



Title	帶鋸の腰入. 第1報 : 鋸の走行安定について
Author(s)	久野, 陸夫; Kuno, Rokuo; 土肥, 修 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 10, 53-71
Issue Date	1954-06-05
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/40541">https://hdl.handle.net/2115/40541</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	10_53-72.pdf



# 帯鋸の腰入 (第I報)

—(鋸の走行安定について)—

久野 陸夫

土肥 修

(昭和29年2月28日受理)

## Stretching for Band Saw Blade I (Running Stability of Saw Blade)

Rokuo KUNO

Osamu DOI

### Abstract

Band saw technique has ever been dealt with personal experiences and not with analytical methods. On view of stability of the blade on the saw wheels, stretching of the saw blade is essential and important, every technician believes so, but none can answer how to stretch it quantitatively. In order to use thinner blade and to improve working efficiency, we must have the theoretical formula. We offer in this paper how to answer to these questions.

Considering the elastic deformations of the saw blade, we get the equations of equilibrium of it at the state of no load running or various kinds of working. Solving these equations, one can know how to select the tension radius and back radius of the blade and how to determine the inclination of the upper wheel and pulling force of the blade, mutually related to the other factors, in order to maintain the saw blade in a proper position on the wheels.

The equations obtained are as follows:

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{5hs}{l^2} - \frac{10h\alpha}{3l} - \frac{3Q'}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\} \\ = \left(1 - 2\frac{t}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t}{2r}\right) - \frac{\delta'}{h} \left(1 - \frac{t}{h}\right) \dots\dots\dots (A)$$

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{10Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2l^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} - \frac{3Q}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t-s}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\} \\ = \left(1 - 2\frac{t-s}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t-s}{2r}\right) - \frac{\delta}{h} \left(1 - \frac{t-s}{h}\right) \dots\dots\dots (B)$$

where

- $a$ : radius of the wheel
- $b$ : thickness of the saw blade
- $h$ : width of the saw blade

- $l$ : distance between two wheels  
 $l_1$ : vertical distance between the upper wheel and the centre line of work  
 $P$ : horizontal cutting force  
 $Q$ : pulling force of the blade under the cutting point  
 $Q'$ : pulling force of the blade above the cutting point  
 $\alpha$ : inclination (forward) angle of the upper wheel in relation to the other  
 $r$ : tension radius of the blade  
 $R$ : back radius (radius of curvature of back line) of the blade  
 $\delta$ : wear of the front fringe of the lower wheel  
 $\delta'$ : wear of the front fringe of the upper wheel  
 $t$ : distance between the top line of blade teeth and the front fringe of the upper wheel  
 $s$ : amount of going back of the blade on the lower wheel compared to the position on the upper wheel  
 $t-s$ : distance between the top line of blade teeth and the front fringe of the lower wheel  
 $E$ : Young's modulus of the saw blade  
 $\nu$ : Poissons' ratio of the saw blade

With these 2 equations (A) and (B), one can discuss the effects of these variables upon the stable position of the blade.

## 目 次

1. は し が き
2. 理 論
3. 計算及び實測例
4. 考 察
5. む す び

## 1. は し が き

此の研究は、昭和 27 年 7 月、北海道鋸目立技術研究会々長林學博士北村義重氏の要請によつて始めたもので、種々の經濟情勢から、次第に薄鋸を使用する傾向にある現在、従來の經驗と直観による技術から脱し、科學的な基礎に立つ腰入の技術を確立し、それによつて従來の腰入法に對する批判と、將來の薄鋸使用に際しての指針を興え、挽材能率の向上に資するのが目的である。

従來、帶鋸の腰入に關する研究は殆んどない状態で、參考とする文献も少い。従つて今後此の研究については、各方面からの御助言と御指導を期待する次第である。

帶鋸盤は、上下 2 個の鋸車に、片側に齒をつけた帶鋸をかけ、上の鋸車を分銅とレバーで釣上げて帶鋸に緊張力を興え、下の鋸車を驅動して帶鋸を回轉させ、木材を送つて切削するも

のである。その帯鋸には、腹部をその長さの方向に、巾の狭いローラーで壓延する、所謂、腰入という作業を行つて、鋸の腹部をたるませると共に、背側には齒側よりも餘計に伸びを與えて、帯鋸を僅かに彎曲させるのである。鋸の腹部のたるみ即ちふくらみをテンションと云い、背の彎曲を背盛り又はバックと稱する。

テンションの強さを表わすには、半徑 5 ft から 16 ft 位迄の種々の曲率の圓弧に仕上げられたテンションゲージを使い、鋸を軽く持ち上げてその腹部に直角にゲージをあて、隙間なく當るゲージの曲率半徑又は直徑を以てする。勿論、鋸巾全體にわたつて一樣な曲率になつていないのが普通で、部分的に當る數種のゲージを以て表わす事になる。此の論文では、テンションをその曲率半徑  $r$  で表わすこととした。混雜を避けるために  $r$  を“テンション半徑”(Tension Radius) とよぶ。 $r$  は通常 1~5 m の範圍にとられる様である。(北海道鋸目立技術研究会では、即ち  $2 \cdot r$  直徑を呎で表わしてテンションの呼稱としている)

バックについては未だ定まつた呼稱はないが、我々の提唱している方法は、鋸を定盤上に置いた時の、背の曲線(バックが一樣についておれば圓弧となる)の曲率半徑  $R$  を以て表示するものである。この  $R$  を“バック半徑”(Back Radius) と呼ぶことにする。通常用いられる  $R$  は、數百米のオーダーである。

$R$  を測定するには、一定の長さ  $2L$  の弦の中點と、圓弧(鋸の背)との間隙  $s$  を適當な精度で測り、

$$R=L^2/2 \cdot s$$

なる式で  $R$  を計算すればよい。

此の様に鋸に腰入を行う目的は種々あるが、帯鋸を鋸車上に安定させるのも重要な目的の一つであつて、木材を切削して満足な結果を得るには、鋸が上下の鋸車の前縁から、齒底(齒部の底線)の少し後迄(5~15 耗)乗出した状態で鋸車にかかり、空轉時も又切削の送り力がかかつた時も、著しく前後に出入りしない様でなければならない。この腰入が適切でないと、たとえ空轉時は適當な位置にあつても、切削時、鋸が著しく前に出て挽曲りを起したり、著しく後退して齒部が鋸車に乗上げたり、甚だしい時は鋸車から抜ける様な結果となる。

帯鋸が鋸車上に安定する此の現象は、帯鋸と鋸車との接觸面の摩擦抵抗だけで簡単に解決する事は出来ない。その理由は、平なベルトを平な車にかけたのではベルトは、車の上に安定せず、僅かな横力で容易にどこ迄も移動し得るからである。

かくて、鋸が鋸車上で適當な位置にとどまつて走行の安定を保つためには、機械の諸元(鋸車徑、巾、上下鋸車の距離、回轉數等)、鋸の諸元(巾、厚さ、長さ、鋸齒の形状)、木材の状態(樹種、挽巾、長さ、乾燥の程度、凍結の有無)及び切削の條件(送り速度)に應じ、鋸に適當なバック、テンションを與え、鋸の緊張、上部鋸車の傾斜角(齒側を下げる)を調節する必要がある。更に之等の調整は、鋸盤固有の量、特に鋸車面の磨耗の状況によつても左右される。

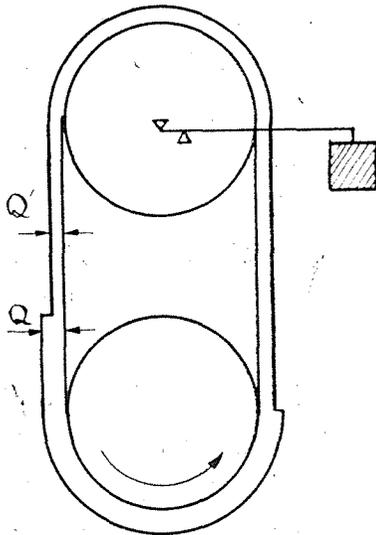
第1報は、帶鋸と鋸車との接觸壓力及び送り力によつて生ずる鋸の彈性變形を考慮し、鋸車上に占める鋸の安定の位置と、鋸及び鋸盤の諸元、鋸車の磨耗の狀況、使用條件、鋸の緊張力、腰入の程度(バック、テンションの強さ)との相互關係を數式によつて表現する方法を示したもので、此の關係式によつて、以上の諸因子が、鋸の安定位置に如何に影響するかを、定性的にも又定量的にも豫知する事が出來、ひいては、鋸の腰入量、緊張力(分銅の重量)、鋸車前傾角を作業條件に應じて適當に定める事が可能となる。

なお、切削時は、切削熱によつて鋸が變形し、バック半徑  $R$  が變化する事を併せ考慮する必要がある。之については後で觸れる。

又、送り力による鋸の捩れ挫屈、引張りと繰返し曲げによる疲労強度の點から、作業條件に制限が加わるが、之等の問題については、第2報に於て述べる。

## 2. 理 論

鋸車の表面は平で、且つ圓筒形のものが廣く用いられている。そこで鋸と鋸車との關係は、平ベルトとプリーの關係に比べる事が出来るが、ただ異なる點は、上部鋸車(從動車)には殆んど抵抗がなく、木材の切削抵抗が緊張側にかかる事と、上部鋸車が、分銅により上方に釣上げられており、それによる鋸の緊張力がベルトの場合に比べ、はるかに大なる事である。従つて鋸車上の鋸の滑りが極めて小さいから、鋸の緊張力は第1圖の如く、張り側で  $Q$ 、ゆるみ側で  $Q'$ 、鋸車上では變化なく、鋸車からはずれる點で急に階段的に變化する。更に、上部鋸車の抵抗は無視出来る程度であるから、空轉時は緊張力の變化なく、切削時に於て、切削する點で、 $Q - Q' = P'$ (切削抵抗)の差が生ずるのみである。この切削抵抗とて、普通の場合ならば、緊張力に比べて無視しても差支えない。即ち、 $Q = Q'$ として取扱う事が出来る。



第1圖

さて、鋸車上で鋸が前後に移動しないためには鋸は鋸車に入る點に於て、絶えずその軸に對し正しく直角に入らなければならない。従つて鋸は、鋸車に入る點に於て、その軸に直角方向をむく様な曲げモーメントをうけていなければならない。この曲げモーメントは、鋸にテンションがついておれば、第2圖に示す様に、鋸と鋸車とが接觸する齒前と背の2點の接觸力によつて生ずる。(尤も、鋸が極端に薄いか、緊張力が甚だしく大なる時、又は鋸車の面が中高に凸出している場合には、鋸は更に腹部でも車と接觸する事が考えられるが、此の場合も、腹部

の接觸力は普通餘り大きくはなく、又そのために鋸のうける曲げモーメントも僅かと考えられ従つて鋸の變形に對し、大きな影響はないものと見る事が出来る。更に、鋸の背は、車の背からはずれない状態を考えるものとする。又、その状態が普通である)

この接觸力を、單位長さあたり  $q_1, q_2$  とすると、それによつて鋸のうける曲げモーメントと  $M$  は、

$$M = \frac{ah}{2} \left\{ q_1 \left( 1 - 2 \frac{t}{h} \right) - q_2 \right\} \dots\dots\dots (1)$$

鋸の緊張力(分銅によつて釣上げられる正味の力) $Q$ は、

$$Q = a(q_1 + q_2) \dots\dots\dots (2)$$

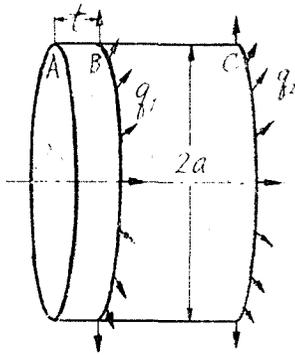
ここに、

$a$  = 鋸車半径

$h$  = 鋸巾

$t$  = 齒部が鋸車からはずれる量

次に、鋸に  $q_1, q_2$  なる力が働いて生ずる變形量は、第3圖の如く、圓筒の周上に徑方向の分布力がかかつた場合の圓筒の擴り  $w_1, w_2$  として、次式の様にと求められる。(但し、 $q_1$  と  $q_2$  との相互の影響がない、即ち、圖の  $B, C$  2 點は、相當離れているから、 $B$  點の變形は  $q_1, C$  點の變形は  $q_2$  のみによつて生ずると假定する。)



第3圖

$$w_1 = \frac{q_1}{8\beta^3 D} \{ 1 + e^{-2\beta t} (2 + \cos 2\beta t - \sin 2\beta t) \}$$

この式は、 $2\beta t$  が十分大きければ、

$$w_1 = \frac{q_1}{8\beta^3 D} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{2E} \left( \frac{a}{b} \right)^{\frac{3}{2}} q_1$$

と書ける。(此の略算については後に詳述する)

$w_2$  は、 $t=0$  として、

$$w_2 = \frac{q_2}{2\beta^3 D} = \frac{2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{E} \left( \frac{a}{b} \right)^{\frac{3}{2}} q_2$$

となる。

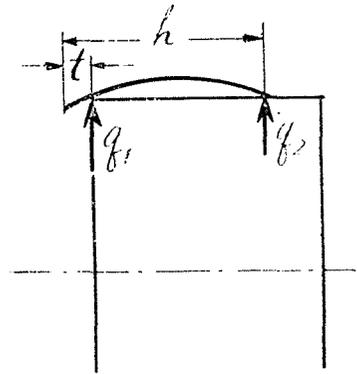
但し、
$$D = \frac{Eb^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{E \cdot b}{4Da^2}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{a^2 \cdot b^2}}$$

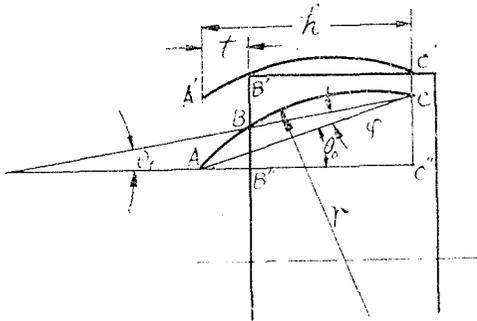
$E$  = ヤング係數

$\nu$  = ポアソン比

$b$  = 鋸厚



第2圖



第 4 圖

一方、一樣なバック (半徑  $R$ )、一樣なテンション (半徑  $r$ ) の鋸が鋸車上にかかり、齒前から  $t$  なる距離の點  $B$  が  $w_1$ 、背の點  $C$  が  $w_2$  變形して鋸車上に安定するとすれば、第 4 圖から、

$$w_1 - w_2 = \overline{BB''} - \overline{CC''} = \theta_1(h - t)$$

$$\theta_1 = \theta_0 - \varphi$$

$$\theta_0 = a/R$$

$$\varphi = t/2r$$

なる故に、

$$w_1 - w_2 = (h - t) \left( \frac{a}{R} - \frac{t}{2r} \right)$$

従つて、

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-r^2)}}{2E} \left( \frac{a}{b} \right)^{\frac{3}{2}} (q_1 - 4q_2) = h \left( 1 - \frac{t}{h} \right) \left( \frac{a}{R} - \frac{t}{2r} \right) \dots\dots\dots (3)$$

が得られる。

かくして、式 (1)、(2)、(3) から  $q_1$ 、 $q_2$  を消去して導いた式が、鋸の安定を論ずるための、求める条件式であり、上部鋸車 (鋸のゆるみ側、即ち非切削側) と下部鋸車 (張り側、即ち切削側) 合せて 2 式が得られる。

ここに於て、式の曲げモーメント  $M$  は、第 5 圖の様に、鋸を初曲率  $1/R$  をもつた固定の曲り梁と考えて求める事が出来る。固定モーメントに及ぼす緊張力の影響は極めて小さいから之を省略する。又一般に、上部鋸車は、齒前を下げて使うのでその前傾角を  $\alpha$  とする。 $P$  は送り力である。

梁の撓曲線の微分方程式は、初曲率  $1/R$  が十分小さいから、

$$y'' = -\frac{M}{EI} - \frac{1}{R}$$

となる。但し  $I = bh^3/12$

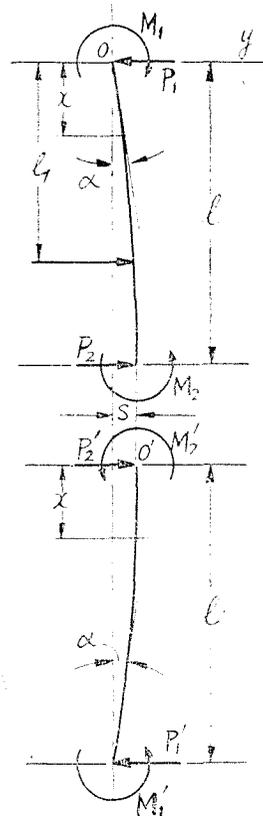
切削側については 0 を原点とし、

$$0 \leq x \leq l_1: M = -M_1 - P_1 x$$

$$l_1 \leq x \leq l: M = -M_1 + P_1 x - P(x - l_1)$$

且つ、  $M_2 = M_1 + P(l - l_1) - P_1 l$

$$P + P_2 = P_1$$



第 5 圖

非切削側については  $0'$  を原点にとり、

$$M = M_2' - P_2'x$$

且つ、  $-M_1' = M_2' - P_2'l$

$$P_1' = P_2'$$

之を解く時の境界条件としては、鋸が走行安定を保つため、鋸車の軸に直角に出入りする  
と假定するから、

切削側で、

$$x=0: \quad y_1=0, \quad y_1'=\alpha$$

$$x=l_1: \quad y_1=y_2, \quad y_1'=y_2'$$

$$x=l: \quad y_2=s, \quad y_2'=0$$

非切削側で、

$$x=0: \quad y=0, \quad y'=0$$

$$x=l: \quad y=-s, \quad y'=-\alpha$$

となる。ここに、上下の鋸車は、前縁が同一平面内にあるとし、 $s$  は、下部鋸車上での鋸の後  
退量(實際は極く微量)とする。

以上の条件によつて解けば、支持点(鋸車出入りの点)における支持のモーメントが定ま  
る。ここで鋸車上における鋸の状態を定めるものは、その入り側のモーメントであるから、式  
(1) の  $M$  としては、上部鋸車について  $M_1'$ 、下部鋸車について  $M_2$  を採用すればよい。

之を示せば、

$$M_1' = \frac{Ebh^3s}{2l^2} - \frac{Ebh^3\alpha}{3l} + \frac{Ebh^3}{12 \cdot R}$$

$$M_2 = \frac{Pl_1^2(l-l_1)}{l^2} - \frac{Ebh^3s}{2l^2} + \frac{Ebh^3\alpha}{6l} + \frac{Ebh^3}{12 \cdot R}$$

となり、走行安定の条件式は次の様になる。

(1) 切削時一般解

上部鋸車については、式(1)の  $M$  に  $M_1$  を代入し、 $Q$  を  $Q'$ 、 $q$  を  $q'$  と書きかえて、  
式(1)、(2)、(3) から  $q_1'$ 、 $q_2'$  を消去すると、

$$\frac{\sqrt{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{5 \cdot h \cdot s}{l^2} - \frac{10h \cdot \alpha}{3l} - \frac{3Q'}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \cdot \frac{t}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\} \\ = \left(1 - 2 \cdot \frac{t}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t}{2r}\right) \dots\dots\dots (A_1)$$

下部鋸車については、式(1)の  $M$  に  $M_2$  を入れ、 $s$  を考慮して  $t$  を  $(t-s)$  と書きか  
え、式(1)、(2)、(3) から  $q_1$ 、 $q_2$  を消去すると、

$$\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{10Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} - \frac{3Q}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t-s}{h}\right) + \frac{5\cdot h}{6R} \right\}$$

$$= \left(1 - 2 \cdot \frac{t-s}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t-s}{2r}\right) \dots\dots\dots (B_1)$$

但し、 $\left(1 - \frac{t}{h}\right)^2 = 1 - 2 \frac{t}{h}$  とした。

以上 (A<sub>1</sub>), (B<sub>1</sub>) 2 式が求める走行安定の条件式となる。従つて、(A<sub>1</sub>), (B<sub>1</sub>) を同時に満足する  $t, s$  が鋸の安定な位置を示すのである。

### (2) 鋸車前縁の磨耗を考慮した場合

鋸車の前縁の磨耗は、鋸の安定位置に影響する所が大きい。その磨耗量を  $\delta$  とすると、

$$w_1 - w_2 = (h-t) \left(\frac{a}{R} - \frac{t}{2r}\right) - \delta$$

となり、之を考慮すると式 (A<sub>1</sub>), (B<sub>1</sub>) は次の様になる。

$$\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{5hs}{l^2} - \frac{10h\alpha}{3l} - \frac{3Q'}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\}$$

$$= \left(1 - 2 \frac{t}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t}{2r}\right) - \frac{\delta'}{h} \left(1 - \frac{t}{h}\right) \dots\dots\dots (A)$$

$$\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{10 \cdot Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2 l^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} - \frac{3Q}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t-s}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\}$$

$$= \left(1 - 2 \frac{t-s}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t-s}{2r}\right) - \frac{\delta}{h} \left(1 - \frac{t-s}{h}\right) \dots\dots\dots (B)$$

(A), (B) 式が、前縁の磨耗を考慮した場合の一般式である。但し、 $\delta', \delta$  はそれぞれ上、下部鋸車の前縁磨耗量。

更に此の式を變形すれば、鋸車が正しく圓筒形でなく、圓錐形をなす場合にも適用する事が出来る。(考察の項参照)

### (3) 上、下鋸車軸平行の場合

此の場合は、一般式 (A), (B) 又は (A<sub>1</sub>), (B<sub>1</sub>) に於て、 $\alpha=0$  とすればよい。

### (4) 空轉時の安定位置

送り力のかからぬ場合であるから、一般式中 (B) 又は (B<sub>1</sub>) に於て、 $P=0$  とおけば求まる。

## 3. 計算及實測例

### 例 1.

先ず、帶鋸による挽材作業の實際に近い數値をとり、一般式 (A), (B) から帶鋸の安定位置を示す  $t, s$  の數値を求めた。それには、 $t, s$  を未知數として (A), (B) の聯立方程式を解けばよいが、ここでは圖式解法により、 $t$  と  $s$  の座標上に式 (A), (B) の曲線を描いて、

その交点を求めて定めた。但し、 $t$ ,  $s$  の解は 2 組あるが、 $t$  の値の大なる方の解は、實用上採用出来ない。

諸数値は、次に示す。

$$E=2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\nu=0.3$$

$$a=50 \text{ cm}$$

$$l=200 \text{ cm}$$

$$l_1 = \frac{2}{3} l$$

$$h=10 \text{ cm}$$

$$b=0.1 \text{ cm (略, 19 B.W.G にあたる)}$$

$$Q=560, 1000 \text{ kg}$$

$$r=300, 600 \text{ cm}$$

$$R=500 \text{ m, } \infty$$

$$\alpha=0, \frac{5}{1000}$$

$$\delta=0, 0.05 \text{ cm}$$

$$P=0, 20 \text{ kg}$$

計算の結果は、第 1 表に示す。

第 1 表

Q kg	r cm	R m	$\alpha$ rad.	$\delta$ cm	P kg	t cm	s cm
560	300	500	0	0	0	2.10	0
				0	20	1.69	0.107
				0.05	0	0.29	0
				0.05	20	-0.03	0.105
			$\frac{5}{1000}$	0	0	3.16	0.460
				0	20	2.59	0.560
				0.05	0	1.05	0.435
				0.05	20	0.68	0.530
560	300	$\infty$	0	0	0	2.45	0
				0	20	1.93	0.108
				0.05	0	0.38	0
				0.05	20	0.03	0.105
			$\frac{5}{1000}$	0	0	3.90	0.480
				0	20	3.00	0.570
				0.05	0	1.23	0.445
				0.05	20	0.82	0.545

第 1 表 (つづき)

$Q$ kg	$r$ cm	$R$ m	$\alpha$ rad.	$\delta$ cm	$P$ kg	$t$ cm	$s$ cm
560	600	500	0	0	0	2.69	0
				0	20	2.15	0.110
				0.05	0	0.39	0
			$5/1000$	0.05	20	-0.07	0.105
				0	0	3.80	0.470
				0	20	3.19	0.570
				0.05	0	1.43	0.460
				0.05	20	0.90	0.560
560	600	$\infty$	0	0	0	3.15	0
				0	20	2.52	0.112
				0.05	0	0.54	0
			$5/1000$	0.05	20	0.03	0.110
				0	0	4.68	0.480
				0	20	3.76	0.580
				0.05	0	1.71	0.460
				0.05	20	1.08	0.560

第 1 表 (つづき)

$Q$ kg	$r$ cm	$R$ m	$\alpha$ rad.	$\delta$ cm	$P$ kg	$t$ cm	$s$ cm
1000	300	500	0	0	0	2.77	0
				0	20	2.47	0.102
				0.05	0	1.49	0
			$5/1000$	0.05	20	1.22	0.100
				0	0	3.53	0.440
				0	20	3.19	0.535
				0.05	0	2.19	0.430
				0.05	20	1.89	0.530
1000	300	$\infty$	0	0	0	3.06	0
				0	20	2.72	0.105
				0.05	0	1.65	0
			$5/1000$	0.05	20	1.35	0.104
				0	0	4.00	0.460
				0	20	3.57	0.555
				0.05	0	2.47	0.420
				0.05	20	2.07	0.535

第 1 表 (つぎ)

Q kg	r cm	R m	$\alpha$ rad.	$\delta$ cm	P kg	t cm	s cm
1000	600	500	0	0	0	3.11	0
				0	20	2.79	0.105
				0.05	0	1.80	0
				0.05	20	1.48	0.104
			$5/1000$	0	0	3.88	0.435
				0	20	3.55	0.535
				0.05	0	2.56	0.440
				0.05	20	2.21	0.540
1000	600	$\infty$	0	0	0	3.45	0
				0	20	3.09	0.103
				0.05	0	2.01	0
				0.05	20	1.64	0.102
			$5/1000$	0	0	4.30	0.450
				0	20	3.92	0.560
				0.05	0	2.86	0.440
				0.05	20	2.46	0.540

## 例 2.

次に、北海道立林業指導所(旭川市)の帯鋸盤について實測した結果と、實際の諸元に應じて計算した結果を第 2 表に示す。

諸數値は、

$$a=61 \text{ cm}$$

$$l=200 \text{ cm}$$

$$l_1 = \frac{2}{3}l$$

$$h=14.1 \text{ cm}$$

$$\text{齒高: } 1.0 \text{ cm}$$

$$b=0.088 \text{ (20 B.W.G)}$$

$$Q=1540 \text{ kg (遠心力を加えると, 740 rpm に於て 1770 kg)}$$

$$r=700 \text{ cm}$$

$$R=200 \text{ m}$$

$$\alpha=1.3/1000$$

$$\delta'=\delta=0.02 \text{ cm}$$

$$P=10 \text{ kg (實測による)}$$

樹種: トド松, 半乾非凍結

挽巾： 30.3 cm

長さ： 3.50 m

第 2 表

$\xi$	$P$ kg	$t$ cm (實測)	$t$ cm (計算)	$s$ cm (計算)	$v$ cm/s (送り速度)
0	0	2.34	3.60	0.12	—
0	10	2.24	3.50	0.14	35.0
0.05	0	2.34	3.50	0.12	—
0.05	10	2.24	3.40	0.14	35.0
0.20	0	2.34	3.27	0.13	—
0.20	10	2.24	3.17	0.15	35.0

$\xi$  については, 4, (2) 参照のこと。

例 3.

最後に, 北海道大學農學部付屬雨龍演習林北母子里製材實習工場に於ける實測の結果と, それをもとにして計算した結果を, 第 3, 4, 5 表にまとめて示す。第 3 表は, 使用せる帶鋸の諸數値, 第 4 表は, 鋸, 緊張力, 鋸車前傾角を變化し, 空轉して停止せしめた時の鋸の安定位置, 第 5 表は空轉時及び切削時に於ける鋸の安定位置を示すものである。

$$a=53.4 \text{ cm}$$

$$l=200 \text{ cm}$$

$$l_1=\frac{2}{3}l$$

$$Q=430 \text{ kg (遠心力を加えると, 700 rpm で 560 kg)}$$

$$\delta'=\delta/1000 \text{ cm}$$

$$\delta=\delta/1000 \text{ cm}$$

樹種はトド, 僅かに凍結せる状態。

第 3 表

帶 鋸 B.W.G	$r$ cm	$R$ m	$b$ cm	$h$ cm	齒 高 cm
20	300	940	0.089	13.8	1.1
19	270	610	0.107	12.3	1.1

第 4 表

帶 鋸 B.W.G	$Q$ kg	$\alpha \times 1000$	$t$ (實測) cm	$t$ (計算) cm	$s$ (計算) cm
20	430	6.19	3.22	3.91	0.604
20	430	2.57	2.66	2.26	0.247
20	255	6.19	3.43	3.35	0.603
20	255	4.57	2.93	2.36	0.443

帯鋸 B.G.W	Q kg	$\alpha \times 1000$	t (實測) cm	t (計算) cm	s (計算) cm
19	430	4.10	2.60	2.18	0.390
19	430	3.33	2.30	1.95	0.316
19	430	2.48	1.70	1.71	0.236
19	255	4.10	2.48	1.55	0.390
19	255	3.33	2.20	1.34	0.315
19	255	2.48	1.00	1.09	0.235

第 5 表

帯鋸 B.W.G	Q kg	$\alpha \times 1000$	P kg	t (實測) cm	t (計算) cm	s (計算) cm	t* (實側) cm	v (送り速度) cm/s	鋸巾 cm
20	430	3.62	—	2.90	2.73	0.356	—	—	—
20	430	3.62	10	2.75	2.49	0.375	2.95~2.98	22.0~26.8	30.9
20	430	2.57	—	2.65	2.26	0.247	—	—	—
20	430	2.57	10	2.58	2.06	0.270	2.67~2.80	19.8~34.0	30.9
20	430	2.57	10	2.60	2.06	0.270	2.80~2.83	15.1~17.9	27.3
20	380	2.57	—	2.60	2.08	0.250	—	—	—
20	380	2.57	10	2.55	1.84	0.275	2.80	26.2~30.2	27.3
20	330	2.57	—	2.55	1.87	0.250	—	—	—
20	330	2.57	10	2.50	1.68	0.270	2.80~2.90	26.2~28.1	27.3
19	430	3.14	—	2.10	1.89	0.298	—	—	—
19	430	3.14	10	1.90	1.71	0.325	2.30~2.50	22.5~31.8	30.3

t\* について:

木材を鋸にかけると、送り力によつて鋸は一旦後退する。その時の値が  $t$  である。その後徐々に前進して、一定の送りを長くつづけると、ほぼ一定の位置に止り、更に、切削を終つた瞬間前にとび出す。その時の値が表中の  $t^*$  である。即ち、 $t^*$  は切削により齒前の温度が上昇し、バック  $R$  が變化した時の値である。鋸が冷却すると又舊に復する。

#### 4. 考 察

以上の計算の過程及び實測の結果について、種々の考察を試みる。

##### (1) 鋸巾 $h$ について

鋸の斷面の慣性モーメントの計算には、 $h$  として、全巾から齒高を差引いた値、即ち、齒底から背部迄の巾をとつた。嚴密に言えば、齒部の影響を考慮すべきである。又、鋸の變形  $w_1, w_2$  の式に入る  $h$  も同様とした。この場合、正しくは齒高を考慮して、相當鋸巾を定め式 (A), (B) に入れるべきであらう。

##### (2) $w_1$ 式の略算について

理論式の誘導にあたり、 $w_1$  式即ち

$$w_1 = (q_1/8 \cdot \beta^3 D) \{1 + e^{-2\beta t} (2 + \cos 2\beta t - \sin 2\beta t)\}$$

において、 $2\beta t$  が十分大きいとして { } 内の第 2 項を 1 に對して省略した。今、この項を

$$\xi = e^{-2\beta t}(2 + \cos 2\beta t - \sin 2\beta t)$$

とおくと、例 2, 3 に於ては、 $2\beta = 1.1 \sim 1.2$  の程度で、 $t = 2 \sim 3$  cm に對し、 $\xi = 0.06 \sim 0.04$  (但し、例 3, 19 B.W.G に對しては、特に  $0.07 \sim 0.04$ ) 程度の値を示す。

この  $\xi$  の項を考慮すると、一般式 (A), (B) は、 $t$  に關する超越函數となり、之を解くのも複雑となる。今、簡単に、 $t$  を假定して  $\xi$  を定め、

$$w_1 = (q_1/8\beta^3 D)(1 + \xi) \\ = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{2E} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot (1 + \xi) \cdot q_1$$

とし、 $\xi$  をパラメーターとして取扱つた解を求めると、式 (A), (B) のかわりに、

$$\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{3}{2}} \left\{ \left( \frac{5hs}{l^2} - \frac{10h\alpha}{l} + \frac{5h}{6R} \right) \left( 1 + \frac{\xi}{5} \right) - \frac{3Q'}{Ebh} \left( 1 - \frac{\xi}{3} - \frac{8}{3} \frac{t}{h} \right) \right\} \\ = \left( 1 - 2 \frac{t}{h} \right) \left( \frac{a}{R} - \frac{t}{2r} \right) - \frac{\delta'}{h} \left( 1 - \frac{t}{h} \right) \dots\dots\dots (A_2)$$

$$\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{3}{2}} \left\{ \left( \frac{10Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2l^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} + \frac{5h}{6R} \right) \left( 1 + \frac{\xi}{5} \right) \right. \\ \left. - \frac{3Q}{Ebh} \left( 1 - \frac{\xi}{3} - \frac{8}{3} \frac{t-s}{h} \right) \right\} \\ = \left( 1 - 2 \frac{t-s}{h} \right) \left( \frac{a}{R} - \frac{t-s}{2r} \right) - \frac{\delta}{h} \left( 1 - \frac{t-s}{h} \right) \dots\dots\dots (B_2)$$

が得られる。

例 2 に於て、 $\xi = 0.05$  及び  $0.20$  と假定し、(A<sub>2</sub>), (B<sub>2</sub>) から計算した  $t, s$  の値を、第 2 表に付記した。之によると、 $\xi$  が、 $0.20$  の如き相當大きな値をとつても、 $t$  の値は約 3 mm 減ずる程度で、通常  $\xi$  の影響は 1 mm 以下となる事がわかる。此の例からも、 $\xi$  は省略して大差ない。

(3) 鋸の變形及び鋸と鋸車との接觸の状態について

鋸と鋸車は、鋸のテンションのために、齒前と背側の 2 ヲ所に於てあたる。ここでは、此の線接觸が、鋸の變形した状態に於ても維持されるとして理論式を導いた。

然し、鋸の緊張力が大となり、接觸壓力  $q_1, q_2$  が増大するにつれ、鋸車上の鋸の變形は次第に大きくなり、力の作用點付近の變形は特に大となるが、中でも、背側の變形が最も著しく現われる。概略の計算であるが、通常鋸につけられるテンションによるたるみの方が此の變形量よりも大きいから、(特に鋸の中央部は、齒側及び背側より強くテンションをつけてあるのが普通であるから) 鋸が相當に變形しても、鋸の中央部で鋸車にあたる事は稀で、一方背の付近では、テンションも弱くなつている場合もあるから、容易に線接觸が面接觸に變る事が判る。例えば、例 3, 20 B.W.G 鋸に對し、 $Q = 430$  kg では、背側の接觸面の巾が 10 mm 程度になる

事が豫想される。面接觸となれば、背側の變形に対する抵抗が増して、接觸力が増加し、それだけ齒側の接觸力が減少し、一方では背側の接觸力の作用點が前に移つて、結果としては、鋸車が鋸に與える固定の曲げモーメントが減ずる傾向が生ずるから、それを補償するため、 $t$  が小になる傾向に、即ち、鋸が僅か後退した位置に移つて安定するであろう。然し、それによる  $t$  の變化は、せいぜい 1 mm 位にとどまる。又もし鋸車前縁の磨耗が甚だしい時は、齒前も面で接觸する結果となる筈であるが、(實測例の程度の磨耗量ならば、殆んど問題にならない) 齒前の變形は、背側のそれに比べて小さく、この影響は考えなくてよい。此處にあげた例に於ては、鋸車上の鋸の形狀を計算と實測でたしかめた結果からも、線接觸として取扱つてゆける事が判る。

ただ、極端に鋸が薄くなり、鋸車の徑が大きく、テンションが弱い(特に背側にテンションをつけない様な)時には、接觸面の中が相當廣くなると考えられるから、そのための影響も考慮に入れる必要が生じよう。

#### (4) 緊張力について

例 1 の結果から知れる様に、緊張力  $Q$  を増すと  $t$  は大となる。即ち、鋸は前へ出る傾向がある。(但し、 $r=600$ ,  $R=\infty$ ,  $\alpha=5/1000$ ,  $\delta=0$ ,  $P=0$  の場合は逆になつてゐる)。又  $Q$  が大きい程、 $t$  は送り力  $P$ 、磨耗量  $\delta$ 、前傾角  $\alpha$ 、バック半徑  $R$ 、テンション半徑  $r$  の變化に對して鈍感となる。従つて、一般に、 $Q$  が大きい程、鋸の安定性が良く、態率も上る事となる。

此等の傾向は、實測の結果についても認められる。(但し、例 3 で 20 B.W.G,  $\alpha=6.19/1000$  の場合は逆の傾向である)

尙、鋸車の上下動部分に摩擦が多いと、鋸と鋸車の中に異物が捲き込まれたり、齒が木材の硬い部分にあつたりした時、鋸車がそれに應じて軽く動かず、緊張力  $Q$  が急激に増減し、その結果鋸が著しく前後に移動したり、甚だしい時は、鋸車からはずれるとか、鋸に龜裂が入るか、又は一氣に破斷する事がある。

#### (5) テンション半徑 $r$ について

$r$  は、小さくなる程(即ち、テンションを強くする程)鋸は後退する傾向がみられる。又、テンションを強くした方が、送り力  $P$  やバック半徑  $R$  の變化に對する鋸の移動が少くてすむ事がわかる。之は重要な點で、齒前や背側の應力が許容範囲内にとどまる程度で、テンションは強い方が望ましい。

實際についているテンションは、鋸の中全體にわたつて一様ではなくて、部分的に異なる値にしてあるのが多い。此處の例では、テンションゲージをあてて、齒前の接觸點付近で鋸に密着し、且つ、背にも觸れる様なゲージの  $r$  を採用した。計算に必要なテンションは、齒前の接觸點付近の値である。

$r$  が巾の方向に部分的に異れば、鋸の移動に應じて鋸車との接觸點が變ると、テンション

も變化する事となり、安定の状態が又變る結果となる。 $P$  や  $R$  が變つて鋸が移動しようとする時、 $r$  の變化が、鋸の位置を復元する傾向に影響するならば、鋸の安定は良くなるであろうし、理想的といえる。

なお、テンションの測定は、鋸を定盤の上に置き、一方を軽く持ち上げ、垂れた部分にテンションゲージをあてて測っているが、鋸の長さ方向の曲率の變化が、巾の方向の曲率に及ぼす影響は極く僅かで、測る時の鋸の曲り方はさして問題にしなくてもよい。例えば、定盤上に平に置いた時、 $r$  が 300 cm あつたとすると、之を半徑 50 cm の曲率に曲げても、 $r$  の變化は 0.6% 即ち、1.8 cm 増加するに過ぎない。従つて、鋸車にまきつける程度に曲げられたとしても、テンションの値は、定盤の上での測定値をそのまま適用して差支えない。

#### (6) バック半徑について

バックの測定は、鋸を定盤の上に置き、齒先と背側を無理なく定盤につけて測定する。従つてバック半徑は、齒先と背をふくむ平面内で定まるもので、鋸にテンションがついておれば、鋸車にかかる時の齒前の接觸線と背を同一平面上においた状態でのバック半徑とは一致しない。計算にもその點を考慮した。

バックが強いと (即ち  $R$  が小さい時) 鋸は後退する。又バックが強い程、送り力  $P$  の變化に対する鋸の移動の仕方が少くなり、安定度がよくなる。更に、前縁磨耗量  $\delta$  の變化に對しても鈍感となる。

なお、例 3 の實測にあつて認められる事は、木材を挽くと、鋸は送り力のために一旦後退し、次に除々に前進して來る現象は、切削熱のために齒側と背側に溫度差が生じ、齒側が背側よりも餘分に伸び、バックが弱くなる事がその原因と考えられる。即ち、切削開始直後の鋸の後退量は、殆んど送り力  $P$  によるものであり、定速度で送材中の鋸の前進量は、上述の溫度差によるバックの變化と送り力との差引によつて定まり、最後に木材を伐り終つた瞬間、鋸が 1~3 mm 位とび出すが、その時の位置は、殆んど變化したバックの値に對應するのである。

この溫度差によつて生ずるバックの曲率の變化  $\Delta C = \Delta \left( \frac{1}{R} \right)$  は、その溫度差を  $\Delta T$ 、鋸巾を  $h$ 、熱膨脹係數を  $\alpha'$  とすると、

$$\Delta C = \alpha' \cdot \Delta T / h$$

で表わされる。従つて、 $\alpha' = 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$  程度であり、 $\Delta T = 20 \sim 40^{\circ}\text{C}$  程度と豫想されるから、 $h = 10 \text{ cm}$  に對するバック曲率の變化は、

$$\begin{aligned} \Delta C &= 10^{-5} \times (20 \sim 40) / 10 = (2 \sim 4) \times 10^{-5} \\ &= \frac{1}{50000} \sim \frac{1}{25000} \text{ } 1/\text{cm} \end{aligned}$$

となる。故に豫めバック半徑を 500~250 m にしてあつても、此の様な溫度差に對しては、熱膨脹によつて打消される結果になる。いいかえれば、走行安定のために必要なバックの外に、

豫想される熱膨脹を補償するに足る分だけ餘計にバックをつけておく必要があるのであり、更に切削状態に於ては、初めにつけられたバックから熱膨脹によつて打消される分だけ差引いたバックを以て議論しなければならない。

なお、例3に於ける  $R$  が大きいのは、冬期、しかも凍結せる材に對しては、切削熱の影響が極めて僅かであるためである。

#### (7) 鋸車前傾角 $\alpha$ について

$\alpha$  を増すと  $t$  は増す。即ち鋸は前に出る傾向がある。實際の作業にあつては、 $\alpha$  を加減して、鋸が適當な位置にとどまる様に調整している。

$\alpha$  を變化する事は、バックを變化する事と同じ結果となり、 $\alpha$  を増す事は、バック半径  $R$  を増す事即ちバック曲率  $1/R$  を減ずる(バックを弱くする)事になる。今、前傾角  $\alpha$  の變化  $\Delta\alpha$  に對應するバック曲率  $C=1/R$  の變化  $\Delta C = \Delta\left(\frac{1}{R}\right)$  は、鋸の自由長さを  $l$  として、

$$\Delta C = \Delta\left(\frac{1}{R}\right) = -\frac{\Delta\alpha}{l}$$

の關係で表わされる。

又、稀には下部鋸車を、齒側を僅か上向きに傾ける場合もあるが、之は上部鋸車の前傾角(齒側を下向きに傾ける)  $\alpha$  を、上下の鋸車に振り分ける事であつて、下部鋸車の傾角が  $\alpha_1$  で、上部鋸車の傾角が  $\alpha_u$  なる場合は、下部鋸車を水平とし、上部鋸車の前傾角  $\alpha$  をその合計、即ち、

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_u$$

とした場合に置き換えて論ずればよいのである。

#### (8) 鋸車前縁磨耗 $\delta$ 及び圓錐鋸車について

鋸車の前縁が磨耗している場合は、その量に應じて鋸は後退する。鋸車にテーパーがついている場合も之と同じ傾向を示す筈で、之は、クラウニングのついた調車とベルトの關係に比べる事が出来る。ただ、この場合は、鋸の後退に比例して  $\delta$  の値(即ち齒前と背側の接觸點の半径の差)が増加すると思ふなければならない。

今、鋸車の徑が齒前の側で小さくなる様にテーパーがついているとし、圓錐の頂角の  $1/2$  をそれぞれ  $\omega$ ,  $\omega'$  と書けば、式(A)又は(B)の  $\delta$  又は  $\delta'$  のかわりに、

$$\delta' = \omega'(h-t)$$

$$\delta = \omega(h-t-s)$$

を入れればよく、従つて式(A), (B)の右邊第2項はそれぞれ

$$-\omega'\left(1-\frac{t}{h}\right)^2 = -\omega'\left(1-2\frac{t}{h}\right)$$

$$-\omega\left(1-\frac{t-s}{h}\right)^2 = -\omega\left(1-2\frac{t-s}{h}\right)$$

となり、磨耗量  $\delta$  と圓錐度を考慮する時は、

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{5hs}{l^2} - \frac{10h\alpha}{3l} - \frac{3Q'}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\}$$

$$= \left(1 - 2 \frac{t}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t}{2r} - \omega'\right) - \frac{\delta'}{h} \left(1 - \frac{t}{h}\right) \dots\dots\dots (A_3)$$

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{4} \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{10Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2l^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} - \frac{3Q}{Ebh} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{t-s}{h}\right) + \frac{5h}{6R} \right\}$$

$$= \left(1 - 2 \frac{t-s}{h}\right) \left(\frac{a}{R} - \frac{t-s}{2r} - \omega\right) - \frac{\delta}{h} \left(1 - \frac{t-s}{h}\right) \dots\dots\dots (B_3)$$

によつて論ずればよい。テーパーが逆についている時は、 $\omega$  又は  $\omega'$  の符號をかえる。

現用されている鋸車は圓錐にしてない。又磨耗量も 0.2 mm (例 2) は多過ぎるのであり、北海道鋸目立技術研究會では、0.15 mm を限度とし、之以上に磨耗する時は鋸車を削り直す様にすすめていると聞く。

例 2 に於て、計算による  $t$  が、實測の  $t$  より大分大きくなつてゐるのは、 $\delta$  の過大評價 (測定誤差) と鋸車面のテーパー (測定せず) に起因するのではないかと考える。又例 3 の數値についても、鋸車面のテーパーは實測し得なかつたが、之が結果に影響している事も考えなければならぬ。

#### (9) 送り力 $P$ について

送り力  $P$  は、鋸を押しして後退させる。この傾向は計算と實測の結果にもみられる。

送り力  $P$  は、木材の種類、状態、大きさ、齒形、バチ巾、鋸車回轉數等に影響されると考えられる。この  $P$  を實測しようとして、送材車を引くワイヤーロープにバネ秤を入れてみたが、ロープの振動のために正確な値を読む事は不可能であつた。しかし、實測の例では、 $P=10$  kg の程度である事は確かである。

換材能率を上げる點から考えると、第一に送り速度を上げて送り力の増加が少い様にする事と、第二には送り力が増し、同時に切削熱によりバックが變つた時、 $t$  の變化がなるべく少くなる様に工夫しなければならない。第一の點からは、齒形の選擇、齒先の仕上程度の向上によつて、切味の増加と壽命の延長が考えられ、第二の點からは、腰入の適不適が重大問題となる。

バックの項で指摘した様に、 $P$  と  $R$  の  $t$  に及ぼす影響は逆であるから、切削状態が定常に達すると、兩者の影響の差引の値が出るわけで、例 3 では、 $R$  の變化による影響が大きく現われている。しかし、之は鋸齒の切味のよい状態についてであつて、切味が低下すれば、 $P$  が著しく大となり、鋸を著しく後退させる結果になる事も考えられる。(現場ではその様な現象が多いと聞いている)

又、切削し始めは、殆んど  $P$  のみの影響、切削し終つた直後は、切削熱即ち  $R$  の變化

のみの影響を示すであろうから、共に  $t$  の變化に對する影響が少くなる様、腰入れしなければならぬ。

(10) 上、下鋸車が前後にズレている場合について

上部鋸車前縁に對し、下部鋸車が後退している場合、その量  $f$  (上部鋸車に對し、下部鋸車が前に出ている場合には負號をつける) を考慮すると、一般式 (B) 中の  $(t-s)$  は  $(t-s+f)$  となり、式 (B) のかわりに、

$$\frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{4} \left( \frac{a}{b} \right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{10Pl_1^2(l-l_1)}{Ebh^2l^2} - \frac{5hs}{l^2} + \frac{5h\alpha}{3l} - \frac{3Q}{Ebh} \left( 1 - \frac{8}{3} \frac{t-s+f}{h} \right) + \frac{5h}{6R} \right\}$$

$$= \left( 1 - 2 \frac{t-s+f}{h} \right) \left( \frac{a}{R} - \frac{t-s+f}{2r} \right) - \frac{\delta}{h} \left( 1 - \frac{t-s+f}{h} \right) \dots\dots\dots (B_4)$$

を以て計算しなければならない。

結果としては、 $t$  の値が略  $f/2$  減少する。即ち、下部鋸車が上部鋸車より  $f$  だけ後退している時は、上部鋸車では鋸はほほ  $f/2$  だけ餘計に後退し、下部鋸車ではほほ  $f/2$  だけ餘計に出る事になる。反對に下部鋸車が上部鋸車よりも前に出ている時は、傾向が逆になる。

此の議論は、(B<sub>1</sub>)、(B<sub>2</sub>)、(B<sub>3</sub>) についても適用出来る。

## 5. む す び

以上第1報に於ては、帶鋸が鋸車上に安定する問題を定量的に取扱うために必要な諸量の間の基本的な關係數式を提唱したもので、それによつて豫想せられる種々の因子の影響を論じ、實驗的に得られた結果と比較對照した。然し、實例については、限られた機械についてしか實測を行はず、廣くデータを集める事が出来なかつたのは遺憾である。

此處に述べた關係式が相當複雑なので、今後はこの式を、簡單に應用出来る形に變形し、特に薄鋸に對する諸量の影響を検討したい。更に極端に薄い鋸に依る挽材試験を行い、作業條件や腰入の限界についても考えてみたい。

此の研究に對し、北海道鋸目立技術研究會北村會長、北海道大學農學部演習林長佐藤教授、宮脇教授、雨龍演習林笹尾所長、北海道林業指導所小林次長の諸氏をはじめ、諸方面の方々から、種々御好意ある御援助をいただいた。實驗實測は、北大雨龍演習林北母子里製材實習工場及び林業指導所製材工場の設備を拜借した。技術的な面に於ては、北母子里製材實習工場職長松本榮吉氏、林業指導所技師片岡哲藏氏はじめ、秋田木材株式會社機械製作所三田留太郎氏、同札幌出張所菅吉直氏、札幌市紙谷木工所山本義友氏から種々有益な知識を得る事が出来た。

實驗用資材については、札幌市帝國ゴム株式會社から模型試験用のゴムバンドを製作寄付せられ、札幌市北海道製材工具株式會社からは試験用帶鋸の御寄贈にあずかり感謝している。

更に北村會長を通じ、昭和 27、28 年度にわたり、北海道林務部から研究費の一部を援助していただいた。

以上併せ深して深甚の謝意を表する。