木質鋼板単体ボルト接合の繊維方向荷重に対する強度算定法の提案

A STRENGTH CALCULATION METHOD OF SINGLE BOLTED TIMBER JOINT LOADED PARALLEL TO THE GRAIN

野口昌宏*, 坂田弘安**, 和田 章***, 宮澤健二****

*Masahiro NOGUCHI, Hiroyasu SAKATA, Akira WADA
and Kenji MIYAZAWA*

We, in this article, propose a manual strength calculation method of single bolted timber joint loaded parallel to the grain. The strength calculation method takes into account the edge distance, the end distance, and the slenderness ratio as the parameters. The validity of the proposed calculation method was confirmed by the experimental results, the edge distance of $1d, 2d, 4d, 6d, 7d$, the end distance of $1d, 2.5d, 4d, 7d, 10d$, the slenderness ratio of $0.625d, 3.75d, 7.5d, 10d$.

Keywords : *Strength calculation method, Bolted timber joint, Loading parallel to the grain, Fracture*

強度算定法, 木質ボルト, 繊維方向荷重, 破壊

1. はじめに

集成材構造等の非住宅木質構造では、接合部の性能で構造物の構造性能が決まることが多い。しかし、その接合部の強度を説明するメカニズムに不明点が多い。2006 年度の本学会の木質構造設計規準¹⁾の改正で、降伏耐力と終局耐力が示されたが、繊維方向加力を受けるボルト接合の終局耐力は、塑性理論をベースとしたヨーロッパ型降伏理論(EYT 式)^{1),2)}に基づくものであり、現実の破壊形態である木部の割裂がパラメータとして含まれておらず、現状の木質接合研究の観点からは、終局設計体系を促すための勇断を伴った改訂であったとも言えよう。したがって、検討不十分と考えられる割裂・せん断破壊の問題を早急に詰めるのが、木質研究者の急務と考える。最近の割裂に関連した研究として、桑村らの杉山の初等力学モデルを再検討した方法³⁾、神戸らの鋼構造で一般的な破壊力学的な手法を木質材料に応用した方法^{4),5)}が報告されている。前者のアプローチは、割裂の原因となる集中応力を初等理論を用いてモデル化したものであり、理屈上、割裂が生じる荷重を推定するのに適している。少しでも割れが入れば即部材の耐力が失われるような欠点を持つ木質部材や長期荷重等を受ける欠点を持つ木質部材の強度算定法誘導に大変有効と考えられる。しかし、繊維方向負荷を受けるボルト接合などの場合、割れが生じても耐力低下が殆ど起こらない場合もあることから、集中応力だけではなく、破壊力学的なアプローチも必要と考えられる。後者のアプローチは、破壊力学の学問的基礎知見の備蓄に有効である。しかし、FEM を前提としており、より簡易な方法が望ましいと考える。我々のアプローチは、集中応力だけではなく、破壊力学的なアプローチを併用し、初等理論で簡易モデル化を行い、それに基づく強度算定式を誘導する点の特徴である。

本論文では割裂破壊を引き起こす要因であるボルトのくさび作用や縁端距離不足の影響についてモデル化を行い、単体木質ボルト接合の最大強度算定法を提案する。なお、木質ボルト接合部の配置の規制(縁距離や端距離、ボルト間隔等)が厳しいために、要求性能を満たすために規制以下の配置で新しい接合部を開発する場合が多く、それらの知見も必要との立場から、設計規準以下の端距離・縁距離も含めて扱う。

木質ボルト接合部の繊維方向加力の実験的研究は国内外を含めると数えきれないほど報告されているが、理論を提案した研究は数少ない。特に、破壊について扱ったものは、Jorissen⁶⁾や Heine⁷⁾のオリジナルプログラムによる数値解析、FEM と圧縮破壊クライテリアを用いた Masuda⁸⁾や Tan ら⁹⁾の解析的研究が挙げられるが、手計算可能で比較的簡易な理論化による報告はほとんどなく、広く認められた理論はない。

本論文では、1 本の木質ボルト接合の最大強度の 1 つの算定法を提案し、実験により妥当性を確認する。第 2 章から第 7 章までで、1 本の木質ボルト接合の最大強度の 1 つの算定法を誘導する。第 8 章では、提案算定法を用いた計算値と実験結果を用いて提案算定法の妥当性を検証する。

2. 木質ボルト接合単体の破壊強度算定式の基本方針

本章では後で説明する検証実験で観察された破壊形態を基に簡易モデル化を行い、繊維方向加力を受けるボルト接合単体の強度算定式を導出する。

2.1 想定した破壊形態

図 1 に検証実験で観察された 4 つの典型的な破壊形態を示す。図 1 (a)に示す破壊形態は、 $1d$ や $2.5d$ などと(d :ボルトの直径)端距離が非常に小さい場合に観察された。本論文では、この破壊形態をブロックセ

* 工学院大学地震防災・環境研究センター
ポストドクター・農博

** 東京工業大学建築物理研究センター 准教授・工博

*** 東京工業大学建築物理研究センター 教授・工博

**** 工学院大学建築学科 教授・工博

Postdoctoral Fellow, Earthquake and Environment Research Center, Kogakuin University

Assoc. Prof., S.E.R.C., Tokyo Institute of Technology

Prof., S.E.R.C., Tokyo Institute of Technology

Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Kogakuin University

ん断破壊と呼ぶ。図 1 (b) に示す破壊形態は、ブロックせん断破壊と同様に端距離 $1d$ や $2.5d$ などの場合に観察された破壊形態である。本論文では、この破壊形態を端あき部の曲げ破壊と呼ぶ。図 1 (c) に示す破壊形態は、めり込み降伏が起こる前に割裂破壊が起こる場合の加力部からの破壊である。この破壊形態を支圧応力による割裂破壊と呼ぶ。図 1 (d) に示す破壊形態は、めり込みが起こった後に、割裂破壊が起こる場合である。本論文では、この破壊形態を押し広げによる割裂破壊と呼ぶ。

図 1 実験で観察された典型的な破壊形態

なお、ブロックせん断破壊と端あき部の曲げ破壊は、割れが生じた時点で耐力がほぼゼロに低下する破壊形態に対し、支圧応力による割裂破壊及び押し広げによる割裂破壊は、小さな割れが生じて耐力低下は小さく(試験体によっては耐力低下がない場合もあった)割れが大きく進展すると、急激な耐力低下が生じボルト接合の破壊に至った。

2.2 モデル化の基本方針

まず、破壊の定義について述べる。ブロックせん断破壊と端あき部の曲げ破壊は、存在応力が材料強度に達した時点を破壊と定義した。また、支圧応力による割裂破壊、押し広げによる割裂破壊は、破壊エネルギーに基づく非線形破壊力学を用いて破壊を定義した。

非線形破壊力学は、van der Put¹⁰⁾、Peterson¹¹⁾、Jensen¹²⁾、Gustafsson¹³⁾が木材の破壊モデルに採用したクライテリアに準じた。すなわち、破壊クライテリアは、ポテンシャルエネルギーの減少分(=外部仕事の減少分)がある基準(破壊エネルギー)に達したとき、破壊と定義した。数式では式(1)となる。

$$G_c = \frac{\Delta W}{\Delta \beta} = \frac{dW}{d\beta} \quad \dots (1)$$

ただし、 $\Delta W = P \cdot \delta_1 - P \cdot \delta_2 = P \cdot (\delta_1 - \delta_2)$ 、 P : 加力点の荷重、 δ_1 : 割れが進展する前の加力点での変位、 δ_2 : 割れが $\Delta \beta$ 進展した後の加力点での変位、 $\Delta \beta$: クラック長さ

後で述べる非線形破壊力学を用いたモデル化では、数式誘導が若干複雑になるため、本論文での非線形破壊力学モデル化の大きな流れ(具体的作業)をここで以下に述べておく。

- (1) 接合部に作用する力 P と、繊維直角方向の分力や二次応力等を等価な繊維直角方向の荷重 P_t (割裂き力) との関係をモデル化する。
- (2) 割裂き力が作用した場合の木材の割裂破壊をモデル化する。
 - 1) 割れが入っていない初期状態及び割れが $\Delta \beta$ 進展した状態を想定する。
 - 2) 初期状態のモデル化を行い、 P_t が働く位置での変形を算出する。
 - 3) 初期状態から割れが $\Delta \beta$ 進展した状態のモデル化を行い、 P_t が働く位置での変形を算出する。
 - 4) 初期状態、及び、割れが $\Delta \beta$ 進展した状態のそれぞれについて、割裂き力 P_t がなす仕事を求める
 - 5) 「(仕事) = (エネルギー)」の関係を用いて、「(割れが $\Delta \beta$ 進展した場合のポテンシャルエネルギーの減少分) = (初期状態で割裂き

力 P_t がなす仕事) - (割れが $\Delta \beta$ 進展した状態で割裂き力 P_t がなす仕事)」と考える。

- (6) 破壊は「(ポテンシャルエネルギーの減少分) = (破壊エネルギー)」の関係より、割裂き力 P_t の限界値を求める。

(3) 接合部に作用する力 P と割裂き力 P_t の関係、及び、割裂き力 P_t の限界値から接合部の強度算定式を導出する。

また本論文では、力学を用いて手計算可能な算定式を導くことを目的としている。このため、式が複雑になる部分は仮定を設定し、簡易・単純化した。論文全体を通して、ボルト及びボルト孔は円形であるが、簡易化のために、ボルト孔を正方形として扱う。このとき、等価な正方形の孔の辺長はボルトの直径と同じ d mm とした。

3. ブロックせん断破壊モデル

3.1 破壊要因の解釈と学モデル化の方針

破壊の発生要因は、せん断面が長く応力集中が起こったためではなく、端あき部が短いために木部に作用したせん断応力度が強度に達したためと考えた。そこで、せん断応力分布は一樣として扱う。

3.2 ブロックせん断破壊の強度算定式の導出

図 2 にブロックせん断破壊のモデルを示す。せん断応力分布はせん断面において一樣と仮定し、せん断応力度がせん断強度に達すれば破壊とすると、ブロックせん断で壊れる場合の強度算定式を式(2)として導出した。

$$P = 2 \cdot e_h \cdot t \cdot \tau \quad \dots (2)$$

図 2 ブロックせん断破壊の想定とモデル化

4 端あき部の曲げ破壊モデル

4.1 破壊要因の解釈と力学モデル化の方針

この破壊は図 1 (b) にみられる割れのうち、はじめに真ん中の割れが生じ、その後に両サイドの割れが生じる場合が多かった。しかし、割れは、まず、左右のどちらか一方に生じ、その後、真ん中の割れが生じる場合も観察された。

端あき部の曲げ破壊の応力想定を図 3 (a) に示す。端あき部の応力伝達機構を図 3 (b) に示すように、中央集中荷重を受ける両端固定の等価なはりでモデル化する。集中荷重を与えた位置は図 3 (c) に示すように等価はりの中央とした。

図 3 端あき部の曲げ破壊の想定とモデル化

4.2 端あき部の曲げ破壊での強度算定式の導出

梁の中央及び両側の固定端で最大の曲げモーメント M になり、それらの値は梁の初等理論を用いて式(3)で表せる。

$$M = \frac{Pd}{8} \quad \cdots (3)$$

平面保持を仮定すると、危険断面での曲げ応力度は式(4)で表せる。なお、最大の曲げモーメント M と等価な断面係数 Z 、このとき有効な梁の断面形状は図 3(b)の斜線部として扱った。

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad \cdots (4)$$

式(3)と式(4)を連立させて P について整理すると、曲げモーメントによる引張応力が作用する危険断面で横引張破壊するとしたときのボルトのせん断耐力算定式を式(5)として導出した。

$$P = \frac{4 \cdot t \cdot e_h^2 \cdot \sigma_t}{3 \cdot d} \quad \cdots (5)$$

5. 支圧応力に起因する割裂破壊

5.1 破壊要因の解釈

この破壊形態は、ボルトが円形であるためにその分力としてボルトと木材が接している部分に局部的に生じる繊維直角方向成分をもつ二次応力を起因として加力部から割裂が生じた。割裂破壊の発生要因は、引き裂く方向の分力による破壊と考えた。

5.2 接合部に作用する力と割裂き力の関係のモデル化の方針

つぎに、繊維直角方向に働く割裂き力 P_t について考える。割裂き力 P_t の要素を 2 つ考えた。そして、それらの合力を割裂き力 P_t と仮定した。

1 つ目は、図 4(b)に示すように、ボルトが円形であるためにボルトと木材が接している支圧部が平面的ではなく半円形であるために、局部的に生じる繊維直角方向成分をもつ分力が二次応力として働く分力である。この作用をくさび作用による割裂き力と呼ぶ。2 つ目は、図 4(c)に示すようなポアソン効果による引き裂き力を考える。

図 4 考慮する割裂き力

5.3 くさび作用のモデル化の方針

くさび作用(くさび効果)については、機械設計や工業力学において、広く理論化されている¹⁴⁾。しかし、繊維方向と繊維直角方向のヤング係数及び強度が大きく異なる木材・木質材料の場合には、異方性の影響を考慮する必要があると考える。Kuiper や Jorissen は、工業力学でのくさび理論を応用して、木質ボルト接合部のくさび作用をモデル化しているが、異方性は考慮していない。

本論文では、異方性を考慮した木質ボルト接合部のくさび効果を新たに提案する。最初に、摩擦なし・ボルト直径と先孔径が同一とした場合についてモデル化を行う。つぎに、摩擦の影響を考慮したモデル化を行う。最後に、ボルト直径と先孔径が異なる場合について検討する。

5.3.1 木材の異方性を考慮したくさび作用のモデル化

円形ボルトの断面の中心を基準に、任意の角度 θ におけるボルトと木材の接触点では、ボルトが外周円の放射方向に木材を押しつけるように作用すると仮定する(図 5 参照)。そうすると、 θ が 0 の点の変位を δ とす

ると、任意の角度 θ における放射方向にボルトが木材を押しつける変位量は、 $\delta \cos \theta$ で表現できる。この変位量を繊維方向と繊維直角方向に分解すると図 6(a)に示すようになる。

木材は直交異方性であるため、それぞれの方向の変位量に対する木材の支圧抵抗力の比は異なるはずである。そこで、 $k_{\alpha 0}$ と $k_{\alpha 90}$ をそれぞれ木材の繊維方向と繊維直角方向の変形しにくさを表すバネ(応力度÷めり込み量)とし、それぞれの方向の分力を示すと図 6(b)のようになる。

ボルト直径と先孔径が同一と考えているので、繊維方向の分力成分を $-\pi/2$ から $\pi/2$ まで積分すると、繊維方向の分力の総和 P が式(6)として求まる。なお、繊維方向の分力 P はボルトに作用する力と考えられる。

$$P = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} k_{\alpha 0} \cos^2 \theta d\theta = 2k_{\alpha 0} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \theta d\theta = \frac{\pi \alpha}{2} \quad \cdots (6)$$

同様に、繊維直角方向の分力成分を $-\pi/2$ から $\pi/2$ まで積分すると、繊維直角方向の分力 P_t が式(7)として求まる。なお、繊維直角方向の分力の総和 P_t はボルトが木材を引き裂く割裂き力と考えられる。

$$P_t = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} k_{\alpha 90} \cos \theta \sin \theta d\theta = 2k_{\alpha 90} \int_0^{\pi/2} \cos \theta \sin \theta d\theta = k_{\alpha 90} \quad \cdots (7)$$

図 5 任意の角度 θ でのボルトが木材を押しつけるモデル

図 6 任意の角度 θ の各要素成分

式(6)と式(7)を連立することにより、割裂き力 P_t とボルトに作用する力 P との関係は式(8)で表現できる。

$$P_t = \frac{2k_{\alpha 90}}{\pi k_{\alpha 0}} P \quad \cdots (8)$$

つぎに、 $k_{\alpha 0}$ と $k_{\alpha 90}$ の関係を導く。 $k_{\alpha 0}$ と $k_{\alpha 90}$ の関係を考える上で参考となる物理量は、木材の弾性係数、又は、丸鋼を押しつけたときの面圧係数(支圧係数)の異方性がある。しかし、AIJ 木質構造設計規準において、繊維方向に対する繊維直角方向の値は、前者は 1/25、後者は 1/3.4 が提案されている。前者と後者の比率が大きく異なるため、力学(数学)的に $k_{\alpha 0}$ と $k_{\alpha 90}$ の関係を以下に検討する。

ここでは、丸鋼の面圧実験について考える。図 7 に示すように、繊維方向、及び、繊維直角方向について上の誘導と同様にして、面圧力、及び、割裂き力を導く。繊維方向の面圧力 A は、式(9)で表現できる。

$$A = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} k_{\alpha 0} \delta \cos^2 \theta d\theta = 2k_{\alpha 0} \delta \int_0^{\pi/2} \cos^2 \theta d\theta \quad \cdots (9)$$

繊維直角方向の面圧力 B は、式(10)で表現できる。

$$B = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} k_{\alpha 90} \delta \cos^2 \theta d\theta = 2k_{\alpha 90} \delta \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta d\theta \quad \cdots (10)$$

式(9)と式(10)より、 A と B の関係式は以下のように誘導できる。

$$\frac{B}{A} = \frac{2k_{\alpha 90} \delta \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta d\theta}{2k_{\alpha 0} \delta \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta d\theta} = \frac{k_{\alpha 90}}{k_{\alpha 0}} \quad \cdots (11)$$

A 、及び、 B はある任意変位量 δ での荷重とすると、AIJ 基準での丸鋼の面圧係数の関係式を用いることができる。

$$\frac{B}{A} = \frac{k_{\alpha 90}}{k_{\alpha 0}} = \frac{1}{3.4} \quad \cdots (12)$$

以上から、ボルトに作用する力 P と割裂き力 P_t の関係は、式(13)として誘導できる。

$$P_t = \frac{2}{3.4\pi} P \approx 0.187P \quad \cdots (13)$$

図 7 面圧実験での考え方

5.3.2 ボルトと木材の接触部での摩擦力を考慮したくさび作用のモデル化

ここでは、ボルトと木材の接触部での摩擦力の影響について考える。任意角度 θ におけるボルトと木材の微小の接触点は、角度 θ をもつくさびと同じ機構であると考えられる。そこで、摩擦についての扱いは、工業力学で確立されているくさび作用理論¹⁴⁾の方法を用いる。つまり「力のベクトルが摩擦角 ρ だけかたむく」を用いた。摩擦角については、村瀬¹⁵⁾、林ら¹⁶⁾の鋼材と木材の摩擦係数を参考に、摩擦係数を 0.3 とし、そのときの摩擦角を 18° ($\approx \pi/10$) とした。

図 8 に木材の異方性と摩擦を考慮したくさびモデル及び FEM 解析で算出した支柱部応力の比較を示す。FEM 解析の詳細は、Appendix を参照。図 8 から、くさびモデルで求めた応力分布と FEM の解析で求めた応力分布は一致しているとは言えないが、大きな傾向としてはおおむね抑えていると判断した。くさびモデルの更なる改良は必要ではあるが、異方性、及び、摩擦の考慮が必要であることが確認できた。

(a) 繊維方向応力 (b) 繊維直角方向応力
図 8 くさびモデルと FEM 解析の支柱部応力の比較

式(6)、(7)と同様な考え方で合力を求めると、ボルト接合部に働く力 P と割裂き力 P_t は、それぞれ式(14)、(15)で表現できる。式(14)と式(15)を連立することで、ボルト接合部に働く力 P と割裂き力 P_t の関係は式(16)として求められる。

$$P = 2k_{\alpha 0} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \left(\theta - \frac{\pi}{10} \right) d\theta \quad \cdots (14)$$

$$P_t = 2k_{\alpha 90} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \left(\theta - \frac{\pi}{10} \right) \sin \left(\theta - \frac{\pi}{10} \right) d\theta \quad \cdots (15)$$

$$P_t \approx 0.172P \quad \cdots (16)$$

5.3.3 くさび作用におけるボルト直径と先孔径の違いの検討

初期状態として A 点のみが接触している状態を想定する。初期状態ではボルトの中心から角度 θ において、ボルト円上の A 点と先孔の円上の A' 点と y 軸方向の距離 δ'_θ を求める。まず、図 9(b) に示すボルトと先孔それぞれの中心が一致している場合を考える。ボルトは円であるため、中心を原点、半径 r (先孔は r') とすると、ボルト上の点は、下式で表される。

$$x = r \sin \theta, \quad y = r \cos \theta \quad \cdots (17)$$

また、先孔も円であるため、中心を原点、半径 r' とすると、先孔上の点は、以下の式で表される。

$$x^2 + y^2 = r'^2 \quad \cdots (18)$$

先孔の円上 A' 点の y 座標値は、式(17)及び式(18)を連立すると、

$$y = \sqrt{r'^2 - d^2 \sin^2 \theta} \quad \cdots (19)$$

したがって、 A 点 A' 点と y 軸方向の距離 δ'_θ は下式として導ける。

$$\delta'_\theta = r \cos \theta - \sqrt{r'^2 - d^2 \sin^2 \theta} - \frac{(d'-d)}{2} \quad \cdots (20)$$

ボルトと先孔との隙間で、割裂き力に影響するのは、接触角である。ボルトと先孔の隙間が大きいと、式(6)や式(7)での積分区間が小さくなり、割裂き力が結果的に小さくなる。すなわち、安全側の評価のためには、ボルト接合の降伏変位を大きく見積もった場合のとりうる値を求め、その降伏変位と図 10 のボルト径と先孔系との隙間の関係から、積分区間を決定することができる。

図 10 に式(20)を用いてボルト径と先孔系の隙間を算出した結果を示す。また、図 11 に実験結果を降伏変位と終局変位の関係にまとめ直したグラフを示す。図 11 から、ボルト接合の降伏変位はばらついているが、大きく見積もる場合は、少なくとも 2mm から 3mm 程度は想定しないといけなことが分かる。なお、終局変位が 15mm 以上と大変大きな条件では、ボルトのローブ効果が発生して、国内の木質構造の一般的な評価法¹⁷⁾で評価すると、降伏変位が大きく出たものと考えられる。そのため、終局変位が 15mm 以下の条件のもので考え、降伏変位を 3mm と考えた。降伏変位を 3mm とした場合、ボルト径 16 と先孔系が 17mm、又は、18mm の場合でも、角度はおおむね $\pi/2$ 付近となっている。そこで、本研究では、ボルト径と先孔径に差があっても、積分区間は $-\pi/2$ から $\pi/2$ とした。

(a) ボルトと先孔が異なる想定 (b) ボルトと先孔の中心が一致する場合
図 9 ボルト径と先孔系が異なる場合のモデル

図 10 ボルト径と先孔系の隙間 (ボルト直径 16mm)

図 11 降伏変位と終局変位の関係 (実験結果)

5.4 ポアソン効果のモデル化

ポアソン効果は、ある方向に軸方向ひずみを与えると、その直角方向に異符号のひずみを生じる現象である。材の一部に外力として軸応力が作用し、かつ、ひずみが発生する部分の両サイドに横ひずみ方向の変形拘束がある場合には、局所的に2次応力としての引張応力が発生する場合が考えられる。具体的には、モデル化を通して解説する。

モデル化の方針を以下に示す。図 12(b)に示すように、木材を④～⑥までの6個のブロックに分けて考える。そして、ボルト接合部に作用している応力を、図 12(a)に示すように、応力状態 1 と応力状態 2 に分離できると仮定する。応力状態 1 では、ポアソン効果は部材全体を押し縮める方向に働く。他方、応力状態 2 では、端あき部(④、⑥と③)のポアソン効果は端あき部を押し開く方向に働く。本来なら、応力状態 1 及び応力状態 2 それぞれについてモデル化して、それらをたしあわすべきであるが、本モデルでは応力状態 2 のみを考慮した。なぜなら①一般的なボルト接合の条件では、明らかに応力状態 2 によるポアソン効果による割裂き力が支配的になる。②応力状態 2 のみを考慮することは安全側の判断となる。③応力状態 1 及び 2 を考慮すると式が煩雑になる。

応力状態 2 では、端あき部(④+⑥+③)は、ボルト部の局所圧縮が図 13(a)のように応力が拡散し、図 4(c)に示すようにポアソン効果により横ひずみが生じる。応力拡散する角度が一定であると仮定し、かつ、③と⑥、及び、④と⑥での適合条件を F2 及び A2 での連続条件を満たすとモデル化すると、ポアソン効果による横ひずみの大きさは、図 13(b)と図 13(c)では同じものになる。本来なら、E2 と B2 において適合条件を考えるべきとも考えられるが、F2 及び A2 で考えた場合の方が安全側になり、且つ、簡易になるため E2 と B2 で連続条件を考えた。つまり、以後扱いとしては、図 13(c)における⑥での横ひずみによる割裂き力を求めることになる。

図 12 破壊形態とモデル化

土質力学ではポアソン効果を考えることがあるが、木質構造では、今までは、ポアソン効果の影響を考えることが殆どなく、なぜ、⑥でのポアソン効果が割裂き力に関係するかをイメージするのに若干の困難を伴う場合も考えられるため、少し解説を入れる。⑥でのポアソン効果による 2 次応力は、④と③に流れて、⑥又は⑥を経由して③に流れる。⑥でのポアソン効果により、⑥及び③は、それぞれ開く方向に応力が作用する。その力の大きさは、⑥でのポアソン効果により発生する力と同じと考えられる。すなわち、⑥でのポアソン効果による二次応力を荷重と考えずに、⑥及び③でそれぞれ開く方向に等価な力を荷重として与えた場合と応力状態は同じである。そうすると、ポアソン効果により割裂き力が発生し、その大きさは、ポアソン効果により発生する力と同じである事が容易に分かる。

⑥の部分での公称横ひずみ $\varepsilon_{\perp}$ は以下のように表される。

$$\varepsilon_{\perp} = \frac{P \cdot \mu}{d \cdot t \cdot E_0} \quad \cdots (21)$$

図 13 ポアソン効果のモデル化

横ひずみに繊維直角方向のヤング係数 E_{90} を乗じて、長さ方向(D2-D1 又は C2-C1 方向)について積分するとポアソン効果による割裂き力 P_t は左右に働き、大きさは以下の式で表される。

$$P_t = \varepsilon_{\perp} \cdot E_{90} \cdot t \cdot e_h = \frac{\mu \cdot e_h E_{90}}{E_0 \cdot d} P \quad \cdots (22)$$

ここで、木質構造設計規準の E_{90} と E_0 の関係を用いると以下のようになる。

$$P_t = \frac{\mu}{25} \times \frac{e_h}{d} P \quad \cdots (23)$$

ここで、 e_h/d について考える。式(23)では、 e_h/d は実際の端距離の長さを用いている。しかし、Kuenzi¹⁸⁾や原田¹⁹⁾により、ボルトの面圧性能は部分圧縮であるため、実際の端距離の長さではなく、有効弾性床長さ(面圧凹み係数)を用いることが提案されている。本論文でも、この考えを用いて、 e_h/d を有効弾性床長さに置き換える。有効弾性床長さは AIJ 基準¹⁾の解説では、以下のような式が示されている。

$$\alpha = 3.16 + 10.9d \quad \cdots (24)$$

直径 16mm の場合は、有効弾性床長さは 206mm(12.9d)となる。図 14 にボルト直径と式(24)で計算した有効弾性床深さを示す。直径が 10mm 以上では、それほど変化する値ではないことが分かる。そこで本論文では、有効弾性床長さを $13d$ として扱う。また、木材工業ハンドブック²⁰⁾を参考に、 μ_{LT} と μ_{LR} を平均した値である 0.49 を用いた。つまり、式(23)は以下ようになる。

$$P_t = 0.255P \quad \cdots (25)$$

図 14 有効弾性床長さの計算値

5.5 割裂き力が作用した場合の木材の割裂破壊モデル

割れが進展する前の加力部の変形を考える。図 15 に示す幾何学的関係から、割れが進展する前の加力部の変位は式(26)で表せられる。なお、等価な両端固定の梁の曲げ変形とせん断変形を考慮した。すなわち、右辺の第一項は曲げによる変位を、右辺の第二項はせん断による変位を表している。なお、せん断変形が曲げ変形より支配的になる特殊なケースであるが、初等理論でせん断変形を求めるには限界がある。本論文は、簡易モデルによる定式化を目的としていることから、一般的な簡易な初等理論、すなわち、オイラー・ベルヌーイ梁で応力分布を求め、エネルギー

法でせん断変形を求めた。

$$\delta_1 = \frac{P_t \cdot d^2}{2 \cdot E \cdot t \cdot (e_e - 0.5 \cdot d)^3} \times \frac{d}{16} + \frac{\kappa \cdot P_t \cdot d}{5.09 G \cdot t \cdot e_e} \quad \dots (26)$$

ただし、 d : ボルトの直径、 I : 等価梁置換した場合の断面二次モーメント、 E : ヤング係数、 e_e : 縁距離、 t : 材幅、

つぎに、割れが $\Delta\beta$ だけ進展した場合の加力部の変形を考える(図16)。このクライテリアは、ボルトが過度にめり込まない場合を想定している。そのため、ボルトの座標位置は初期状態から移動しないと仮定し、集中荷重を与える座標位置は図16(c)に示すように初期状態と同じ位置とした。図16の中に示す幾何学的関係から、割れが $\Delta\beta$ だけ進展した場合の加力部の変形は式(27)で表せられる。

$$\delta_2 = \frac{P_t \cdot d^2}{2 \cdot E \cdot t \cdot (e_e - 0.5 \cdot d)^3} \times \frac{9 \cdot \left(\frac{d}{4} + \Delta\beta \right)^3}{\left(\frac{3 \cdot d}{2} + \Delta\beta \right)^2} + \frac{\kappa \cdot P_t \cdot d}{5.09 G \cdot t \cdot e_e} + \frac{\kappa \cdot P_t \cdot \Delta\beta}{1.40 G \cdot t \cdot e_e} \quad \dots (27)$$

図15 割れが入る前の初期状態の想定モデルと力学モデル

図16 割れが $\Delta\beta$ 進展した場合の想定モデルと力学モデル

式(1)、式(26)、式(27)から、割裂き力 P_t が抵抗しうる強度を式(28)として導出できる。ただし、両サイドに引き裂く事を考慮して求めた。

$$P_t = \sqrt{\frac{2G_c \cdot t}{\frac{2d^2}{2 \cdot E \cdot t \cdot (e_e - 0.5 \cdot d)^3} \times \frac{(d + 4\Delta\beta)^3 (4d + \Delta\beta)}{2(3d + 2\Delta\beta)^2} + \frac{2\kappa}{1.40 G \cdot t \cdot e_e}}} \quad \dots (28)$$

現実的な寸法を考えると、曲げ変形はせん断変形と比べて無視できる程度に小さいと考えられ、簡易化のため曲げ変形成分を省略すると、以下になる。

$$P_t = t \sqrt{\frac{1.40 G \cdot e_e G_c}{1.2}} = t \sqrt{1.16 G \cdot e_e G_c} \quad \dots (29)$$

5.6 支圧応力に起因する割裂破壊の強度算定式の導出

ボルト接合部に作用する力 P と割裂き力 P_t の関係から、支圧応力に起因する割裂破壊の強度算定式は式(30)として導出できる。

$$P = \frac{t \sqrt{1.16 G \cdot e_e G_c}}{0.341} \quad \dots (30)$$

6. 押し広げによる割裂破壊モデル

6.1 破壊要因の解釈

割裂破壊の発生要因は、ボルト接合部の変形に伴いボルトが木材にめり込み、木材を押し広げるために割れが生じる。この破壊形態は、ボルト接合部が降伏変位を越えて十分に変形が進んだ状態を想定している。

支圧応力に起因する割裂破壊とこの押し広げによる割裂破壊の違いは、接合部が降伏しておらずめり込みがほとんど生じていない場合の割裂破壊と接合部が降伏した後のめり込みが十分起こった後の割裂破壊との違いを想定している。

図17 押し広げによる割裂破壊写真

図18 ボルト材軸方向の概念

6.2 接合部に作用する力と割裂き力の関係のモデル化

本モデルでは、ボルトが木材を押しつける体積を用いて、接合部降伏後の割裂き力を近似的に求める。なお、ボルトが木材を押しつける体積は、繊維直角方向に押しつけられると考える。ボルトが木材を押しつける体積は、ボルト材軸方向とボルトの断面方向の性質が影響する。

6.2.1 ボルトが木材を押し広げる面積のボルト材軸方向について

ボルトが木材にめり込む部分のみがボルトが木材を繊維直角方向に押しつける部分と考えられる。ボルト接合は、径長比などにより、ボルトが木材にめり込む面積が異なることはよく知られている。ここでは、ボルト材軸方向にボルトが木材にめり込む部分の有効長さを tC として、以下扱う。

6.2.2 ボルトが木材を押し広げる面積のボルトの断面方向について

モデル化には次のように考えた。まず、破壊後及び破壊直前の状態を図19(a)及び(b)に示すように想定した。そして、図19(c)に示すように、破壊後の想定モデルを破壊直前のモデルに巻き戻すために、破壊後の想定モデルの端あき部を結合するための結合力を与えた。他方、図19(d)に示すように、破壊直前の想定モデルを破壊後のモデルにコマ送りするために、破壊直前の想定モデルのボルト部に割裂き力を与えた。そして、力の釣り合い条件より、結合力の総和と割裂き力が釣り合わなければならない。すなわち、図19の(d)に示す割裂き力は、図19の(c)に示す結合力と同じと考える。この結合力は、図19の(c)を図19の(b)にする過程において、丸鋼に木材を繊維直角方向に押しつけてめり込ませ、左右それぞれにボルトの断面積の半分ずつを繊維直角方向に押しつけるのに必要な抵抗力と近似出来ると考えた。

図19 押し広げによる割裂破壊モデル

モデル化にあたり、ボルトが木材を繊維直角方向に押しつける体積、すなわちボルトと木材が接している部分を以下のように考える。図20に、

本論文でのモデル概念図を示す。ボルトと木材が接している部分は、弧GG'と考えた。図17の特徴的な割裂破壊写真に示すように、図20の領域Jにあたる部分の木材は過度のめり込みを受けているために大きな残留変形が残っているものと考えられる。もっとも単純化して、図20の領域Jに示すように、ボルトが木材を繊維直角方向に押しつけた分全てが残留変形として残っていると考えた。

図20 押し広げる面積の考え方

丸鋼を木材の繊維直角方向に押しつけてめり込ませるときに生じる抵抗力は、抵抗機構が若干異なるが、信頼できるデータや評価式が整備されている繊維直角方向の面圧性能で代用できるとして以下導く。 γ を繊維直角方向の面圧降伏応力度に対するボルト半径だけめり込ます場合の面圧抵抗応力度の比とする。そうすると、割裂き力 P_t は以下の式で表現出来る。

$$P_t = \gamma \cdot \sigma_{90} \cdot \frac{d}{2} \cdot t \cdot C \quad \dots (31)$$

次に、 γ について考える。図21に木質構造設計ノート²¹⁾の面圧特性モデルを用いて算出した γ とめり込み変位との関係を示す。この図から、半径分めり込む時の面圧抵抗応力度は、面圧降伏強度の約二倍と考えられ、 $\gamma=2$ とした。つまり、式(31)は式(32)として表わされる。

$$P_t = \sigma_{90} \cdot d \cdot t \cdot C \quad \dots (32)$$

図21 γ とめり込み変位との関係

ただし、 γ :半径分のめり込み変位時の面圧抵抗応力度に対する面圧降伏応力度(木質構造設計ノートの面圧特性モデルを用いて算出)

ここで、接合部に作用する力 P について考える。接合部が降伏している状態を想定しているので、接合部に作用する力 P は、面圧強度 σ_0 とボルト材軸方向にボルトが木材にめり込む部分の有効長さを C を用いて、以下のように表せる。

$$P = \sigma_0 \cdot d \cdot t \cdot C \quad \dots (33)$$

つまり、接合部に働く力 P と割裂き力 P_t の関係は以下ようになる。

$$\frac{P_t}{P} = \frac{\sigma_{90} \cdot d \cdot t \cdot C}{\sigma_0 \cdot d \cdot t \cdot C} = \frac{\sigma_{90}}{\sigma_0} \quad \dots (34)$$

割裂き力による摩擦を考慮し、摩擦係数を0.3とすると式(35)は以下のようになる。

$$\frac{P_t}{P} = \frac{\sigma_{90}}{1.3\sigma_0} \quad \dots (35)$$

6.2.3 割裂き力が作用した場合の木材の割裂破壊モデル

図22、図23に押し広げによる割裂破壊のモデルを示す。まず、初期状態及び割れが $\Delta\beta$ 進展した状態を想定する。実験観察から、加力負担側に先に割れが生じ、その後非加力負担側に割れが生じる場合が多かったため、加力側の端あき部が割裂き力すべてを負担すると考える。つまり、加力側に割れが生じる荷重が接合部の終局強度と考える。初期状態としては、めり込みは進んでいるが割れが入っていない状態を考える。

まず、割れが進展する前の初期状態のモデル化を行い、 P_t が働く位置での変形を算出する。図22の幾何学関係を用いて等価な両端固定の梁の曲げ変形とせん断変形を考慮すると、加力部の変位は式(36)で表せる。なお、右辺の第一項は曲げによる変位を、右辺の第二項はせん断による変位を表している。

$$\delta_1 = \frac{\left(\frac{d}{4}\right)^3 P_t}{12EI} + \frac{\kappa \left(\frac{d}{4}\right) P_t}{Ge_e t} \quad \dots (36)$$

ただし、 d :ボルトの直径、 I :等価梁置換した場合の断面二次モーメント、 E :ヤング係数、 e_e :縁距離、 t :材幅、

図22 割れが入る前の初期状態の想定モデルと力学モデル

図23 割れが $\Delta\beta$ 進展した場合の想定モデルと力学モデル

初期状態から割れが $\Delta\beta$ 進展した状態のモデル化を行い、 P_t が働く位置での変形を算出する。この場合も同様に図23(c)の幾何学関係を用いて等価な両端固定の梁の曲げ変形とせん断変形を考慮すると、割れが $\Delta\beta$ 進展した場合の加力部の変位は式(37)で表せる。

$$\delta_2 = \frac{\left(\frac{d}{4} + \Delta\beta\right)^3 P_t}{12EI} + \frac{\kappa \left(\frac{d}{4} + \Delta\beta\right) P_t}{Ge_e t} \quad \dots (37)$$

式(1)、(36)、(37)を連立させ整理すると、割裂き力 P_t が抵抗する強度を式(38)として導出できる。

$$P_t = \sqrt{\frac{2G_e t}{\left(\frac{\left(\frac{d}{4} + \Delta\beta\right)^3 P_t}{12EI} + \frac{\kappa \left(\frac{d}{4} + \Delta\beta\right) P_t}{Ge_e t}\right) \times 2 - \left(\frac{\left(\frac{d}{4}\right)^3 P_t}{12EI} + \frac{\kappa \left(\frac{d}{4}\right) P_t}{Ge_e t}\right) \times 2}} \quad \dots (38)$$

現実的な寸法を考えると、曲げ変形はせん断変形と比べて無視できる程度に小さいと考えられ、簡易化のため曲げ変形成分を省略すると、以下になる。

$$P_t = \sqrt{\frac{2G_e t}{2\kappa\Delta\beta P_t}} = t \sqrt{\frac{e_e G G_c}{\kappa}} = t \sqrt{0.83e_e G G_c} \quad \dots (39)$$

6.2.4 押し広げによる割裂破壊の強度算定式の導出

ボルト接合部に作用する力 P と割裂き力 P_t の関係から、押し広げによ

る割裂破壊の強度算定式は式(40)として導出できる。

$$P = \frac{1.3\sigma_0}{\sigma_{90}} t \sqrt{0.83G \cdot e_e G_c} = 2.6t \sqrt{0.83G \cdot e_e G_c} \quad \cdots (40)$$

7. 木質鋼板単体ボルト接合の繊維方向に対する提案強度算定法

7.1 提案強度算定式

接合部の強度は、各クライテリアの最小値とすべきかも知れないが、押し広げによる割裂破壊は、接合部が降伏することを前提にモデル化をしている。そのため、接合部の強度は以下のように算定する。

EYT 式より小さい場合：

$$P = \min (P_1, P_2, P_3) \quad \cdots (41)$$

EYT 式より大きい場合：

$$P = \min (P_1, P_2, P_3, P_4) \quad \cdots (42)$$

$$P_1 = 2 \cdot e_h \cdot t \cdot \tau, \quad P_2 = \frac{4 \cdot t \cdot e_h^2 \cdot \sigma_{90}}{3 \cdot d}$$

$$P_3 = \frac{t \sqrt{1.16G \cdot e_e G_c}}{0.341}, \quad P_4 = 2.6t \sqrt{0.83G \cdot e_e G_c}$$

ただし、 ρ ：密度、 G ：せん断弾性係数、 σ_{90} ：横引張強度、 τ ：せん断強度、 e_e ：縁距離、 e_h ：端距離、 t ：材幅

7.2 計算に用いた材料常数

JIS の木材のせん断試験法を用いてせん断実験を行った結果、8MPa が得られた。また、3 点曲げの横引張試験を行った結果 2.2 MPa の値が得られた。ヤング係数 E は 6.5GPa、せん断弾性係数は AIJ 規準に準じて $E/15$ を用いた。 κ は形状係数で 1.2 とした。破壊靱性値 (G_f) は以下の回帰式から算定し、0.24 kN/mm^{1.5} を用いた。

$$G_f = -162 + 1.07\rho \quad \cdots (43)$$

8. 検証実験

8.1 実験方法

ボルト接合部の端距離を 1d、2d、4d、6d、7d、縁距離を 1d、2.5d、4d、7d、10d 径長比を 0.625d、0.375d、7.5d、10d と変化させて実験を行った。試験体には E 65 のスギ集成材を用いた。ボルトは SS400 とした。各条件 2 体ずつ、合計 160 体行った。平均含水率は、約 11 % であった。加力は、単調加力で行った。変位の計測は、添え板鋼板と木材との相対変位をこの接合部のすべり量と定義した。

図 24 実験方法

8.2 実験結果と理論値との比較

実験結果と理論値との比較を通して、提案算定式を評価式として用いるときの注意点及び、現象を説明するモデルとして説明しきれない点を検討する。まず、評価式として考えた場合の適応範囲及び誤差に焦点を当てる。図25に実験値と理論値の比較を示す。図25(a)に示す実験で対象とした全ての条件では、ばらつきによる係数として1/2を採用すれば、

実験値が上限値及び下限値内に分布することがわかる。図25(b)に示す木質構造設計基準での適応範囲(縁距離4d以上、端距離7d以上)の場合では、ばらつきによる係数として0.9を採用すれば、一つのプロットを除けば算定値がほぼ下限値を抑えていることが分かる。図25(c)に示すボルト配置基準と比べて極端に小さい条件(端距離2d以下、縁距離1d)を除外してまとめた場合では、ばらつきによる係数として3/4を採用すれば、上限値及び下限値をおおむねにとらえる事が出来る。なお、実験値が理論値より大きくなっている3つのプロットは、木質のボルト接合部特有のいわゆるローブ効果(ボルト接合部の変形が10mmから20mm以上と過度に大きな場合に作用する大変形問題に起因する終局耐力の増大効果)によるもので、設計値としての評価には、慎重に扱うべき効果であり、余力と考える。つまり、本提案算定式の適応範囲は、樹種はスギ、ボルト径が16mm、縁距離は2.5dから7d、端距離は2dから10dの場合、ばらつき係数を3/4とすると上限値、下限値を抑えられる。樹種はスギ、ボルト径が16mm、縁距離は1dから7d、端距離は1dから10dの場合、ばらつき係数を1/2とすると上限値、下限値を抑えられる。樹種はスギ、ボルト径が16mm、縁距離4d以上、端距離7d以上の場合、ばらつき係数を0.9とすると下限値を抑えられる可能性があるが、更なる検討が必要である。今後、樹種、ボルト径等、実験による検証で適応範囲の幅を広げる事が課題である。

(a) 全ての実験条件 (b) 縁距離4d以上 (c) 縁距離は2.5dから7d、端距離7d以上の場合 端距離は2d以上の場合

図25 実験結果と算定値の比較

ただし、○：実験値、(---)：(算定値) × ±3/4、(---)：(算定値) × 0.9

次に、現象を説明するモデルとして説明しきれない点について検討する。図26から28に、横軸をそれぞれ径長比、縁距離、端距離としてまとめ直した実験結果と提案算定式の計算値を示す。実験値は実験によって得られた最大耐力を示す。理論値は式(41)、(42)での算定値を示す。なお、図28には比較のため、EYT式での算定値も示す。これらの図より、本報告の提案算定式が、実験結果をある程度の精度で推定できることが分かった。しかし、パラメータによってはかなり誤差のあるものがある。たとえば、図27を見ると、径長比3.75d、縁距離1dの場合には、端距離が2dを越えたあたりから実験値が理論値をかなり上回っている。一方、径長比が7.5d、あるいは10dの場合には、縁距離にかかわらず、端距離が小さなところで実験値は理論値よりもかなり小さな値になっている。端距離が小さなところで危険側の評価になっていることがわかる。これは、端あき部の曲げ破壊モデル P_2 のモデル化に起因すると考えている。モデル化では、部材の幅(ボルトの材軸)方向での応力分布が同様であるとして扱い、 P_2 の算定式では t に比例している。しかし、実現象では、荷重の小さな弾性域であっても、弾性変形が起こり、部材の幅(ボルトの材軸)方向での応力分布が様にならず、材の両縁で応力集中が生じるとも考えられる。これらについては、今後の課題である。

9. まとめ

本研究では、縁距離・端距離・径長比をパラメータとした木質ボルト接

合単体(繊維方向加力)の割裂破壊を主とした破壊強度算定式を式(39)、式(40)として提案した。実験結果により妥当性を確認した。また、本提案算定式を評価式として用いる場合の適応範囲とばらつき係数については、樹種はスギ、ボルト径が 16mm において、縁距離は $2.5d$ から $7d$ 、端距離は $2d$ から $10d$ の場合はばらつき係数を $3/4$ に、縁距離は $1d$ から $7d$ 、端距離は $1d$ から $10d$ の場合はばらつき係数を $1/2$ に設定することで上限値、

下限値を抑えることができる。縁距離 $4d$ 以上、端距離 $7d$ 以上の場合ばらつき係数を 0.9 とすると下限値を抑えられる可能性がある。

謝辞

本研究は、工学院大学学術フロンティア(宮澤健二代表)及び東京工業大学統合研究院(和田章代表)の援助を受けた。ここに謝意を示す。

図 26 横軸を端距離としてまとめ直した実験結果と提案算定式の計算値(ただし、▲:実験値、線:算定値)

図 27 横軸を縁距離としてまとめ直した実験結果と提案算定式の計算値(ただし、▲:実験値、線:算定値)

図 28 横軸を径長比としてまとめ直した実験結果と提案算定式の計算値

(ただし、▲:実験値、-x-:EYT 算定値、●:算定値 $\min(P_1, P_2, P_3, P_4)$ 、●:算定値 $\min(P_1, P_2, P_4)$)

参考文献

- 1) 日本建築学会:木質構造設計規準、丸善、東京、2006
- 2) Johansen K.W.:Theory of timber connection, International Association for bridge and structural Engineering, nr. 9, pp. 249-262, 1949
- 3) 桑村 仁:切欠き木材梁の割裂応力度ー鉄骨木質構造の研究 その1ー, 日本建築学会構造系論文集 No.619, pp.111-118, 2007.9
- 4) 神戸 渡, 中込忠男, 伊倉裕太:繊維直交方向荷重を受けるカラマツ集成材ボルト接合部の脆性破壊に対するローカルクライテリアの適用, 日本建築学会構造系論文集 No.611, pp.111-118, 2007.1
- 5) 神戸 渡, 飯島泰男, 中込忠男:構造用集成材木材を対象としたモード I 破壊靱性性能の評価方法に関する考察, 日本建築学会構造系論文集 No.631, p.1593-1598, 2008.9
- 6) Jorissen, A.J.M.:Double shear timber connections with dowel type fasteners, Ph-D thesis, Delft University of Technology,1998
- 7) Heine, C.P.:Cyclic Response of Multiple-Bolt Connections, PhD Dissertation, Wood Science and Forest Products Department, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, August 2001
- 8) Masuda, M., and Tabata, K. : Theoretical and experimental analyses of fracture of wood in pinned joint using DIC and FSAFC. Proc. of RILEM Symposium, PRO 22, Stuttgart Germany,12-14 September, pp. 3-12, 2001
- 9) D Tan, I Smith:Failure In-the-Row Model for Bolted Timber Connections, J. Struct. Engrg. Vol. 125(7), pp. 713-718, 1999
- 10) van der Put, T.A.C.M., and Leijten, A.J.M.:Evaluation of perpendicular to grain failure of beams caused by concentrated loads of joints. Proc. of CIB-W18 Paper 33-7-7
- 11) H Petersson:On Design Criteria for Tension Perpendicular to Grain, Proc. of CIB-W18 Paper, 25-6-4
- 12) J. L. Jensen:Splitting strength of beams loaded perpendicular to grain by dowel joints, Vol. 51, (5), pp. 480-485, 2005.10
- 13) P J Gustafsson:A Study of Strength of Notched Beams , Proc. of CIB-W18 Paper, 21-10-1
- 14) 木内石:機械設計便覧(新版)、日刊工業新聞社、東京、1976、pp.185-186
- 15) Y Murase:Friction of wood sliding on various materials, J Fac Agric Kyushu Univ,

1984, pp. 147-160

- 16) 林知行,江越航,軽部正彦,原田真樹:木質構造接合部における摩擦(1)、日本木材学会大会要旨集、49 号、pp.246、1999
- 17) 日本住宅・木材技術センター:木造軸組工法住宅の許容応力度設計、日本住宅・木材技術センター、2001
- 18) Kuenzi, E.W.: Report D.1951, F.P.L. Madison, 1955.
- 19) 原田正道:木船の縦強度、東京大学生産技術研究所報告, vol.2(3).1951.
- 20) 森林総合研究所監修:木材工業ハンドブック(改定第3版)、丸善、1982、pp.130
- 21) 日本建築学会:モーメント抵抗接合、木質構造設計ノート pp.184-221,1994

APPENDIX FEM 解析

付図 1 に要素分割と境界条件を示す。線形応力解析を行った。樹種はスギとした。材料定数は、木材工業ハンドブックを参考に決めた。木材は 4 節点平面要素で表現した。付図 1 (b) に示すボルト周辺は、ボルト穴の円を 360 分割した。付図 1 (a) の板の X 方向を 40 分割、Y 方向を 60 分割した。(節点は 15964 点、要素数は 13850 個)。

(a) 全体と境界条件 (b) ボルト周辺と荷重条件
付図 1 要素分割と境界条件

(2008年9月10日原稿受理, 2009年1月14日採用決定)