

林業機械の自動制御と
造林作業機（Ⅱ）

林業機械の自動制御と造林作業機（Ⅱ）

I 試験担当者

機械化部・機械科・機械第2研究室

三 村 和 男

山 田 健

II 試験目的

造林作業の機械化は、伐木集運材作業の機械化に比べてその遅れが指摘されて久しく、労働強度の軽減、労働の生産性の向上と安全性の確保のできる機械化の促進は古くて新しい重要な研究課題である。

林業用トラクタなど車両をベースマシンとする自走式の造林作業機の開発・改良は、皆伐した跡地に植付けを行ういわゆる皆伐新植形の人工林施業に対応した作業機と天然林で自然にまかせておいては天然下種更新の困難な林地で後継樹の育成をはかるいわゆる天然林施業に対応した作業機等について、それらを積極的に推進しなければならない。

皆伐新植形における造林作業の機械化は、地拵作業、植付作業、下刈作業等の作業が対象となる。地拵作業及び下刈作業では、数種類の刃形の異なるフレイル式カッタ刃を考案試作して、ササ類の刈払動力試験から刃形別の所要動力とその特徴について比較検討を行った。植付作業は、とくに機械化の遅れている作業種で、ポット苗、山出し苗（裸根）などの苗木を対象として自動的に植付けることを目標に開発・改良の試験研究を進めなければならない。これまでに、林地に植付け床造成のための切削・耕うん装置等の試作及び動力性能試験と山出し苗用の植付け爪の試作及び植付け試験を行った。

天然下種更新形における造林作業の機械化は、稚樹の発生が困難な林床あるいは稚樹が発生しても後継樹として育ちにくい林床などで、種子の着床と稚樹の発生の促進及び稚樹を後継樹として育成することのできる作業機等について、それらの適応を検討しなければならない。これまでに、ブナ天然林のササ型林床で稚樹の発生を促進するためレーキドーザによるササ根系の切断・排除試験を行い、ササ根系の切断・排除に適したレーキの爪について検討を行った。

松くい虫による松の枯損は、昭和53年度には追に200万m³を超える材積の立木枯損と云う激甚な被害をもたらした。この松くい虫（マツノマダラカミキリ）の後食を防除するために、動力噴霧機を利用した薬液散布が行われるようになり、とくに航空機による空中散布のように樹高以上の高所からノズル噴霧することが若枝に薬液がかかりやすく有効とされている。そこで、移動車に動力噴霧ポンプ、薬液タンク、伸縮ブーム、配管およびノズル等を装備した塔上薬液散布移動車（森林防災スプレイヤー）について、塔上薬液散布試験及び荷重分布試験等を行い、管の摩擦損失、重心の位置などに検討を加えた。

III 試験の成果と得られた成果

次の順序で得られた成果を報告する。

1. 刈払作業機 (2), (3), (6)
 - 1) フレイル式カッタ刃の形状と試験装置
 - 2) 刃形別の刈払所要動力
 - 3) ササの種類と刈払所要動力
 2. 造林用植付作業機 (4), (5), (7)
 - 2-1 林地切削・耕うん装置
 - 1) つめ付き円板コールタ形切削装置
 - (a) 構造
 - (b) 切削所要動力
 - (c) 結果と考察
 - 2) ラダーチェーン形切削装置
 - (a) 構造
 - (b) 切削所要動力
 - (c) 結果と考察
 - 2-2 苗木挿持挿入装置
 - 1) 植付け爪と挿持挿入装置
 - 2) L形植付け爪の寸法
 - 3) 植付試験と考察

3. 天然下種更新とトラクタ造林作業機 (8)

- 1) レーキドーザの開発・改良
 - 2) レーキの爪の試作
 - 3) ササ根系の切断・排除試験と考察

4. 塔上藥液散布移動車 (1)

- 1) 構造
 - 2) 荷重分布
 - 3) 散布試験

1. 刮扒作業機 (2), (3), (6)

単位面積当たりの生立容積の大きいササなどの刈払いには、地面と平行な横軸に多数のフレイル式カッタ刃を取付けたフレイルモアが有効であることはすでに報告ずみのことである。

今回は、フレイル式カッタ刃の形状と刈払所要動力に検討を加えた。すなわち、形状のことなる7種類のカッタ刃を考案試作して、本州の海拔1200mカラマツ人工林地帯に自生する根曲り

竹(チシマササ)の刈払動力試験を実施した。

1) フレイル式カッタ刃の形状と試験装置

カッタ刃は、Y-35, Y-35-35, Y-45, U一角, U-丸, V-35, 熊手と呼称することにした7種類である。これらの仕様諸元の概要、形状及び寸法を表-1、図-1~7に示した。

表-1 フレイル式カッタ刃の仕様諸元

項目	種類	Y-35	Y-35-35	Y-45	U一角	U一丸	V-35	熊手
形 状	Y字形	Y字形	Y字形	U字形	U字形	V字形	四辺形	
	屈折角 35度	屈折角 33度	屈折角 45度	角 形	丸 形	屈折角 33度	刃 縁 凸凹	
	内 刃	内 刃	内 刃	外 刃	外 刃	内 刃		
重 量 N	8.24 (kgf)	8.21 (0.841)	8.55 (0.838)	11.17 (0.872)	10.61 (1.140)	9.63 (1.082)	8.10 (0.983)	8.10 (0.826)
重心の位置の回転半径(m)	0.232	0.232	0.233	0.230	0.225	0.221	0.228	
慣性力(1500 rpm) KN	4.80 (kgf)	4.78 (490)	5.00 (488)	6.46 (510)	6.01 (659)	5.36 (613)	4.64 (547)	4.64 (474)
カッタ刃 24枚の								
総 重 量 N	197.89	197.21	205.25	268.30	254.67	231.33	194.36	
	(kgf)	20.18	20.11	20.93	27.36	25.97	23.59	19.82

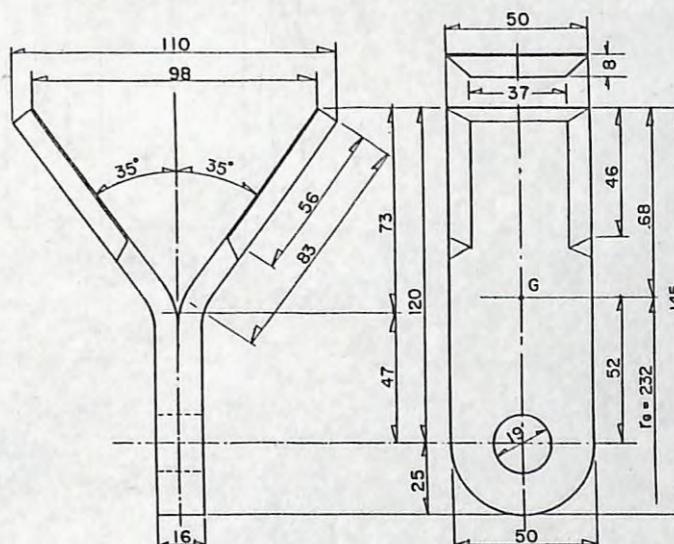


図-1 Y-35形カッタ刃

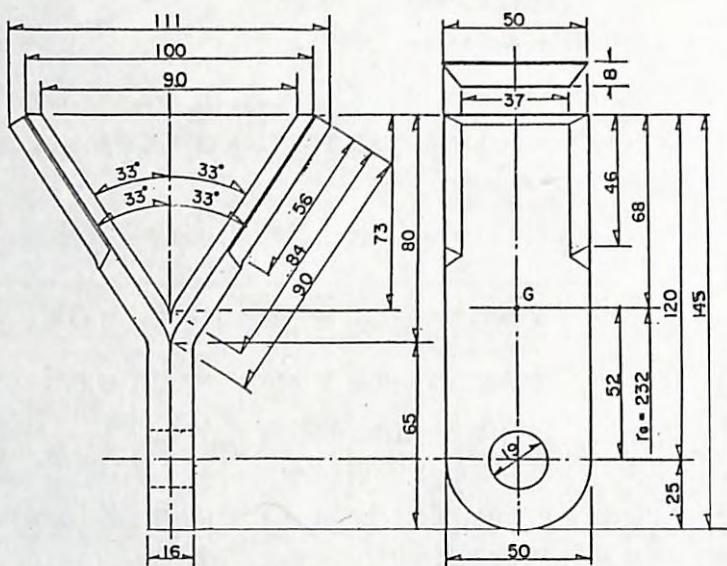


図-2 Y-35-35形カッタ刃

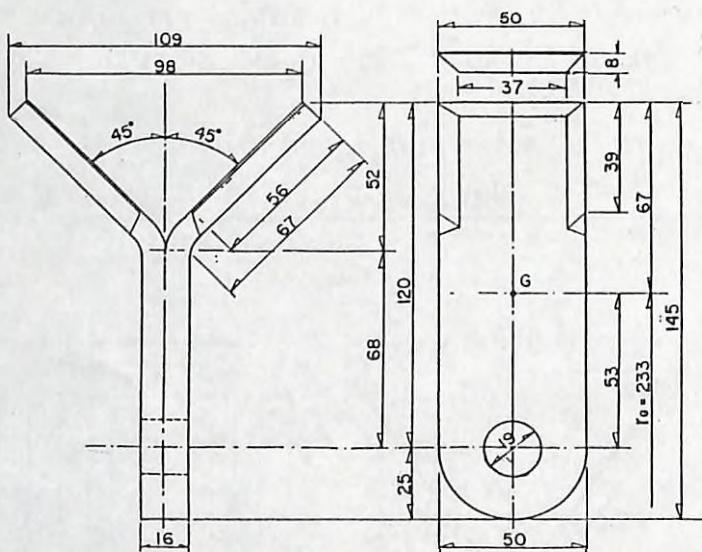


図-3 Y-45形カッタ刃

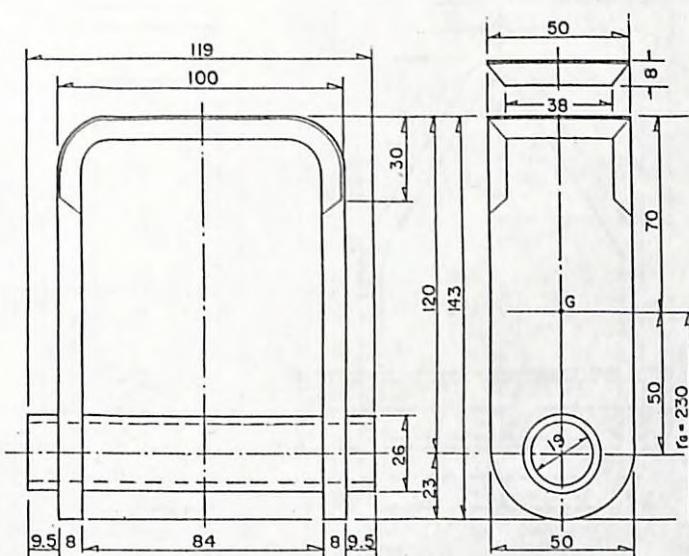


図-4 U-角形カッタ刃

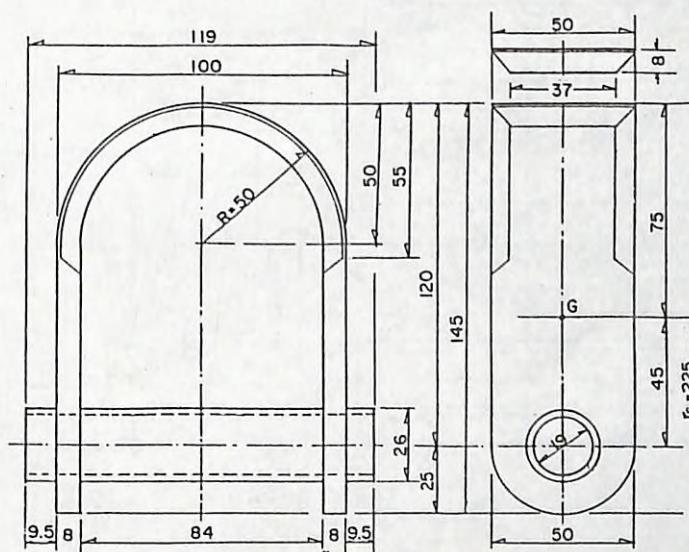


図-5 U-丸形カッタ刃

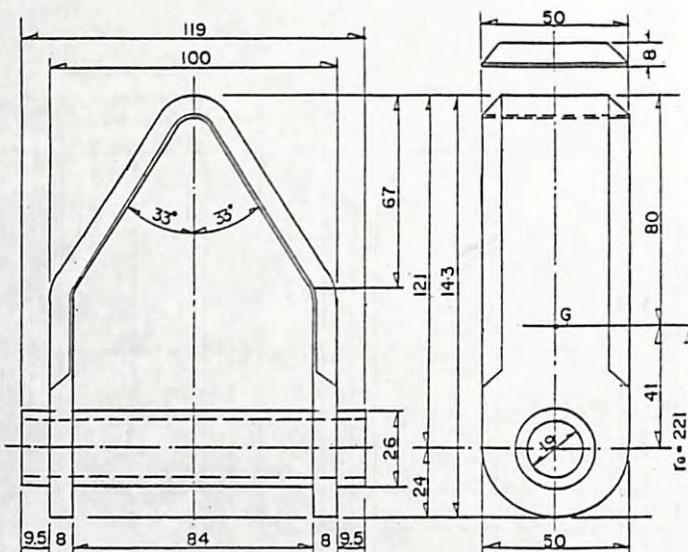


図-6 V-35形カッタ刃

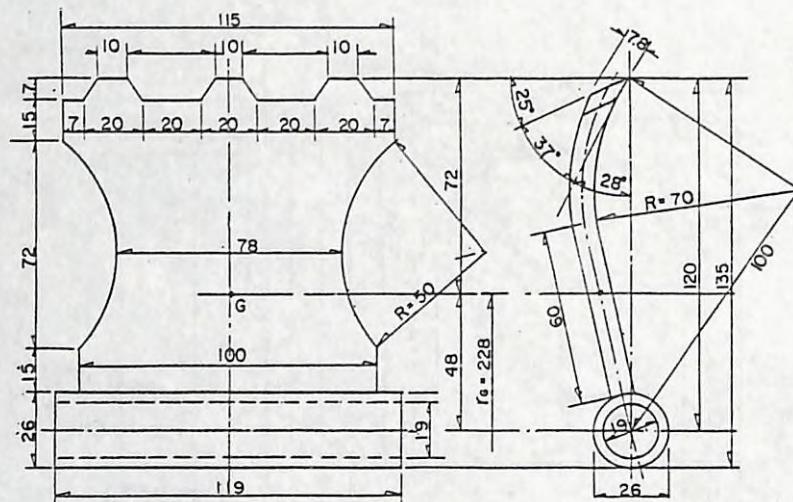


図-7 熊手形カッタ刃

7種類の形状は、Y字形の形状では図-1のように上に開いた部分の交点の屈折角を35度としたY-35形、図-3の屈折角を45度としたY-45形、図-2のように屈折角が33度で交点の位置を刈取物にあたる方の前部を深く、反対に後部となる方を浅くすることにより回転方向に投影面を設けたものをY-35-35形としてY形のグループを3種類、U字形の形状では図-4のように曲げかたを角ばって曲げたものをU一角形、図-5のように半円形に曲げたものをU一丸形としてU形のグループを2種類、V字形の形状では図-6のように屈折角を33度としたV-35形、四辺形の刃縁に矩形状の凸凹をつけた図-7の熊手形などである。

カッタ刃の取付支持方式は、フランジ形ロータ軸のフランジ（直径420 mm、厚さ6 mmの鋼板）とフランジの間に半径180 mmの位置にピンで支持し、カッタ刃はこのピンを支点にして360度自由に回転できるフレイル式である。図-8は、カッタ刃の総数24枚の取付位置の展開図で、カッタ刃は軸方向に1列につき4枚、60度間隔で6列設定した。

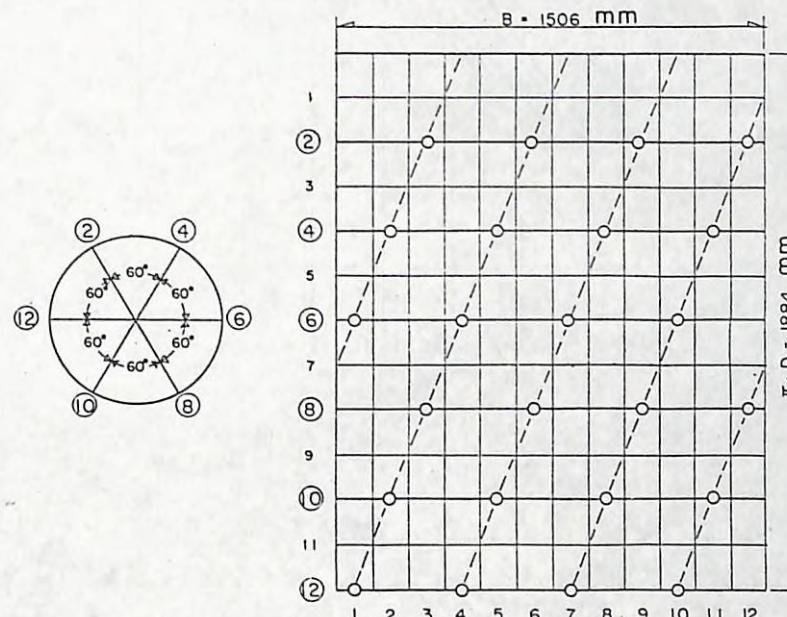


図-8 カッタ刃取付位置展開図(○印)

カッタ刃の慣性力(F_{mi} N)は、次式により算出した。

$$F_{mi} = W_c / g \cdot r_G \cdot \omega^2 \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

ここに、 W_c ：カッタ刃1枚の重量($N = kg \cdot m/s^2$)、 g ：重力の加速度($9.80665 m/s^2$)、 r_G ：カッタ刃の重心の位置の回転半径(m)、 ω ：角速度(rad/s)である。図-9は、回転速度別の慣性力の大きさと傾向を示した。慣性力は、最も小さい熊手形から最も大きいU一角形では1.4倍の差がみられる。

表-2 割払試験装置の仕様諸元

寸法 ・重量	全長×全巾×全高 刈 払 幅 重 量	1610 × 2010 × 1005 mm 1506 mm 9.8 kN (1t)
伝動装置	歯車箱 巻掛け伝動 全減速比	まがりばかさ歯車、減速比 $i_g = 0.5$ Vベルト3本、 減速比 $i_v = 0.7116$ $i = 0.3558$
フランジタ形軸	主 軸 フランジ	直径中実軸60mm、長さ 1620 mm 直径中空軸 101.6 mm ($t = 10$ mm) 直径 420 mm、厚さ 6 mm、枚数 13、 間隔 120 mm、区画数 12
カッタ刃	刃 形 最大回転半径 クリアランス	7種類(図-1~7、表1参照) 300 mm 刃の先端から地面まで 150 mm
装着	三 点 支 持 入 力 軸	カテゴリー2および3適用 スプライン軸の呼び35適用

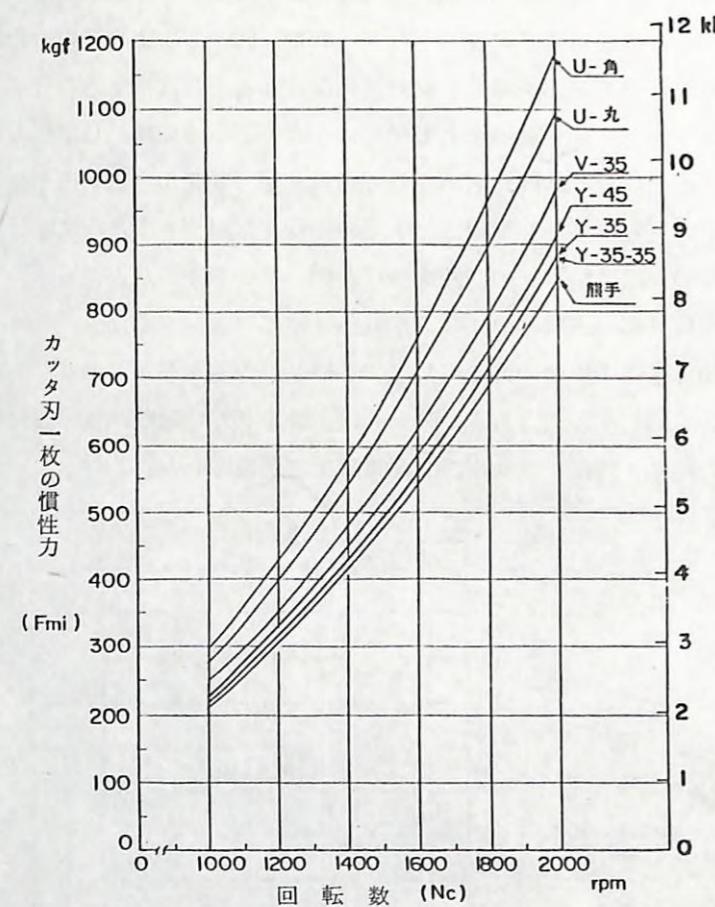


図-9 カッタ刃(図-1~7)の慣性力

試験装置は、表-2および写真-1に仕様諸元の概要とT-50形ホイールトラクタに装着して試験中の模様を示した。本装置は、ホイールトラクタの三点支持装置に懸架して、動力はPTO軸から万能継手を介して伝達される。動力の伝達は、万能継手からかさ歯車箱へ入り回転数を2倍に增速するとともに回転軸を直角に向きを横にとり巻掛け伝動装置へ伝達する。巻掛け伝動装置は、Vベルト3本掛けで1.4倍に增速して最終軸のフランジ形ロータ軸へ伝達する。従って、本装置の駆動系統は2.8倍の增速となる(減速比 $i = 0.3558$)。



写真-1 T-50形ホイールトラクタに装着した試験装置

2) 刃形別の刈払所要動力

刈払試験は、昭和58年10月猪苗代宮林署管内猪苗代事業区94林班み1小班の海拔1200m地帯に自生する根曲り竹を対象に実施した。

試験地は、面積約0.5ha内のササの密度、地形の凸凹、樹木の有無などを考慮して8つのブロックを設定した。ササの密度は、各ブロック内で1m×1mの大きさのプロットを数プロットづつ抽出して、1m³当たりのササの重量(葉、枝、桿)，根元直径、桿高、本数等を測定して、ササのみかけの生立容積を把握した。

ササの単位面積当りのみかけの生立容積($D_s = 0.0016 \sim 0.01 m^3/m^2$)は、(2)式により算出した。

$$D_s = \sum_{i=1}^{n_b} \frac{\pi d_s^2}{4} \cdot \ell \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

ここに、 d_s : ササの桿の根元直径、 ℓ : 桿の高さ、 n_b : 本数である。重量は、23.5～125N/m²(2.4～12.8kgf/m²)であった。

刈払試験の方法は、フランジ形ロータ軸が1回転したとき刈払い走行した距離に対するササのみかけの生立容積($V_s m^3/rev$)をかえて行った。この V_s は(3)式により算出した。

$$V_s = D_s \cdot V_t / n_c \cdot B \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

ここに、 V_t : 刈払い走行速度(m/s)、 n_c : ロータ軸の回転数(S⁻¹)、 B : 刈払い幅(1.506m)である。

刈払所要出力(D_{mc})は、カッタ刃を取付けたフランジ形ロータ軸の空回転時の所要出力を P_{oc} 、 V_s に対する刈払い時の正味の所要出力を P_{nc} とすれば(4)式で示される。

$$P_{mc} = P_{oc} + P_{nc} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

同様に刈払所要トルク(T_{mc})は、フランジ形ロータ軸の空回転時の所要トルクを T_{oc} 、 V_s に対する刈払い時の正味の所要トルクを T_{nc} とすれば(5)式で示される。

$$T_{mc} = T_{oc} + T_{nc} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

図-10は、図-1～7のカッタ刃による V_s に対する刈払所要動力の大きさと傾向を示した。図から、横軸にフランジ形ロータ軸が1回転したときに刈払いしたササのみかけの生立容積 V_s をとり、縦軸にその時の所要出力 P_{mc} 、所要トルク T_{mc} を示した。 V_s の大きさは、 $50 \times 10^{-6} m^3/rev$ 付近から $150 \times 10^{-6} m^3/rev$ の範囲である。所要トルクは、実測値をプロットすると一次の実験式で示される実線のような傾向で、 V_s の増加に比例して増大している。刃形別では、Y-35<Y-45、Y-35-35、V<U<熊手の順に大きいトルクを必要とし、とくにU形と熊手形はほかの刃形よりも相対的に大きい値を示した。刈払所要出力は、実測値をプロットする

と実線のような傾向で所要トルクの場合と同様熊手形が最も大きい出力を必要とした。

以上のことから刃形別の刈払い所要動力は、Y形のグループが小さい動力ですみ、なかでもY-35形が最も小さい動力ですむようである。V-35形は、Y形のグループの大きい方に入っている。U形及び熊手形が供試刃の中でも大きい動力を必要とし、熊手形が最も大きい動力を消費した。この熊手形の所要動力の大きい要因は、カッタ刃の刃縁とササの桿が直交して刈払いすること、カッタ内の前面に刈取物を乗せて羽根のようにね上げる作用をすることなどが考えられる。

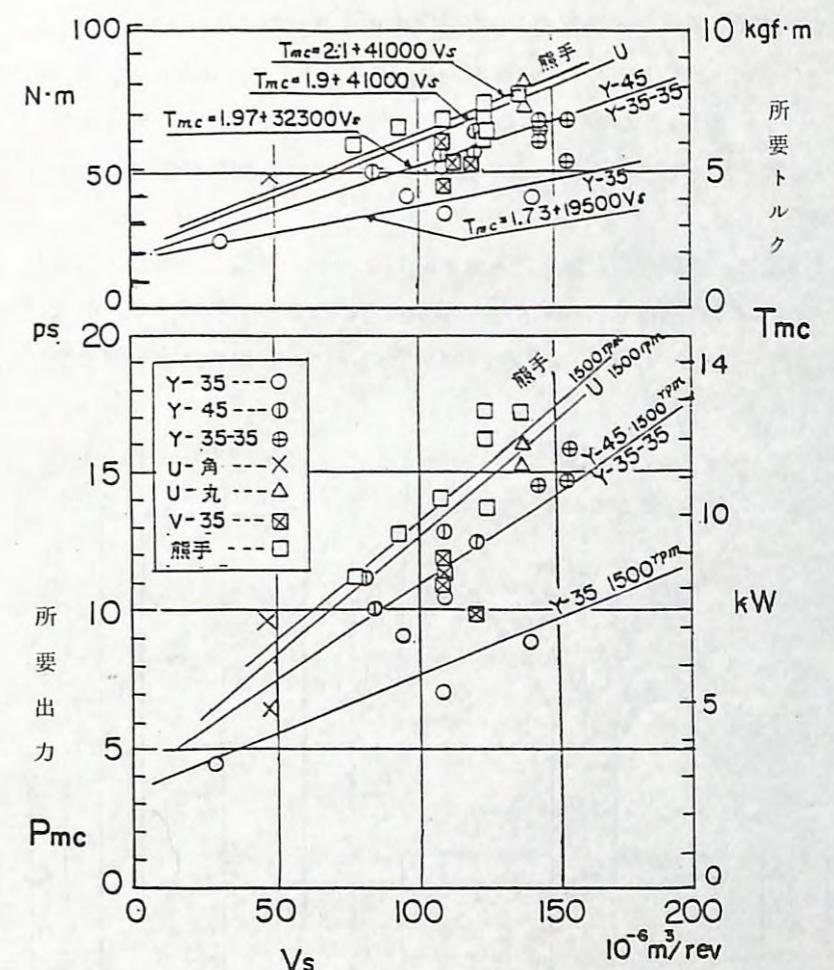


図-10 刃形別(図-1～7)によるチシマザサの刈払所要動力

3) ササの種類と刈払所要動力

ササの種類は、チマキザサ、チシマザサ、アツマネザサの3種類である。供試カッタ刃は、形状の似かよったカッタ刃で、チマキザサの刈払いにはY-35形カッタ刃、チシマザサの刈払

いにはY-35形カッタ刃(図-1)及び熊手形カッタ刃(図-7), アツマネザサの刈払いにはY-35形カッタ刃(図-11)及び四辺形カッタ刃(図-12)などを使用して, Y形及びY形によるチマキザサ, チシマザサ, アツマネザサの刈払所要動力の比較及び熊手形と四辺形によるチシマザサ, アツマネザサの刈払所要動力の比較を試みた。

チマキザサは, 草津宮林署管内の海拔 1000m カラマツ人工林地帯に自生し, 桿の根元直径は比較的細く 0.8 cm 位までで, 本数は多く 200 本/m² 位のところもあり, 桿高は 2.0 m 位までもなる。このチマキザサをY-35形カッタ刃で刈払いしたときの刈払所要動力の大きさと傾向を図-13に示した。

チシマザサは, 猪苗代宮林署管内の海拔 1200m カラマツ人工林地帯に自生し, 桿の根元直径は 0.5 ~ 1.8 cm, 本数は 19 本/m² ~ 73 本/m², 桿高は 1.5 ~ 3.0 m 位で, 重量は 23.5 N/m² (2.4 kgf/m²) ~ 125.5 N/m² (12.8 kgf/m²) であった。このチシマザサをY-35形カッタ刃(図-1)と熊手形カッタ刃(図-7)で刈払いしたときの刈払所要動力の大きさと傾向は図-10のとおりである。

アツマネザサは, 茨城県筑波地区で松くい虫により松の枯損した跡地に自生し, 桿の根元直径は 0.2 ~ 1.6 cm, 桿高は 0.3 ~ 4.7 m, 本数は 34 本/m² ~ 123 本/m², 重量は 25.5 N/m² (2.6 kgf/m²) ~ 124.5 N/m² (12.7 kgf/m²) であった。このアツマネザサをY-35形カッタ

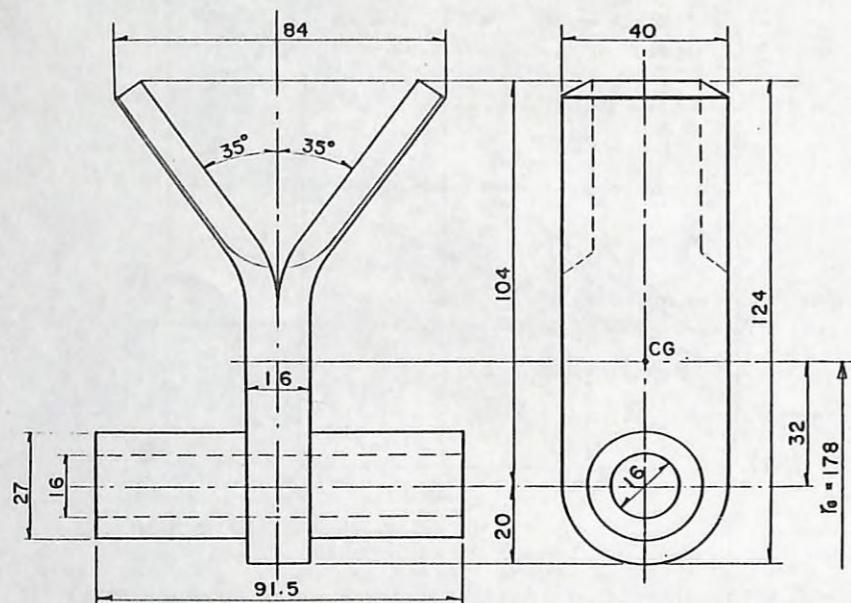


図-11 アツマネザサの刈払試験に使用したY-35形カッタ刃(重量 7.63 N ÷ 0.778 kgf, 回転半径 $r_G = 178$ mm, 1600 rpm における慣性力 = 3,895 N ÷ 397 kgf)

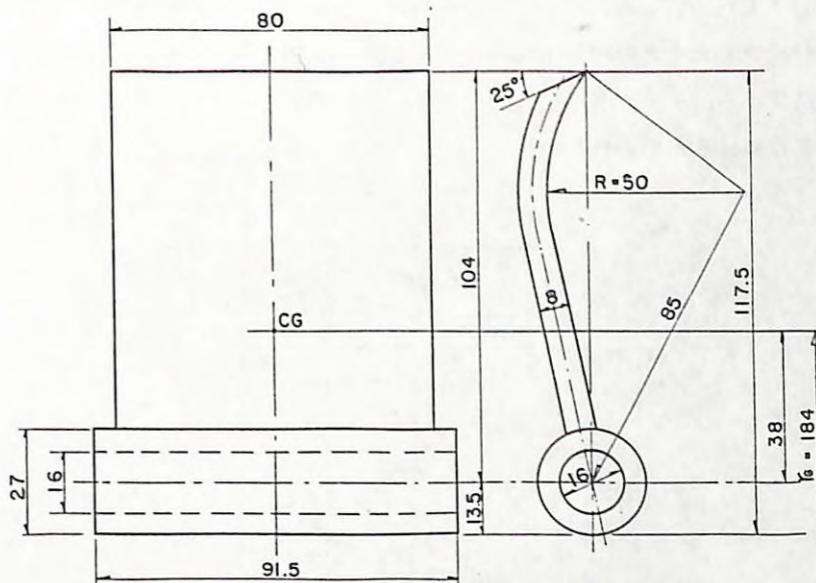


図-12 アツマネザサの刈払試験に使用した四辺形カッタ刃(重量 6.88 N ÷ 0.702 kgf, 回転半径 $r_G = 184$ mm, 1600 rpm における慣性力 = 3,633 N ÷ 370 kgf)

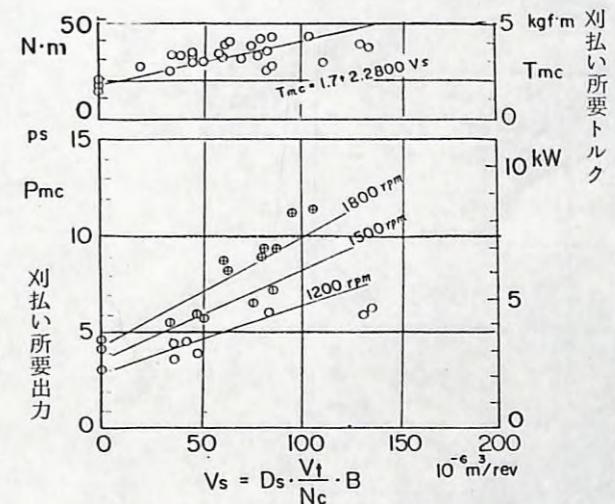


図-13 Y-35形カッタ刃によるチマキザサの刈払所要動力

刃(図-11)で刈払いしたときの刈払所要動力の大きさと傾向を図-14に、四辺形カッタ刃(図-12)で刈払いしたときの刈払所要動力の大きさと傾向を図-15にそれぞれ示した。

以上の結果から、チマキザサ、チシマザサ、アツマネザサなどササの種類と刈払所要動力の間には顕著な差はみとめられない。

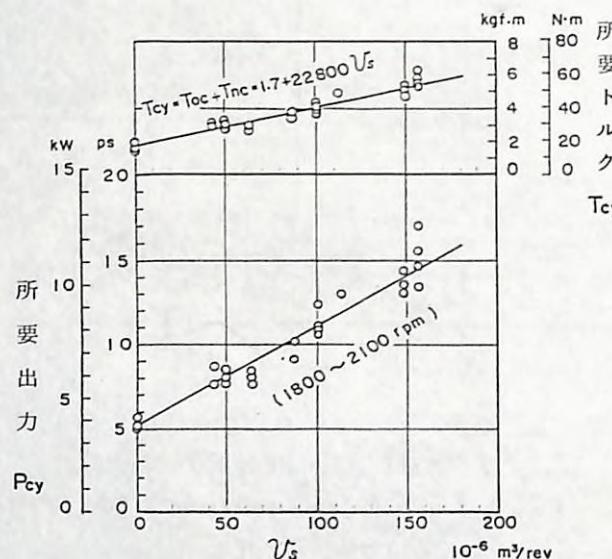


図-14 Y-35形カッタ刃(図-11)によるアツマネザサの刈払所要動力

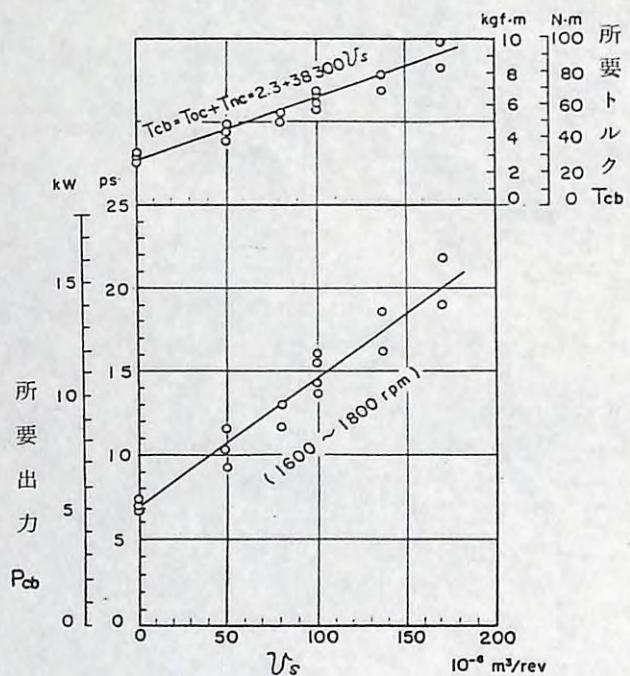


図-15 四辺形カッタ刃(図-12)によるアツマネザサの刈払所要動力

2. 造林用植付作業機 (4),(5),(7)

山出し苗の植付作業は、一時期に集中して行うことから同時に多数の人手を必要とし、将来はこの人手に頼ることは一層困難となり機械力を駆使しなければならないことが予想される。欧米では、この種の山出し苗形、ポット苗形の自動植付機の試作品はもちろんのこと数機種の市販品も出ている現状である。

我が国では、実験機及び試作機の試験が行われた経緯はあるが実用機としての段階には至っていない。そこで、我が国の林地と植付け方法、樹種等に見合った自動植付機の開発・改良のための性能資料の蓄積を図るとともに実用化を推進しなければならない。

造林用自動植付機は、林地残廃物除去装置、林地切削・耕うん装置、苗木選別及び送り装置、植付けピッチ検出装置、苗木挿入装置、垂直保持締固め及び転圧装置、その他の機構から構成し、これらをシステム化することにより山出し苗、ポット苗等の植付けの機械化を図るものである。これまでに前述の機構のうち林地切削・耕うん装置、山出し苗用の挿入装置の植付け爪などについて検討を行った。

2-1 林地切削・耕うん装置

山出し苗を植付けるには、切削・耕うん及び根系の切断などを行い植付け床を造成しなければならない。この植付け床の造成には、切削・耕うん抵抗の小さい、苗木の活着・成長によりよい効果の期待できる機構を備えた切削・耕うん装置が望ましい。そこで、2種類の装置を試作して動力性能試験を行った。

1) つめ付き円板コールタ形切削装置

つめ付き円板コールタ形切削装置は、表-3に仕様諸元、図-16につめ付き円板コールタの寸法、図-17につめの寸法と円板コールタへの取付位置、写真-2に装置全体をそれぞれ示した。

表-3 つめ付き円板コールタ形切削装置の仕様諸元

つめ刃	鋼板厚さ: 6 mm, 屈曲角: 30° 切削幅: 40 mm, 後退角: 15°
円板コールタ	鋼板厚さ: 10 mm, 直径: 600 mm 歯数: 36, 歯高: 34 mm
歯車箱	かさ歯車, 歯数 17:17 i = 1.0 平歯車, 歯数 11:30:30 i = 2.727
切削幅	90 mm

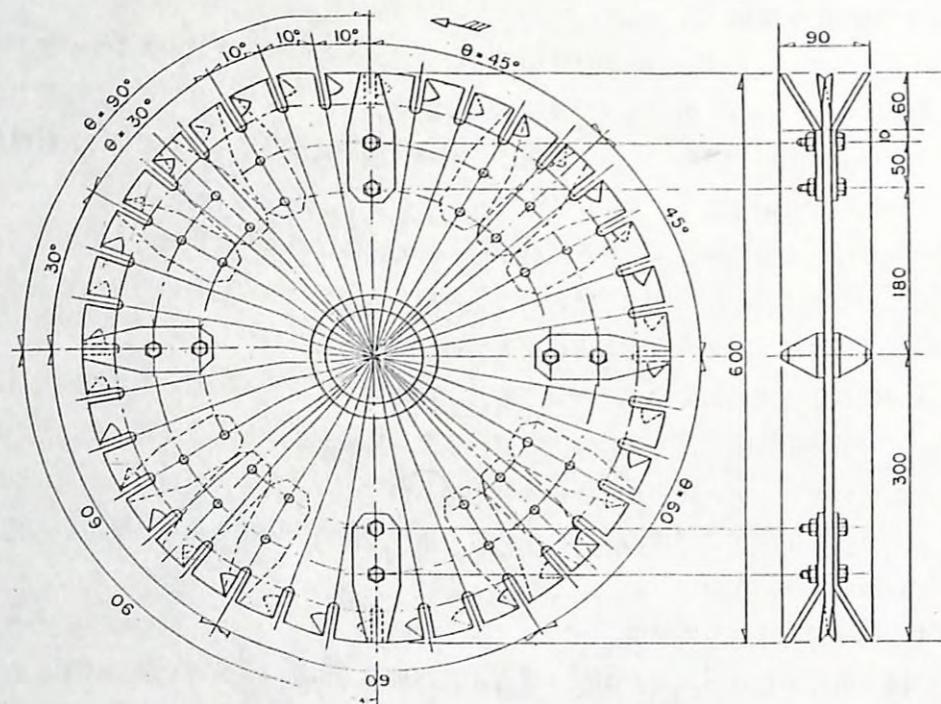


図-16 つめ付き円板コールタ

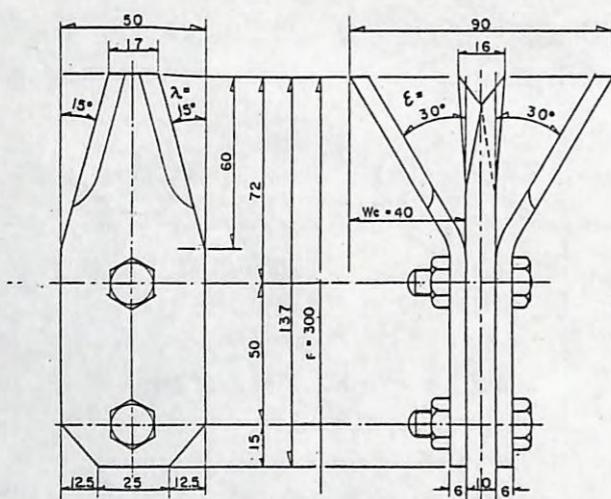


図-17 つめの寸法と円板コールタへの取付

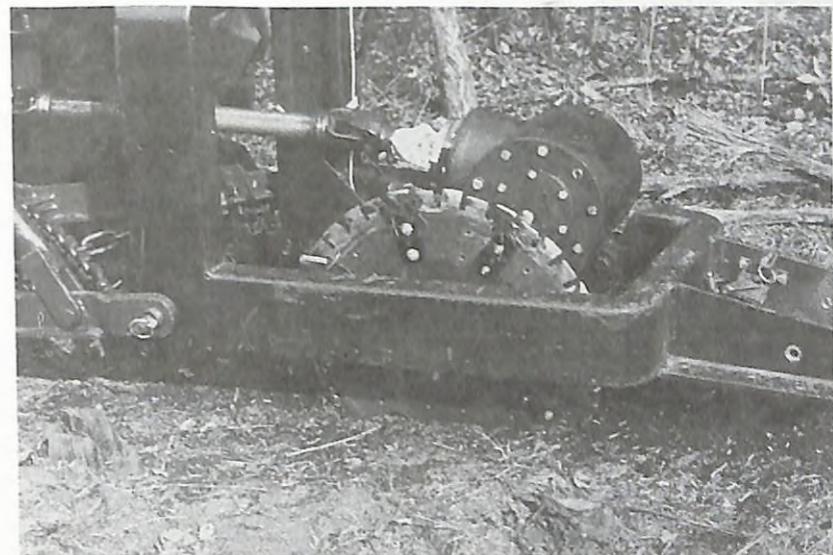


写真-2 つめ付き円板コールタ形切削装置

(a) 構造

本装置は、つめ、円板コールタ、動力伝動装置及び取付枠から構成する。円板コールタは、厚さ10mm、直径600mmの鋼板の円周上を36等分（10度毎）して、円心方向に34mmの切込みを入れ一つ毎に交互に片側からやすりをかけて36枚の歯を構成した。歯は、一つ毎に交互に左右に折り曲げて振り分けあさりを設け、歯先における開き幅（あさり）は16mmである（図-16, 17）。つめは、厚さ6mm、幅50mmの鋼板を屈曲角（ ϵ ）を30度、先端に至る後退角（ λ ）を15度として、円板コールタには左右対称にボルトナットで取付けた（図-17）。つめの取付位置は、円板コールタの中心角（ θ ）を30度、45度、60度、90度の位置につめの先端が円板コールタの外周上に合うように固定した。つめの取付け組数（n）は、円板コールタ両側面対称に2枚を1組として、それぞれ $\theta = 30$ 度では12組、45度では8組、60度では6組、90度では4組である。

本装置は、トラクタの三点支持装置に懸架し、動力の伝達は、PTO軸から万能継手を介して伝動装置の入力軸へ、伝動装置では、1組のかさ歯車で直角に向きをかえてさらに3枚の平歯車を経て最終の出力軸につめ付き円板コールタを取付けた。

(b) 切削所要動力

動力試験は、林試構内林業機械実験フィールドの土質別試験地及びコナラ林地において行った。この供試地の土の条件は表-4のとおりである。

試験の方法は、円板コールタのつめの取付け組数を12組、8組、6組、4組の4種類、回転数を低速域の100～130 rpmと高速域の160～200 rpmの2段階のそれぞれの組合せを行い、切削走行速度は0.3～0.54 m/sの範囲で行った。

表-4 供試地の土の条件

	砂 地	赤 土	コナラ林地
三角座標分類法	砂	砂質ローム	—
含水比%	14	80	50~55
硬度 kPa (kgf/cm ²)	表面 190~390 (2~4) 底面 490~780 (5~8)	中層 780~980 (8~10) 底面 980~1070 (10~11)	表面 190~390 (2~4) 底面 490~780 (5~8)
切削幅×深さcm	9 × 16 ~ 18	9 × 16 ~ 18	9 × 15 ~ 18

速度比 (V_o) は、次式により算出した。

$$V_o = 60 V_t / \pi D \cdot N_c = V_t / V_c \quad (6)$$

ここに、 V_t ：切削走行速度 (m/s), D ：つめ付き円板コールタの直径 (0.6 m), N_c ：同回転数 (rpm), V_c ：同周速 (m/s) である。速度比は、車輪のスリップなどにより多少の差がみられるが $V_o = 0.083 \sim 0.09$ の範囲にあった。

リード (f m/rev) は、次式により算出した。

$$f = 60 V_t / N_c = P \cdot n \quad (7)$$

ここに、 P ：ピッチ (mm), n ：つめの取付け組数 (12, 8, 6, 4) である。リードは、 $f = 0.16 \sim 0.17$ にあった。

つめ 1 組当たりの切削走行した距離すなわちピッチ (P mm) は、次式により算出した。

$$P = 1000 (60 V_t / N_c \cdot n) \quad (8)$$

つめ付き円板コールタによる切削所要出力 (P_c kW) は、空回転時の出力を P_{oc} , 切削時の正味の出力を P_{nc} とすれば次式により表される。

$$P_c = P_{oc} + P_{nc} \quad (9)$$

同様に切削所要トルク (T_c N·m) は、次式で表される。

$$T_c = T_{oc} + T_{nc} \quad (10)$$

ここに、 T_{oc} ：空転時の所要トルク, T_{nc} ：切削時の正味の所要トルクである。

比トルク (T_a N/m²) は、切削所要トルク (T_c), 切削幅 (b), 切削深さ (h) とすれば次式で算出した。

$$T_a = T_c / b \cdot h \quad (11)$$

各供試地における切削所要動力および比トルクの大きさと傾向を図-18, 19, 20に示した。

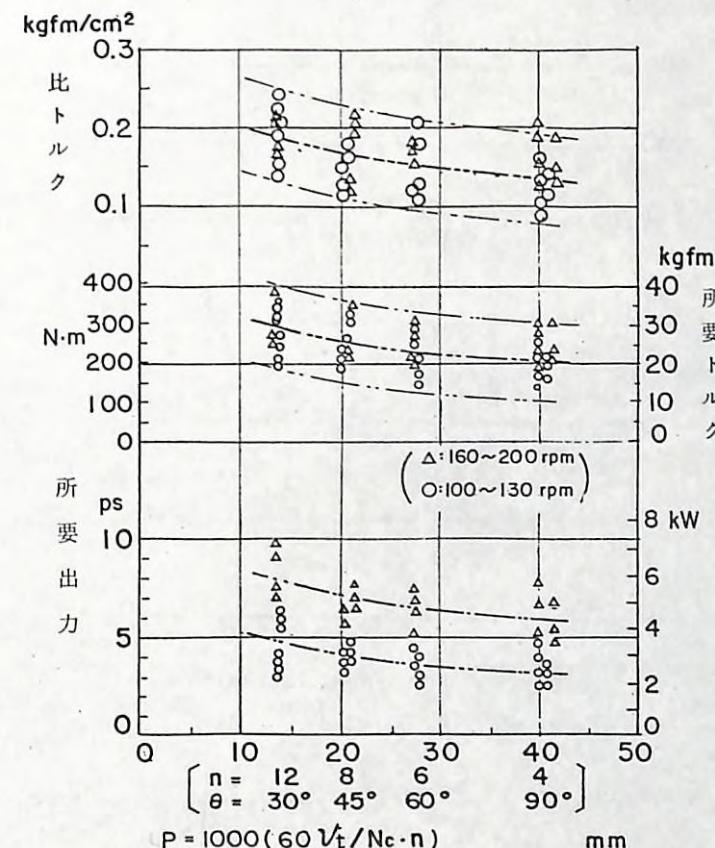


図-18 砂供試地におけるつめ付き円板コールタの切削所要動力

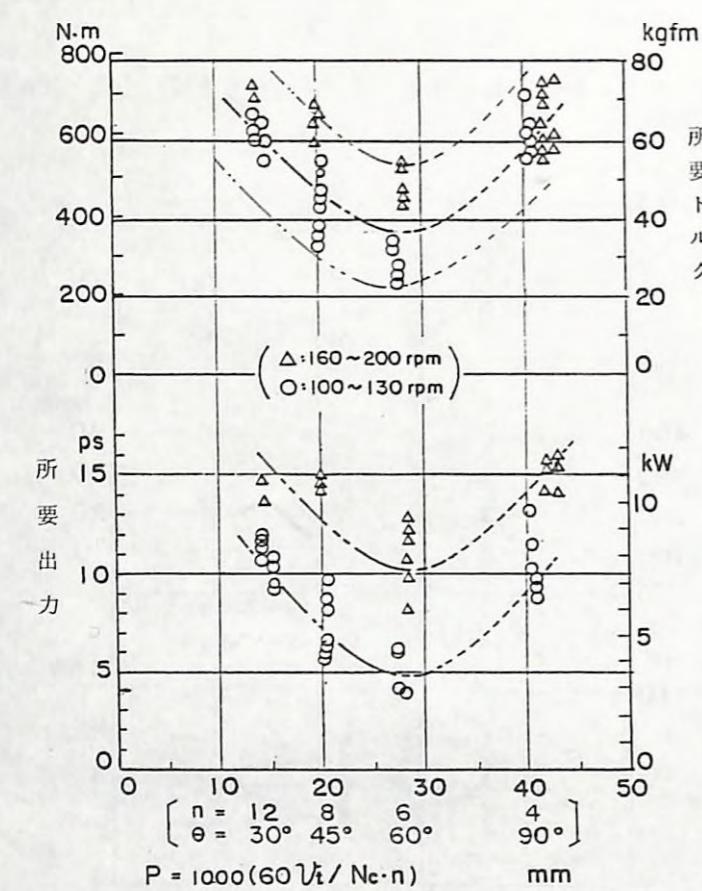


図-19 赤土（砂質ローム）供試地におけるつめ付き円板コールタの切削所要動力

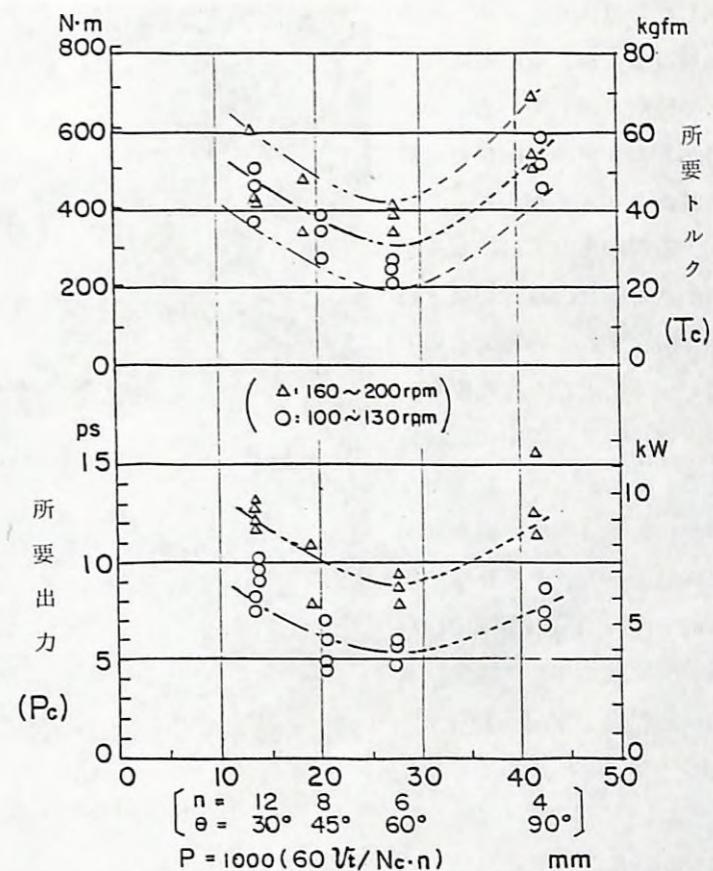


図-20 コナラ林供試地におけるつめ付き円板コールタの切削所要動力

(c) 結果と考察

砂供試地における切削所要動力及び比トルクは、図-18のとおり、図から横軸にピッチPをとり、 $P = 14\text{mm}$ から 40mm の範囲においては縦軸の所要出力、所要トルク、比トルクともにピッチが大きくなるに比例してゆるやかな凹曲線の傾向で低減している。すなわち、 $P = 14\text{mm}$ ($\theta = 30^\circ$, $\eta = 12$) の平均の所要トルクは $300 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($\approx 30 \text{ kgfm}$)、所要出力は高速回転で 6 kW ($\approx 8 \text{ PS}$)、低速回転で 3.5 kW ($\approx 5 \text{ PS}$) であるのに対して、 $P = 40\text{mm}$ ($\theta = 90^\circ$, $\eta = 4$) では、平均の所要トルク $200 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($\approx 20 \text{ kgfm}$)、所要出力は高速回転で 4.3 kW ($\approx 5.8 \text{ PS}$)、低速回転で 2.3 kW ($\approx 3.1 \text{ PS}$) とそれぞれ低減している。この傾向は、農用作業機のロータリによる耕うんピッチと所要動力の傾向と類似している。

赤土供試地における切削所要動力は、図-19のとおり、図から横軸にピッチをとり、 $P = 14\text{mm}$ 付近から 40mm 付近では縦軸の所要出力、所要トルクとともに $P = 28\text{mm}$ を底とするV字形曲線の傾向を示している。すなわち、所要出力及び所要トルクは、 $P = 14\text{mm}$ 付近から 28mm にかけては

急な傾向で低減し、これよりピッチを大きくして $P = 40\text{mm}$ 付近までは、これを境にして反転して急増の傾向を示している。このように所要動力がピッチ $P = 28\text{mm}$ 付近で最低値を示し、それよりもピッチが小さくても大きくても増大する要因としては、ピッチ $P = 28\text{mm}$ よりも小さい場合には、切削・耕耘の際に細かく粉碎することによるのではないか、逆にピッチを大きくした場合には、 $P = 40\text{mm}$ 付近では切削試験中に試験装置全体が上下に激しい振動を発生しており供試地の土の硬度に対してつめ 1組当たりのくい込み長さ（体積）が大きすぎたのではないかと考えられる。赤土供試地の硬度は、表-4 のとおり砂供試地、コナラ林供試地に比べて深さ 18cm の底面で 0.98~1.07 MPa ($10\sim11\text{kgf/cm}^2$) と硬く締めかためられた状態であった。また、土は円板コールタにねばつくことはなかった。

コナラ林供試地における切削所要動力は、図-20のとおり、図から横軸にピッチを取り、縦軸の所要出力、所要トルクは赤土供試地と同様の傾向を示している。すなわち、所要動力は、 $P = 28\text{mm}$ 付近で最低値を示し、それよりもピッチが小さくても大きくとも増大の傾向である。この要因としては、供試地の土の条件は表-4 のとおり深さ 18cm 位の底面の硬度は砂供試地とほど同じくらいであったが、深さ 10cm 位までは多数の根系がまじり、長さ 1m の切削距離の間の根の本数は、直径 10~13mm のものが 1~2 本、同 5~9mm が数本、同 1~4mm の細根が多数含まれており、この根系の切断による影響が考えられる。写真-3 は、コナラ林供試地における切削試験あと地の状況である。

以上、つめ付き円板コールタ形切削装置による切削所要動力は、砂供試地ではピッチを大きくするに従えゆるやかな凹形曲線で低減傾向にあったが、赤土供試地及びコナラ林供試地などでは土壤硬度が硬いとか、根系の介在による抵抗などと考えられる要因によりピッチ $P = 28\text{mm}$ 付近において最低値を示し、それよりもピッチが小さくとも大きくとも V 字形曲線で増大の傾向であった。

2) ラダーチェーン形切削装置

ラダーチェーン形切削装置は、表-5 に仕様諸元、図-21 に切削刃の寸法、図-22 に切削刃



写真-3 コナラ林供試地におけるつめ付き円板コールタの切削跡地

の配列、図-23にラダーチェーンの側面図、写真-4, 5に切削試験中の様子をそれぞれ示した。

表-5 ラダーチェーン形切削装置の仕様諸元

歯車箱	かさ歯車 齒数 17:17 $i = 1.0$ 平歯車 齒数 11:30:30 $i = 2.727$
ラダーチェーン	スプロケット、歯数 13、ピッチ円 132.67mm 単列ローラチェーン、ピッチ 31.75mm , #50 全リンク数 50、切削刃 10 リンク中 7 枚 最大切削幅 200mm 、最大切削深さ約 300mm

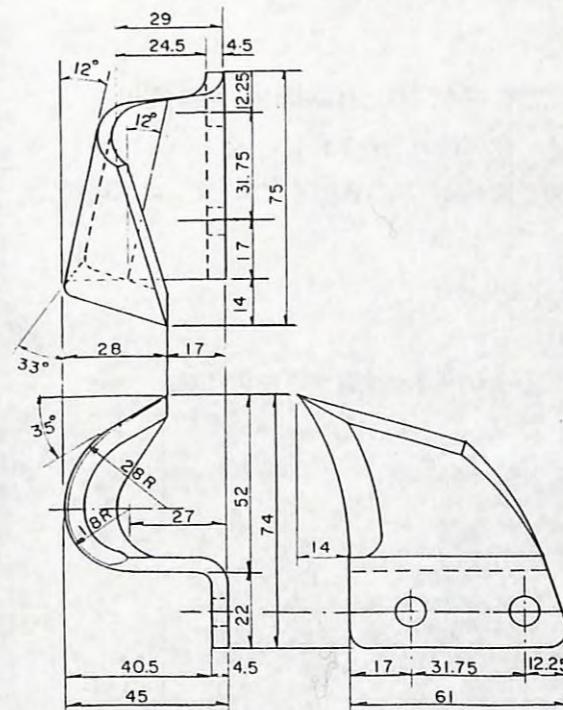


図-21 切削刃の寸法

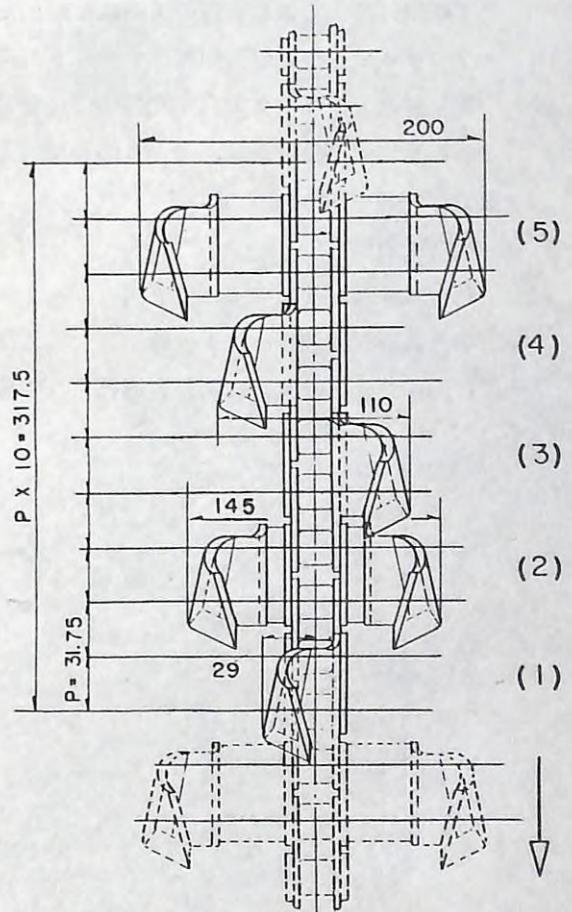


図-22 ラダーチェーン形切削装置の切削刃の配列

(a) 構 造

ラダーチェーン形切削装置は、単列ローラーチェーン、切削刃、動力伝動装置及び取付枠等から構成する。切削刃(図-21)は、ソーチェーンのチッパー形切削刃に似た刃形で上刃と横刃で土壤を切削する。切削刃の取付けと配列は(図-22)、単列ローラーチェーンのブラケットにスペーサ等を介して左切削刃と右切削刃をそれぞれの切削幅となるように取付け、ローラーチェーン10リンクの間には、左あるいは右のどちらかの切削刃で切削幅29mm、左・右の切削刃で145mm、左および右の切削刃で110mm、左・右の切削刃で200mmの順の配列で、全50リンクにはこの配列を5組設けた。この切削刃は、梯子状に配列されて送られるのでラダーチェーンと云うこととした。

ラダーチェーンは、図-23の側面図で示したとおり、上部の駆動軸スプロケットと下部の遊動輪軸、中間くらいの位置にチェーン張力調整用のスプロケット軸の3点を結ぶ3角形の形状でエンドレスに回転する。ラダーチェーンの送りは、上部の駆動軸スプロケットにより駆動されて切削刃は上方より下方の遊動輪に向かって送られ切削を行い、遊動輪で折返し張力調整用スプロケットを経て駆動軸スプロケットへ戻る。

本装置は、トラクタの三点支持装置に懸架し、動力は PTO 軸から万能継手を介して伝達する。伝動装置の歯車箱は、表-5 の仕様諸元のとおり入力軸から出力軸のラダーチューン駆動軸では $\frac{1}{2.707}$ に減速している。

(b) 切削所要動力

動力試験は、前項のつめ付き円板コールタ形切削装置と同様に林試構内林業機械実験フィルドの土質別試験地及びコナラ林供試地等で行った。供試地の土の条件は、表-6のとおり、硬度は山中式土壤硬度計により表層部及び中層部の側面、最深部の底面等で測定し、含水比は400

表-6 供試地の土の条件

	砂供試地	赤土供試地	コナラ林供試地
三角座標分類法	砂	砂質ローム	—
含水比%	10	31~35	33~35
硬度 KPa(kgf/cm ²)			
表層 ~ 5 cm	49 ~ 147 (0.5 ~ 1.5)	19 ~ 294 (0.2 ~ 3)	49 ~ 392 (0.5 ~ 4)
中層 10~15cm	147 ~ 441 (1.5 ~ 4.5)	294 ~ 980 (3 ~ 10)	392 ~ 686 (4 ~ 7)
底層 20~30cm	254 ~ 441 (2.6 ~ 4.5)	784 ~ 1961 (8 ~ 20)	637 ~ 1610 (6.5 ~ 16.4)
根系の有無	無	無	太い根系無し
切削幅×深さ cm	20 × 18 ~ 22	20 × 18 ~ 28	20 × 20 ~ 30

cc採集円筒に供試土を採取し、乾燥して求めた。

試験の方法は、ラダーチェーンの速度と切削走行速度及び切削深さをかえて、つまり単位切削体積をかえて行った。

単位切削体積 (V_c m³) は、次式により算出した。

$$V_c = V_t / V_s \cdot \ell_s \cdot A_s \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

ここで、 V_t : 切削走行速度 (m/s), V_s : ラダーチェーンの速度 (m/s), ℓ_s : ラダーチェーンの全長 ($50 \times 31.75 \text{ mm} = 1.5875 \text{ m}$)、

A_s : 切削断面積(切削幅 0.2 m × 深さ = m^2)である。この単位切削体積は、ラダーチェーンの全長が 1 周する間に切削走行して切削した体積である。

写真-4はコナラ林供試地における切削試験中で、写真-5は切削跡地の状況である。

ラダーチェーン形切削装置による
切削所要出力 (P_s kw) は、ラダーチェーン空転時の所要出力を P_{os} ,
切削時の正味の所要出力を P_{ns} とすれば次式により表される。

$$P_c = P_{ca} + P_{ac} \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

同様に切削所要トルク (T_s N・m) は、ラダーチェーン空転時の所要トルクを T_{os} 、切削時の正味の所要トルクを T_{-} とすれば次式で表される。

$$T_s \equiv T_{ss} + T_{as} \quad \dots \dots \quad (14)$$

砂供試地、赤土供試地、コナラ林供試地における切削所要動力の大きさと傾向を図-24に示した。

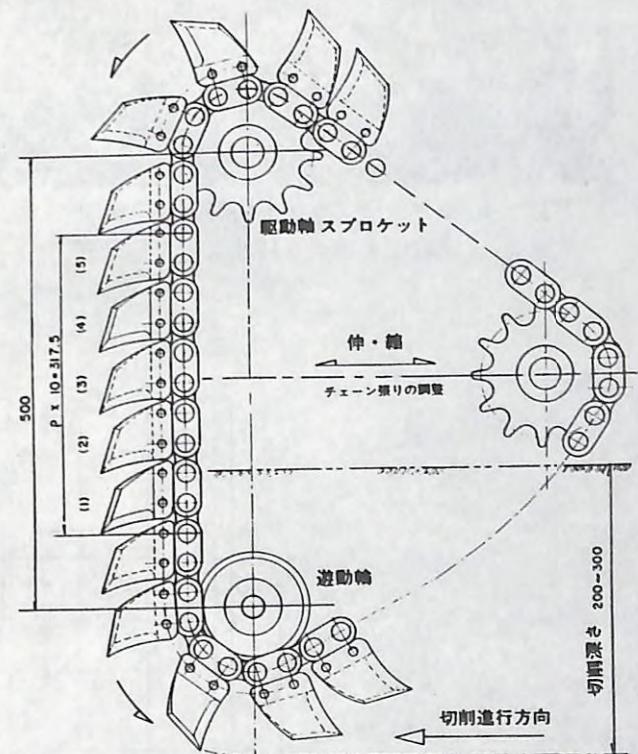


図-23 ラダーチェーン形切削装置の切削刃の回転方向と切削進行方向



写真-4 ラグーチェーン形切削装置の切削試験中（コナラ林地）



写真-5 切削跡地（コナラ林地）

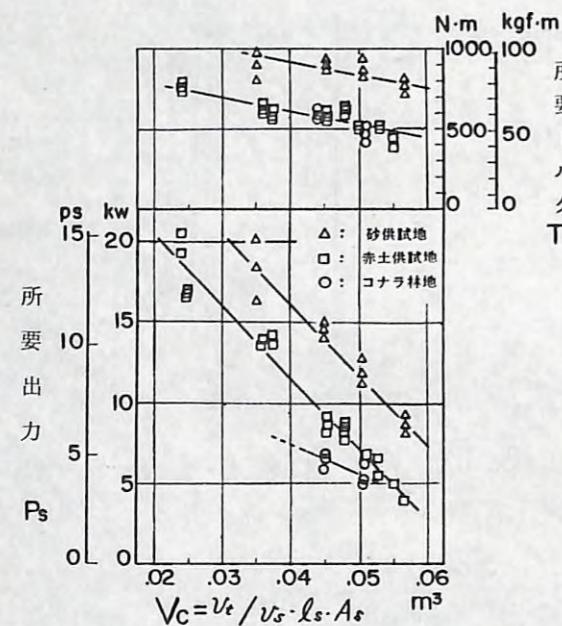


図-24 ラグーチェーン形切削装置の切削所要動力

(c) 結果と考察

ラグーチェーン形切削装置による切削所要動力は、図-24のとおり横軸に単位切削体積 V_c をとり縦軸には駆動軸スプロケットにおける切削所要出力 P_s 及び所要トルク T_s をとり実測値をプロットした。図から、砂供試地、赤土供試地、コナラ林供試地における切削所要出力及び所要トルクは、単位切削体積を $V_c = 0.025 \text{ m}^3$ 付近から 0.055 m^3 に増大することにより低減傾向にあり、それらの大きさは砂供試地 > 赤土供試地・コナラ林供試地の順とみられる。砂供試地で大きい所要動力を必要としたことは、比重（無機質土 2.65 ~ 2.85）の高い砂の粒子が切削刃に付着して回転したことからと考えられる。

以上、ラグーチェーン形切削装置による切削所要動力は、前項のつめ付き円板コールタ形切削装置よりも大きく、傾向は小形トレンチャ(1)、農用作業機ロータリなどと同様に単位切削体積の増大にともない低減していた。

2-2 苗木挾持挿入装置

苗木挾持挿入装置は、山出し苗木の冠・幹あるいは根系などを保持または挾持して、あらかじめ切削・耕うんした土壤中へ挿入する場合に適当な形状と大きさ及び挾持する適當な強さを備えていなければならない。今回はL形植付け爪と挾持挿入装置について検討を行った。

1) 植付け爪と挾持挿入装置

苗木を挾持して土壤中へ挿入する機構には、2枚のディスクで挾持するタイプとディスクの片面にポケット形のゴム製挾持板で挾持するタイプ及び2本の植付け爪で挾持するタイプなどが考えられる。今回は、2本の植付け爪で挾持するタイプについて試作及び試験を行った。対象とした樹種は、スギ、ヒノキ、カラマツの山出し苗である。

挾持挿入装置は、苗木をつかむ適當な力を植付け爪に伝達するとともにシステム化して機械力で行う場合を想定して、それに向く構造について検討した。今回は、挾持挿入装置への苗木の挾持、土壤中へ挿入、苗木を垂直位置に放置等の操作は人力で行うようハンドル等を備えた。

2) L形植付け爪の寸法

植付け爪の形状は、側面からみるとL字形であるのでL形植付け爪と呼称することにした。L形植付け爪は、L字形の横棒の部分で苗木の根系を左右から挾み、縦棒の部分で所定の深さへ挿入案内するものである。

図-25は、山出し苗の苗丈と根の長さの分布を示したものである。この苗丈と根の長さは、スギ1回床替え2年生（小苗～中苗）、ヒノキ1回床替え3年生（中苗～大苗）、カラマツ1回床替え3年生（小苗～大苗）のそれぞれ50本づつの実測値をプロットしたものである。図から、根系の長さは苗丈の大きさにはあまり関係がないようである。これは、掘取機で掘り上げるとき、根切刃の深さが一定のところを通過するためと考えられる。しかし、樹種別における根の長さは、スギの平均16cm位（10.5 ~ 23 cm）、ヒノキの平均19cm位（14.5 ~ 23 cm）、カラマツの平均25cm位（16 ~ 35 cm）と樹種間に差があり、とくにスギとカラマツでは平均値で9cm

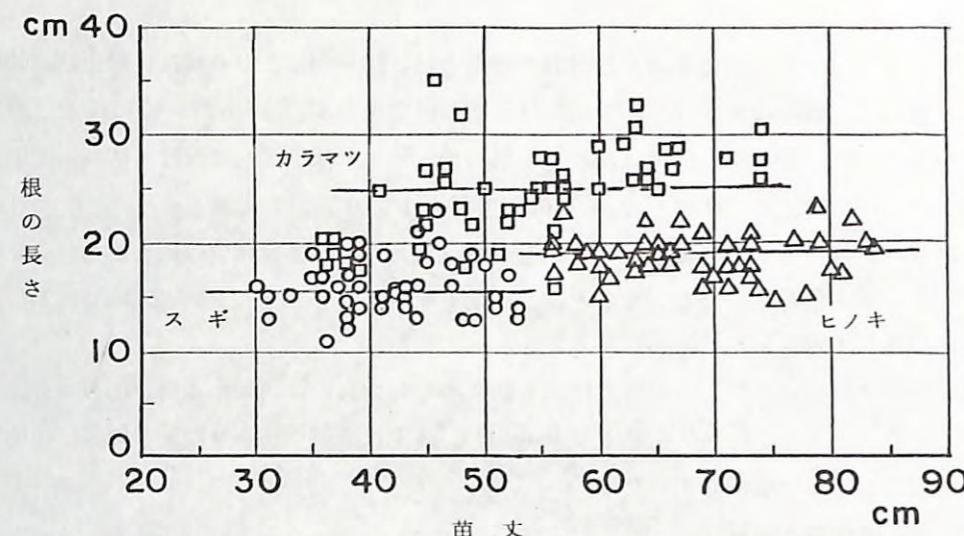


図-25 山出し苗の苗丈と根の長さ

○印：スキ，△印：ヒノキ
□印：カラマツ

の差があった。根系の広がりは、自然のふくらみで測定したところ 5~15cm 位であった。

以上、苗木の大きさからL形植付け爪の寸法を検討した。カラマツ苗の根系の平均長さを25cmとしてこの1/3位のところ、つまり根の先端から8cm前後のところを挟持すれば、その位置から根元までの長さは17cm位（挟持したときには重さで沈むのでこれより短くなる）となる。従って、根系の貫入深さを地面から苗木の根元までを5～6cm前後とみれば、地面から根系を挟持した位置までは22cm (=17+5) 前後となる。

以上のことからL形植付け爪の寸法は、根系を挟む横棒の部分の長さを余裕をもって220mm(幅25mm)、植付け深さを与える縦棒の部分の長さを余裕をもって270mm(幅50mm)として図-26に示した。

根系を挟む強さは、L形植付け爪で根系を挟持して土壤中へ挿入案内するとき、挟む力が弱いと途中ではずれてしまい、強すぎると根に損傷を与えることが考えられるので、爪と根系との間に根系がはずれないですむ適当な摩擦力を保持できる挟み力の強さを確かめなければならない。そこで写真-6は、挟持した苗木を人力で挿入案内できるようにハンドル等を設けた挟持挿入装置である。本装置は、左右2枚のL形植付け爪を取付ける部分には板ばね2枚、挟む力を与えるコイルバネ2個、植付け爪を開閉するカム及び操作ハンドル、挿入時の支持ハンドル及びアーム、苗木樹冠支え、足掛けバー等から構成している。

挟み力（Q）は、次式により算出した。

$$Q = P \cdot \ell_a / \ell \quad \dots \dots \dots \quad (15)$$

ここに、 P ：圧縮コイルばねの圧縮力＝ $K\delta = \sim 196\text{ N}$ ， 20 kgf （素線直径 2.8 mm ，コイル平均直經 17.8 mm ，有効巻数7，自由長 50 mm ）， K ：ばね定数 1.82 ， δ ：たわみ（ $\sim 11\text{ mm}$ ）， ℓ_a ：支点から圧縮コイルばねの中心線までの距離（ 105 mm ）， ℓ ：支点からL形植付け爪の爪先までの距離（ 430 mm ）である。

図-27は、L形植付け爪の爪先の位置（0, 5, 10, 15cm）における挟み力（Q）の計算値と実測値を示した。図から横軸には2枚の爪で根系を左右から挟んだときに根系の厚さの分が爪と爪との開き幅としてとり、縦軸にはそのときの開き幅に対する爪先の位置別の挟み力を示した。挟み開き幅は、挟んだとき根系が比較的広がっている場合には10~20mmにあるが、根系がダンゴ状で多い場合は20~40mm位にあるようである。挟み力（Q）の強さは、コイルばねの調整により設定した。すなわち、苗木の根系を挟持してあらかじめ切削・耕うんした土壌中に挿入案内するときに、途中で苗木がはずれない摩擦力を保持できる力は、30N（3kgf）前後から45N（4.5kgf）位の強さが適当と考えられる。

挟み力の測定は、小形荷重センサ（直径 12.2 mm），厚さ 3.3 mm，最大荷重容49N（5 kgf，K社 LM-5 KA型）を爪先の各位置で挟み，挟み開き幅はそれぞれの幅になるようにスペーサを入れて設定し実測した。

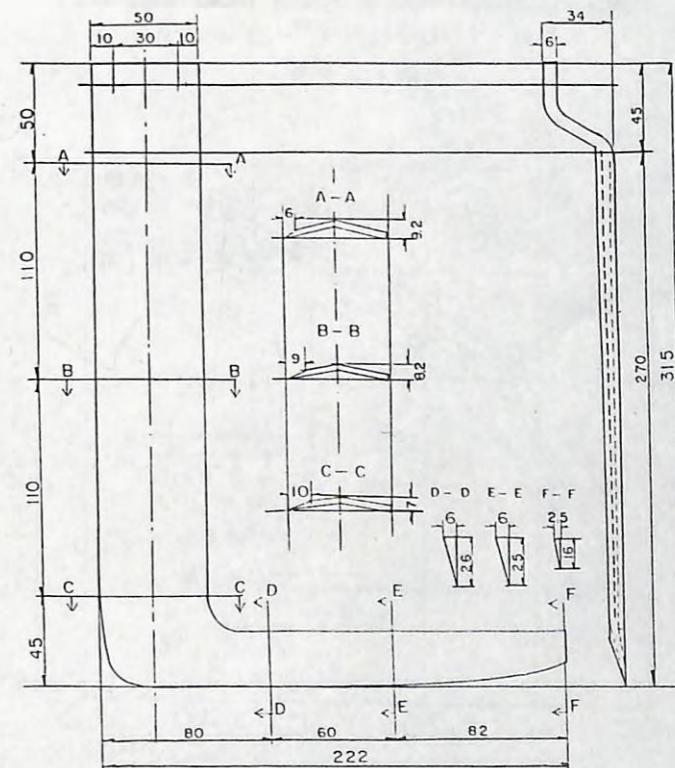


図-26 L形植付け爪の寸法



写真-6 L形植付け爪と挟持挿入装置 (スギ苗)

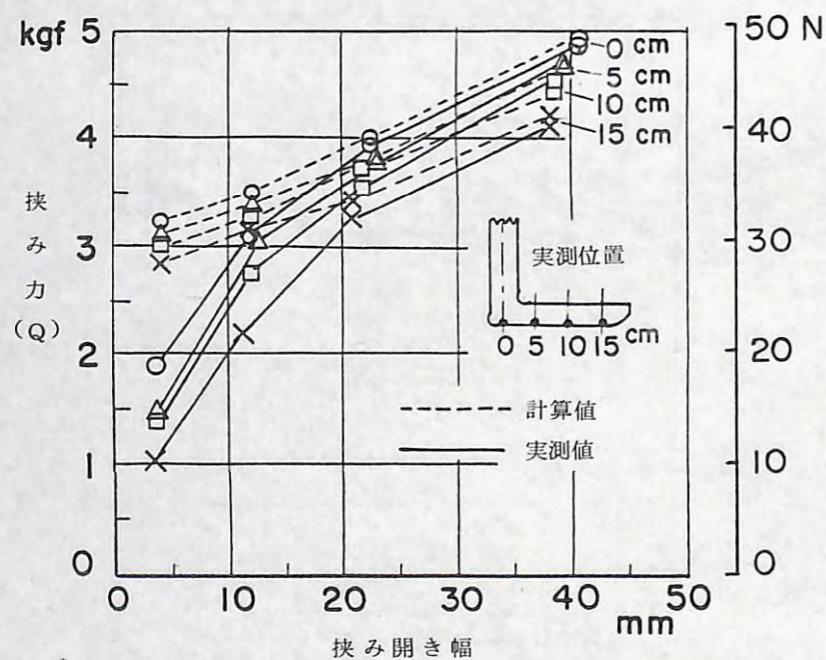


図-27 L形植付け爪の爪先における挟み開き幅と挟み力

3) 植付試験と考察

植付試験は、山出し苗のスギ、ヒノキ、カラマツの樹種について行った。苗丈は、スギの30~53cm、ヒノキの56~64cm、カラマツの36~74cmで、小苗から大苗まで含まれていた。植付方法は、林試構内のコナラ林地において前項の切削装置で切削・耕うんしたことを想定して、人力により鍬で耕うんしたあとに写真-6のように苗木をL形植付け爪に挟持して、写真-7のように土壤中に挿入して苗木が垂直に立つ位置で挟みを開き放置する。そのままL形植付け爪を引き抜き苗木の回りを足で踏み固めた。

この植付試験から、スギ苗は比較的根系は少なくてやわらかいため挟むと扁平になり易く土壤中に挿入する抵抗も小さく容易であった。ヒノキ苗は、根系がダンゴ状になっているため挟む位置によっては爪の外側へ大きくはみ出てしまい、土壤中へ挿入する抵抗も大きく労力を必要とした。このダンゴ状の根系は、苗丈に比例して大きくなるので、この種の根系をもつ樹種については苗丈の小さい方が望ましい結果を得た。

3. 天然下種更新とトラクタ造林作業機

1) レーキドーザの開発・改良

レーキドーザは、古くからトラクタ造林作業機として地拵作業等に使われてきている。国有林では、北海道、青森、秋田、前橋の各営林局管内で地拵作業に使用しており、とくに北海道、青森の各局では独自にレーキの開発と改良が行われてきている。

近年、有用広葉樹の天然林施業、複層林施業の促進が強くもとめられるようになり、これらの施業における技術の開発と普及の推進が緊要となってきている。そこで、天然下種更新においてトラクタ造林作業機がどう対応できるかについて、レーキドーザから検討を開始した。

2) レーキの爪の試作

ブナ天然林のササ型林床では、稚樹の発生に乏しく、したがって後継樹がないために天然林施業を困難にしている。このササ型林床は、ササの根系を切断・排除することにより、落ちた種子の着床と発芽の促進を期待できることはすでに指摘されているところである。そこで、



写真-7 L形植付け爪により挿入・垂直位置に放置して引抜くところ

レーキドーザによるササ根系の切断・排除を目的にしたレーキの爪について、調査検討を加えて試作を行った。

レーキドーザによる地拵作業は、国有林では古くから行われており多くの研究発表がある。これらの発表資料を調査したところ、ササ類の根系を切断して排除するには、現在使用しているレーキ（RD形レーキ、写真-8）の爪（図-28）は正味の貫入深さが不足であるので、もう

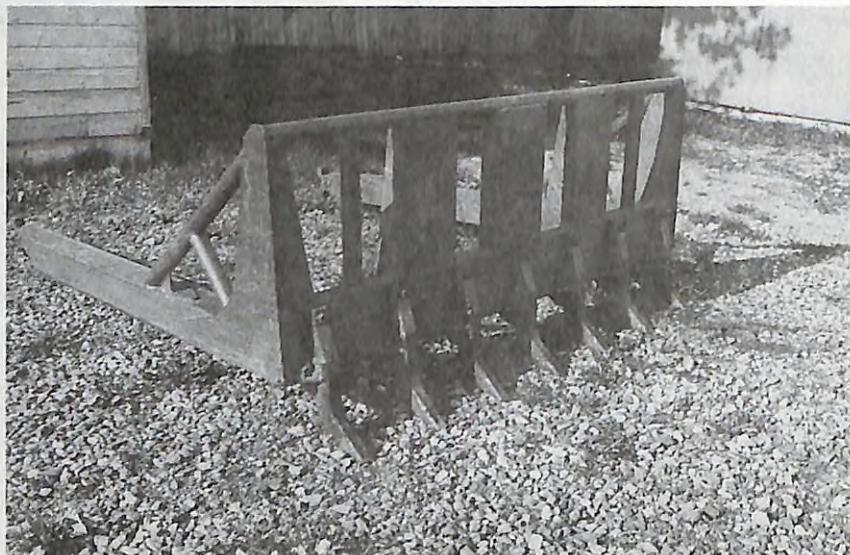


写真-8 RD形レーキ (CT-35形トラクタ用)

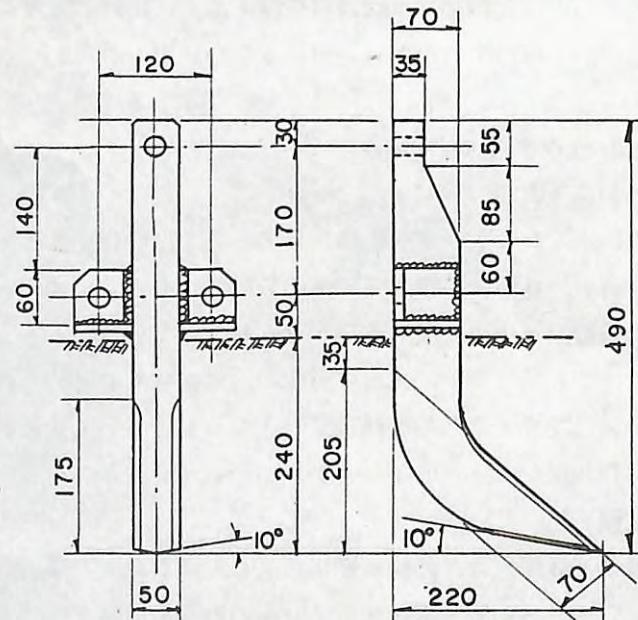


図-28 RD形レーキの爪 (普通爪) の寸法

少し深く貫入できる爪が望ましいとの調査結果を得た。そこで、チマキザサの根系の深さの分布を調べたところ、根系の最大密集層は3~14cm位の深さにあって、最深部層は15~20cm (29) 位の深さにあった。

CT-35形トラクタのRD形レーキ（写真-8）の爪（以下普通爪と云う）の寸法は図-28のとおり、爪の取付板の下面から爪の先端までの長さすなわち最大貫入深さは240mmである。レーキの爪は、通常土壤中に貫入して前進するときは爪の取付板の下面から地表まで少なくとも10~15cm位のクリアランスをもって凸凹等に対応するようにしている。

以上のササ根系の深さの分布及び取付板の下面から地表までのクリアランスなどを考慮して、試作爪(1)の最大貫入深さは、正味の貫入深さを200mm、クリアランスを150mmと仮定して350mmとした。写真-9は、RD形レーキに試作爪(1)を取付けたところ、図-29は、試作爪(1)の寸法を示した。

爪の抵抗は、爪を土壤中に貫入して押すとき正面の投影面積に比例して増減するものと考えられるので、貫入深さを深くすることによる投影面積の増加をわずかにとどめる目的から爪の正面からの投影面をくさび形とした。

3) ササ根系の切断・排除試験と考察

ササ根系の切断・排除試験は、長野営林局飯山営林署管内往郷山国有林58林班い小班のブナ天然林のササ型林床において、面積は約13haを対象に昭和61年9月～10月に実施した。

レーキドーザは、表-7の仕様諸元のとおり、CT-35D形クローラトラクタにRD形レーキ

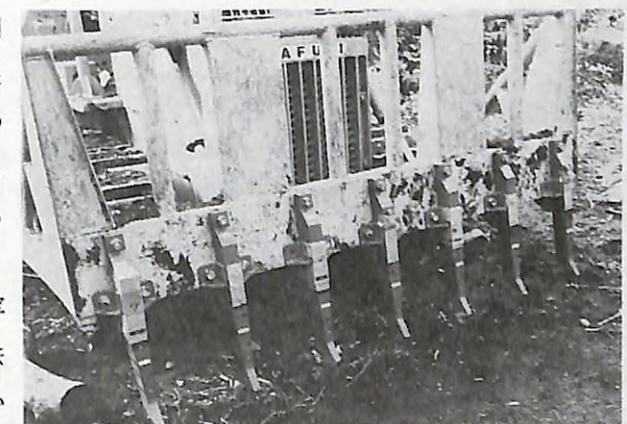


写真-9 RD形レーキに試作爪(1)を取り付け

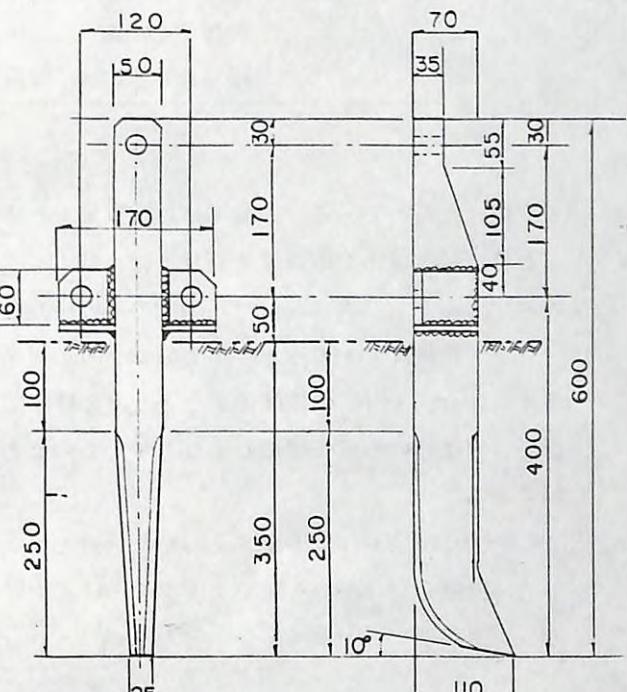


図-29 試作爪(1)の寸法

表-7 レーキドーザの仕様諸元

トラクタ	CT-35D形クローラトラクタ 整備重量 70.9 kN (7,230kgf)
エンジン	いすゞ 6BB1形ディーゼルエンジン 定格出力：46.3 kW (63 PS)
	最大トルク：255 N·m (26 kgfm / 1500 rpm)
	排気量：5,393 cc
レーキ	RD型，7本爪，2080 × 1140 mm 普通爪の最大貫入深さ 240 mm
	試作爪(1)の最大貫入深さ 350 mm
寸法	全体 466 × 2080 × 2580 mm 履帶中心距離 1330 mm 接地長 1795 mm, 履帶幅 400 mm

表-8 CT-35D形クローラトラクタの粘着係数

条 件	粘 着 係 数	含 水 比 %
サ サ 生 地	0.69 ~	—
ササ根系を剥ぎ取った A ~ B 層	0.41 ~ 0.55	34.2



写真-10 ブナ天然林のササ型林床の1例

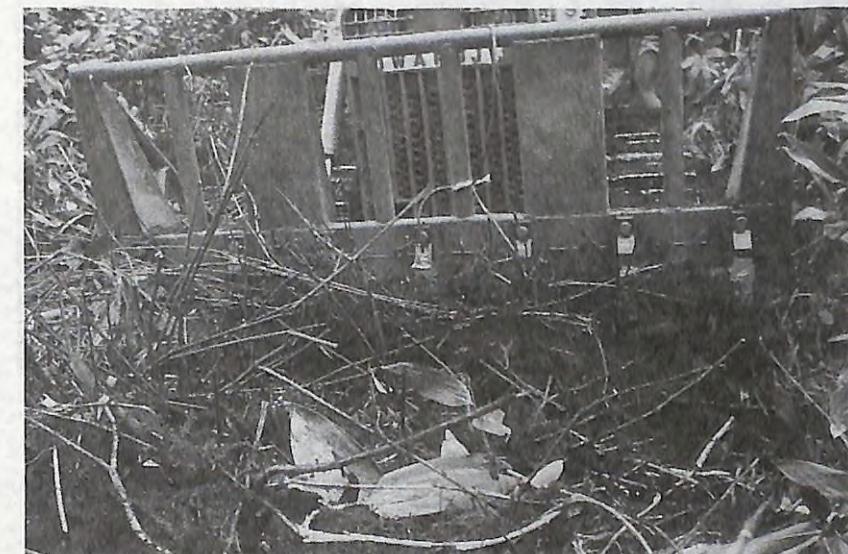


写真-11 試作爪(1)によりササ根系を切断して桿と一緒に押している状況

を取付けたものである。試験では、RD形レーキの普通爪による場合と普通爪をとりはずしてかわりに試作爪(1)を取付けて交互に行った。レーキの爪は、取付間隔 300 mm (但し両端の 1 本のみ 325 mm) で 7 本を取り付け、両端の爪の中心から中心までの距離は 1850 mm である。

ブナ天然林は、100～200年生のブナの母樹をはじめミズナラ、キハダ、カンバ等の上木の下に約10～50 t / ha の密度のチマキザサの林床である。この林床に稚樹を発生させて後継樹を育て、複層林の形成を促進しようとするものである。地形は、東向きの3～8度程度の緩傾斜地である。

CT-35D形クローラトラクタの粘着係数 (μ) は、ロードセルをワイヤロープで伐根に固定して、他端をワイヤロープでトラクタのけん引桿につなぎ、トラクタの履帶を駆動したときスリップ直前のロードセルにかかる力 (F_t) を測定して次式により算出した。

$$\mu = F_t / W_t \quad \dots \dots \dots \quad (16)$$

ここに、 W_t ：トラクタの重量 7.23 t (70.9 KN) である。粘着係数は、ササの有無により表-8のような値であった。従って、この粘着係数からササ根系を切断・排除した跡地におけるトラクタの押す力を推定すると、ササ根系を剥ぎ取った土では 3 t ~ 4.0 t 程度で、これに下り勾配分を加味すると 3.3 t ~ 4.9 t 程度と推定される。

切断・排除試験の方法は、レーキドーザは下り勾配方向に前進しながらササ根系を切断し、桿と一緒に数 m 毎に両側のササ生地に排除した。ササ根系の切断・排除の幅は、レーキドーザで 1 回で押す幅とした。写真-10はササ型林床を写真-11のようにササの根系と桿と一緒に押して排

除した跡地の1例は写真-12のとおりである。

図-30は、 $50 \times 50\text{m}$ のプロットNo 1である。ササ根系の切断・排除した部分を斜線で、母樹の位置に樹種名と胸高直径を示した。斜線の部分は、幅員 $1.9 \sim 2.6\text{ m}$ で平均 2.17 m 、隣接する斜線の部分とは $8 \sim 10\text{ m}$ の間隔である。表-9は、プロットNo 1内の母樹の本数、排除した斜線の部分の延長距離などからha当たりについて推定した値と、ササ根系の切断・排除の正味の切程を示した。

以上、レーキドーザによるササ根系の切断・排除試験から、普通爪と試作爪(1)を比較すると、普通爪は、爪の正味の貫入深さ($10 \sim 15\text{cm位}$)が浅いために1回の押しでは根系の残る場合が多い。試作爪(1)は、この点普通爪よりも深く貫入(20cm位)できたので1回の押しで切断・排除が可能であった。

レーキドーザによるササ根系の切断・排除試験を実施して、これまでの概要を報告した。

今後は、ササ根系の切断・排除に適したレーキドーザの爪について、今回使用した普通爪、試作爪(1)及び新しく試作を予定している試作爪(2)その他について、寸法、形状、抵抗の大きさなどの分析を行い、最も適した爪の選定資料を取得する。また、プロットNo 1内におけるブナの母樹の本数は、母樹保残法による本数よりも約 $1/2$ と少くないので、ブナの山引き苗の植付けを行い、下種更新による稚樹の発生と併せて後継樹の追跡調査を実施する。



写真-12 試作爪(1)によりササ根系の切断・排除した跡地の1例(幅員平均 2.17 m)

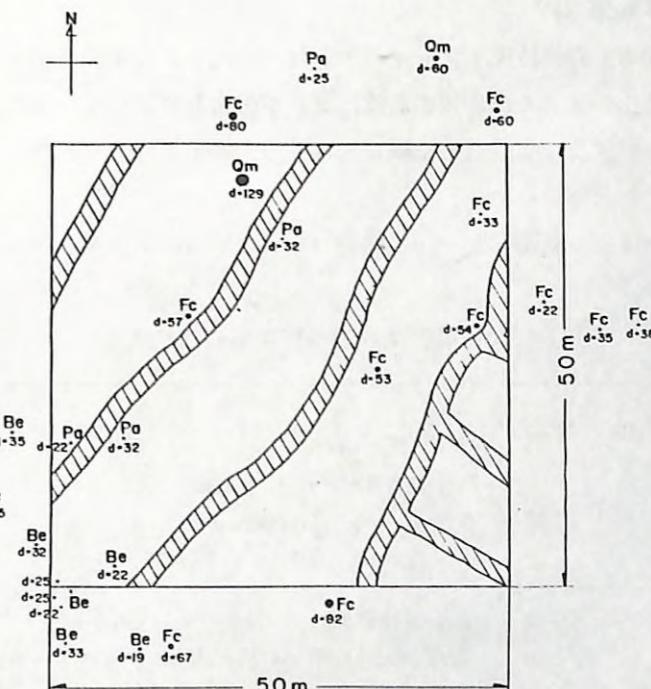


図-30 ブナ天然下種更新地の $50 \times 50\text{m}$ の
プロットNo 1

Fc: ブナ, Qm: ミズナラ, Pa: キハダ
Be: ダケカンバ

表-9 母樹の本数、切断・排除距離、切程

樹種	胸高直径	本数	ササ根系の切断・排除および切程	
ブナ	52 cm	16本/ha	平均幅員	2.17 m
キハダ	29	12	延長距離	778 m/ha
ミズナラ	129	4	延面積	1689 m ² /ha
ダケカンバ	24	8	切程(正味・下り勾配)	128～199 m/hr

但し、ha当たりについては、 $50 \times 50\text{m}$ プロットNo 1からの推定値

4. 塔上薬液散布移動車 (1)

塔上薬液散布移動車（森林防災スプレイヤー）は、車両部と作業装置部から構成し、伸縮ブームを垂直に立てて塔上のノズルから松の若枝に薬液を散布して、松くい虫の後食を防除する装置である。荷重分布の測定及び薬液散布試験における圧力降下について検討した。

1) 構 造

本装置は、仕様諸元の概要を表-10、伸縮ブーム格納時の全体図を写真-13に示した。

表-10 塔上薬液散布移動車の仕様諸元

寸法・重量	全長×全巾×全高 重 量	アウトリガ 伸縮ブーム 全長時, 5500×3500×20,400mm 同上格納時 5500×2300×2500mm 空車時 58.8 kN (6t) 装備時 78.4 kN (8t)
移動車	形 式 軸距・輪距 最 低 地 上 高 最 小 旋 回 半 径 走 行 速 度 エ ン ジ イ ン	4輪四輪駆動 (TCM-NCD35) 2800mm, 1850mm 305mm 7500mm (最外輪中心) 前進 0.8~60km/hr, 後進 ~7km/hr 4サイクル水冷直列, 4気筒, 排気量 3856cc 最大出力 80.9 kW / 3200 rpm (110 PS) 最大トルク 259.87 N·m / 1900 rpm (26.5 kgfm)
散 布 装 置	動力噴霧ポンプ 吸水量・最高圧力 薬液タンク 伸縮ブーム 散 布 ノ ズ ル 高 ノズル吐出量・圧力 ノズル方向制御	横形3連往復動 130 ℥/min (700 rpm), 2.94 MPa (30 kgf/cm²) 200 ℥ 伸縮式, 油圧シリンダ駆動 地上より 8m, 12m, 16m, 20m 100 ℥/min, 1.97 MPa (15 kgf/cm²) 遠隔操作 (有無・無線)
油 圧 装 置	P T O 軸 油 圧 ポ ン プ 油 圧 モ ー タ 油 圧 シ リ ン ダ	副変速機より タンデム式ギヤ形, 1064 rpm 40 ℥/min (動力噴霧ポンプへ), 7 ℥/min (油圧シリンダへ) 最高圧力, 17.16 MPa (175 kgf/cm²) ピストン形, 23.6 cc/rev, $\eta = 0.93$ 歯車箱, 減速比 22:49, $i = 2.2272$ アウトリガの伸縮 伸縮ブームの起伏, 伸縮



写真-13 塔上薬液散布移動車

車両部は、軟弱地でも機動性をもたせるため4×4輪駆動、主変速機と副変速機から前進10段、後進2段により広い速度域を備え、とくに散布作業時では超低速の減速比 $i = 445.4$ から約0.23 m/sを設定でき、公道上では高速度16 m/s (60 km/h)で走行することができる。この車両に動力噴霧機等の作業装置を積載すると装備重量は8tとなる。

作業装置部は、動力噴霧ポンプ、薬液タンク、配管・ホースリール及びノズル、伸縮ブーム、アウトリガ、油圧ポンプ・油圧モータ及び油圧シリンダ等から構成する。

油圧ポンプは、タンデム式ギヤ形を副変速機のPTO軸により駆動し、1台の油圧ポンプから発生した油圧は油圧モータを駆動して動力噴霧ポンプを作動する。もう1台の油圧ポンプから発生した油圧は、伸縮ブームの油圧シリンダ、アウトリガの油圧シリンダなどへ供給してロットを作動する。

動力噴霧ポンプは、強制平弁式(ピストン式)三連往復動形(シリンダ直径47mm, ストローク36mm)で、油圧モータ及び歯車箱を経て約800 rpmの回転数で駆動されて最高圧力2.94 MPa (30 kgf/cm²), 最高吸水量150 ℥/minの性能をもっている。薬液タンクの容量は、2000 ℥である。

配管・ホースリール及びノズルは、動力噴霧ポンプから吐出した薬液は送水管と余水管に分岐し、余水管へは約20%が流れ薬液タンクへ戻り、送水管へは約80%が流れノズルへ圧送される。送水管へ流れた薬液は、鋼管エルボ、T形分岐管等を経て伸縮ブームの基部にもうけたホースリールへ、このホースリールは、長さ20mの高圧ゴムホース(外径32.6mm, 内径19mm, 内面耐油ゴム中間補強層合成繊維)が巻き込まれている。図-31は、ホースリールからノズルまでの配管の概要を示した。高圧ゴムホースの引出し長さは、伸縮ブームを1段づつ伸ばすことにより5.7m, 9.7m, 13.7m, 17.7mとなり出してブーム上部の配管へ接続した。ブ

ーム上部の配管は、鋼管ペンド、エルボ、ゴムホース等により約1.8m下方へ下ろして電磁弁を経由して、再度長さ2mのゴムホースで上方へ立ち上げノズルブロックへ接続した。

伸縮ブームは、トラス構造の箱形枠の中から漸次小形の箱形枠をくり出して基柱を含めて5段全部伸ばすと地上からノズルまでの高さは20mである。格納時は、ブームを最も縮めた基柱(高さ8m)を車両後部を支点にして車両の前方へ倒し固定した状態である(写真-13)。

2) 荷重分布と重心の高さ

装備重量8tにおける四輪の荷重分布は、伸縮ブーム格納時、ブームの基柱を直立8m(写真-14は格納時より直立時に移る状態)及びブームを全部伸ばした直立20m(写真-15)等において測定した。荷重分布の測定値は、伸縮ブームの状態によりその時の軸重及び輪重について表-11に示した。軸重は、ブーム格納時とブーム直立時では後軸へ5~6%の荷重の移動がみられる。左右の輪重は、当然のことながらブームのいずれの状態でもかわりないとみることができる。

重心の位置は、 $14^{\circ}30'$ の傾斜地に秤量計を設置して、装備重量8tにおけるブーム格納時及びブーム直立8mのと

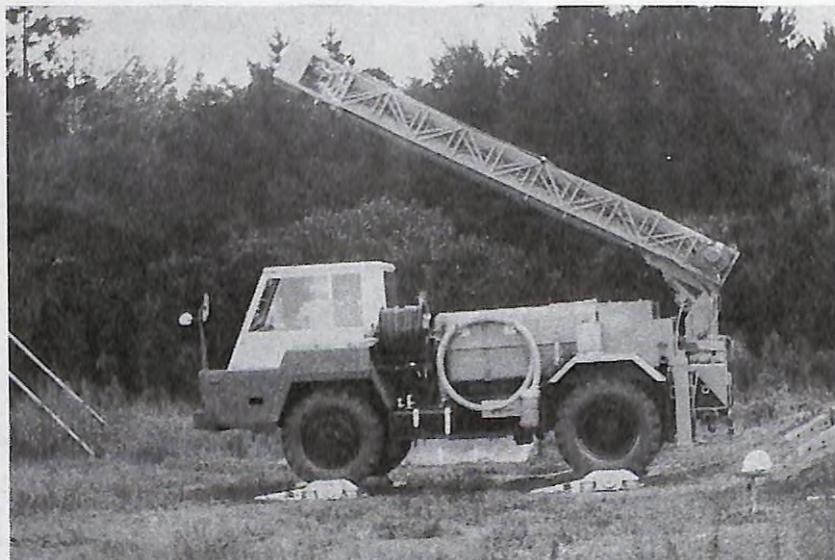


写真-14 ブーム格納時から直立に移る状態

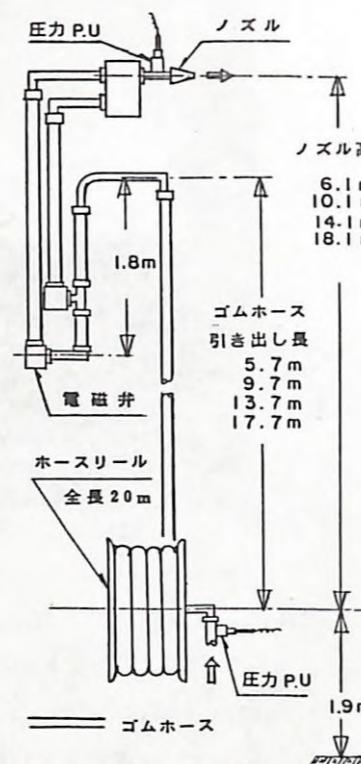


図-31 ホースリールから
ノズルまでの配管
の概要

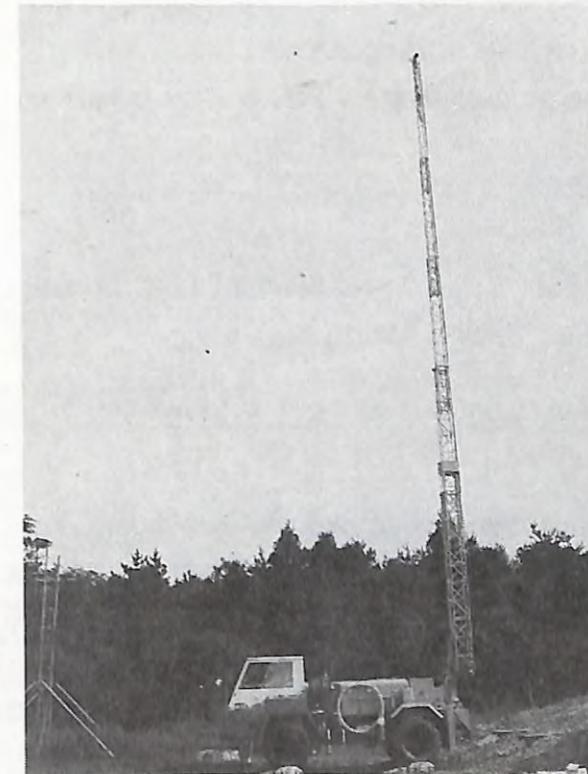


写真-15 ブーム直立時全長20m

表-11 塔上薬液散布移動車の装備重量時における荷重分布

		前 軸		後 軸	
軸 重	ブーム格納時	33.73 (3.44)	43.0%	44.71 (4.56)	57.0%
	ブーム直立8m	29.32 (2.99)	37.4%	49.13 (5.01)	62.6%
	ブーム直立20m	29.22 (2.98)	37.2%	49.22 (5.02)	62.8%
		左 輪		右 輪	
輪 重	ブーム格納時	39.12 (3.99)	49.8%	39.32 (4.01)	50.2%
	ブーム直立8m	38.54 (3.93)	49.2%	39.91 (4.07)	50.8%
	ブーム直立20m	38.63 (3.94)	49.2%	39.81 (4.06)	50.8%

単位 kN, () は t

きの荷重分布を測定(写真-16)して計算で求めた。

前車軸中心から重心までの水平距離(ℓ)は、次式により算出した。

$$\ell = \frac{L \cdot W_r}{W} \quad \dots \dots \dots \quad (17)$$

ここに、W:装備重量(8t), W_r :後車軸荷重(t), L:軸距(2800mm)である。

重心の高さ(h_G)は、次式により算出した。

$$h_G = \frac{L (W_f' - W_f) + (R_f - R_r) W_f' \tan \theta}{W \tan \theta} + R_r \quad \dots \dots \dots \quad (18)$$

ここに、 W_f :車両水平時の前軸荷重, W_f' :車両傾斜時の前軸荷重, R_f :車両傾斜時の前輪の半径, R_r :車両傾斜時の後輪の半径, θ :車両傾斜角($14^{\circ}30'$)である。

図-32は、ブーム格納時とブーム直立8mのときの重心の位置を図示したものである。重心の位置は、ブーム直立8mのときには格納時よりも後軸へ157mm($= 1753 - 1596$), 高さでは157mm($= 1330 - 1173$)高くなる。ブーム直立20mは、傾斜地では危険を伴うことが予想されるため測定しなかった。



写真-16 重心の高さの算出に必要な事項の計測(傾斜角14°30')

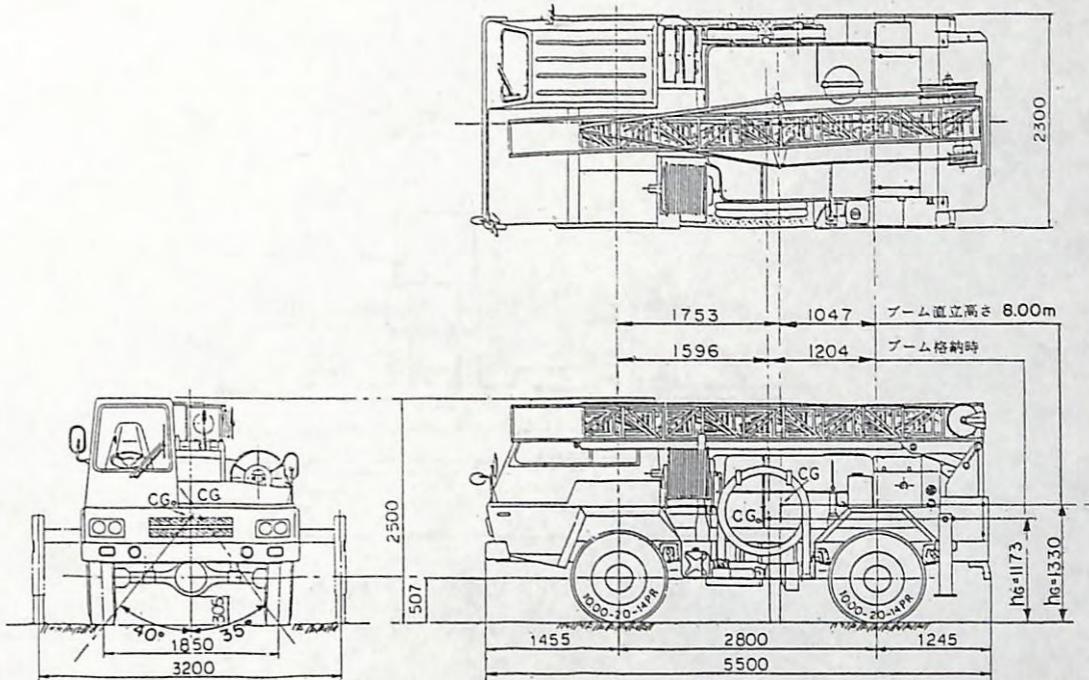


図-32 塔上薬液散布移動車のブーム格納時の寸法と装備重量時の重心の位置(CG: ブーム格納時, CG: ブーム直立8m時)

3) 散布試験と考察

薬液の散布試験は、ノズルの高さ別に管路を圧送する薬液の圧力、ノズルから噴霧した吐出量及びエンジン回転数、ポンプ回転数等の測定を行った。

ノズルの高さは、伸縮ブームの基柱を直立にした8m(地上からホースリールの軸心まで1.9m, これよりノズルまで6.1m)から、段階的に伸ばして12m(同1.9m+同10.1m), 16m(同1.9m+14.1m), 20m(同1.9m+同18.1m)と伸ばした。圧力は、図-33に示したひずみゲージ式圧力ピックアップをもちいて、ホースリール入口(最高圧力4.9MPa=50kgf/cm²)及びノズル入口(最高圧力1.96MPa=20kgf/cm²)で測定した。流量は、図-34に示した渦流量計(最高圧力3.92MPa=40kgf/cm², 最大流量150ℓ/min)をもちいて、余水管と送水管に分岐した後の送水管路内に設置した。エンジン及びポンプの回転数は、電磁式パルスセンサをもちいてそれぞれ測定した。噴霧ノズルは、図-33のような直進形(到達形)を使用し、噴霧方向の制御は、ノズル取付部のスイベルとモータにより、水平方向と上下方向の遠隔操作(有線、無線)で行う。

図-35は、横軸にノズルの高さ(ホースリールの軸心からノズルまで)をとり、縦軸にホースリール入口圧力(P_1)及びノズル入力圧力(P_2)と吐出量をとり、これらの実測値をプロットし実線で傾向を示した。供試装置の管路の摩擦損失水頭とくに高圧ゴムホースの摩擦損失係

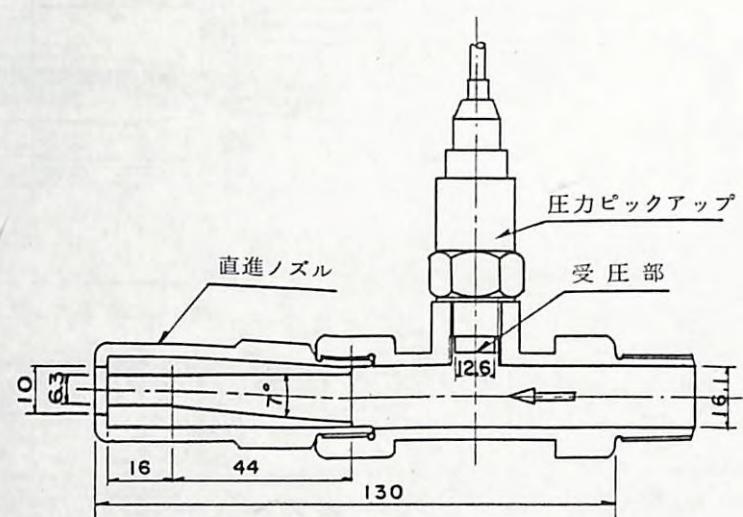


図-33 直進形ノズル(到達)及びひずみ
ゲージ式圧力ピックアップ

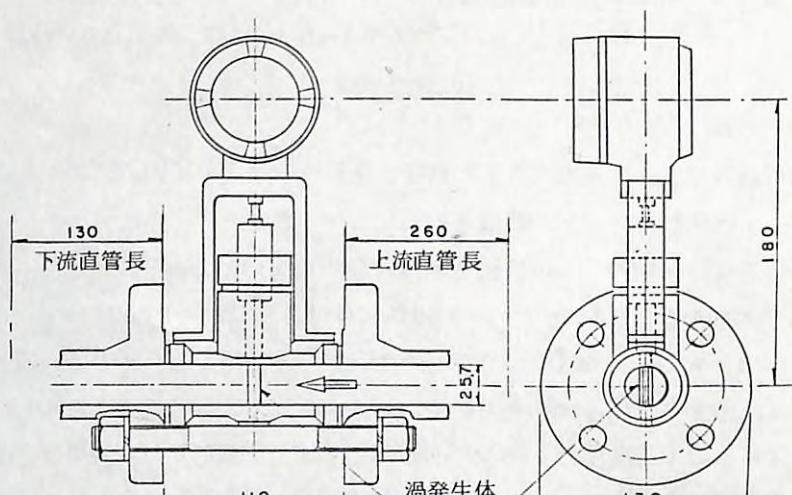


図-34 渦流量計

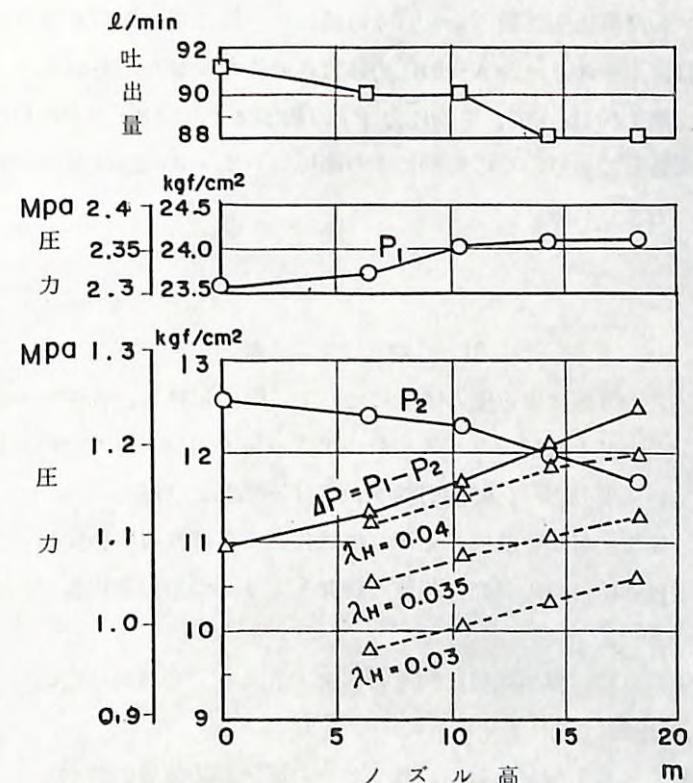


図-35 ノズル高別の圧力と吐出量

数 (λ_H)について、各値を与えた場合の計算値を波線で示した。

管の摩擦損失水頭 (h)は、流れの相似則から次式により算出した。

$$h = \Delta P / r = P_1 - P_2 / r = \lambda \cdot L / d \cdot V^2 / 2g \quad \dots \dots \dots (19)$$

ここで、 r : 薬液の比重、 ΔP : 区間内の圧力降下 ($P_1 - P_2$)、 λ : 管の材質による摩擦損失係数、 L : 管長、 d : 管の内径、 V : 流速、 g : 重力の加速度である。

供試装置の管路は、図-31のようにホースリール入口からノズル入口までの区間である。この区間の管路は、引抜钢管、エルボ、ベント、弁、高圧ゴムホース等で、レイノズル数は $R_e = 105,800 \sim 136,000$ とすれば摩擦損失係数は、引抜钢管で $\lambda = 0.0185$ 、エルボの全損失係数 $\xi_e = 1.2$ 、ベンドの全損失係数 $\xi_b = 0.14$ 、弁の損弁係数 $\xi = 0.08$ を用いることにした。そして、高圧ゴムホースの摩擦損失係数 (λ_H)は、各種実験式により求めるとおおよそ $\lambda_H = 0.02 \sim 0.04$ の値をとるようであるので、 $\lambda_H = 0.03, 0.035, 0.04$ の値を用いることにした。それらの係数を式 (19) に代入して求めた。

摩擦損失水頭は、実測値の傾向に最も近い計算値は高圧ゴムホースの $\lambda_H = 0.04$ ($R_e = 100, 200$, $V = 5.294 \text{ m/s}$) を用いた場合であった(図-35)。

高圧ゴムホースの摩擦損失係数 $\lambda_H = 0.04$ の値は、一般に用いている値でも最も高いものである。このことは、ホースリール入口の圧力に大きい圧力変動がみられ、ポンプ回転数（800 rpm）の3倍の周期（40 Hz）で、平均圧力 P_1 の約27%（0.588～0.686 MPa, 6～7 kgf/cm²）の大きさで変動しており、この変動により高圧ゴムホースの内径断面に変形を生じ λ_H を大きくしたものと考えられる。

引　用　文　献

- (1) 三村和男：塔上ノズル噴霧による圧力降下について，64回日林論，657～658，1983.
- (2) 三村和男・広部伸二・井上源基：フレイルモーア式カッタ刃によるササの刈払い抵抗（I）—供試カッタ刃と刈払い所要動力—，95回日林論，631～634，1984.
- (3) 三村和男：ササの種類と刈払い抵抗，58年度機械化部研究業務報告会要旨，27～28，1984.
- (4) 三村和男：造林用自動植付機の開発に関する研究（I）—つめ付き円板コールタの切削抵抗—，96回日林論，657～660，1985.
- (5) 三村和男：造林用自動植付機の開発に関する研究（II）—L形植付け爪の諸元，37回日林関東支論，257～258，1986.
- (6) 三村和男・広部伸二・井上源基・辻井辰雄：ササ刈取・収集装置の開発（I）—試作機の動力性能—，97回日林論，665～668，1986.
- (7) 三村和男：造林用自動植付機の開発に関する研究（III）—ラダー・チェーン形切削装置の切削抵抗—，98回日林論，721～723，1987.
- (8) 三村和男・山田 健：天然下種更新とトラクタ造林機械（I）—レーキドーザの爪の試作とササ根系の切削試験—，98回日林論，719～720，1987.