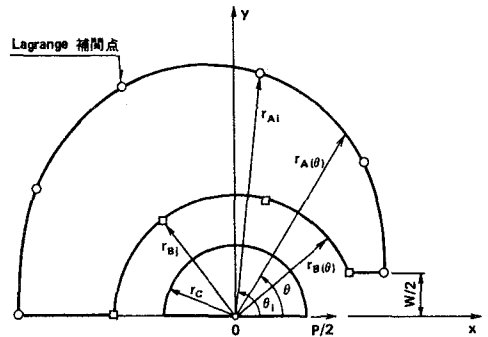


図-8 設計変数と表面形状の近似

以上、計  $(n+m+1)$  値の  $r$  が設計変数となる。これらの設計変数から、以下の式によってメス継手外表面形状  $r_A(\theta)$ 、メス継手内表面形状  $r_B(\theta)$ 、オス継手形状  $r_c(\theta)$  が決定できる。

$$\left. \begin{aligned} r_A(\theta) &= \sum_{i=1}^n N_i(\theta) \cdot r_{Ai} \\ r_B(\theta) &= \sum_{i=1}^m N_i(\theta) \cdot r_{Bi} \\ r_c(\theta) &= r_c \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

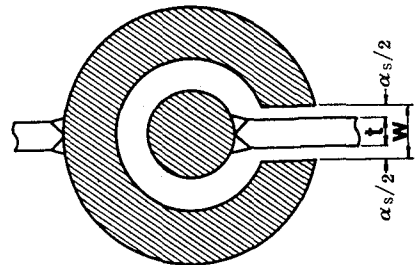


図-9 入力条件と目的関数

#### (2) 入力条件として一義的に与えられる条件

設計変数の他に、入力条件として一義的に与えられる条件として、図-8に示すメス継手のスリット幅  $W$  がある。この  $W$  は、図-9に示すように、オス継手に取り付けられるプレートの板厚  $t$  と、オス継手のメス継手への挿入性を確保するためのクリアランス  $\alpha_s$  の和、すなわち

$$W = t + \alpha_s \dots\dots\dots (8)$$

として与えられる。このWは、最適化の過程で一定である。

### 3.4 目的関数

目的関数は継手の製造コストを表す関数とした。継手の製造コストをCとすると、

$$C = \beta_m \cdot W_m + \beta_f \cdot W_f \quad \dots\dots\dots (9)$$

C : 継手の製造コスト (図-9 のハッチング部のコストを指す)

$W_m, W_f$  : 各々オス, メス継手の重量

$\beta_m, \beta_f$  : 各々オス, メス継手の製造単価

によって表される。なお、

$$W_m = A_m \cdot l \cdot \gamma, W_f = A_f \cdot l \cdot \gamma \quad \dots\dots\dots (10)$$

$A_m, A_f$  : 各々オス, メス継手の断面積

$l$  : 継手の長さ

$\gamma$  : 継手の単位体積重量

の関係式(9)に代入して整理し、目的関数 $O_b$ を次式で定義する。

$$O_b = A_m + \alpha \cdot A_f \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$O_b = C / (\beta_m \cdot l \cdot \gamma), \alpha = \beta_f / \beta_m$$

ここで、 $\alpha$ はメス継手とオス継手の単価比である。パイプ継手と最適化された継手とは製造方法が異なるため、この $\alpha$ もそれに応じて異なってくる。以下に、各継手の $\alpha$ の値と製造方法について簡単に述べる。

#### (a) パイプ継手の場合 ( $\alpha = 2.5$ )

前述したように、メス継手は極厚鋼管の一部をスリット加工して製造するものである。

従って、 $\alpha$ の中の $\beta_f$ は鋼管の材料費とスリット加工費によって構成される。

#### (b) 最適化された継手の場合 ( $\alpha = 3.0$ )

あらかじめ所定の形状のダイスを製作し、加熱した鋼片を強制的に通過させる事により種々の形状の形鋼を製造する「熱間押出法」<sup>16)</sup>によるものとした。この方法によれば、最初から所定の形状の継手を製造することができるため、従来のスリット加工を省略できる。

### 3.5 制約条件

#### (1) 挙動制約条件

この制約条件は、応力および変位に関するものである。

変位制約については、現状、変位制約を課す節点、およびその制約量を確定できていないため、ここでは応力制約のみ考慮するものとした。

$$g_{bi} = \frac{\sigma_{mi}}{\sigma_y} - 1 \leq 0, (i = 1 \sim n) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$n$  : 制約条件の評価点数,  $n = 28$

$\sigma_{mi}$  : von Mises の相当応力

$$\sigma_{mi} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  : 主応力

$\sigma_y$  : 継手の降伏応力度。鋼材の材質は、規格最小降伏点が  $3300 \text{ kgf/cm}^2$  のものを用いるものとして  $3300 \text{ kgf/cm}^2$  と設定した。なお、2章、5章に示す実験では、試験体製作の関係上、ここで設定したものとは異なる材質の鋼材を用いている事、および鋼材強度は元

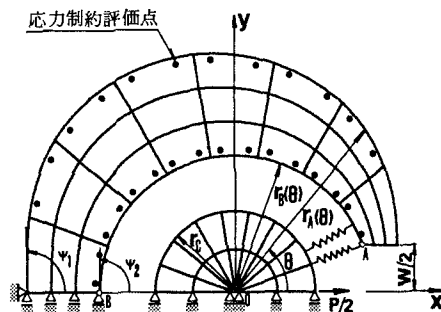


図-10 最適化解析モデル

来バラツキを有している事から、ここでの降伏応力度と試験体のそれは若干異っていることに注意を要する。

応力制約は、メス継手内・外表面近傍の有限要素積分点において評価した(図-10参照)。ただし、このうち拘束条件を導入している事に起因して応力集中が発生している要素、および後述する側面制約がアクティブとなって、発生応力が小さい要素については評価の対象外とした。また、オス継手については、後述する側面制約(式(14))を満足する範囲内で、荷重作用点近傍の応力集中部を除けば発生応力がわずかであることを考慮して、応力制約を課さないこととした。なお、メスおよびオス継手に生ずる上記応力集中は、本来有限な幅で拘束条件を導入したり、荷重を作用させたりすべきところを1つの節点で代表させた事により生じているものであり、あくまでモデル化上の問題である。

## (2) 側面制約条件

以下のような条件を導入した。

$$g_{s1} = \frac{r_A(\theta)}{R_A} - 1 \leq 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$g_{s2} = 1 - \frac{r_c}{R_c} \leq 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$g_{s3} = 1 - \frac{(r_A(\theta) - r_B(\theta))}{T_{min}} \leq 0 \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$g_{s4} = 1 - \frac{(r_B(\theta) - r_c)}{CL} \leq 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$g_{s5} = \frac{|\cot \Psi_i|}{S_a} - 1 \leq 0, \quad (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで、

$g_{s1}$  : 製造上の観点からメス継手の最大外径を制約する条件。  $R_A = 100 \text{ mm}$  と設定。

$g_{s2}$  : オス継手の外径が小さすぎると、スリット部より抜け出してしまうため、オス継手の最小外径を制約した。  $R_c = W/2 + \alpha_c$ 、 $\alpha_c$  は抜け出しに対する余裕量。

$g_{s3}$  : メス継手の最小肉厚の規定。  $T_{min} = 8 \text{ mm}$  とした。

$g_{s4}$  : メス継手とオス継手のクリアランス確保のための条件。このクリアランスは、オス継手のメス継手への捜入性を確保する目的とグラウトの流動性確保のために設けられるもの。CLはこのクリアランスの最小値で、上記の要因を考慮して設定する。

$g_{s5}$  : メス継手の内表面・外表面の勾配を、x軸上で連続させるための条件(対称条件)。  $S_a$  は  $|\cot \Psi_i|$  の最大値であり、ここでは、  $S_a = 1.0 \times 10^{-3} (\Psi_i, (i=1, 2))$  の角度が  $90$  度に対して  $\pm 0.057$  度以内となる条件)と設定した。

なお、(13)~(16)式は、メス継手の内表面の端点A、B(図-10)と座標原点Oを結んだ線分のなす角度を  $9$  等分した線上で評価した。

## 3.6 最適化解析の流れ

今回の最適化解析の流れを示したものが図-11である。ここで、オブティマイザーは逐次線形計画法により構成される部分であり、目的関数、制約条件の値が入力され、改訂された設計変数が出力される。なお、オブティマイザーは汎用最適化プログラムADS<sup>(14)</sup>を用いた。

最適化解析を行う場合、図-11に示すように、まず第一に初期値を与える必要がある。しかし、この初期値の与え方によっては解が発散したり、繰り返し計算回数が多くなったりする問題が生ずる。そこで、まずオス・メス継手ともに円形状とした場合の最適解を求め(1次最適化)、次にこの解を初期値として最終的な最適解(2次最適化)を求めることとした。このような2段階のステップを踏む事により、安定、

かつ少ない繰り返し計算で最適解を得ることができる。

#### 4. 形状最適化解析と考察

##### 4.1 妥当性検証のための解析例

解析方法の妥当性を検討するために、図-2に示したパイプ継手と同一の降伏耐力、スリット幅Wを有する継手の形状最適化を行った。なお、オス継手の外径  $r_c$  (式(4))、オス継手とメス継手の間のクリアランス量 (式(6)) は、図-2のパイプ継手と同等かそれ以上の値をとるように制約条件で規定した。前記した制約条件式の中の基準値、その他を以下に示す。

- $\sigma_Y = 3300 \text{ kgf/cm}^2$
- $R_A = 100 \text{ mm}$
- $R_c = 19 \text{ mm}$
- $T_{\min} = 8 \text{ mm}$
- $CL = 13 \text{ mm}$
- $S_a = 1.0 \times 10^{-3}$
- $W = 22 \text{ mm}$

オス継手に作用させる荷重は、パイプ継手の解析結果に基づき、 $P = 113 \text{ tonf/M}$  (継手の奥行き方向長さ当たり) とした。また、パネ要素は2.2と同様に、グラウトの弾性係数が、 $1.8 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$  として評価した。Lagrange補間点数は、 $n=7, m=5$  とし (全設計変数数=13)、初期値はパイプ継手の形状を与えた。最適化解析 (逐次線形計画法) は10回の繰り返し計算で単調に収束しており、結果をまとめて図-12に示す。

最適形状はパイプ継手の発生応力が少ない部分の肉厚が減少する形状となっており、目的関数は9.2%、断面積は21.2%の削減が図られている。図-12の応力分布からも分かるように、応力制約の

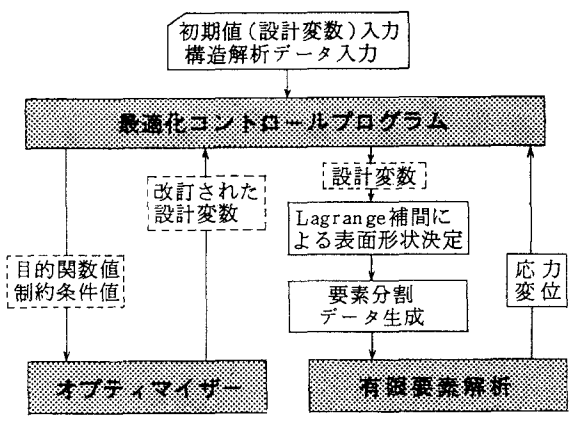


図-11 最適化解析の流れ

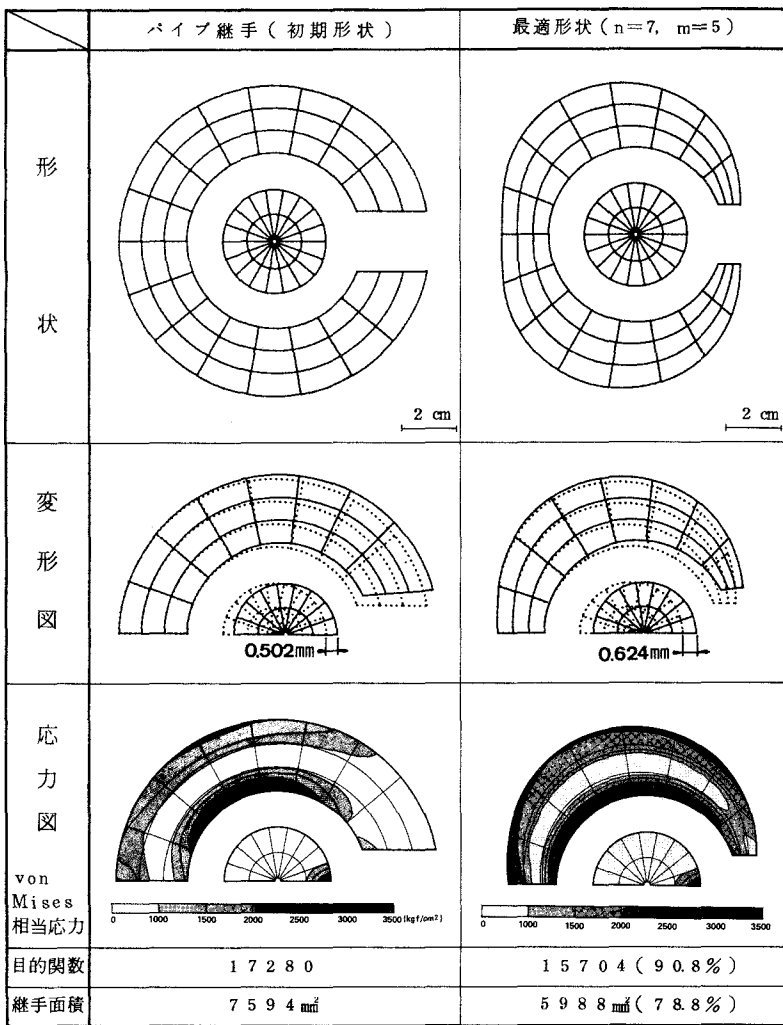


図-12 最適化解析結果



中では、メス継手内表面近傍の要素積分点における制約がアクティブとなっている。また、側面制約では、スリット近傍のメス継手の肉厚制約（式09）、クリアランス制約（式06）、オス継手の外径制約（式04）がアクティブとなっており、いずれも最小値に至っている。結果として、メス継手の内面形状およびオス継手の形状は、初期値としたパイプ継手のそれと変化していない。

最適形状の継手は目的関数、断面積の減少が図られており、変形状、応力分布もそれに対応した妥当な結果を与えているものと評価できる。

#### 4.2 Lagrange補間点数の相違が解に及ぼす影響

ここでは、Lagrange補間点数  $n$ 、 $m$  の違いが解に及ぼす影響について考察する。図-13は、4.1に示した解析例と同一の条件を用い、Lagrange補間点数  $n$ 、 $m$  を各々変化させた場合の目的関数、逐次線形計画法の繰り返し計算回数の変化を示したものである。この図から、 $n$ 、 $m$  を大きくすると、目的関数が減少するものの、 $n$ 、 $m$  がある程度大きくなるとその減少率は比較的小さくなることが分かる。目的関数の減少は、 $n$ 、 $m$  の増大に伴って、Lagrange補間がより複雑な表面形状を表現することが可能となるためと考えられる。

一方、繰り返し計算回数は、 $n \leq 5$  の範囲では  $n$ 、 $m$  の増大に伴って増加するが、 $n \geq 6$  では必ずしもそのような傾向はなく、どちらかといえば  $n$  と  $m$  の組合せに依存しているようである。特に、 $(n=7, m=5)$  の場合、この繰り返し計算の回数が顕著に大きくなっている。

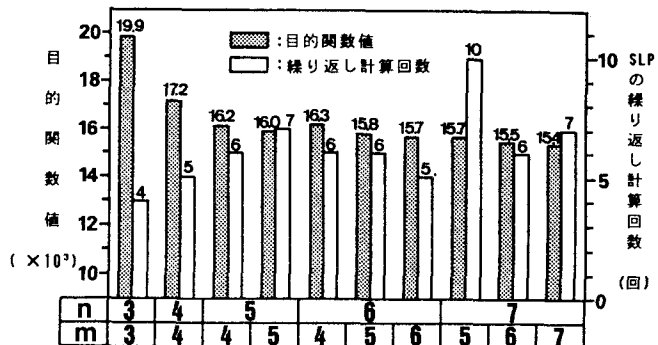


図-13 補間点数の相違による目的関数、計算回数の変化

図-14は、図-13に示した結果のうち特徴的な形状を持つケースについて、

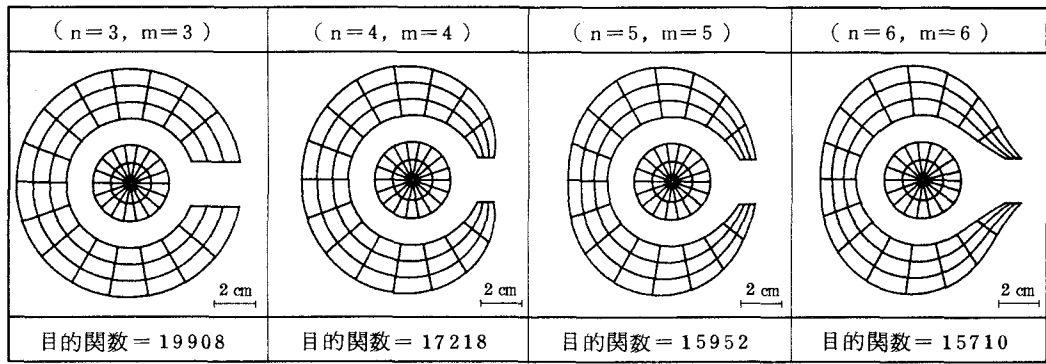


図-14 Lagrange補間点数の相違による最適形状の変化

解析結果を示したものである。 $(n=3, m=3)$  の場合は、初期形状と全く同一であるが、 $(n=4, m=4)$ 、 $(n=5, m=5)$  の場合、次第に最適化が図られている様子が分かる。しかし、 $(n=6, m=6)$  の場合は、目的関数そのものは減少しているものの、スリット部近傍が外側へ飛び出すような不自然な形状となっている。このような結果は、 $(n=7, m=6)$ 、 $(n=7, m=7)$  の場合にも現れている。

以上のように、補間点数を大きくすると目的関数は減少するものの、不自然な形状が得られたり、繰り返し計算回数が多くなったりする。特に、繰り返し計算回数は、 $n$  と  $m$  の組合せにも依存しているようで

ある。これらの事から、補間点数の設定に当たっては事前に十分な検討が必要であると考えられる。

4.3 1次・2次最適化に基づいて算出された最適形状継手

解析手法の妥当性の検証、Lagrange 補間点数の解に及ぼす影響評価を踏まえ、ここでは耐力（降伏耐力）別に算出した解析結果の一例を示す。なお、最適化解析は安定かつ少ない計算時間で解を得るために、前述した2段階のステップを踏んでいる。解析条件を表-1に示す。なお、1次最適化におけるオス・メス継手ともに円形形状であるとした場合の解析では、表-1のいずれのケースにおいても、以下に示す同一

表-1 解析条件

| ケース | 作用荷重<br>$P(\text{tf/M})$ | Lagrange 補間点 |   | $W$<br>(mm) | $\sigma_y$<br>(kgf/cm <sup>2</sup> ) | $R_A$<br>(mm) | $R_C$<br>(mm) | CL<br>(mm) | $T_{min}$<br>(mm) | $S_a$ |
|-----|--------------------------|--------------|---|-------------|--------------------------------------|---------------|---------------|------------|-------------------|-------|
|     |                          | n            | m |             |                                      |               |               |            |                   |       |
| 1   | 60                       | 6            | 4 | 16          | 3300                                 | 100           | 16            | 14         | 8                 | 0.001 |
| 2   | 150                      | 6            | 4 | 19          | 3300                                 | 100           | 17.5          | 14         | 8                 | 0.001 |
| 3   | 280                      | 6            | 4 | 26          | 3300                                 | 100           | 21.0          | 14         | 8                 | 0.001 |

の初期条件を与えている。

$r_{Ai} = 80 \text{ mm} \quad (i=1\sim6)$

$r_{Bj} = 42 \text{ mm} \quad (j=1\sim4)$

$r_c = 28 \text{ mm}$

1次最適化における最適形状と最終的な最適形状（2次）をならべて図-15に示す。いずれの解析においても、安定に解が算出されている。

5. 実験による解析結果の検討

5.1 実験の概要

図-12、16に示す、パイプ継手と最適形状の継手の試験体、計4体を製作して引張試験を行った。メス継手の試験体は、いずれも板厚32mm（SS41材）の厚板から切り出して製作し、オス継手は棒鋼を使用した。試験体は、最終的に前述した図-2に示すように加工し、最もひずみが大きくなると予想される部位にひずみゲージを計4枚（位置は図-2と同一）貼りつけて計測するとともに、標点区間（図-2と同一の位置）の変位を測定した。なお、使用した厚板の降伏応力度は3000kgf/cm<sup>2</sup>であり、グラウトの圧縮強度は570kgf/cm<sup>2</sup>である。

5.2 実験結果と考察

写真-2、3に、最適形状継手の終局状態を示す。図-17、18は、各々図-12、16の

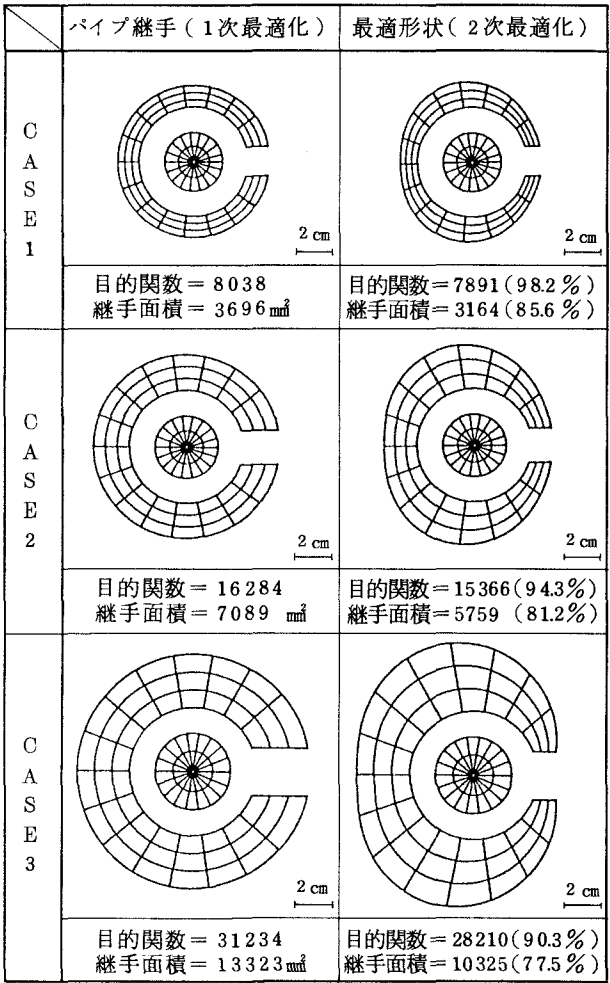
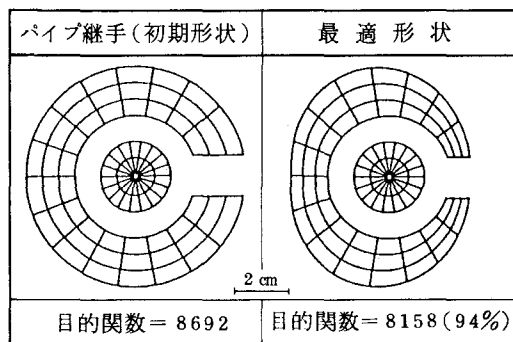


図-15 耐力別最適形状の一例

継手の荷重－変位および荷重－ひずみ関係である。ここで、ひずみは図－2に示した①と②のひずみ値の平均値と③と④の平均値を示した。なお、図－17, 18に示す計算上の耐力（降伏耐力）は、解析時に設定した降伏応力度と試験体のそれとが若干異なる事、および最適化解析では実状に即して継手を平面ひずみ状態としたが、実験では試験体の関係上平面応力状態の結果となった事を考慮して、図－12, 16に示した継手を、平面応力状態、降伏応力度  $3000 \text{ kgf/cm}^2$  として、再度有限要素解析を行って得たものである。荷重－変位関係に注目すると、剛性・最大耐力ともにパイプ継手の方が大きい値を示しているが、最大耐力はいずれも計算上の耐力以上であった。荷重－ひずみ関係に注目すると、計算上の耐力以下では、パイプ継手、最適形状の継手ともに良い一致を示している。



図－16 実験の対象とした継手の1つ

本実験でひずみを計測した部位は、パイプ継手においては最も大きな応力が生ずる部分であり、また最適形状の継手においては応力制約がアクティブな制約条件として効いている部分である。従って、解析上でも両者は同一荷重で同一ひずみに至る結果を示すことになる。計算上の耐力までの実験結果は、この解析結果を良く反映している。これは本最適化解析の妥当性を示すものと評価できる。

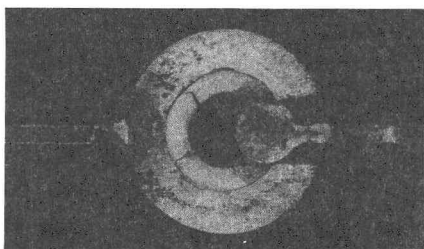
しかしながら、計算上の耐力以上の範囲では、両者の挙動に相違が生じている。たとえば、前記のように各々の最大耐力には違いがある。以下では、両者の差異が生じた理由について言及する。

図－12に示した、継手の応力分布図、特にメス継手の内表面の応力状態に注目すると、最適形状の継手はパイプ継手と比較して、最適化が図られた結果として広い範囲で降伏応力に至っている。従って、最適形状の継手は、メス継手内表面が降伏域に入った時点で継手の伸び変形およびスリット部の開きが急激に増大し、終局（オス継手の抜け出し）に至る事になる。これに対してパイプ継手は、降伏域の範囲が狭いため、伸び変形、スリット部の開きとともに急激には大きくならない。従って、さらに耐力が上昇する挙動を示し、降伏域がある程度の大きさまで進展した時点で最大耐力、終局に至ることになる。このように、パイプ継手と最適化された継手の挙動の相違は、メス継手の内表面が降伏域に入った際の、この降伏域の分布性状に起因して生じているものである。最適化の基礎とした有限要素モデルは線形モデルであるため、降伏以降の現象をフォローすることができない。従って、実験で現れた計算上の耐力以降の挙動の相違は今回の解析の妥当性を否定するものではなく、本解析モデルの限界に起因するものである。

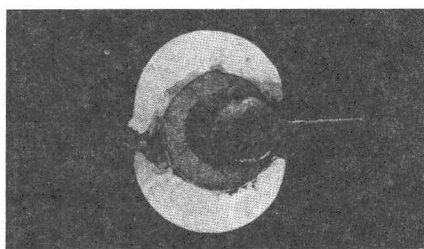
設計上、継手の耐力は、今回の解析で指標とした降伏耐力以外に、最大耐力、剛性等を勘案して決定されるべきものである。今回の解析は、その中の1つの指標を対象としたものにすぎないため、今後、本研究における知見に基づいて、前述したような種々の指標を組み入れた解析方法に関する研究・開発を行っていく必要がある。

## 6. おわりに

本論文では、地下連続壁用パイプ継手の形状を最適化するために、有限要素法と逐次線形計画法とを組み合わせた形状最適化システムを構成した。この際、いくつかの節点座標をLagrange補間して表面形状を近似する手法を導入し、設計変数の低減を図っている。結果として、コスト、重量ともに低減された継手を得ることができた。また、解析結果に基づいて製作した試験体の引張試験を行った結果、本解析で前提とした範囲内で、妥当な結果が得られていることを確認することができた。なお、得られた知見・結果をまとめると以下のようになる。

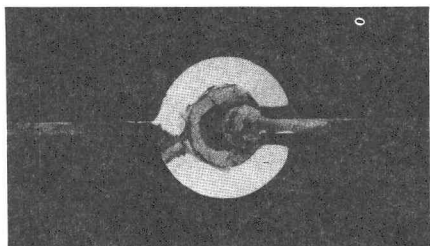


パイプ継手（初期形状）

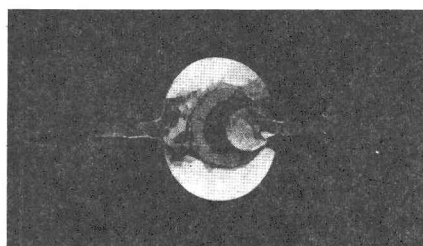


最適形状

写真-2 終局状態（図-12の継手）



パイプ継手（初期形状）



最適形状

写真-3 終局状態（図-16の継手）

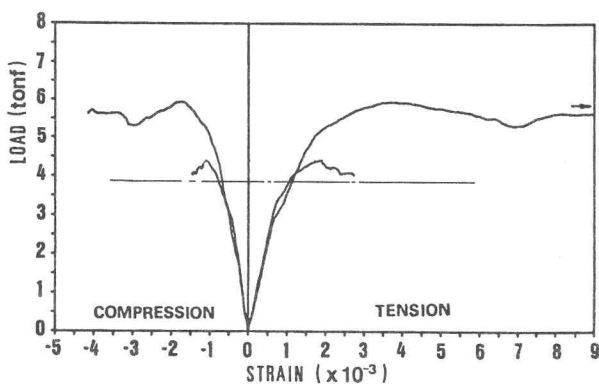
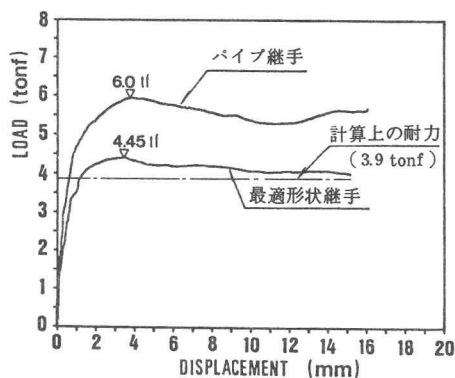


図-17 図-12に示す継手の実験結果

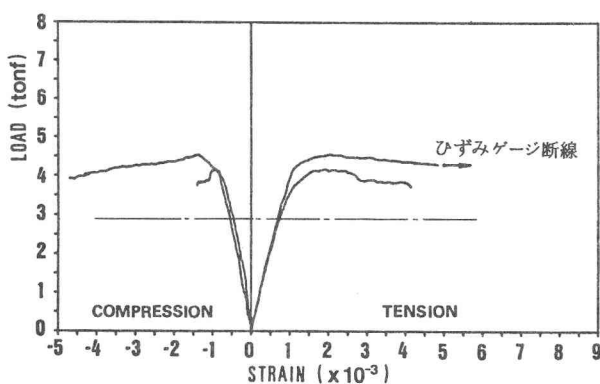
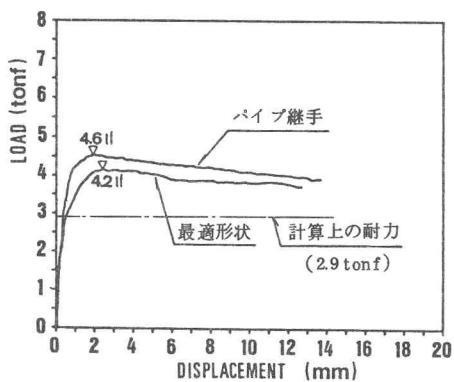


図-18 図-16に示す継手の実験結果

- (1) Lagrange 補間による連続体表面形状の近似は、設計変数の低減による解析効率の増大に寄与し、連続体の形状最適化問題において有効な方法の一つである。
- (2) Lagrange 補間を用いた場合、その補間点数の決定について十分な検討が必要である。補間点数が多くなった場合、最適化解析の繰り返し計算回数が増大したり、不自然な形状が得られたりする可能性がある。
- (3) 最適化解析により、目的関数、重量の低減が図られた最適形状継手を得ることができた。また、実験結果によれば、解析の前提とした範囲内（降伏耐力以下）では、解析結果の妥当性を確認することができた。しかし、設計上、継手の耐力は降伏耐力、最大耐力、剛性に基づいて総合的に決定されるべきものである。今回の解析では、この中の 1 つの指標である降伏耐力のみに基づいているため、今後、最大耐力、剛性をも考慮した解析手法の構成が必要である。

#### 参考文献

- 1) 岡原美知夫：地下連続壁の本体利用に関する現状と動向—土木構造物，基礎工，Vol. 15, No. 11, pp. 12~15, 1987
- 2) 海野隆哉：地下連続壁を用いた函型剛体基礎の設計・施工，コンクリート工学，Vol. 22, No. 6, 1984
- 3) 海野隆哉，梅原俊夫，棚村史郎：連続剛体基礎鉛直継手に関する性能試験，構造物設計資料，No. 89, pp. 14~18, 1987
- 4) 海野隆哉，棚村史郎，秋山暉：連壁剛体基礎鉛直継手の構造特性に関する実験的研究（その 4）パイプ型継手の強度特性，土木学会年次学術講演会 V，pp. 276~277, 昭和 62 年 9 月
- 5) 内藤禎二，田中幸一，坂手正明：地中連続壁基礎における剛結継手に関する実験的研究—その 1 実験概要および継手の単純引張実験，土木学会年次学術講演会 V，pp. 698~699, 昭和 63 年 10 月
- 6) 菅野良一，小門武，沖本真之，伊佐隆善，猪野完：鋼とコンクリートのサンドイッチ型合成構造より構成される井筒基礎—鋼製連続地中壁工法—，合成構造の活用に関するシンポジウム論文集（土木学会），pp. 287~296, 1986
- 7) 沖本真之，菅野良一，藤井康盛，伊佐隆善，川上圭二，田崎和之：鋼製連続地中壁工法の開発，製鉄研究，328 号，pp. 68~73, 1988
- 8) 海野隆哉，佐々木光春，高木芳光：青森大橋（仮称）連壁剛体基礎の設計，基礎工，Vol. 15, No. 11, pp. 44~51, 1987
- 9) Gallagher, O.C. and Zienkiewicz, O.C. (川井忠彦，戸川隼人監訳)：最適構造設計 基礎と応用，培風館，pp. 111~126, 1977
- 10) 長谷川明：2 次元連続体の形状最適化のための要素面積均一化分割，構造工学論文集，Vol. 34A, 1988
- 11) 土木学会構造工学委員会編：構造工学シリーズ 1 構造システムの最適化—理論と応用—，土木学会，pp. 191~195, 昭和 63 年 9 月
- 12) Miyamoto, Y., Sugimoto, H. and Iwasaki, S.: On Study of Shape Optimization of 2-Dimensional Elastic Bodies by BEM, Inter. Conf. on BEM in Engineering, pp. 403~412, 1986
- 13) 山村和人，杉本博之：熱伝導物の境界形状最適化に関する基礎的研究，構造工学における数値解析法シンポジウム論文集，第 12 巻，pp. 103~108, 1988
- 14) Vanderplaats, G.N. and Sugimoto, H.: A General-Purpose Optimization Program for Engineering Design, Computers & Structures, Vol. 24, No. 1, pp. 13~21, 1986
- 15) たとえば，鷲津久一郎：有限要素ハンドブック I 基礎編，培風館，pp. 138~141, 昭和 58 年
- 16) 日本鉄鋼協会編：鉄鋼製造法 第 3 分冊 加工(2)，丸善，pp. 801~804, 1983

(1988 年 10 月 12 日受付)