



Title	製材用帯鋸盤における最適鋸厚, 最大許容緊張力
Author(s)	土肥, 修; Doi, Osamu
Citation	北海道大學工學部研究報告, 87, 51-55
Issue Date	1978-06-05
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41472
Type	departmental bulletin paper
File Information	87_51-56.pdf



製材用帯鋸盤における最適鋸厚, 最大許容緊張力

土 肥 修*

(昭和 52 年 9 月 16 日受理)

Optimum Thickness and Maximum Allowable Pulling Force of a Band Saw-Blade in Wood-Working Band Saw Mill

Osamu Doi

(Received September 16, 1977)

Abstract

For the purpose of improving the operation efficiency of wood-working band saw mill, the most effective method is to increase the pulling force of band saw blade to reinforce the twisting rigidity thereof.

The author proves theoretically in this paper the existence of maximum allowable pulling force of saw blade considering the fatigue strength against stress repetition due to pulling and bending by two pulleys, and gives the optimum thickness of saw blade to make allowable pulling force maximum.

These results offer a standard for makers to design woodworking band saw mill and also produce a guide for users to select a type of band saw mill and to decide an operation standard.

1. は し が き

帯鋸製材においては厚さ 1 mm 前後のエンドレスの帯鋸を帯鋸盤の等径の 2 個の鋸車に掛け、一方を駆動車として 40~50 m/s 程度の高速で走行させて製材を行う。製材能率を上げるために送材速度を上げることになるが、送材抵抗 (切削背分力) が送材速度に比例して増加するから、無理に送材速度を上げれば帯鋸は捩れ座屈を起して挽曲りを生ずる結果となる。従って製材能率を向上させるには、帯鋸の捩れ座屈強度を上げる方法を考えなければならない。

厚さの薄い帯鋸はそれ自身の持つ捩れ剛性が極めて小さいから、別の方法で補強する必要がある。元来は高速で走行する帯鋸を鋸車上に安定させる目的で与えられる腰入れも帯鋸の捩れ剛性の増加に対して有効であるが、最も効果的なのは帯鋸の緊張力を増加することであって、薄い帯鋸の捩れ剛性は殆んど緊張力に比例すると考えて差支えない^{1),2)}。

然し一方では帯鋸の強度の点から緊張力には制限がある。一般に製材用帯鋸盤においては緊張力は数トンに達し、帯鋸横断面の平均緊張応力も数 10 kg/mm² に上る。強く緊張された帯鋸は更に鋸車上を通過する時に強く曲げられ、引張と曲げの繰返し応力を受ける。この時、鋸車軸間距離即ち帯鋸自由部長さと鋸車直径の比は $\pi/2$ 前後の値であるから、引張と曲げの周期はほぼ等

* 機械設計学講座

しいと考えてよい。また切削抵抗（切削主分力）、従動鋸車軸受摩擦抵抗は 100 kg のオーダーであるから緊張力に対して無視できるので、帯鋸の切削側、非切削側の緊張力は同一と見て差支えない³⁾。

帯鋸は強靱な SKS 又は SK であり、その引張強さは 160 kg/mm² 以上、接合部の継手効率 はろう付で 45% 以上、ガス溶接で 55% 以上となっている⁴⁾。

本論文において著者は、製材用帯鋸盤設計の基準並に機種選択と作業条件選定の指針を提供する目的で、帯鋸盤の特性、特に帯鋸の繰返し応力による疲労を考慮して、帯鋸の許容緊張力が鋸厚を変数とする二次関数で与えられることを示し、許容緊張力を極大にする条件から、与えられた鋸車直径に対する最適鋸厚を求め、最大許容緊張力及び最大許容緊張応力を与えた。

従来、製材用帯鋸の厚さは使用する鋸車直径の 1/1000 を基準とする古老の説がある。この数値の根拠は明らかでないが、著者が求めた理論最適鋸厚に近い数値が現場の経験のみから得られていたことは興味深い。

2. 最適鋸厚、最大許容緊張力の理論

走行中の帯鋸各部の応力を詳細に検討すると、先ず帯鋸の自由部分においては、前加工として与えられる腰入れによって、幅方向に異なる初期歪⁵⁾が存在し、そのために緊張された帯鋸は幅方向に様な応力分布とならず、歯側と背側に引張応力が集中し⁶⁾、更に歯元にはゆるやかではあるが曲線部があるために切欠効果による応力集中が考えられる。また厚さ方向については腰入れ初期歪も均一ではなく、腰入ロールによる表面の圧延によって表面は圧縮、内部は引張の残留応力が存在する⁷⁾。更に鋸車上においては鋸車との接触状態によって複雑な応力分布を示す⁸⁾。これらを全て厳密に考慮することは極めて困難であるが、例えば幅方向に異なる腰入れ歪によって生ずる歯側背側の引張応力の集中⁶⁾は、腰入ロールによる表面の圧縮残留応力⁷⁾によって相殺され、また鋸車上では最も苦しいと考えられる歯元線が鋸車端縁から 5~10 mm 乗り出して鋸車と接触しないために、歯元隅肉部の応力はむしろ弛緩する⁹⁾など、最悪条件の重複は避けられる。

以上の事実を考慮すれば、走行中の帯鋸の応力を、長手方向の平均緊張応力 σ_t と曲げ応力 σ_b の繰返しとして大略、図-1 によって論ずることができる。

$$\sigma_t = Q/b \cdot h \quad (1)$$

$$\sigma_b = E \cdot b / (1 - \nu^2) \cdot d \quad (2)$$

但し、 d = 鋸車直径、 b = 鋸厚、 h = 鋸幅、 Q = 緊張力、 E = 縦弾性係数、 ν = ポアソン比。

平均応力 σ_m 、変動応力 σ_a は

$$\sigma_m = \sigma_t + \sigma_b / 2 = Q/bh + Eb/2(1 - \nu^2) \cdot d \quad (3)$$

$$\sigma_a = \sigma_b / 2 = Eb/2(1 - \nu^2) \cdot d \quad (4)$$

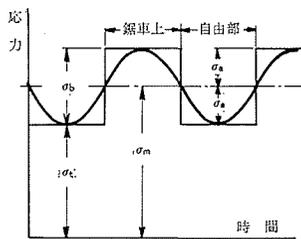


図-1 繰返し応力

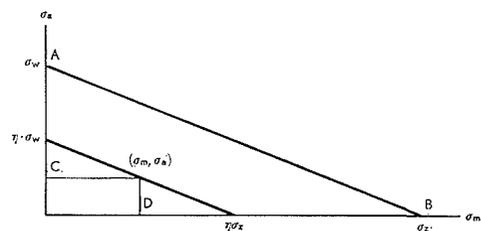
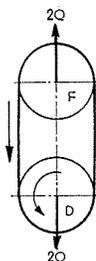


図-2 $\sigma_a - \sigma_m$ 線図

繰返し応力の波形は矩形となるが, これを近似的に正弦波形の場合と見なし, 図-2の $\sigma_a - \sigma_m$ 線図について疲労限度を考える。継手効率 η についてはその逆数 $1/\eta$ を安全率として取扱うこととし, 引張強さ σ_z と両振平面曲げ疲労限度 σ_w の比, $\sigma_z/\sigma_w = n$ とする。

現実に鋸車直径 d と鋸厚 b を与えれば, 式(4)から変動応力 σ_a が定まり, 疲労限度の点から許容される平均応力 σ_m は図-2の点Cに対する点Dで示され,

$$\sigma_m = \eta \cdot \sigma_z - n \cdot \sigma_a \quad (5)$$

式(1)~(5)から許容緊張応力及び許容緊張力は

$$\sigma_t = \eta \cdot \sigma_z - (n+1) E b / 2 (1-\nu^2) \cdot d \quad (6)$$

$$Q = b \cdot h \{ \eta \cdot \sigma_z - (n+1) E b / 2 (1-\nu^2) \cdot d \} \quad (7)$$

式(6)により許容緊張応力は鋸車直径が大きい程, 鋸厚が薄い程大きくとれる。式(7)から許容緊張力は鋸幅に比例し, 且つ鋸車直径が大きい程大きくなるが, 鋸厚に対しては極大値が存在することがわかる。

$\partial Q / \partial b = 0$ の条件で許容緊張力を極大にする鋸厚 b_0 を求めれば, これが与えられた鋸車直径に対する最適鋸厚となり, 次式で与えられる。

$$b_0 = (1-\nu^2) d \cdot \eta \sigma_z / (n+1) \cdot E \quad (8)$$

$$b_0/d = (1-\nu^2) \eta \cdot \sigma_z / (n+1) \cdot E \quad (8')$$

この時, 最大許容緊張応力 σ_{tmax} , 最大許容緊張力 Q_{max} は次式で示される。

$$\sigma_{tmax} = \eta \cdot \sigma_z / 2 \quad (9)$$

$$Q_{max} = (1-\nu^2) d \cdot h \eta^2 \sigma_z^2 / 2 (n+1) \cdot E \quad (10)$$

$$Q_{max}/d \cdot h = (1-\nu^2) \eta^2 \sigma_z^2 / 2 (n+1) \cdot E \quad (10')$$

式(8)によれば, 最適鋸厚 b_0 は鋸車直径 d に比例し, 帯鋸の強さに左右される。また式(9)により, 最大許容緊張応力 σ_{tmax} は継手の強さで定まること, 式(10)により, 最大許容緊張力 Q_{max} は鋸車直径と鋸幅に比例し, 帯鋸の強さによって定まることが明らかである。

3. 数 値 例

具体的な数値例を示すため, 現在一般に採用される帯鋸につき, 多少安全側に次の数値を採用した。

$\sigma_z = 150 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_w = 60 \text{ kg/mm}^2$, $n = \sigma_z/\sigma_w = 2.5$, $\eta = 0.4$ (ろう付)~0.5 (ガス溶接), $E = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$, $\nu = 0.3$

図-3は式(7)により, 鋸車直径呼び寸法をパラメータとし, 鋸厚に対して許容緊張力を図示したもので, 許容緊張力は鋸車直径が大きい程大きく, 鋸厚に対しては極大値が存在することが認められる。鋸車直径が小さい時, 鋸厚がある程度以上に厚くなると許容緊張力が零から負に変わるが, これは曲げ応力のみで疲労し, 緊張力を与える余裕がないことを示している。図中に比較のため古老の説による $b/d = 1/1000$ の線を記入した。

図-4は鋸車直径に対する最適鋸厚を式(8)又は(8')によって計算したものである。

今仮りに式(8')で与えられる b_0/d の値を古老の説による $1/1000$ として逆算すると, $\eta \sigma_z \doteq 80 \text{ kg/mm}^2$ となり, $\eta = 0.5 \sim 0.4$ に対して $\sigma_z \doteq 160 \sim 200 \text{ kg/mm}^2$ が得られる。このうち $\eta = 0.4$, $\sigma_z = 200 \text{ kg/mm}^2$ は無理としても, $\eta = 0.5$, $\sigma_z = 160 \text{ kg/mm}^2$ の数値は不可能ではない。

しかし, すべての場合に対して $b_0/d = 1/1000$ と割切るのは危険である。

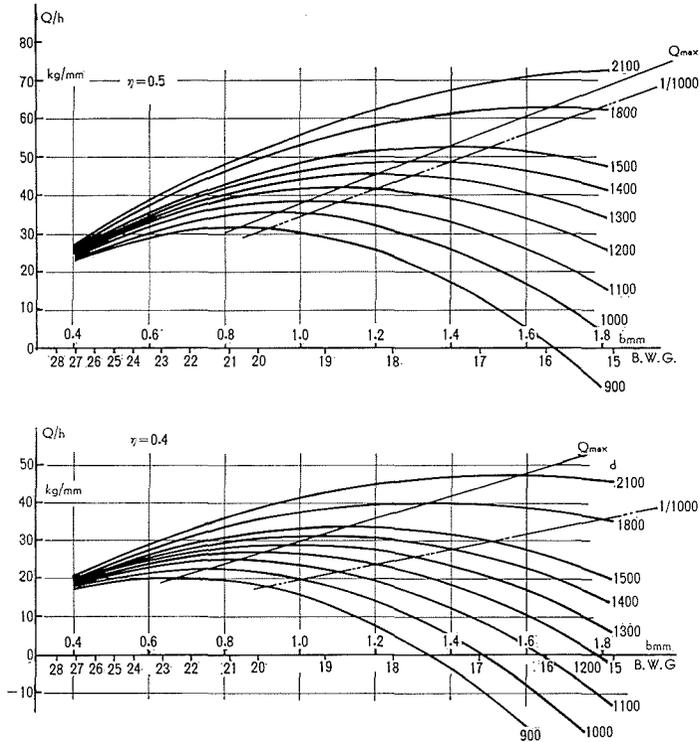


図-3 許容緊張力

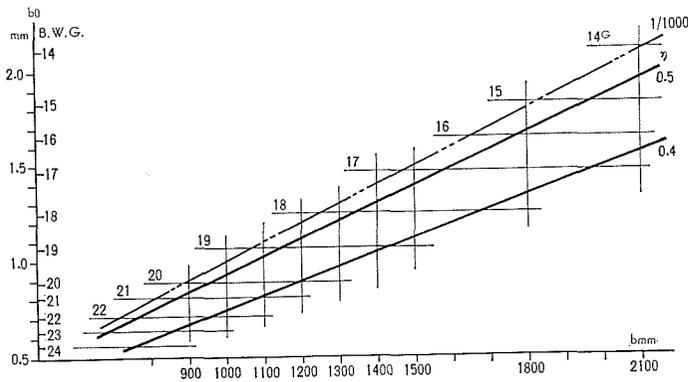


図-4 最適鋸厚 b_0

4. 結 言

(1) 製材用帯鋸盤において、走行中の帯鋸の繰返し応力による疲労を考慮すれば、帯鋸の許容緊張力は鋸厚に対して二次曲線的に変化し、最大許容緊張力が存在する。

(2) 製材能率向上の点から最大許容緊張力を与える鋸厚が最適鋸厚となるが、最適鋸厚は鋸車直径に比例する。

(3) 一般に実用される帯鋸を例にとり、具体的な数値計算を行って最適鋸厚と最大許容緊張力の数値を示した。

(4) 帯鋸盤の設計者は最大許容緊張力を基準として充分の強度と剛性を有する機械を設計すべきであり，使用者は最適鋸厚を基準として機種を選定，作業標準の設定をすべきである。

文 献

- 1) 久野陸夫，土肥 修：“帯鋸の腰入（第3報）更に帯鋸のねじれ挫屈について”，北大工研究報告 12（昭30.5），p. 1.
- 2) 土肥 修，杉原彦一，菊川 茂，斎藤 勇，谷尻正三：“両歯帯鋸による製材に関する研究（第4報）両歯帯鋸の走行挫屈と走行安定限界” 木材学会誌 3-5（昭32.10），p. 182.
- 3) 久野陸夫，土肥 修：“帯鋸の腰入（第1報）鋸の走行安定について”，北大工研究報告 10（昭29.5），p. 53.
- 4) 土肥 修：“製材用帯鋸のガス溶接—その利点と要点” 木材工業 14-147（昭34.6），p. 2.
- 5) 土肥 修，山下良雄，島森義光，小川 駿：“ロール加工及びヒート加工による帯鋸の残留歪分布”，北大工研究報告 38（昭40.8），p. 47.
- 6) 久野陸夫，土肥 修，山下良雄：“帯鋸の腰入（第8報）帯鋸の緊張歪”，北大工研究報告 17（昭32.12），p. 1.
- 7) 久野陸夫，土肥 修，金内忠彦：“帯鋸の腰入—腰入作業による帯鋸の疲労強度，残留内力の変化”，北大工研究報告 13（昭30.10），p. 1.
- 8) 久野陸夫，土肥 修：“帯鋸の腰入（第10報）帯鋸と鋸車の接触状態”，北大工研究報告 20（昭33.12），p. 1.