

# 鑄鉄製金物を用いた接合部における突起嵌合部の力学性状に関する研究

松岡 将太

## 1. 序章

現在、角形鋼管柱と H 形鋼梁を用いる鉄骨ラーメン構造の柱梁接合部には通しダイアフラム形式を採用するのが主流となっているが、溶接部の脆性破壊の危険性や溶接に要する技術と溶接工の減少といった課題が存在する。本研究では溶接を用いず、高力ボルトのみで鋼管柱と H 形鋼梁の接合を可能とする外ダイアフラム形式柱梁接合部の開発を最終目的としている。上記の目的を達成するため新たな構法の立案にあたり、本研究では鋸歯状に並んだ突起同士をかみ合わせて各部材を接合する外ダイアフラム形式（図 1）を対象とする。嵌合接合形式はボルトを梁構面に対して垂直に通して突起の凹凸を利用して接触面を滑らせるように金物を引き寄せるもので、金物の形状が複雑になり製造が難しくなるが、金物の材質を球状黒鉛鑄鉄として鑄造により製作することで課題の払拭が可能である。

そこで本研究では、嵌合機構の力学性状の把握と嵌合機構を実際の接合部に適用した際に用いる設計式の構築を目的とする。

## 2. 有限要素法解析による実験の再現

### 2.1 解析モデル概要

モデルの対象として表 1 のパラメータを持つ試験体を対象として汎用非線形解析ソルバー MSC.Mark2017 を用いて再現解析を行った。図 2 に試験体 No.1 の解析モデルを示す。解析モデルは中板、添板、ボルトともに 8 節点ソリッド要素で構成し、試験体の対称性（XY 面および XZ 面）を考慮して、1/4 モデルとして対称面の節点における対称面と垂直な方向の変位を拘束している。また、各部材の全体を接触体として定義することで、部材同士の接触による摩擦および乖離を表現する。材料特性は表 2 および図 3 の通りであり、塑性域における構成則は von Mises の降伏条件、連合流れ則および等方硬化則に基づく。また、ボルトの機械的性質は高力六角ボルト F10TM22 の規格に従った完全弾塑性体と仮定している。

組立試験ではボルトのモデルに隙間を設け、所定の荷重で縮めることでボルトに軸力を導入する。2 面せん断試験は中板の両端にそれぞれ荷重制御によって

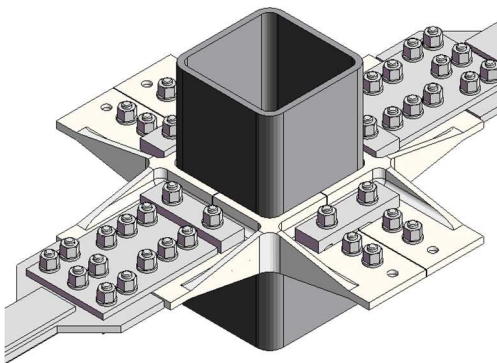


図 1 提案された構法案

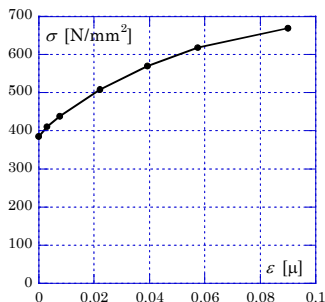


図 3 球状黒鉛鑄鉄の真応力-等価塑性歪関係

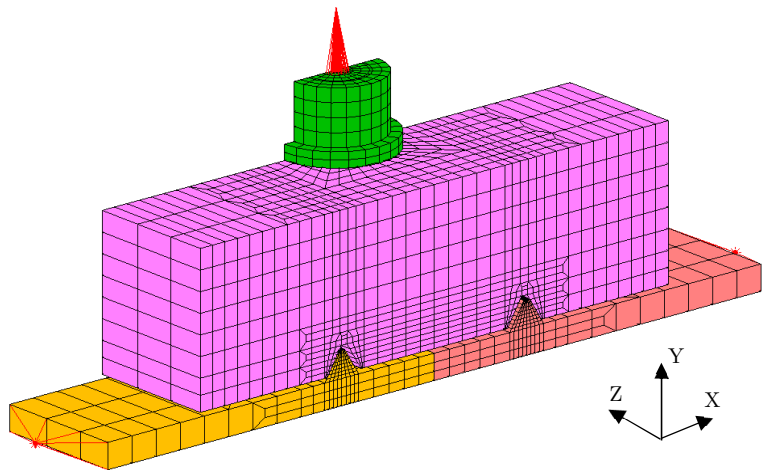


図 2 解析モデル形状 (No.1)

表 1 試験体パラメータ

	接触面角度 $\theta$ [°]	突起高さ $h$ [mm]	突起数	初期ボルト張力 $N_0$ [kN]
No.1	60	12.5	1	226
No.3			2	
No.5	45	1		

表 2 部材の機械的性質

部材	材質	ヤング係数 $E$ [ $N/mm^2$ ]	降伏応力 $\sigma_y$ [ $N/mm^2$ ]	ポアソン比
添板・中板	球状黒鉛鑄鉄	165000	385.4	0.27
ボルト	鋼	205000	900.0	0.30

800kN まで加えて再現する。このときボルトに設けた隙間に面する各接点の軸方向変位も拘束してボルト軸力の増減が発生するようにする。

## 2.2 解析結果

特性点の比較を表 3 に示す。妥当性の検証については本報では省略するが、全体として実験の中で現れた挙動およびその特性点が十分に再現されていることを確認した。また、解析値は全体として実験値に比べて過大な値を示すが、本解析モデルは理想条件下の試験体を再現したものである点を考慮して、本解析は理想条件下の実験を十分に再現されているとみなし、以降に行う算定式の検証に用いることが可能であると判断する。

## 3 復元力特性の定式化（突起一列配置の場合）

### 3.1 荷重の釣合による特性点の導出

[1] 中板引寄せ力、ボルト軸力上昇開始時の荷重

図 6 に示す突起嵌合部の荷重の釣合状態を考える。

図 6(a)より接触面に対して平行、垂直方向それぞれの釣合いから引寄せ力  $T$  の算定式(1)が得られる。

$$\begin{cases} \mu R_1 = \frac{N_0 \sin \theta}{2} - \frac{T \cos \theta}{2} \\ R_1 = \frac{N_0 \cos \theta}{2} + \frac{T \sin \theta}{2} \end{cases}$$

$$T = N_0 \cdot \frac{\sin \theta - \mu \cos \theta}{\cos \theta + \mu \sin \theta} \quad \dots\dots(1)$$

また、図 6(b)より同様の考え方によってボルト軸力上昇開始時の荷重  $P_{Nu}$  の算定式(2)を得られる。

$$\begin{cases} \mu R_2 = -\frac{N \sin \theta}{2} + \frac{P \cos \theta}{2} \\ R_2 = \frac{N \cos \theta}{2} + \frac{T \sin \theta}{2} \end{cases}$$

$$P_{Nu} = N_0 \cdot \frac{\sin \theta + \mu \cos \theta}{\cos \theta - \mu \sin \theta} \quad \dots\dots(2)$$

[2] 中板突起部のせん断降伏荷重

突起のせん断降伏面は添板底面の延長線上が始点となっているため、本算定式では添板底面を突起部に延長した時の切断面と近似して考える。突起部がせん断降伏する時の荷重  $P_y$  の値は中板の突起せん断降伏面の面積とせん断降伏応力から以下の式(3)で求める。

$$P_y = \frac{2\sigma_y(D_F - 2d)B}{\sqrt{3}} \quad \dots\dots(3)$$

ただし、 $\sigma_y$ : 降伏応力  $D_F$ : 突起底辺の幅  $d$ : 切欠きのずれ  $B$ : 中板幅

### 3.2 特性点およびすべり剛性の導出

本研究におけるすべり剛性とは突起部に伝達された荷重に対するすべり（添板に対する中板の相対変位）の比率を表す。扱ってきたすべりは図 7 に示すような中板の変形 ((a)), 添板の曲げ変形によるすべり ((b)), ボルトの伸びに伴うすべりといった三つのすべり ((c)) の総和と考えることができる。

[1] 中板の変形  $u_t$

組立時および載荷時（中板離間前後）の場合で荷重に抵抗する部位を図 8(a)~(c), 図 8 を弾性ばねでモデル化したものを図 9(a)~(c)に示す。A~C 部の剛性をそれぞれ  $k_A \sim k_C$  とすると、荷重  $P$  と中板の変形によるすべり  $u_t$  の関係式は以下の式(4)で求められる。ただし、計測点には C 部の変形を含めていないため、C 部の剛性を含まない算定式としている。

$$u_t = \begin{cases} \frac{P}{K_{AB}} & (P < P_T) \\ \frac{P}{K_B} + P_T \left( \frac{1}{K_{AB}} - \frac{1}{K_B} \right) & (P \geq P_T) \end{cases} \quad \dots\dots(4)$$

ただし、

$$K_{AB} = k_A + 2k_B$$

$$K_B = 2k_B$$

$P_T$ : 中板離間荷重（詳細は[4]）

また、A 部と C 部の剛性  $k_A, k_C$  は板部の軸方向剛性によって求め、B 部は歯車の設計に用いられる石川式を利用して組立時に生じる接触力（接触面に対し垂直に作用する荷重）と接触面に垂直な方向のたわみの関係から求める。したがって各部の剛性は以下の式のよ

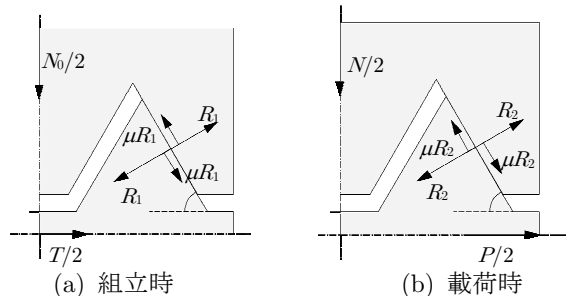


図 6 突起部の釣合状態

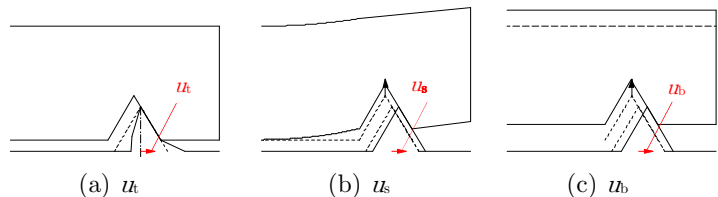


図 7 すべりの概要

表 3 特性点比較（第 2 章）

No.	引寄せ力 $T$			ボルト軸力上昇開始時の荷重 $P_{Nu}$		
	解析値 [kN]	理論値 [kN]	解析値/理論値	解析値 [kN]	理論値 [kN]	解析値/理論値
1	211.1	210.5	1.00	—	988.3	—
3	211.1	215.4	0.98	—	988.3	—
5	60.8	61.8	0.98	240.0	213.6	1.12

うに求められる。

$$k_{A(C)} = \frac{EA_T}{L_{A(C)}}$$

$$k_B = R/(\delta_B + \delta_S + \delta_G)$$

ただし、 $E$ : ヤング係数  $A_T$ : 中板板部断面積  $L_{A(C)}$ : 載荷方向の A(C)部の長さ  $R$ : 接触力  $\delta_B$ : 曲げによるたわみ  $\delta_S$ : せん断によるたわみ  $\delta_G$ : 基礎部の傾斜によるたわみ

[2] 添板の曲げ変形によるすべり  $u_s$

載荷によって接触力  $R$  で添板に曲げ変形が生じ、中板裏表の突起がかみ合う二つの切欠きの間隔が開くことですべりが増加する。接触力  $R$  および添板中央回りの曲げモーメント  $M$  と添板の曲げ剛性から添板の曲げ変形によるすべり  $u_s$  は以下の式(5)で求められる。

$$u_s = \frac{\delta}{\tan \theta} \quad \dots\dots(5)$$

$$\delta = M \cdot \frac{L_S^2}{E_S I_S} = \frac{12RL_S^3(\cos \theta + \mu \sin \theta)}{E_S B_S D_S^3}$$

ただし、 $E_S$ : 添板のヤング係数  $I_S$ : 添板の断面 2 次モーメント  $\delta$ : 添板のたわみ  $B_S$ : 添板の幅  $D_S$ : 添板の厚み  $L_S$ : 添板中心一切欠き間距離

[3] ボルトの伸びに伴うすべり  $u_b$

軸力上昇開始時の荷重  $P_{N_0}$  を超えて荷重  $P$  が増加する時、添板の変形に加えてボルトの伸びによる添板の移動で生じる切欠き間隔の開きが加算されるため、それによるすべりを考慮する必要がある。ボルトの伸びに伴うすべり  $u_b$  の算定式は軸力の増加量とボルトの軸方向の剛性から式(6)で表される。

$$u_b = \frac{\Delta N L_B}{2E_B A_B \tan \theta} \quad \dots\dots(6)$$

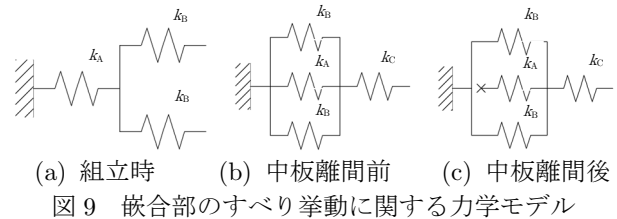
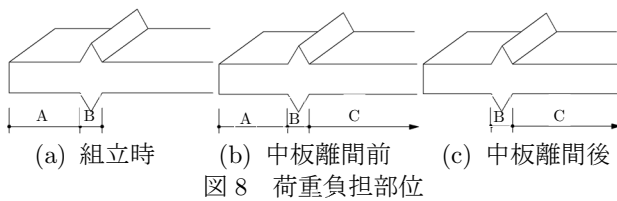


表 4 特性点の比較 (第 3 章)

	中板離間荷重 $P_T$			ボルト軸力上昇時の荷重 $P_{N_0}$			せん断降伏荷重 $P_y$		
	計算値[kN]	解析値[kN]	計算値/解析値	計算値[kN]	解析値[kN]	計算値/解析値	計算値[kN]	解析値[kN]	計算値/解析値
No.1	356.4	310.0	1.150	988.3	-	-	553.3	580.0	0.954
No.5	249.1	180.0	1.384	427.2	435.0	0.982	1023.5	-	-

ただし、 $A_B$ : ボルト軸断面積  $E_B$ : ボルトのヤング係数  $L_B$ : ボルトの締付長さ  $\Delta N$ : ボルト軸力の増加量

[4] 中板離間荷重  $P_T$

中板離間荷重は載荷時に A 部で生じる引張変位が組立時に A 部に生じる圧縮変位と等しくなる荷重とみなすことができる。したがって中板離間荷重  $P_T$  は以下の式(7)で求められる。

$$T/k_A = P_T/(k_A + 2k_B)$$

$$P_T = T \cdot \frac{k_A + 2k_B}{k_A} \quad \dots\dots(7)$$

ただし  $T$ : 引寄せ力  $N_0$ : 初期ボルト軸力

### 3.3 妥当性の検討および考察

算定式により求められた全体のすべりにおける  $u_s$ ,  $u_b$  および  $u_b$  の総和を全体の計算値として解析値と比較したものを図 10, 特性点の比較を表 3 に示す。

図 10 より全体的な復元力特性は概ね傾向を捉えていることが確認できる。また表 3 から、中板離間荷重は解析値に比べて 15~38%の差、ボルト軸力上昇時の荷重は解析値に比べておよそ 2%の差となることがわかる。また、突起部のせん断降伏荷重は解析値に比べて 5%の過小評価となることを確認した。

## 4. 突起複数配置による復元力特性の変化

### 4.1 概要

第 2 章および第 3 章に引き続き、解析には汎用非線形解析ソルバー MSC.Mark2017 を用いて行う。解析モデルの概要および解析条件は 2.1 節と同様とする。本章では基準試験体を第 2 章における試験体 No.3 として、外側突起部を構成する部分の寸法(図 11)を変更して、表 4 に示す 6 体の試験体を設定する。

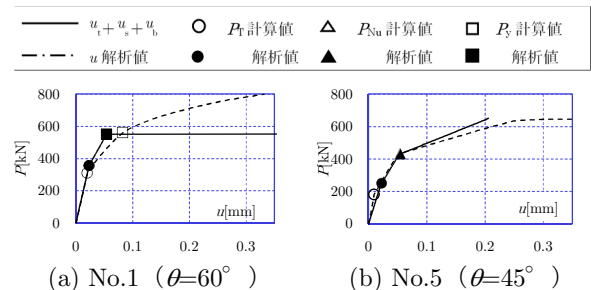


図 10 計算値と解析値の比較

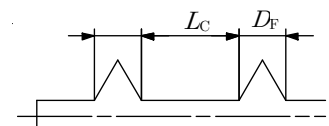


図 11 変更する寸法

## 4.2 解析結果および考察

### [1] 全体挙動

図 12 に突起間の長さ  $L_c$  を変更した場合の荷重とすべりの関係を示す。図 12 より、内側突起部 (図 12(a)) および外側突起部 (図 12(b)) の両者において  $L_c$  の増加にしたがって荷重  $P$  に対するすべりが増加していることがわかる。参考として図 12 に突起一列配置の基準試験体 No.1 の解析結果を示してあるが、 $L_c$  が増加すると内側突起部の性状は突起一列配置の状態に近くなるため、 $L_c$  の増加にしたがって内側突起部の挙動は突起一列配置のものに接近していくと想定できる。

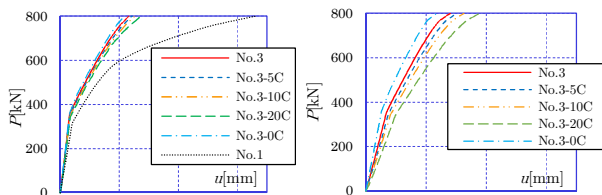
### [2] 突起間に伝達される荷重

荷重  $P$  とそれに対する突起間に伝達される荷重  $P_c$  の比 ( $P_c/P$ ) の関係についてまとめたものを図 13 に示す。全体的な傾向として  $L_c$  が大きくなるほど  $P_c$  が大きくなっていることが確認できる。これはボルトからの距離が遠くなったことで外側突起部における荷重伝達効率が低下していることが考えられ、内側突起部の挙動が No.1 に近いものとなる原因はこれにあると推測できる。

### [3] すべり剛性

図 14 に内側突起部の伝達荷重とすべりの関係を示す。図 14 より内側突起部における中板離間前のすべり剛性の値は突起一列配置の基準試験体 No.1 とほぼ等しいことが確認できる。また、中板離間後は No.1 に比べて低い剛性となった。

突起間板要素の剛性は突起間の距離から求めた計算値に対しておよそ 8~26%ほど過大な剛性を示した。原因としては板要素の断面の中で荷重に偏りが生じ、板



(a) 内側突起部 (b) 外側突起部  
図 12 荷重  $P$ —すべり  $u$  関係 ( $L_c$  変更)

要素で伝達される荷重が断面全体に均等に作用していないことが挙げられる。

外側突起部の剛性は、 $L_c$  の違いによって外側突起部の剛性に变化はなく、 $D_F$  の増加にしたがって剛性が増加していることを確認した。また、全体として解析値は突起寸法等を用いて求めた計算値に対しておよそ 14~27%ほど過小な剛性を示した。これは添板の曲げ変形によって切欠きが傾き、荷重が突起先端部に偏ったことが原因として考えられる。

### [4] 引寄せ力、中板離間荷重

図 15 より、 $L_c$  の増加にしたがって  $P_T$  が減少しているのが確認できる。これは 4.2 節[2]で述べた通り突起間に伝達される荷重  $P_c$  が減少したことによるものと考えられる。そしてこの規則性に従えば  $L_c=0$  のときに  $P_T$  が最大値となるため、No.3-0C の  $P_T$  (=365kN) が突起二列配置における  $P_T$  の最大値と考えられる。また、 $L_c$  の増加にしたがって復元力特性は突起一列配置の場合に接近すると考えられ、中板離間荷重に関しても同様の傾向があると想定できる。以上の二点から、突起二列配置における突起間の長さ  $L_c$ —中板離間荷重  $P_T$  関係は  $P_T \rightarrow \infty$  で突起一列配置のときの  $P_T$  の値に漸近し、 $L_c=0$  のときに最大値となると考えられる。

## 5. 総括

本論では、突起一列配置の場合の復元力特性を定式化し、FEM 解析によりその妥当性を検討した。また、突起が複数列となった場合に接合部の各要素の挙動に生じる変化について解析的に検討した。

参考文献  
日本機械学会：技術資料 歯車強さ設計資料，1972.12  
石川二郎：歯車の歯のたわみについて，日本機械学会論文集 17 卷 59 号，pp.103-106，1951

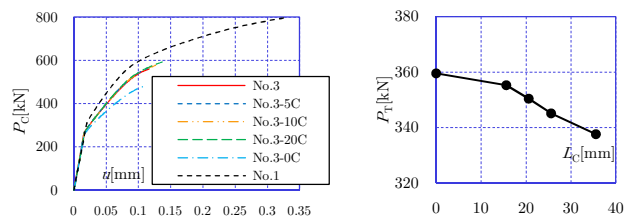


図 14 内側突起部における伝達荷重とすべりの関係 ( $L_c$  変更) 図 15  $L_c$  による  $P_T$  の推移

表 5 試験体一覧 (第 4 章)

No.	接触面角度 $\theta$ (度)	突起高さ $h$ [mm]	突起の数	突起間板要素の長さ $L_c$ [mm]	外側突起の底面幅 $D_F$ [mm]
No.3	60	12.5	2	$\pm 0$	$\pm 0$
No.3-5C				+5	
No.3-10C				+10	
No.3-20C				+20	
No.3-0C				-15.57 ( $L_c=0$ mm)	
No.3-2D				$\pm 0$	+2
No.3-5D				$\pm 0$	+5

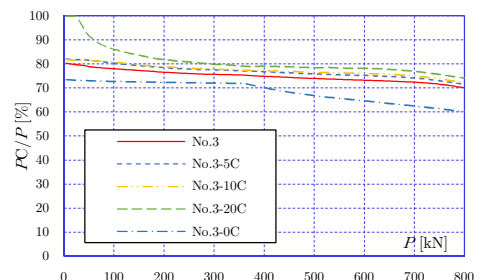


図 13  $P/P_c$  の推移