

I-25

中間拘束はりの拘束部材の必要剛度と補剛力

大阪大学大学院 学生員 植田雅俊

大阪大学大学院 学生員 石井 晃

大阪大学工学部 正 員 西村宣男

1 まえがき 中間でねじれ変位と横方向変位が離散的に拘束された等分布荷重を受ける単一はり（図-1：以下，中間拘束はりと呼ぶ）の拘束点間（以下，パネルと呼ぶ）横ねじれ座屈強度に関しては，両端で鉛直軸回りの回転変位とそり変位が弾性拘束されたはりの有効座屈長係数を利用して評価することができる¹⁾。しかし拘束部材の強度設計と必要剛性については統一的な評価はなされていない。本稿では拘束部材の強度と剛性の両面からの考察を行い二次部材の合理的な設計に向けての基礎的資料を提示する。

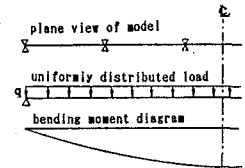


図-1 中間拘束はり

2 解析モデル 上述の目的を達成するために拘束点で図-2に示すように横方向変位とねじれ変位がバネによって弾性拘束された中間拘束はりの極限強度解析を行い，バネ剛性と極限強度および補剛力（バネに作用する力）の関係を調べた。解析モデルは溶接断面を対象とし，拘束点間を座屈長とした場合の細長比パラメータ $\bar{\lambda}$ ($\bar{\lambda} = \sqrt{M_P/M_E}$, M_P : 全塑性モーメント, M_E : 弾性座屈モーメント) が異なる2種類のモデル（モデルⅠ: $\bar{\lambda}=0.920$, モデルⅡ: $\bar{\lambda}=1.276$ ）について解析を行った。パネル数 n は3としそれぞれのモデルには図-3に示すような平均的な残留応力を与えている。バネによる拘束パラメータはバネ剛性 K , 断面の鉛直軸回りの曲げ剛性 EI , パネル長を L とすれば $\kappa = KL^3/EI$ と表される。

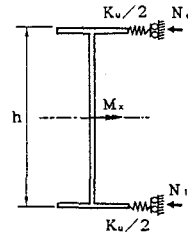


図-2 中間拘束点の支持状態

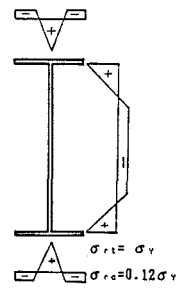


図-3 残留応力

3 初期たわみ 解析モデルに与える初期たわみ波形はモデルの座屈波形を考慮して解析モデルに不利となるような初期たわみ波形を与える。図-4はモデルⅠの限界状態での座屈モードと拘束パラメータの関係を示している。拘束パラメータが小さければ座屈波形は基本はりの座屈波形同様sine半波に近い形となるが拘束パラメータの増加に伴い一次モードから三次モードへと変化していく。このように拘束パラメータによって座屈波形が異なるからモデルに不利となるような初期たわみ波形を単一に与えることはできない。そこで，初期たわみとして図-5に示すようにスパン全長にわたってsine半波となるような波形（type-A）と，拘束点間でsine半波となるような波形（type-B）の2通りの波形を与えて解析を行った。たわみの最大縦距 w は実測データに基づく分布形を考慮して $w = 0.5475 \times 10^{-3} \times L$ (L : sine半波長) とした。図-6はモデルⅡで2つのtypeの初期たわみを与えた場合の拘束パラメータと補剛力の関係を表している。補剛力は上側フランジを拘束するバネに作用する力 N_u と断面の高さ h の積を荷重載荷面内に

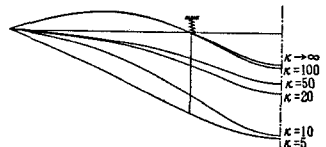


図-4 拘束パラメータと座屈モード

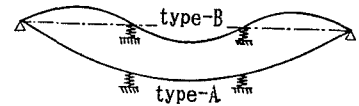


図-5 初期たわみ波形

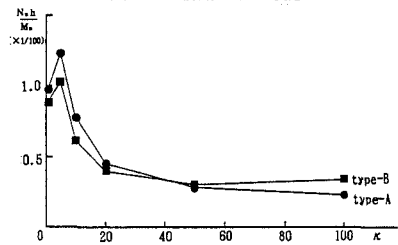


図-6 初期たわみ波形と補剛力

作用する曲げモーメント M_x で除して無次元化している。拘束パラメータが小さい範囲では補剛力はtype-Aのほうが大きい、拘束パラメータが増加すると座屈モードがtype-Bの波形に近づき補剛力もtype-Bの初期たわみを与えたほうが大きくなる。強度に関しても同様に、拘束パラメータの増加によってtype-Aとtype-Bで極限強度の大きさが逆転する。本研究では、type-Aとtype-Bの2通りの初期たわみを与えた解析結果より強度は弱くなるtypeを、補剛力は大きくなるtypeを採用することにより限界状態に及ぼす初期たわみの影響を評価している。

4 必要剛度 上述の方法によって評価した極限強度と拘束パラメータの関係を図-7に示す。極限強度は解析モデルの最大荷重 p_u を変位が完全拘束された場合の最大荷重 p_{u0} で除して無次元化してある。はり中間に拘束部材を設けることによって著しい強度の増加がみられる。拘束パラメータが100程度になれば極限強度は p_{u0} の98%以上を確保している。

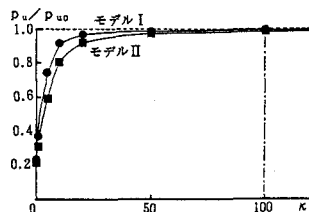


図-7 拘束パラメータと極限強度

5 補剛力 図-8はモデルIで $\kappa=100$ の時の荷重-補剛力関係を表している。補剛力は部材の横ねじれ変形によって急激に増加する。ここでは、最大荷重時の補剛力をもって最大補剛力と考える。図-9に最大補剛力と拘束パラメータの関係を示す。 κ の増加に伴い座屈モードが一次モードから三次モードへと変化するから、拘束点が座屈波形の節に近づき補剛力は減少する。 $\kappa=100$ 付近では $N_u \times h$ は面内曲げモーメント M_x の4/1000程度ではば一定となる。横つなぎ材の設計では面内曲げモーメントの1/100程度の荷重に対して安全性を照査しているので²⁾主桁の限界状態において拘束部材の強度は十分に保証されていることになる。次に実構造における二次部材の強度について考察を加える。実構造における横構での支持状態を図-10に示す三角形トラスと考える。拘束部材として橋梁用材料として比較的小さな断面の鋼材（等辺山形鋼、 $90 \times 90 \times 10$ 、断面積 $A_1=10.55\text{cm}^2$ ）を使用した場合、先に考えた拘束パラメータはモデルIで650、モデルIIで1960であるから必要剛度は十分確保できる。一方、二次部材に作用する軸力は $\kappa=100$ の時モデルIで0.40 t、モデルIIで0.19 tであるのに対し、この鋼材の弾性座屈荷重が1.22 tであるから、二次部材の設計では強度に対する安全性を照査すれば必要剛度は確保されていることになる。

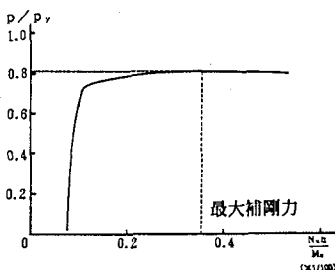


図-8 荷重-補剛力関係

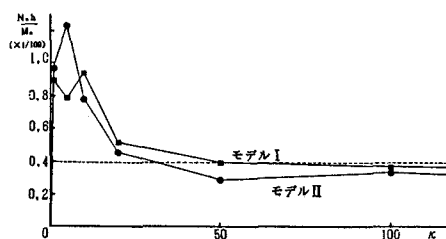


図-9 拘束パラメータと補剛力

6 結論 以上、中間拘束はりの拘束部材の必要剛度と補剛力について、数値計算によって考察した。本研究によって現行の設計法で拘束部材の強度が十分安全側に評価されていることを示した。また、二次部材の設計において、強度的に安全であれば必要剛度は確保されていることを明らかにした。

《参考文献》

- 1) 西村宣男, 石井晃, 植田雅俊: 弾性拘束を受ける鋼はりの極限強度と設計式, 土木学会関西支部年次講演会概要集, 1990.
- 2) 日本道路協会: 道路橋示方書・同解説 (I 共通編, II 鋼橋編), 丸善, 1980.

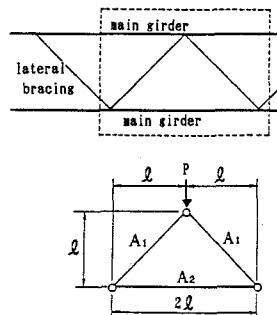


図-10 実構造の支持状態のモデル化