



Title	各種仕口に関する基礎的研究：第2報 曲げ性能について
Author(s)	石井, 誠; ISHII, Makoto; 宮島, 寛 他
Citation	北海道大學農學部 演習林研究報告, 40(3), 581-596
Issue Date	1983-08
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/21096">https://hdl.handle.net/2115/21096</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	40(3)_P581-596.pdf



# 各種仕口に関する基礎的研究

第2報 曲げ性能について\*

石井 誠\*\* 宮島 寛\*\*

Basic Study on the Various Glued Joints (2)  
On the Bending Properties\*

By

Makoto ISHII\*\* and Hiroshi MIYAJIMA\*\*

## 目 次

1. 緒 言 .....	581
2. 試験体および試験方法 .....	582
2.1 供 試 材 .....	582
2.2 試 験 体 .....	583
2.3 試 験 方 法 .....	584
3. 結果および考察 .....	585
3.1 剛 性 試 験 .....	585
3.1.1 180度接合試験体 .....	585
3.1.2 90度接合試験体 .....	587
3.2 耐 力 試 験 .....	591
3.2.1 180度接合試験体 .....	591
3.2.2 90度接合試験体 .....	592
4. 結 言 .....	594
文 献 .....	595
Summary .....	596

## 1. 緒 言

家具を構造物として、その変形挙動、耐力について解析する場合、重要となるのは、接合部(仕口)性能である。仕口部の局部的実験は、過去に数多くなされてお<sup>り</sup>、最近になって、構造物の変形挙動に関するコンピューター解析も行なわれてきた<sup>2)</sup>。しかし、仕口は、多種多様な形状があり、それぞれについて影響する主因子は、仕口形状により変わってくる。そのため、実験的にその仕口性能を調べても、その適用は、実験に供した仕口形状、寸法のものに限

\* 1982年8月31日受理 Received August 31, 1982.

\*\* 北海道大学農学部林産学科木材加工学研究室

Laboratory of Wood Engineering, Faculty of Agriculture, Hokkaido University.

られており、一般にその剛性、耐力の値を使用することはできない。そのため、仕口の構造解析が望まれ、家具設計に関するマニュアルの作成が急務である。

家具構造物の接合部(特に仕口)では、剛接合として計算されたものより、変形量は大きくなり、また耐力も低くなる。そのため、その接合は、剛接合とピン接合の中間の値をもつ、いわゆる半剛節接合と呼ばれている。既報<sup>1)</sup>で用いた剛性効率 $\eta$ は、剛接合を1、ピン接合を0として、その半剛性を示したものである。この概念は、安藤<sup>2)</sup>らの接合係数と基本的には同じものである。それに対し、秦<sup>3)</sup>らは、接合係数をバネ定数と仮定してコンピューター解析している。半剛節接合に関する影響因子は、多岐にわたっており、それらが複雑に影響し合うため、その厳密な解析を行なうのは困難である。そのため、本報では前報<sup>4)</sup>同様、影響因子の中の主要と思われるものについて解析を行ない、大まかな構造解析手法を見出そうとしたものである。

仕口は、引張、圧縮変形を複合した回転変形と、剪断、めり込み、ねじり変形の複合した挙動を示す。そのため、それぞれの荷重を受けた時の変形挙動を別々に解析し、それらを重ね合わせれば、仕口部の挙動は解析できる、と考えられる。ただし、前報や本報で試験を行なった試験体の形状では、剪断、ねじり変形は非常に小さい、と思われるので考慮に入れていない。

前報では、仕口が引張荷重を受けた時の性能について検討を加えた。その結果、剛性は、180度接合試験体では、無欠点部材と考へても差しつかえない。それに対し、90度接合試験体の場合、一枚柄(ほぞ)では柄長さが短い、すなわち柄孔による柄の拘束力が弱い場合は、柄幅が広くなると、変位量は減少するが、柄長さが長くなると、柄幅と変位量との間の相関性は見られなくなる。二枚柄では柄長さが短い場合には一枚柄の同断面積の柄寸法のものと同程度である。また、四枚柄では一枚柄の胴付寸法のものと同程度とやや異なるが、柄長さが長くなると、その傾向は見られなくなる。さらに、耐力は、柄長さが長くなると増し、また、柄数が多くなっても増加した。本報では、それらの結果を基にして、曲げ荷重を受ける時の仕口性能について、柄長さ、柄幅、柄枚数を変えて実験を行なった。

本研究を行なうにあたり、終始適切な御助言を賜った、北海道大学沢田稔名誉教授、同農学部林産学科木材加工学教室の上田恒司教官、生田晴家教官に深く感謝の意を表す。

## 2. 試験体および試験方法

### 2.1 供試材

使用した材料は、平均でヤング係数  $109 \text{ t/cm}^2$ 、比重 0.43、含水率 14%、平均年輪幅 2.7 mm の北大雨竜地方演習林産のアカエゾマツ(一部トドマツ)の204材で、図-1に示すように、ラミナ幅が柄又は柄孔幅になるよう仕上げた後、部材幅 4 cm、部材せい 2.4 cm になるよう、尿素樹脂接着剤(三井東圧化学製、ユーロイド S-121、硬化剤として塩化アンモニウム、重量比 0.5% を混入)で積層接着した。なお、FJ(フィンガージョイント)の供試材には、積層材を用いなかった。

2.2 試験体

試験体の組み立ては、積層接着後1週間以上養生させてから行なった。作製した柄形状を図-2に示す。180度接合試験体は、aタイプ(柄幅1cm、一枚柄)、dタイプ(柄幅0.5cm、二枚柄)、fタイプ(柄幅0.5cm、四枚柄)およびFJで、柄長さは、それぞれの柄形状につき2cm、4cmの2種類である。90度接合試験体は、aタイプ、bタイプ(柄幅2cm、一枚柄)、cタイプ

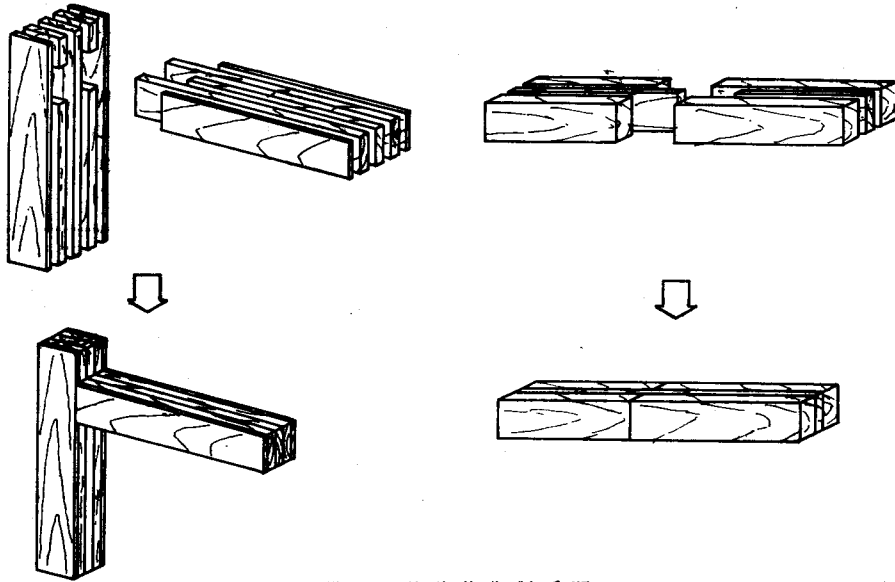


図-1 試験体作製手順  
Fig. 1. Assembly of the specimens.

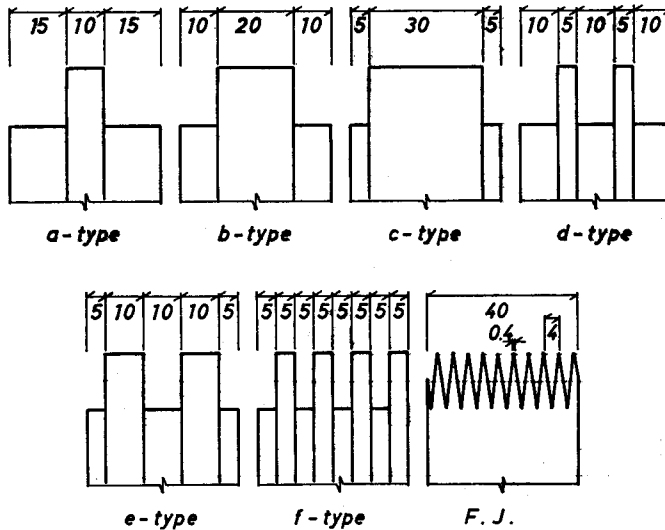


図-2 接合部形状  
Fig. 2. Configurations of the joints.

(柄幅3 cm, 一枚柄), eタイプ(柄幅1 cm, 二枚柄), fタイプおよびFJで, 柄長さは, それぞれのタイプにつき, 0.6 cm, 1.2 cm, 1.8 cm, 2.4 cmの4種類である。FJは, ピッチ4 mm, チップ0.4 mm, 傾斜1:8で11枚重ねのフィンガーカッターで切削し, 180度およびL型試験体とした。圧縮は, 柄接合試験体は木槌で, FJ試験体は, 180度接合試験体で30 kg/cm<sup>2</sup>, 90度接合試験体で60 kg/cm<sup>2</sup>の圧縮圧を加えて行なった。

各試験体の使用部材の基礎材質を表-1, 2に示す。

2.3 試験方法

180度接合試験体の試験方法を図-3に, 90度接合試験体の試験方法を図-4に示す。

180度接合試験体では, スパン中央で1/100 mm精度のデジタルゲージで中央挽みを, 支点より外側4.3 cmの所で1/1000 mm精度のデジタルゲージによって変位を測定し, 支点傾斜角を求めた。

90度接合試験体では, 荷重点下(A)およびコーナー内隅から20 cmの所(B)で1/100 mm

表-1 基礎材質 (180度接合試験体)  
Table 1. Properties of the end-to-end jointed specimens

Specimen	<i>b</i> (cm)	<i>h</i> (cm)	<i>E</i> (t/cm <sup>2</sup> )	<i>n</i>
a	3.97	2.36	102	5
d	3.98	2.37	113	5
f	4.03	2.38	108	6
FJ	3.97	2.36	94	3(384)*

(Remarks) *b*: Width, *h*: Depth, *E*: Young's modulus, *n*: Number of the specimens.

\* Compressive strength, parallel to grain.

表-2 基礎材質 (90度接合試験体)  
Table 2. Properties of the side-to-end jointed specimens

Specimen	<i>b</i> (cm)	<i>h</i> (cm)	<i>E</i> (t/cm <sup>2</sup> )	$\epsilon_{ob}$ ( $\times 10^{-3}$ )	$p\sigma_c$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\max\sigma_c$ (kg/cm <sup>2</sup> )	<i>n</i>
a	3.95	2.32	122	7.03	42	104	12
b	3.97	2.38	109	7.27	41	109	12
c	3.97	2.39	105	7.18	46	110	10
e	3.96	2.38	112	7.24	46	115	12
f	4.01	2.38	109	7.19	48	131	12
FJ	4.01	2.38	109	7.19	37	91	3

(Remarks)  $\epsilon_{ob}$ : Bending strain at the maximum stress,  $p\sigma_c$ : Proportional compressive stress, perpendicular to grain,  $\max\sigma_c$ : Compressive strength perpendicular to grain.

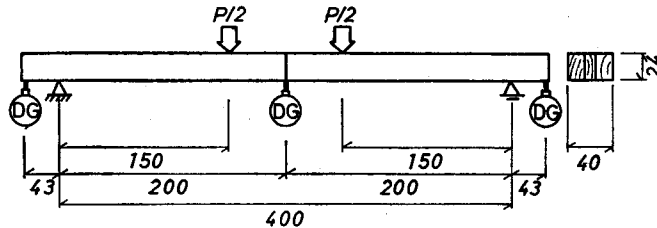


図-3 試験方法 (180度接合試験体)

Fig. 3. Testing method for the end-to-end jointed specimens.

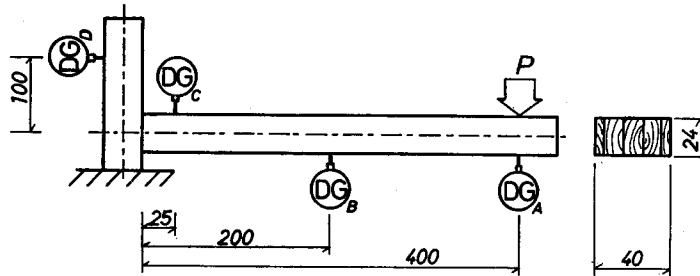


図-4 試験方法 (90度接合試験体)

Fig. 4. Testing method for the side-to-end jointed specimens.

精度のデジタルゲージで、またコーナー内隅から 2.5 cm の所 (C) で 1/1000 mm 精度のデジタルゲージでそれぞれの部材変位を測定し、また、荷重を加えた部材の中心線から固定部材の材軸にそって 10 cm の所 (D) で 1/1000 mm 精度のデジタルゲージで固定部材の変形量を得、接合部の回転角に換算して、A, B, C 点の変位量の補正を行なった。

試験は、まず剛性試験を行ない、比例限度内での変位量を測定した。除荷後、破壊試験を行ない、比例限荷重、破壊荷重を測定した。その後、非破壊部分より、曲げ破壊試験体、ブロック剪断試験体、部分圧縮試験体を、また FJ 試験体から縦圧縮試験体を切り取り、基礎材質試験に供した。

### 3. 結果および考察

#### 3.1 剛性試験

##### 3.1.1 180度接合試験体

180度接合試験体の剛性試験結果を表-3に示す。ここで用いた計算値は次式により得た。

表-3 剛性試験結果 (180度接合試験体)  
Table 3. Results of the stiffness test (end-to-end jointed specimens)

Specimen	$\delta_{obs}$ ( $\times 10^{-3}cm$ )	$\delta_{cal}$ ( $\times 10^{-3}cm$ )	$\delta_{cal}/\delta_{obs}$	$\theta_{obs}$ ( $\times 10^{-4}rad$ )	$\theta_{cal}$ ( $\times 10^{-4}rad$ )	$\theta_{cal}/\theta_{obs}$
180-20-a	5.3	2.9	0.55	3.2	3.5	1.12
d	5.5	2.6	0.51	3.4	3.1	0.98
f	3.9	2.7	0.69	2.5	4.0	1.31
180-40-a	4.3	2.7	0.63	2.7	3.3	1.19
d	4.4	2.4	0.57	2.9	2.9	1.00
f	4.0	2.6	0.68	2.8	3.2	1.20
FJ	2.7	3.0	1.11	1.8	3.7	2.04

(Remarks)  $\theta_{obs}$ : Observed angle of rotation at the support.  
 $\theta_{cal}$ : Calculated angle of rotation at the support.

$$\delta_{\text{cal}} = \frac{Pl_1}{6EI} \left\{ l_1^2 + \frac{3}{8} l_2 (2l_1 + L) \right\} \quad (1)$$

$$\theta_{\text{cal}} = \frac{Pl_1}{6EIL} (3l_1 + l_2 + L) (l_1 + l_2) \quad (2)$$

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

ここで、 $\delta_{\text{cal}}$ : スパン中央の計算変位量 (cm),  $P$ : 荷重 (kg),  $l_1$ : 支点から荷重点までの距離 (cm),  $E$ : ヤング係数 (kg/cm<sup>2</sup>),  $l_2$ : 荷重点間の距離 (cm),  $L$ : スパン (cm),  $\theta_{\text{cal}}$ : 支点傾斜角の計算値 (radian),  $I$ : 断面二次モーメント (cm<sup>4</sup>),  $b$ : 材幅 (cm),  $h$ : 材せい (cm)。

また、支点傾斜角の実測値は、次式より求め、両端で求めたものを平均して用いた。

$$\theta_{\text{obs}} \doteq \frac{\delta_E}{l_3} \quad (3)$$

ここで、 $\theta_{\text{obs}}$ : 支点傾斜角実測値 (radian),  $\delta_E$ : デジタルゲージの読み (cm),  $l_3$ : 支点よりデジタルゲージまでの距離 (cm)。

(変位の計算値)/(変位の実測値)を剛性効率とする。まず、柄長さについて見ると、柄長さが長くなると、剛性効率は若干大きくなる。しかし、各タイプ内でのバラツキが非常に大きく、柄長さによる性能変化より、接着面での繊維方向、嵌合度等の因子によるものの方が大きいように思われる。また、柄数について見ると、柄数が多くなると、その効率は向上すると予想されたが、二枚柄で他の柄数のものより低くなった。しかし、これは、柄断面積がすべて同一でないので、そのまま比較することはできない。dタイプとfタイプを比較すると、断面積はfタイプがdタイプの2倍であるので、変位量はそれに伴って少なくなっている。しかし、その割合は、断面積増加割合とは比例せず、柄長さ2cmの時、0.74倍、柄長さ4cmの時、0.84倍であった。これは、柄つけ根の角の応力集中による干渉効果によるものと考えられる。このことは、柄断面積の等しいaタイプ、dタイプでも見られ、柄数の多いdタイプの方が変位は大きい。ただし、これらのことについては、本研究では、柄形状の種類が少ないため、確認することはできなかった。

次に、変位量と支点傾斜角についてみる。剛性効率は、FJを除きほぼ0.5~0.7であるのに対し、支点傾斜角は逆に実測値の方が計算値より若干小さくなった。このことより、接合部で両部材間のすべりを生じ、接合部で折れ曲がるような変形(即ち、接合部で角度がついた変形)をしたと予想される。これに対し、FJは逆に補強効果がみられ、剛性効率は1.11とやや変位量が少ないだけのように思えるが、支点傾斜角は1/2と小さい。これらの部材変形については、本研究では得ていないが、変位測定点を増すことにより、接合部の影響を知ることは可能であろう。

もし、剛性効率の低下が、接合部だけに依存するのなら、本報で用いた剛性効率は、本研究で用いた試験体の形状のもの以外用いることはできない。なぜなら、スパン、断面寸法の変

化は、部材自体の変位置に対する接合部の変位置の割合を変化させるからである。そのため、本報で示される剛性効率を他の研究報告の値と比較することは、あまり意味のないことになる。これらを直接比較するには、接合部での両部材のなす角度で表わすことがより良く、その実験方法の確立が必要である。

### 3.1.2 90度接合試験体

結果を表-4および図-5に示した。ここで、実測変位は次式より求めた。

$$\delta_{obs} = \delta'_{obs} - \frac{l}{10} \delta_D \quad (4)$$

ここで、 $\delta_{obs}$ : 実測変位の補正值 (cm),  $\delta'_{obs}$ : デジタルゲージの読み (cm),  $l$ : コーナー内隅からデジタルゲージまでの距離 (cm),  $\delta_D$ : デジタルゲージ (D) の読み (cm)。

表-4 剛性試験結果 (90度接合試験体)  
Table 4. Results of the stiffness test (side-to-end jointed specimens)

Specimen	$\delta_{obs}$ ( $\times 10^{-3}$ cm/kg)			$\delta_{cal}$ ( $\times 10^{-3}$ cm/kg)			$\delta_{cal}/\delta_{obs}$		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
90-6-a	—	—	—	—	—	—	—	—	—
b	138	60	5.0	43	14	0.3	0.31	0.23	0.05
c	130	58	8.2	43	13	0.2	0.33	0.23	0.03
e	128	56	4.8	43	13	0.3	0.35	0.25	0.05
f	122	48	3.9	44	14	0.3	0.36	0.29	0.07
90-12-a	134	59	4.8	42	13	0.2	0.32	0.23	0.05
b	117	51	4.2	43	13	0.2	0.37	0.26	0.06
c	111	47	3.7	48	15	0.3	0.42	0.31	0.08
e	104	44	3.5	45	14	0.3	0.44	0.32	0.07
f	95	40	3.0	44	14	0.3	0.47	0.35	0.08
90-18-a	127	56	4.5	43	13	0.2	0.34	0.24	0.05
b	102	43	3.3	45	14	0.3	0.44	0.33	0.08
c	82	37	2.8	44	14	0.3	0.55	0.38	0.09
e	93	39	2.9	43	13	0.2	0.46	0.35	0.09
f	85	35	2.6	43	13	0.3	0.51	0.38	0.10
90-24-a	118	50	4.1	45	14	0.3	0.38	0.28	0.06
b	88	36	2.8	45	14	0.3	0.50	0.38	0.09
c	100	41	3.1	48	15	0.3	0.48	0.36	0.09
e	90	37	2.8	43	13	0.2	0.47	0.36	0.09
f	90	37	2.9	43	14	0.3	0.48	0.36	0.08
FJ	98	41	3.4	50	16	0.2	0.51	0.38	0.06

(Remarks)  $\delta_{obs}$ : Observed deformation,  $\delta_{cal}$ : Calculated deformation,  
A, B, C: Gage symbols.

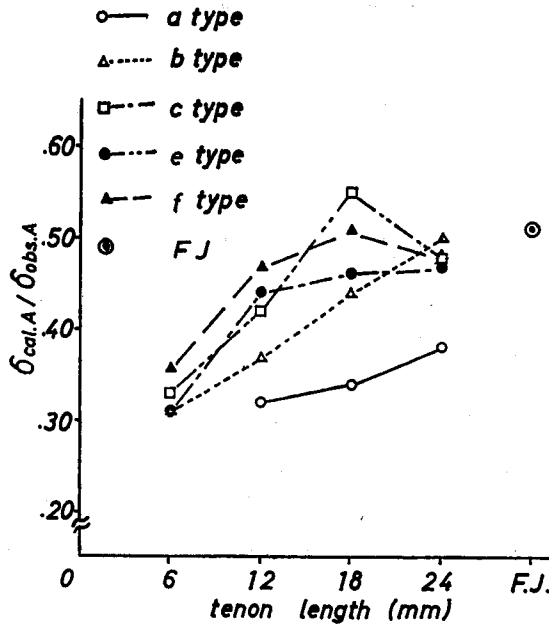


図-5 剛性試験結果 (90度接合試験体)

Fig. 5. Results of the stiffness test. (side-to-end jointed specimens)

また、計算変位は次式より求めた。

$$\delta_{cal} = \frac{PP^2}{2EI} (3L-l) \tag{5}$$

ここで、 $\delta_{cal}$ : 部材を片持梁と仮定した時の計算変位 (cm)。

(計算変位)/(補正実測変位) を剛性効率とする。まず、柄長さによる剛性効率への影響をみると、一枚柄で柄幅が小さいものを除き、柄長さが長くなると、その剛性効率は、荷重点下ではほぼ0.48付近に集まる。これは、FJの0.51に近い値であり、柄保持力が充分確保されれば、剛性効率は0.5近辺に収束することが予想される。このことは、既報<sup>1)</sup>でも同様の結果を得ている。既報と荷重方法、寸法および樹種が異なるため、直接その値を比較できないが、傾向として、柄長さが長くなると剛性効率は上昇し、ほぼ材せいの7/8で最大値をとり、それ以上長くなると減少した。柄保持力が充分得られれば、鉛直部材の繊維がつながった面積は、できるだけ広い方が変位量は小さくなるためである。この傾向は、中立軸を算出した場合にも見られる。中立軸の位置は、次式より得られる。柄つけ根の応力分布を、単純化して図-6のように仮定すると、

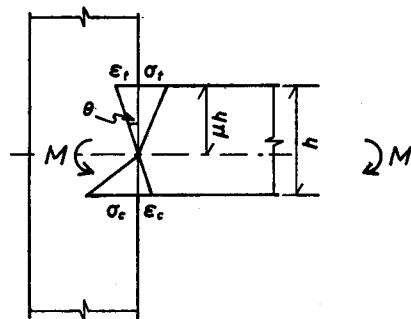


図-6 応力分布の仮定 (90度接合試験体)

Fig. 6. Assumption of the stress distribution. (side-to-end jointed specimens)

$$\mu h = \sqrt{\frac{3\delta' M}{h \tan \theta}} \tag{6}$$

$$M = PL, \quad \delta' = b\delta_t$$

$$\tan \theta = (\delta_{obs} - \delta_{cal})/l \tag{7}$$

ここで、 $\mu h$ : 引張応力域の最外層より中立軸までの距離 (cm),  $\delta_t$ : 前報で得られた単位引張応力当りの変位量 (cm)。なお、引張試験は、1.2 cm, 2.4 cm の柄長さのものしか行なっていないので、ここでは、タイプごとの平均値として表-5 に示す値を用いた。 $\theta$ : 接合部回転角 (radian)。

(6) 式の結果を表-4 に、また平柄の中立軸の位置を 1 とした時のそれぞれの柄長さでの中立軸までの距離の割合と柄長さとの関係を図-7 に示す。柄形状による、 $\mu$  値への影響はあまりなく、柄長さごとに見ると、変動係数は 10% 前後と小さい。それに対し、柄長さの影響は、図-7 のように、柄長さが  $3h/4$  付

表-5 中立軸の位置 (90度接合試験体)

Table 5. Position of the neutral axis (side-to-end jointed specimens)

Specimen	$\mu$				$\delta'$ ( $\times 10^{-5}$ cm)
	tenon 0.6	1.2	1.8	2.4	
a	—	0.59	0.61	0.68	8.39
b	0.55	0.60	0.68	0.78	7.56
c	0.48	0.55	0.66	0.61	5.53
e	0.53	0.62	0.67	0.68	6.25
f	0.52	0.58	0.64	0.61	4.93
Av.	0.53	0.59	0.65	0.67	
C.V.(%)	$\pm 11$	$\pm 8$	$\pm 7$	$\pm 11$	

(Remarks)  $\delta'$ : deformation obtained from the tension test (Calculated from Ref. 4).

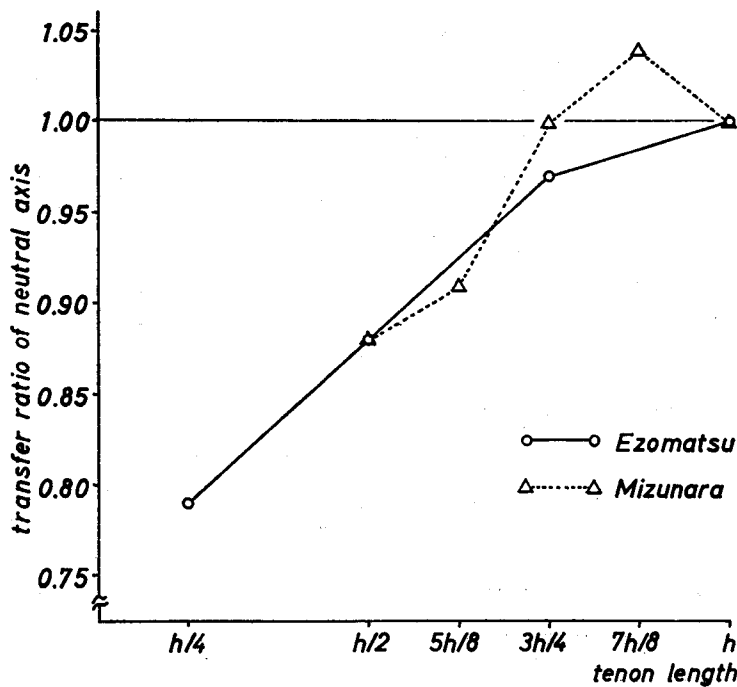


図-7 柄長さと中立軸移動の関係

Fig. 7. Relation between tenon length and the transfer ratio of the neutral axis.

近まではほぼ直線的に移動するが、それを越えるとその傾きは減少する。このことは、図-7に同時に示されている既報<sup>1)</sup>で行なったミズナラの結果でも、同様の傾向が見られた。これらのことから、接合部の回転角の逆算式が得られる。 $y = \mu_1 h / \mu_2 h$ ,  $x = l/h$  とすると、次式の回帰直線が得られる。

$$y = 0.36x + 0.7 \quad (8)$$

(6)式より、

$$\tan \theta = \frac{3\delta M}{\mu_1^2 h^3} \quad (9)$$

を得る。(9)式に(8)式を代入して整理すると、

$$\theta \doteq \frac{27\delta M}{4(0.36l + 0.7h)^2 h} \quad (10)$$

となる。ここで、 $\mu_1 h$ : それぞれの柄長さでの中立軸の距離 (cm),  $\mu_2 h$ : 平柄での中立軸の距離 (cm)。なお、 $\mu_2$  は、表-5より0.67を得る。(10)式は、実験式に基づいたものであるので、さらに検証実験が必要であろう。なお、既報<sup>5)</sup>で測定した、ひずみゲージによる接合部のひずみ分布でも、平柄および柄長さが材幅の2/3の隠し柄での中立軸は、引張域から $2h/3$ よりやや中心線よりに見られた。

次に、ダイヤルゲージの位置による変位について比較する。剛性効率は、接合部に近づくとつれて低下する。これは、接合部に近い程、変位量は小さくなり、誤差の割合が大きくなるためもあるが、一番大きい要因は、接合部での局部的回転変形によるため、と考えるのが妥当であろう。なぜなら、接合部近くでは、部材の変形より接合部の回転変形の割合が大きいため、接合部に回転変形を生じない剛と仮定した計算値に比べ、かなり大きい変形量になるのに対し、接合部から離れるにつれて、部材変形に対する接合部の回転変形の割合は小さくなるため、その剛性効率は大きくなる。そのため、測定距離に関係なく、一律に接合部の剛性を比較するには、接合部の回転角を用いることがより良いと考える。

表-6 回転角 (90度接合試験体)

Table 6. Rotation angle (side-to-end jointed specimens)

Specimen	$\theta$ ( $\times 10^{-3}$ rad/kg)		
	A	B	C
90-6-a	—	—	—
b	2.38	2.34	1.89
c	2.17	2.24	3.18
e	2.33	2.13	1.83
f	1.95	1.72	1.45
90-12-a	2.30	2.29	1.82
b	1.86	1.88	1.57
c	1.58	1.61	1.35
e	1.48	1.51	1.28
f	1.26	1.30	1.10
90-18-a	2.11	2.12	1.71
b	1.43	1.45	1.21
c	0.94	1.13	1.01
e	1.27	1.27	1.07
f	1.06	1.07	0.95
90-24-a	1.83	1.83	1.50
b	1.09	1.10	1.00
c	1.30	1.32	1.14
e	1.19	1.19	1.01
f	1.14	1.18	1.05
FJ	1.18	1.26	1.28

(Remarks)  $\theta$ : Observed rotation angle.

(7)式より得た接合部の回転角を表-6に示す。A, B点では、かなり良い一致をみた。ただし、C点では、若干小さくなった。このように、あまり変位測定点が接合部に近すぎると、接合部の存在による応力分布の変動や、繊維方向等部材自体の性能のバラツキが影響しやすいので好ましくなく、接合部から少し離れた点で変位を求めることが良いであろう。

### 3.2 耐力試験

#### 3.2.1 180度接合試験体

結果を表-7に示す。

表-7 耐力試験結果 (180度接合試験体)  
Table 7. Results of the strength test. (end-to-end jointed specimens)

	$\sigma_{bp}$	$\sigma_b$	$\sigma_{bp}/\sigma_b$	$\sigma_{cal}$	$\sigma_b/\sigma_{cal}$	W.F.
	(kg/cm <sup>2</sup> )			(kg/cm <sup>2</sup> )		(%)
180-20- a	64	101	0.66	705	0.15	70
d	58	101	0.58	805	0.14	50
f	105	198	0.52	797	0.26	30
180-40- a	78	215	0.38	744	0.30	65
d	84	205	0.42	809	0.25	90
f	143	252	0.56	742	0.34	80
FJ	186	291	0.64	670	0.43	100

(Remarks)  $\sigma_{bp}$ : Proportional bending stress,  $\sigma_b$ : Observed bending strength,  $\sigma_{cal}$ : Calculated bending strength, W.F.: Wood failure.

ここで、曲げ強さは次式より求めた。

$$\sigma_{cal} = \epsilon_{ob} E$$

$$\sigma_{obs} = \frac{3P_{max}l_1}{bh^2}$$

ここで、 $\sigma_{cal}$ : 計算曲げ強さ (kg/cm<sup>2</sup>)、 $\epsilon_{ob}$ : 最大比例伸長度、 $E$ : ヤング係数 (kg/cm<sup>2</sup>)、 $\sigma_{obs}$ : 実測曲げ強さ (kg/cm<sup>2</sup>)、 $P_{max}$ : 破壊荷重 (kg)。ここで用いた  $\epsilon_{ob}$  は、破壊試験後、非破壊部より切り取った試験体の曲げ破壊試験より得た値で、平均値  $7.155 \times 10^{-3}$  を用いた。

(実測曲げ強さ)/(計算曲げ強さ)を耐力効率とすると、柄長さによる影響は、柄数が少ない程明瞭で、aタイプでは、柄長さが2倍になると、その耐力効率も2倍となった。それに対し、fタイプでは、1.3倍にしかならず、柄長さが短い場合、柄数が多い程柄保持力は大きい、柄長さが長くなると、柄数が少ない程耐力効率の増加率は増し、ある柄長さ以上になると、柄数に関係なくほぼ一定の耐力効率になると予想される。しかし、前報の引張試験結果では、そのような傾向はみられず、柄長さが2倍になると、耐力効率はaタイプで1.2倍、dタイプで1.6倍、fタイプで1.4倍であった。そのため、単純梁の応力分布をそのまま使用することは問題があり、接合部形状によって、引張、圧縮応力以外に、接着層の剪断力、嵌合度による応力低下

等の因子を加味しなければならない。ただし、嵌合度は、一枚柄の場合は、(柄寸法)-(柄孔寸法)であるが、柄数が多くなると、その上さらに、柄と柄孔の位置のずれによる嵌合度があり、従来の嵌合度の概念をそのまま用いることはできない。また、本研究では、2つの嵌合度の影響度について考慮しなかったため、耐力の比較だけに留めた。

### 3.2.2 90度接合試験体

結果を表-8に示した。ここで、柄長さが0.6 cmの試験体では、比例領域が見られなかったため、比例限応力を求めることができなかった。

まず、 $\sigma_{bp}/\sigma_b$ を見ると、一定の柄長さの内では、各接合タイプ間に特別な傾向はみられない。しかし、柄長さが長くなると、その比は低下する。これは、柄が長くなることにより、接着層が剥離しても、柄自体で荷重を受けることにより、破壊荷重が増加するためと考えられる。また、比例限応力は、部材の非破壊部を曲げ破壊して得られる比例限応力に比べ小さくなる。そのため、比例限応力は、接着層の剥離する荷重に左右されると考えられ、塑性域に入るとい

表-8 耐力試験結果 (90度接合試験体)

Table 8. Results of the strength test (side-to-end jointed specimens)

Specimen	$\sigma_{bp}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\sigma_b$	$\sigma_{bp}/\sigma_b$	$\sigma_{cal}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\sigma_b/\sigma_{cal}$	W.F. (%)	$\sigma'_{cal}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\sigma_b/\sigma_{cal}$
90-6-a	—	43	—	921	0.05	10	226	0.19
b	32	49	0.59	742	0.07	20	408	0.12
c	45	66	0.69	852	0.08	75	660	0.10
e	44	70	0.63	820	0.08	30	412	0.17
f	55	89	0.61	794	0.12	70	405	0.22
90-12-a	52	94	0.55	865	0.11	40	219	0.43
b	60	113	0.53	815	0.14	40	404	0.28
c	70	125	0.56	721	0.18	50	521	0.24
e	73	146	0.50	762	0.19	60	395	0.37
f	90	162	0.56	748	0.21	35	377	0.43
90-18-a	59	116	0.52	782	0.17	50	190	0.61
b	84	175	0.48	772	0.23	60	407	0.43
c	84	197	0.43	771	0.26	20	563	0.35
e	96	200	0.46	852	0.23	50	408	0.49
f	107	245	0.43	800	0.31	35	383	0.64
90-24-a	62	144	0.43	868	0.17	15	218	0.66
b	68	213	0.32	817	0.27	30	387	0.55
c	89	207	0.43	724	0.29	90	545	0.38
e	116	272	0.42	784	0.35	40	394	0.69
f	102	254	0.41	790	0.32	60	385	0.66
FJ	119	324	0.49	631	0.52	90		

(Remarks)  $\sigma'_{cal}$ : Calculated bending strength of the tenon.

うことは、接着層に破壊を生じたと見るのが妥当である。このことから、柄長さが長くなると、接着面積が増し、比例限度力も高くなる。しかし、ある柄長さ以上になると、接着による柄の保持力が、部材の比例限荷重よりまさり、そのため比例限度力は頭うちになったと予想される。

次に、曲げ強さについて見る。柄長さと曲げ強さとの関係を求めたのが図-8である。180度接合試験体と同様、耐力効率を(実測曲げ強さ)/(計算曲げ強さ)とすると、柄長さが長くなると、耐力効率は高くなるが、その増加率は低下した。また、柄耐力を接合部耐力と考えた場合の計算結果と、実測耐力との比を表-7に示した。既報<sup>1)</sup>では、一枚柄、柄幅1.2 cm、柄長さ2.3 cmのとき、その比は0.44、柄長さ1.9 cmのとき、0.37であったのに対し、本研究では、一枚柄、柄幅1 cm、柄長さ2.4 cmのとき、0.66、柄長さ1.8 cmのとき、0.61と1.5倍以上の比率になった。これは、既報で使用した樹種がミズナラであるので、部材からより接着層からの方が破壊が始まり易いためであろう。しかし、その傾向は、本研究と同様の傾向を示し、柄長さが長くなるとその比は大きくなった。そのため、既報でも述べたように、柄長さが短い場合は、接着層の剪断強さに左右され、柄長さが長くなると接着による柄保持力が増し、接着による十分な柄保持力が得られれば、柄部材強さにより仕口耐力は決定される。また、柄数が多くなると、その比率は大きくなり、柄数が多い場合でも、一枚柄同様柄長さが長くなると、その比率は大きくなった。

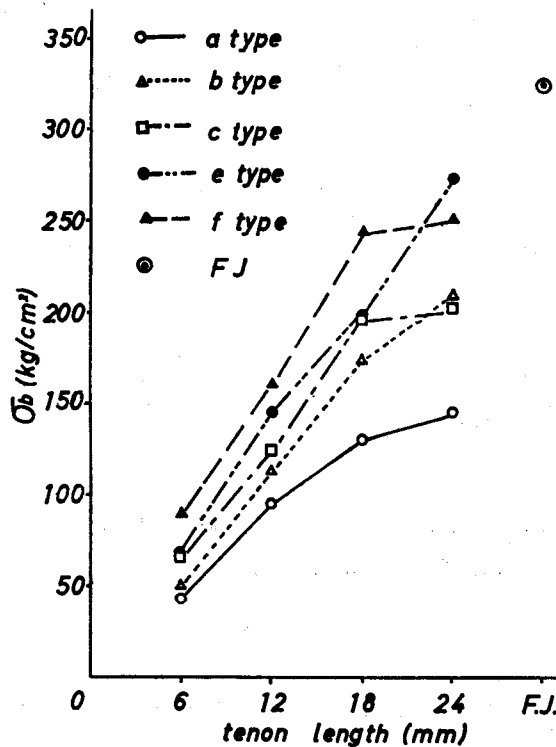


図-8 耐力試験結果 (90度接合試験体)

Fig. 8. Results of the strength test. (side-to-end jointed specimens)

次に、破壊が接合部引張破壊（ひきぬけ）より生じたと仮定して、前報の90度接合試験体の引張強さを用いて、接合部耐力について考える。ここで、柄つけ根で図-7の応力分布をすると仮定し、柄自体が支えるモーメント（即ち、柄の上、下面で受けると思われる荷重の、柄つけ根でのモーメント）を  $m$  (kg·cm) とすると、

$$m = M - \frac{bh^2\sigma_c\sigma_t}{3(\sigma_t + \sigma_c)} \quad (11)$$

$$M = P_{\max} L$$

ここで、 $\sigma_c$ : 部分圧縮応力 (kg/cm<sup>2</sup>),  $\sigma_t$ : 接合部引張強さ (kg/cm<sup>2</sup>)。

ここで、仮に  $\sigma_c$  を部分圧縮強さとする、表-9 のようになる。ここで、90度接合引張試験は、柄長さ1.2および2.4 cmのものしか行っていないので、それらのものに限って示した。これにより、柄長さが長くなれば、柄自体で支えるモーメントの割合は増大し、柄長さが長くなると耐力効率が上昇することを裏付けた。また、柄長さごとに見れば、その割合はタイプ別にあまり差がなく、柄長さ1.2 cmのもので0.5、2.4 cmのもので0.65程度となる。これらのことより、次式のように90度接合引張強さおよび部分圧縮強さより耐力の逆算が可能である。引張強さは、前報で示したように計算が可能であり、また、部分圧縮強さは、樹種により決定され、耐力予測は可能であろう。

$$M = \frac{bh^2\sigma_t\sigma_c}{3(1-\alpha)(\sigma_t + \sigma_c)} \quad (12)$$

$$\alpha = m/M$$

ただし、前報の形状係数は、実験値であるので、この値を一般解として得る必要がある。また、 $\alpha$  値の傾向を知るため、さらに検証実験が必要である。

#### 4. 結 言

前報に引き続いて、180度、90度接合試験体の曲げ性能について検討を加えた。その結果は、次のように要約される。

- 1) 180度接合試験体の剛性試験の結果、支点傾斜角とスパン中央部の変位量より、接合

表-9 柄負担率 (90度接合試験体)

Table 9. Burden ratio of the load of the tenon (side-to-end jointed specimens)

Specimen	$\sigma_t$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\sigma_c$	$m$ (kg·cm)	$M$	$m/M$
90-12-a	29	108	174	339	0.51
b	41	99	206	424	0.49
c	50	100	235	477	0.49
e	56	116	262	539	0.49
f	60	128	308	621	0.50
90-24-a	46	99	282	499	0.56
b	50	110	541	797	0.68
c	51	116	511	776	0.66
e	71	123	691	1032	0.67
f	84	131	576	965	0.59

(Remarks)  $\sigma_t$ : Tensile strength of the specimens (See Ref. 4),  $\sigma_c$ : Compressive strength, perpendicular to grain,  $m$ : Burdened moment of the tenon,  $M$ : Moment of the rupture.

部で折れ曲がるように変形していることが認められた。そのため、この種の試験体では、接合部での両部材のなす角度を用いて、接合効率を表わすことが良いと思われる。

2) 柄長さが長くなると、剛性効率は若干大きくなる。

3) 90度接合試験体の剛性試験の結果、柄長さが長くなると、剛性効率はほぼ0.48に収束した。

4) 中立軸を見ると、柄長さが等しい場合、接合部形状にあまり左右されない。しかし、柄長さを变化させた場合、柄長さが、材せいの3/4付近まではほぼ直線的に圧縮側に移動するが、それ以上長くなると、その移動量は減少した。

5) 実験結果より、接合部回転角は次式より導くことができる。

$$\theta = \frac{27\delta M}{4(0.36l + 0.7h)^2 h}$$

6) 変位に基づく剛性効率は、接合部の半剛接の程度がその回転に依存するため、比較の対象とすることはできず、接合部回転角によって、その半剛接の程度を表わすことが良い、と思われる。

7) 180度接合試験体の耐力試験の結果、耐力効率は、柄長さが長くなる程増すが、柄数が多くなると、その増加率は減少した。

8) 90度接合試験体の耐力試験の結果、耐力効率は、柄長さが長くなると増加するが、その増加率は、柄長さが長くなる程減少した。

9) 柄上、下面で支えるモーメントを計算した場合、柄長さが長くなると、全体のモーメントに占めるそのモーメントの割合は大きくなった。しかし、各接合形状のタイプ間のバラツキは少なく、柄長さによってその割合は決定できる。その結果、次式のような耐力算出式を得た。

$$M = \frac{bh^2 \sigma_t \sigma_c}{3(1-\alpha)(\sigma_t + \sigma_c)}$$

10) 以上のことから、剛性効率、耐力効率の試験方法の格一化が望まれる。また、接合部の引張強さから、曲げ強さが予測し得るとされるため、引張強さの理論的解析が必要である。また、 $\alpha$  値の傾向を知るため、さらに検証実験が必要であろう。

## 文 献

- 1) 石井 誠・宮島 寛：木製小椅子の仕口性能の比較。北大演報，38-1，121-138，1981。
- 2) 秦 正徳・小松幸平・佐々木 光：半剛接骨組としての木製棚の構造解析。木材誌，23-9，434-439，1977。
- 3) 安藤直人・平田俊次・平田信也・大熊幹章：支持条件が棚板の剛性に及ぼす影響。木材工業，35-6，256-260，1980。
- 4) 石井 誠・宮島 寛：各種仕口に関する基礎的研究(第1報)。北大演報，39-2，223-236，1982。
- 5) 石井 誠：木製小椅子の仕口性能に関する研究。北大修士論文，1979。

### Summary

Following the previous paper in which the tensile performances of various glued joints were discussed, those of mortise-tenon joints and finger joint (FJ) under bending moment were investigated in this paper. The results obtained are summarized as follows;

1) The results of the flexural rigidity test for the end-to-end jointed specimens might show that the curvature at the joints was slightly different from the other part. It may be a better way to express "stiffness efficiency" concerning the rotation angle at a support and the deformation of the jointed members due to bending moment.

2) As the tenon length was increased, stiffness efficiency also slightly increased.

3) From the results of the stiffness test for the side-to-end jointed specimens, it might be seen that the stiffness efficiency converged on about 0.48 with increase in the tenon length.

4) If the tenon length was constant, the location of the neutral axis was not influenced by the geometries of the joints. The neutral axis was transferred to the compressive zone with increase in the length of the tenon.

5) From the test results, the rotation angle was expressed as follows;

$$\theta = \frac{27\delta' M}{4(0.36l + 0.7h)^2 h}$$

where  $\theta$ : rotation angle (rad.),  $\delta'$ : deformation under the tensile stress (cm) (see Table 5.),  $M$ : moment at the tenon root (kg·cm),  $l$ : distance from the joint part to the measurement point of deformation (cm), and  $h$ : depth of the member (cm).

6) As the stiffness efficiency based on the deformation of the specimens is influenced by the rotation angle of the joint, the efficiency cannot be used to compare the performances of joints each other. The value of "semi-rigidity" might be expressed by the rotation angle of the joint.

7) In the case of the end-to-end jointed specimens, if the tenon length was increased, the strength efficiency also increased. On the other hand, increasing in the number of tenons decreased the increasing rate of the efficiency.

8) From the test results for the side-to-end jointed specimens, it might be seen that the strength efficiency increased with increase in the length of tenon. But the increasing rate decreased with increase in the length.

9) The ratio of the moment ( $m/M$ ) caused by the behavior of the top and bottom surfaces of the tenon increased with increase in the tenon length. And that ratio was decided by the tenon length. As a result, the predictive expression of the strength was obtained as follows;

$$M = \frac{bh^2\sigma_t\sigma_c}{3(1-\alpha)(\sigma_t+\sigma_c)}$$

where  $b$ : width of the member (cm),  $\sigma_t$ : tensile strength of the joints (kg/cm<sup>2</sup>),  $\sigma_c$ : compressive strength perpendicular to the grain of the member (kg/cm<sup>2</sup>),  $\alpha = m/M$  (see Table 9.).

10) It may be desired to investigate the stiffness and strength efficiency in a standardized condition.

Obviously, an additional test for these joints should be done to get the tendency of the  $\alpha$ -value.