

沈埋トンネル用ゴムガasketの有限要素法解析

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF RUBBER GASKET FOR JOINTS OF IMMERSED TUNNEL

清宮 理^{*}、菊池 愛子^{**}、幕田 宏^{**}、熊谷洋司^{***}、鈴木英二^{***}

Osamu KIYOMIYA, Aiko KIKUCHI, Hiroshi MAKUTA, Yohji KUMAGAI and Eiji SUZUKI

- * 工博 運輸省港湾技術研究所 構造強度研究室長 (〒239 横須賀市長瀬3-1-1)
 ** 三菱重工業(株) 横浜研究所 構造強度研究室 (〒231 横浜市中区錦町12)
 *** 三菱重工業(株) 横浜製作所 鉄鋼技術部 (〒231 横浜市中区錦町12)

Rubber gaskets installed at joint parts of an immersed tunnel are subjected to large compressive force during sinking operation and earthquakes. Finite Element Method for hyperelasticity material is developed to estimate safety of the rubber gasket for both compressive force and lateral force. Through the comparison between calculation results and test results, this calculation model can explain well the behavior of the rubber gasket by above mentioned forces. Hardness of the rubber gasket, its configuration and friction for steel bulkhead play a significant role in its bearing capacity and deformation. We should pay attention to small friction because it gives large lateral movement and strain to the rubber gasket by static water pressure in sinking operation.

Key Words: rubber gasket, finite element method, incompressible elasticity, immersed tunnel

1. まえがき

沈埋トンネルの接合部にゴムガasket¹⁾が、一般的に用いられている。ゴムガasketを用いた柔継手を沈埋函に設けることにより地震、温度変化、地盤沈下などによる変形を吸収し函体の軸圧縮力を大幅に低減できる。ゴムガasketの主要な機能は、これら軸圧縮力を吸収することおよび止水性の確保である。最近沈埋トンネルの設置水深が深くかつ地震外力も大きくなり、ゴムガasketに大きな変形性能と高強度が要求されつつある。従って、従来の形式のゴムガasketでは対応できなくなっており、新形式のゴムガasketの開発が要求されている。ゴムガasketの圧縮特性、変形特性などは従来載荷試験により確認されてきたが、実験手法の制約や実験費用の観点から有限要素法により検討することが望まれている。

ゴム材の特徴として材料非線形性と幾何学的非線形性の両者を考慮する必要がある。とくにゴム材は変形を生じても体積が初期の体積とほとんど変わらない特質を有する。これらの特徴を有するゴム材の有限要素法による計算手法は、Oden²⁾により提案された。Odenは、Lagrangeの未定乗数法に基づき変位増分法でゴム材の解析を行った。またHagglblad,³⁾Peekenら^{4),5)}は、Penalty関数法により解析を行った。これらの解析手法は、自動車のタイヤ、ゴムパッキング^{6),7),8)}などに適用された。また一

般の汎用有限要素プログラムでもゴム材の荷重を受けたときの変形性状などの計算ができる。しかしながらこれらの方法では、解がなかなか収束せずある程度までのひずみレベルまでしか計算できないことが多い。とくに高圧縮力を受け等方応力成分(静水圧成分)が大きいと解の収束性が悪い。従来ゴム材を高圧縮力下で使用することが希だったため、実用上あまり問題視されてなかった。しかしゴムガasketのように地震時に大きな圧縮力を受けるときの安全性を評価する場合に、ある荷重レベルまでしか通常解が得られず十分な解析機能を保有していない。所定の荷重レベルまでの解を得るために要素の分割方法や変位増分を非常に細かくするなど相当な工夫を要する。そこで今回高圧縮力下でも比較的少ない変位増分で安定して解が得られる手法⁹⁾の整備を行った。

2. ゴムガasketの概要

(1) 構造の特徴

図-1に沈埋トンネルの柔継手の構造を示す。この柔継手は、沈埋函同志を接合し地震力、地盤沈下、温度変化などによる軸力と曲げモーメントを吸収する。柔継手の構成材料はゴムガasketとPCケーブルであり沈埋函の端部(バルクヘッド)に外壁に沿って取り付けられる。ゴムガasketは柔継手に与えられる軸圧縮力に、PCケーブルは引張力にそれぞれ抵抗する。ゴムガスケ

ットとしてジーナ型が良く用いられる。このゴムガスケットは、台形の本体にノーズと呼ばれる接合時の仮止水用の突起が頭部に取り付けられている。

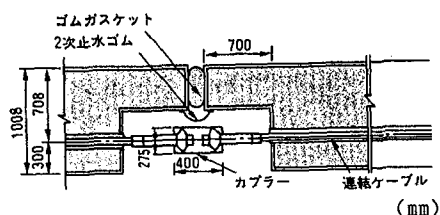


図-1 柔継手の構造

(2) 材質の特徴

ゴムガスケットの材質は、天然ゴムが一般的であるが合成ゴムも時として用いられる。天然ゴムに炭素や硫黄などを加え加熱する事(加硫)により強度、耐久性、変形性などを高めている。ゴム材は、荷重をかけると変形が直線的でなく強い非線形性を示す。ゴムガスケットの軸圧縮に対する荷重と変位の関係を図-2に示す。荷重が増加するにしたがい変位も増大するが、ある荷重以上になると変位が進まず剛体のような挙動を示す。ただし載荷と除荷とで荷重と変位の経路が異なる。除荷すると原点に戻るとともに元の形状に戻り塑性変形しない性質がある。また変形中に体積がほとんど変わらずポアソン比は0.5に近い。このことからゴム材は、超弾性体¹⁰⁾と呼ばれている。変形中の工学ひずみ量は100%を有に越え、微小変形理論を用いることができない。またゴム材の破壊に至る終局強度^{11), 12)}は、応力値でなくひずみ値で規定される。一般的に一軸状態では500%、二軸状態では200%を越える引張ひずみが生じると破断する。

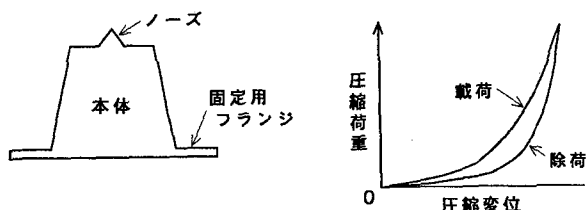


図-2 ゴムガスケットの形状と荷重と変位との関係

3. 解析方法

ゴム材は、大変形と非圧縮の特性を持つが、特に沈埋トンネルガスケットのように大きい圧縮応力が働くと解が不安定となりやすい。本研究では材料の非圧縮性の取扱いに精度のよいLagrange未定乗数法を採用するとともに、反復計算中の変位増分量を制御することにより収束を安定させ、実用的な解析法を整備した。ただし、単調載荷のみの解析であり、除荷および繰り返しの解析は解析アルゴリズムが完成されておらず今回行っていない。

(1) 超弾性体の定式化¹³⁾

ゴム材は可逆な大変形を示すので、超弾性体として扱

う。超弾性体とはTruesdellの定義によれば、「ある物体が単位質量当たりの歪みエネルギー関数を持ち、単位質量当たりの歪みエネルギーの変化の割合が応力により仕事をする割合に等しいように作られたひずみテンソルの解析関数であるとき、その物体を超弾性体」という。従ってひずみの各成分が独立に変化する一般の場合、応力は次式で表される。ひずみに関しては2次の項まで考慮するグリーンひずみ¹⁴⁾で取り扱う。

$$S_{ij} = \frac{\partial \tilde{W}}{\partial E_{ij}} \quad (1)$$

ここで S_{ij} : 第2種 Piola-Kirchhoff応力テンソル

$\tilde{W}$: 単位体積当たりのひずみエネルギー関数

E_{ij} : Greenのひずみテンソル

しかしゴム材は、有限ひずみの領域でもほとんど体積変化がなくポアソン比が0.5となる。非圧縮状態では、変形前後の密度が不変でかつ体積変化がないので、変形勾配テンソルを用いて表現すれば次式となる

$$\det F = |\partial Y_i / \partial X_j| = 1 \quad (2)$$

ここで F : 変形勾配テンソル

X : 変形前位置ベクトル

Y : 変形後位置ベクトル

であり、変形テンソル不変量で表せば次式となる

$$I_3 = \det C = |F^T| \cdot |F| = 1 \quad (3)$$

ここで I_3 : 三次の変形テンソル不変量

C : 変形テンソル $C = F^T F$

変形テンソルとひずみテンソルの間には、

$$C_{ij} = 2 E_{ij} + \delta_{ij} \quad (4)$$

$$\delta_{ij} = \text{クロネッカーのデルタ関数} \begin{cases} 1 & (i = j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases}$$

の関係があり、従って非圧縮の条件式(3)は、ひずみに対する付帯条件となるためゴム材のつり合い状態は非圧縮の付帯条件の下での歪みエネルギー関数の停留条件を求めることによって得られる。一般に弾性体ではひずみエネルギー関数は変形テンソルの不変量 I_1, I_2, I_3 の関数である。しかしゴム材のように変形による体積変化が不変であると仮定した非圧縮性材料では $I_3 = 1$ となるため、ひずみエネルギー関数は次式のように I_1, I_2 のみの関数となる。

$$\tilde{W} = \tilde{W}(I_1, I_2) \quad (5)$$

ひずみエネルギーの関数形^{15), 16)}として、Neo-Hookean, Mooney-Rivlin, Signorini, Klossner-Segal, James, Green

n&Sim-pon等が関数形を提案しており、これらを統一的に扱える形として(6)式がある。

$$\widetilde{W}(I_1, I_2) = \sum_{m,n} c_{mn} (I_1 - 3)^m \cdot (I_2 - 3)^n \tag{6}$$

I_1 : 一次の変形テンソル不変量 $I_1 = C_{ij}$
 I_2 : 二次の変形テンソル不変量
 $I_2 = 1/2 (C_{ij}C_{ij} - C_{ij}C_{ji})$

次式に示すMooney-Rivlinの提案式は、 $m=1, n=0$ と $m=0, n=1$ としており、ゴム材の解析で良く使用される。今回の計算でもこの提案式を使用する。

$$\widetilde{W}(I_1, I_2) = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) \tag{7}$$

(2) 非圧縮の定式化

今回計算の対象とした沈埋函用のゴムガasketは、大きい圧縮応力が発生することより解析が不安定になり易く、このため誤差は極力排除しなければならない。従って本研究は精度のよいLagrange未定乗数法により完全非圧縮性を付帯条件式とした定式化を行った。

Lagrange未定乗数法を用いて一般化された歪みエネルギーは次式で表される。次式の第2項は、Lagrangeの未定乗数法により導かれた非圧縮のためのポテンシャルである。非圧縮条件は(3)式で表されるが、変形範囲内で関数が滑らかに変化するように、下記の $g(I_3)$ を付帯条件式とした。 a, b は固定定数でありパラメトリックスタディにより収束性の良好な定数を決定した。

$$\widetilde{W} = W(I_1, I_2) - 0.5Pg(I_3) \tag{8}$$

ここで W : 一般化ひずみエネルギー

P : 静水圧用変数
 $g(I_3) = a(I_3^b - 1)$: 非圧縮性を表す付帯条件式で $a = 3.0, b = 0.167$ とする。

(3) 摩擦と接触の解析方法^{17) 18) 19)}

図-3で、 A と B はバルクヘッド(剛体として取り扱う)の節点、 J, K および L はゴム材の節点であり、計算のステップで節点 K がバルクヘッドの内部にくいこんだ状態を示している。接触条件を満たすために節点 K を、辺 AB 上に押し返さなければならない。それは節点 A, B 及び節点 K が更に変位して節点 K と辺 AB 上の点 C との相対変位が0となることを意味しており、この条件は次式で表わされる。

$$d_K + \Delta u_K - \beta \Delta u_A - (1 - \beta) \Delta u_B = 0 \tag{9}$$

ここで d_K : K から線分 AB におろした垂線の長さ、
 $\Delta u_A, \Delta u_B, \Delta u_K$: 節点 A, B および K の変位増分
 β : 線分 A_1B_1 と線分 A_1C との比

上式にLagrangeの未定乗数 λ_K を乗じて接触力ポテンシ

ヤル(W_K)を定義する。

$$W_K = -\lambda_K \{ d_K + \Delta u_K - \beta \Delta u_A - (1 - \beta) \Delta u_B \} \tag{10}$$

接触力ポテンシャルを含めた全体ポテンシャルの極値を求めれば、節点 K と辺 AB の上の C 点の相対変位が0となるように変位増分が求解され、 λ_K は接触力として求められる。これ以降は節点 K の変位を辺 AB に沿った方向のみに限定し、また摩擦力はクーロンの法則に従うとする。つまり節点 K に働く接線方向力が最大摩擦力(=垂直方向力×摩擦係数)より小さい範囲では節点 K を接触面に固着させる。その後接線方向力が増加する。最大摩擦力を超えた場合は、節点 K が辺 AB 上を滑るとして(接線方向力)-(垂直方向力×摩擦係数)を不平衡力として解放する。また節点 K に接触面から離す垂直方向力が生じた場合は、接触点から除外し残差力(=外力-内力)を不平衡力として解放する。

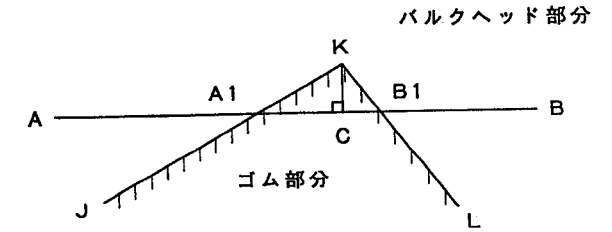


図-3 接触部分の処理

(4) 変分原理と増分解析法

式(8), 式(10)の和を全体のポテンシャルとすると、その極値では次式が成り立つ。

$$\int_{V_0} \left\{ \frac{\partial \widetilde{W}}{\partial E_{ij}} \delta E_{ij} + \frac{\partial \widetilde{W}}{\partial p} \delta p \right\} dv - \int_{S_0} T_i \delta u_i ds + \sum \delta W_K = 0 \tag{11}$$

ただし $\frac{\partial \widetilde{W}}{\partial E_{ij}} = S_{ij}$: 第2種 Piola-Kirchhoffの応力
 T_i : 変形前の表面に作用している表面力
 V_0 : 変形前の体積領域
 S_0 : 表面力の作用している変形前の表面領域
 W_K : 接触力ポテンシャル

$\frac{\partial \widetilde{W}}{\partial E_{ij}} \delta E_{ij}$ はゴム応力、 $\frac{\partial \widetilde{W}}{\partial p} \delta p$ は静水圧、 δW_K は接触点変位の変動によるポテンシャル変化、他の2項は表面力、体積力によるポテンシャル変化を表わす。この式を離散化することによりゴム変位増分、静水圧増分、接触力増分と荷重増分の関係が得られる。上記釣合方程式の解法としては、Newton-Raphson法²⁰⁾を用いる。ゴムの変形と応力は強い非線形性を示すため、変位増分

が十分小さくないと変形経路に追従できず、収束途中の変位誤差により発散しやすい。従って反復計算中の変位の増加量を一定値以下に制限する。その値は、解の精度と計算スピードに直接影響するため課題に応じて選択するが、今までの実績より今回は構造寸法の約1/100を使用している。また連立方程式の解法にピボッティング処理機能（連立方程式の各係数を極力そろえて計算中に桁落ちしないようにする操作）を保有するスカイライン法²¹⁾を使用した。

4. 計算条件

(1) 対象とするゴムガスケット形状

計算の対象とするガスケットの形状は、図-4に示す5ケースである。ケース1は、ジーナ型と呼ばれ現在広く沈埋トンネルの柔継手に使用されている。台形の本体にノーズと呼ばれる突起が取り付けられ下端にはパルク

に及ぼす影響も調べることを目的としている。ケース3は、本体上端を円形にした形状でノーズの役割を円形部分で代用するものである。ケース4は、ジーナ型の本体下端に空洞を設けた形状で変形性能を大きくできる形状とした。ケース5は、ジーナ型の本体の両側の肩を落とした形状であり変形性能を向上させるものである。ケース3-5は、いずれもケース1より大きな変形能力を得るため考案された形状である。

(2) 計算条件

図-5にケース1での要素分割を示す。4角形の平面ひずみ要素を使用し、要素数が118、節点数が148である。図-6にゴム材の硬度50度の応力とひずみとの関係を示す。ここで硬度とは、ゴム材特有の強度を示す指標で硬度計で測定される。硬度の値が大きいほど堅いゴム材である。応力とひずみの関係はゴム材の一軸圧縮と引張試験から得られたものである。ゴム材の応力と

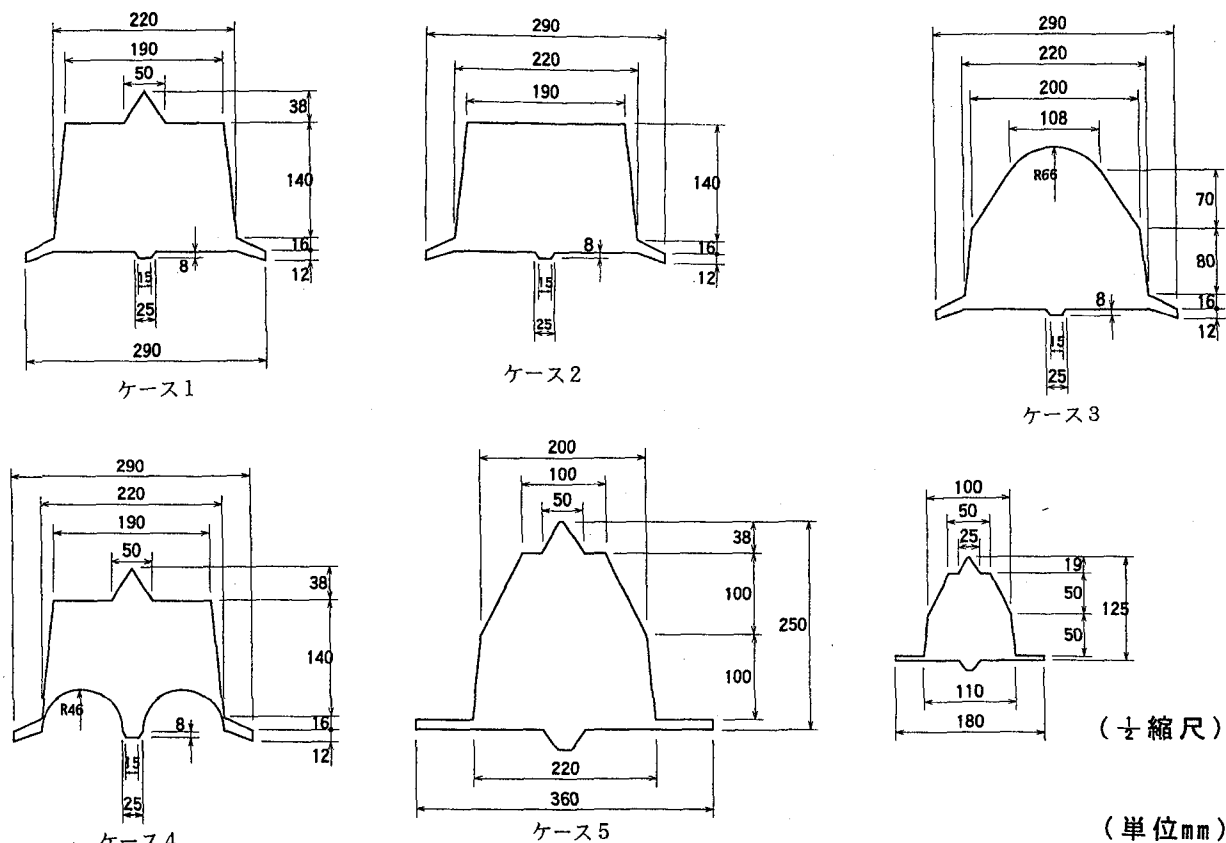


図-4 対象とするゴムガスケットの形状

ヘッドに固定するためのフーチング状の部分が張り出されている。本体の下端の幅は22cm、上端の幅は19cmで高さが16cmである。ノーズの高さは3.8cm、ノーズ底部の幅は5cmである。通常ノーズ部分は本体より硬度が小さくなっている。ケース2は、ジーナ型でノーズを取り除いた形状である。沈埋函接合時に使用する油圧ジャッキの容量が大きければノーズを必要としないと考え設定した。またあわせてノーズの力学性状

ひずみとの関係は、Mooney-Rivlinの提案式とする。ゴム材の一軸試験から応力度と伸張比の逆数でデータを整理し、伸張比の逆数が0から C_{10} を、1から $C_{10} + C_{01}$ を求めることができる。ただし図-6に示すようにゴム材のひずみと応力との関係はひずみが、小さい箇所と大きい箇所と大きく異なる。このためMooney-Rivlinの提案式を用いる際ひずみの領域で平均的な値を求める必要がある。ここでは図-6に示すような種類の C_{10} と C_{01} を仮

定して実測値と合うように設定した。このように得られた C_{10} は、硬度 40 度、50 度、60 度に対して 4.0、6.0、9.0 Kgf/cm^2 、 C_{01} は 0.0 Kgf/cm^2 である。

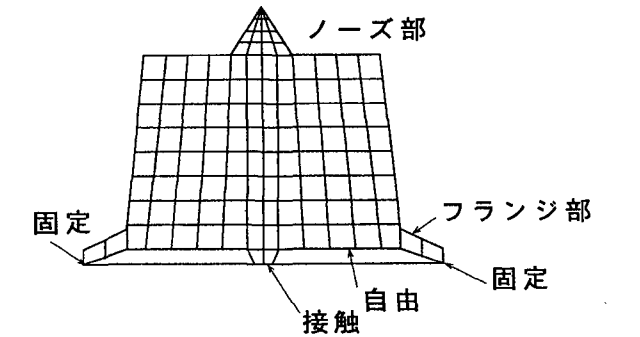


図-5 要素分割 (ケース1)

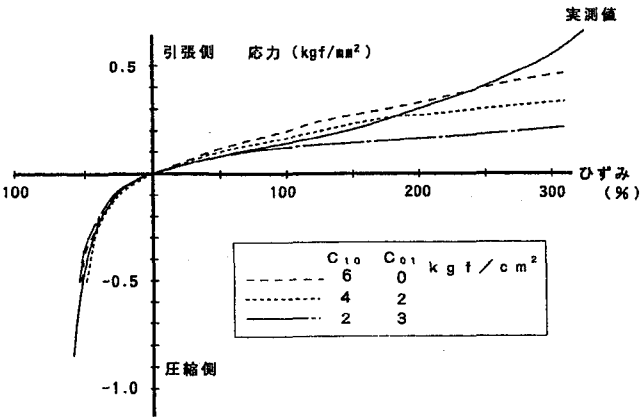


図-6 ゴム材の応力とひずみの関係

5. ゴムガasketの静的荷重試験

(1) 試験方法

今回の有限要素法での計算結果の妥当性を検証するため、実物の 1/2 の縮尺のゴムガasketの試験体を製作して静的な荷重試験を行った。ゴムガasketの長さは 50 cm である。端部を極厚の亚克力版でゴムガasket軸線方向の変形を拘束し、ガasketの頭部に鋼板を置き上方から単調荷重を行う。ゴムガasketは、底部のフランジ部でボルトにより支持治具に固定されている。上面の鋼板の表面は、塗料などの処理を施していない。ゴムガasketの端面には 1 cm 四方の升目を描き、変形状況を観察する。計測項目は、荷重荷重、上下方向の変位量、ゴムガasketと鋼板との接触幅と接触応力度およびゴムガasketのはらみ出し量である。荷重の状況を図-7に示す。荷重試験を行った試験体は、ジ-ナ型の肩を落としたケース5の形状である。

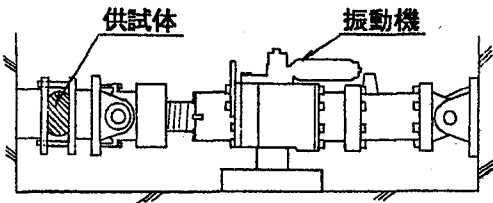


図-7 荷重試験の状況

6. 計算結果と試験結果との比較

荷重試験の結果と有限要素法による計算結果との比較を以下に示す。

計算された硬度 50 度のケース5のゴムガasket断面の 56 mm 強制変形量に対する変形状態を図-8に示す。圧縮変形量 60 mm のときの変形状態の荷重試験結果を図-9に示す。荷重実験ではゴムガasket中央部が、両側に押し出されるように変形が進行した。ゴムガasketの下端はボルトの固定条件により水平方向の変位はほとんど見られなかったが、上端は鋼板間で滑りを生じ若干横方向へ変位した。ゴムガasketの中央部に大きな上下方向 (Y 方向) に圧縮ひずみが、表面付近に引張りひずみが発生していたことが升目の変形から予測された。図-10にケース5の硬度 50 度のときの圧縮変形量に対するゴムガasketの変形状況を示す。試験値と計算値とのゴムガasket表面の変形状態は、ほぼ一致した。図-11に

荷重試験と計算から得られた硬度 40 度、50 度および 60 度での荷重荷重と鉛直変位量との関係を示す。計算結果は、圧縮変位量が約 80 mm の範囲まで図化した。

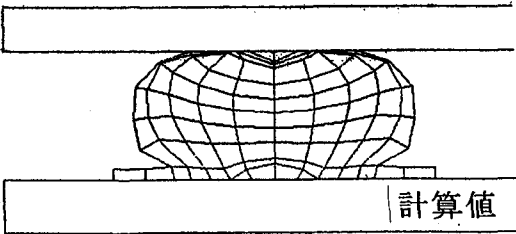


図-8 計算でのゴムガasketの変形状況

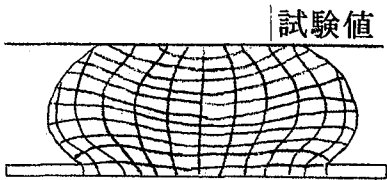


図-9 荷重試験でのゴムガasketの変形状況

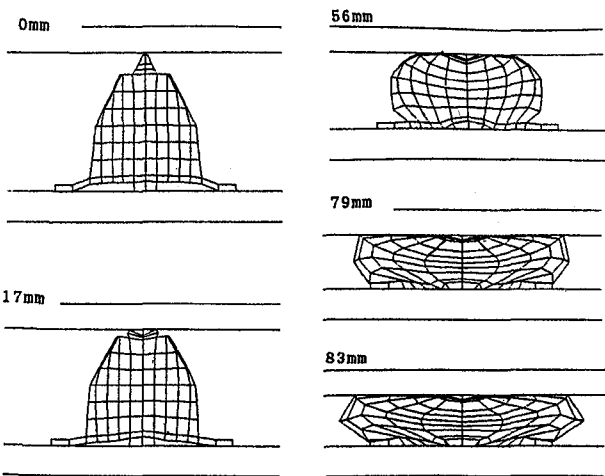


図-10 圧縮変位量と変形状態

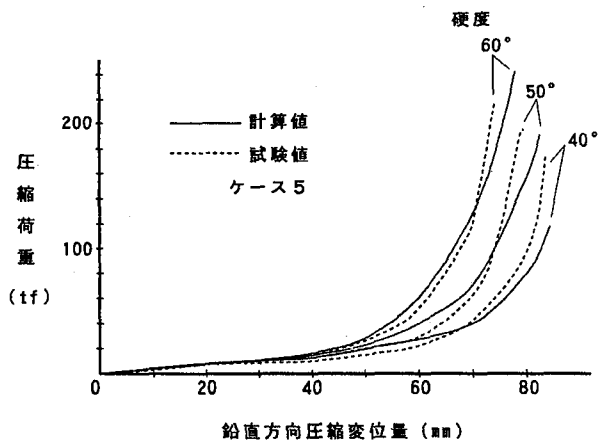


図-11 計算値と試験値の比較

計算でのゴムガスケットと鋼板との摩擦係数は、0.7とした。載荷荷重と鉛直変位量の関係は、載荷試験と計算とでほぼ傾向一致した。ただし硬度が40度、60度の場合、鉛直変位量が大きくなると載荷荷重値は、試験結果と計算結果とで差が出てきた。これは、図-6に示すようにひずみが大きくなるとMooney-Rivlinの提案式が実測値よりづれることによる。

7. 各種の計算結果

(1) 硬度の影響

ケース1を対象にゴムガスケットの硬度の影響を調べる。図-12にケース1の場合の硬度40度、50度及び60度の圧縮荷重(tf/m)と圧縮変位(mm)との関係を示す。ゴムガスケット上端の鋼板との摩擦係数は0.7である。硬度が小さいほど同じ圧縮荷重に対して圧縮変位は大きい。たとえば圧縮荷重100tf/mの時の圧縮変位量はそれぞれ75mm, 85mm, 96mmである。

図-13にゴムガスケットの上端のバルクヘッドへの接触幅とゴムガスケット本体の最大幅を示す。両図から分かるようにゴム材の硬度により変形性状はほとんど変わらない。図-14に圧縮荷重が180tf/mのときの最大の主ひずみ(ϵ_1, ϵ_2)および最大せん断ひずみ(γ_{max})を示す。ひずみの値は、ゴムガスケットのほぼ中央での値であり水平方向に最大主応力が計算される。硬度が小さいほどひずみ量がかなり大きい値となる。硬度40度の場合硬度60度と比較して倍以上のひずみ量となる。このことは硬度が小さいほど、圧縮荷重に対する破壊の可能性が大きいことを示唆している。

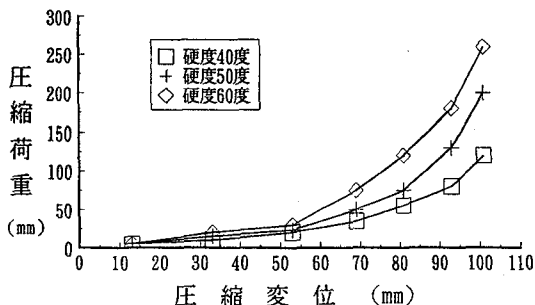


図-12 硬度が荷重と変位関係に及ぼす影響

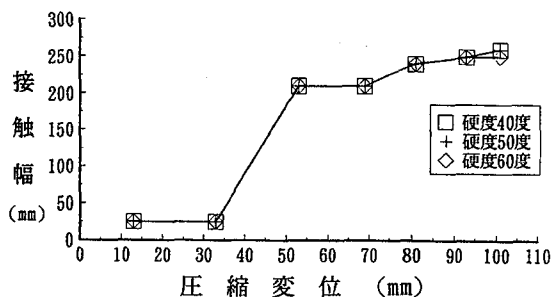


図-13 硬度が接触幅と横方向変位に及ぼす影響

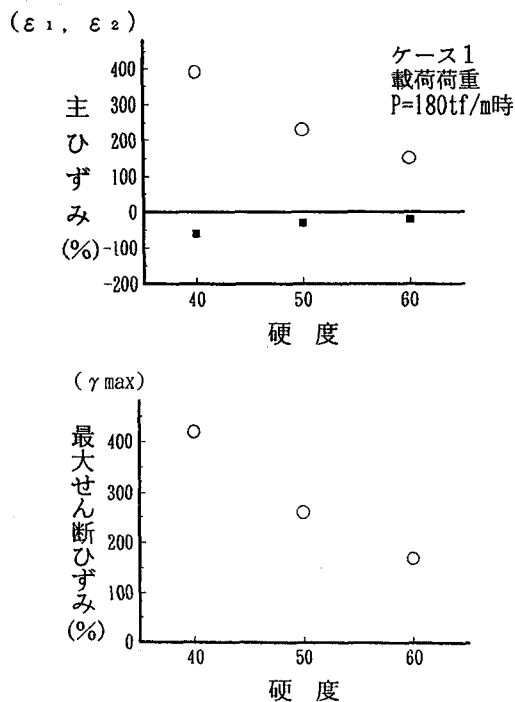


図-14 硬度がひずみ量に及ぼす影響

(2) 形状による影響

ゴムガスケットの形状による圧縮荷重と圧縮変位量との関係を図-15示す。ここではいずれのケースで硬度は50度および摩擦係数は0.7である。各ケースにより圧縮荷重と圧縮変位量の関係はかなり異なる。同じ載荷荷重に対してゴムガスケット本体に空洞を設けた場合(ケース4)が一番変形量が大きく、ジナ型(ケース1)と上部が円形の形状(ケース3)が圧縮変位量が小

さかった。図-16に圧縮荷重が180 tf/mのときの形状が最大の主ひずみ ($\varepsilon_1, \varepsilon_2$) および最大せん断ひずみ (γ_{max}) に及ぼす影響を示す。ゴムガスケットの上部が円形の形状のときに一番大きなひずみ量となる。また図-17に形状と上部の接触幅および中央部の最大幅の関係をj示す。接触幅に関しては、鋼板との摩擦の影響と形状の影響(接触問題)とで複雑な挙動をj示し明白な大小関係は得られなかつた。最大幅に関しては、同一の載荷荷重に対して圧縮変位量が多い形状ほど大きな値となつた。

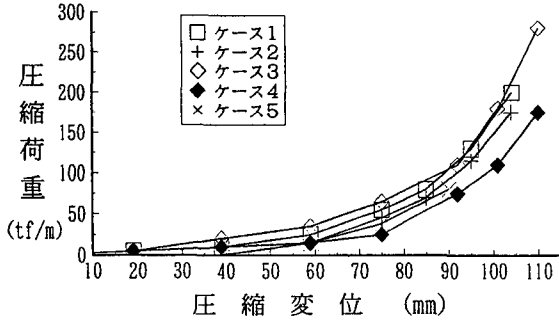


図-15 形状が荷重と変位関係に及ぼす影響

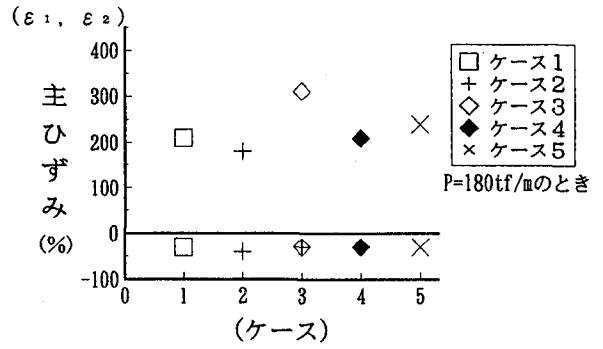


図-16 形状がひずみ量に及ぼす影響

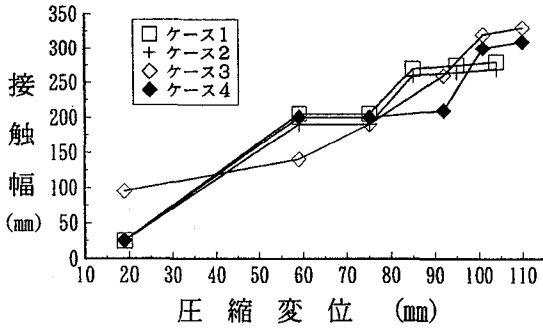
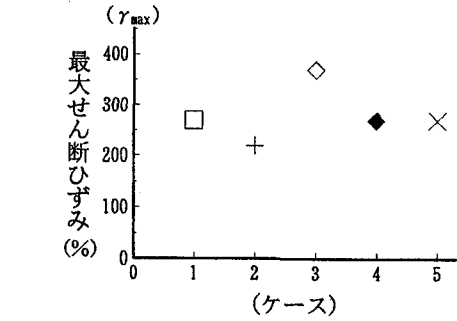


図-17 形状が接触幅と横方向変位に及ぼす影響



(3) 摩擦係数の影響

ゴムガスケットの上端の摩擦係数を0.1, 0.4および0.7として計算された圧縮荷重と圧縮変位量との関係を示す。計算の対象とした形状はジナ型(ケース1)で硬度は50度である。摩擦係数が圧縮荷重と圧縮変位量に及ぼす影響をj示す。図-19にゴムガスケット(硬度60度)端面の変形形状をj示す。摩擦係数が0.1だとゴムガスケット上部の横変形量が大きくなり、ゴムガスケット状面の幅よりも大きな接触幅となる。摩擦係数が0.4と0.7ではほぼ同じ接触幅であった。図-20に摩擦係数と最大の主ひずみ ($\varepsilon_1, \varepsilon_2$) および最大せん断ひずみ (γ_{max}) との関係を示す。摩擦係数が小さいほどひずみ値が大きかつた。摩擦係数が小さいと圧縮時にパルクヘッドからはみ出す危険性があることひずみ量も大きくなることから注意が必要である。

(4) 横倒れの解析

ゴムガスケットのノーズが圧縮された状況でのゴムガスケットの静水圧による横倒れの現象を検討する。この静水圧は、沈埋トンネルが沈設され周jから受ける荷重である。ゴムガスケットが海水に接する面に等圧分布荷重として静水圧を受け、水深25mで約2.5 Kg f / cm²の分布荷重を受ける。いま圧縮変位53mmのとき静水圧が作用する仮定する。これは水圧接合時に油圧ジャッキで沈埋函を引き寄せた状態である。図-21に静水圧が作用する段階ごとのケース1で硬度50度のゴムガスケットの横変形の状態をj示す。この計算例は摩擦係数が0.1のときである。静水圧が作用するとゴムガスケットは次第に横方向に移動する。ただしノーズ部分は、元の位置に残っておりねじれた状況となつた。図-22に同じく摩擦係数が0.7のときの横変形の状態をj示す。横方向変位は、摩擦係数が0.1のときよりも小さくか

つノーズ部分の変形も小さい。図-23に静水圧作用と反対側のゴムガスケット上端での横変形と摩擦係数の関係を示す。摩擦係数が0.7と横変形は生じなかった。摩擦係数が小さくなると横方向変位は大きくなる傾向があり、0.1だとかなり大きな値となる。摩擦係数が小さいと横変形を起こしやすい事が分かる。

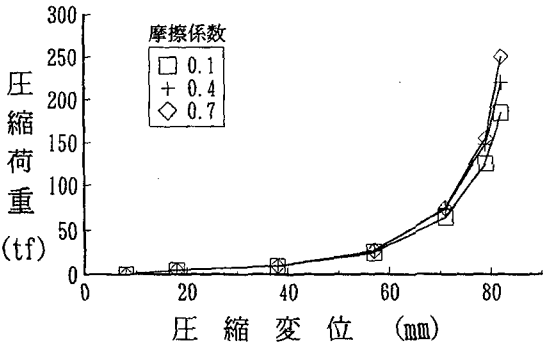


図-18 摩擦係数が荷重と変位関係に及ぼす影響

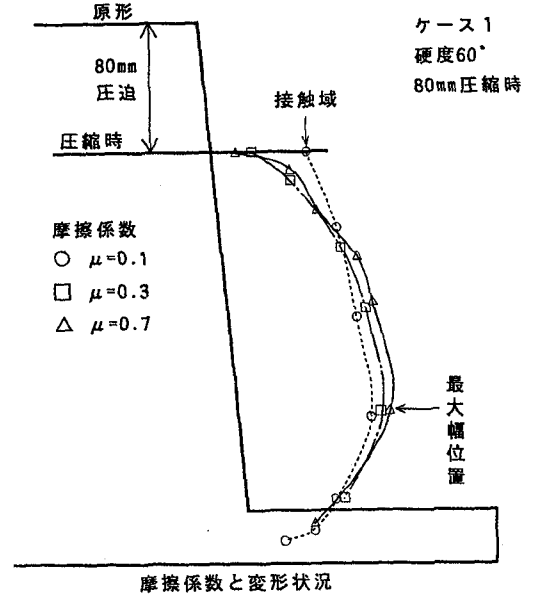


図-19 摩擦係数が変形に及ぼす影響

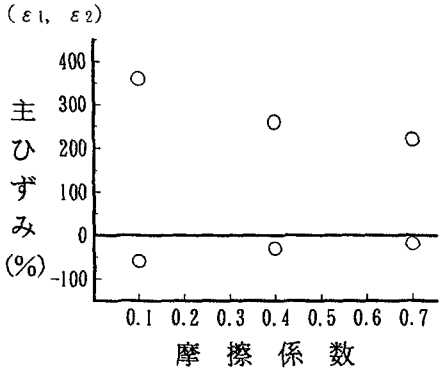
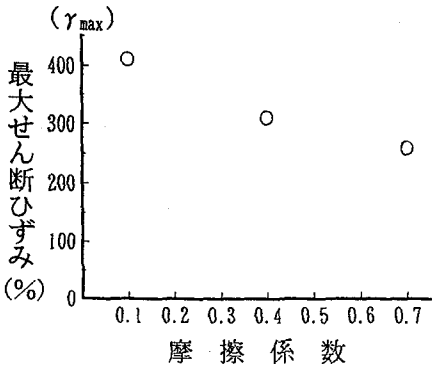


図-20 摩擦係数がひずみ量に及ぼす影響

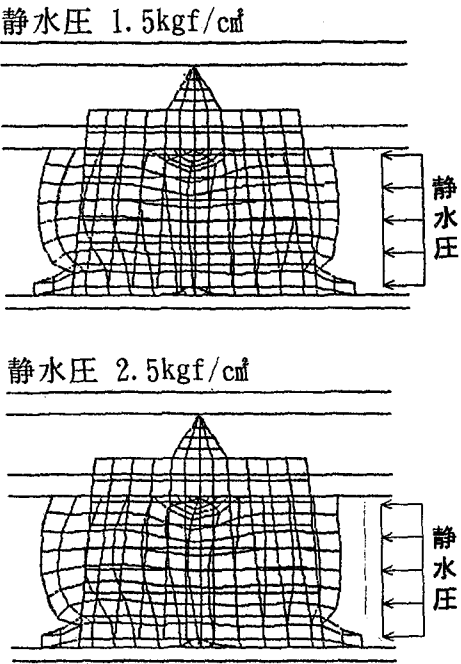


図-21 摩擦係数0.1のときの横倒れの変形状態

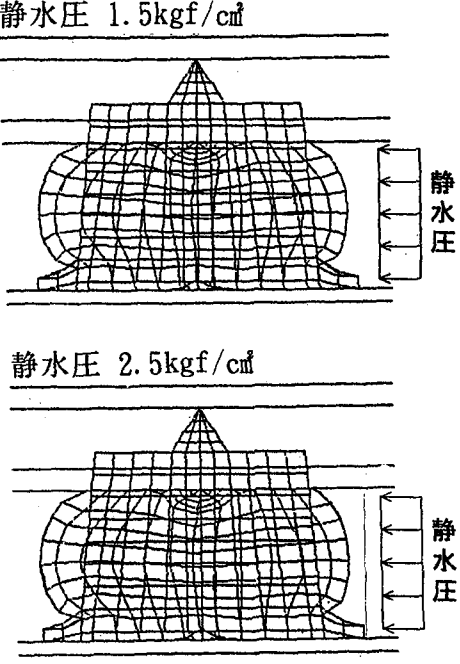


図-22 摩擦係数0.7のときの横倒れの変形状態

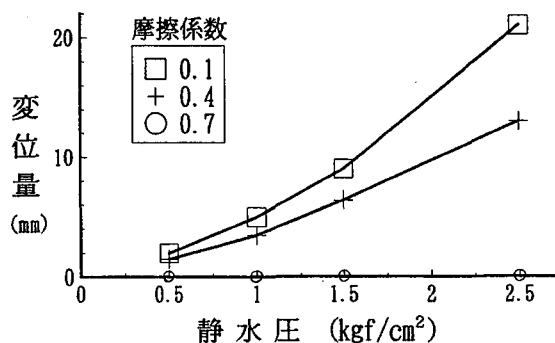


図-23 摩擦係数が横方向変位に及ぼす影響

8. 結論

(1) ゴム材は超弾性体としての性質がありかつ高圧縮時には変形をともわない応力(静水圧成分: σ_m)を有し、材料非線形性と幾何学的非線形性を考慮した有限要素法での解の収束性が一般的に悪い。そこで今回ゴム材のひずみが400%程度まで安定した解が得られるように、ゴム材の非圧縮条件に静水圧の付帯条件を付け、連立方程式の解法にピボッティング処理機能を保有するスカイライン法を使用し、かつ反復計算中に変位増分を抑える処理を施した。この結果ゴムガasketの圧縮試験結果(荷重変位関係、変形状態など)を大きな圧縮量まで良く再現できた。

(2) ゴムガasketのゴム材の硬度が40度から60度の範囲で、上方から圧縮荷重を受けたとき同一の圧縮量に対してゴムガasketの変形状態(中央部での膨らみ、端部での接触幅)は、ほとんど差がなかった。ただし計算されたひずみ量は硬度が小さいほど大きく、硬度40度では硬度60度と比較して2.4倍ほどのひずみ量となった。

(3) ゴムガasketの形状を5種類ほど選定した。圧縮荷重を受けたとき荷重と変位との関係および計算されたひずみ量など相互にかなり異なった。ゴムガasketの形状と硬度を変えることにより所定の望ましい性能(強度、変形、止水性など)を求めることが今回の手法で可能である。

(4) ゴムガasketとバルクヘッド(ゴムガasketを受ける部材)間の摩擦係数が0.1から0.7の範囲で、圧縮荷重を受けたとき摩擦係数が小さいほどゴムガasketの横変形もひずみ量も大きくなった。

(5) ゴムガasketが横方向から静水圧による荷重を受けたとき、摩擦係数が大きいほどゴムガasketの横倒れがしづらかつノーズも圧縮されていた。バルクヘッドの端面で、摩擦係数を小さくしないことあるいは横倒れ防止装置の設置などの対策を施さないと、ゴムガasketがバルクヘッドからはみ出す危険性がある。

あとがき

今回の研究は、港湾技術研究所と三菱重工業との共同

研究として実施したものである。今回の検討からゴムガasketの力学特性は、材料の性質(硬度、形状など)によりかなり異なるものとなることが判明した。構造部材としてゴム材を使用する場合耐久性も含めて十分な検討が必要である。今後さらに除荷時あるいは履歴を受けるときの解析や鋼板との複合材としての解析などを進めていきたい。

またMooney-Rivlinの提案式以外の高次の項を考慮したゴム材のひずみエネルギー関数形についても比較検討したい。ゴムガasketの載荷試験では港湾技術研究所の田邊源吾氏およびシールドエンジニアリングの小林亨氏らの協力を頂いた。ここに感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 清宮 理他 3 名: 沈埋トンネル柔継手の載荷試験、構造工学論文集 Vol. 39A, pp. 1147-1456, 1993 年 4 月
- 2) J. T. オーデン: 非線形連続体の有限要素法 2 (山田嘉昭 監訳)、培風館、pp. 22-55, 昭和 55 年
- 3) Haggblad, B. and Sundberg, J. A.: Large Strain Solution of Rubber Components, Comput. Struct., Vol. 17, No. 5-6, pp. 835-843, 1983
- 4) Peeken, H., Dopfer, R and Orschall, B.: 3-D Rubber Material Model Verified in a User-supplied Subroutine, Comput. Struct., Vol. 26, No. 1-2, pp. 181-189, 1987
- 5) J. C. Simo and R. L. Taylor: Penalty Function Formulation for Incompressible Nonlinear Elastostatics, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 35, North-Holland Published Company, pp. 107-118, 1982
- 6) 加部和幸: 有限要素解析、日本ゴム協会誌、第 62 巻、第 4 号、pp. 46-56, 1989 年
- 7) R. de Borst, P. A. J. van den Bogert and J. Zeilmaker: Heron, Vol. 33, No. 1, pp. 1-57, 1989
- 8) 富田佳宏、橋村忠義: 加硫ゴム材の変形挙動の数値シミュレーション、塑性加工春秋講演会、pp. 429-432, 1991 年, 5 月
- 9) 菊池愛子他 4 名: ゲート用水密ゴムの超弾性応力解析技術の研究、ダム工学(投稿中)
- 10) 越智 衛、阿部武治: ゴム複合体の変形の解析、日本ゴム協会誌、第 63 巻、第 4 号、1990 年、pp. 224-232
- 11) 柴田 豊: ゴムの疲労破壊、材料科学、Vol. 21, No. 6, pp. 25-32, 1985 年 4 月
- 12) M. C. Shaw and E. Young: Rubber Elasticity and Fracture, Transaction of the ASME, Vol. 110, pp. 258-265, July, 1988
- 13) P. A. J. Van den Bogert: Computational Modelling of Rubberlike Materials, Doctoral thesis, Technische Univ. Delft (Netherlands), 160p, Oct., 1991
- 14) 鶴戸口英善: 弾性学、共立出版、pp. 17-20, 昭和 32

年 9 月

- 15) Robert H. Finney and Alok Kumar: Development of Material Constants for Nonlinear Finite-element Analysis, Rubber Chemistry and Technology, Vol. 61, pp. 879-891, Oct., 1987
- 16) Peter A. A. Van Hoogstraten, Paul M. A. Slaats and Frank P. T. Baaijens: A Eulerian Approach to the Finite Element Modelling of Neo-Hookean Rubber Materials, Applied Scientific Research 48, pp. 193-210, 1991
- 17) Farhad Tabaddor: Finite Element Analysis of a Rubber Block in Friction Contact, Computers and Structures, Vol. 32. No. 3/4, pp. 549-562, 1989
- 18) 蔦 紀夫、山地成一：接触問題の有限要素法に関する研究、日本機械学会誌、第 38 巻、第 651 号、pp. 348-358, 1973 年
- 19) 増田陳紀：衝撃及び接触問題、日本鋼構造協会、構造工学における有限要素法の理論と応用（Ⅱ）、pp. 130-143, 昭和 63 年 9 月
- 20) 鷲津久一郎他：有限要素法ハンドブックⅠ基礎編、pp. 175-179, 昭和 56 年 9 月
- 21) 同上、pp. 59-93

(1994 年 9 月 14 日 受付)