HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	切り欠きを持つ木材梁の曲げ剛性と耐力：第1報 有効曲げ剛性の評価について
Author(s)	平井, 卓郎; 沢田, 稔
Citation	北海道大學農學部 演習林研究報告, 36(2), 387-419
Issue Date	1979-07
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/21007
Type	departmental bulletin paper
File Information	36(2)_P387-419.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

切り欠きを持つ木材梁の曲げ剛性と耐力*

第1報　有効曲げ剛性の評価について

平井卓郎** 沢田　稔**

Stiffness and Load Carrying Capacity of Square-notched Wood Beams*

1. On the Estimation of the Effective Stiffness

By

Takuro HIRAI** and Minoru SAWADA**

目　　次

1. 緒　　言 …… 387
2. 有効曲げ剛性予測式の誘導 …… 389
3. 実　　験 …… 391
4. FEM による数値解析 …… 394
5. 結果と考察 …… 395
5.1 試験体の基礎材質 …… 395
5.2 試験体表面の歪分布 …… 397
5.3 荷重—撓み曲線 …… 404
5.4 有効曲げ剛性予測式の適合性 …… 405
5.5 最大破損モーメント …… 410
6. 結　　言 …… 414
文　　献 …… 414
Summary …… 415
Appendix …… 418

1. 緒　　言

木構造においては，工法上その構造部材に切り欠き，穿孔等の断面欠損部を作らなければならない場合が多い。また，配線配管等施設上の要求による場合も増えつつある様である。前者の場合には断面欠損部で他部材と結合され相互に拘束しあった状態で挙動するため，その力学的な効果を適確に把握することはなかなか難しい。後者の場合には独立な断面欠損として

* 1978年7月31日受理

** 北海道大学農学部林産学科木材加工学教室

** Laboratory of Wood and Wood Products Engineering, Dept. of Forest Products, Faculty of Agriculture, Hokkaido University.

扱うことが出来るので，より基礎的な問題と考えられるが，これについても，現時点では合理的な設計規準が確立されてはいない。これらのことから，本研究では，曲げ部材の片側に矩形切り欠きが存存する場合を取り上げ，特にその有効曲げ剛性の算定法について考察することとした。

さて，切り欠きを持つ木材梁では，これまでに報告[1),2),3),4)]されているように切り欠きの深さに依存して耐力，剛性が低下する。木構造設計規準では杉山[1)]の実験に基づき，引張側に矩形切り欠きを持つ場合に対し，有効断面係数を次式で与えている。

$$Z_e = 0.45 Z_0 \tag{1}$$

ここで，　Z_e＝有効断面係数

Z_0＝切り欠き部正味断面係数

従って，部材設計条件は

$$\frac{M_{max}}{0.45\, Z_0} \leqq f_b \tag{2}$$

ここで，　M_{max}＝設計用最大曲げモーメント

f_b＝許容曲げ応力度

一方，STIEDA は光弾性被膜法による応力分布の観察[3)]から，ブロック剪断強度を媒介として次式を提示している[4)]。

$$\sigma = \frac{\bar{\tau}}{0.25} \tag{3}$$

ここで，　$\sigma = \dfrac{M_{max}}{Z_0}$

$\bar{\tau}$＝平均剪断強度

0.25＝切り欠き部断面の公称応力 (σ) に対する，切り欠き近傍での最大剪断応力の比

従って，部材設計条件は

$$\frac{M_{max}}{Z_0} \leqq \frac{f_s}{0.25} \tag{4}$$

ここで，　f_s＝許容剪断応力度

また，有効曲げ剛性については規定がなく，考慮する必要がないとなっているが，杉山，STIEDA 共に見掛けの曲げ剛性の低減を認めており，杉山[1)]は切り欠き部の断面2次モーメントの減少を考慮した計算結果から，これを見掛けのヤング係数の低減に置き換えて次式を与えている。

$$\frac{E_n}{E_0}=1-0.64\left(\frac{d_n}{h}\right) \tag{5}$$

ここで, E_n=見掛けのヤング係数

E_0=実際のヤング係数

d_n=切り欠き深さ

h=材せい

杉山も指摘している様に, ヤング係数は本来材料定数であり, また, この実験式が他の条件の場合にも適用可能であるかどうかは検討の必要がある。

本研究では, 見掛けの曲げ剛性の低減を断面減少に置き換えることにより, 近似的な剛性予測法を誘導し, また, その仮定の確認のために電気抵抗線式ストレインゲージによる表面歪の観察を行なった。

本研究を行なうにあたり, 終始協力された関根洋氏(当時講座専攻生)を初め木材加工学教室の方々及びFEMプログラムを提供された大釜敏正氏(千葉大学教育学部)に深く感謝の意を表する。

2. 有効曲げ剛性予測式の誘導

弾性変形における梁の撓みは外力の作用によって梁の内部に蓄えられる弾性歪エネルギーの総量によって定まる。断面一様な梁では初等梁理論によりその歪エネルギー分布を知ることが出来るので, 荷重条件と断面形状及びその材料の材料定数 (E, G) とによって, 任意の位置における撓みを計算することが出来る。切り欠きを持つ梁では, 切り欠きの存在による応力分布の乱れのために梁全体としてのエネルギー総量に変化が生じ, 切り欠き深さに依存して見掛けの曲げ剛性が低減する[1),4)]。この問題を厳密に扱うためには梁の内部における歪エネルギー密度分布を確定し, それに基づいてエネルギーの総和を求める必要があるが, 有限寸法の梁についてその解を得るのはきわめて難しい。それゆえここでは「**等価切り欠き**」の概念を導入することにより近似的な撓みの予測計算法を誘導することにした。

まず初めに無限平板中にクラックが存在する場合のエネルギー変化量についての近似解を求める事を考える。GRIFFITHは歪エネルギー解放率を誘導する過程でこの変化量を計算しているが, 彼の厳密な計算によれば, 長さ $2a$ のクラックに対し, 無限遠方の外境界 (クラックと共焦点をなす楕円境界) における一様応力 σ によるエネルギー変化量 W_1 は次の様になる[5)]。

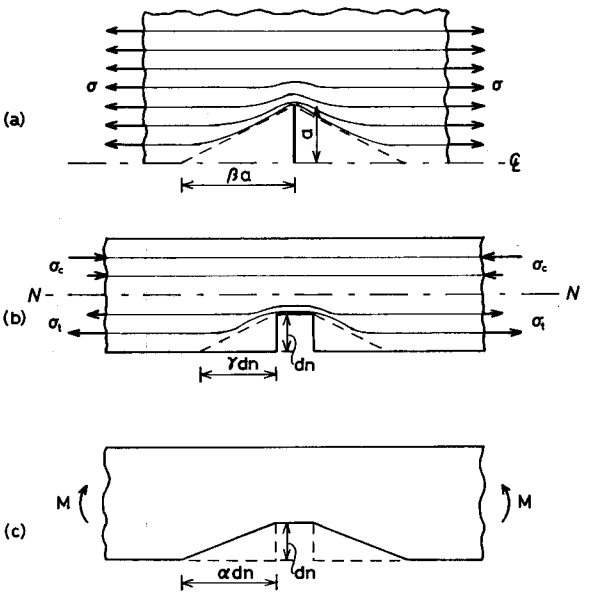
$$W_1=\frac{\pi a^2\sigma^2}{E}\begin{cases}1-\nu^2\text{; 平面歪}\\ 1\ \text{; 平面応力}\end{cases} \tag{6}$$

ここで, E=ヤング係数

ν=ポアソン比

これを近似的に求めるために, 図-1(a)で示される様に長さ $2a$ のクラックを持つ無限平板がク

ラックに垂直な方向の固定端負荷を受ける場合の力線図を考える[6]。力線はクラックの存在によりゆがめられ，そのためクラック近傍での応力の集中と解放が起こる。このクラック近傍の応力解放領域（すなわち歪エネルギー解放領域）を平板全体のエネルギー変化量に等価な変化を生じさせる無応力域として扱い，この領域がクラック半長に対し応力方向に $2\beta a$ の底辺を持つ三角形状の拡がりを持つと仮定すると，単位厚さについての平板全体での歪エネルギー解放量はクラックが存在しない場合の歪エネルギー密度（平面応力で $\frac{1}{2}\times$応力$\times$歪）を無応力域全体について積分することにより与えられるから



図—1　力線図と等価切り欠き形状

Fig. 1. Stress trajectories and equivalent notch geometry.

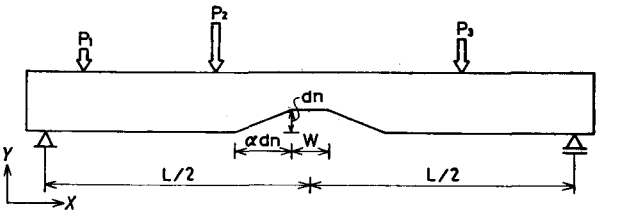
$$W_1 = -\frac{\beta a^2\sigma^2}{E}\begin{cases}1-\nu^2\text{；平面歪}\\ 1\text{　；平面応力}\end{cases} \qquad (7)$$

(7)式では右辺の符合が負となり歪エネルギーの減少を示しているのに対し，(6)式では正となり歪エネルギーの増大を示しているが，一定負荷条件では，外境界でその2倍に等しい仕事が成されるので，結局等量のポテンシャルエネルギーが減少することになる[5),6)]。それゆえ(6)，(7)式において W_1 の絶対値に注目すると $\beta=\pi$ とした時に両式の値は一致する。

この近似解法を図-1(b)の様に有限寸法の曲げ材に切り欠きが存在する場合に拡張して考えると，この場合にも切り欠きの存在により力線がゆがめられるため，同様に底辺 $2\gamma d_n$ の拡がりを持つ無応力域が仮定出来る。この領域が切り欠き深さ d_n に比例して拡がって行くものと考えれば，切り欠きの存在しない場合の梁の応力分布から，梁全体としてのエネルギー総量を近似的に計算することが可能となる。

更に実用的には，無応力域を仮定する代わりに，梁全体としての切り欠きの存在によるエネルギー変化量に等価なエネルギー変化をもたらす様な等価切り欠き形状を仮定すると問題の扱いが容易になる。そこで力線図から，最も簡単な形状の等価切り欠きを図-1(c)の様に仮定しよう。(図-1(b)，(c)で係数 γ と α は等しくはない。)この様な等価切り欠きは実際の切り欠きに対し，固定端負荷ではより少ない歪エネルギーを，一定負荷ではより多い歪エネルギーを与えるとになる。従って，係数 α を実験的な挠み測定の結果を用いて定めることが出来れば，

図-2 の様な梁の撓みを初等梁理論に基づいて計算することにより実際の梁の撓みを予測出来るであろう。エネルギー法により計算すると，スパン中央に等価切り欠きを持つ梁の曲げ撓み（剪断撓みは考慮しない）は次式で与えられる。



図—2 任意の荷重を受ける等価切り欠きを持つ梁
Fig. 2. An equivalent-notched beam under arbitrary loads.

$$\delta = 2\left(\int_0^{a_1} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I}\,dx + \int_{a_1}^{a_2} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I_x}\,dx + \int_{a_2}^{a_3} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I_n}\,dx\right) \qquad (8)$$

ここで，　E_x＝材軸方向のヤング係数

I＝梁の断面２次モーメント

I_x＝テーパー部の断面２次モーメント

I_n＝切り欠き部正味断面の断面２次モーメント

M_x＝曲げモーメント

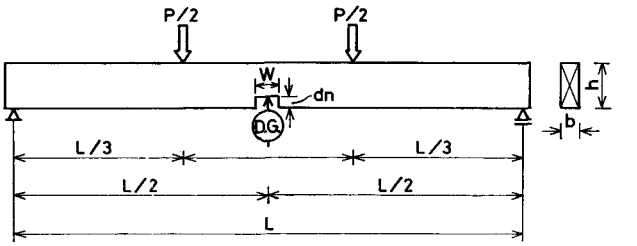
3. 実　　験

本研究では以下の４グループの実験を行なった。試験体は北海道大学雨竜地方演習林産のアカエゾマツ (*Picea glehnii* MAST.), トドマツ (*Abies sachalinensis* MAST.) を用い，図-3 に示されるような矩形切り欠きを丸ノコによって作成し，グループ 1, 2 では電気抵抗線式ペーパーストレインゲージを貼付するため切り欠き底を平滑に仕上げた。実験は全グループを通じ，切り欠き作製前後において３分点２点荷重方式によるエッジワイズ面負荷で行ない，グループ 1, 3, 4 ではオルゼン型万能試験機を用い，グループ２では油圧ジャッキとロードセルによった。

グループ 1 (G 1)

試験体寸法；b＝22 mm, h＝46.5 mm, L＝750 mm, W＝40 mm, d_n/h＝10, 20, 30, 40, 50%。

アカエゾマツの挽板（断面 25×110 mm）から可能な限り無欠点の試験体を，それぞれの切り欠き深さに対して２体ずつ計 10 体取った。中央点撓み（全スパン）の測定により曲げヤング係数*を求めた後，スパン中央（純曲げ区間）に上記の寸法の切り欠きを作製し，切り欠きを圧縮側，引張側それぞれに位置させて中央点撓み（全スパン）を測定した。次にグル



図—3 試験体形状と荷重方法
Fig. 3. Specimen geometry and loading method.

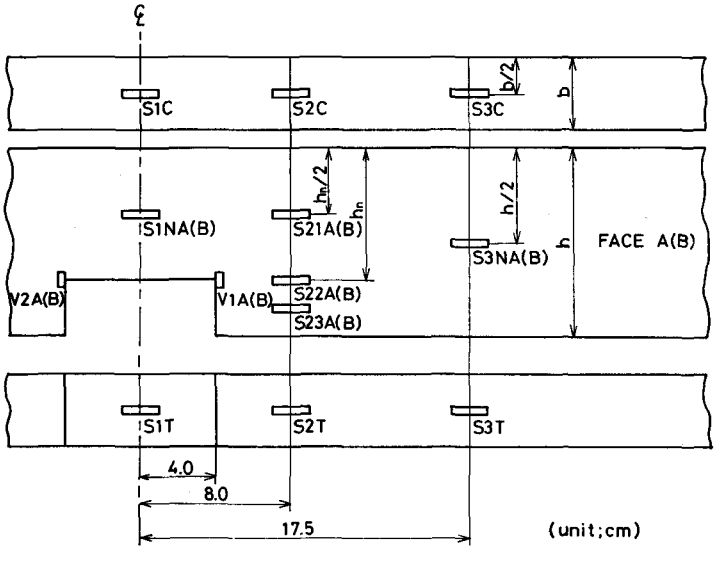
* 撓みはすべて曲げ撓みとして扱い，剪断撓みによる影響は考慮しなかった。

ープ2の予備試験として，電気抵抗線式ペーパーストレインゲージ（共和製 K-10-Al-11，ゲージ長 10 mm）を貼付し，曲げ応力方向の表面歪を測定した。この場合も挠み測定と同様に，切り欠きを圧縮，引張両側に位置させた。非破壊試験終了後，これまでの報告[1]から切り欠きが引張側のときに耐力が大きく低下することがわかっているので，切り欠きを引張側に置いて，切り欠き隅角部から割れが生じるまで負荷した。最後に非破壊部分から JIS Z 2113, 2114 に準じて小試験片を切り取り，曲げ破壊試験及びブロック剪断試験を行なった。

グループ2 (G 2)

試験体寸法；b=38 mm, h=100 mm, L=1,500 mm, W=80 mm, d_n/h=10, 20, 30, 40, 50%

このグループでは配管等のためにやむを得ず2階床根太を切り欠く場合を想定して，出来る限り実大に近い条件をめざしたが，無欠点の実大試験体を得ることはきわめて困難であったので，結局，アカエゾマツ 210 材から上記の寸法の試験体を各切り欠き深さに対して3体ずつ計 15 体取ることとした。グループ1と同様にヤング係数及び切り欠き後の挠みを測定後，図-4に示される様に電気抵抗線式ペーパーストレインゲージを貼付し，曲げ応力方向及び切り欠き隅角部近傍におけるそれと垂直な方向の表面歪を，切り欠きを圧縮，引張両側に位置させて測定した。ストレインゲージは切り欠き隅角部では 3 mm（共和製 K-3-Al-11），他では 10 mm（同 K-10-Al-11）を用いた。ストレインゲージの貼付断面はスパン中央（S 1），スパン中央より 8 cm（S 2），17.5 cm（S 3）の3断面としたが，S 2は切り欠きに比較的近い非切り欠き断面，S 3は切り欠きから離れ，かつ弾性変形の範囲内では荷重点の影響がないと推測される断面で，それぞれストレインゲージの配線等で支障のない部分を，グループ1の結果及び杉山の報告[2]を参



図—4　ストレインゲージの位置

Fig. 4.　Location of electric starain gauges.

考にして決定した。また，切り欠き隅角部に隣接したストレインゲージは出来る限り近い位置に貼付したが，その中心軸から隅角部までの距離はほぼ2mm程度となった。ゲージ長を3mmとしたのは，この周辺で大きな応力集中が生じるため，ゲージ長が長いとその挙動の観察が困難になることを考慮したためである。その反面，ゲージ長が短いと年輪等の影響を大きく受け測定結果が不安定となることも考えられるが，本研究では前者を優先した。ストレインゲージの接着には共和製ゲージセメント (BC-11；ニトロセルロース系) を，歪の測定には共和製デジタル歪測定装置 SD-500 A, ASB-50-A を用いた。表面弾性歪分布の観察後破壊試験を行なったが，このグループでは割れの生じた後も，梁が完全に破壊するまで負荷を続けた。その際割れが生じた後も，スパン中央点撓み及び歪の測定は荷重 20 kg 毎に可能な限り続けた。このグループは数値解析に必要な材料定数を得るために，他のグループに比べ詳細な基礎材質試験を，非破壊部分から切り取った小試験片によって行なった。測定項目は次の通りである。1. 横方向ヤング係数 $E_{\perp}$, 2. 剪断弾性係数 $G_{/\!/\perp}$, 3. ポアソン比 $\nu_{/\!/\perp}$, 4. 曲げ強度 σ_b, 5. ブロック剪断強度 τ, 6. 横引張強度 $\sigma_{\perp}$ ここで，梁の材軸方向を //，材せい方向を ⊥ とし，小試験片の座標軸と梁の座標軸を一致させた。そのため試験片の RT 面での座標軸は弾性主軸と一致していない。以下に各試験方法について概説する。

1. 横方向ヤング係数 $E_{\perp}$；JIS Z 2111 に準じて横圧縮試験を行ない，試験体中央 4 cm 区間の木口面に取り付けた鏡式エキステンソメーターによって変位を測定した。

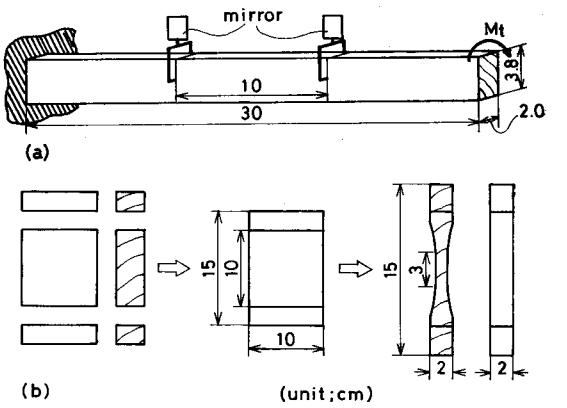
2. 剪断弾性係数 $G_{/\!/\perp}$；図-5 (a) に示される様な条件でトルクを与え，試験体中央 10 cm 区間に取り付けた2個の鏡によりねじり角 φ を測定した。各試験体につき2本の小試験片を作製し，その平均値を $G_{/\!/\perp}$ とした。

3. ポアソン比 $\nu_{/\!/\perp}$；JIS Z 2111 に準じて縦圧縮試験を行ない，試験体中央部の，梁の両側面と一致する面に電気抵抗線式クロスストレインゲージ (共和製 K-10-B-2, ゲージ長 10 mm) を貼付し，2方向の歪の比を求めた。両面の値の平均値を $\nu_{/\!/\perp}$ とした。

4. 曲げ強度 σ_b；JIS Z 2113 に準じ，$G_{/\!/\perp}$ を測定した小試験片を用いて曲げ破壊試験を行なった。2本の平均値を σ_b とした。

5. ブロック剪断強度 τ；JIS Z 2114 に準じてブロック剪断試験を行なった。4体の試験片の平均値を τ とした。

6. 横引張強度 $\sigma_{\perp}$；JIS Z 2118 に準じて横引張破壊試験を行なった。その際梁の材せいが低く試験片の長さが足りなかったため 図-5 (b) に示される様に小



図—5 基礎材質測定法

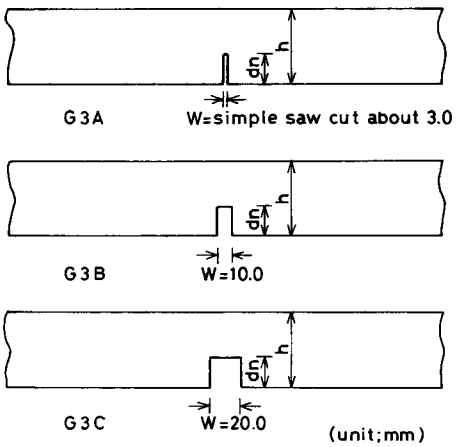
Fig. 5. Measuring of basic properties.

試験片を切り取った残りの部分を尿素樹脂接着剤を用いて接着し，長さ15 cm，幅10 cmのブロックを作った。このブロックから4体の試験片を切り取り，ルーターによって規定の形状に仕上げた。それ等4体の平均値を$\sigma_{\perp}$とした。

グループ3 (G 3)

試験体寸法；b=20 mm, h=50 mm, L=750 mm, d/h_n=10, 30, 50%

このグループでは切り欠き幅Wの変化による影響をみるために，トドマツの挽板（断面24×110 mm）から図-6に示される様な3種類の切り欠き幅を持つ試験体グループ（G 3 A, G 3 B, G 3 C）を作製した。それぞれの切り欠き幅に対し，切り欠き深さを10, 30, 50%の3段階とし，各3体ずつ計27体の試験体を取った。前の2つのグループ（G 1, G 2）の結果から，撓みに関しては切り欠きが圧縮，引張どちら側に置かれていても相違がないことを確認しているので，このグループでは圧縮側の場合のみについて測定を行ない，切り欠きを引張側に置き変えて割れの生じるまで負荷した。グループ1, 2の破壊試験結果をみると，最初にわずかな割れが生じても明確な荷重減少を導かず，主に視覚的な割れの確認により破損荷重を決定しなければならない場合が多かった。この視覚によって決定した破損荷重は，切り欠き隅角部に隣接したストレインゲージの断線より幾分遅れる場合があったので（観察者は梁の両側面を同時に見ることが出来ないことによる），このグループでは隅角部に隣接して貼付した4枚のストレインゲージを直列にオシロスコープに接続し，いずれか1枚の断線時の荷重を破損荷重とした。



図—6　切り欠き形状 (G 3)

Fig. 6. Notched specimens (G 3)—d_n= 10, 30 and 50 per cent to h.

グループ4 (G 4)

試験体寸法；b=20 mm h= 30 mm, L=480 mm, W=約3 mm, d_n/h=10, 30, 50%

他のグループと同様に剛性試験及び破壊試験を行なったが，このグループの試験体は材せいが低いために，非破壊部分からJISに準ずる曲げ試験片が取れず，曲げ強度試験を行なわなかった。このグループで用いた材料はグループ3と同じストック（トドマツの同一樹幹）から取っているので，曲げ強度もほぼ同程度と推定した。

4. FEMによる数値解析

グループ2でストレインゲージによる表面歪分布の観察を行なったが，これを補足するためにFEMによる簡単な数値解析を行なった。要素は三角形要素とし，直交異方性，平面応力

条件のユニット分割法によるプログラムを用い*, グループ2の試験条件に従って5段階の切り欠き深さに対する計算を行なった。用いた三角形要素は切り欠き率50%に対して255とし, 切り欠きが浅くなる毎に1ユニット (要素数8) を順次加えることとした。この計算では, 普通に報告されている場合に比べて要素分割が粗く, また, 順にユニットを加えているために, 各切り欠き深さに対して, 切り欠き近傍での要素の粗密の状態が異っている。そのため数値自体としての意味は乏しいが, おおまかな傾向はつかめると考えられるので, ストレインゲージによる観察結果の解析の際に補足的に用いることとした。

5. 結果と考察

5.1 試験体の基礎材質

グループ2についての結果を表-1 (a) に示す。繊維通直な材料を選んだために曲げ強度は平均791 kg/cm² と高い値を示しているのに対し, ブロック剪断強度はそれに比べて平均

表—1 試験体の基礎材質

Table 1. Basic properties of test specimens

(a)-G 2

Specimen	r_u	u (%)	θ (deg.)	E_b (t/cm²)	$E_\perp$ (t/cm²)	$G_{l\perp}$ (t/cm²)	$\nu_{l\perp}$	σ_b (kg/cm²)	τ (kg/cm²)	$\sigma_\perp$ (kg/cm²)
G 2-10-1	0.44	12.3	39.8	125.0	0.91	6.42	0.42	830.3	83.14	41.31
2	0.42	12.3	28.4	115.9	1.46	7.77	0.38	715.0	80.28	30.52
3	0.43	12.6	42.6	113.6	0.81	6.64	0.45	828.4	72.85	46.13
20-1	0.44	12.2	20.9	124.5	1.36	6.45	0.44	798.5	72.51	37.16
2	0.42	12.0	24.2	116.2	1.36	6.16	0.37	799.6	75.38	33.80
3	0.42	12.1	18.0	114.9	2.02	7.59	0.56	701.5	70.68	37.22
30-1	0.43	12.2	25.3	123.8	1.50	6.28	0.36	757.9	62.84	41.75
2	0.43	12.6	35.5	116.4	1.16	6.46	0.53	804.2	79.81	—
3	0.43	11.3	41.8	111.9	1.90	6.67	0.64	770.8	88.61	51.18
40-1	0.45	12.3	30.3	123.0	1.30	7.25	0.40	845.0	89.61	44.64
2	0.44	12.4	17.5	118.5	2.57	6.77	0.36	830.9	76.71	35.29
3	0.42	12.5	24.6	114.7	2.18	6.26	0.50	674.1	84.65	36.99
50-1	0.43	12.9	16.7	121.6	2.47	5.95	0.43	870.3	77.76	38.91
2	0.44	12.5	56.3	121.3	1.01	6.13	0.37	830.7	75.94	41.85
3	0.43	12.1	32.3	110.8	0.97	5.47	0.56	800.0	69.88	42.67
Mean	0.43	12.3	30.3	118.1	1.53	6.55	0.46	790.5	77.38	39.96

(Remarks) r_u; Specific gravity, u; Moisture content, θ; Average slope of anunal rings (see Fig. 7), E_b; Young's modulus by bending test, $E_\perp$; Young's modulus perpendicular to grain, $G_{l\perp}$; Modulus of rigidity, $\nu_{l\perp}$; Poisson's ratio, σ_b; Bending strength, τ; Block shear strength and $\sigma_\perp$; Tensile strength perpendicular to grain.

* FEM プログラムは大釜敏正氏 (千葉大学教育学部) の作成されたもので, 計算は北海道大学大型計算機センターで行なった。

表—1 続 き

Table 1. Contiued

(b)–G 1

Specimen	r_u	u (%)	E_b (t/cm²)	σ_b (kg/cm²)	τ (kg/cm²)
G 1–10–1	0.42	9.4	116.7	918.8	93.8
2	0.40	9.1	115.0	833.8	66.2
20–1	0.41	9.4	97.3	870.0	85.0
2	0.43	9.6	124.1	951.6	77.6
30–1	0.43	9.2	122.3	950.9	81.1
2	0.42	9.8	98.8	858.3	88.9
40–1	0.41	8.6	109.9	862.7	63.3
2	0.42	9.8	118.6	930.5	89.2
50–1	0.43	9.7	118.7	789.7	77.4
2	0.42	9.1	125.8	951.2	65.7
Mean	0.42	9.4	114.7	891.8	78.8

(c)–G 3 A

Specimen	r_u	u (%)	E_b (t/cm²)	σ_b (kg/cm²)	τ (kg/cm²)
G 3 A–10–1	0.40	11.7	99.6	797.1	62.4
2	0.39	11.3	104.3	811.8	88.2
3	0.38	11.8	85.5	583.8	78.1
30–1	0.41	11.3	104.9	889.5	86.5
2	0.36	11.7	101.1	682.3	59.4
3	0.36	12.3	89.3	620.1	70.1
50–1	0.42	11.8	105.4	795.2	83.1
2	0.39	11.7	105.0	681.2	76.2
3	0.40	12.1	92.6	586.2	75.3
Mean	0.39	11.9	98.6	716.4	75.5

(d)–G 3 B

Specimen	r_u	u (%)	E_b (t/cm²)	σ_b (kg/cm²)	τ (kg/cm²)
G 3 B–10–1	0.38	11.4	96.2	737.9	69.7
2	0.39	12.0	97.6	730.5	83.0
3	0.35	10.8	73.7	607.6	63.7
30–1	0.38	11.6	95.3	689.8	72.4
2	0.35	10.5	84.2	568.9	76.8
3	0.38	11.2	81.2	654.0	71.8
50–1	0.36	11.1	97.0	721.3	66.7
2	0.39	12.1	101.8	777.8	73.2
3	0.38	11.3	91.0	691.0	78.7
Mean	0.37	11.3	90.9	685.9	72.9

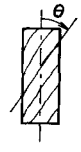
(e)-G 3 C

Specimen	r_u	u (%)	E_b (t/cm²)	σ_b (kg/cm²)	τ (kg/cm²)
G 3 C-10-1	0.36	11.4	77.0	574.8	79.3
2	0.39	11.4	104.6	770.5	57.5
3	0.38	11.4	80.0	714.1	75.1
30-1	0.35	11.4	91.6	645.3	72.7
2	0.35	9.7	80.0	635.5	71.2
3	0.37	11.0	91.8	684.5	62.9
50-1	0.37	11.7	81.5	622.6	77.7
2	0.40	11.7	97.8	711.7	81.0
3	0.37	11.5	101.1	648.6	61.7
Mean	0.37	11.2	89.5	667.5	71.0

(f)-G 4

Specimen	r_u	u (%)	E_b (t/cm²)	τ (kg/cm²)
G 4-10-1	0.40	9.1	109.2	76.2
2	0.36	10.1	85.6	69.8
3	0.38	10.3	100.7	71.5
30-1	0.39	9.3	105.5	78.0
2	0.39	9.0	111.7	79.0
3	0.39	9.5	107.9	67.5
50-1	0.36	9.8	82.4	79.5
2	0.38	11.8	97.3	63.9
3	0.38	11.5	106.0	75.2
Mean	0.38	10.0	100.7	73.4

77 kg/cm² と低く，両者の比は 10 : 1 程度となっている。同様に曲げ強度と横引張強度の比は 20 : 1 程度であった。横引張強度の空欄は試験片の接着層 (図-5 (b) 参照) から破断したもので，積層の際の組み合わせが適当でなかったことにより，接着層を境として順目逆目が変わり，ルーターによる加工時にこの部分に切削損傷を作ってしまったことによるものと思われる。また，これ以外にも明らかに接着不良による破断と認められるものは除外した。従って各試験体についての値は必らずしも 4 体の試験片の平均値によるものではない。また横方向ヤング係数は，各試験体の木口面における年輪傾斜 θ (図-7 参照) が 15～60° 程度の範囲の値となっているために平均 1.53 t/cm² と低い値を示し，試験体毎に大きなバラツキが認められる[7]。他のグループの結果はそれぞれ表-1 (b)～(f) に示す。



図—7 年輪傾斜の測定法

Fig. 7. Measuring of slope of annual ring.

5.2 試験体表面の歪分布

電気抵抗線式ペーパーストレインゲージを直接木材に接着した場合の歪の測定値は，力学

理論に基づく計算値に比べ，通常小さな値を示すが*，ここでは定性的な扱いをしているので換算を行なっていない。

5.2(a)　材軸方向弾性歪

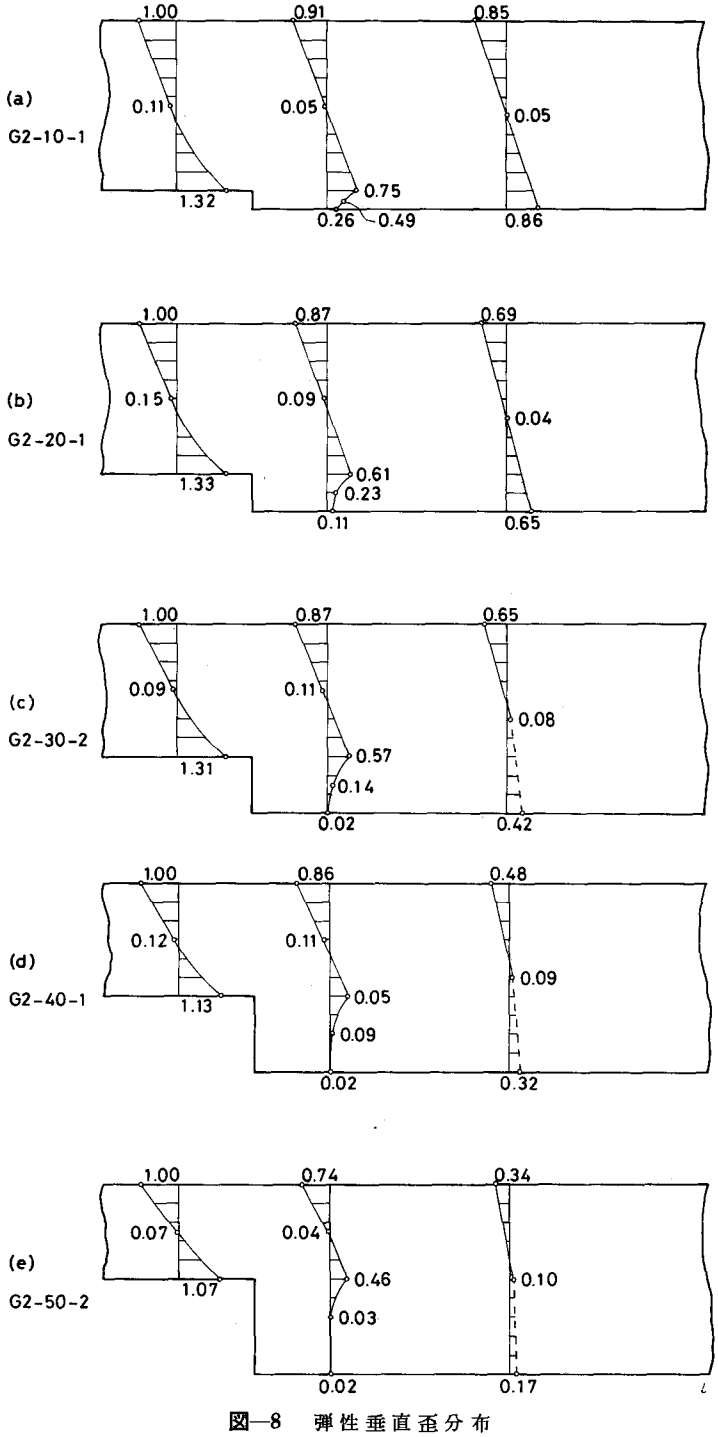
切り欠きを引張側にした場合の弾性域における材軸方向歪分布を図-8(a)～(e)に示す。ただし，これ等の分布図は限られた測定点の値から類推しているので，詳細にはこの通りではない。各測定点における歪の値は，コントロールゲージ（S1C；切り欠き部断面の圧縮側に貼付されたストレインゲージ）の値に対する比として与えられている。これ等の観察結果はおおむね杉山の結果[2]と一致し，切り欠きを圧縮側にした場合にも歪の正負が変わるだけで同様の分布をする。図に見られる様に，S1断面では中立軸が切り欠き側に片寄り，材軸方向歪は明らかに曲線分布をする。この観察結果は曲がり梁の歪分布あるいは直交異方性の梁で弾性主軸と材軸が一致しない場合の歪分布を思い起こさせるが，それ等との相違は，切り欠き側では曲線分布をするものの，中立軸を越えてからはほぼ直線分布に近いと考えられる点にある。この傾向は切り欠きが浅い場合に顕著に現れるが，弾性主軸と材軸を一致させて行なったFEMによる数値解析の結果からも同様な結果が得られたことから，繊維傾斜によるものとは考えられず，切り欠き深さに依存するものと思われる。これについての1つの可能な説明としては，次の様な考え方も成り立つであろう。これまでに多く報告されている様に，切り欠き隅角部近傍には，大きな横方向応力と剪断応力が生じるが，両者の最大値の比は一定とはならず切り欠き深さに依存して変化する。数値解析の結果によれば，これ等の比は図-9に示される様になる。図に見られる様に，切り欠きが浅い場合には，横引張応力が小さいので，切り欠き近傍での部分的変形は主に剪断応力によって支配され，切り欠きが引張側の場合には切り欠き幅を拡げる方向に，圧縮側の場合には縮める方向にすべりが生じる。そのため切り欠き底面で相対的に大きなのび（縮み）を生じさせることになる。ただし，図-8に見られるS1断面における歪分布の曲線性の，切り欠き深さ変化に対する依存性と，図-9に見られる両応力の最大値の比のそれとは一致しておらず，ここで的確な考察を行なうことは出来ない。

梁の中立軸は切り欠き部分から距離が離れるに従い，ゆるやかに幾何学中心軸に近づいて行くが，その距離は切り欠き深さに依存して離れて行くのが観察され，これに伴なって低歪エネルギー領域も拡がって行くのが見られる。この範囲内では材軸方向歪が直線分布をせず，剪断応力が生じていることがわかる。

グループ1では試験体寸法が小さいために1断面内における測定点が少なく，グループ2に比べて類推による部分が多いが，材軸方向歪については相似な分布をすると考えてよい。比較の一例として切り欠き率30%の場合を図-10に示す。図で破線の部分は推定によっているが，外皮歪はすべて実測値である。

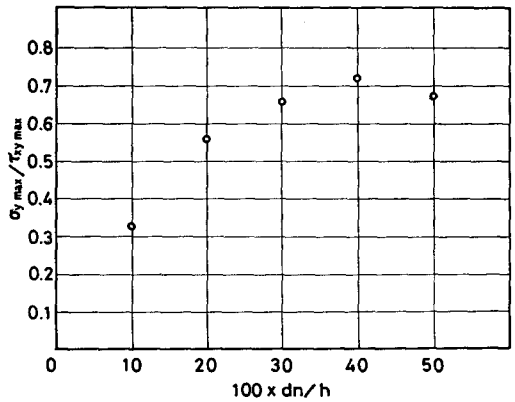
---

* 本研究の予備試験として，断面一様な梁の純曲げ区間において測定した結果によれば，計算値の85～90%程度であった。



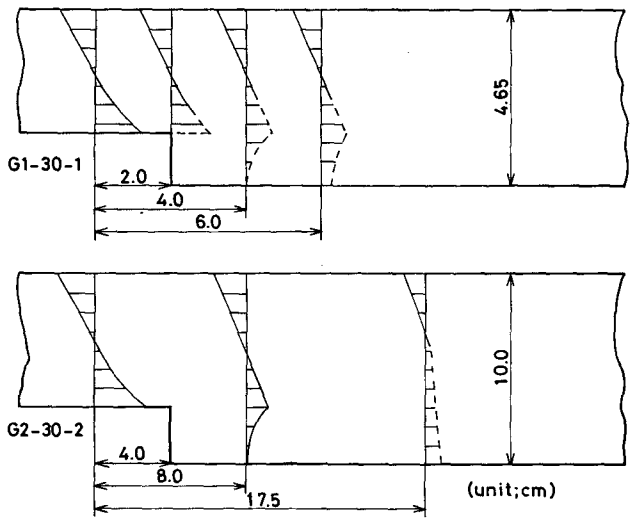
図—8 弾性垂直歪分布

Fig. 8. Elastic normal strain distributions.



図—9 切り欠き近傍における最大横引張応力の最大剪断応力に対する比

Fig. 9. Ratio of maximum tensile stress perpendicular to grain to maximum shearing stress in the vicinity of notch.



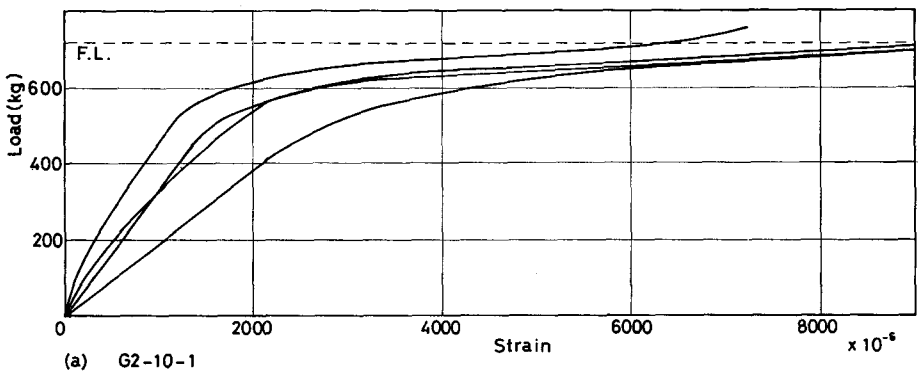
図—10 G1, G2における垂直歪分布の比較

Fig. 10. Comparison of normal strain distributions of G1 and G2. $-d_n$=30 per cent to h.

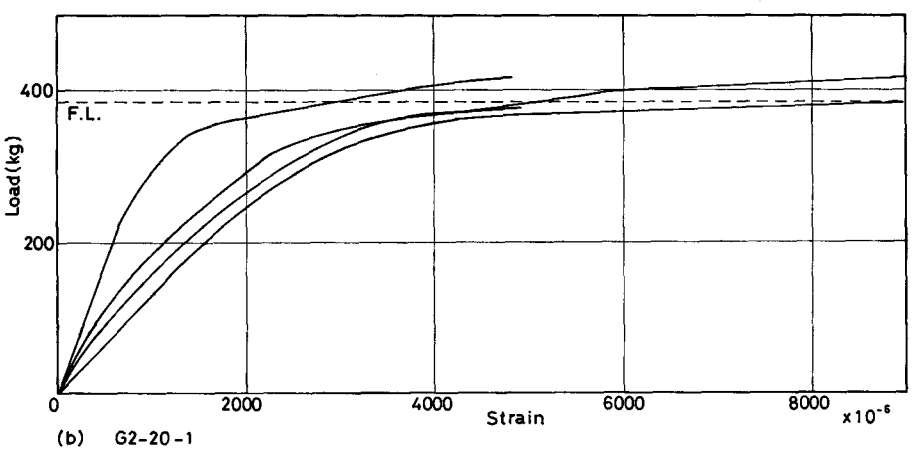
5.2(b) 切り欠き隅角部近傍における横方向歪

切り欠き隅角部に隣接して貼付された横方向ストレインゲージによって得られた荷重一歪曲線を図-11 (a)~(e) に示す。これらのストレインゲージは隅角部からその中心軸までほぼ2 mm 程離れ，また3 mm の有限長を持っているので，部分的にはこれらの測定値から類推されるよりもはるかに大きな応力が生じていると考えられるが，この部分での挙動の把握のための1つの有力な手がかりとはなり得るであろう。弾性域の歪については，材軸方向歪と同様に，切り欠きを引張，圧縮どちら側に置いてもその絶対値には変化がない。しかしながら，この場合にはその値の正負が重要な因子となる。なぜなら，剪断応力と横引張応力の組み合わせは

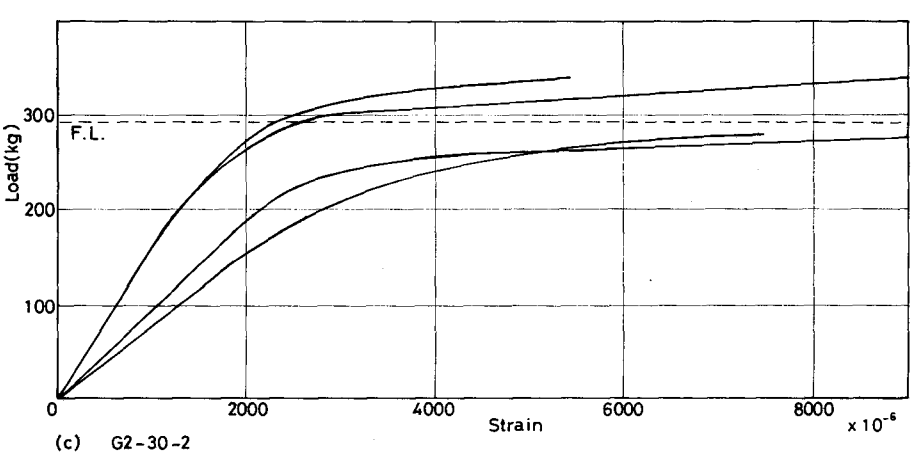
容易に割れを生じさせるが，逆に横圧縮応力は割れの発生をおさえる方向に作用するからである。そのため切り欠きを引張側に持つ梁は圧縮側に持つ梁に比べより低い荷重レベルで破損することになる。これに対し，梁の撓みは弾性歪エネルギー総量によるため，横方向応力の正負は実質的に影響を与えない。図に見られる様に，荷重が破損荷重に近づくと急激に歪が増加し，



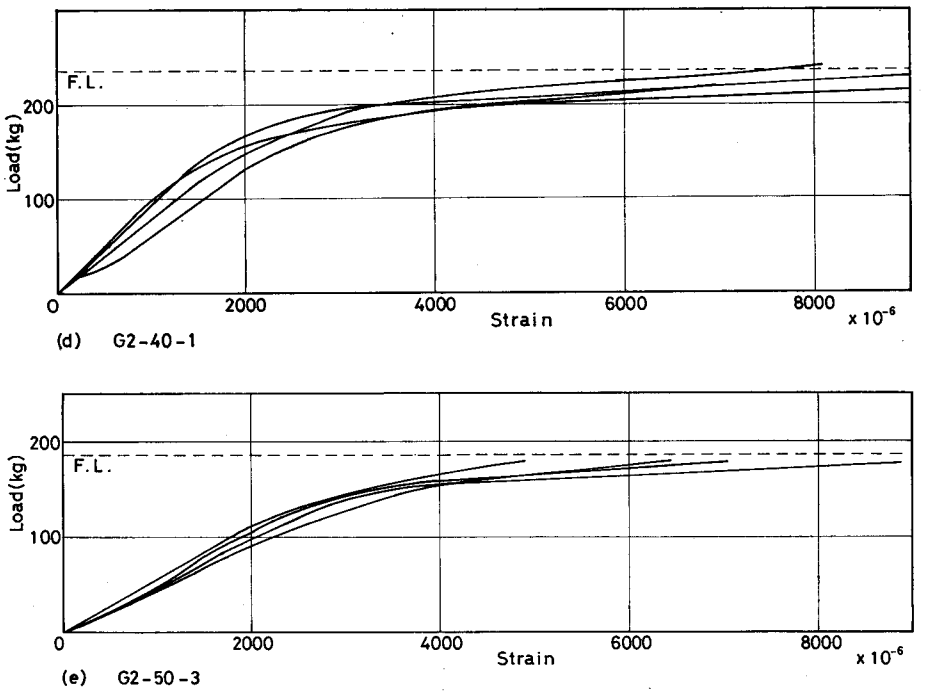
(a) G2-10-1



(b) G2-20-1



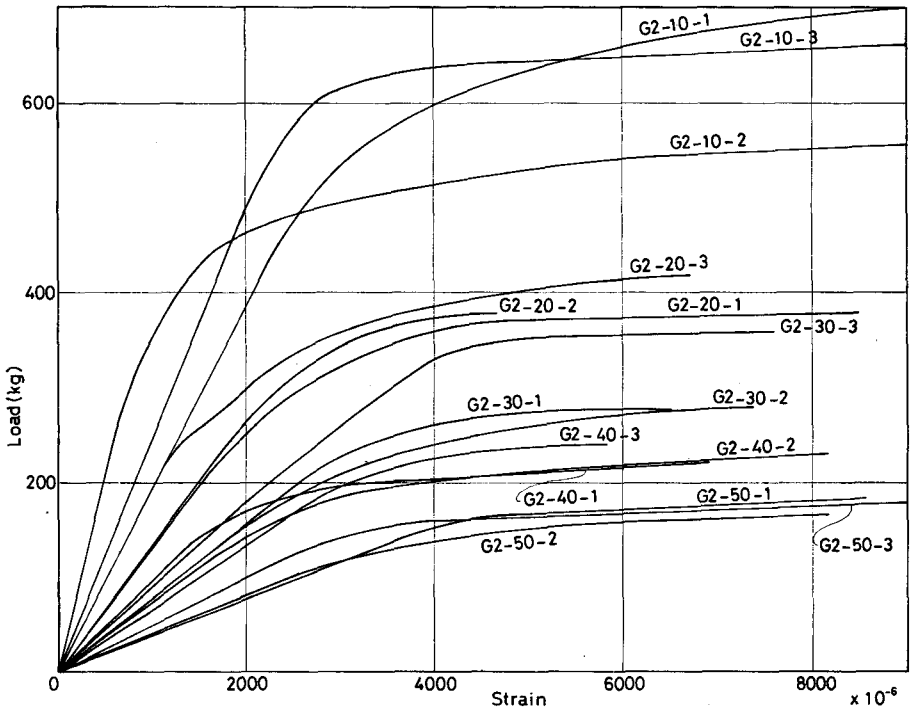
(c) G2-30-2



図—11 横方向ストレインゲージによる荷重—歪曲線

Fig. 11. Load-strain curves observed with vertical strain gauges.-*F. L.*; failure load.

この部分の降伏が認められる。各試験体において4枚のストレインゲージの示す曲線がほぼ同じものも，また，非常にバラついているものもあるが，これは木材各部の強度のバラツキも無視は出来ないが，主に実際の試験条件によるものと思われる。試験体のねじれ，荷重ビームの位置のズレ等によって，各ストレインゲージ貼付位置の応力状態が異なることは容易に類推出来るが，破損が局所的な応力によって引き起こされる場合にはこれ等の条件が微妙に影響することになる。特に試験体のねじれにより，曲げモーメントによる横引張応力に加え，面外のトルクによる横引張応力を生じさせてしまった様な場合には，この影響が顕著に現れる。破壊試験の結果によれば，これ等のバラツキの多いものは低い荷重レベルで片側から割れが発生し，バラツキの少ないものは比較的高い荷重レベルで両側ほぼ同時に割れが発生する傾向がみられた。図-12に15体の試験体の横方向ストレインゲージによって得られた曲線を示したが，上記のことから，各試験体について4枚のストレインゲージの平均値をとることはそれ等の挙動の把握に有利ではないと考えられるので，それぞれの試験体で最初に破断したものをとりあげることにした。これ等の曲線において，見掛けの比例限歪は切り欠き深さに従って増加する傾向がみられる。木材における見掛けの塑性変形は，しばしば指摘される様に，微細な破損の積み重ねと考えるのが妥当であると思われるが，それ等の破損は一義的に定められる応力状態によって引き起こされるとは限らない。切り欠きがある程度深くなると（切り欠き率のみによる



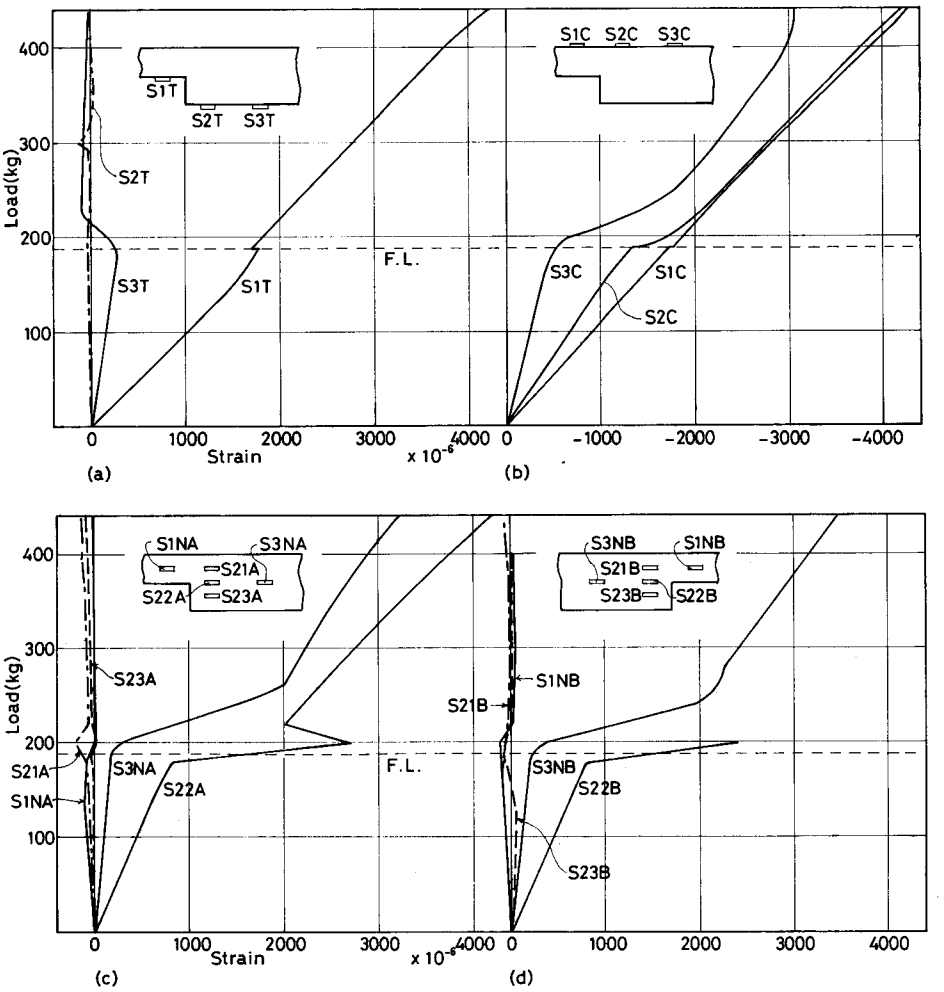
図—12 横方向ストレインゲージによる荷重—歪曲線

Fig. 12. Load-strain curves observed with vertical strain gauges.

のか，切り欠き深さの絶対値の影響を受けるのかはここでは結論出来ない)，横引張応力が破損を支配すると考えられるのに対し，切り欠きが浅い場合には剪断応力の寄与が無視出来なくなる様に思われる。そのため，横引張歪がその限界値に達する以前に，剪断応力あるいは横引張応力と剪断応力の組み合わせにより微細な破損が生じ始め，その結果，横方向歪が急激に増加することになると考えられる。

5.2(c) 破壊試験における材軸方向歪の挙動

破壊試験における，各ストレインゲージによって得られた荷重—歪曲線を図-13(a)～(d)に示す。(a)図のS1Tの示す曲線に注目すると破損荷重に至る前の荷重140kg付近から歪の増加が鈍くなっているのがわかる。この部分は図-(e)の横方向ゲージの示す歪が急激に増加し始める部分に相当する。これは切り欠き隅角部近傍に生じる微細な破損のために横方向歪は増加するが，S1T付近では弾性剪断応力によって引き起こされていた歪の集中が減じることを示している。また，(a)図のS1T(b)図のS1C, S2C, (c)図のS22Aの示す曲線が，荷重240kg以降，ほぼ一致することから，隅角部に発生した割れが，S22Aの直下を通り材軸に平行に進み，そのためS1, S2断面では，切り欠き部正味断面を持つ断面一様梁と同じ歪分布となったことがわかる。(S22Aの反対側の側面にあたるS22Bは断線した。)図に示された荷重範囲内では材軸方向歪はいずれも弾性域内であることが確認出来る。(b)図のS3Cの示す曲線は荷重



図—13 破壊試験における垂直歪の挙動

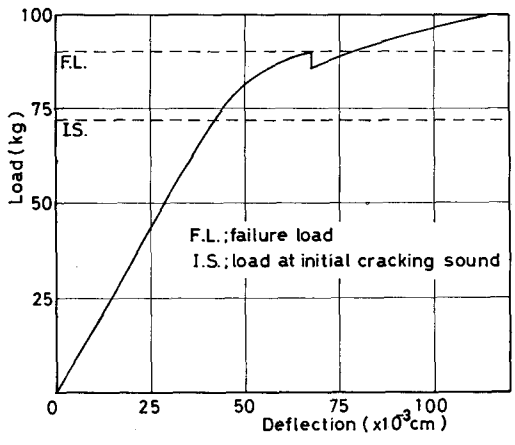
Fig. 13. Typical normal strain behaviors at destructive tests.

400 kg 付近から増加が鈍っているが，これは荷重点のめり込みによるものと思われる。この後，割れは荷重点断面を通って進展し，めり込みによって減少した断面で最終的に曲げ破壊した。

5.3 荷重—撓み曲線

典型的な荷重—撓み曲線を図-14に示す。STIEDA[4] が指摘している様に，割れが視覚的に確認出来る以前に，ほとんどの場合破壊音が聞かれ，この音が聞こえ始めると撓みの増加が大きくなって来る。STIEDA はこの見掛けの比例限応力を *"initial failure stress"* と呼んでいる。この見掛けの比例限度は試験体毎にかなり異なっているが，試験体各部の応力のバランスがとれている場合には (5.2(b) 参照) 比較的低い傾向を持ち，この様な場合には，比較的高い荷重レベルで破損する傾向が見られる。1つの推測としては，試験条件が理想に近いと，試験体表面の観察ではとらえにくい平面歪破壊が先行し，続いて表面付近での平面応力破壊が生

じることにより，視覚的にとらえられる割れが発生すると考えることが出来よう。ただし，$\nu_{xy}\cdot\nu_{yx}$ の値の小さい木材で，この効果が実質的に意味を持つかどうかは明らかでない。これに対し，試験体の若干のねじれにより面外トルクを加えてしまった様な場合には，表面付近を始点として割れが発生するため，最初の破壊音から視覚的な割れの確認までの時間が短かくなってくる。



図—14 荷重—撓み曲線

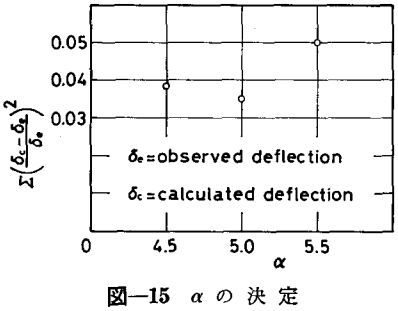
Fig. 14. A typical load-deflection curve.

割れの発生は必らずしも明確な荷重減少を導かず，その減少の度合いは，切り欠き隅角部を始点として発生した割れが，その最初の段階でスパン方向にどの程度の距離進展するかによって決まる。従って破損荷重の決定は主として視覚的な割れの確認によった。

最初に割れが生じた後は，割れが進展するに従って撓みが増加して行くが，繊維が通直であれば，切り欠き部正味断面とほぼ同程度の断面を持つ部分のスパン方向の長さが増して行くだけなので，一様断面梁が圧縮側の繊維座屈による見掛けの塑性域に入ってから撓みが増加する程には大きく変化しない。

5.4 有効曲げ剛性予測式の適合性

第2節で述べた撓みの近似的予測のためには，等価切り欠きのテーパー部の拡がりを決定する係数 α を求める必要があるが，ここではG3Bの結果から α を求め，それに基づいて予測計算を行なうこととした。(グループ3は切り欠き幅の効果を知るためのグループで，そのうちG3Bは中間の切り欠き幅を持つものである。) α の決定は，(8)式の α に任意の定数 (π よりも大きい実数であることが予想されていた) を代入し，図-15に示される様に，実測値との誤差2乗和を比較することにより行なわれた。図より $\alpha=5.0$ とした。この数値を(8)式に代入すると



図—15 α の決定

Fig. 15. Determination of α.

$$\delta=2\left(\int_0^{a_1'}\frac{M_x\bar{M}_x}{E_xI}\,dx+\int_{a_1'}^{a_2}\frac{M_x\bar{M}_x}{E_xI_x}\,dx+\int_{a_2}^{a_3}\frac{M_x\bar{M}_x}{E_xI_n}\,dx\right)\qquad(9)$$

$$a_1'=L/2-(W/2+5d_n),\qquad a_2=(L-W)/2,$$

$$a_3=(L+W)/2$$

(9)式による予測計算値 δ_c と実測値 δ_e の比較をG2, G3A～C, G1, G4に対しそれぞれ表-2

表—2 撓みの計算値と実測値の比較

Table 2. Comparison of calculated with observed deflections of test beams

(a)-G 2

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 2-10-1	16.6	15.9	0.96	16.6	1.00
2	16.8	16.8	1.00	17.6	1.05
3	17.8	17.4	0.98	18.2	1.02
20-1	18.5	18.7	1.01	19.3	1.04
2	21.1	19.9	0.94	20.5	0.97
3	21.5	21.5	1.00	22.6	1.05
30-1	27.7	26.8	0.97	26.5	0.96
2	22.9	24.1	1.05	24.3	1.06
3	23.8	24.3	1.02	24.0	1.01
40-1	31.5	32.0	1.02	29.2	0.93
2	29.2	31.4	1.07	28.5	0.98
3	36.9	39.8	1.08	36.0	0.98
50-1	46.9	49.1	1.05	41.4	0.88
2	42.9	44.6	1.04	37.7	0.88
3	42.0	51.8	1.23	44.0	1.05
Mean			1.03		0.99
C.V.			±6.7%		±6.0%

(Remarks) δ_e; Observed deflection, δ_c; Calculated deflection by equivalent notch method and δ_{c-S}; Calculated deflection with apparent Young's modulus given by Eq. (5). Deflections are given per 100 kg load.

(b)-G 3 A

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 3 A-10-1	3.72	3.42	0.92	3.56	0.96
2	3.66	3.21	0.88	3.34	0.91
3	4.63	4.01	0.87	4.17	0.90
30-1	4.85	4.33	0.89	4.02	0.82
2	4.80	4.54	0.95	4.19	0.87
3	6.10	5.21	0.85	4.84	0.79
50-1	6.75	7.54	1.12	4.85	0.72
2	6.63	7.59	1.15	4.88	0.74
3	8.38	8.95	1.07	5.76	0.69
Mean			0.97		0.82
C.V.			±11.9%		±11.4%

Deflections are given per 10 kg load.

(c)-G 3 B

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 3 B-10-1	3.44	3.53	1.03	3.67	1.07
2	3.72	3.39	0.91	3.52	0.95
3	5.25	4.71	0.90	4.90	0.93
30-1	5.95	5.61	0.94	5.22	0.88
2	5.65	5.61	0.99	5.24	0.93
3	6.10	5.81	0.95	5.44	0.89
50-1	8.25	8.72	1.06	5.98	0.72
2	7.69	8.29	1.08	5.69	0.74
3	10.56	10.34	0.98	6.99	0.66
Mean			0.98		0.86
C.V.			±6.5%		±15.2%

G 3 B is the control group and deflections are given per 10 kg load.

(d)-G 3 C

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 3 C-10-1	5.41	4.62	0.85	4.82	0.89
2	3.59	3.28	0.91	3.41	0.95
3	4.47	4.33	0.97	4.52	1.01
30-1	5.50	4.88 5.75	0.89	4.76	0.87
2	6.05	5.04	0.95	5.58	0.92
3	5.60	11.11	0.90	4.91	0.88
50-1	10.44	9.56	1.06	8.43	0.81
2	9.06	9.09	1.06	7.11	0.78
3	10.19		0.89	6.80	0.67
Mean			0.94		0.86
C.V.			±8.0%		±11.6%

Deflections are given per 10 kg load.

(a)～(f) に示す。挠みは (a) (G 2) では荷重 100 kg に対する値として，他は荷重 10 kg に対する値として示されている。表には，杉山の実験式 ((5) 式) によって算出した見掛けのヤング係数を用いた計算値 δ_{c-S} も同時に示した。これ等の結果に見られる様に，各グループについての変動係数は最大で ±11.9%，他は 10% 以内となっており，等価切り欠きによる予測計算法がかなり有効なものであることが認められる。全グループについての平均値及び変動係数はそれぞれ 0.98，±8.1% であった。特に注目すべき点は，この計算法が見掛けのヤング係数による計算法に比べ，切り欠き幅の変化，試験体寸法の大小により，その適合性に大きな差を生じないことにある。ただ問題とすべき点は，この計算法によれば，実測値との誤差を最小にしようとすると，浅い切り欠きでは危険側の，深い切り欠きでは安全側の評価を与える傾向があることにあ

表—2 続 き

Table 2. Continued

(e)-G 1

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 1-10-1	3.80	3.55	0.94	3.60	0.95
2	3.90	3.56	0.91	3.60	0.92
20-1	5.10	4.78	0.94	4.64	0.91
2	4.30	3.99	0.93	3.81	0.89
30-1	5.05	4.72	0.94	4.11	0.81
2	6.35	5.95	0.94	5.27	0.83
40-1	7.25	7.06	0.97	5.15	0.71
2	7.10	7.11	1.00	5.05	0.71
50-1	9.45	8.53	0.90	5.37	0.57
2	10.45	10.18	0.97	6.06	0.60
Mean			0.94		0.79
C.V.			±3.1%		±17.2%

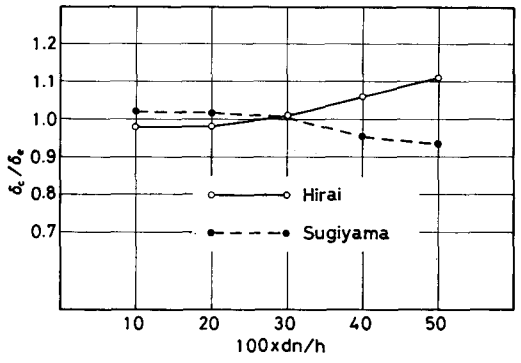
Deflections are given per 10 kg load.

(f)-G 4

Specimen	δ_e ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_c/δ_e	δ_{c-S} ($\times 10^{-2}$ cm)	δ_{c-S}/δ_e
G 4-10-1	3.75	3.61	0.96	3.76	1.00
2	4.75	4.67	0.98	4.87	1.03
3	4.25	3.87	0.91	4.04	0.95
30-1	5.17	4.67	0.90	4.56	0.88
2	5.33	4.47	0.84	4.26	0.80
3	5.17	4.58	0.89	4.46	0.86
50-1	9.50	10.48	1.10	7.18	0.76
2	9.08	9.09	1.00	6.38	0.70
3	8.50	8.18	0.96	5.66	0.67
Mean			0.95		0.85
C.V.			±8.0%		±14.2%

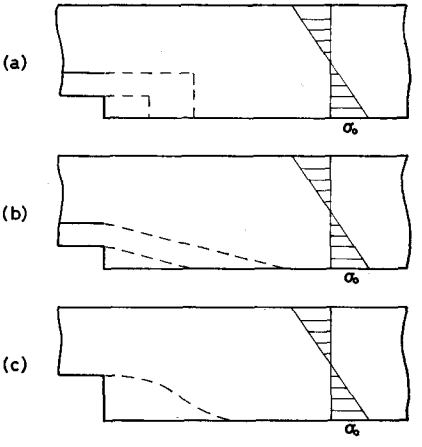
Deflections are given per 10 kg load.

る。この傾向はグループ2について図-16に示されている。図には(5)式による計算値の傾向も同時に示した。グループ2は2つの計算法による差が最も少ないものであるが，図に見られる様に明らかに異なった傾向が認められ，他のグループではこの差は，より顕著に現れている。等価切り欠きによる計算値の示すこの傾向は，最初に仮定された等価切り欠き形状によるものと考えられる。いま，断面一様な梁の応力分布を考えると，応力は中立軸からの距離に比例して増加し，歪エネルギー密度はその2乗に比例して増加して行く。ここで仮定された等価切り欠きは三角形状の拡がりを持っているので，梁の外皮に近い，高い歪エネルギー密度を持つ部



図—16 等価切り欠き法による計算値と見掛けのヤング係数による計算値の比較

Fig. 16. Comparison of the calculation by use of the equivalent notch method and the calculation with apparent Young's modulus.



図—17 等価切り欠きの3種の形状

Fig. 17. Three types of equivalent notch geometry.

分の影響が大きい。そのため，切り欠きが深く，等価切り欠きの底辺が長くなると，実際の応力分布によって生じる低歪エネルギー領域に比べ，固定端条件下で，相対的に大きな歪エネルギーの減少をもたらすことになる。いま，図-17に示される様な3種の等価切り欠きを考え，(c)図の場合が最も合理的であると仮定すると，(b)図に基づく計算値は上記の様な傾向を，(a)図に基づく計算値はその逆の傾向を示すであろう。ちなみに，切り欠き率50%の場合に，(b)図の様な三角形状の拡がりの部分によって取り除かれる応力の積分値の，10%の場合に対する比は，(a)図の様に切り欠きのスパン方向の幅を増した場合のそれ等の比に比べ，ほぼ30%程度大きくなる。従ってそれによって減少する歪エネルギーはより大きな差を生じることになる。この傾向が，切り欠き幅が狭く，等価切り欠きのテーパー部の挠みに与える影響が大きい程顕著に現れることは，表-2(b), (e)のノコ目を入れただけの試験体の結果に見られる通りである。曲線形の等価切り欠きを仮定すればこれ等の誤差は減少することが予想されるが，実用的な見地から，多少の誤差は含んでも計算の容易な直線形を採用した。

表-2全体を通して見られる様に，係数はもう少し大きな値が適切である様に思われる。ここでは等価切り欠きによる予測計算法の適合性を検証することを主眼においたので1グループの結果のみによってαを決定したが，この値自体は確定的なものではなく，今後の追加実験によって適切な値を定める必要があると思われる。

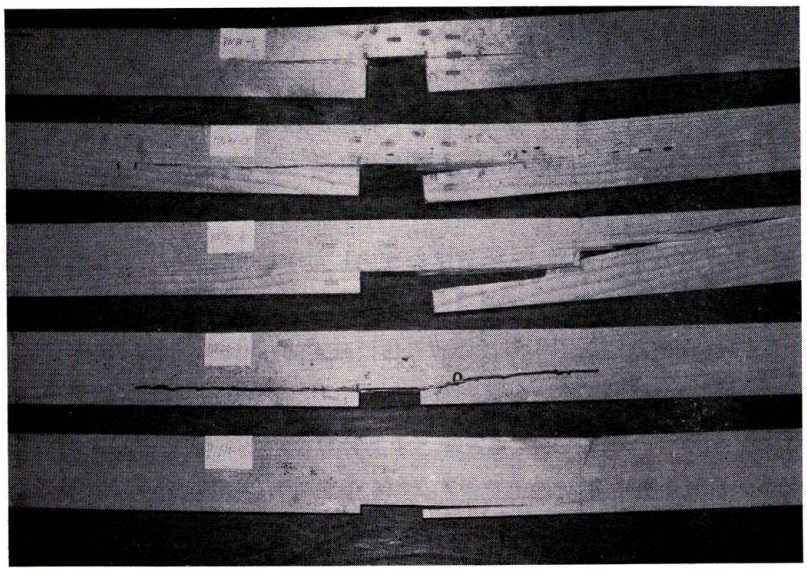
本研究では，3分点2点荷重による実験と予測計算を行なったが，設計条件である等分布荷重条件では，スパン中央で最大曲げモーメントを生じるので，この部分に切り欠きを作ると，その挠みに与える影響は一様モーメント条件による場合に比べ更に大きくなると考えられる(Appendix 参照)。

等価切り欠きの概念は他の形状の切り欠きや穿孔にも原理的には適用可能だと考えられる

が，実際上，計算が可能であるかどうかが問題となるであろう。

5.5　最大破損モーメント

切り欠きを持つ木材梁では，図-18に見られる様に，切り欠き隅角部を始点として割れが発生するが，この現象は木材に限らず，異方度の強い繊維強化複合材料にも一般に見られ，delamination と呼ばれている[8]。この割れは荷重の増加と共に序々に進展し，最終的な破壊を引き起こすにはより高い荷重を必要とする。従って切り欠きを持つ木材梁の耐力は，一般に，最初の破損が生じる荷重レベルよりもかなり高いと見て良い。しかしながら，材が大きな繊維傾斜を持つ様な場合には，割れは急速に断面を減少させて最終的な破壊を導くため，割れが生じた後梁がどの様な挙動をするかを画一的に予測することは出来ない。それゆえ，かなり過少評価となる場合も多いことを承知したうえで，最初の破損を生じた時点を耐力限界と考えざるを得ない。従ってここでは，最初に割れを確認した荷重時の曲げモーメントを最大破損モーメントとして扱うこととした。この最初の割れの確認は，これまでにも述べた様に，主に視覚的な判断によっているため，最大破損モーメントの検出はかなりあいまいなものであった。本研究では，グループ2では切り欠き隅角部に隣接して貼付された4枚のストレインゲージのうちいずれか1枚の断線を確認した直前の破壊音をもって，グループ3では直列にオシログラフに接続したストレインゲージの断線時の荷重をもって破損荷重とし，他の2つのグループでは視覚的な観察によった。そのため，測定された最大破損モーメントは各グループについて厳密に同条件とはなっていない。ストレインゲージの断線による検出法は，梁の両側面で同条件であるという点で，視覚のみによる場合よりは多少安定性があるものと思われる。結果はG2，G3A～C，



図—18　破　損　形　態

Fig. 18.　Typical notch failures.

表—3 最大破損モーメント

Table 3. Maximum failure moments of test beams

(a)-G 2

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 2-10-1	179.3	191.6	0.94	
2	144.3	165.9	0.87	0.90
3	169.0	191.9	0.88	
20-1	95.5	143.4	0.67	
2	101.0	141.5	0.71	0.78
3	115.0	120.5	0.95	
30-1	79.0	94.9	0.83	
2	74.3	116.4	0.64	0.77
3	97.0	113.5	0.85	
40-1	59.0	87.6	0.64	
2	62.0	93.0	0.67	0.78
3	64.0	61.5	1.04	
50-1	46.8	62.4	0.75	0.74
2	43.5	64.7	0.67	
3	46.8	59.4	0.79	
Mean			0.79	
C.V.			±17.1%	

(Remarks) M_{fe}; Observed maximum failure moment, M_{fc}; Calculated maximum failure moment with effective section modulus given by Eq. (1) and R; Mean value of ratio M_{fe}/M_{fc} for each notch depth.

(b)-G 3 A

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 3 A-10-1	36.94	26.36	1.40	
2	40.00	27.47	1.46	1.46
3	29.38	19.28	1.52	
30-1	13.38	17.21	0.78	
2	11.60	13.05	0.89	0.86
3	10.53	11.75	0.90	
50-1	6.88	8.37	0.82	
2	7.44	7.17	1,03	1.02
3	7.19	5.94	1.21	
Mean			1.11	
C.V.			±26.1%	

表—3 続 き

Table 3. Continued

(c)-G 3 B

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 3 C-10-1	32.50	24.47	1.33	
2	32.50	24.82	1.31	1.34
3	27.38	19.85	1.38	
30-1	9.94	11.89	0.84	
2	11.25	10.85	1.04	0.93
3	11.38	12.57	0.91	
50-1	6.71	7.53	0.89	
2	5.75	8.06	0.71	0.87
3	6.63	6.59	1.01	
Mean			1.05	
C.V.			±22.9%	

(d)-G 3 C

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 3 C-10-1	24.38	18.68	1.31	
2	33.44	25.73	1.30	1.22
3	24.69	23.52	1.05	
30-1	11.98	13.59	0.88	
2	10.63	13.07	0.81	0.89
3	13.81	14.05	0.98	
50-1	5.68	6.53	0.87	
2	7.45	7.24	1.03	0.97
3	6.69	6.68	1.00	
Mean			1.03	
C.V.			±17.3%	

G 1, G 4に対しそれぞれ表-3(a)~(f)に M_{fe} として，また，これと共に木構造設計規準に規定されている有効断面係数（(1)式参照）と各試験体の実測曲げ強度とによる計算値を M_{fc} として示す。ただしG 4については曲げ破壊試験を行なっていないので，同一ストックであるG 3の平均値を用いた。これ等の数値を比較すると，ここで得られた実験結果は木構造設計規準の規定式による計算値とはかなり異なった傾向を示している様に思われる。まず第一に，表-3(a)では全体に危険側の評価となっているが，これは試験体の異方度に起因するものと思われる。試験体の異方度は種樹によって変化し，また，同一樹種であってもそれぞれの試験体の繊維性あるいは木取りの仕方によって，見掛けの異方度がかなり変動する。ここで用いた材料は極めて繊維通直であったために，曲げ強度に比べてブロック剪断強度，横引張強度が低く，規定式に

(e)-G 1

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 1-10-1	32.50	27.74	1.17	1.25
2	33.81	25.51	1.33	
20-1	19.88	21.06	0.94	0.82
2	15.00	21.67	0.69	
30-1	11.28	17.67	0.64	0.71
2	12.31	15.84	0.78	
40-1	7.45	11.88	0.63	0.63
2	7.33	11.89	0.62	
50-1	7.83	8.56	0.91	0.78
2	5.50	8.48	0.65	
Mean			0.84	
C.V.			±29.8%	

(f)-G 4

Specimen	M_{fe} (kg·m)	M_{fc} (kg·m)	M_{fe}/M_{fc}	R
G 4-10-1	15.04	8.35	1.80	1.62
2	11.84	8.26	1.43	
3	6.59*			
30-1	5.60	5.34	1.05	1.15
2	6.40	5.28	1.21	
3	6.24	5.31	1.18	
50-1	2.88	2.79	1.03	1.06
2	2.64	2.76	0.96	
3	3.28	2.79	1.18	
Mean			1.23	
C.V.			±22.1%	

* This value was excluded because the specimen failed at very low stress level, and from the visual observation, it seems to depend on a microscopic defect in the vicinity of a corner of the notch.

よる計算では危険側の評価となっている。他のグループで平均値が1.0を越えているものについても同様の傾向が見られ,切り欠き率10%の場合に大きく安全側に寄っているために平均値が高くなっているに過ぎない。一方,STIEDAはブロック剪断強度を媒介としているので((3)式参照),この点では幾分合理性があると言えよう。ブロック剪断試験は,これまでにも報告されている様に,純粋剪断によるものではなく,多分に横引張応力の影響を受けるために,剪断強度の測定法としては議論を呼ぶところであるが,試験体の異方度を示す有効な指標とはなると思われる。STIEDAは切り欠き部正味断面における公称応力に対する最大剪断応力の比を一定

としているので，(2)式と(4)式には本質的な相違はなく，各樹種の平均的な曲げ強度とブロック剪断強度の比を代入することにより相互換算が可能である。

異方度の差によるこれ等の相違は，有効断面係数の増減により補正出来るが，より本質的な問題としては，各グループの結果の間に弾性論的な相似則が成立しておらず，ある種の寸法効果がある様に思われる。ここで得られた結果が有意なものであるかどうかは必らずしも明らかではないが，この様に弾性論的な相似則が乱される可能性はいくつか考えられよう。

1)　木材は構造体であるので，試験体寸法がかなり大きくないと連続体仮定の適用に無理が生じ，応力が一様でない条件のもとでは寸法の影響を受けやすい。

2)　確率論的な寸法効果を受ける。

3)　破壊力学的な相似則は，木材を直交異方性弾性体として扱うと，90° 切り欠きの Mode I に対し，$d_n^{-0.4}$～$d_n^{-0.5}$ 程度の寸法効果を与える[9]*。ここで得られた実験結果は，これとは異なった傾向を示しているので，破壊力学的な相似則は成立しない様に思われるが直交異方性連続体仮定をそのまま適用することには疑問が有り，現時点では，必らずしも破壊力学的破壊条件が成立しないと結論することは出来ない。

これ等はいずれも，一般的に考え得る可能性を例示したに過ぎず，ここで得られた実験結果の示す何等かの寸法効果が，どの様な要素によって支配されるかを知るためには，今後の補充実験及び解析的な検討を必要とする。

6. 結　　言

引張側に矩形切り欠きを持つ木材梁について剛性試験，表面歪分布の観察及び破壊試験を行なった。結果を要約すると次の様になる。

1)　等価切り欠きの概念を導入することにより切り欠きを持つ木材梁の撓みを，実用上十分な精度で予測出来ることが検証された。

2)　表面歪分布の観察により，低歪エネルギー領域は切り欠き深さに依存して拡がって行き等価切り欠きの仮定が合理的であることが示された。また，切り欠き隅角部近傍での横引張応力による降伏が確認されたが，この部分に生じる最大横引張応力と最大剪断応力の比は，切り欠き深さによって変化することが認められた。

3)　最大破損モーメントは，切り欠き部正味断面における断面係数の変化に帰着させるだけでは予測出来ないことがわかったが，その合理的な把握には今後の実験的，解析的検討を必要とする。

文　　献

1)　杉山英男，中田和夫：木質系のはりの曲げ耐力と剛性に及ぼす欠き込みの影響について．日本建築学会論文報告集，200，15-21，1972.

2)　杉山英男：引張側に欠き込みをもつ木質系のはりの曲げ耐力低下のメカニズムに関する若干の考察．

*　一般的な性質を持つエゾマツの場合，d_n の乗数は −0.4487 程度となる（小松幸平　未発表）。

日本建築学会論文報告集, **201**, 1-6, 1972.

3) STIEDA, C. K. A.: Stress Concentrations in Notched Timber Beams. Trans. Eng. Inst. Canada, 7-A 5, 1964.
4) STIEDA, C. K. A.: Stress Concentrations Around Holes and Notches and Their Effect on the Strength of Wood Beams. J. Materials, 1-3, 560-582, 1966.
5) LIEBOWITZ, H.: Fracture II Mathematical Fundamentals, Academic Press, 1968.
6) KNOTT, J. F.: Fundamentals of Fracture Mechanics. Butterworth &, 1973. (宮本博訳: 破壊力学の基礎. 培風館, 1977 による).
7) HEARMON, R. F. S.: The Elasticity of Wood and Plywood. Forest Prod. Re. Spec. Rep. 7, His Majesty's Stationary Office, 1948.
8) ARCHANGELSKA, I. N., MILEIKO, S. T.: Fracture mechanics of metal matrix-metal fibre composites. J. Mat. Sci., **11**, 356-362, 1976.
9) LEICESTER, R. H.: Some Aspects of Stress Fields at Sharp Notches in Orthotropic Materials. I. Div. Forest Prod. Tech. Pa. 57, CSIRO, 1971.

Summary

In the design of bending members of wood structures, it is required to estimate the stiffness as well as the load carrying capacity. For notched beams, however, no adequate design rule has been established up to the present.

The previous works[1),4)] (SUGIYAMA and NAKATA 1972, STIEDA 1966) have shown the effect of notches on the apparent stiffness of square-notched wood beams, and SUGIYAMA proposed the following empirical equation for the apparent Young's modulus;

$$\frac{E_n}{E_0} = 1 - 0.64\left(\frac{d_n}{h}\right) \qquad (5)$$

where; E_n = apparent Young's modulus of notched beam
E_0 = actual Young's modulus of material tested
d_n = notch depth

Young's modulus, however, is one of the material constants, and the stiffness calculated by Eq. (5) may be limited its applicability.

The purpose of this study was to represent the effective stiffness of square-notched wood beams more adequately, and the beams as shown in Fig. 3 were tested. The specimens were consisted of four groups;

G 1-*Picea glehnii* MAST. ($b=22$ mm, $h=46.5$ mm, $L=750$ mm, $W=40$ mm, $d_n=10$, 20, 30, 40 and 50 per cent to h)

G 2-*Picea glehnii* MAST. ($b=38$ mm, $h=100$ mm, $L=1500$ mm, $W=80$ mm, $d_n=10$, 20, 30, 40 and 50 per cent to h)

G 3-*Abies sachalinensis* MAST. ($b=20$ mm, $h=50$ mm, $L=750$ mm, $d_n=10$, 30 and 50 per cent to h)

- **G 3 A** (W=simple saw cut about 3 mm)
- **G 3 B** ($W=10$ mm)
- **G 3 C** ($W=20$ mm)

G 4-*Abies sachalinensis* MAST. ($b=20$ mm, $h=30$ mm, $L=480$ mm, W=simple saw cut

about 3 mm, $d_n=10$, 30 and 50 per cent to h)

Basic properties of the specimens are given in Tables 1 (a)~(f).

Stiffness test and destructive test were carried out for each group, and the elastic strain distributions were observed for the groups G 1 and G 2 with electric strain gauges.

The theoretical analysis and the test results are summarized as follows;

1. An approximate estimation of the effective stiffness

a) Released strain energy

The method presented in this paper is based on the concept of released strain energy, which is originally proposed by GRIFFITH[6]. The elastic energy stored in a solid is changed due to the presence of a crack. And the change in strain energy W_1 of an cracked elastic infinite plate in plane strain or generalized plane stress can be obtained by considering the distribution of elastic strain energy density. From the work done by traction on infinite boundary (a large ellipse confocal with the crack), GRIFFITH found that

$$W_1=\frac{\pi a^2\sigma^2}{E}\begin{cases}1-\nu^2, & \text{plane strain}\\ 1\ , & \text{plane stress (generalized)}\end{cases} \tag{6}$$

where; E=Young's modulus
ν=Poisson's ratio
a=half length of the crack
σ=uniform stress at infinity

b) An approximate estimation of released strain energy

An approximate estimation is obtained by assuming a certain non-stress area based on the concept of stress trajectories, instead of considering the distribution of strain energy density[6].

We consider an infinite plate having an internal crack, the length of which is $2a$, under fixed grip loading, as shown in Fig. 1 (a). Stress trajectories are disturbed due to the presence of the crack, consequently, there exists a certain extent of non-stress area in the vicinity of the crack. Assuming that the extent has a triangular shape, the base of which is $2\beta a$, with respect to the half length of the crack, the released strain energy reduces to

$$W_1=-\frac{\beta a^2\sigma^2}{E}\begin{cases}1-\nu^2, & \text{plane strain}\\ 1\ , & \text{plane stress (generalized)}\end{cases} \tag{7}$$

Although the sign of W_1 is positive in Eq. (6) and negative in Eq. (7), it is depend on the loading conditions[5),6)].

c) Application to notched wood beams

Now consider a square-notched beam having a finite volume as shown in Fig. 1 (b). Then the concept of stress trajectories gives a certain extent of non-stress area in a similar way above mentioned. Consequently, we can approximately estimate the elastic strain energy stored in the beam. This method, however, seems to be not easy for practical use. Accordingly, we introduced another assumption; an equivalent notch geometry as shown in Fig. 1 (c). In Figs. 1 (b) and (c), γ is not equal to α. Such an equivalent notch gives less strain energy than the actual notch under fixed grip loading, and gives more strain energy under constant loading. Although the other shapes of equivalent notches may be assumed, in this study, the

simplest shape was adopted for practical use.

If we can determine the parameter α (see Fig. 1 (c)) from the experimental results of a test group, the deflections of square-notched beams can be calculated by using the elementary beam theory. The deflection of a beam as shown in Fig. 2 is given by

$$\delta = 2\left(\int_0^{a_1} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I} d_x + \int_{a_1}^{a_2} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I_x} dx + \int_{a_2}^{a_3} \frac{M_x \bar{M}_x}{E_x I_n} dx\right) \tag{8}$$

$$a_1 = L/2 - (W/2 + \alpha d_n), \quad a_2 = (L - W)/2, \quad a_3 = L/2$$

where; E_x = Young's modulus in x-direction
I = moment of inertia of the beam
I_x = moment of inertia at the tapered portion
I_n = moment of inertia at the notch
M_x = bending moment

d) Determination of parameter α

The deflections calculated by substituting arbitrary constant for α into Eq. (8) were compared with the observed deflections of G 3 B as shown in Fig. 15. G 3 was tested to investigate the effect of notch width and G 3 B had intermediate width. The experimental results of G 3 B are given in Table 2 (c). From Fig. 15, the parameter α was determined to be 5.0.

e) Experimental verification

The prediction by the presented equivalent notch method was applied to the other groups. The calculated deflections δ_c as well as the observed deflections δ_e are given in Tables 2 (a)~(f) per 100 kg load for G2 and per 10 kg load for the other groups. The calculated deflections δ_{c-S} by Eq. (5) are also given in these tables.

The results showed that the calculaton by the equivalent notch method was available for the prediction of the effective stiffness of square-notched wood beams. In particular, the results suggest that the method is applicable to various notch depths and widths, while the calculation with apparent Young's modulus seems to be limited its applicability as discussed by SUGIYAMA[1]. The method presented in this study tends to overestimate the stiffness of shallow notched beams and underestimate the stiffness of deep notched beams. This tendency depends on the assumed equivalent notch geometry, and errors may decrease if we assume another geometry as shown in Fig. 17 (c). The mean value of ratio (δ_c/δ_e) was 0.98 and the cofficient of variance was $\pm 8.1\%$.

2. Strain distribution

Strain distributions in the square-notched wood beams of group G 2 were observed with electric strain gauges located as shown in Fig. 4. Strains were observed at three cross sections (S 1, S 2, S 3) and at four corners of the notch (V 1 A, V 1 B, V 2 A, V 2 B).

a) Elastic normal strain distributions

Elastic normal strain distributions are shown as the ratio to the control strain gauge (S 1 C) in Figs. 8 (a)~(e). The figures indicate that the extent of low strain energy density area depends on notch depth, therefore, the assumption of the equivalent notch method seems to be reasonable.

In the vicinity of the corners of notch, concentrate high stress perpendicular to grain and high shearing stress as presented in many previous works. These stresses, however, do

not increase in proportion to nominal stress at the notched net cross section, and the ratio of maximum stress perpendicular to grain to maximum shearing stress is not constant. This ratio is plotted for each notch depth in Fig. 9. In shallow notched beams, shearing stress seems to be primary for local deformation in the vicinity of notch, and it effects in wider extent in comparison with stress perpendicular to grain. This fact seems to cause high normal strains in the tension sides at the notched cross sections of shallow notched beams.

b) Strain perpendicular to grain

Load-strain curves observed with vertical strain gauges located in the vicinities of the corners of notch were as shown in Figs. 11 (a)~(e) and 12.

c) Normal strain behavior

Load-strain curves at the destructive test were as shown in Figs. 13 (a)~(d). The figures show the redistribution of normal strains due to the extension of the crack initiated at the corner of notch (see Fig. 18).

3. Maximum failure moment

The destructive tests were carried out, in which the notch was located in tension side. The maximum failure moments M_{fe} were as shown in Tables 3 (a)~(f).

Appendix——等分布荷重条件での撓みの例題計算

等分布荷重を受けるスパン3,600 mm の 210 材のスパン中央部に深さ 30% (<1/3), 幅 60 mm の切り欠きがある場合の曲げ撓みを計算してみることにする。

1) 切り欠きの存在を無視した場合

$$\delta_{b1}=\frac{5wl^4}{384EI} \tag{A 1}$$

2) 切り欠き部における断面2次モーメントの減少を考慮した場合

$$\delta_{b2}=\frac{w}{384E}\left\{\frac{(l-W)^3(5l+3W)}{I}+\frac{W(12l^3-6Wl^2-4W^2l+3W^3}{I_n}\right\} \tag{A 2}$$

ここで, W=切り欠き幅

3) (A 2) 式において, (5) 式で与えられる見掛けのヤング係数を用いた場合

$$\delta_{b3}=\frac{w}{384E_n}\left\{\frac{(l-W)^3(5l+3W)}{I}+\frac{W(12l^3-6Wl^2-4W^2l+3W^3)}{I_n}\right\} \tag{A 3}$$

ここで, E_n=見掛けのヤング係数

4) 等価切り欠き法 ($\alpha=5.0$) による場合

$$\delta_{b4}=\frac{5wl^4}{384EI}\,\phi \tag{A 4}$$

$$\phi=\frac{5-16m_0^3(4-3m_0)}{5(1-\varphi)^3}+\frac{96\varphi(2-\varphi)\,\beta_0^2(1-\beta_0)\,\alpha h_0}{5(1-\varphi)^2}-\frac{192\varphi\beta_0(2-3\beta_0)(\alpha h_0)^2}{5(1-\varphi)}$$

$$+\frac{192}{5}\varphi(\alpha h_0)^4+\frac{16}{5}(\beta_0-\alpha h_0)^3(4-3\beta_0+3\alpha h_0)-\frac{192}{5}(1-3\beta_0)(\alpha h_0)^3\ln(1-\varphi)$$

ここで, $m_0=\dfrac{l-W}{2l}$, $\varphi=\dfrac{d_n}{h}$, $h_0=\dfrac{h}{l}$

$\beta_0=m_0+(1-\varphi)\alpha h_0$

途中の計算は省略するが, 結局, $\delta_{b1}=0.71\delta_{b4}$, $\delta_{b2}=0.76\delta_{b4}$ となり, 切り欠きを無視した場合はもちろん, 切り欠き部の断面2次モーメントの減少を考慮した場合でも, 等価切り欠き法による計算に比べ, かなり危険側の評価となっていることがわかる。また, (5)式で与えられる見掛けのヤング係数を用いた場合は, $\delta_{b3}=0.94\delta_{b4}$ となっている。