

東京大学 正員 榎村敏恵
 埼玉大学 正員 浜島良吉

1 まえがき

任意形状の平板とパイプとが接合するような問題に対する解法として 一つには板およびパイプを mesh に分割して解く有限要素法による解法、あるいはそれぞれの解析解を求め、その解析解の中に入っている未知定数を境界要素最小乗法により定め解析法¹⁾等が考えられる。しかし前者においてはパイプに大きな局部曲げが生ずるために精度よく解析することが困難である。又後者においては板が完全に任意形状である場合には解析不可能となる。そこで本解析法においては平面応力状態にある任意形状の平板に対しては有限要素解を用い、パイプに対しては解析解を用いる有限要素解と解析解の接合法による解析法を提案する。

2 解析方法

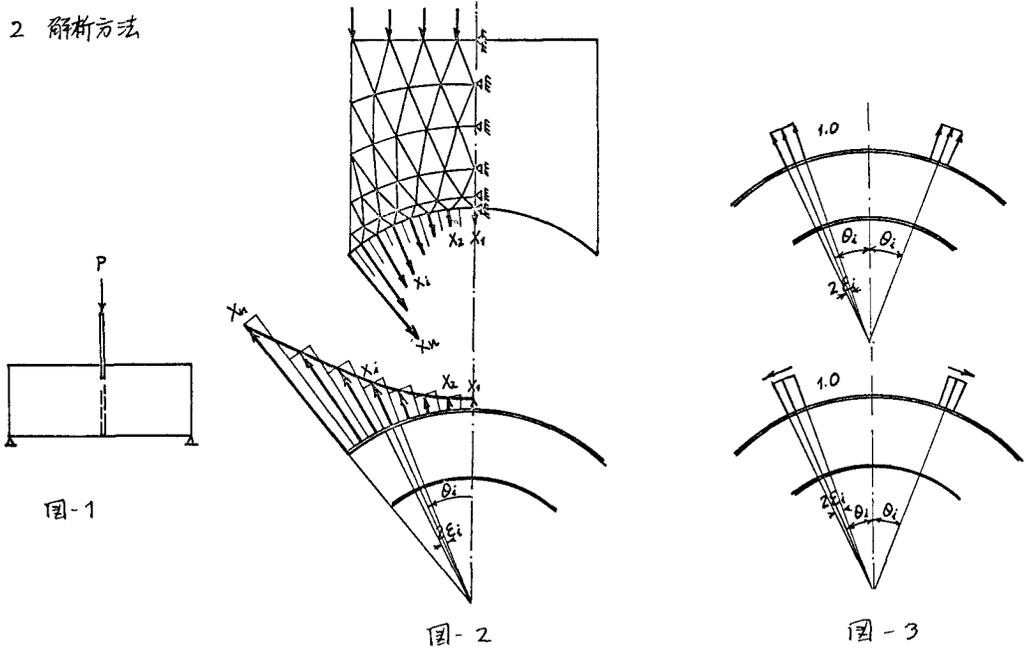


図-1に示されるようなパイプが荷重板ととして載荷される構造を考慮する。

荷重板とパイプとの接合部に作用する不静定力を図-2のような step load で表わし、これらりの大きさは接合部の有限要素において板とパイプとの変位の連続条件を満足するように定める。ここで図-3のような法線方向および接線方向の単位荷重を考慮しこれによるパイプおよび荷重板の接合部における変位を計算する。この際パイプについては、ダイヤフラムで補強されている場合にはダイヤフラムのついた状態を単位荷重による解析解を計算する。

接合部における連続条件は次のようになる

$$(A_p - A_s)X = C/B + d_s \quad (1)$$

ここで A_p, A_s はそれぞれ各単位荷重によるパイプおよび荷重板の接合部における変位である。又 C, B はパイプの剛性変形量であり d_s は荷重板の上辺荷重による接合部における変形量を表わす。ここで未知量は C, X である。これより不静定量 X は次のようになる。

$$X = C X^* + X_s \quad (2)$$

X^* は $d_s = 0, C = 1$ とした場合の X の値であり。最小乗法により

$$X^* = D^{-1} (A_p + A_s)^T B \quad , \quad (ただし D = (A_p + A_s)^T (A_p + A_s)) \quad (3)$$

又 X_s は $C = 0$ とした場合の X の値であり

$$X_s = D^{-1} (A_p + A_s)^T d_s \quad (4)$$

未知数 C の値は合力 P と不静定力 X とのつり合より求めることができる

$$C = (P - B_1 X_s) / B_1 X^* \quad (5)$$

ただし $B_1 = 4 \alpha_1^2 \sin \epsilon_1 \cos \theta_1 - \sin \epsilon_2 \cos \theta_2, \dots, \sin \epsilon_n \sin \theta_n, \dots, \sin \epsilon_n \sin \theta_n$

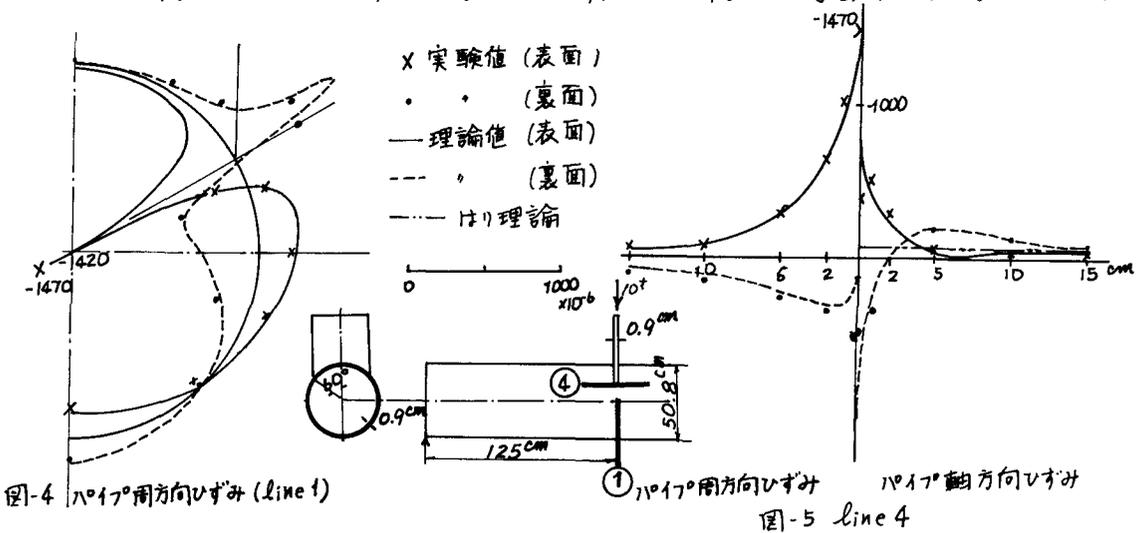
これより不静定力 X は

$$X = (P - B_1 X_s) X^* / B_1 X^* + X_s \quad (6)$$

3. 解析結果

図-4, 5 にダイヤフラムを補強しない場合の計算結果を示す。

図-3 はパイプ周方向ひずみ分布であるが荷重板からパイプへ伝わる力はほとんど荷重板端部に集中し、その近傍においては非常に大きな応力が集中するこゝがわかる。図-4 は line-4 上においてパイプ周方向および軸方向ひずみのパイプ軸方向への減衰状況であるが、周方向ひずみに対しては図-3 と同様、理論値と実験値はほぼよく一致している。しかし軸方向ひずみ分布は接合部においては理論値が実験値の約2倍となっている。これは荷重板からパイプに作用する荷重は線荷重と考慮しており荷重板の板厚を考慮していないことによる。



4 あとがき

前論文¹⁾で示した解析法ではダイヤフラムによる補強がある場合にはある程度よい結果が得られたが、ダイヤフラムの補強のない場合、荷重板端部の位置に生じるパイプの大きな局部曲げ応力を精度よく解析することができなかった。本解析法においてはこの点に満足し得る結果が得られた。ただしパイプ軸方向応力については荷重板厚の影響を考慮する必要があり、現在計算中である。

参考文献：1) 奥村, 渡島, "平板と管との接合問題について" 第7回レトリック構造解析論文集 昭48.6