

林業機械の振動騒音の防止

林業機械の振動騒音の防止

I 試験担当者

生産技術部林業機械科造林機械研究室

鈴木 皓 史

佐々木 尚 三

自動制御研究室

平 松 修

II 要 旨

最初に、チェーンソーのキックバックの発生機序について解明するため、チェーンソーの実機を用いて実験的に現象を再現させた。特に、前ハンドル上端に作用する反力を求め、キックバック時の衝撃の大きさに重点をおいて現象の解明に努めた。さらに、作業姿勢とキックバックの発生との関連性を求めるため、現象の発生要因を分析し、いくつかの仮定において力学的考察を行った。次に、刈払機のキックバック現象についても同様に、その発生要因を機械のメカニズムと作業方法から検討した。また、現象の発生を防止または減少させるための考察を機械の改良、機械の選択、適正な作業方法などの面から行った。

(鈴木皓史)

III 試験目的

いわゆる小形手持ち機械を用いた森林作業において、作業員の労働環境に対する阻害要因として振動騒音をはじめとする諸要因が挙げられる。これらの要因それぞれに関して、その発生機序を明らかにするとともに、機械の改良のみならず使用方法の工夫によってその発生を減少させ、作業環境の向上を図る。

IV 試験の方法と結果

1. チェーンソーのキックバック現象 (I)

1) はじめに

日本でも最近排気量30ccクラスのミニチェーンソーが普及し、チェーンソーも一般工具の類に入ってきている。一方、わが国の林業分野の労働災害の統計では、チェーンソーによる事故が年間数十件程度発生しているといわれているが、詳細は定かでない。

い。一般に日本人の器用さから、チェーンソーのキックバックに起因する災害は少ないといわれているが、さきの林業以外の分野での普及使用が増えるにつれて、取扱不馴れの人々の使用でこの種の災害が増えることも予想される。すでに米国ではこの傾向が現われ、米国消費者協会からメーカー団体の米国チェーンソー協会にキックバック対策を緊急に行うよう要請がなされるとともに、米国の国内規格にキックバック防止を含む安全規格の制定を求め、その規格化(ANSI)の方向で検討がなされている。このほかすでに1978年、ILOは「チェーンソーの安全設計と使用」の勧告に安全構造の具備すべき要件を提起している。また、1982年初めからISOの第23技術委員会第17分科会において、チェーンソーを含む林業用可搬式機械の安全構造(騒音防止を含む)の規格化の検討が開始されている¹⁾。従来、このキックバックの検討は主にチェーンソーメーカー、ソーチェーンメーカーの社内テストの形で行われ、製品の開発改良に生かされているようである。しかし、一般には公表されていないのが実情である。そこで、キックバック現象について実験的に再現を試み、その現象について検討を行ってみたのでその一部を報告する²⁾。

2) 試験方法及び試験装置

チェーンソーのキックバック現象を把握するため、図1-1に示したようにチェーンソーを懸架アームに吊し、案内板先端部に鋸断材を押し当て突込み鋸断を行わせ、このとき生ずるエンジントルク、エンジン回転数、ソーチェーン速度、鋸断材にかかる力、前ハンドル上端に作用する上向きの反力、同じく前後方向反力、案内板の受ける衝撃加速度、鋸断材の受ける衝撃加速度及び鋸断材押し当て開始信号の9現象を計測し、データレコーダに記録した。上記計測には歪測定器、エンジン回転計、圧電式力量計、圧電式加速度計、近接スイッチを使用した。なお、データの解析にはデジタルオシログラフを使用し、現象の詳細な解析を行った。次に、供試したチェーンソーは排気量43.6cc、チェーンソーエンジン部重量8.25kg(トルクピックアップ及びその取付治具を含む)、案内板は18in, 14in, ソーチェーンはオレゴン20AP型(セイフティガードの突起部分を研削、在来形のソーチェーンに戻して使用)であった。この供試チェーンカット諸元(平均値)は上刃目立角 $30^{\circ}07'$ 、横刃目立角 $87^{\circ}27'$ 、上刃切削角 $49^{\circ}24'$ 、ソーカット長さ89.3mm、デプスゲージクリアランス0.62mmであった。鋸断材には 5×5 cm角のケヤキ及びブナ材を使用した。

3) 試験結果

(1)キックバック発生要因：案内板先端部で木材を鋸断する際には(図1-1上部)、木材の鋸断によってソーチェーン・カットに切削抵抗力が働く。その方向はソーチェーンの走行方向と逆向きである。また、案内板先端部は通常半円形であるから、ソーチェーンの力の方向も案内板先端部のキックバックの発生部位も案内板の曲線部が始まる部分から半円曲線部の中央部分、つまり、1/4円周部分までの間にある。この1/4

円周部位上でのソーチェーン切削抵抗力の方向は曲線部の始まる部位でチェーンソーの本体を後方に押しやる方向に、また、1/4円周の中央部分では案内板と直角方向に、つまり、案内板を上方に跳ね上げる力となる。かつ、1/4円周上のどの位置の接線力も案内板先端部に作用する。このようなことから、危険な1/4円周部分をより小さくして鋸断材との接触部分を少なくすることによってキックバック事故を減らすことをねらった案内板(舟底形案内板)の発想もみられる。今回は図1-1下部でこの実験の力学モデルが示すように、後ろハンドルグリップ上端をヒンジとして、案内板先端部に鋸断材を押し当てたとき生じる前ハンドル上面に作用する反力の計測を行った。

(2)現象の特徴：計測データの一例を図1-2に示した。これは鋸断材を押し当てた瞬間の102.4ms前から307.2ms後まで、計409.6msの間の現象を示している。鋸断材の押し当ての瞬間から約50msで鋸断が始まり、負荷によってエンジントルクに乱れが生じ、鋸断材には下方に押し下げられる力が働いて約100msでピーク値が発生している。一方、チェーンソー前ハンドル上面には案内板先端部に作用する切削抵抗力と後ハンドル・グリップ上端のヒンジ支持から案内板先端までの長さに比例したテコ比で反力が作用し、トルクのピーク値より約1~10ms遅れて前ハンドルに反力が現われ、約10msの周期で振動を起こしている。このほか、ソーチェーン・スピードはソーチェーン片側のカット・リンクの通過を近接スイッチで感知、ソーカット1個の通過に1個のパルスを表示している。従って、切削抵抗によりチェーン速度に変化が生ずれば、パルス間隔が広がり変化量を知ることができる。図1-3は上記の現象の一例を示している。これによると、前ハンドルに衝撃反力が生じる時点では鋸断開始時点より約2m/sほどのソーチェーン速度の低下がみられ、鋸断によりエネルギー消失があったことが分かる。

(3)現象相互の関係：上記のようにソーチェーン速度変化率(V_c/V_0 、 V_0 =鋸断前のチェーンの速度、 V_c =鋸断時のチェーン速度)と前ハンドルの衝撃反力の関係を図1-4に、前ハンドル衝撃反力の単位時間当たりの増加量(立ち上がりの大きさが大きいほど受けるショックが大きいと考えられる)とソーチェーン速度低下率との関係を図1-5に示した。いずれも相関関係はみられなかった。このほか、ソーチェーン速度の低下からソーチェーンの木材への衝突、切削、摩擦により費されたエネルギー消失について推定すると図1-6のとおりである。つまり、ソーチェーンの速度低下率が大きいほどエネルギー消費が大きいことを示している。次に、突込み鋸断時のエンジントルクのピーク値と鋸断時に生ずる鋸断材の反力を図1-7に示したが、相関はみられなかった。エンジントルク(ピーク値)とそれに対応する前ハンドル衝撃反力(ピーク値)との力に対して、エンジントルク(ピーク値)から計算で得られた前ハンドル衝撃反力の関係を図1-9に示した。この場合もバラツキが大きく、相関関係は小さいが、このデータのバラツキの原因の一つは供試チェーンソーに防振形を使用したことによる防振ゴムの緩衝効果によるもの、二つはキックバック現象そのものもソーカット1個1

個の切り込みが時には浅く、時には深くと不確定であることによるものではないかと思われる。なお、図1-4～1-9では案内板長14inを○印、18inを●印で示した。

4) まとめ

チェーンソーのキックバック現象を実験的に発生させて、特に前ハンドル上端に作用する反力を求め、キックバック時の衝撃の大きさに重点をおいて現象の解明につとめた。

(1)一定の押込力で鋸断材を案内板先端部に押し当て、突込み鋸断を行なうと鋸断トルクのピーク値に対応して1～10msの遅れで前ハンドルに衝撃反力が生ずることが分かった。

(2)トルクのピーク値に対応して前ハンドルが受ける衝撃反力とトルクの値との間には、はっきりとした相関関係は得られなかった。

(3)トルクのピーク値から前ハンドルの衝撃反力を計算すると30～100kgの力が前ハンドルに作用することが推定されるが、実測値では最大30kgと推定値の1/3程度であった。この原因としては、防振ゴムの緩衝による効果が考えられる。従って、防振チェーンソーはキックバックの緩衝にもよい影響を持つものと思われる。

(平松 修)

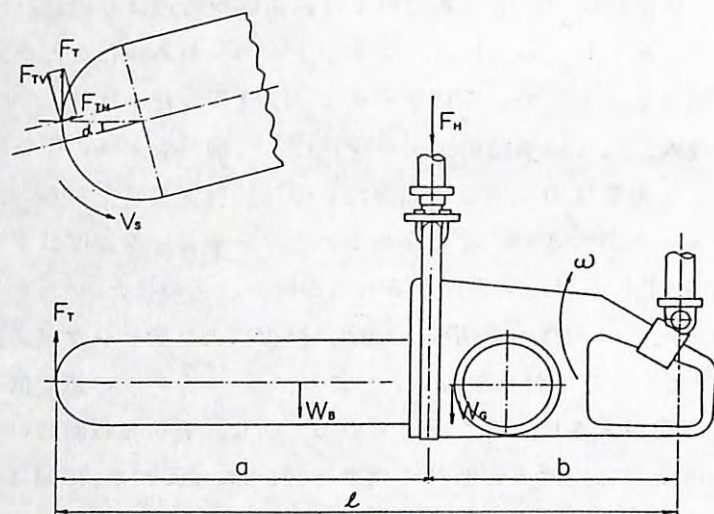


図1-1. キックバック計測モデル

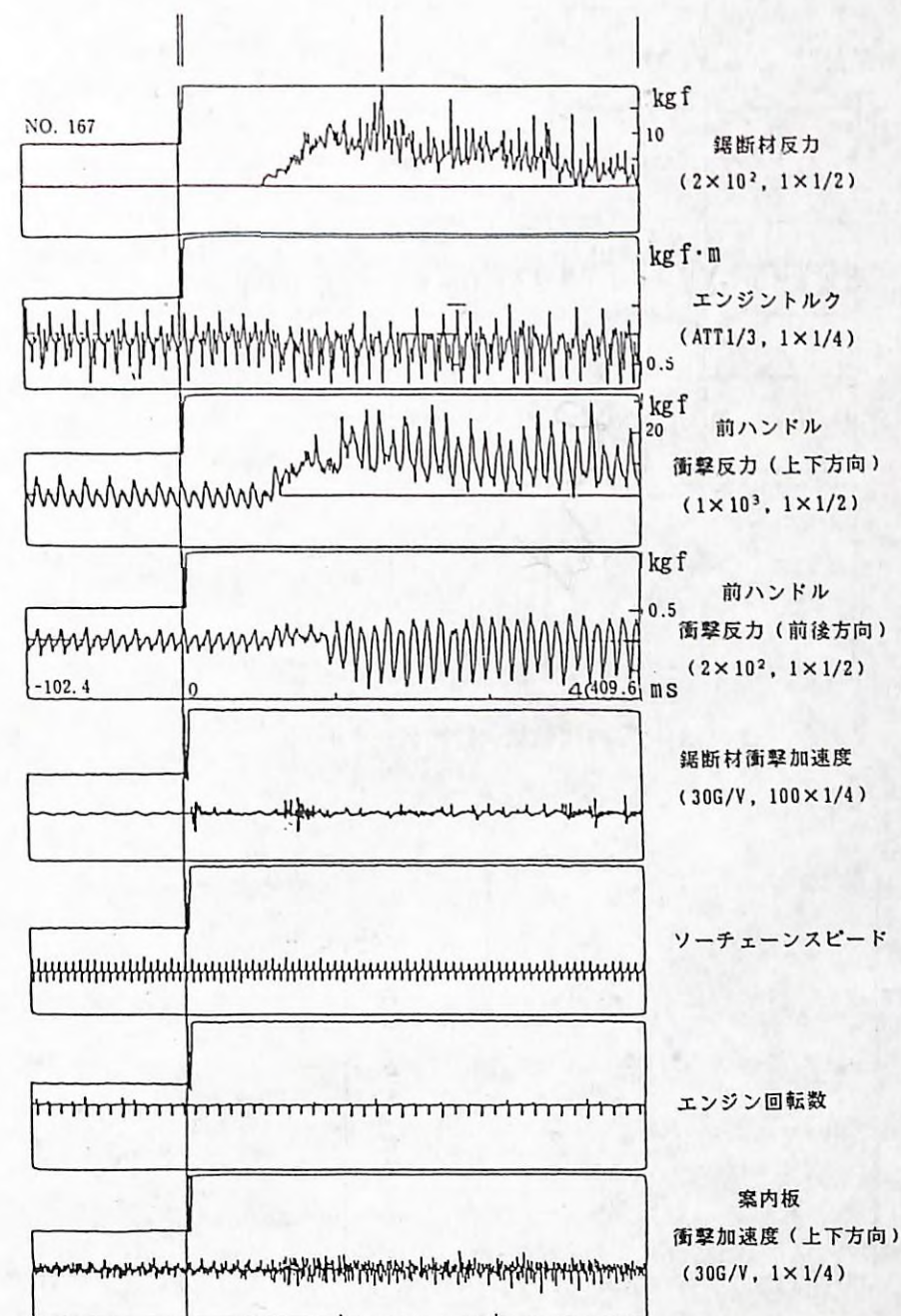


図1-2. キックバック計測データ例

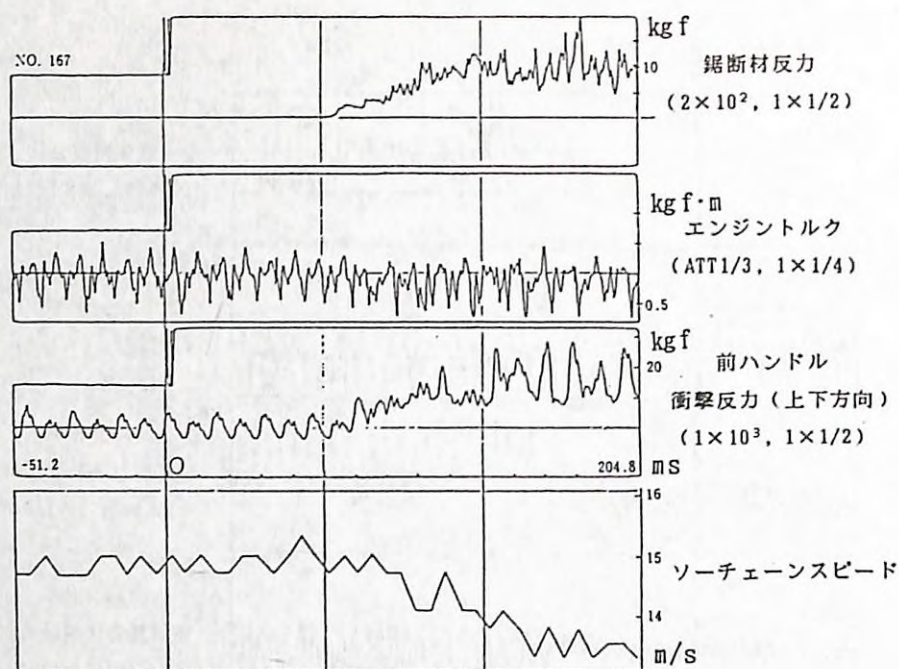


図1-3. 時間軸拡大計測データ例

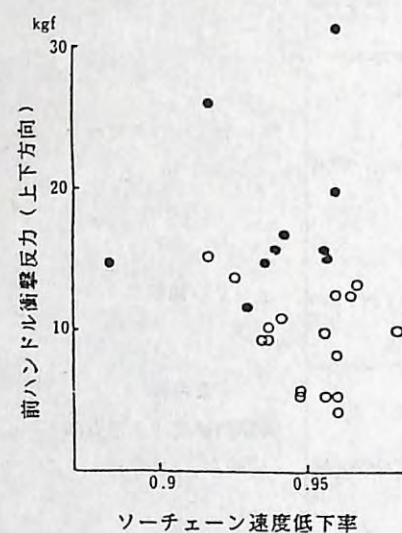


図1-4. 切削によるソーチェーン速度低下率と前ハンドルが受ける衝撃力

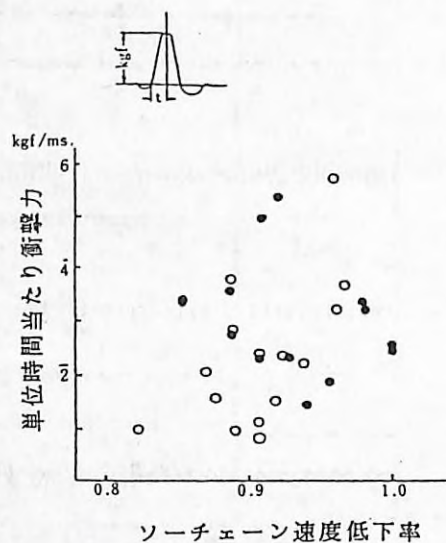


図1-5. 切削によるソーチェーン速度低下率と衝撃力の立上りの大きさ

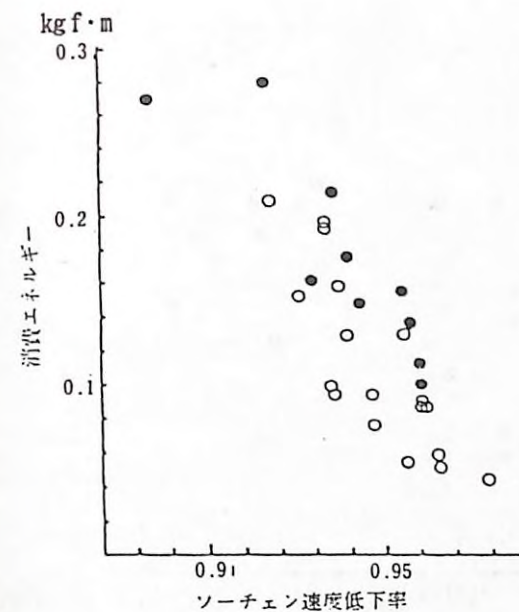


図1-6. 切削によるソーチェーン速度低下率とその消費エネルギー

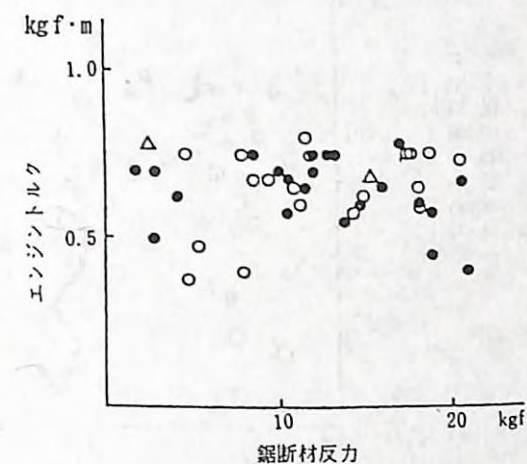


図1-7. 鋸断時の鋸断材のうける衝撃力とエンジントルク (ピーク値)

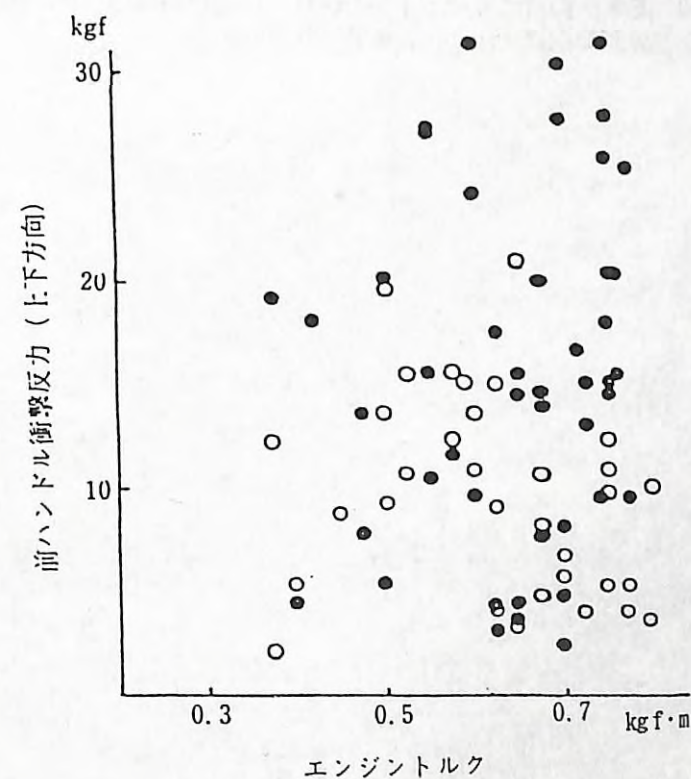


図1-8. エンジントルク (ピーク値) と 前ハンドルが受ける衝撃力

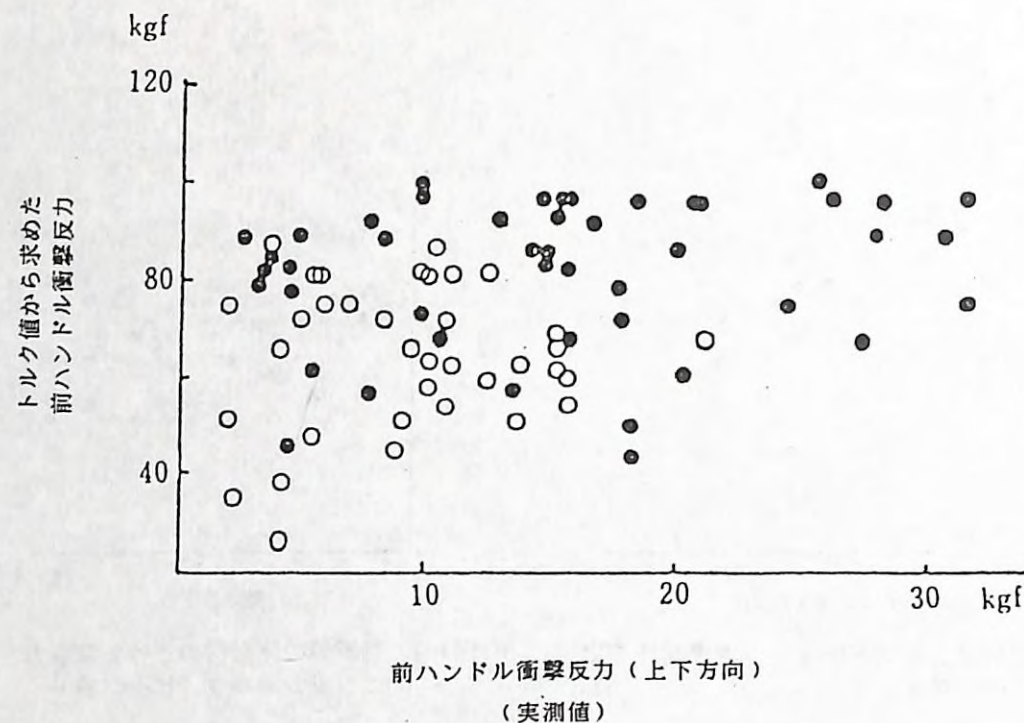


図1-9. 実測で得られた前ハンドル衝撃力とエンジントルク（ピーク値）から推定した前ハンドル衝撃反力

2. チェーンソーのキックバック現象（Ⅱ）-----作業姿勢のモデル解析-----

1) はじめに

欧米においては、林業分野でも事故統計が原因別に分類され、以後の対策に役立てられていると聞いている。これによると、欧米ではチェーンソー使用時の事故の中でキックバックの比率が大きい。その現われとして、現在ISOにおいて林業用手持機械の性能の標準化の検討が進められており、このキックバックが項目の一つに挙げられている。わが国でもチェーンソーのキックバック事故は大小とりまぜると潜在的にはかなりあると思われる。今回、チェーンソーのキックバック発生要因と関連させて、チェーンソーの把持姿勢により把持力が異なることがキックバック対策に効果があると思われ、前章の実験データを用いて検討を試みたので報告する³⁾。

2) 解析方法

(1)キックバック発生機構：チェーンソーは案内板周辺のどここの箇所でも木材を切削鋸断できる。このときの切削反力は、案内板上の切削位置によって異なる。図2-1に示したように、案内板上縁ではチェーンソーをオペレータ側に押し戻す力 F が、一方、案内板下縁ではチェーンソーを鋸断材側に引込む力 F が生じる。案内板先端部は通常半円形に作られており、切削反力も半円曲線部の接線方向に生ずる。この接線力を案内板方向と案内板直角方向の分力に分けて考えると、曲線部中央より上縁では案内板を押し戻す力と、案内板を跳ね上げる力が、下縁では案内板を引き込む力と、案内板を跳ね上げる力が働く。チェーンソーを傾け案内板の傾き角 α で鋸断材に接したときの切削反力の分力は、オペレータ側への押し戻す力： $F_H = F \sin \alpha$ 、跳ね上げ力： $F_V = F \cos \alpha$ となる。通常、案内板曲線部での鋸断は鋸断材の接触巾で行れる。つまり、図2-1では \widehat{ab} で示した区間の間で押し戻し力 F_H と跳ね上げ力 F_V の合力がキックバックとして生ずるから²⁾見掛上鋸断中 α_1 から α_2 の間で案内板の傾きが変動することになる。従って、キックバック分力の大きさも変化し、かつ、接線力も鋸断対象木のかたさなど切削抵抗によって左右されるためキックバック現象が一定して発生しない、あるいは、偶発的に生ずるといわれる原因がここにあるものと考えられる。

(2)キックバックによるチェーンソーの運動：チェーンソーの案内板先端部ソーカッタの切削反力で生ずる反発力によってチェーンソーに運動が生ずる。この働きについて検討する。一般に、剛体の運動は並進運動と回転運動で表される。従って、ここではチェーンソーの運動を二次平面で取り扱う。図2-2は傾き角 α でチェーンソーを保持しているときの力の方向を示す。上記キックバック反力 F が案内板先端部のソーカッタに極めて短時間 Δt の間作用すれば、つまり、衝撃力が働くとき、チェーンソーの重心 G と F の作用線との距離を l 、 F と重心を含む平面に垂直に重心を通る軸に関するモーメントを I_G とすると、チェーンソーの運動方程式は

$$\text{重心運動} \quad : M \frac{dv}{dt} = F$$

$$\text{重心まわりの回転} : I_G \frac{d\omega}{dt} = l F \cos \alpha$$

両式とも Δt で積分すれば,

$$M \int_0^{\Delta t} dv = \int_0^{\Delta t} F dt \quad \therefore M \Delta v = \int_0^{\Delta t} F dt = S$$

ゆえに,

$$\int_0^{\Delta t} F dt$$

が分かれば重心の速度変化が求まる。

同様に,

$$I_G \int_0^{\Delta t} d\omega = l \cos \alpha \int_0^{\Delta t} F dt \quad \therefore I_G \Delta \omega = l \cos \alpha \int_0^{\Delta t} F dt = S l$$

すなわち、チェーンソーの角運動量の変化は反作用力の力積 S の重心に関するモーメントで表すことができる。チェーンソー案内板先端部に対してソーカッタに作用する切削反力の力積が働くと、チェーンソーの重心の速度は $v = \frac{S}{M}$ 、同じく重心まわりの角

速度は $\omega = \frac{S l}{I_G}$ で運動する。

(3)チェーンソーハンドルに働くキックバック反力：チェーンソーを一つの梁として図2-2に示したように全長 L 、案内板先端部カッタから前ハンドルまでの距離 X_1 、前ハンドルと後ハンドルの距離 X_2 とすると、重心の位置は前ハンドルと後ハンドルの間に位置するから、“テコ比”により案内板先端部カッタに反作用力 F_v が働いたとき、前ハンドルの受ける反力は

$$F_1 = (W X_2 - F_v L) / X_2$$

後ハンドルの受ける反力は

$$F_2 = (W X_1 + F_v X_2) / X_2$$

となる。

ただし,

F : 切削反力 (衝撃的切削反力)

F_H : 切削反力の案内板方向の分力

F_v : 切削反力の同案内板直角方向の分力

α : 案内板の傾き角

W : チェーンソー総重量

M : W/g

dt : 一枚のソーカッタの鋸断材切削 (= 接触) 時間

r : スプロケットの半径

T : 衝撃的トルク (= $F r$)

l : 案内板先端とチェーンソーの重心間の距離

モデル対象機として,

排気量 : 60 cc

総重量 : 7.76 kg

案内板長 : 16 in

のチェーンソーを使用して反力を求めた。

3) 結果と考察

(1)案内板先端部に作用する力：案内板先端部カッタで生ずる反作用力は、ソーカッタが鋸断材から受ける切削抵抗力の反力 F の大きさで異なる。この切削抵抗力の反力は、鋸断材の節など急激な材質変化、あるいは、岩石など異物との接触でも増加する。この反作用力の余弦方向の分力の大きさは案内板の傾き角で異なり、 α が 45° のとき F_v と F_H は等しく、チェーンソーの傾きを大きくする (α が大きくなる) とチェーンソーを後方へキックする力が強く、逆に接触点案内板先端部の半円中央部に近いほど案内板を上方に跳ね上げる力が大きくなる。特に、跳ね上げる力だけを考えると図2-3の F_v / F_H の比からも見られるように、 20° 以下では大きくなることが指摘できる。

(2)衝撃力：キックバックとして現れる反作用力は衝撃的な切削反力と極めて短い作用時間の積、つまり、力積で表されるから、前章で示した衝撃的トルク及びソーチェーン速度の計測値から衝撃力=力積を求めた結果、図2-4が得られた。衝撃トルクは $0.4 \sim 0.7 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ が多く観測されており、この範囲の値を採用した。また、作用時間 Δt は案内板先端部の上縁 $1/4$ 円の約 70% が接する切削長に相当する巾 5 cm の鋸断材の切片をソーカッタが通過する時間を作用時間とした。従って、ソーチェーン速度の増加で作用時間が短くなり衝撃力は小さくなる。

(3)キックバックによるチェーンソーの運動：上記衝撃力 (Impulse) からチェーンソーの重心位置は反作用力の方向に向けて運動を生じ、運動速度 V_0 及びモーメントによる角速度 ω を求めた結果、図2-5にみるように、衝撃力に比例した運動速度と角速度が生ずることを示している。つまり、チェーンソーの重心は速度 V_0 で反作用力の方向に並行運動しながら、かつ、重心まわりに回転し、角速度は衝撃力の大きさに比例して増え、本計算では $100 \sim 250^\circ / \text{sec}$ にも達することを示している。実際にはハンドルで支持されており若干の抗力が働くので、このような大きな角速度にはならないと思われる。

(4)キックバックによるチェーンソーハンドルに与える反力：上述のように、重心の運動速度、重心まわりの回転角速度で運動することが推定されたが、把持しているハ

ンドルではどの程度の反力を受けるか試算の結果を図2-8に示した。なお、試験機の諸元は $L=74.5\text{cm}$, $X_1=47.5\text{cm}$, $X_2=27.0\text{cm}$, $X_3=2.0\text{cm}$, $W=7.76\text{kg}$, $r=1.75\text{cm}$ である。これによると、前ハンドルは上方に押し上げられ、後ハンドルでは下方に引き下げられる力が働くことを示している。その力は衝撃トルクの大きさに比例し、前ハンドルでは衝撃トルクが $0.6\text{kgf}\cdot\text{m}$ 程度で 100kgf にもなることを示しているが、前章でも報告したとおり、防振機ではこのショックは防振ゴムの緩衝作用で $1/3$ 程度に低減するとみてよさそうである。

(5) チェーンソー保持姿勢とキックバック力：上記のように、キックバックによってハンドル部にかかるショックはかなり大きいことが推定される。チェーンソーを保持している保持姿勢を調べると、図2-6にみるようにほぼ5段階に分けられるが、これらの支持位置で人間の保持力（背筋力）を調べると、図2-7にみるように、ヒザ位置（約 50cm ）から目の高さ（約 150cm ）の位置に上るに従い保持力が低下することがみられる。一般に、チェーンソー使用時は図2-7のように力を出し切った作業ではない。おそらく、この値の $1/3$ 程度の力で操作していると思われるから、図2-8に示した最大保持力（Max. keeping force）も低い値と思われる。従って、例えばキックバックによるハンドル部の反力を支える力をヒザ位置で 50kgf の $1/3$ 程度とすると、衝撃トルクは $0.2\text{kgf}\cdot\text{m}$ が限度で、それ以上の衝撃トルクには抗し切れないものと推定できる。特に図2-7にみるように、支持位置が腹部以上の高さ（約 100cm ）で機械を操作したときには、さらに低い衝撃トルクにも抗し切れないものと思われる。

4) むすび

チェーンソーのキックバック現象の発生要因を分析し、いくつかの仮定においてチェーンソーの運動速度、重心まわりの角速度について検討を行った。また、ハンドルに伝わる衝撃反力の推定値と対比して、チェーンソーの保持高さを高くすると保持力の低下が見られることから、耐キックバック能力も低下し危険度が増すのではないかとと思われる。

（平松 修）

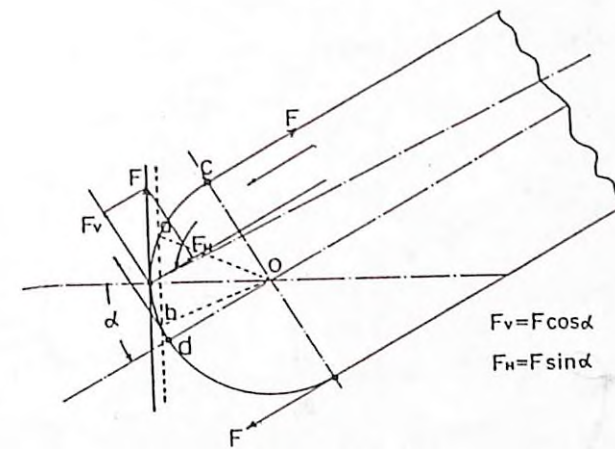


図2-1. キックバック発生機構

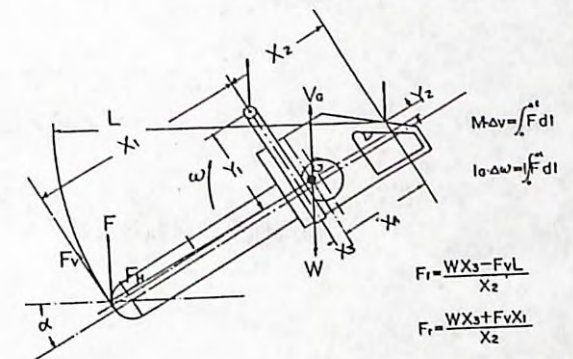


図2-2. キックバックによるチェーンソーの運動

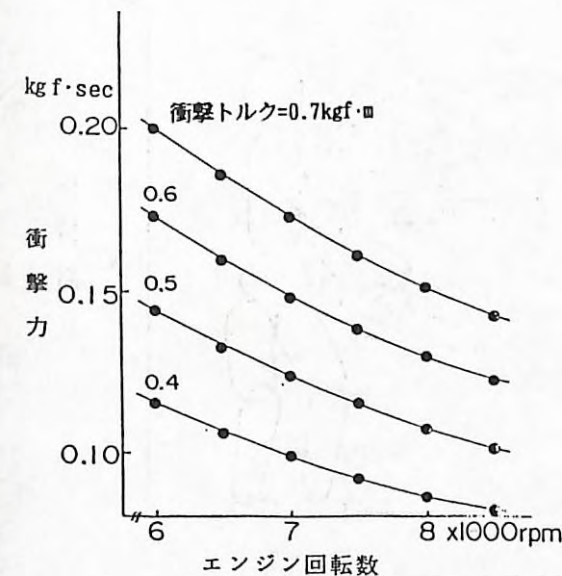


図2-4. 案内板先端部に働く衝撃力

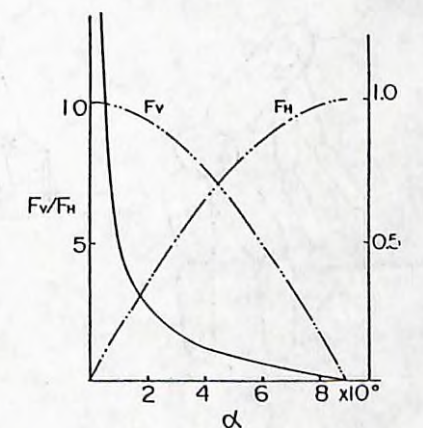


図2-3. 案内板の傾き角 (α) と切削反力の水平 (F_h)、垂直分布 (F_v)

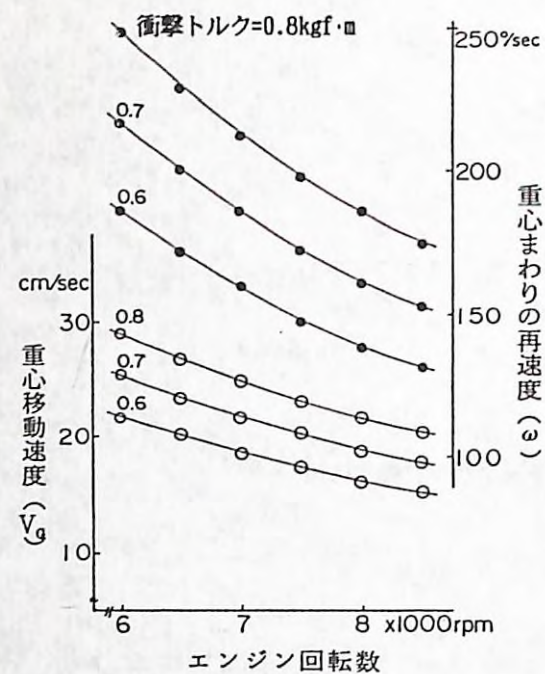


図2-5. キックバックによるチェーンソー重心の運動速度 (V_g) と重心回りの回転角速度 (ω)

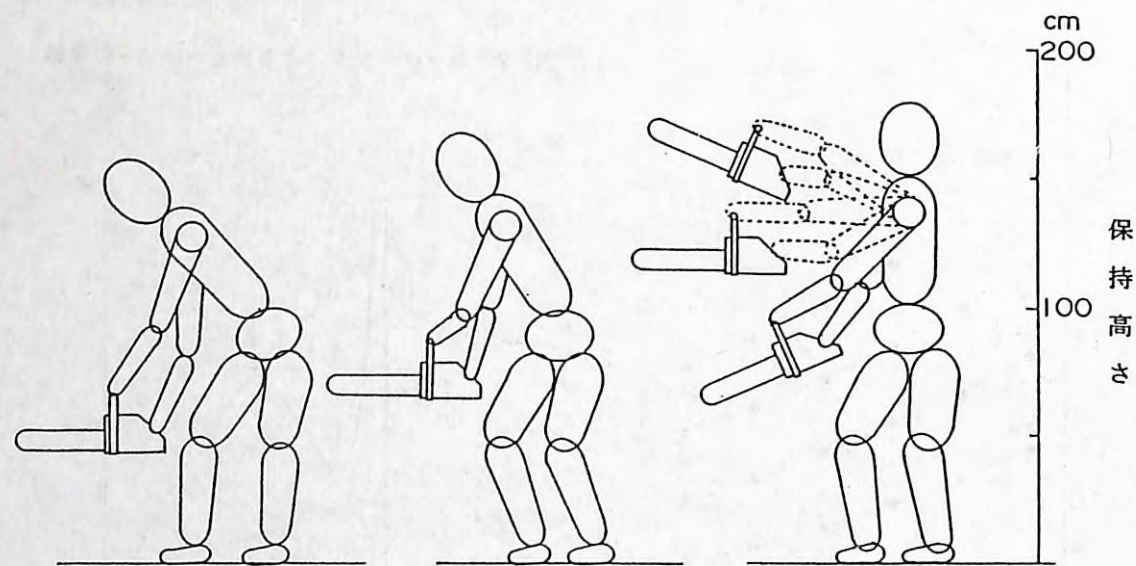


図2-6. チェーンソー使用時の作業姿勢

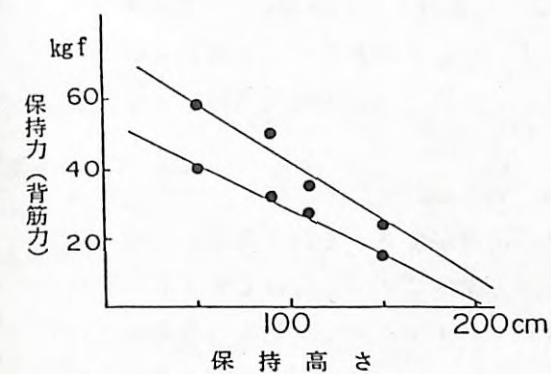


図2-7. 物体の支持高さと支持力 (背筋力)

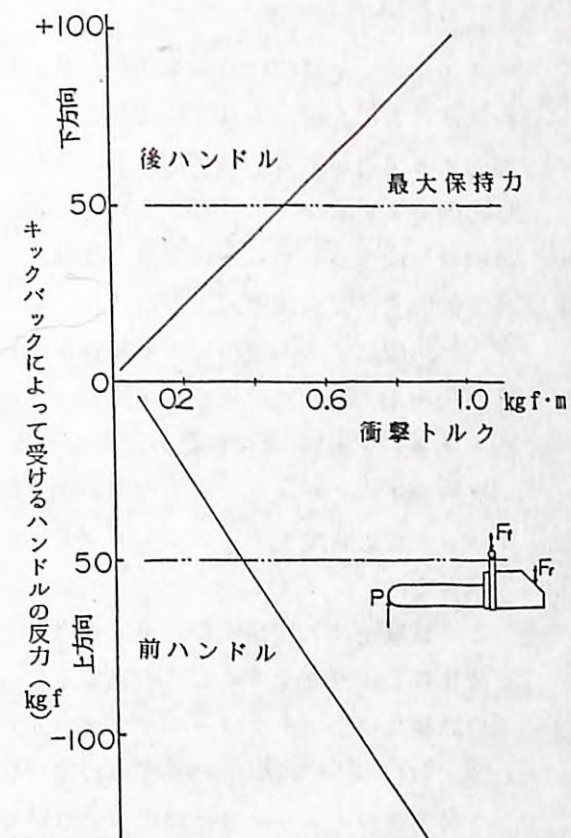


図2-8. キックバックによる前ハンドル及び後ハンドルに生ずる反力 (F_r ・ F_r)

3. チェーンソーのキックバック現象 (Ⅲ) ----- チェーンソーの跳ね上がり運動 -----

1) はじめに

チェーンソーは現代の産業活動、特に林業、農業、木工業、建設業など、また、一般生活にも広く使用されている。このような使用現場にあっては思いもよらぬ災害に遭遇する場合がある。わが国でもこの種の災害のなかにチェーンソーのキックバックに起因する事故を時折耳にする。すでに、数年前からISOにおいて林業機械分野での機械性能、パーツなどの規格の標準化が論議されており、その一つにチェーンソーの性能向上、安全性の向上の検討がある。安全機構の性能比較を行う場合、同一の条件下で、同じテスト方法による比較可能な試験データが必要である。今回、チェーンソー・キックバック現象の再現性という点から最も簡易な試験方法¹⁾として提案された本テストを実施、その試験方法とその現象について検討した。既報^{2), 3)}ではチェーンソーのキックバックによる反力の測定解析を中心に進めてきたが、本報告ではキックバックによって生ずるチェーンソーの運動について検討を行ったので報告する⁴⁾。

2) 試験方法

この試験法は各機種別の対キックバック対策、例えば、チェーンブレイキの性能などを比較しようとする場合に役立てられ、簡易に試験ができるという点に特徴がある。この試験ではチェーンソーのキックバック現象を力学的に3つに分けて考える。すなわち、(1)チェーンソーの衝突、(2)案内板先端部でのキックバック発生、(3)キックバック発生後のチェーンソーの跳ね返り運動である。図3-1に示したように、上方から所定の長さのロープによってチェーンソーを吊り下げ、エンジンを所定の回転数で駆動させ、チェーンソー案内板先端を被削材から一定の間隔離れたところから振子衝突させ、そのとき起きるキックバック現象を観測するもので、本報告の試験条件は吊り下げロープの長さ2.0m、案内板先端と被削材との間隔を22.5cm (計算上の衝突速度=0.5m/s)、44.9cm (計算上の衝突速度=1.0m/s)、被削材の傾き角度-5°、10°、エンジン回転数7500±300rpmでテストを行った。計測項目は被削材と案内板先端の間隔、エンジン回転数、ソーチェーン速度である。解析は主としてビデオ画像に写されている案内板先端の動きを画像解析機によって33/1,000secごとにx-y軸座標上の位置をデジタル化して読み取った。

なお、供試チェーンソーの諸元は排気量:62cc、最大出力:3kw、重量:8.64kg、慣性モーメント:2.1167kgf・cm・s²、寸法:長さ820・幅210・高さ280mmである。また被削材は厚さ50・幅250・長さ1,000mmのブナ板目材を所定の角度(β)で固定した。

3) 試験結果及び考察

一般に、チェーンソーのキックバックの発生原因は次のように考えられる。

①案内板先端のソーチェーンに加わる急激な切削負荷反力による跳ね返り。

②走行中のソーチェーンが案内板先端で鋸断材に急に挟み込まれ、チェーンソー本体

がパワーによって逆回転する場合。

③材に案内板先端を当てたとき、ハンドルの支えが弱く案内板先端のソーチェーンが材の表面を走行して、駆け上がり跳ね返る場合。

などである。

本テストの場合は①に相当すると思われ、このテストの場合の現象を力学的に考えると次のように表すことができる。

(1)チェーンソーの振子衝突: 図3-1から吊り下げられたチェーンソーの振子衝突による衝撃力は下記③式で示される。エネルギー保存則から、

$$mgh = \frac{1}{2}mv^2 \text{ ----- ①}$$

$$v = \sqrt{(2gL_0(1-\cos\theta))} \text{ --- ②}$$

$$\therefore S_{col} = mv \text{ ----- ③}$$

ただし、 L_0 = 吊り下げロープ長(cm)、 m = チェーンソーの質量(kg s²/cm)、

$\theta = \sin^{-1}(a/L_0)$ (deg)、 a = 案内板先端と被削材の間隔(cm)、

v = チェーンソー衝突速度(cm/s)、 S_{col} = 衝突による衝撃力(kg s)、

$h = L_0 - L_1 = L_0(1 - \cos\theta)$ = 間隔「a」離れた時の落差(cm)、

$L_1 = L_0 \cos\theta$

で示される。

実際には上記「a」の値を正確に22.5cm、44.9cmに設定しにくいこともあるが、画像解析による v の値は計算値より低い値であった。

(2)チェーンソー案内板先端部のキックバック力: 上述のキックバック発生原因の第一に掲げた切削反力を想定すると、図3-2のように、ソーチェーンの切削反力は案内板先端の半円部の接線方向に発生する。また同時に、上記の振子衝突による衝撃力によってカッタの切込み深さが通常の切削時より大きくなり、この切削反力が大きく作用する。従って、案内板先端部に作用する衝撃力は振子衝突による力と、切削反力のベクトル和として案内板先端に作用すると考える。

$$F = \frac{T}{r} \text{ ----- ④}$$

$$S_{cut} = F \int dt \text{ ----- ⑤}$$

$$\therefore S = \sqrt{S_{col}^2 + S_{cut}^2} \text{ ----- ⑥}$$

ただし、エンジントルク $T = 716P\eta/N$ (kgf・m)、 P = エンジン出力(PS)、 η = 機械効率、 N = エンジン回転数、 F = 切削力(kgf)、 r = スプロケット半径(mm)、 S_{cut} = 切削による衝撃力(kgfs)、衝撃的切削の作用時間 = dt (画像解析データから推定すると約5/100sec程度)、 S = 衝撃力合力(kgfs)。

このほか、上述のキックバック原因の②に当たるソーチェーンの瞬間的停止によるエンジン部の反転を考え、ギャップセンサを使用してソーチェーンの瞬時停止の監視を試みたが、図3-3に示すように、停止現象は見られなかった。

(3)キックバックによる跳ね上がり角度：図3-4のように、吊り下げられたチェーンソーの案内板先端部に衝撃力合力（衝突力と切削力の合力式⑥）が作用すると、チェーンソーには重心回りの回転モーメントが発生するが、前ハンドルは吊り下げロープで回転が拘束されているためチェーンソーは吊り下げられた前ハンドル回りに回転する。従って、跳ね上がりによる転回角度は式⑩で表せる。チェーンソー案内板先端と被削材の衝突後の衝撃合力 S （式⑥）によるチェーンソーの角運動量は保存されるから、

$$SL' = I' \omega \text{ ----- ⑦}$$

$$\omega = SL' / I' \text{ ----- ⑧}$$

ゆえに、衝突後のチェーンソーの転回運動のエネルギーは

$$1/2 I' \omega^2 = mgh_1 \text{ ----- ⑨}$$

$$h_1 = K - KCOS\alpha \text{ ----- ⑩}$$

$$1/2 I' \omega^2 = mgK(1 - COS\alpha) \text{ ----- ⑪}$$

$$\therefore \alpha = COS^{-1} (1 - (SL')^2 / (2I'WK)) \text{ ----- ⑫ が得られる。}$$

ただし、 I' =重心回りの慣性モーメント ($kgf \cdot cm \cdot s^2$),

$I' = mK' =$ 前ハンドル回りのチェーンソーの慣性モーメント ($kgf \cdot cm \cdot s^2$),

$K' = (I/m) + K =$ 同上の修正慣性半径 (cm),

$L =$ 重心から案内板先端までの距離 (cm),

$K =$ 重心から前ハンドルまでの距離 (cm),

$\alpha =$ キックバックによる跳ね上がりの転回角度 (deg),

$L' = K + L,$

$\omega =$ チェーンソー重心回りの転回角速度,

$W =$ チェーンソー重量

図3-5, 3-6はキックバック発生時、特に、大きく跳ね上がったときの画像解析事例である。この場合、案内板先端の跳ね上がり高さは約76.6cm, チェーンソーの転回角度にして約82.7°であった。案内板先端部のx, y座標上の各方向の動きの軌跡を一定時間ごとに示したもので、Nq37のポイントで被削材に衝突、案内板先端部が反発後退しながら跳ね返る現象を示した。また、図3-6は時間軸に対する案内板先端部の縦方向の位置 (y) と、その跳ね上がり速度を示している。読み取り点Nq37を境に跳ね上がっていることが見られ、その跳ね上がり速度は最大3.3m/secの突発現象であることが分かる。

同様に、図3-7に案内板先端の衝突速度と案内板先端の最大跳ね上がり高さの実測値を、図3-8に同衝突速度とチェーンソー最大転回角度の実測値と理論値（式⑫）の関係

を示した。また、図3-9に同衝突速度と案内板先端の最大跳ね上がり速度の実測値の関係を示した。いずれも衝突速度に比例して最大跳ね上がり高さ、転回角度、跳ね上がり速度が増す傾向が見られる。なお、図3-7～3-9の図中の β は被削材の固定傾き角度を示す。

4) まとめ

ロープ吊り下げによるチェーンソーのキックバックテストを行った。テストの結果は次のように要約できる。1)本テストはソーチェーン回転中のチェーンソーを被削材に衝突させてキックバックを再現させるもので、現象を3つに分けて衝突衝撃力を式③、案内板先端の衝撃力を式⑤、跳ね返り角度を式⑫で示した。2)衝突速度に比例して案内板先端跳ね上がり高さ、同跳ね上がり速度、チェーンソー転回角度が増加する傾向が見られる。なお、このテスト法について見ると、

- (1) 本テスト法は簡易でキックバック現象の再現には好都合である。
- (2) チェーンソーの運動はロープの吊り下げのみが拘束力として作用し、力学的にキックバック現象を捉えるには適している。
- (3) チェーンソーは衝突時のキックバック力の方向に予期しない運動を生ずることもあるので、オペレータは注意を要する。
- (4) 試験条件（例えば、エンジン回転数）の正確なコントロールが困難。
- (5) チェーンソーの質量、慣性モーメントに影響を与えるので多くのセンサー類の取り付けが困難。
- (6) チェーンソーの実際使用時と本テスト法に相違がある。

(平松 修)

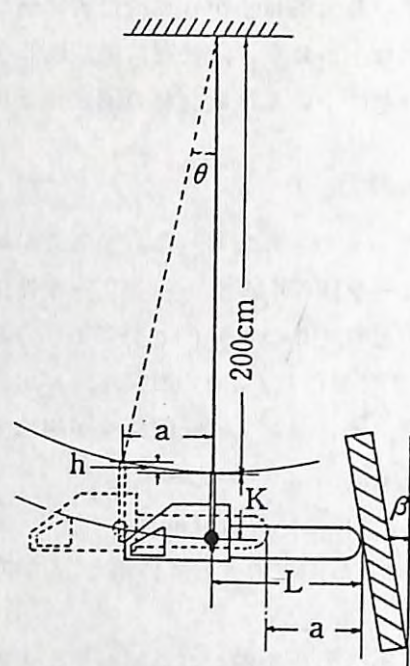


図3-1. キックバックテスト方法

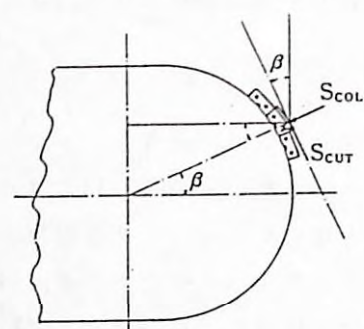


図3-2. 案内板先端部の切削反力

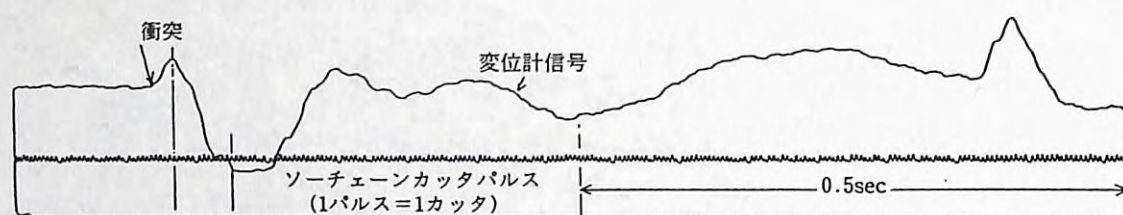


図3-3. ソーチェーンの停止の監視

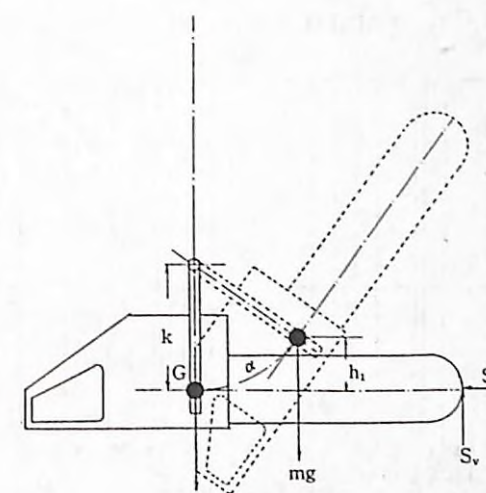


図3-4. キックバックによる跳ね返り運動

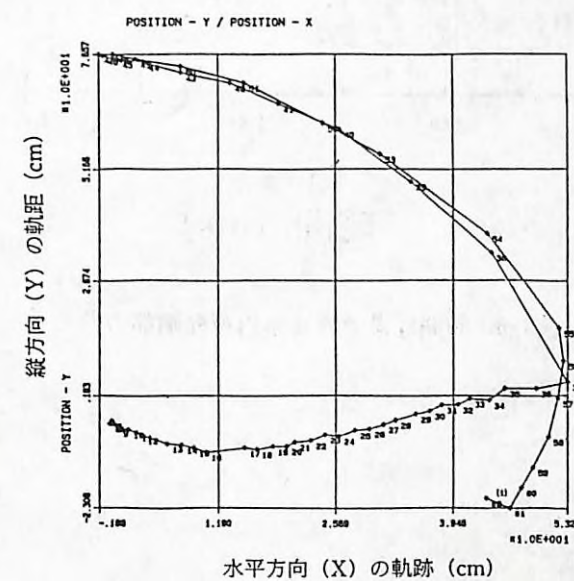


図3-5. キックバック発生時の案内板先端の軌跡

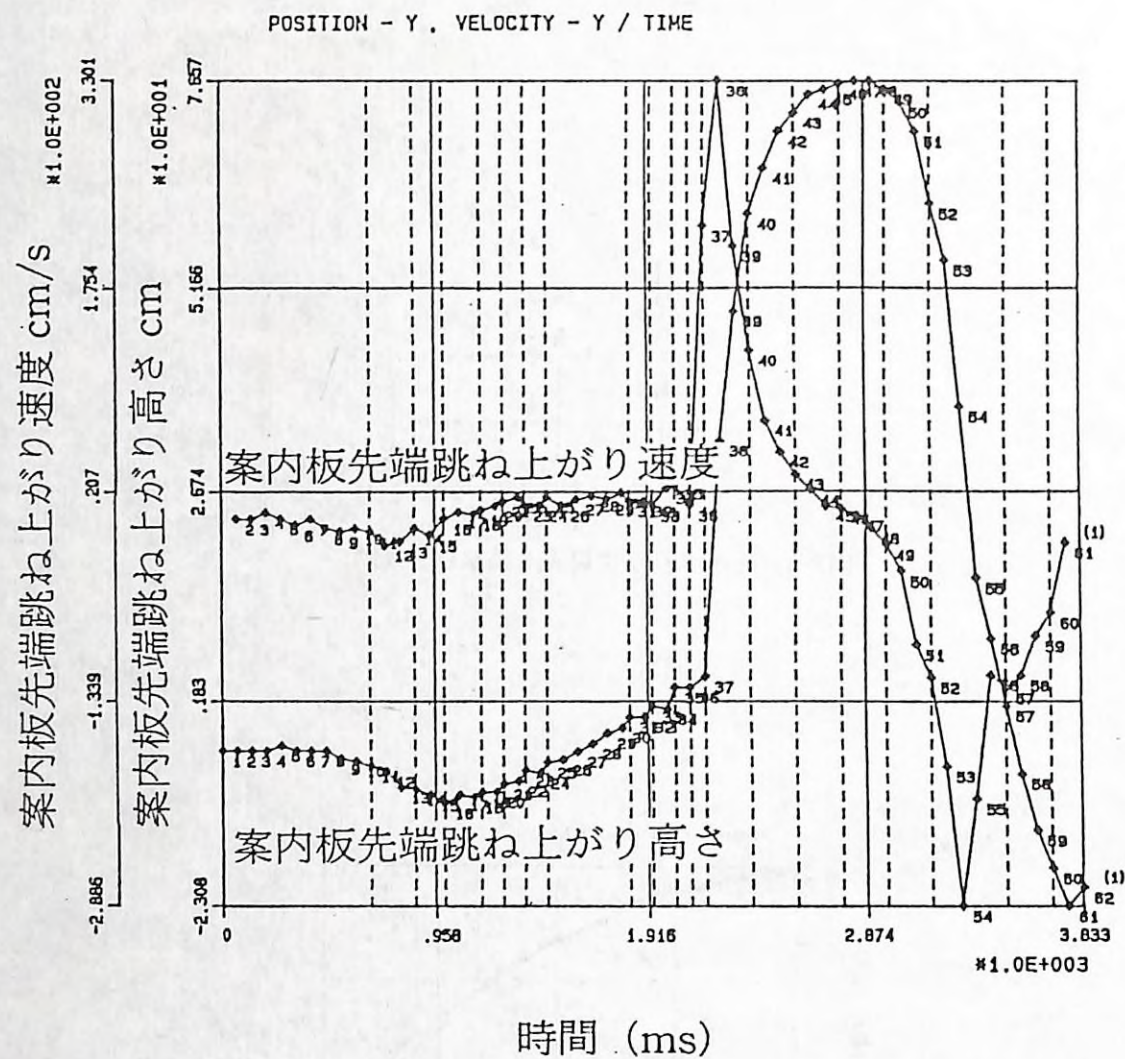


図3-6. 時間経過でみた案内板先端部の動き

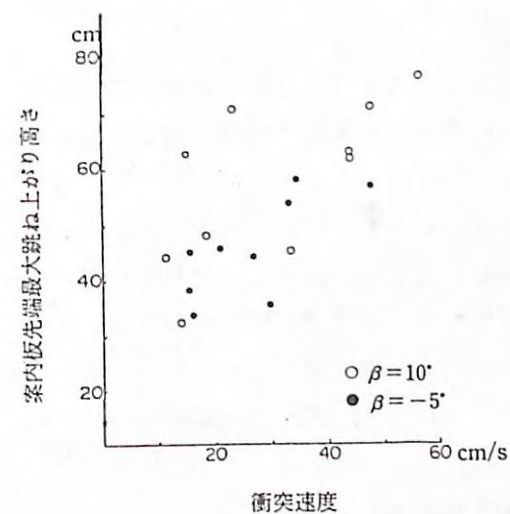


図3-7. 衝突速度と案内板先端部の跳ね上がり高さ

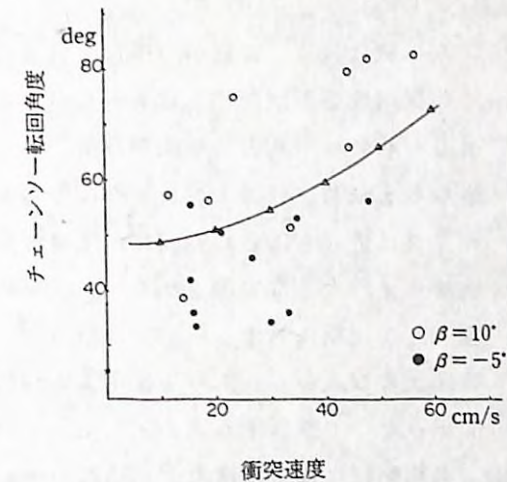


図3-8. 衝突速度とチェーンソーの転回角度

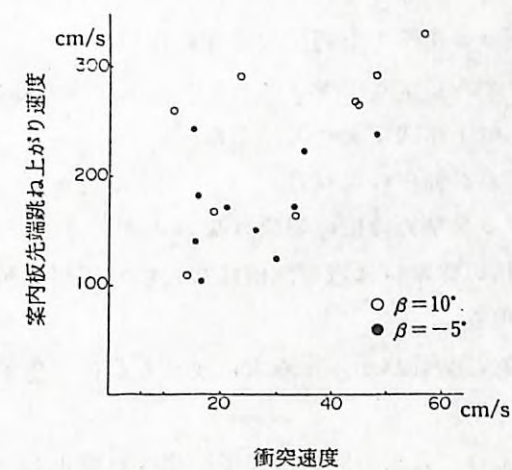


図3-9. 衝突速度と案内板先端跳ね上がり速度

4. 刈払機のキックバック現象 (1)

1) はじめに

刈払機は軽量、安価かつ操作性容易という点などから汎用性のある作業機である。この汎用性をもつがゆえに災害も多い。刈払い作業時には丸鋸や刈刃を高速で回転させるため丸鋸や刈刃には衝撃負荷、曲げ振動などが作用する。さらに刈払い物、石れきなどを飛散させてオペレータに危害を及ぼす場合もある。特に、刈刃によるキックバックは思いもよらぬ方向に刈払機が振り回される現象で、近接していた第三者に危害を与え、大きな災害となるケースが多い。丸鋸を使用する木工用丸鋸盤などでは反発、逆走現象に対する防止対策が労働安全衛生法によっても義務づけられている。災害防止の観点から、丸鋸を使用する刈払機のキックバック現象について力学的な検討を試みたので報告する⁵⁾。

2) 丸鋸回転による衝撃力と刈払機のキックバックモデル

刈払機のキックバック現象に影響する因子には、丸鋸及び刈払機の寸法、重量、慣性モーメント、丸鋸の回転数などが考えられる。図4-1に丸鋸のサイズ別の重量、重心回りの慣性モーメントを示した。また、図4-2は供試機として排気量42.7cc、本体重量9.1kg、本体全長167cmに4サイズの各丸鋸を装着したときの刈払機の重量、慣性モーメントの計測結果を示した。図4-3に力学モデルとして丸鋸の回転に伴う衝撃力が長竿の一端に作用したときの長竿の先端の振れ回りの状況及び刈払機が自由に振れるように重心と左右両ハンドルの3点を釣り下げ、刈刃に作用する挟圧拘束力、接触障害物による刈刃の跳ね返りの衝撃力が刈払機先端に作用してキックバックを発生させる様子を示した。このモデルによってキックバック速度を求めた。なお、丸鋸と刈払機の慣性モーメントは釣り下げ式により実測した。

3) 刈払機のキックバック発生の現れ方

丸鋸によって生ずる衝撃力発生の現象は次のように分けられる。

- ① 刈払機による刈払い作業時に岩石、根株などに刈刃が接触して跳ね返される場合
-----跳ね返り現象
 - ② 丸鋸が切削中、急に倒れかかった灌木に挟まりかけて生ずる反発 (キックバック)
-----反発現象の1
 - ③ 上記②の現象によつて丸鋸の回転が挟圧拘束され停止し、クラッチがスリップの状態状態でエンジンから動力が伝えられているとき生ずる反発 -----反発現象の2
- ①と②では丸鋸が回転している状態であり、丸鋸の回転による回転エネルギーによって引き起こされると考えられる。③では伝達トルクによって引き起こされると思われる。

以下に各現象について力学的考察を加える。

(1) 跳ね返り現象： ここでは丸鋸の刃先が硬い異物に接触して刃先の弾性によって

跳ね返る場合で、図4-4-aに示したように丸鋸が異物と接した点で丸鋸の回転方向と逆に刃先の接線方向に衝撃力が作用する。この衝撃力は

$$P = I_c \omega / R \text{ ----- ①}$$

で示され、衝撃力のベクトルから丸鋸盤面上12-3時の位置で生じやすい。

ただし、 I_c ：丸鋸の慣性モーメント、 ω ：丸鋸の回転角速度、 P ：衝撃力、 R ：丸鋸半径、 M_B ：刈払機質量、 I_B ：刈払機慣性モーメント、 L ：刈払機先端から重心位置までの距離、 V_P ：刈払機先端の振れ速度

$$\text{ゆえに、} V_P = P / M_B + P L^2 / I_B \text{ --- ②}$$

図4-5に”跳ね返り”の原因となる衝撃力について、丸鋸の回転数との関係を示した。ここで、点線は丸鋸の回転慣性力だけで生ずる衝撃力、実線は回転中の丸鋸が瞬時に拘束されるとき生ずる衝撃力を示す。

図4-6は、図4-5に示した衝撃力が刈払機先端のキックバックとなって現れるときのキックバック速度を示した。実線、点線の関係は図4-5と同様である。

(2) 反発現象の1： 回転中の丸鋸が急に挟圧されたときに生ずる衝撃力、ここでは回転中の丸鋸が急激に灌木などに挟まれ回転が拘束されたとき生ずる現象で、丸鋸が挟まれたポイントに瞬間回転中心が生じて (挟まれた点を中心に偶力が生じ回転角速度も丸鋸の回転中心の角速度と同一回転を継続しようとする)、この回転中心 (瞬間回転中心) を軸に丸鋸の慣性モーメントの急変による衝撃力が生ずる。図4-4-bに丸鋸挟圧時の衝撃力発生メカニズムを示した。この衝撃力の発生位置は、偏心回転による丸鋸中心の動きの軌跡から丸鋸盤面上の11時-2時の点が振られやすく、危険と思われる。図4-7に丸鋸偏心時の慣性モーメントを r/R 比で示した。このときの衝撃力は下記の式で表され、図4-8は丸鋸の拘束点半径/丸鋸半径比 (回転数=6,000rpm) と衝撃力の関係を示し、拘束ポイント r の位置による衝撃力 P_1 への影響を示した。この衝撃力によって刈払機先端にキックバックを生ずる。

$$P_1 = (I_c + M_c r) \omega / r \text{ ----- ③}$$

ここで M_c ：丸鋸の質量、 r ：丸鋸重心から挟圧点までの距離、

I_1 ：丸鋸偏心時の慣性モーメント とすると

$$I_1 = (I_c + M_c r)$$

$$V_1 = P_1 / M_B + P_1 L^2 / I_B \text{ ----- ④}$$

図4-6に丸鋸の直径別に丸鋸回転数とキックバック速度との関係を示した。

(3) 反発現象の2： 丸鋸が刈払木に挟まれ回転が停止し、エンジン動力はクラッチでスリップしている状態で、挟圧力 p のわずかな変化で丸鋸にトルクが作用して、上記同様のメカニズムによって挟圧ポイントを瞬間回転中心として偏心回転が丸鋸に生じ、上記(2)と同様に衝撃力を発生させる。すなわち、この衝撃力は

$$P_2 = 1/r \int T_1 dt = I_1 / r (\omega_1 - \omega_0) \text{ --- ⑤}$$

ただし、 $T_1 = T_E - T_B$ 、 T_1 ：偏心回転時の丸鋸駆動トルク、

T_E ：エンジントルク、 $T_B = \mu p r$ ：丸鋸挟圧時のブレーキトルク、

p ：丸鋸挟圧力

$$V_2 = P_2 / M_B + P_2 L^2 / I_B \text{ ----- ⑥}$$

この挟圧時当初、丸鋸は停止しているから $\omega_0 = 0$

ゆえに、 $P_2 r = I_1 \omega_1$

図4-9に丸鋸10in装着時のキックバック速度を $\mu = 0.1$ 、 $p = 1 \text{ kgf}$ 、 $T_E = 0.1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 、 $r_2 = 10 \text{ cm}$ 、作用時間 $t = 0.1, 0.3, 0.5 \text{ sec}$ に対する推定値を示した。

4) キックバック防止対策

丸鋸の性質からキックバック発生の条件をもたさないような作業方法で刈払機を使うこと、機構の改良点として刈刃ブレーキの装備が必要と思われる。すなわち、

(1) 刈払機丸鋸盤面（左回転）を時計文字盤に見立て12時～3時の刃先部分の使用は控える。

(2) 太い灌木類の刈払いでは受け口を作って追い口を入れ、カッタが挟まれない作業を行う。

(3) 灌木類の刈払い時には刈払機の”こじり”操作を行わない。

(4) 隣接の作業者との接近作業は厳禁とする。

(5) 丸鋸の目立ては”あさり”をつけて挽溝の幅を大きくして丸鋸の挟まれることを避ける。

(6) 軽量で簡易な刈刃ブレーキの開発・装着。

などである。

5) まとめ

林業作業に用いる刈払機では、刈刃の折損による危険を回避するため、丸鋸を使用することが推奨されている。しかし、さきに検討したように丸鋸特有のキックバックの発生が起こりやすい。今回、丸鋸を装着した刈払機のキックバックの力学的な検討を試みた。その結果、キックバックは丸鋸歯先の跳ね返りの場合と、刈払い対象物に丸鋸が挟圧されて発生する場合とがあり、後者の場合がキックバック速度も大きく危険度も高いと思われる。本報告では、刈払機の保持による抵抗力を考慮に入れていないので計算上キックバック速度はかなり大きな値になっていると思われる。今後、実験データと対比しながら検討を進め、同時に簡易なブレーキ機構などの安全機構についても考察する必要がある。

(平松 修)

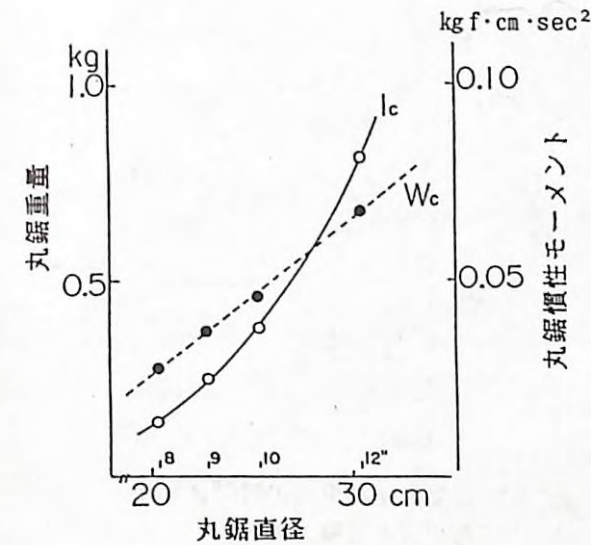


図4-1. 丸鋸直径と重量、慣性モーメントの関係

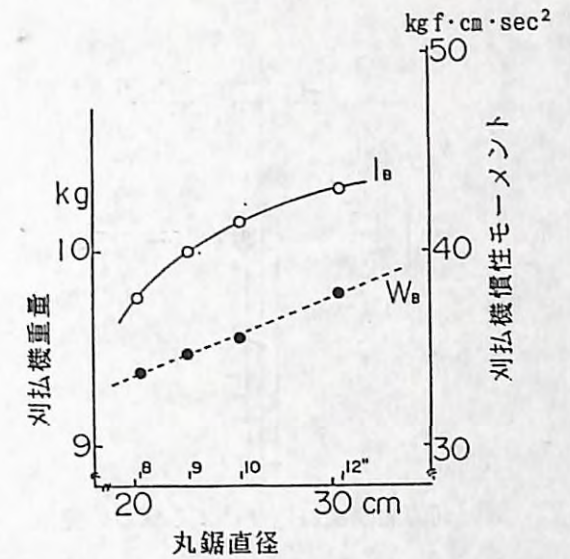


図4-2. 装着丸鋸直径と刈払機重量、刈払機慣性モーメント

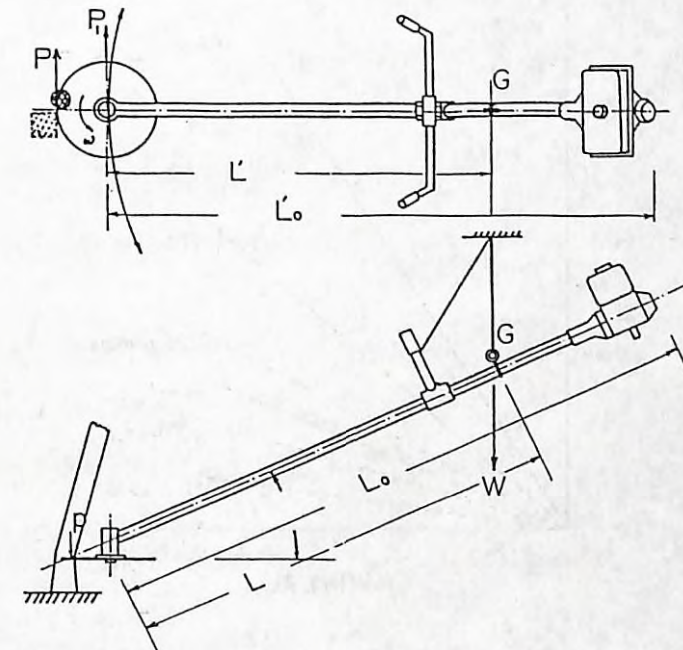
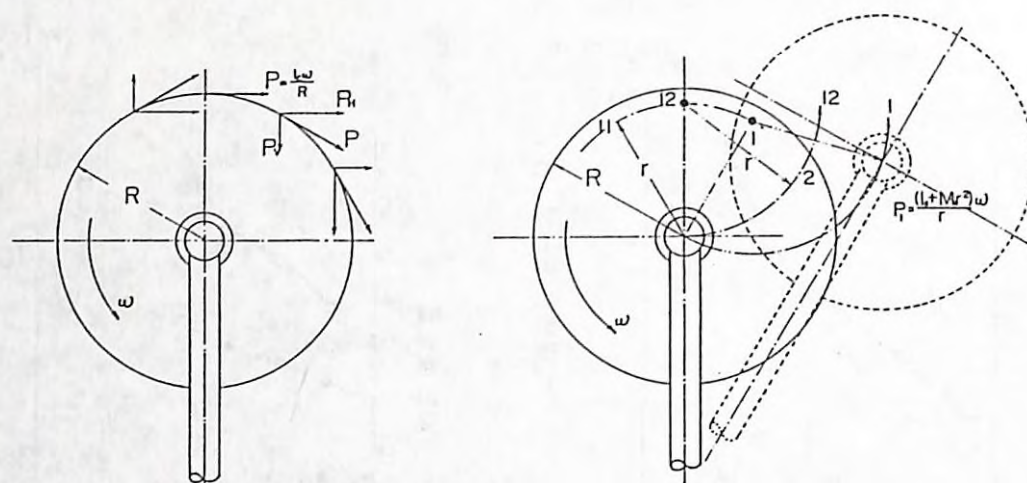


図4-3. 刈払機キックバックモデル



a. 刃先跳ね返りによる撃力の発生

b. 丸鋸挟圧拘束時の瞬間回転中心急変による撃力の発生

図4-4. 丸鋸による撃力（力積）発生メカニズム

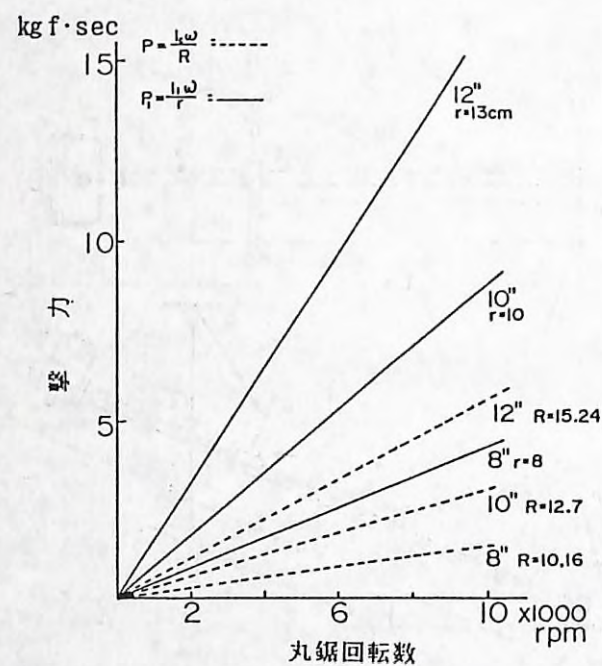


図4-5. 丸鋸回転数と撃力の関係

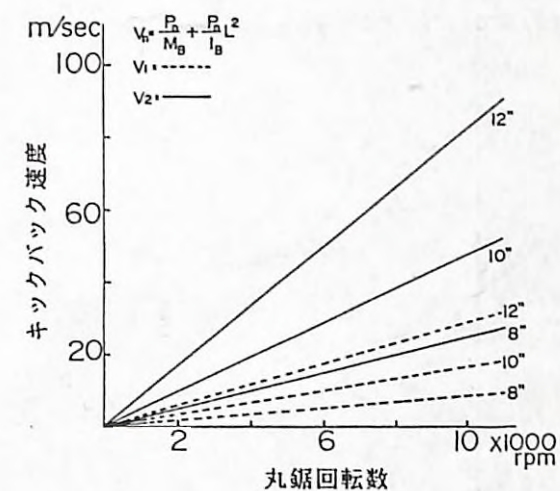


図4-6. 丸鋸回転数とキックバック速度の関係

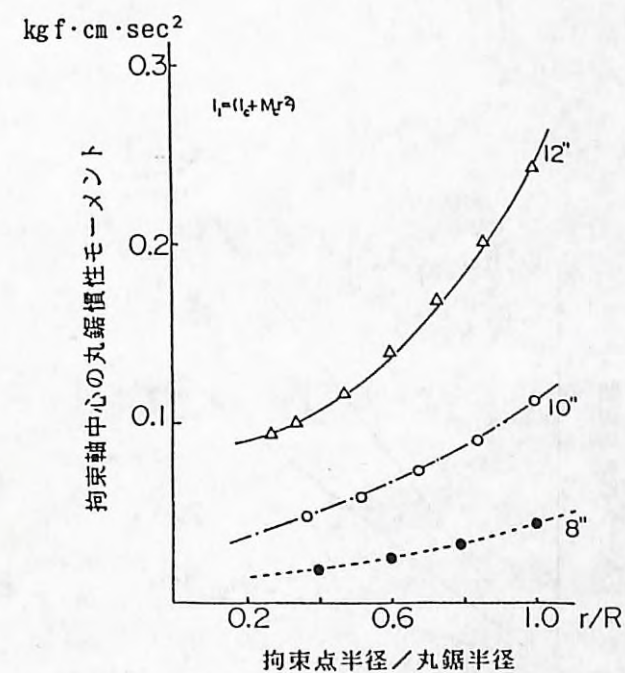


図4-7. 丸鋸挟圧拘束半径と丸鋸の慣性モーメント

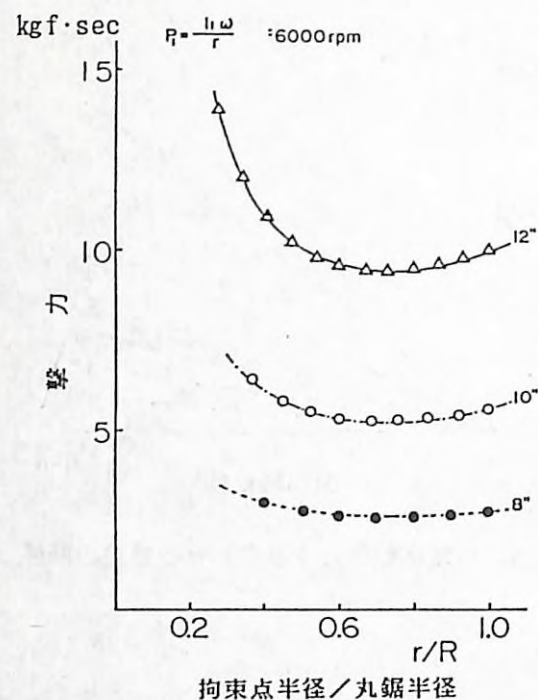


図4-8. 丸鋸挟圧拘束半径と撃力の大きさ

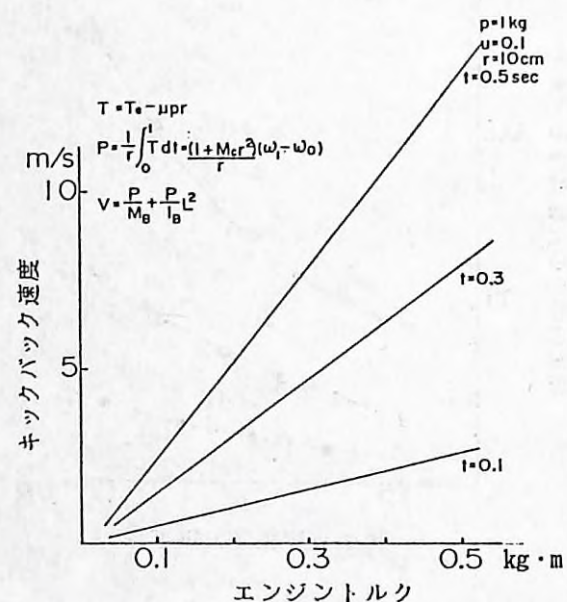


図4-9. エンジントルクから求めたキックバック速度

5. 刈払機のキックバック現象 (II) ---- キックバック速度に及ぼす影響因子 ----

1) はじめに

地ごしらえ、下刈りなど刈払機を使った作業において、特に灌木の伐倒時に刈刃が挟まれ、同時に急に刈刃が跳ね返されることを経験する。また、急激な押し付けによる切込みを行ったときなどにも同様のことを体験する。つまり、このように刈刃の切削がなんらかの原因で急激に拘束されたような場合にキックバックが発生しやすい。このことは前章で力学的にも予測し、指摘したところである。今回この現象を実験的に確かめ、発生条件を二三調べたので報告する⁶⁾。

2) 試験方法

灌木伐倒時に急に伐倒木が倒れかかり丸鋸が挟まれる場合、あるいは丸鋸を急激に対象木に押し付け切削が拘束される場合などを想定して、次のような実験方法で試験した。

(1) 回転中の刈払機丸鋸の外周を瞬間的に回転を拘束することができるように 図5-1 に示したテコ式の刈刃瞬間ブレーキ機構を用いて回転中の丸鋸の外周に急ブレーキをかけ、そのとき生ずる反発現象を計測するとともにビデオ録画して解析した。

(2) 計測は反発を生じた時の刈払機先端部の振れ速度 (= キックバック速度) を求めるため、一定間隔で2か所に配置した光電スイッチ上を刈払機先端部が横切るときのスイッチON, OFFのパルス電気信号をデータレコーダに記録した。同時に、エンジン回転パルス信号、丸鋸回転パルス信号も記録した。

(3) 上記の2か所の光電スイッチパルス信号をデジタルオシログラフで記録し、2点間を横切ったときの時間差から反発速度をもとめた。

(4) 上方からビデオカメラによって刈刃の反発現象を撮影録画し、この録画画像を画像解析機によって一定時間間隔ごとのX-Y座標上の位置をデジタル化して読み取り、刈払機先端の運動を解析した。

(5) 試験条件は以下のとおりである。

- a : エンジン回転数は5,000-9,000rpmの間1,000回転ごと5段階
- b : 丸鋸外周拘束ブレーキ圧力は2-8kgの間2kg増ごとの4段階
- c : 丸鋸の拘束位置は時計文字盤に見立て11時-2時の4か所
- d : 丸鋸のサイズ別のテスト時のみエンジン回転数6,000rpm, 拘束圧力6kgとした。
- (6) 供試刈払機は図5-1に示したように、左右に振れやすくするため左右ハンドルと刈払機本体吊り下げ環をロープで上方から吊り下げ3点吊りとした。
- (7) 供試機は排気量42.7cc, 本体重量9.55kg, 全長167cm, U字ハンドル付き, 刈払機の慣性モーメントは41.45kgf·cm·sec² (10in丸鋸付き) を用いた。

3) 結果

(1) エンジン回転数の影響

図5-2は刈払機に10inの丸鋸を装着し、エンジン回転数を1,000rpm増して5,000～9,000rpmの5段階について、回転中の丸鋸に拘束圧力6kgで、拘束位置11時～2時の4か所に拘束急ブレーキを与えた時のキックバック速度を示している。これで見ると、エンジン回転数の増加（＝丸鋸回転数の増加）に従ってわずかにキックバック速度が増える傾向が見られるが顕著でない。むしろ、拘束ブレーキ位置による差が顕著に現われていることが見られる。

(2) 拘束位置の影響

図5-3は横軸に拘束位置を縦軸にキックバック速度を示した。これに見るように、丸鋸の拘束位置によってキックバック速度に差が現われており、同時に拘束ブレーキ押圧力の影響は拘束位置が2時のポイントに近いほど影響が大きいことが知られる。このことからキックバックを避けるためには、できるだけ刈払機作業時に、丸鋸の盤面11時～2時の位置の使用を避けることが有効と思われる。

(3) 拘束ブレーキ押圧力の影響

図5-4に図5-3の見方を変えて拘束ブレーキ押圧力の大きさとキックバック速度の関係を示した。この図から拘束ブレーキ押圧力が増加するとキックバック速度が増える傾向が見られるが、図5-2の場合と同じく拘束位置の影響が大きいことが知られる。

(4) 丸鋸の大きさの影響

図5-5は拘束ブレーキ押圧力6kg、エンジン回転数6,000rpmで拘束位置を上記同様4点を瞬間ブレーキ拘束したとき発生するキックバック速度を丸鋸サイズ別に示したものである。データの数が少ないためと思われるがバラツキが大きく、はっきりした傾向は断言できないが、キックバック速度はおおむね丸鋸のサイズに比例して増える傾向が見られる。

(5) 画像解析結果

図5-6はキックバック発生の瞬間をビデオ録画し、画像解析した一例である。ここでは、刈払機先端の丸鋸装着ギヤケースの運動の軌跡をX方向（刈払機ハンドル方向）とY方向（刈払機長軸方向）の座標上に示した。また同時に、同ギヤケースのX軸方向の動きの各ポイントに対するギヤケースの速度（X、Y値の自乗平均値）を示した。これに見られるように、反発速度は反発初期に大きな値を示している。

4) まとめ

刈払機丸鋸装着時のキックバックテストを行った結果、丸鋸の刈払い対象物との接触位置によってキックバック速度（＝キックバックエネルギーの大きさ）が異なることが分かった。つまり、反時計方向に回転する丸鋸の先端12～2時の位置を刈払い対象物に当てるとき（左から右に刈払う場合）は、十分注意して使用することが必要と思われる。特に灌木などの伐倒時にカッターが挟まれたとき、あるいは無理な押し込み力で丸鋸を刈払い対象物に当てるとき、あるいはぶつけるような当て方で使用する場

合も注意が求められる。また、直径の大きな丸鋸を使用する時も同様である。一方、危険と思われた硬い石や金属物などへの丸鋸の接触時には、比較的これらの表面をカッターが滑る場合が多く、キックバックの発生原因にはなりにくいようであった。なお本テストの結果、刈払機本体の吊り環と左右ハンドルの三点を吊り下げてテストを行ったが、ロープの剛性などによる抵抗によって、キックバック速度は前章の抵抗値を0とした計算上の予測値よりもかなり低い値であった。

（平松 修）

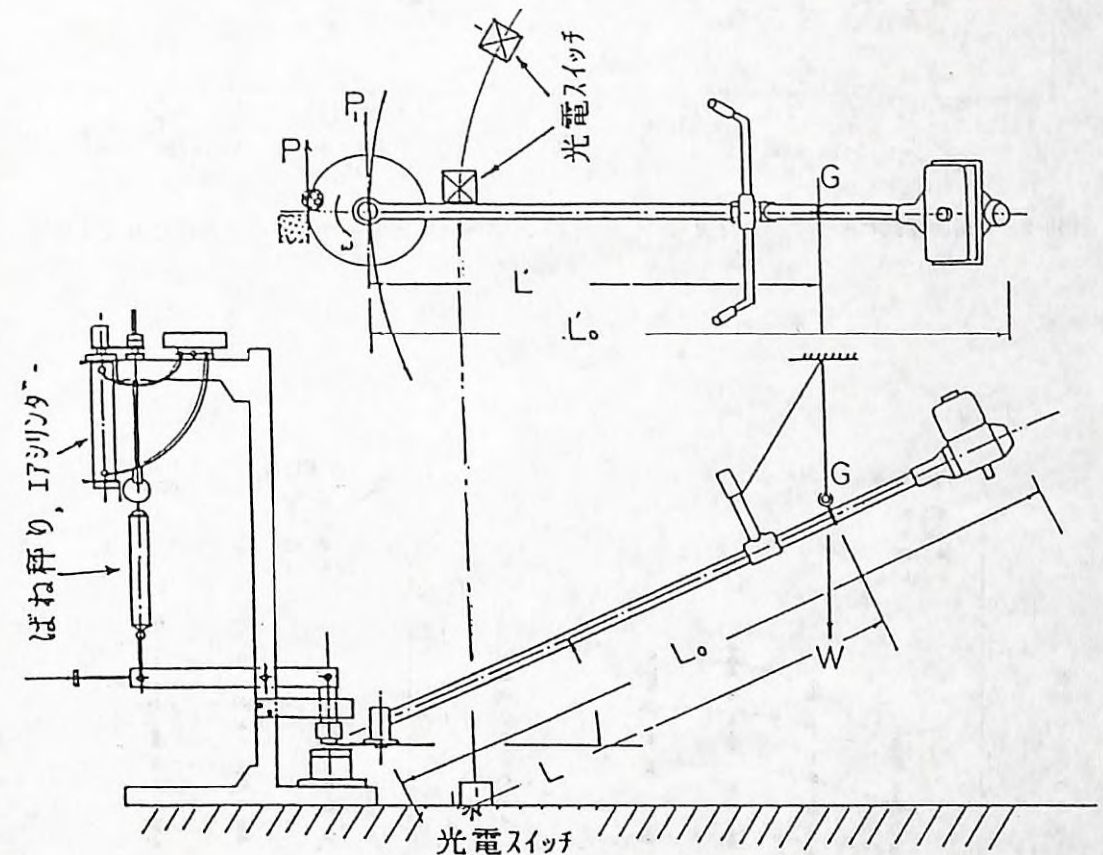


図5-1. 計測方法

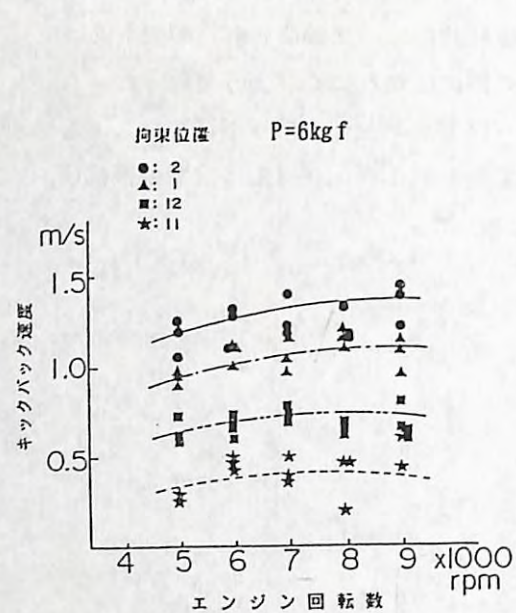


図5-2. 丸鋸回転数とキックバック速度

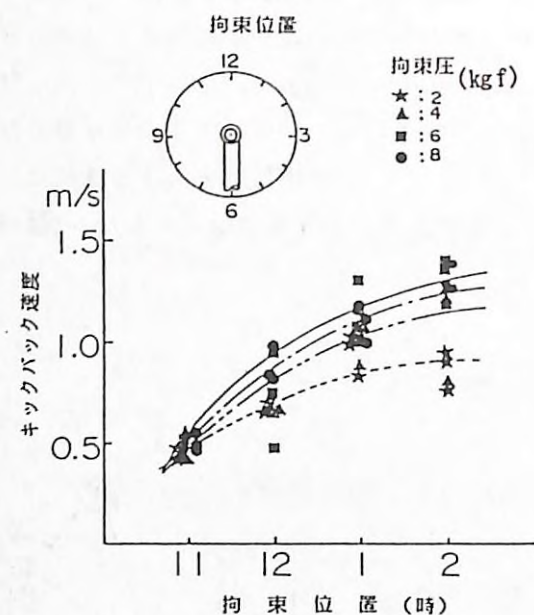


図5-3. 丸鋸拘束位置のキックバック速度に及ぼす影響

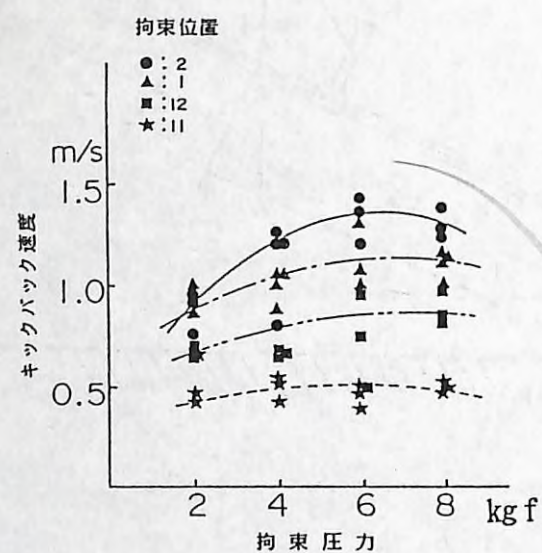


図5-4. 丸鋸拘束圧力のキックバック速度に及ぼす影響

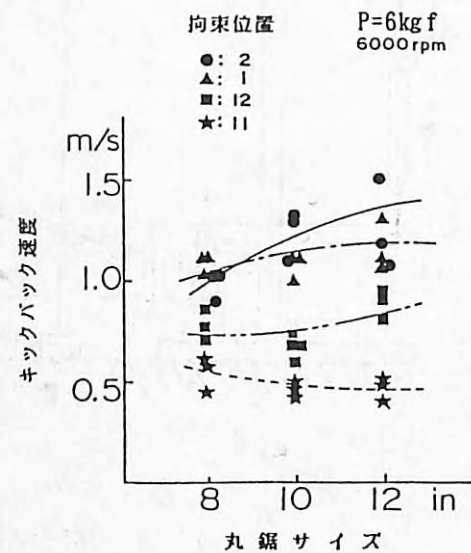
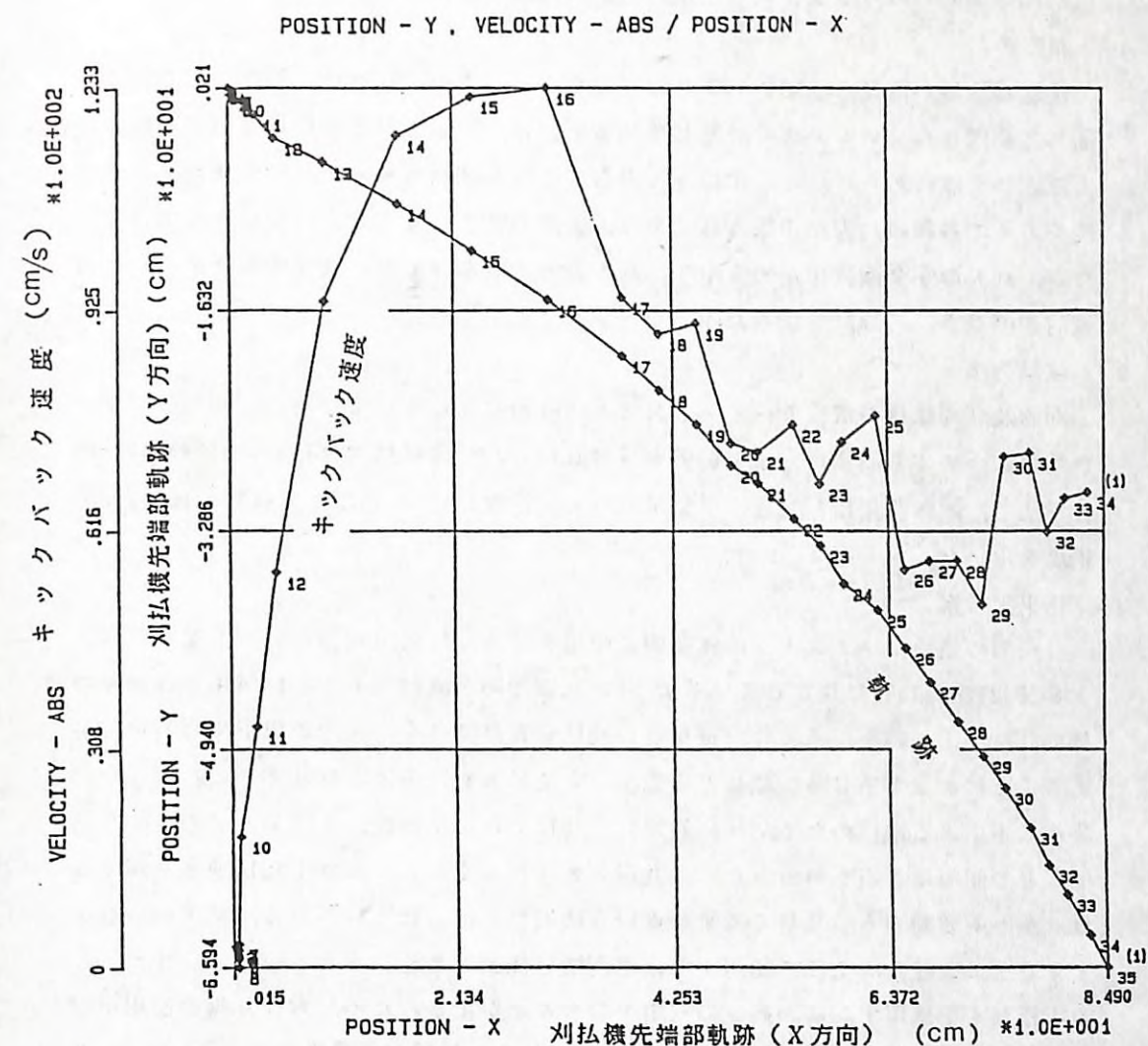


図5-5. 丸鋸サイズとキックバック速度の関係



テスト No: 180
拘束位置: 2時
拘束力: 8kgf
エンジン回転数: 6000rpm

図5-6. 画像解析結果の一例

6. 刈払機用刈刃の寸法及び刈刃回転が刈払機の操作性に及ぼす影響

1) はじめに

国産刈払機が開発されて約30年余の歴史をもつ。この刈払機は、現在、広く国内・国外で使用されている。広く普及している要因は、一般工具と同様に安価で手軽に使えるという点にあらう。この手軽さと裏腹に危険な側面もある。特に作業能率と作業性を考えて各種の刈刃が市販されており、使用方法を誤ると大変危険なものである。今回、刈刃の安全調査を進める中で、刈刃のサイズが作業性に及ぼす影響について機械的側面から二三検討を試みたので報告する¹⁾。

2) 試験方法

刈刃及び刈払機の慣性モーメントを2本づり振り子の方法で計測し、刈刃のジャイロ効果についても同様の方法で影響を検討した。なお、供試機は1,760L×640W×430mmHの寸法で、本体重量は7.78kg、排気量22.5cc、歯車比10:8、供試丸鋸は8, 9, 10, 12inの新品を用いた。

3) 結果と考察

(1)刈刃の慣性モーメント： 林業用に使用される刈払機用刈刃は日本工業規格(JIS B9212-1978)に規定しているように、丸鋸使用が原則である。林業用では通常の草刈りに加えて、かん木、竹、笹などの刈払いだけでなく、刈刃が伐根や岩石に接触することによって生じる折損などの危険を考慮に入れた規定となっている。刈払い作業は人手による操作のため刈払い対象物、刈払いの切削性能、オペレータの操作の巧拙などで能率は左右される。ただ、丸鋸の周速が速くなるにつれて刈払速度も速くなり、かつ所要動力も少なくてすむという結果²⁾が得られているから、刈刃の直径を大きくし、回転数を上げて使用するほど刈払い能率はよくなるともいえる。また、この大径刈刃を使用すれば一振りの刈巾を増すことができるため、大径丸鋸の使用が増えている。刈払機用丸鋸のサイズは8, 9, 10, 12inの4種類が市販されている。刈刃のサイズとその重量は図6-1のように直線的に増加する。また、刈刃の面内の中心軸に対する慣性モーメントは、図6-1に示したように、半径の2乗に比例して増加する。この刈刃の慣性モーメントはエンジンの駆動力や対衝撃力の吸収にも影響し、長軸先端の歯車、伝動軸の強度にも影響する。つまり、刈刃の慣性力の大きなものでは刈刃の加速減速がスムーズにいかない欠点もあるが、衝撃負荷を吸収し、歯車、伝動軸への衝撃力を緩和させる効果を有する。

(2)刈払機の慣性モーメント：刈払機の慣性モーメントは刈刃のサイズによって影響を受け、また、この刈払機の慣性モーメントは刈払機の操作性に影響を与える。図6-2に異なった大きさの刈刃を装着した刈払機の慣性モーメント(エンジン停止時)を示した。刈払機の慣性モーメントが大きくなることは刈払機の左右への振り回し操作に抗力が増え、オペレータの負担が大きくなることを意味する。例えば、8in丸鋸装着時

と12in丸鋸装着時では1.15倍の慣性モーメントの差がある。この一つの例として図6-3に装着した丸鋸直径と平均刈払いテンポ(2分間の観測の平均)を示した。刈刃の直径が大きくなると刈払いテンポも低下してくることを示している。図6-4に刈払機の慣性モーメントの大きさと平均刈払いテンポについて示した。すなわち、刈払機の慣性モーメントの増加に反比例して刈払いのテンポも下る。これは、刈刃のサイズが大きくなると大振りとなり、細かい刈払い動作が難しくなることによるものであらう。

(3)刈刃の回転と刈払機の操作性：刈刃のサイズによって刈刃の慣性モーメントが異なることは上述したが、この刈刃の回転に伴い、刈払機の慣性モーメントへの影響を調べた。図6-5の要領で刈刃を所定の速度で回転させ、そのときの刈払機の慣性モーメントを計測した。図6-5は刈刃のサイズを変えて刈払機の振れの周期を記録したもので、10, 12inの刈刃装着時に振れの周期に乱れを生じ、左右の振れが対称的でない振れを生じている。図6-6は12inの刈刃装着時について、停止時と5,000~8,000rpmで回転中の刈払機の振れの周期を記録したチャートである。この周期から求めた刈払機の慣性モーメントを図6-7に示した。これによると、刈刃サイズの小さい8, 9in丸鋸では回転による影響はほとんど現われないが、10, 12inでは影響が見られ、特に12in丸鋸では回転数に比例して刈払機の慣性モーメントが若干低下する傾向がみられる。また、各刈刃サイズごとに刈払機本体の振れの周期を示すチャートの山と谷の時間(半周期)を読みとり、各回転数別にプロットしてみると図6-8のようになり、右→左、左→右の振り所要時間が異なって現われる傾向がみられた。これによると、右→左方向では刈払機の慣性モーメントが若干小さめに、逆に左→右方向では増加傾向にあることがいえそうである。この原因として、刈刃のジャイロ効果に起因しているのではないかと思われる。

(4)刈刃の回転で生ずるジャイロモーメント：刈払機作業は長軸を左右に振り、かつ集草のため刈刃を刈払い方向に傾けて作業を行う。この傾け操作の角速度が速いと刈刃にコリオリの力が生じて刈刃の中央の長軸と直角方向を軸にモーメントを生じ、ハンドルを左に傾け右から左に振るとき刈刃先端に浮力を、また、ハンドルを右に傾け左から右に振るとき刈刃の先端が沈下する力が働く。図6-9は回転する刈刃を傾けたとき生ずるコリオリの力の発生機構を示している。 y' を $\omega y'$ の角速度で傾けると、回転している刈刃の外周P点は dt 時間後P'点に傾き移る。この刈刃の傾きによってP点での傾き速度 V_v はP'点で V_v' に変る。従って、 $d_v = V_v - V_v' / dt$ の加速度と刈刃の円周方向の刈刃P点の速度 V_h は、刈刃の傾きによってP'点では V_h' の方向が変り、この刈刃の傾け角度 ϕ 分だけ刈刃上面に $V_h \cos \phi / dt$ だけの加速度 d_h を生ずる。つまり、 $d = d_v + d_h$ の加速度によって刈刃に慣性力が生じ、結果として刈刃のX軸に $M_x = I_z \cdot \omega_z \cdot \omega_{y'}$ のジャイロモーメントを生じ、上述の刈刃軸受部分に長軸の傾け方向によって刈刃の浮上、あるいは沈下の慣性力が生ずると思われる。

図6-10は刈刃の回転数と、刈刃の傾け速度によるジャイロモーメントの関係を示したもので、刈刃直径の小さい8, 9inでは0.2kgm程度であるが、12inの刈刃では10inのものの2倍、8inの刈刃の8倍のモーメントを生ずることを示している。このジャイロモーメントは刈払い先端部のフラツキを助長し、誤り刈りやキックバックの要因などにもなりやすい。特に、大径刈刃でこの傾向が強いといえそうである。

4) まとめ

刈払機の刈刃のサイズ及び刈払機の慣性モーメントを中心に刈払機の操作性への影響を検討した。刈刃のサイズを大きくすることで、刈払機の慣性モーメントも大きくなり、刈払動作のテンポも大振りとなり、操作しにくくなることを示した。一方、刈刃の回転に伴ってジャイロ効果を生じ、特に刈刃サイズの大きなものでジャイロモーメントが大きく、刈払機先端部のフラツキを生じやすく、刈払対象物への狙いが定まり難しく、誤り刈りやキックバックなどが生じやすくなるものと考えられる。

(平松 修)

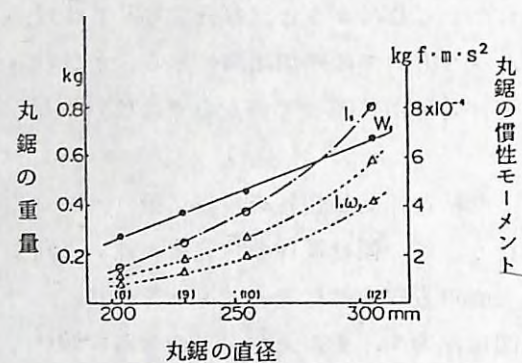


図6-1. 丸鋸のサイズと重量及び慣性モーメント

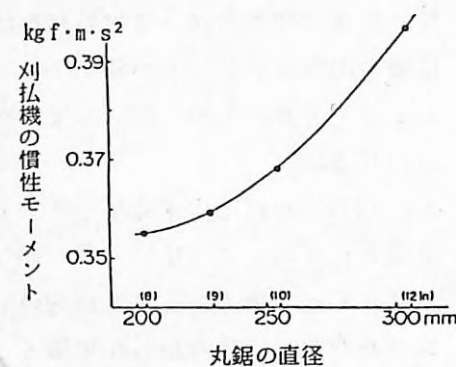


図6-2. 丸鋸のサイズと刈払機の慣性モーメント

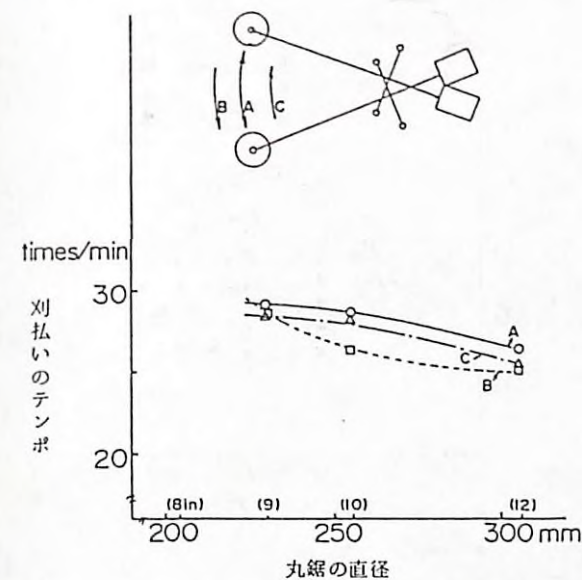


図6-3. 丸鋸のサイズと刈払いテンポ (平均)

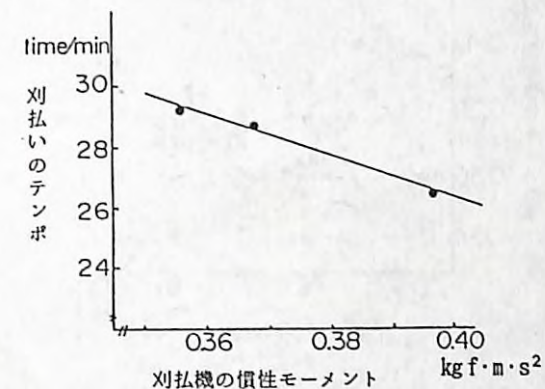


図6-4. 刈払機の慣性モーメントと刈払いテンポ (平均)

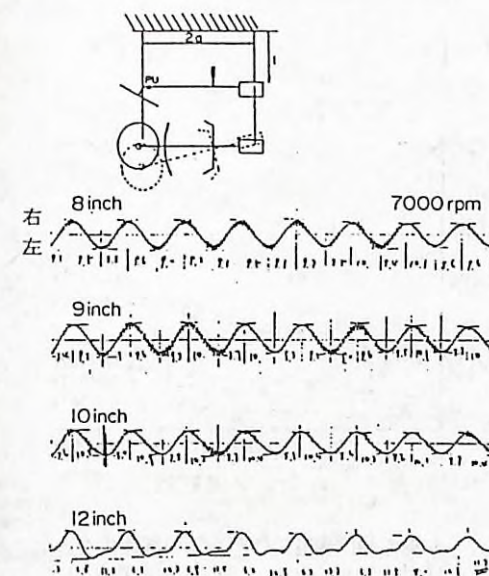


図6-5. 丸鋸回転時の刈払機の振れの周期 (丸鋸のサイズによる影響)

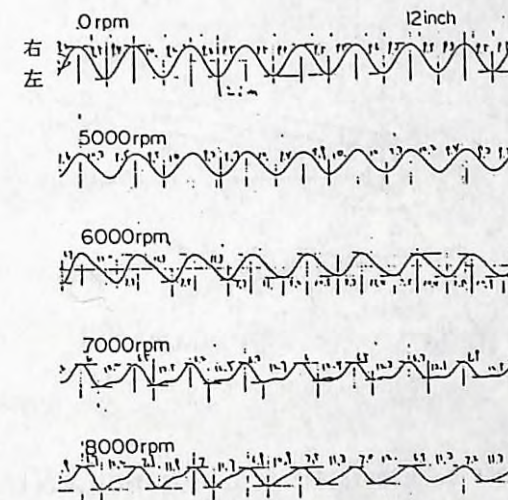


図6-6. 丸鋸の回転時の刈払機の振れの周期 (丸鋸の回転数による影響)

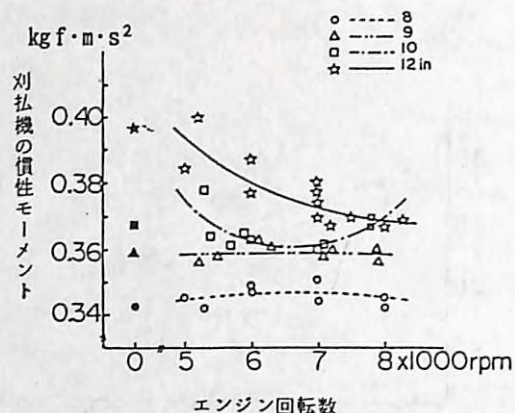


図6-7. 丸鋸の回転時の刈払機の慣性モーメント

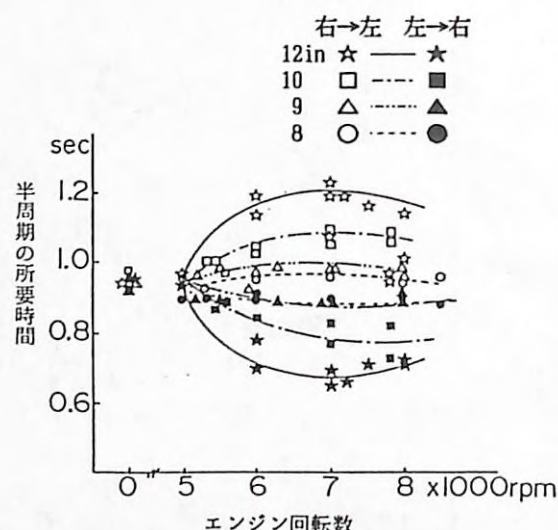


図6-8. 丸鋸の回転時の振れの周期
(振れの方向による周期の違い)

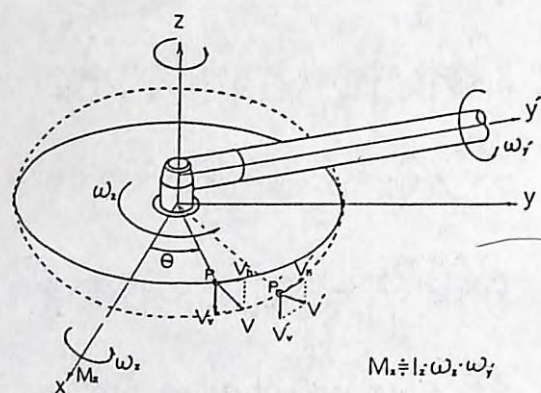


図6-9. 丸鋸の回転に伴うジャイロモーメント

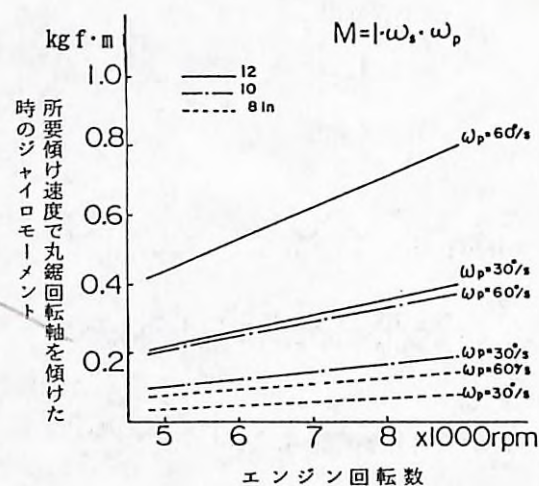


図6-10. 丸鋸の傾け速度に伴う刈払い機歯車ケースに働くジャイロモーメントの推定値

7. 刈払機用丸鋸の安全性能について

1) はじめに

我が国の林業では植付前の地ごしらえ、植え付け後の下刈り保育作業などに刈払機は不可欠な用具である。このとき使われる刈刃の種類も多く、それぞれ特徴がある。林業作業に用いる刈刃は、原則として丸鋸が推奨されている。日本工業規格においても刈払機用刈刃(JIS B9212-1978)として指定されており、また、林野庁も林内の刈払い作業では丸鋸以外の切込刃、三枚刃などの使用を禁じている。しかし、最近、刈払機による労働災害が多く、対策の必要性が求められている。今回、刈刃の安全性の調査を進める中で、丸鋸の芯抜け現象について調べる機会が得られ、二三検討を行ったので報告する⁹⁾。

2) 試験方法

丸鋸の芯抜けの生ずる原因を調べるため、回転中の丸鋸のたわみ振動を計測し、最大たわみ量から丸鋸外縁に作用する力の推定と固定フランジ外周部分の鋸盤面に生ずる応力を求め、強度的検討を行った。また、丸鋸のたわみ振動抑制効果への影響を丸鋸固定フランジのサイズ、鋸厚を変えた場合について測定し、検討を行った。

3) 試験結果と考察

刈払機用刈刃は大別して丸鋸と切込刃に分けられ、刈刃サイズは8in(203mm)から12in(305mm)の間に4サイズがあり、鋸厚は丸鋸で1.25mm、切込刃1.4mm、材質はいずれもSK-5またはこれと同等以上のものとJIS規格では指定しており、近年はSKS-5の材質が多く使われている。なお、丸鋸は焼き入れ、焼き戻し調質が行われ、硬度は45-52°が標準となっている。使用中の丸鋸に作用している力は、表7-1のような要因が主たるものと考えられる。丸鋸の芯抜け現象は刈払い操作のやり方、丸鋸サイズと固定フランジサイズのミスマッチなどによる応力集中、材料上の欠陥なども原因していると思われる。図7-1は完全に抜け落ちた例、図7-2はき裂の入った状態、図7-3は抜け落ちた破断面である。事実、刈払い作業において回転中の丸鋸のたわみ振動が光の反射を通して見られることを経験する。このたわみ振動を実測するため、図7-4に示したように、長軸先端にギャップセンサを取り付け、計測を行った。その計測事例を図7-4に示した。これによると、ギャップセンサ位置の丸鋸盤面に片振幅で最大約3mmのたわみ振動が生じていることが見られる。このたわみ振動によって丸鋸固定フランジ外周部分に曲げ応力が生ずると思われる。このほか、丸鋸の回転に伴う遠心力による引張り応力が半径方向 σ_r と円周方向 σ_t を生じ、フランジ外周部分に作用する応力は、図7-5に示すように、丸鋸の回転数の二乗に比例して増加する。一方、丸鋸の半径上の各点の応力についてみると、図7-6に示したように、フランジ部分または取り付け穴付近では円周方向の引張り応力が増大する。常用回転数6,000rpm域では4~5kg/mm²となっている。次に、上述の丸鋸固定フランジ部分の曲げ応力の推定を行うため、丸鋸外縁に静荷重

を负荷したときのたわみ変形量を計測した結果が図7-7である。この荷重-たわみ線図から丸鋸固定フランジ外周部分の曲げ応力を求めた結果が図7-8である。丸鋸サイズによってたわみ変形量を求め、そのたわみ変形量に相当する荷重から丸鋸サイズに対応した曲げ応力が読み取れる。図7-8では供試したフランジ径42mmの例を示した。10in丸鋸が外縁で片振幅3mmのたわみ変形が生ずる場合の曲げ応力の値は、約24kgf/mm²程度の値となることが分かる。この曲げ応力が繰り返し负荷されることによって金属疲労を生じ、亀裂破断に至ることが予想される。この金属疲労について文献^{10)~14)}などに従って検討する。ここでは、SK材、SKS材の疲れ強さの公表資料がないので、この鋼材の材質に近いバネ鋼(SUP-3)のデータを引用すると、

引張強さ : $\sigma_B = 140 \sim 160 \text{ kgf/mm}^2$

疲れ強さ(平面曲げ) : $\sigma_{wb} = 42.8 \sim 64 \text{ kgf/mm}^2$

あるいは、 $\sigma_B \geq 120 \text{ kgf/mm}^2$, $\sigma_{wb} = 52 \text{ kgf/mm}^2$

が示されている。

従って、疲れを考慮に入れた許容応力を推定すると、寸法効果による疲れ限度低下率 $\gamma_1=2$ 、表面状況による疲れ限度低下率 $\gamma_2=0.9$ 、切欠き係数 $\beta=2$ 、材料の疲れ限度に対する安全率 $f_m=1.5$ 、使用応力に対する安全率 $f_s=2.5$ として許容応力 $\sigma_{al}=(\gamma_1 \times \gamma_2 \times \sigma_{wb} / \beta) / (f_m \times f_s) = 12.48 \text{ kgf/mm}^2$ が得られ、さきの曲げ応力の値を σ_{al} の値程度に抑えることが必要と思われる。表7-2に丸鋸フランジ外周部分に生ずる各種応力の推定値を丸鋸サイズ別に示した。

丸鋸のたわみ変形を抑える対策として、丸鋸固定フランジの直径を増すことや、鋸厚を増して剛性を高めることなどが考えられる。フランジサイズが丸鋸外縁のたわみ変形に与える影響を静的な測定で確かめたところ、図7-9の結果を得た。これは、丸鋸外縁に2.5kgwの荷重を负荷したときのたわみ変形量を計測したもので、フランジ直径に比例してたわみ変形量が低減し、曲げ応力の低下に有効と思われる。また、鋸厚を1.25mmから1.4mmに増す場合も有効と考える。

以上のように、丸鋸のたわみ変形を減らす対策をとることで芯抜け現象の発生を減らすことが可能と考える。

4) まとめ

刈払機用丸鋸の芯抜け現象の解明とその対策について検討した。丸鋸のたわみ振動は丸鋸の急加速時や鋸断時の無理な”こじり”操作などで生ずる。また、この鋸のたわみ変形量の実測値から推定すると、現況では鋸の曲げ疲労が発生しやすい使用条件下にあるといえる。これの防止のためには丸鋸のサイズに適合した丸鋸固定フランジを選定して使用すること、あるいは丸鋸サイズに見合った鋸厚の検討が必要と思われる。

(平松 修)

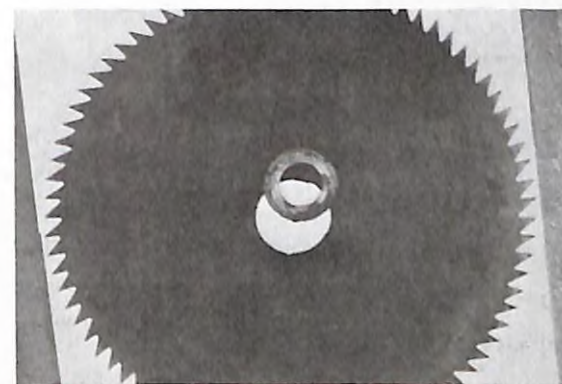


図7-1. 芯抜けで抜け落ちた丸鋸

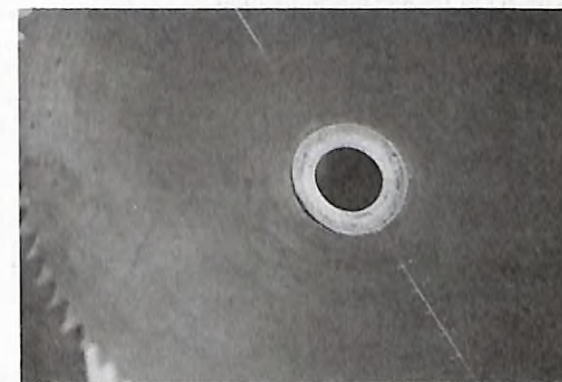


図7-2. 亀裂の入った丸鋸



図7-3. 芯抜け丸鋸の破断面

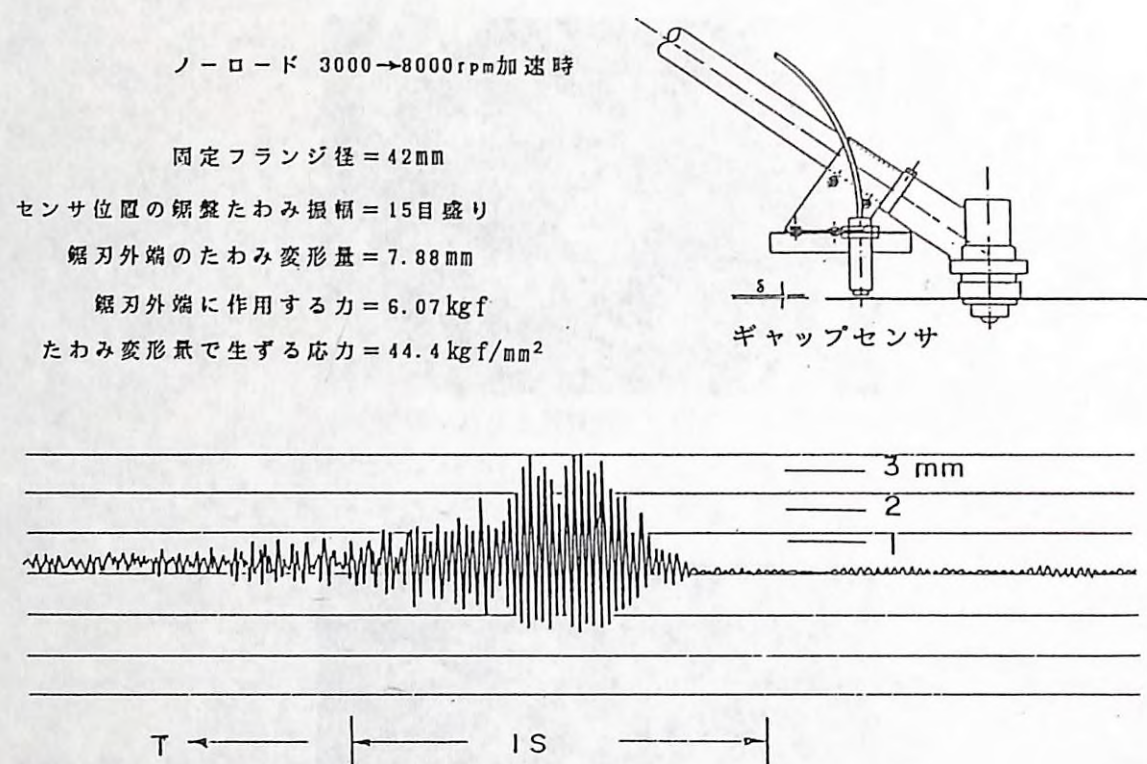


図7-4. 丸鋸回転時のたわみ振動測定方法と測定事例

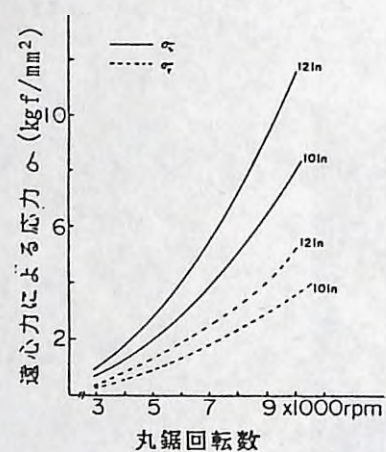


図7-5. 丸鋸回転数と丸鋸フランジ部分に作用する遠心力

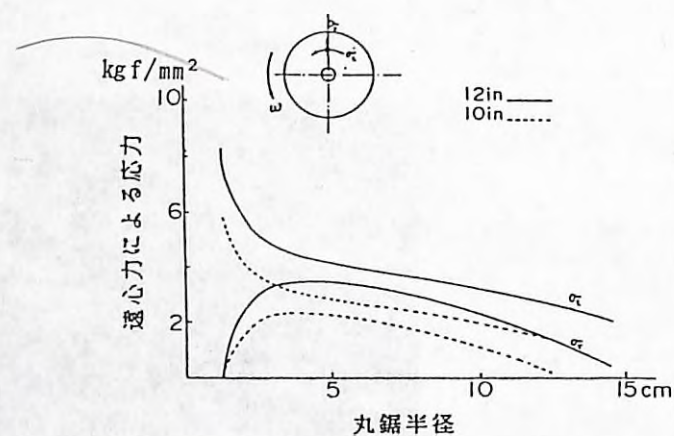


図7-6. 丸鋸半径上の応力分布 (6,000rpm)

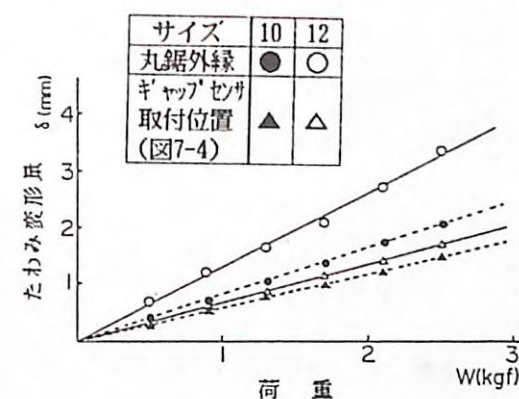


図7-7. 丸鋸外縁への作用荷重とたわみ変形量

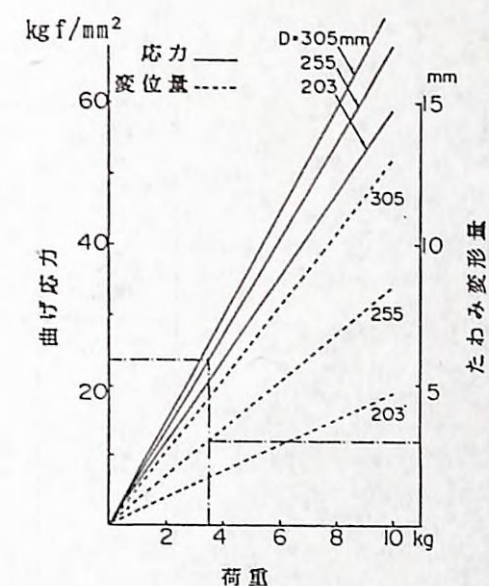


図7-8. 丸鋸外縁に作用する荷重に対するたわみ変形と曲げ応力

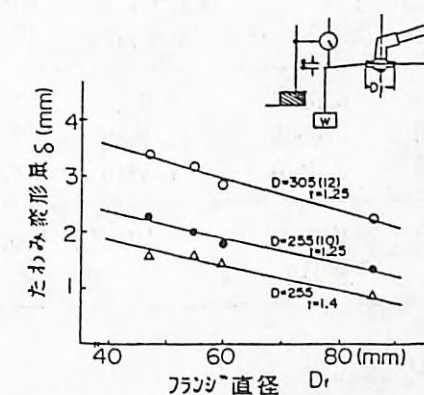


図7-9. 丸鋸固定フランジサイズ及び鋸厚の違いによる丸鋸外端部静たわみ変形量

表7-1. 丸鋸に作用する力

圧縮応力	フランジ締付力
せん断力	切削抵抗力 慣性抵抗力
引張応力	丸鋸遠心力
曲げ応力	フラッターリング ジャイロ効果 鋸のこじり操作
熱応力	フランジ圧縮部分の スリップによる摩擦熱 ギヤケースからの伝熱

表7-2. 丸鋸フランジ部分に作用する応力(kgf/mm²)

丸鋸サイズ	せん断応力		遠心力に依る 半径方向	引張応力 円周方向	曲げ応力
	慣性トルク	切削トルク			
8インチ	0.02753	0.0293	0.8159	1.8233	20.89
10	0.07190	0.0368	1.3085	2.8840	23.73
12	0.15485	0.0440	1.8876	4.1311	25.93
注	GD効果	切削力 =1kg	回転数=6000rpm		たわみ変形量 片振幅=3mm

引用文献

- (1) ISO:Chain saw - ISO/TC23/SC17/DIS 9412
- (2) 平松 修：チェーンソーのキックバック現象：93回日林論 1982, P519～522
- (3) 平松 修：チェーンソーのキックバック現象（Ⅱ）：37回日林関東支論 1986
- (4) 平松 修：チェーンソーのキックバック現象（Ⅲ）----チェーンソーの跳ね返り運動
----：100回日林論1989, 811～814
- (5) 平松 修：刈払機のキックバック現象：99回日林論1988, 749～752
- (6) 平松 修：刈払機のキックバック現象（Ⅱ）----キックバック速度に及ぼす影響因子
----：40回日林関東支論1988, 263～266
- (7) 平松 修ら：刈払機用刈刃寸法及び刈刃----回転に伴う刈払い機の操作性への影響--
--：38回日林関東支論1986, 269～271
- (8) 山脇三平ら：刈払機の性能試験，林試研報183, 1-130, 1965.
- (9) 平松 修ら：刈払機刈刃の安全性能：98回日林論1987, 715～718
- (10) 日本機械学会編：金属材料疲れ強さ設計資料，1-65，日本機械学会，東京，1962.
- (11) 日本材料学会：金属の疲労，71-446，丸善，東京，1964.
- (12) 斉藤美鶴ら：円鋸に関する研究，61回日林講，220-221，1950.
- (13) テイセイソコ：材料力学（北畠，片山訳），163-182，コナ社，東京，1951.
- (14) 湯浅亀一：材料力学公式集，213-215，コナ社，東京，1961.