

FOLIA FORESTALIA²⁴⁵

METSÄNTUTKIMUSLAITOS · INSTITUTUM FORESTALE FENNIAE · HELSINKI 1975

PENTTI NISULA

KANTOLOUKKU

STUMP CRUSHER

- No 178 Matti Leikola & Jyrkj Raulo: Tutkimuksia taimityyppiiluokituksen laatimista varten III. Taimien morfologisten tunnusten muuttuminen kasvukauden aikana. Investigations on the basis for grading nursery stock III. Changes in morphological characteristics of nursery stock during the vegetation period. 2,—
- No 179 Paavo Valonen & Matti Ahonen: Vajaakarsinta ja silmävarainen apteeraus kuusisaha-puun teossa. The partial limbing and ocular marking for crosscutting in the preparation of spruce sawlogs. 4,—
- No 180 Pentti Rikkinen: Havusahatukki latvamuotoluvut erilaisia läpimittaluokituksia käytettäessä. 1,—
- No 181 Veijo Heiskanen: Havusahatukki kapeneminen ja latvamuotoluku Kainuussa ja Pohjois-Pohjanmaalla. Taper and top form factor of coniferous sawlogs in Kainuu and North Ostrobothnia regions. 2,—
- No 182 Veijo Heiskanen & Jorma Riikonen: Kuitupuun kehysmitta ja pinotiheys autokuljetuksen eri vaiheissa. Piled measure and solid volume content of pulpwood piles in various phases of truck transportation. 2,50.
- No 183 Heikki Nikkilä: Kylvätiheysmenetelmä kuitupuupinon kiintomitan määrittämisessä. The pile face density method in measuring the solid volume of a pulpwood pile. 4,—
- No 184 Olavi Saikku: Lannoituksen vaikutuksesta männyn kuoren määrään kangasmaalla. The effect of fertilization on the amount of Scotch pine in forest land. 1,50
- No 185 Kaj Asplund, Erkki Lähde & Erkki Numminen: Vajaasti kypsyneen männyn siemenen kehitys käpyjen varastoinnin aikana. On the development of incompletely ripened seeds of Scots pine in cones under storage. 1,50.
- No 186 Esko Jaatinen: Recreational utilization of Helsinki's forests. 4,—
- No 187 Markku Mäkelä: Kanto- ja liekopuun korjuu polttoturvesoilta. Harvesting of stump and moor wood from fuel peat bogs. 2,—
- No 188 Pirkko Velling: Männyn (*Pinus silvestris* L.) puuaineen tiheyden fenotyypisistä ja geneettisestä vaihtelusta. Phenotypic and genetic variation in the wood basic density of Scots pine (*Pinus silvestris* L.) 3,—
- No 189 Risto Seppälä: Yksityismetsänomistajien hakkuukäyttäytyminen Suomen itäosissa. Cutting behaviour of private forest owners in eastern Finland. 4,—
- No 190 Risto Seppälä: Raakapuun tarjonnasta Suomessa. On the supply of roundwood in Finland. 4,—
- No 191 Kullervo Kuusela & Alli Salovaara: Ahvenanmaan maakunnan, Helsingin, Lounais-Suomen, Satakunnan, Uudenmaan-Hämeen, Pirkka-Hämeen, Itä-Hämeen, Etelä-Savon ja Etelä-Karjalan piirimetsälautakunnan metsävarat vuosina 1971—72. Forest resources in the District of Ahvenanmaa, and the Forestry Board Districts of Helsinki, Lounais-Suomi, Satakunta, Uusimaa-Häme, Pirkka-Häme, Itä-Häme, Etelä-Savo and Etelä-Karjala in 1971—72. 7,—
- No 192 Paavo Tiihonen: Puutavaralajirakenteen likimääräisarvioinnissa käytettäviä menetelmiä. Methoden für die annähernde Schätzung des Holzsortenstruktur.
- No 193 Terho Huttunen: Suomen sahateollisuus vuonna 1972. The sawmill industry in Finland in 1972. 4,—
- No 194 Ukko Rummukainen: Herbisidiraakteen männyn- ja kuusentaimille aiheuttamista kuorivioituksista. On bark damages caused to Scots pine and Norway spruce plantations by granular herbicides. 2,—
- No 195 Metsätalastollinen vuosikirja 1972. Yearbook of forest statistics 1972. 12,—
- No 196 Erkki Lähde: The effect of seed-spot shelters and cold stratification on germination of Pine (*Pinus silvestris* L.) seed. Kylvösuojan ja kylmästratifikoinnin vaikutus männyn siemenen itämiseen. 2,—
- No 197 Erkki Lähde & Kaarlo Kinnunen: Paperikennon ja turveruokun seinän lujuus ja taimien alkukehitys Pohjois-Suomessa. The relationship between the wall strength of paper and peat pots and the initial development of seedlings in Northern Finland. 2,—
- No 198 Esko Jaatinen: Metsäteollisuusyhtiöiden omien metsien hakkuupolitiikan motiivit. Timber cutting motives of forest industry enterprises. 4,—
- No 199 Esko Leinonen: Purunäytteeseen perustuvasta kuivapainomittauksesta. Dry-weight scaling based on chip samples. 3,—
- No 200 Pentti Hakkila & Markku Mäkelä: Jatkotutkimuksia Pallarin kantoaharvesterista. Further studies of the Pallari Stumpharvester. 2,—
- No 201 Matti Leikola & Risto Rikala: Lannoituksen vaikutus männyn ja kuusen taimien alkukehitykseen kangasmailla. The effect of fertilization on the initial development of pine and spruce on mineral soils. 2,—

FOLIA FORESTALIA 245

Metsäntutkimuslaitos. Institutum Forestale Fenniae. Helsinki 1975

Pentti Nisula

KANTOLOUKKU

Stump Crusher

ALKULAUSE

Vuonna 1970 perustettiin Suomen Puunjalostusteollisuuden Keskusliiton aloitteesta kanto- ja juuripuun korjuuta selvittelevä työryhmä. Allekirjoittanut on ollut tämän työryhmän jäsenenä. Työryhmän toimesta päätettiin rakentaa allekirjoittaneen suunnitelmien mukaisesti varastoitujen kantojen ja juurakoiden pilkkomiseen tarkoitettu kantoloukku, jota esillä oleva tutkimus käsittelee. Prototyyppe-

koneen rakensi asentaja MIKKO KIVELÄ Kurikasta. Hän oli edelleen mukana koneen alkukokeilussa ja teki laitteeseen muutamia muutoksia. Myöhemmin koneen syöttölaitteistoa muutettiin ja konetta vahvisteltiin Valtion Polttoainokeskuksen (Vapon) korjaamolla Kokkolassa.

Käsikirjoituksen ovat lukeneet professorit PENTTI HAKKILA ja VEIJO HEISKANEN.

Helsingissä toukokuussa 1975

Pentti Nisula

SISÄLLYSLUETTELO

ALKULAUSE	1
SUMMARY IN ENGLISH	3
TIIVISTELMÄ	4
1. KEHITTELYTYÖN TAUSTATEKIJÄT	5
11. Yleiset näkökohdat	5
12. Puun katkominen veitsiterällä	8
2. KANTOLOUKKU	14
21. Rakenne ja toiminta	14
22. Kampikoneiston voimansiirto	18
23. Palomiskokeet	22
24. Eräitä sovellutusmuotoja	24
KIRJALLISUUSLUETTELO	27

SUMMARY

The aim in the planning of the stump crusher was a continuous operation stump-splitting process. A method was arrived at in which the stumps are fed from the infeed platform intermittently between a shearing or crushing blade and an anvil. The transversely and longitudinally cut pieces then drop from the anvil onto the conveyor which moves them into a bunch or a transport vehicle under the conveyor. A prototype of the device has been constructed (see Figs. 9-13).

The infeed platform of the machine was developed later as shown in Figs. 14-17.

The machine for the method is intended for the splitting of bunched swamp stumps and stump-root systems, the cutting-up of forest stumps at a forest landing or upper landing site and for the splitting of whole stumps brought to the mill or stumps cut in another way but which are too large.

Use of the stump crusher improves the solid volume content of the stump loads, which affects the transport output. At the same time it reduces the stumps to a size

which can be handled by the stump chippers at the mill.

The problem of bucking timber with a knife blade is discussed at the beginning of the article (Figs. 2-8 and Tables 2-3).

Fig. 18 shows the main measurements of the crank mechanism of the stump crusher and the stump crusher blade strengths. The adequacy of the blade strength calculated on the basis of these main dimensions is shown in Figs. 20 and 21.

Figs. 26-31 show plans based on the splitting method for mounting the stump crusher on different basic machines, when the method is applied to a machine with an overhead infeed or for a branch splitting machine.

Splitting experiments with the prototype have been encouraging. The machine has functioned in principle in all conditions, but as a prototype it has been so under-dimensioned structurally that it has been impossible to use it for prolonged splitting or for splitting large quantities of stumps.

TIIVISTELMÄ

Kantoloukkua suunniteltaessa on pyritty aikaansaamaan jatkuvatoiminen kantojen pilkkomisprosessi. Tällöin on päädytty menetelmään, jonka mukaan syöttölavalta jaksottaisesti syötetään pilkottavia kantoja leikkaavan tai murskaavan terän ja teräpalkin väliin. Poikki- ja halkileikkaantuneet palaset putoavat sitten teräpalkilta kuljettimelle, joka siirtää ne kasaan tai kuljettimen alla sijaitsevaan kuljetusajoneuvoon. Laitteesta on rakennettu prototyyppi, jota esitellään kuvissa 9–13.

Myöhemmin on koneen syöttölavaa kehitelty kuvien 14–17 mukaisesti.

Menetelmän mukainen kone on tarkoitettu kasattujen suokantojen ja juurakoiden pilkkomiseen, metsä- ja välivarastossa olevien metsäkantojen palomiseen ja tehtaalle tuotujen kokonaisten tai liian suureksi jääneiden muulla tavoin esilohkottujen kantojen pilkkomiseen.

Kantoloukkua käyttämällä saadaan kantuormien pinotiheys paremmaksi, mikä vaikuttaa kuljetustuotokseen. Samalla kannot saadaan

pienemmiksi, jotta ne mahtuisivat tehtaalla kantohakkureihin.

Kirjoituksen alussa on käsitelty puun katkaisemisen ongelmaa veitsiterää käytettäessä (kuvat 2–8 sekä taulukot 2–3).

Kuvassa 18 nähdään rakennetun kantoloukun kampikoneiston päämitat ja niiden perusteella lasketut kuvissa 20 ja 21 esitetyt kantoloukun terävoimat ja terävoimien riittävyys.

Edelleen nähdään kuvissa 26–31 kehitetyn pilkkomismenetelmän pohjalta tehtyjä suunnitelmia kantoloukun sijoittamiseksi erilaisten peruskoneiden päälle tai sovellettaessa menetelmää päältäpäin syöttävän koneen tai oksien silppuamiskoneen rakentamiseksi.

Prototyypillä suoritettut pilkkomiskokeet ovat olleet rohkaisevia. Periaatteessa kone on toiminut kaikissa olosuhteissa, mutta se on ollut prototyypinä rakenteeltaan alimitoitettu, eikä sillä ole voitu ryhtyä pitkäaikaiseen tai suurien kantomäärien pilkkomiseen.

1. KEHITTELYTYÖN TAUSTATEKIJÄT

11. Yleiset näkökohdat

Puu on ollut kautta aikojen tärkeä rakennusmateriaali, minkä takia sen lujuusominaisuudet ovat joutuneet laajojen selvitysten kohteeksi. Tällöin on tutkittu ennen kaikkea puun kuormitusta, kuten vetoa, puristusta, taivutusta, vääntöä ja leikkausta. Koska puu on anisotrooppinen aine, jolla eri suunnissa on erilaiset fysikaaliset ominaisuudet, saadaan sitä eri suunnista kuormitettaessa poikkeavia arvoja. Puu on lisäksi hyvin sitkeä aine. Puuta rasitettaessa tapahtuu aina ennen murtumista pysyvä muodon muutos, ja murtuminen tapahtuu ns. leikkaantumismurtumana, jonka saavat aikaan pääasiassa leikkausjännitykset.

Taulukossa 1 esitetään suuntaa-antavia leikkauslujuusarvoja R. Keylwerthin mukaan (KOLLMANN 1951). Taulukon ymmärtämiseksi tulee seurata kuvaa 1, jossa esitetään koekappaleiden leikkauksessa käytetty työkalu. Siitä selviävät myös leikkaussuunnat. Leikkauslujuus voi taulukon mukaan vaihdella 18–355 kg/cm² leikkaavan voiman suunnasta riippuen.

Kuvan 1 leikkaustyökalussa puukappale käyttäytyy kuten niitti tai pultti metalliliitoksissa, joissa voima pyrkii liikuttamaan metallipintoja vastakkaisiin suuntiin. Niitti tai pultti poikkileikkaantuu, jos

$$\tau = F/A, \text{ missä (1)}$$

$$\tau = \text{leikkauslujuus}$$

$$F = \text{voima}$$

$$A = \text{pinta-ala}$$

Vain siinä tapauksessa, kun niitit tai pultit ovat pitkiä tai välykset suuria, saattaa leikkauksen yhteydessä esiintyä myös taipumista.

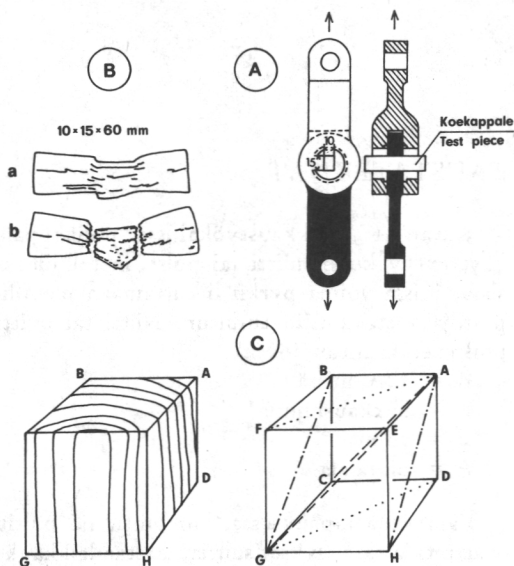
Jos puu joudutaan katkaisemaan kuormittamalla eli sellaista menetelmää käyttäen, joka vaatii puun leikkauslujuuden ylittävää voimaa, tarvitaan suuria voimia, esim. seuraavasti:

Puun läpimitta, cm	Leikkauslujuus, kg/cm ²	Leikkausvoima, kpm
20	300	94200
30	300	212100
40	300	377100

Taulukko 1. Männyn (0.46...0.57 g/cm³) leikkauslujuus R. Keylwerthin tuloksista koottuna (KOLLMANN 1951). Selittävät piirroksot kuvassa 1.

Table 1. Resistance (R) to cutting of pine (0.46...0.57 g/cm³). Collected from Keylwerth's results (KOLLMANN 1951). Explanatory drawing in Fig. 1.

Leikkauslujuus, kg/cm ² Resistance to cutting		
Poikkileikkauspinnan- ABFE suunnassa In the direction of the cross- section surface ABFE	Tangenttipinnan- ABCD suunnassa In the direction of tangential surface ABCD	Sädepinnan- AEHD suunnassa In the direction of the quater grain AEHD
AB 267...324	AD 89...112	AD 110...119
AE 276...355	AB 25...40	AE 18...36
45° ₀ n suunnanmuutoksen jälkeen after a 45° change in direction		
suunnassa in the direction	suunnassa in the direction	suunnassa in the direction
AC 233...257	AH 188...290	AD 93...113
AE 250...291	AB 158...236	AF 18...25



Kuva 1. Taulukkoa 1 selittävät piirroksat. A. Koekappale leikkaustyökalussa. B. Koekappale a) leikkauksen aikana b) leikkauksen jälkeen. C. Vuosisuustojen suunta ja leikkaustasot.

Fig. 1. Drawings that explain Table 1. A. Test piece in the cutting tool. B. Test piece a) during cutting and b) after cutting. C. The direction of annual rings and the cutting levels.

Puun kuormituslujuudet otetaan huomioon puurakenteita, esim. ansarakenteiden kestävyttä mitoitettaessa.

Mikäli kysymyksessä on puun palominen, esim. halkaiseminen, lohkominen tai katkaiseminen, pyritään puuta käsittelemään työkaluilla tai koneilla, kuten sahoilla, kuttereilla, hakkureilla tai veitsimäisiin ja kiilaaviin teräsiin perustuvilla laitteilla.

Kirveen käyttö on metsässä jatkuvasti vähentynyt. Kirves toimii pääasiassa terävän kiilan tapaisesti. Sen pääkäyttöala on ollut hakkuukolon teossa ja oksien karsinnassa.

Kirvesvoima ei ole riittävä runkopuun kohtisuoraan katkaisuun. Sen sijaan se on varsin pätevä työkalu puun palomisessa silloin, kun sitä käytetään sopivan mittaisiksi sahattujen pölkkyjen halkaisemiseen siten, että isketään pölkyn sivuun tai päähän. Tällöin puu repeää verrattain vähäistä voimaa käyttämällä puusyvien eli puun pituuskasvun suuntaan.

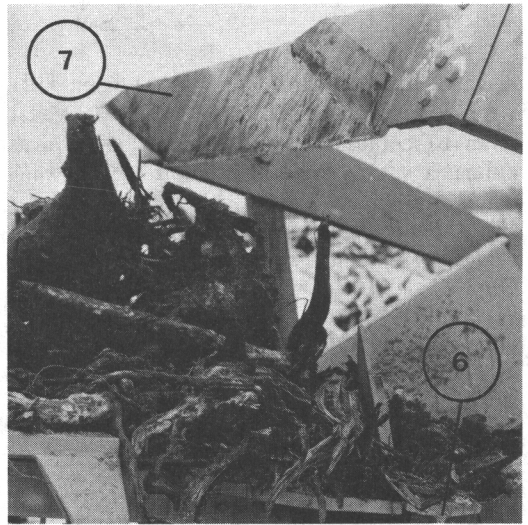
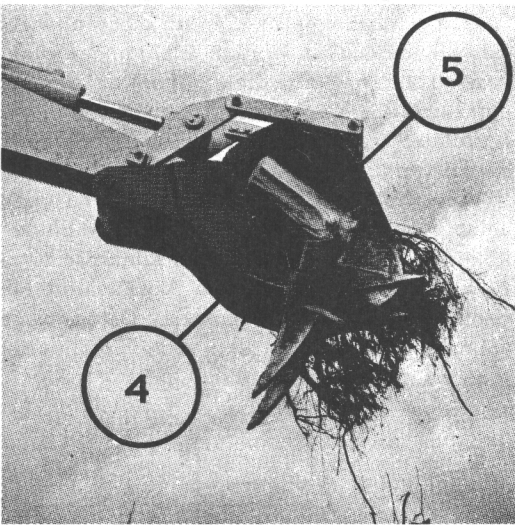
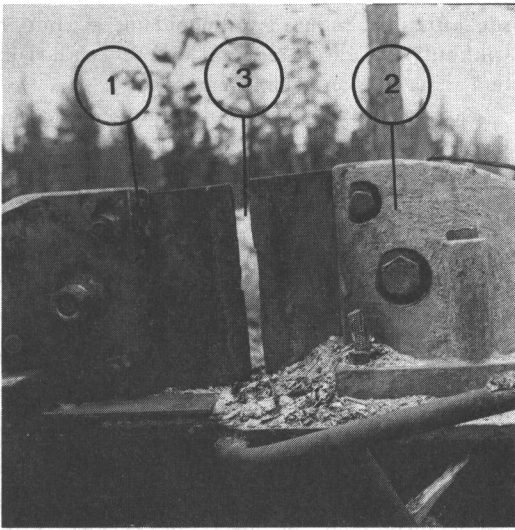
Sen sijaan puun palominen poikkisuunnassa eli katkaisu on kiilamaista terää käyttäen paljon enemmän voimaa vaativaa. Viime aikoina on kuitenkin suurien koneiden mukana metsään tullut voimaa ja ratkaisevaksi näkökohdaksi on muodostunut nopeus. Tällöin on todettu, että kiilan tapaan toimivilla leikkaavilla, tavallisesti hydraulisesti ohjattavilla veitsimäisillä terillä voidaan saavuttaa suurempia katkaisunopeuksia kuin esim. sahanterämäisesti leikkaavilla jyrsivillä ketjuterillä. Tällaisia teriä on käytetty useissa monitoimikoneissa (vrt. esim. ERICKSON 1967) puiden kaatamiseen ja runkojen katkoon. Ratkaisumalliltaan nämä saksimaiset katkontaterästöt ovat olleet yleensä kaksiteräisiä, jolloin terät liikkuvat kohtisuoraan välissään olevan runko-osan poikki ja toisiaan vasten tai yksiteräisiä; jolloin terä kulkee katkaistavan rungon poikki sen toiselle puolelle tukeutuvaa vastinpalkiksi muotoiltua rakennetta vasten. Monitoimikoneiden terätkäisut on ajateltu toimimaan määräsunnassa eli kohtisuoraan puunsyvien pituussuunnassa.

Viime aikoina on alettu kiinnittää huomiota runkopuun ohella metsän muihin raaka-aineisiin kuten kantoihin. Koska kannot ovat muotonsa takia kalliita kuljetettavia, on etsitty keinoja nostettujen kantojen paloitteluksi, jotta ne kuljetuksen aikana mahtuisivat pienempään tilaan. Mm. on kokeiltu kantojen räjäyttämistä ja moottorisahalla paloitteluksi, mutta nämä menetelmät ovat osoittautuneet epätaloudellisiksi. Sittemmin on pyritty ratkaisemaan kantojen paloitteluongelma suurta voimaa ja veitsiteriä käyttäen.

Kuvassa 2 nähdään neljä veitsiteriä käyttävää kannonpaloittelulaitetta. Lypsniemen Konepajan sotien aikana rakentamassa tervaskantojen paloitteluun suunnitellussa kantogiljotiinissa (a) oli kiinteä vastinterä (1) ja sitä vasten vaakatasossa liikkuva pystyterä (2). Tervaskannot pudotettiin miesvoimaisesti sivultapäin avoinna olevaan paloittelukitaan (3).

Venäläiset ovat yrittäneet ratkaista kantojen paloittelun, puristamalla kokonaisia kantoja verkkomaisesti kootun veitsiterästön läpi (b) (SALMINEN 1971). Moniteräisen kannonpilkkomisen voimantarvetta ovat orientoivissa kokeissa selvitelleet meillä AHONEN ja MÄKELÄ (1972).

Sittemmin on Suomen Puunjalostusteollisuuden Keskusliiton asettaman kanto- ja juuri-puun korjuuta selvittävän työryhmän rahoittamana rakennettu meillä kantojen pilkkomiseksi



Kuva 2. Veitsiteriin perustuvia kantojen paloittelulaitteita. a) kantogiljotiini, b) venäläinen LO-21, c) Pallarin laite, d) kantoloukku.

Fig. 2. Stump cutting devices based on knife blades. a) stump guillotine, b) Russian LO-21, c) Pallari device, d) stump crusher.

Pallarin kantoharvesteri (HAKKILA 1972) ja Nisulan kantoloukku (MÄKELÄ 1973).

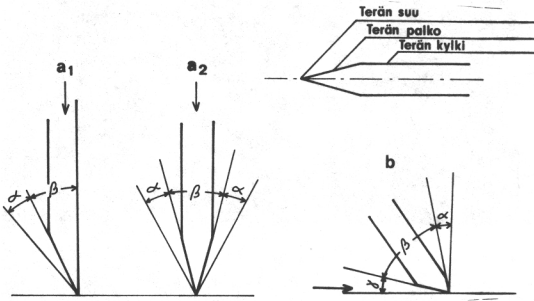
Edellisessä (c) kanto leikataan valitussa suunnassa kerrallaan kahtia. Monitoimikoneiden tapainen saksimainen terä ja siihen liittyvä tartuntaelin on sijoitettu kaivukoneen nostopuomin päähän. Terästöön kuuluu haarukan muotoinen vastinpalkki (4), joka työnnetään kannon alle, ja kaarevaksi muotoiltu veitsiterä

(5), joka puristaa kannon halki tai poikki siirtymällä samalla vastepalkin haarukan lävitse vastimen ohi.

Nisulan kantoloukussa (d) kannot syötetään konevoimin jaksottaisesti vastinpalkille (6), jota vasten kannot puristetaan halki tai poikki vastinpalkin suuntaisella jakson tahdissa edestakaisin liikkuvalla veitsiterällä (7).

12. Puun katkominen veitsiterällä

Veitsiterien toiminta esitetään kuvissa 3–4. Terän suu on terän äärimmäinen leikkaava särmä terän rinta- ja päästöpintojen leikkauskohdassa. Terää puuhun painettaessa terän suu tekee aina varsinaisen leikkuutyön, ja terän muiden osien tehtävänä on vain leikattujen puolisokojen syrjään työntäminen. Kun terän



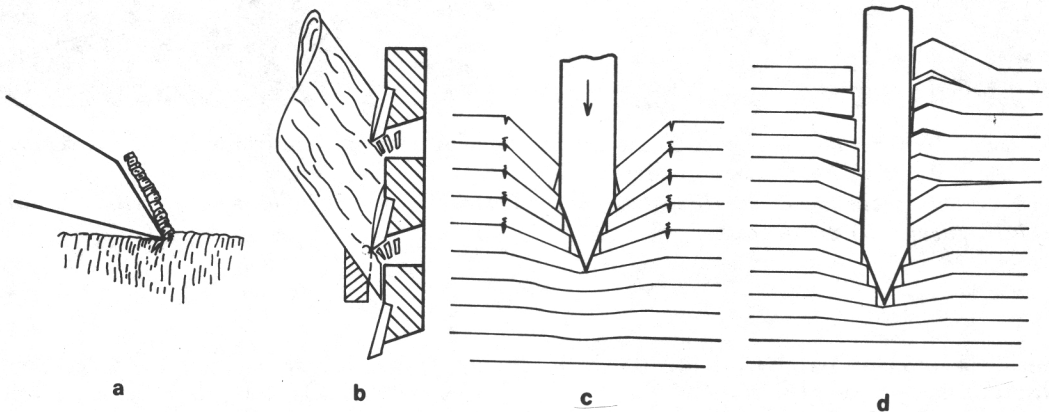
Kuva 3. Katkaisevan (a_1 = yksitahoinen kiila, a_2 = kaksitahoinen kiila) ja höyläävän veitsiterän (b) teräkulmat: α = rintakulma, β = teroituskulma ja γ = päästökulma. Nuoli osoittaa terävoiman suunnan.

Fig. 3. Blade angles of a cutting (a_1 = a one-sided wedge, a_2 = double-sized wedge) and planing knife blade (b): α = chipping angle, β = wedge angle and γ = clearing angle. The arrow shows the direction of the blade force.

suu kuluu tai muuten vahingoittuu, häiriintyy leikkuutyö. Tällöin terä on käynyt tylsäksi ja terä alkaa työskennellä loveamalla.

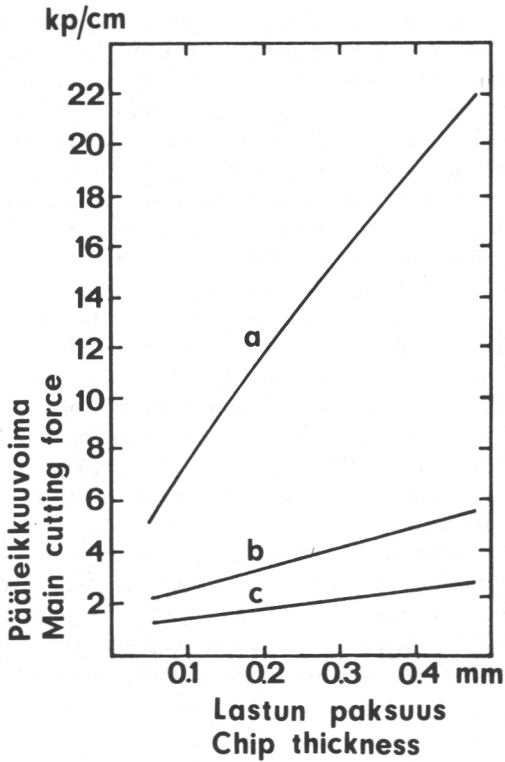
Kuvassa 4 nähdään poikkipuun katkaisutapahtuma neljässä eri tapauksessa. Höylättäessä (a) puu katkeaa lohkeilemalla irti ohuina lastuina pääasiassa vuosilustoja myöten. Hakkurissa (b) puu murtuu samalla tavalla suuremmiksi hakepalasiksi. Katkaisupinnat pysyvät näissä kummassakin tapauksessa sileinä. Toisin on sen sijaan painettaessa veitsiterä puuhun. Kun terä tungetaan väkivaltaisesti puun sisään puusyiden vastaisesti (c ja d), syntyy puun katkaisukohdalla voimakkaita leikkajännityksiä ja leikkaantumismurtumia, koska terä auraa leikatun puun tieltään. Tästä aiheutuu puun rakenteen rikkoutumista ja leikkauvahinkoja. Puun deformatuminen ilmenee voimakkaana ja lisääntyy terän paksuuden kasvaessa.

Veitsiterässä voima jakaantuu kahteen osaan; varsinaiseen leikkuuvoimaan ja puuta deformativaan voimaan. Edellisen johdosta puusyöt katkeavat ja erkanevat toisistaan. Tämä tehtävä lankeaa terän äärimmäisen kärjen eli terän suun osalle. Jotta terän suu voisi jatkuvasti suoriutua leikkuutehtävästään, tulee terän muiden osien aurata katkaistut puusyöt tieltään vähitellen koko terän paksuudelta. Tähän tehtävään tarvitaan runsaasti voimaa, jota kutsutaan terän puuta deformativaksi voimaksi. Deformatiivan voiman johdosta puu joko särkyi tai joutuu muodonmuutosten alaiseksi.



Kuva 4. Veitsiterillä suoritettu katkaisutapahtuma poikkipuussa: a) höylänterällä (KIVIMAA 1964), b) laikkahakkurissa (KOSKINEN–TUUHKA 1968) sekä c) sulassa ja d) jäätyneessä puussa kaksitahoisella kiilalla (ERICKSON 1967).

Fig. 4. Cutting process using knife blades across the grain: a) with a plane iron (KIVIMAA 1964), b) in a disk chipper (KOSKINEN–TUUHKA 1968) and c) for unfrozen and d) frozen wood with a double-sized wedge (ERICKSON 1967).



Kuva 5. Höylänterän deformatiivisen leikkuuvoiman riippuvuus koivupuussa KIVIMAAN (1964) aineiston perusteella a) poikkileikkaus-, b) tangenti- ja c) sädepinna.

Fig. 5. Correlation of the deforming cutting force of the plane iron on birch according to KIVIMAA's (1964) material a) cross section, b) tangential surface and c) quarter grain.

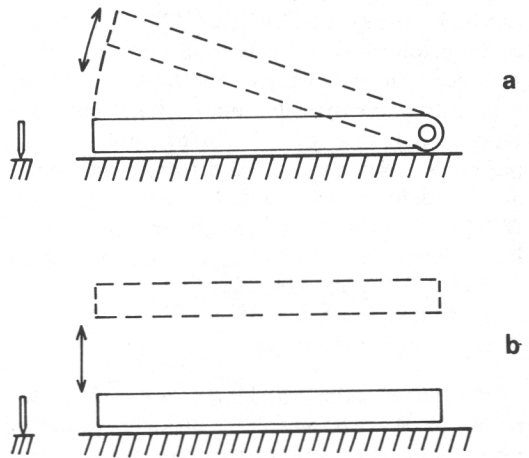
KIVIMAAN (1964) mukaan terän varsinainen leikkuuvoima höylättäessä pysyy lastun paksuuden vaihdellessa vakiona, mutta riippuu terän terävyydestä. Teoreettisesti voidaan päätellä, että terän varsinaisen leikkuuvoiman arvo putoaisi nolliin, jos terän suun muodostaisi vain terän rinta- ja päästöpintojen geometrinen leikkausviiva. Käytännössä tällaista ideaalista terävyyttä ei voida saavuttaa.

Sen sijaan deformatiivisen voiman suuruus riippuu suuresti sovellutustilanteesta. Kuvassa 5 nähdään leikkuuvoiman muuttuminen höylänlastun paksuuden kasvaessa. Kun paksuus lähennee nolliin ollaan lähestymässä varsinaisen leikkuuvoiman vakiota, joka koivua poikkisyin

höylättäessä on n. 4 kp/cm terän pituusyksikköä (cm) kohden. Muissa höyläyssuunnissa se lienee 1...2 kp/cm. Terän varsinainen leikkuuvoima edustaa siis vähäistä voimaa. Samantapaiseen tulokseen ovat päätyneet esim. MCKENZIE (1961) kutterihöyläystä selvitellessään ja JOHNSTON (1967) puun katkaisukokeissa. Terän tylsyyssä lovivaikutus lisääntyy ja varsinainen leikkuuvoima kasvaa.

Kuvan 5 mukaisesti terän deformatiivista leikkuuvoimaa kasvaa nopeasti höylänlastun paksuuden lisääntyessä, varsinkin puuta poikkipäin höylättäessä. Silloin kun lastuilla ei ole tilaa poistua, vaan ne pakotetaan terän kiilamaisilla sivupinnoilla puun sisään, kuten puuta veitsiterällä katkaistaessa tapahtuu, joutuu puu terästä virtaavien suurien deformatiivisten voimien vaikutuksen alaiseksi.

Kantotavaran pilkkomisessa tulevat käytännössä kysymykseen pääasiassa kuvassa 6 esitetyt veitsiterätyypit, joista toinen (a) suorittaa edestakaista saksimaista paloitteluliikettä sarana-kohtansa varassa ja toinen (b) liikkuu koko pituudellaan edestakaisin. Edellistä terätyyppiä on kaarevarakenteisena ratkaisuna sovellettu Pallarin kantoharvesterissa (HAKKILA 1972) ja jälkimmäistä kantogiljotiinissa ja kantoloukussa (HAKKILA 1972, MÄKELÄ 1973). Edellisessä terävoima kasvaa saranaa kohti, minkä takia



Kuva 6. Kantojen pilkkomisessa tavalliset veitsiterätyypit. a) saksiterä, b) edestakainen terä. Fig. 6. Common knife blade solutions for splitting stumps. a) shear blade, b) to and fro blade.

palominen on edullisinta suorittaa terän tyvi-osalla. Jälkimmäisessä terävoima jakaantuu tasaisesti terän pituudelle.

Kantotavaran paloittelu tapahtuu kannon kohdalle sattuneella teränosalla. Palomisliikkeen aikana terävoima tavallisesti koko ajan muuttuu terän vajotessa syvemmälle paloitetavaan kohteeseen. Terän pituusyksikköä kohden laskettu terävoima (kp/cm) siis vaihtelee hetkellisesti. Teoriassa koko terävoima voi kohdistua myös hyvin lyhyelle pituudelle, jolloin terä nurjahtamisvaaran takia saattaa joutua erikoisen suureen rasitukseen.

Käytettävissä olevan terävoiman hyötysuhde riippuu siitä, miten onnistutaan terän raaka-aineen valinnassa ja terän muotoilussa. Raaka-aine vaikuttaa lähinnä terän kestävytyteen ja muoto ja mitat, ennen kaikkea paksuus, tarvittavan terävoiman määrään. Koneellisissa työsuorituksissa on mahdollisuuksien mukaan pyrittävä siihen, ettei kone pysähdy vaikeimpienkaan paloittelutapausten sattuessa. Koneen pysähtyminen tietää nimittäin aina ylimääräistä ajanhukkaa. Tämän takia joudutaan terät ylimitoitamaan ja käyttämään suurempia terävoimia.

Leikkaavien terien raaka-aineesta ja muotoilusta on suuntaa-antavia tietoja ERICSONIN (1967), KEMPEN (1967), JOHNSTONIN (1967) ja WIKLUNDIN (1967) tutkimuksissa. Perusteellisemmin tätä puolta asiassa käsittelevät KNAPP (1928), LEYENSETTER (1931), REISINGER (1959) ja STERZIK (1968). Selvimmin terän palomiskykyyn vaikuttaa terän paksuus. Aikaisemmin mainittujen KIVIMAAN (1964) tutkimusten perusteella puun leikkaamiseen tarvittava voima on vähäinen, mutta terän paksuuden lisääntyessä tarvittava voima puu-aineen deformaation takia kasvaa nopeasti. WIKLUND (1967) on saanut runkopuun katkaisuvoiman maximia kuvaavaksi yhtälöksi

$$P = 17 t + 90, \text{ jossa (2)}$$

$$P = \text{terävoima, kg/cm}$$

$$t = \text{terän paksuus, mm}$$

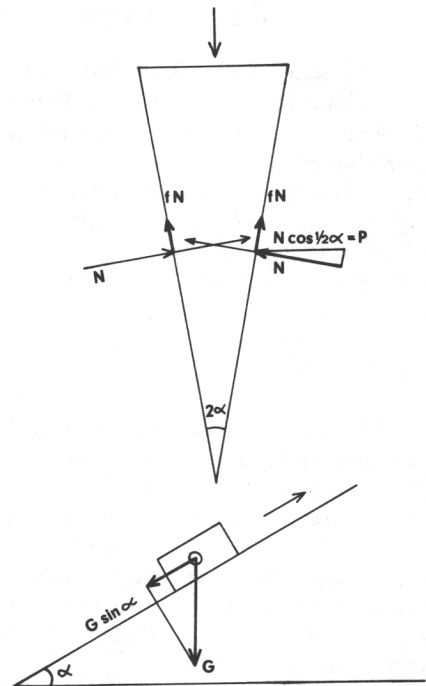
Wiklundin tulos merkitsee esim. sitä, että terän paksuuden kasvaessa kaksinkertaiseksi, myös terävoiman tarve kasvaa samassa suhteessa. Lisäksi on todettu, että terän muoto, terävyys, teroitustapa ja teroituskulma sekä palomisnopeus vaikuttavat veitsiterän hyötysuhteeseen, joskin huomattavasti vähemmän kuin terän paksuus.

Jos haluamme kuormittamalla katkaista 40x40 cm paksun poikkileikkaukseltaan neliö-

mäisen puukappaleen, vaaditaan taulukon 1 mukaisesti poikkileikkauspinnan ABFE:n suunnassa AE 40x40x355 = 568 000 kg:n suuruinen kuormitus. Jos sen sijaan pyrimme veitsiterällä leikkaamaan saman puupalkin ja oletamme siihen tarvittavan voimaa 355 kg leikkaavan terän pituusyksikköä (cm) kohden, saamme Wiklundin yhtälöstä terän paksuudeksi 15.6 mm ja terävoimaksi $40 \times 355 = 14200$ kg.

Veitsiterässä voidaan aina erottaa kolme oleellista osaa; suu, palko ja kylki (kuva 3). Kullakin näistä on oma tehtävänsä paloittelu-tapahtumassa. Terän suu leikkaa puusyyt poikki (varsinainen katkaisu) tai erottaa puusyyt toisistaan (halkaisu). Palko-osat auraavat leikatun puun tieltään ja terän kyljet pidättelevät puun kimmoisuudesta johtuvaa takaisinpainumista katkaisu-urana.

Terän suun toimintaa valotettiin jo KIVIMAAN (1964) tutkimustuloksia selostettaessa. Aurattaessaan puuta terän palot toimivat kiilana. Kiilan tasapainoehdoja on runsaasti tutkittu mekaniikan piirissä, jossa kiilalla on monen-



Kuva 7. Kaltevan tason ja kiilan tasapainotekijät.

Fig. 7. Equilibrium factors of an inclined level and wedge.

laista käyttöä, mm. työkaluna, rakennuskonstruktioissa ja yhdistävänä osana kitkaan perustuvissa liitoksissa. Kiilan tasapainoehjoja tarkasteltaessa joudutaan tekemisiin kiilassa esiintyvien voimien ja kitkan kanssa.

Jos $G \sin \alpha$ painoinen kappale on tasaisella alustalla, jonka kaltevuuskulma α (kuva 7) vähitellen kasvaa arvosta nolla, lisääntyy myös kappaleen painon tason suuntainen komponentti $G \sin \alpha$. Niin kauan kuin tasapaino vallitsee on kitkavoima joka hetki komponenttivoiman $G \sin \alpha$:n suuruinen. Kulman α saavutettua määrätyn arvon φ alkaa kappale liukua kaltevaa pintaa alaspäin. Kitkalla on silloin suurin arvonsa $G \sin \varphi$ ja vastaavaksi kaltevan tason normaalivoimaksi saadaan $G \cos \varphi$. Merkitsemällä $G \sin \alpha = f G \cos \varphi$, havaitaan, että f :n eli kitkakertoimen korjaustekijä voidaan kirjoittaa muotoon $f = \tan \varphi$. Kitkakerroin on siis yhtä suuri kuin tason muodostaman kaltevuuskulman (α) tangenti kappaleen liukumaan lähdön hetkellä. Kulmaa φ sanotaan kitkakulmaksi.

Täysin kehittynyt lepokitka on aina jonkin verran liikekitkaa suurempi. Seuraavassa taulukossa 2 esitetään muutamia Tekniikan Käsikirjan (1937) perusteella laskettuja kitkakulman arvoja:

Kitkan suuruus vaihtelee erilaisten kappaleten välillä. COULOMBIN (1781) sääntöjen mukaan liukumiskitka on riippumaton kosketuspintojen suuruudesta ja liikkeen nopeudesta mutta on suoraan verrannollinen kosketuspintoja kohtisuorasti toisiaan vastaan puristavaan voimaan. Kitkan suuruus voidaan siis laskea kertomalla kosketuspintoihin vaikuttava normaalivoima kitkakertoimella. Kosketuspintojen lämpö määrä vaikuttaa jonkin verran kitkan suuruuteen siten, että se yleensä suurenee lämpötilan kasvaessa. Taulukosta 2 havaitaan, että vettä ja rasvaa käyttäen liikekitkaa voidaan huomattavasti pienentää. Veden käyttö liukastusaineena saattaa eräissä puun palomistöissäkin olla mahdollista.

Veitsiterällä puuta katkaistaessa siihen vaikuttaa terävoima F (kuva 7) ja teräkiilan kumpaakin kylkeä vastaan kohtisuoraan suuntautuvat normaalivoimat N sekä kitkavoimat $f N$. Tasapainon saavuttamiseksi näiden viiden voiman kesken on välttämätöntä, että niiden projektoiden summa terävoiman F suunnassa on nolla eli $F - 2 N \sin \frac{\alpha}{2} - 2 f N \cos \frac{\alpha}{2} = 0$.

Asettamalla f :n asemasta $\tan \varphi$ saadaan

$$N = \frac{\cos \varphi}{2 \sin (1/2 \alpha + \varphi)} F \quad (3)$$

Taulukko 2. Kitkakulman arvoja
Table 2. Values of the angle of friction

Hankaavat aineet Abrasives	Kitkakulma Angle of friction					
	Lepokitka Static friction			Liikekitka Kinetic friction		
	kuivana dry	vedellä kast. moistened with water	rasvattuna greased	kuivana dry	vedellä kast. moistened with water	rasvattuna greased
Tammi tammea = Oak against oak	31.8	—	6.3	25.6	—	4.3
” ” +	28.4	35.0	—	18.8	14.0	—
” ” ±	23.3	—	—	10.8	—	—
Puu metallia Wood against metal	31.0	33.0	6.3	21.8	13.5	5.7
Takorauta tammea = Wrought iron oak	—	33.0	6.3	26.0–22.0	14.6	4.6
Valurauta tammea = Cast iron against oak	—	33.0	—	26.0–16.7	12.4	10.8

= syöt yhdensuuntaiset
parallel grains

+ syöt ristissä
crosswise grains

± päittäispuu
endwise wood

Teräkiilan sivupinnoissa syntyvä normaalivoima N saa tällöin pienimmän arvonsa, kun $1/2 \alpha + \varphi = 90^\circ$ eli kun $\alpha = 180^\circ - 2\varphi$.

Kiilakulman (α) vaikutus nähdään havainnollisesti seuraavasta taulukosta 3 silloin, kun kitkakulma (φ) pysyy samana.

Taulukko 3. Kiilakulman vaikutus
Table 3. Effect of wedge angle

Kiila- kulma, α Wedge angle,	Kitka- kulma, φ Friction angle,	Normaali- voima, N Normal force,	Kiilaterän hyötysuhde, η Efficiency of wedge blade
10	25	0.906 x F	0.902
20	25	0.789 x F	0.777
30	25	0.705 x F	0.681
40	25	0.641 x F	0.603
50	25	0.591 x F	0.535
60	25	0.553 x F	0.479
70	25	0.523 x F	0.428
80	25	0.500 x F	0.383
90	25	0.482 x F	0.340

Normaalivoima on siis sitä suurempi, mitä terävämpi kiila on. Käytännössä on tämän takia syytä pyrkiä niin pieneen teroituskulmaan kuin teräaineen kestävyys sallii.

Kun puuta katkaistaan veitsiterällä puusyitä vasten kohtisuoraan, auraa teräkiila puuaineen tieltään. Tällöin kiilaan vaikuttava terävoima kohtaa puusyiden suuntaisen voiman (P) puristus-, lohkaistu- tai nurjahduslujuuteena. Kimmorajan alapuolella syrjään aurattu puu pyrkii takaisin leikkausjälkeen, mutta murtorajan ylittäessä tapahtuu puussa pysyviä puristuksesta, lohkaistusta tai nurjahduksesta johtuvia vaurioita. Murtumien aiheuttamien peräänantojen takia paksukin teräosa pystyy tunkeutumaan puun poikki ja puu saadaan katkaistuksi kahtia edellyttäen, että terävoima on riittävä ja terän rakenne tarpeeksi kestävä.

Jos puun katkaisun yhteydessä kiilan kylkeä vasten laskettu normaalivoima projisoidaan puusyiden suuntaiseksi voimaksi (P), saadaan

$$P = N \cos \alpha, \text{ jolloin}$$

terävoiman (F) ja puusyiden suunnassa vaikuttavan puristus-, lohkaistu- tai nurjahdusvoiman (P) väliseksi yhtälöksi muodostuu

$$P = \frac{\cos \alpha \cdot \cos \varphi}{2 \sin (1/2 \alpha + \varphi)} \cdot F = \eta F \quad (4)$$

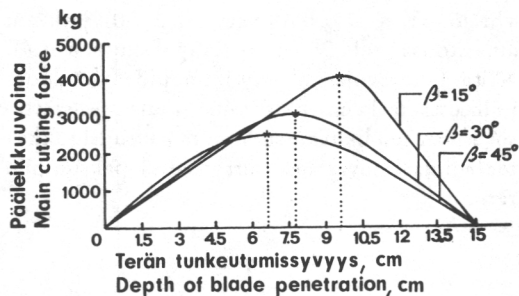
Kerrointa η nimitetään kiilaterän hyötysuhteeksi. Taulukkoon 3 on laskettu muutamia hyötysuhteen (η) arvoja. Havaitaan, että ne pienenevät nopeasti kiilakulman (α) kasvaessa. Kiilamaisen terän hyötysuhteeseen (η) vaikuttaa siis kiila- ja kitkakulman suuruus. Tarvittavan terävoiman suuruus riippuu lisäksi syrjään työnnettävän puun aiheuttaman puristus-, lohkaistu- tai nurjahdusvoiman (P) suuruudesta.

Vaikka kitkan suuruus riippuu samoissa olosuhteissa vain pintojen välillä vallitsevan normaalivoiman N suuruudesta ja on riippumaton kosketuspintojen laajuudesta, on kiilaa katkaisutarkoituksiin käytettäessä kuitenkin huomattava, että kiilan työntyessä puun sisälle normaalivoima samalla kasvaa. Mitä pitempiä ovat terän palot, sitä paksummaksi terä käy ja sitä suurempi on myös kiilan aurausvastus. Tämän takia terävoiman suuruus aivan ratkaisevalla tavalla riippuu terän paksuudesta. Tämän seikan ovat kokeellisesti todenneet mm. KEMPE (1964), ERICKSON (1967), WIKLUND (1967) ja STERZIK (1968). Terän paksuuden vaikutus on niin voimakas, että teroituskulman merkitys saattaa helposti käytännössä peittyä sen vaikutuksen alle.

STERZIK (1968) on kuitenkin todennut puun katkaisussa käytettävän teroituskulman optimiksi 45° . Teroituskulman (kiilakulman) tästä kasvaessa tai pienentyessä tarvittava terävoima aina suurenee. Puun aurauskulman (teroituskulman) ollessa 45° , terän palkoihin ja terän kylkiin kohdistuneiden paineiden yhteisvaikutus on siis terävoiman käytön kannalta katsottuna edullisin.

Veitsiterän palkojen eli teräkiilan sivupintojen tunkeuduttua puuaineksen läpi tapahtuu puun ja terän kylkien (kuva 3) välillä hankausta, mikä luonnollisesti myös vähentää terävoiman hyötysuhdetta. Tämä hankaus muodostuneen pääasiassa siitä, että kimmorajan alapuolella olevat puuainekset pyrkivät painautumaan terän kylkiä vasten aiheuttaen kitkaa. Tätä hankausta voidaan vähentää, jos terää ohennetaan kylkiensä kohdalta. Tällöin puuaineen kimmorajan alapuolella olevat jännitykset pääsevät osittain laukeamaan.

Terän muodolla voidaan siis vaikuttaa sen hyötysuhteen paranemiseen. Mm. KEMPE (1964), JOHNSTON (1967) ja WIKLUND (1967) ovat suorittaneet kokeita kaksipalkoi-



Kuva 8. Tarvittavan terävoiman jakaantuminen käytettäessä 5 mm paksua terää ja erilaisia teroituskulmia (β) STERZIKIN (1968) mukaan.

Fig. 8. Distribution of the required blade force when a 5 mm thick blade and different wedge angles (β) are used according to STERZIK (1968).

silla terillä, jolloin rintakulman (kts. kuva 3) käyttäminen on yleensä parantanut terän hyötysuhdetta.

Veitsiterän tunkeuduttua vastinpalkille asetun pyöreän puun poikki tarvittava terävoima jatkuvasti kasvaa yli puun maksimiläpimitan ja vähenee sitten nopeammin teräpalkkia kohden. Erilaiset terät antavat toisistaan poikkeavia ku-

vaajia (vrt. JOHNSTON 1967 ja STERZIK 1968). Kuvassa 8 esitetään STERZIKIN (1968) tulos. Pieni teroituskulma vaatii eniten voimaa ja siirtää terävoiman huipun tuonnemmaksi. Kuvan antama tulos tukee sitä käsitystä, että terän palkoihin ja terän kylkiin kohdistuvien voimien yhteisvaikutus on terän käytön kannalta edullisin 45° teroituskulmaa käytettäessä.

Sterzik on suorittanut kokeensa ohuehkoilla 5 ja 10 mm:n terillä. Paksummilla terillä tilanne saattaa olla kuitenkin jonkun verran toisenlainen. Aikaisemmin käytettiin esim. paperipuu-hakuissa 40° teroituskulmaa, mutta se on huomattu nykyisillä terämateriaaleilla tarpeettoman tylpäksi ja haketushäviöitä aiheuttavaksi (KOSKINEN – TUUHA 1968). Puuta katkaistaessa joutuu paksu terä auraamaan syrjäytettävän puun loitommalle ja terän kylkiin kohdistuva paine voi olla erilainen kuin ohuissa terissä. Tämän takia kysymystä teroituskulmasta olisi paksujen terien kohdalla erikseen tutkittava.

STERZIK (1968), joka on tutkinut 7–18 cm paksuisten kuusipölkkyjen katkomista veitsiterillä, on päätenyt siihen tulokseen, että tarvittava terävoima kasvaa suoraviivaisesti pölkyn läpimitan funktiona. Hän on päätenyt teroituskulmaltaan 45° -asteisten terien kohdalla seuraaviin yhtälöihin:

$$F = -580.57 + 242.52 D, \quad r = 0.310 \quad t = 5 \text{ mm} \quad (5)$$

$$F = -756.27 + 311.18 D, \quad r = 0.307 \quad t = 7.5 \text{ mm} \quad (6)$$

$$F = -1356.17 + 389.08 D, \quad r = 0.310 \quad t = 10 \text{ mm} \quad (7),$$

missä:

- F = pääleikkuuvoima, kp
- D = pölkyn halkaisija, cm
- t = terän paksuus, mm
- r = korrelaatiokerroin

Jos oletetaan, että suoraviivaisuus jatkuu vielä käytetyn aineiston ohi, voidaan laskea seuraavat terävoimat (kp):

pölkyn läpimita, cm	Yhtälö				
	(5)	(6)	(7)	(h)	(w)
	Tarvittava terävoima, kp				
10	1 800	2 400	2 500	5 000	5 000
20	4 300	5 500	6 400	13 000	10 000
30	7 000	8 600	10 300	21 000	15 000
40	9 100	11 700	14 200	29 000	21 000
50	12 000	14 800	18 100	37 000	26 000

Koska tämä selvitys tähtää paksunnan ($t = 25 \text{ mm}$) katkaisuterän käyttöön, on asetelman voimia jatkettu läpimittaluokittain yhtälöstä toiseen, jolloin on saatu asetelmassa näkyvän hypoteettisen (h) yhtälön arvot. Ne vastaavat 25 mm paksun terän tarvitsemää terävoimaa. Samalla tavoin on WIKLUNDIN (1967) terä-

yhtälöä $Y = 17t+90$ (kts. sivu 10) jatkettu aineistonsa yli 25 mm teräpaksuuteen (w). Näitä lukuarvoja (h ja w) on pidettävä luonnollisesti karkeina likiarvoina, mutta ne saattavat antaa mielikuvan siitä, mitä suuruusluokkaa terävoimat voivat olla siirryttäessä paksumpiin teriin.

2. KANTOLOUKKU

21. Rakenne ja toiminta

Kantoloukkua suunniteltaessa on pyritty aikaansaamaan jatkuvatoiminen kantojen pilkkomisprosessi. Tällöin on päädytty menetelmään, jossa syöttölavalta jaksottaisesti syötetään pilkottavia kantoja leikkaavan tai murskaavan terän ja teräpalkin väliin. Poikki- tai halkileikkaantuneet palaset putoavat teräpalkilta kuljettimelle, joka siirtää ne kasaan tai kuljettimen alla sijatsevaan kuljetusajoneuvoon.

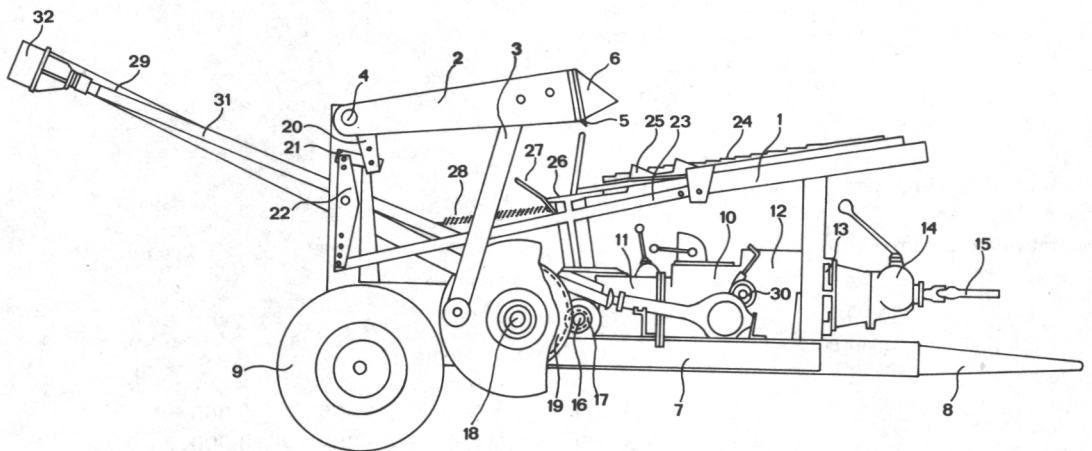
Menetelmien mukainen kone on tarkoitettu kasattujen suokantojen ja juurakoiden pilkkomiseen ja tehtaalle tuotujen kokonaisten kantojen tai liian suureksi jääneiden muulla tavoin esilohkottujen kantojen pilkkomiseen.

Periaatteessa samantapaista käsitteluprosessia käytetään mm. kivenmurskaamoissa. Näissä kivet tuodaan jatkuvana virtana murskattavaksi

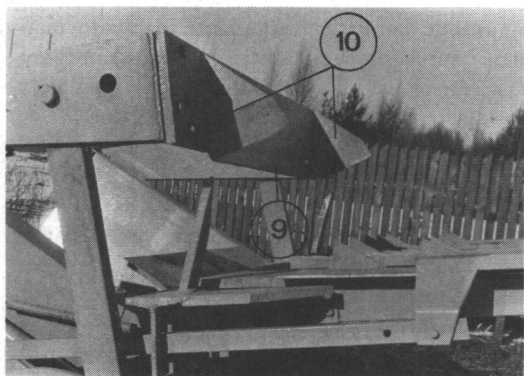
pyörivien telojen (QUINN 1968) tai kahden toistensa suhteen liikuteltavan murskausseinämän tai -pinnan väliin (MAILLIARD 1970). Kantoloukulle on kuitenkin ominaista kantojen syöttölavalta tapahtuva jaksottainen siirto edestakaisin liikkuvan leikkaavan teräosan ja teräpalkin väliin (NISULA 1973).

Kuvassa 9 nähdään kantoloukun prototyypikoneen sivukuva. Laitteen voimansiirrossa on käytetty vanhasta traktorista ja maansiirtokoneesta irrotettuja kone-elimisiä.

Kantoloukkuun kuuluu syöttölava (1), jota myöten nostetut kannot jaksottaisesti syötetään alaspäin loukun (2) palottaviksi. Loukku saadaan molemminpuolisten kiertokankien (3) välityksellä edestakaiseen liikkeeseen tukiakselin (4) varassa. Loukkuun kuuluu kantojen liikerataa vasten poikittain oleva leikkuuterä (5), johon on molemminpuolisesti kiinnitetty kaksi sivu-



Kuva 9. Kantoloukun prototyyppi sivukuvantona.
Fig. 9. Prototype of stump crusher, profile view.



Kuva 10. Kantoloukun leikkuuterä (9) sivuterineen (10).

Fig. 10. Shearing blade (9) of the stump crusher with its lateral blades (10).

terää (6), kuten nähdään myös kuvasta 10. Sivuterät (6) ovat kantojen liikeradan suuntaisia.

Laitteisto on rakennettu peräkärryn päälle. Viitenumerolla (7) on merkitty peräkärryn runko, jossa on vetoaisa (8). Rungon takapäässä on kuljetuspyörät (9).

Voimansiirrossa on käytetty Fordson Power Major-traktorin runkoa (10), jonka vaihteistosta saadaan kuusi eri nopeutta loukulle (2). Vaihteisto (11) sisältää myös peruutusvaihteen, jota voidaan käyttää häiriötilanteessa. Kytkinkammion (12) eteen on laakeroitu Zetor-traktorin n. 92 kg painava vauhtipyörä (13). Tämän nopeus on saatu suureksi sijoittamalla rungon (10) eteen kuorma-auton vaihteisto (14) väärin päin. Vaihteisto voi nostaa ulosottoakselia (15) myöten saadun kierrosnopeuden suuremmaksi, esim. jopa 3000 k/min. Tällöin vauhtipyörään varastoituu liike-energiaa.

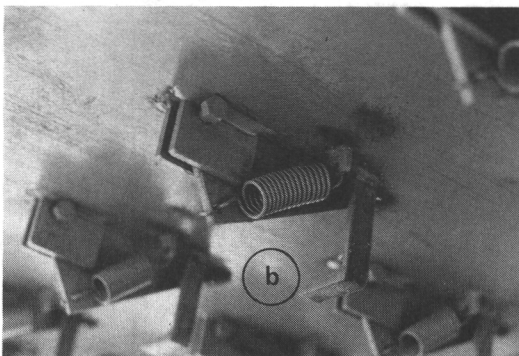
Käytetyt kaksi vaihteistoa (11 ja 14) antavat mahdollisuuden valita leikkuuterän nopeudeksi esim. 1–31 iskua minuutissa.

Voimansiirto käy käyttökoneesta akselin (15) välityksellä vaihteistoon (14) ja edelleen vaihteistoon (11). Tästä voima siirtyy edelleen poikittaisen akselin (16) kumpaankin päähän sijoitettujen hammaspyörien (17) välityksellä akselille (18) kiinnitettyihin käyttöarattaisiin (19) ja edelleen kiertokankien (3) käyttämään loukkuun (2).

Loukun (2) liike on yhdistetty vipuvarsin 20, 21, 22 välityksellä työntövarsiin (23) kan-

toloukun kummallakin puolella siten, että loukun painuessa alaspäin, ne siirtyvät syöttösuuntaa vastaan. Työntövarret (23) ovat ulommista päistään yhdistetty syöttöalavan syöttömekanismina toimiviin hammastettuihin tankoihin (24), jotka voivat työntövarsin (23) liikuttamina tehdä syöttöalavalla (1) edestakaista syöttöliikettä. Syöttöalavan (1) teräpalkin puoleiseen päähän on asennettu levymäisiä jarruvipuja (25), jotka on sovitettu kääntyvästi syöttöalavaan (1) ja joita jouset pitävät kuvien 9 ja 10 mukaisessa yläasennossa. Kuvassa 11 nähdään hammastetut tangot ja syöttöalavan sisään kääntyvät jarruvivut sekä niiden alainen jousitus.

Kun esim. käyttötraktorin kattokuormaimella (kuva 13) tuodaan syöttöalavalle kantoja, vetävät työntövarret (23) hammastankoja (24) loukkua (2) kohden. Tällöin jarruvivut (25)

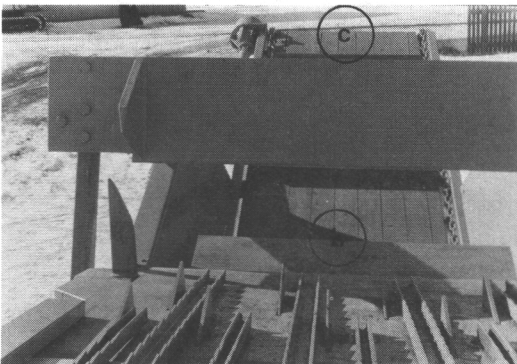
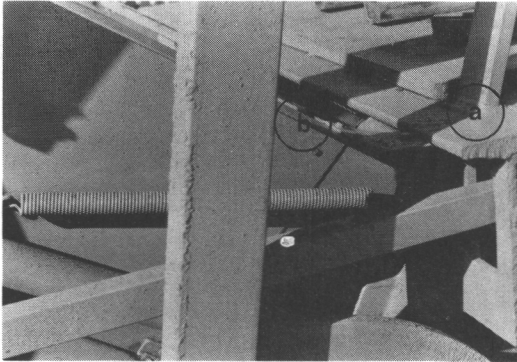


Kuva 11. Kantoloukun syöttöalavan hammastetut tangot (a) ja jarruvipujen syöttöalavan alla sijaitseva jousitus (b).

Fig. 11. The toothed bars (a) the infeed platform of the stump crusher and the springs (b) of the brake levers under the infeed platform.

painuvat kantojen takia alas myötäsukaisesti. Kun työntövarret (23) palaavat hakemaan uutta syöttöä ja siirtävät siis hammastettuja tankoja (24) loukusta pois päin, nousevat jarruvivut (25) kantoja vasten ja estävät niiden siirtymisen takaisin. Kuvatulla tavalla aikaansaadaan loukun (2) liikkeeseen tahdistettu jaksottainen syöttöliike.

Syöttölava (1) päättyy teräpalkkiin (26), jota vasten syötetyt kannot poikki- tai halkileikataan. Teräspalkki on porraskanteinen, kuten nähdään kuvasta 12. Rakenteen ansiosta kantojen mukana tuleva silppumainen aines ja muta, kivet tai muut epäpuhtaudet eivät pääse pakkautumaan teräpalkille, koska ne siirtyvät terän pakoittamina aina eteenpäin. Se, miten tärkeä tämän tapainen teräspalkin rakenne on, ilmeni myöhemmin Vapon teräspalkkiin tekemien muutosten yhteydessä. Tällöin nim. tehtiin



Kuva 12. Kantoloukun porraskanteinen teräspalkki (a), keinulava (b) ja ketjukuljettimen yläpää (c).

Fig. 12. The blade balk (a) of step construction in the stump crusher, the swiveling platform (b) and the upper end (c) of the chain conveyor.

teränsuun kohdalle teräpalkkiin matala lovimainen kouru, jonka sisään terä leikatessaan iskeytyi. Tämä kouru täyttyi vähitellen kaikenlaisesta rojusta ja terän työskentely vaikeutui.

Teräspalkin (26) taakse on saranoitu keinuva syöttölavain jatke (27), jota jousi (28) pitää yläasennossa (kts. myös kuvaa 12). Keinulavan tehtävänä on kannatella sellaisia syöttölavalta tulevia kannonpalasia, joiden painopiste ennen leikkausta on siirtynyt teräspalkin yli syöttölavain vastakkaiselle puolelle, jolloin ne muuten keikahtaisivat palomattomina teräpalkin ohi.

Keinulavalla (27) pudottuaan kantopalaset putoavat kuljettimelle (29), joka siirtää ne kasaan tai kuljettimen alla sijaitsevaan kuljetusajoneuvoon.

Kuljetin saa käyttövoiman voimansiirtolaitteiston (10) sivulla olevasta hihnapyörästä (30), josta hihna- ja hammasvälityksellä pyörimisliike on johdettu kardaniakselin tapaiseen käyttötankoon (31). Tästä käyttövoima on edelleen kulmavaihteen (32) avulla siirretty kolakuljettimen (kuva 12) yläosassa oleville ketjupyörille.

Edellä mainittujen sivuterien (6) tehtävänä on leikata poikki ne juurihaarot, jotka ovat varsinaista leikkuuterää (7) leveämpiä. Tällä tavalla mahdollistuu pitkähaaraisten kantojen ajo loukkuun. Koneen käyttäjä voi ajoittain nostella koneen sivulle pudonneet juurihaarot takaisin syöttölavalle uutta käsittelyä varten.

Loukun sopivin käyttölinja nähdään kuvasta 13. Kattokuormaimella varustettu käyttötraktori kytketään ulosotostaan kantoloukkuun. Tämän jälkeen nostetaan kasasta pilkottavia kantoja syöttölavalle. Käyttäjä valvoo loukun työskentelyä. Mikäli pilkotut palaset putoavat kuljettimelta kasaan on laitteistoa sopivin väliajoin



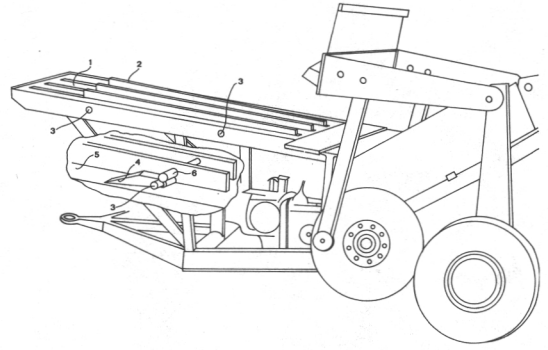
Kuva 13. Kantoloukku toiminnassa.
Fig. 13. Stump crusher in operation.

kasan suuretessa siirrettävä. Pilkotut palaset voidaan pudottaa myös suoraan vaihtolavalle, joka vaihdetaan lavan täytyttyä.

Kantoloukkua kehitettäessä syöttölaitteisto on aiheuttanut eniten huolia. Edellä kuvattuihin hammastettuihin tankoihin (24) ja jarruvipuihin (25) perustuva ratkaisu on käytännössä toiminut epätydyttävästi. On todettu, että kannot eivät kulje syötön aikana tasaisesti jaksottain eteenpäin, vaan osa kannoista pyrkii palautumaan syöttöön kuuluvan hakuliikkeen aikana takaisin. Tästä johtuen syöttölavalla olevat kannot saattavat heijata edestakaisin liikkumatta eteenpäin. Tätä epäkohtaa voitaisiin korjata lisäämällä jarruvipujen määrää. Kehitelyvaiheen aikana lähdettiin kuitenkin hakemaan toisenlaisia ratkaisumalleja, koska syöttölaitteisto haluttiin rakentaa sellaiseksi, että suokantojakin olisi mahdollisuus käsitellä.

Kuvassa 14 nähdään ehdotus, jossa syöttölavaan asennettu ketjukuljetin saa liikkeensä leikkuuterän kiertokangelta. Vapaakytkimen tai telkipyörän välityksellä aikaansaadaan jaksottainen syöttöliike. Tätä laitteistoa ei ole ollut mahdollista kokeilla prototyypikoneen ahtauden takia.

Sen sijaan rakennettiin kuvan 15 mukainen syöttölaitteisto, jolle on ominaista arinamainen syöttölava (1) (kts. myös kuva 16) ja siinä liikkuva siirtoritilä (2) joka voi olla hammastettu. Kuvassa 16 nähdään 13-rivinen arinalava, jonka raoissa liikkuu vastaavasti jakaantunut siirtoritilä. Syötön hakuliikkeen aikana ritilä liikkuu arinan alla taaksepäin, mutta nousee heti syöttövaiheen alkaessa ylös ja nostaa

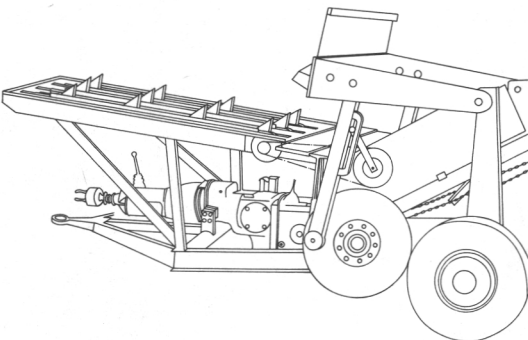


Kuva 15. Syöttöritilä ja yksityiskohta liukutallan kohdalta.

Fig. 15. Infeed grid and a detail of the skid runner.

arinalla olleet kannot päälle. Siirtyessään eteenpäin se työntää kantoja syötön pituuden verran kohti teräpalkkia. Tämän jälkeen ritilä putoaa jälleen arinan alle ja lähtee hakemaan uutta syöttöä. Syöttö tapahtuu siis samaan tapaan kuin esim. kankaan syöttö ompelukoneessa.

Ritilän määrätäinen liike (kts. kuva 15) aikaansaadaan arinan kylkeen tapeilla (3) laakeroitujen liukutallojen (4) avulla. Liukutallat, jotka toisesta päästään makaavat tappien (3) varassa, lepäävät muuten syöttölavannatustasossa (5). Kun ritilää ja sen mukana ritilän sidosakselin jatkeella olevia kannatustappeja (6) liikutetaan syöttölavannatustasossa ohjaavat liu-



Kuva 14. Ehdotus syöttölavannatustasosta Joutseno Pulp Oy:n mukaisesti.

Fig. 14. Proposal for a chain conveyor for the infeed platform, according to Joutseno Pulp Oy.



Kuva 16. Arinarakenteinen syöttölava. Oikeassa alakulmassa näkyy yksi syöttöritilän iskuvaimentajista.

Fig. 16. Infeed platform of grate construction. In the right lower corner, one of the shock absorbers of the infeed grid.



Kuva 17. Syöttöalavan ritilän hydrauliiikan ohjauventtiilien sijoitus.

Fig. 17. Placement of the guide valves of the hydraulics of the infeed platform grid.

kutallat (4) ritilän liikettä itsensä ympäri. Syötön hakuliikkeen aikana nimittäin tapit (6) lepäävät kannatusasolla (5) ja pääsevät liukutallan alitse vasemmalle, mutta syöttöliikkeen aikana ne nousevat liukutaljoja myöten ylös. Loppuvaiheessaan oikealla ritilä jälleen putoaa alas kannatusasolle (5). Putoamisen vaimentamiseksi on ritilän kulmiin asennettu iskunvaimentajat. Ritilän edestakaiseen liikkutteluun on

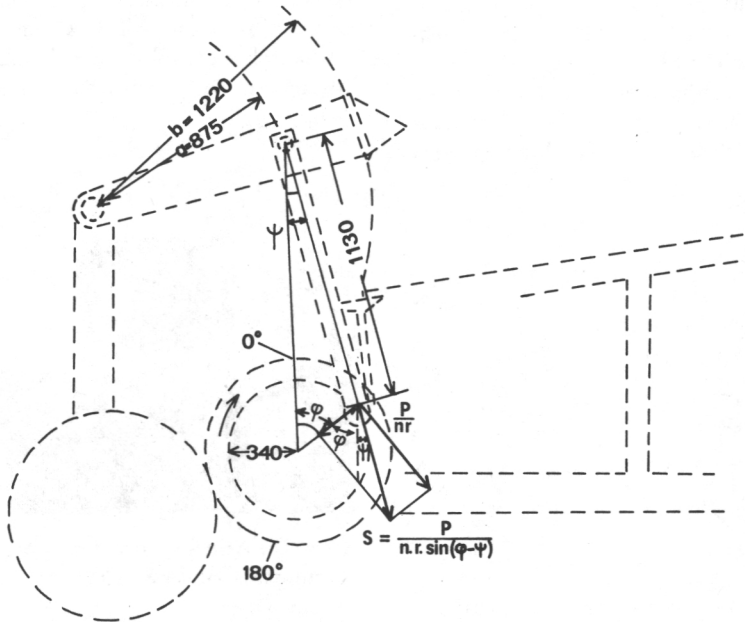
käytetty ritilän alle sijoitettua kaksitoimista hydraulista sylinteriä, jonka ohjauventtiili on sijoitettu loukun tukiakselin puoleiseen päähän (kuva 17). Venttiilin syöttövaihe on ohjelmoitu loukun liikeradan yläpuoliskon osalle ja syötön hakuvaihe loukun liikeradan alapuoliskolle.

Liukutallat (4) voitaisiin korvata myös pienillä hydraulisilla nostosylintereillä. Niiden sijasta voitaisiin käyttää myös pyöriä epäkeskoja, mutta syöttöliike kävisi silloin epätasemmaksi.

22. Kampikoneiston voimansiirto

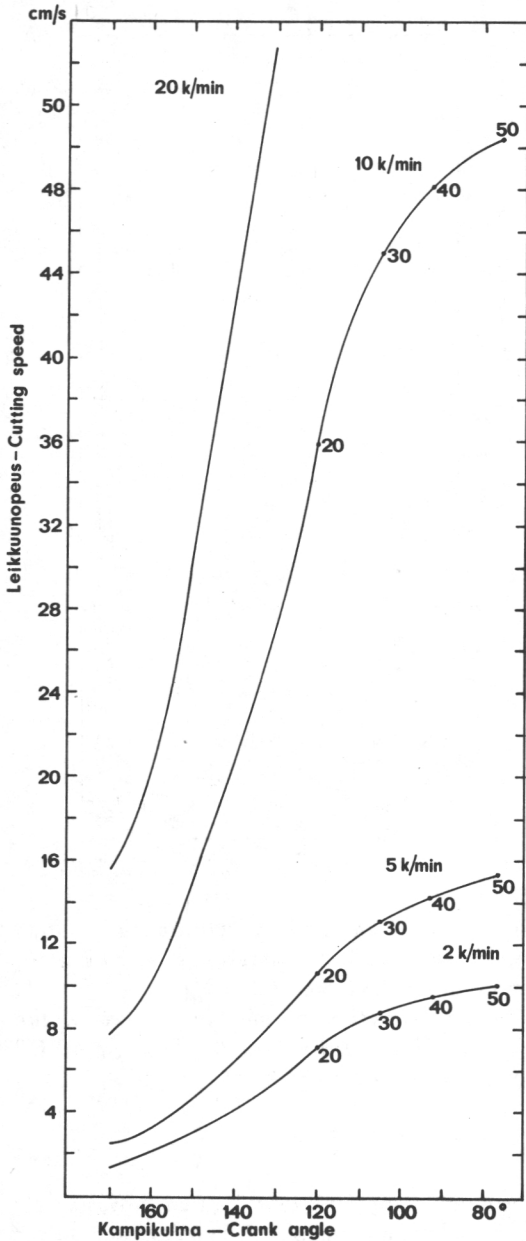
Tässä yhteydessä tarkastellaan voiman siirtymistä vain kantoloukun kampipyörältä kiertoakselin kautta loukun leikkaavaan terään siten, kuin ilmenee piirroksista 18.

Koneen vaihteistossa pyörivien osien hitausmomentteja ja nopeuksia on nimittäin vaikea arvioida. Ne eivät kuitenkaan ole suuria. Asialla ei ole lisäksi suurta käytännöllistä merkitystä, koska uuden kantoloukun vaihteisto todennäköisesti rakennettaisiin toisella tavalla. Kampikoneistossa siirtyvät voimat ovat sen sijaan mielenkiintoisia, sillä niiden perusteella voidaan päätellä, millaisia voimia kampipyörästä saadaan terän käyttöön.



Kuva 18. Kantoloukun kampikoneiston päämitat.

Fig. 18. Main dimensions of the crank mechanism of the stump crusher.



Kuva 19. Kantoloukun teränopeuden vaihtelu kierrosnopeuksilla 2, 5, 10 ja 20 k/min. Käyrillä on merkitty pisteitä, mihin saakka eri paksuiset teräpalkille asetetut puut (\varnothing 20–50 cm) yltävät. Fig. 19. Variation of the blade speed of the stump crusher at 2, 5, 10 and 20 RPM. The points to which wood of different thicknesses (\varnothing 20–50 cm) placed on the blade balk reach are indicated on the curves.

Kuvassa 18 nähdään kantoloukun kampikoneisto. Siinä kampi (340 mm) pyörii toisen päätepisteensä ympäri ja sen toiseen päätepisteeseen on nivelletty kiertokangen (1130 mm) pää. Kammen pyöriessä kiertokangen yläpää liikkuu kaaren muotoista rataa ($r = 857$ mm) edestakaisin. Ohjaimina toimivat loukun tukivarret, jotka pääsevät liikkumaan tukiakselin ympäri siten, että terä voi kulkea edestakaisin kaaren ($r = 1220$ mm) muotoista rataa teräpalkille saakka.

Kammen oletetaan pyörivän tasaisesti, vaikka todellisuudessa energia virtaa käyttötraktorin sylinteristä siten, että vain joka neljäs männän isku on työtahti. Kun käyttötraktorissa kierrosnopeutena on 1600 k/min, on kampipyörällä mitattu eri vaihteilla seuraavat nopeudet.

1. vaihde	3.0 k/min
2. "	4.2 "
3. "	5.4 "
4. "	7.6 "
5. "	10.6 "
6. "	19.1 "

Suuren moottorinopeuden alennuksen ja voimansiirrossa olevien vauhtipyörien takia kammen pyörintä on hyvin tasaista.

Vaikka kampi pyöriikin käytännöllisesti katsoen tasaisesti, niin kiertoakangen yläpää ja sen ohjaama leikkuuterä liikkuvat koko ajan muuttuvalla ratanopeudella. Nopeus on äärettömän pieni ylä- ja alakulokohdalla (0° ja 180°) ja suurimmillaan niiden puolivälissä.

Kuvassa 19 esitetään kantoloukun terän ratanopeuden (leikkuunopeuden) vaihtelu kampipyörän kierrosnopeuksilla alakulokohdasta (vastinpalkista) takaisin ylöspäin. Siitä nähdään millä jatkuvasti pienenevällä nopeudella vastinpalkille joutunut eripaksuinen puu leikkaantuu poikki.

Kamentappiin ja sitä kautta kiertoakkeen vaikuttava voima voidaan jakaa kahteen osaan, jotka ovat toisiaan vastaan kohtisuorassa (kuva 18). Kamentapin liikeradan suuntainen voima (tangentialivoima P) on se voima, joka pyörittää kiertoakkea, ja toinen kammen varren suuntainen voima (aksiaalivoima A) synnyttää sekä kiertoakngen että kampiakselin runkolaakereille laakeripainetta ja aiheuttaa kitkavoimien muodossa häviötä.

Kampipyörässä vaikuttavan momentin suuruus riippuu käyttötehosta P ja kammen kierrosluvusta n seuraavasti:

$$M = \frac{P}{n} \quad (8)$$

Tämän perusteella saadaan kammen tangentialivoiman suuruudeksi

$$\frac{P}{nr}, \text{ jossa } r = \text{ kammien pituus.}$$

Vakinaisen tangentialivoiman $\frac{P}{nr}$ vaikuttaessa aksiaalivoima A ja kiertokangen suuntaan resuloitu voima,

$$S = \frac{P}{nr \sin(\varphi + \psi)} \quad (9),$$

muuttuvat koko ajan kammien pyöriessä, sillä tehollisen vipuvarren pituus muuttuu koko ajan kammienkulman (φ) muuttuessa. Resuloitu voima saavuttaa tämän takia äärettömän suuren arvon kammien ylä- ja alakulokohdissa (0° ja 180°).

Kun kiertokangen kohdistunut voima sitten välitetään loukun kautta terälle, saadaan terävoiman yhtälö:

$$F = \frac{b}{a} \cdot \frac{P}{nr \sin(\varphi + \psi)}, \text{ jossa} \quad (10)$$

a = kiertokangen etäisyys loukun tukiakselista

b = teränsuun etäisyys loukun tukiakselista.

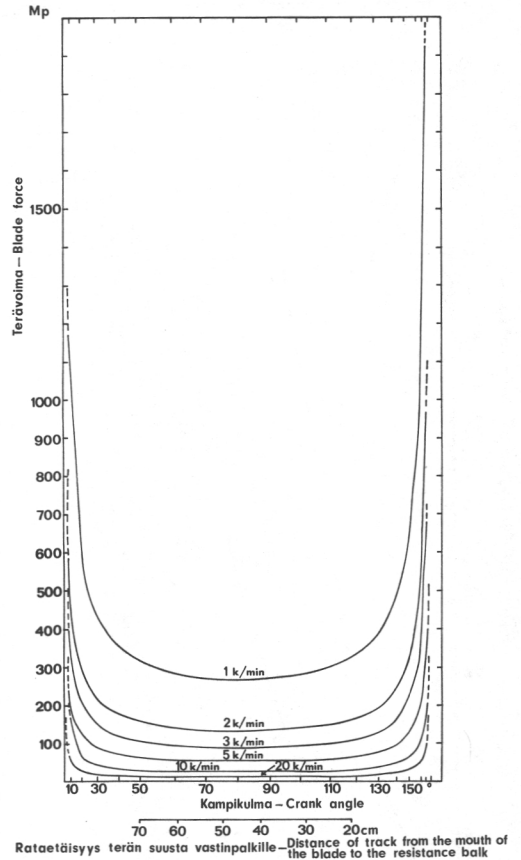
Valittaessa teholle esim. arvo $P = 40$ hv, saadaan kuvan 18 mukaan mitoitettulle rakenteelle terävoimaksi

$$F = \frac{875 \text{ mm}}{1220 \text{ mm}} \times \frac{40 \text{ hv} \times 4500 \text{ kpm/min} : 1/\text{hv}}{n \cdot 1/\text{min} \times 0.34 \text{ m}}$$

$$\frac{1}{\sin(\varphi + \psi)} = \frac{379694}{n \cdot \sin(\varphi + \psi)} \text{ kpm}$$

Kuvassa 20 esitetään terävoiman vaihtelu kaavan 10 mukaisesti kammienkulman funktiona ja eri kierrosnopeuksilla. X-akselille on myös merkitty terän radan pituus. Koska työ = voima x matka, voidaan kuvion pinta-alan perusteella päätellä rataosuudella tehdyn työn arvo (Mpm.). Vaihtamalla pienempään voidaan käytettävissä olevaa voimaa ja työn määrää rajattomasti nostaa. Tosin silloin aikayksikössä tehdyn työn määrä eli koneen teho vastaavasti pienenee.

Saadaksemme mielikuvan käytännössä tarvittavan terävoiman suuruudesta on konstruoitu kuva 21. Kuvassa on suurehkoon mittakaavaan piirretty kaavan 10 perusteella saadut terävoimat



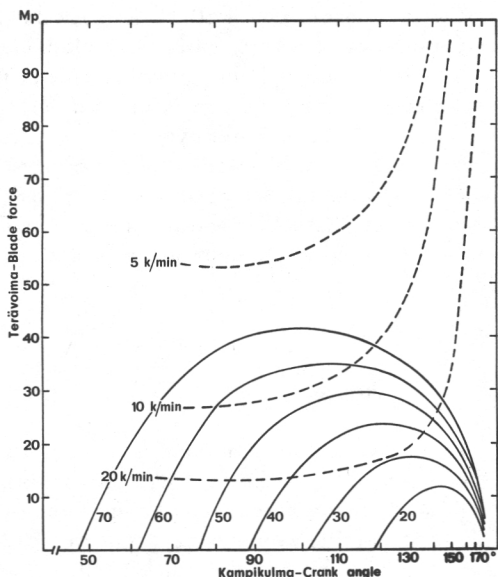
Kuva 20. Kantoloukun terävoiman vaihtelu eri kierrosnopeuksilla käytettäessä 40 hv käyttömoottoria voimanlähteenä.

Fig. 20. Variation of the blade speed of the stump crusher at different RPM using a 40 HP motor as the driving power.

kampikulman funktiona, kuten kuvassa 20. Lisäksi kuvaan on piirretty eri paksuisten puiden ($\varnothing 20-70$ cm) katkaisussa tarvittava voima puun poikki vaihteittain edettäessä.

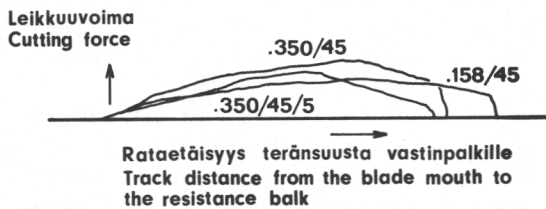
Katkaisuvoiman hetkellinen tarve on laskettu WIKLUNDIN (1967) yhtälöstä $P = 17 t + 90$, jossa terän paksuudeksi (t) on sijoitettu 25 mm (kts. s. 10). Tällöin on terävoimaksi (P) saatu 515 kg/cm. Tätä terävoimaa on sovellettu puun poikkileikkauspinnan läpi kertomalla kulloinkin leikattavana olevan segmentin jänteen arvo vakiolla 515 kg/cm.

Kuvan 21 mukaan tarvittavan terävoiman jakaantuma näyttää muodostuvan vinoksi oi-



Kuva 21. Eri paksuisten puiden (\varnothing 20–70 cm) katkaisemisessa käytetyn terävoiman riittävyys eri kierrosnopeuksilla (5–20 k/min).
 Fig. 21. Sufficiency of the blade force at different RPM (5–20 RPM) used in cutting wood (20–70 cm) of different thicknesses.

kealle. Tämä johtuu esimerkitapauksessa siitä, että terä liikkuu puun poikkipinnassa kaaren muotoista rataa pitkin. JOHNSTON (1967) on oscillografin avulla seurannut terävoiman kehitystä leikattaessa vastimella olevaa pyöreätä puuta kohtisuorasti poikki. Hän on esittänyt tuloksista kuvan 22 mukaisen piirroksen, jonka



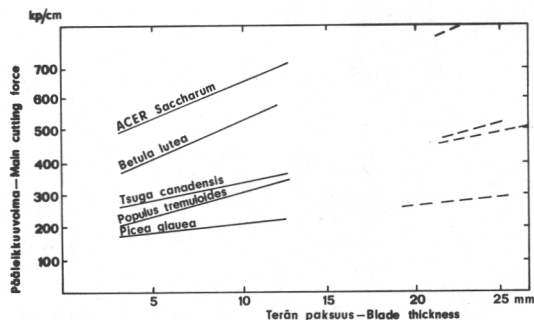
Kuva 22. Terän leikkuuvoiman suuruus puuta katkaistaessa JONSTONIN (1967) mukaan terän paksuuden (0.158–0.350") ja teroituskulman (45–45/5°) vaihtuessa.
 Fig. 22. Magnitude of the blade cutting force when cutting wood according to JONSTON (1967), for various blade thicknesses (0.158–0.350") and the wedge angles (45–45/5°).

mukaan terävoima kasvaa vielä yli poikkileikkauspinnan puolivälin.

Johnstonin saamaa tulosta ja kuvaa 21 vertaattaessa lienee todennäköistä, että kuvan esittämät eri paksuisten puiden poikkileikkauskavaajat käytännössä nousevat hieman korkeammalle ja ovat enemmän vinoja oikealle päin. Käytettävissä olevan voiman kannalta oikealle siirtymä on sikäli edullista, että siinä suunnassa voimaa on myös eniten käytettävissä.

Kuvan 21 mukaan läpimitaltaan 70 cm:n paksuisen puun pitäisi vielä poikkileikkaantua 40 hv tehoa ja kierrosnopeutta 5 k/min käytettäessä. Mikäli käytäntö kuitenkin vaatii suurempaa voimaa, voidaan kone kytkeä pienemmälle vaihteelle tai käyttää suurempitehoista käyttömoottoria. Tällä tavalla leikkausvoimaa voidaan periaatteessa suurentaa koneen rakenteiden kestopuolelta asti.

Kuvassa 23 esitetään ERICKSONIN (1967) saamia tuloksia tarvittavan terävoiman suuruudesta leikattaessa tiheydeltään erilaisia puulajeja. Kuvajaasuoria on sitten kirjoittajan toimesta jatkettu olettaen, että terän paksuuden (t) ja leikkausvoiman riippuvuus noudattaisi vielä $t = 25$ mm kohdalla samaa lainalaisuutta. Voidaan havaita, että *Tsuga canadensis*, *Populus tremuloides* ja *Picea glauca* ovat katkaistavissa mainitulla WIKLUNDIN (1967) yhtälön antamalla terävoimalla ($t = 25$ mm/515 kg/cm). Karkeissa terävoiman kalkyyleissa voitaneen paremman tiedon puuttuessa siis käyttää WIKLUNDIN (1967) arvoja. Niitä lienee kuitenkin huomattavasti lisättävä siirryttäessä kuusta (*Picea abies*) kovempiin puulajeihin.



Kuva 23. Terävoiman suuruus erilaisia puulajeja katkaistaessa ERICKSONIN (1967) mukaan.
 Fig. 23. Magnitude of the blade force when cutting different tree species, according to ERICKSON (1967).

Liikkeessä olevan kappaleen työkykyä kutsutaan liike- eli kineettiseksi energiaksi. Kantoloukun vaihteistoon sijoitettuun vauhtipyörään voidaan varastoida käyttötraktorin liike-energiaa ja luovutta sitä terälle leikkausvastuksen ylitäessä kampipyörän synnyttämän vääntömomentin. Kantoloukun vauhtipyörällä siis on mahdollisuus luovuttaa liike-energiansa kannon palomisleikkauksen aikana, joka vastaa suunnilleen vain 1/4 kampipyörän kiertoaiheesta. Muuna aikana (3/4 kiertoaiheesta) se varastoi itseensä energiaa.

Vauhtipyörän massahitausmomentin tulisi periaatteessa painoon nähden olla mahdollisimman suuri. Tyypillinen vauhtipyörä on massiivinen rengas, joka on varsilla yhdistetty pyörän napaan. Pienehköjen, nopeakäyntisten koneiden vauhtipyörä, kuten esim. traktorin vauhtipyörä, on usein umpinainen.

Kantoloukussa käytettiin vaihteiston ja kyt-kinkammion väliin asennettua 92 kg painavaa (m) vauhtipyörää, jonka ulkohalkaisijan säde (R) oli 20 cm ja sisähalkaisija (r) 5 cm. Vauhtipyörän nopeus oli käyttötraktorin uloston kierrosnopeudella 550 k/min, 2640 k/min.

Koska sylinterimäisen pyörivän kappaleen liike-energia

$$W_k = J_w^2 / 2 \quad (11)$$

niin saadaan, kun yhtälöön sijoitetaan pyörimis- akselin suhteen laskettu hitausmomentti

$$J = \frac{m}{2} (R^2 + r^2) = \frac{92 \text{ kg}}{2} (0.2^2 + 0.05^2) \text{ m}^2 = 1.96 \text{ kg/m}^2 \quad (12)$$

ja kulmanopeus

$$w = 2640 \text{ 1/min} \cdot 1 \text{ min/60 s} \cdot 2 \pi \text{ 276 rad/s} \quad (13)$$

$$W_k = \frac{1.96 \text{ kg/m}^2 \times 276^2 \text{ 1/s}^2}{2} = 74653 \text{ N}_m = 7610 \text{ kpm}$$

Esimerkiksi otettuun vauhtipyörään on siis voitu varastoida 7610 kpm työtä. Tämä merkitsee toisin sanoen sitä, että metrin matkalla on vauhtipyörästä saatavissa tasaista voimaa 7610 kg. Tämä energia voidaan vapauttaa myös lyhyemmällä välillä samantapaisesti kuin auto törmää puuhun. Jos esim. 7610 kpm:n työ

vapautetaan vauhtipyörästä 10 cm matkalla, on purkautuva voima 76100 kg. Kantoloukussa tämä voima kulkee kampipyörän kautta ja sen vaikutus terässä voidaan laskea kaavan 10 mukaisesti. Tällaisen vauhtipyörässä olevan reservienergian käytöllä saattaa olla merkitystä kantoja palottaessa. Sen varassa on kriittisellä voimantarpeen hetkellä mahdollista liukua kampipyörässä esiintyvän suuremman vääntömomentin alueelle (vrt. kuva 20).

23. Palomiskokeet

Koska kantoloukku alunperin rakennettiin vain uuden pilkkomislaitteen havaintomalliksi, se oli jo alunperin rakenteiltaan alimittainen ja jatkuvaan paloittelutoimintaan sopimaton. Tämän takia ei ollut mahdollista käsitellä kantoloukulla suuria työmaita. Työkokeiden aikana havaittiin koneessa paranneltavia yksityiskohtia.

Kantoloukku kokeiltiin aluksi verstaalla ja sittemmin, kun kiinnostus suokantoa kohtaan alkoi lisääntyä, mm. kolmella Valtion Polttoainokeskuksen (Vapon) suokantotyömaalla sekä viimeksi vielä Vapon konekorjaamolla Kokkolassa, jossa koneeseen tehtiin mm. uuden tyyppinen syöttölaitteisto.

Yleishavaintona näistä kokeista voidaan todeta, että kantoloukun pääidea eli paloittelumenetelmä sinänsä näytti onnistuneelta ja inosti jatkamaan koneen kehittelyä.

Päähuomio kiinnittyi aluksi koneen voiman riittävyteen, mutta kone ei koskaan pysähtynyt sen takia. Mm. Kokkolan kokeeseen oli hankittu autokuormallinen korpimaalta kuusen kantoja, joiden kaatoleikkauksen läpimitta oli noin 35–40 cm, juurenniskasta 60–70 cm. Käyttötraktorin teho vaihteli kokeissa 40–75 hv.

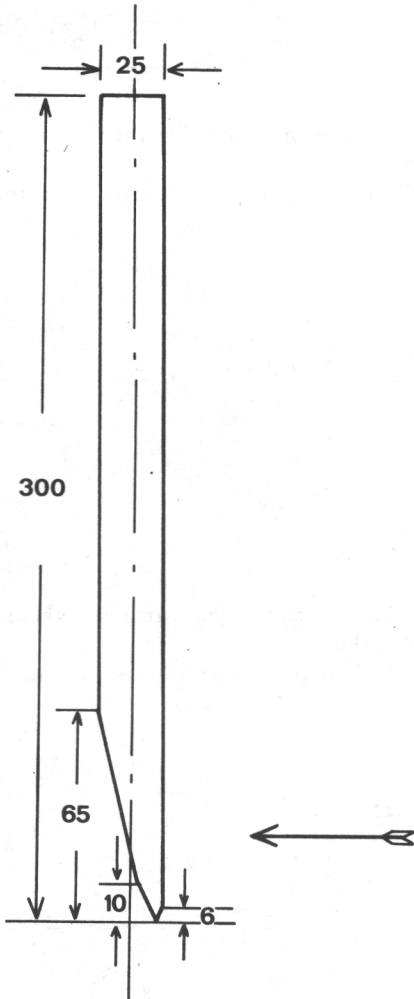
Kokkolan kokeessa pyrittiin samalla saamaan tuntua terän kestävyteen hiekkaisia ja kivisiä kantoja käsiteltäessä. Hiekka luonnollisesti tly-syttää terää ja isot kivet voivat vahingoittaa sitä pahemminkin.

Kokeiden aikana todettiin, että irtokivi harvemmin sattuu teräpalkilla sellaiseen asemaan, etteikö se terän koskettaessa vierähtäisi jommalle kummalle puolelle terää. Kuitenkin sattuu myös tapauksia, jolloin terä joutuu puristamaan kiven halki. Mikä on kiven todellinen merkitys, selviää vasta pitkäaikaisten ja suurien työmaiden antamien kokemusten perusteella.

MÄKELÄN ja SALMISEN (1973) mukaan hie- ja kivet eivät aiheuttaneet vaikeuksia.

Pääosa hiekasta ja pienikokoisista kivistä voidaan erottaa kantopaloista kuljettimen poistopäähän sijoitetun esim. kiinteän soraseulan avulla. Suuremmat kivet joutuvat kantotavaraan, eikä niiden poistaminen liene mahdollista kuin silmävaraisesti tai lopullisen haketuksen yhteydessä tehtaalla.

Yleensä kantoloukun peruskonstruktio, mm. terä, näytti kestävän kokeiden aiheuttaman rasituksen, lukuunottamatta kampipyörän akselia (\varnothing 80 mm. st. 32), joka nurjahti pari kertaa, mutta alkoi kestää läpimitaltaan 100 mm:n



Kuva 24. Kantoloukun terän profiili. Nuoli osoittaa syöttösuunnan.

Fig. 24. Profile of the stump crusher blade. The arrow shows the infeed direction.

akseliteräksestä (st. 52) tehtynä. Varsinaista työkonetta suunniteltaessa rakenteet kuitenkin tulisi huomattavasti ylimitoittaa teollisuuskoneiden tapaan. Tämä on välttämätöntä, mikäli halutaan päästä irti lähinnä metallin väsymisilmiöiden aiheuttamilta vaurioilta.

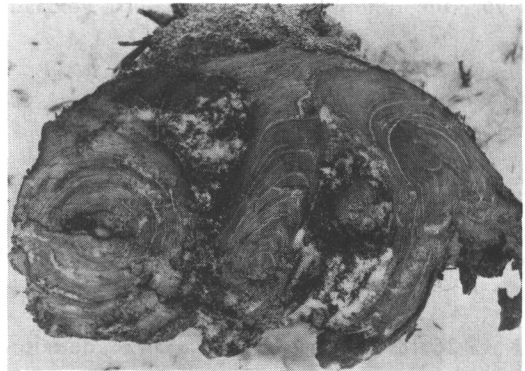
Kantoloukussa on käytetty 1 200 mm pitkää terää, poikkiprofiililtaan kuvan 24 mukaisena. Terä on valmistettu teräslevystä (st. 32) ja sen suu "kengitettiin" stelliittipuoilla. Mm. LEY-ENSETTER (1953) ja STERZIK (1968) ovat käsitelleet terälejeerinkejä.

Käytännön tuotoslukujen puuttuessa voidaan vain summittaisesti arvioida kantoloukun pilkkomisteho. Esimerkiksi, jos kannot virtaavat ohi 40 cm vahvana kantokerroksena, syötön pituuden ollessa 30 cm terän iskua kohti, saadaan seuraava teoreettinen asetelma.

Kampipyörän kierrosnopeus, k/min	Pinoiheys		
	0.1	0.3	1.0
	Tuotos m ³ /tehotunti		
5	43.2	13.0	4.3
10	86.4	26.0	8.6
15	129.6	38.9	13.0

Pinoiheyksistä 0.1 vastaa lähtöraaka-aineen, irtokantojen ja 0.3 leikattujen kantopalojen pinoiheyttä sekä 1.0 kiintokuutiometrituotosta. Käytännössä sopiva kierrosnopeus lienee n. 10 k/min.

Kuvassa 25 nähdään kantoloukun leikkaamia kantopalasia. Prototyypikoneesta antamassaan lausunnossa MÄKELÄ ja SALMINEN (1973) mainitsevat mm., että "kantoloukun kehittämi-



Kuva 25. Kantoloukun leikkauksen jälkeä.

Fig. 25. Cutting result of the stump crusher.

sessä on kantoryhmä päässyt tavoitteeseen, on valmistunut kanto- ja juuripuun väliavarastopaloitteluprosessiin soveltuva työkone”.

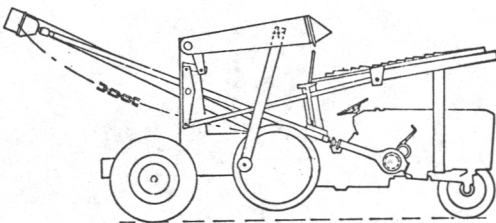
24. Eräitä sovellutusmuotoja

Kun kantoloukkuja käytetään varasto-olosuhteissa, sen liikuteltavuuden tarve on pienempi kuin metsässä. Erään mallin mukaisesti saattaisi kannonkorjuu tapahtua leimikosta siten, että kantoloukun kummallakin puolella toimisi nostokone, joka siirtäisi nostamansa kannot loukulle tai loukun kuormaimen ulottuville. Paloitellut kannot voisivat pudota kantoloukun kuljetuselevaattorilta vaihtolavalle tai odottavaan peräkärryyn. Jos tähtäimessä pidetään tämän tapaista korjuuketjua, on paikallaan kiinnittää jo tässä vaiheessa huomiota ratkaisumalleihin, jotka edistävät kantoloukun liikkuvuutta.

Kuvassa 26 on kantoloukku sijoitettu maataloustraktorin rungolle. Takapyörän akselista otettu voima kampipyörälle ja takapyörät siirretty pidennetyin rungon varaan. Takapyörät liikkuvat ulosotosta saadun välityksen avulla, joten koko kone on siirrettävissä omin voimin paikasta toiseen.

Kuvan 27 mukaan kantoloukku on nostettu kuormatraktorin päälle. Kampipyörää liikutetaan esim. hydraulimoottorin avulla. Konetta voidaan liikutella vaikeissakin olosuhteissa.

Kuvan 28 kantoloukku on sijoitettu kuorma-auton rungon varaan joko kiinteästi tai tilapäisesti. Voiman siirto tapahtuu vetäviltä takakseleilta kiertokankikolmion avulla, joka niveltyy auton takapyörrien napoihin kiinnitettyihin kampilevyihin. Auton takapyörät on työskentelyn aikana nostettava ylös, vaikkapa vapaana pyörivälle rummulle. Ratkaisumallissa voidaan

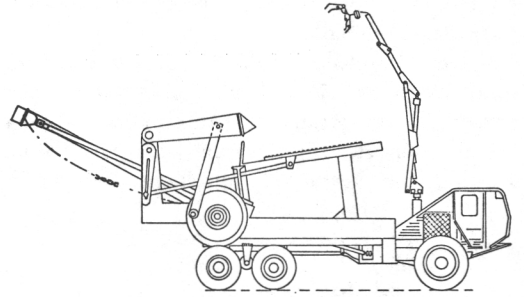


Kuva 26. Maataloustraktorin varaan suunniteltu kantoloukku.

Fig. 26. Stump crusher designed for mounting on a farm tractor.

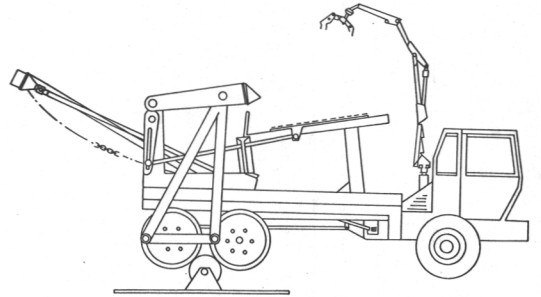
käyttää hyväksi kuorma-auton valmista voimansiirtoa ja hydraulikkaa sekä jakaa kampipyörrien tappeihin kohdistuvat voimat kahdelle käyttöakselille.

Edellä kuvatut kantoloukkutyypit ovat sopivia kookkaille kivennäismaan kannoille. Ke-



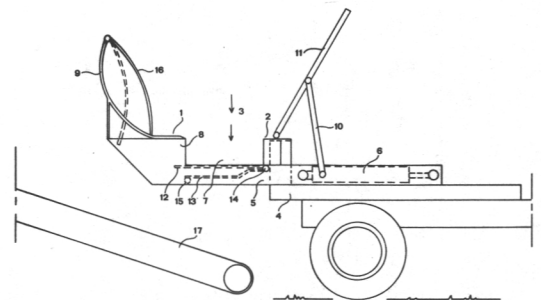
Kuva 27. Kuormatraktorille asennettu kantoloukku.

Fig. 27. Stump crusher mounted on a forwarder.



Kuva 28. Kuorma-auton rungolle rakennettu kantoloukku.

Fig. 28. Stump crusher on the chassis of a truck.



Kuva 29. Ylhäältäpäin syöttävä kantoloukku.

Fig. 29. A stump crusher with overhead feed.

vyemmän kannon, kuten suokannon ja suolta nousseiden juurakoiden paloitteluun soveltuu kuitenkin paremmin kuvassa 29 esitetty kantoloukkuratkaisu. Siinä terä (1) liikkuu vaakasuorassa vastinpalkkia (2) kohden. Kannot syötetään ylhäältä nuolien (3) suunnassa.

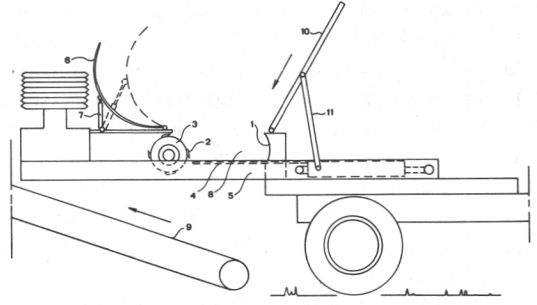
Laitteeseen kuuluu kiinteä runko-osa (4) ja tämän varaan sovitettu liikkuva runko-osa (5). Sylinterimännän (6) vaikutuksesta kita (7) avautuu ja sulkeutuu. Leikkuuterä (1) on sovitettu vaakasuoraan ja runko-osan (5) liikesuuntaan nähden poikittain. Leikkuuterä (1) toimii yhdessä vastinpalkin (2) kanssa. Terän (1) sivulle on sovitettu molemminpuolisesti pystyasentoon sivuterät (8).

Kantojen syöttöä varten on liikkuvan runko-osan (5) päässä syöttösuiste (9), joka yhdessä kiinteään runko-osaan (4) kääntyvästi sovitetun ja vipuvarren (10) varassa liikkuvan lavan (11) avulla hoitaa kantojen ja juurakoiden syöttämisen loukun kitaan (7).

Levy (12) rajoittaa syötön pitempiä ja estää kantojen putoamisen liian syväälle kitaan 7. Levyn (12) alapuolella on jouset (13), jotka antavat levyllä (12) tarvittavan kimmoisuuden. Rajoittajalevy (12) on sarakoitettu runko-osan (4) sivupalkkeihin kohdassa (14). Liikkuvassa runko-osassa (5) oleva poikittainen tanko (15) liikkuu runko-osan (5) mukana ja aikaansa liikkeellään levyn (12) liikkumisen syötön rajoitus-asennon ja paloitetujen kantojen poistoasennon välillä.

Käytännössä laite toimii seuraavasti: Kannot pudotetaan kuormaimesta lavalle (11) silloin, kun se syöttöliikkeen loppuvaiheessa on melkein vaakasuorassa. Kun liikkuva runko-osa (5) sitten palaa takaisin vasemmalle avautuu kita (7) ja lava (11) kohoaa vipuvarren (10) kohottamana kippaavaan asentoon kuten kuvassa näkyy. Kannot suistuvat samalla rajoitinlevylle (12).

Jousitetuilla kaarielimillä (16) varustettu syöttösuiste (9) auttaa kantojen ohjautumista kitaan (7). Rajoitinlevy (12) määrää syötön pitempiä. Kantojen palominen tapahtuu siirtämällä liikkuvaa runko-osaa (5) sylinterimännälaitteen (6) avulla oikealle, jolloin kitaan joutunut kantotavara leikkaantuu poikki terän (1) ja vastinpalkin (2) välissä. Kun leikkausliike on lopullaan, on kannatuslevy ylhäällä pitävä tanko (15) siirtynyt oikealle ja leikatut palaset putoavat kuljettimelle (17). Paloittelulaitteen levyden ylittävät kannon osat joutuvat leik-

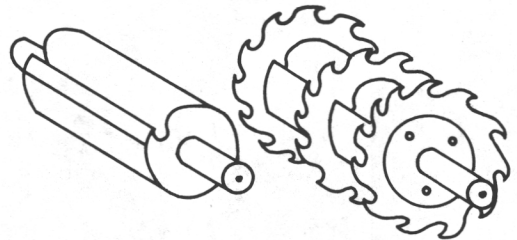


Kuva 30. Kantoloukun periaatteella toimiva oksien silppuamiskone.
Fig. 30. A branch splitting machine that works on the stump crusher principle.

kuun aikana sivuterien (8) katkaisemiksi ja ne putoavat koneen viereen, mistä ne sopivassa vaiheessa nostetaan takaisin syöttölavalle (11) uutta käsittelyä varten.

Leikkuuvaiheen aikana lava (11) laskeutuu vipuvarren (10) siirtämänä alaspäin, jolloin lavalle voidaan jälleen pudottaa uusia kantoja. Käynnin aikana huojuvat syöttölatvat (11) ja (9) pitävät kantotavaran koko ajan liikkuvassa tilassa, minkä takia holvautumista ei pääse tapahtumaan. Tämä näkökohta on antanut aiheita kehittää kantoloukku eteenpäin, lähinnä oksien paloittelu ja haketuskonetta kohden. Mikäli oksat haluttaisiin paloittaa kidan (7) suuruisiin palasiin, sopisi päältä syötettävä kantoloukku todennäköisesti tällaiseen tarkoitukseen. Usein oksat kuitenkin halutaan paloa pienemmiksi.

Oksien haketuksen tarkoitettu laite nähdään kuvassa 30. Se on rakenteeltaan samantapainen kuin kuvan 29 kantoloukku ja toimintakin



Kuva 31. Oksien silppuamiskoneen rumpuhakuri ja sille asennetut pyöröterät.
Fig. 31. The drum chipper and the knife disks of the branch splitting machine.

tapahtuu samalla tavoin. Vastinpalkki (1) on kuitenkin kaaren muotoinen ja leikkuuterä on korvattu pyöritettävillä terillä (2) varustetulla leikkurummulla (3). Leikkuuterät (2) on asennettu rumpuun tasavälein sen pituuden suuntaisesti.

Syötön pituuden rajoittajana on levy (4), joka on kiinnitetty liikkuvaan runko-osaan (5) ja pääsee syötön aikana liikkumaan vastinpalkin (1) alitse.

Syöttösuiste (6) voi olla hallittavissa sylinterimäntälaitteella (7).

Oksien lastaus ja kitaan syöttö tapahtuu kuten kuvan 29 kantoloukussakin. Kidassa (8) olevat oksat hakkautuvat pyörivän rumpuhakurin vaikutuksesta palasiksi siirrettäessä liikkuvaa runko-osaa oikealle ja joutuvat kuljettimelle (9).

Leikkuvavaiheen aikana lava (10) laskeutuu vipuvarsien (11) siirtämänä alaspäin, jolloin sille voidaan pudottaa uutta paloiteltavaa oksamassaa.

Oksamassa on pudotettava syöttölavalle poikisuuntaisena. Tämä johtanee vaihtelevan pituiseen ja paksuiseen oksasilppuun. Sopivalle terämällillä lienee mahdollisuus vaikuttaa asiaan.

Riparummun laakerituenta saattaa vaikeuttaa lavan leveyden ylittävien oksien syöttöä. Tämän takia voi olla paikallaan asentaa riparummun päähän sirkkelit, kuten kaavamaisesti esi-

tetään kuvassa 31. Tällaiset sirkkelit leikkaavat oksamassan lavan leveyden mittaiseksi. Ylimäärä putoaa koneen sivulle, josta se aika-ajoin voidaan nostaa takaisin syöttöön.

Riparummulle asetetut sirkkelin terät saattavat eräissä sovellutusmuodoissa olla mahdollisia.

On myös mahdollista yhdistää kuvien 29 ja 30 ideat siten, että kuvan 29 mukaiset leikkuuterät (1) ja (8) pysytetään paikallaan ja rumpuhakkuri (3) työnnetään taaksepäin terien lapointojen suuntaiseen koteloon. Tällöin veitsiterien oksamassasta leikkaama osa joutuu suljettussa tilassa vastinpalkin ja rumpuhakurin puristukseen ja pakkoleikkaantuu oksasilpuksi.

Kesällä 1975 valmistui Vapon käyttöön kuvassa 32 esitetty suokantojen pilkkomiseen tarkoitettu kantoloukku, joka toimii lähimain kuvassa 29 esitetyn periaatteen mukaisesti. Koneen kaikki toiminnot tapahtuvat hydraulisesti. Syöttö suoritetaan päältä päin avoimeen n. 130x85 cm suuruiseen kita-aukkoon, joka kantoloukussa noudatetusta yleisestä periaatteesta poiketen on sivuiltaan suljettu. Tämä kuitenkin rajoittaa huomattavasti suurehkojen liekojen ja kantojen syöttämistä kita-aukkoon ja vähentää koneen tehoa. Koneessa on n. 4 iskua minuutissa lyövän vaakatasoisen terän alapuolelle kiinnitetty kaksi pystysuoraa teräevää, jotka poikileikkaavat kitaan joutuneen kantotavaran kolmeen osaan. Pilkottua suokantoa nähdään kuvassa 33.



Kuva 32. Orasvuon Konepajan kesällä 1975 valmistama kantoloukku.

Fig. 32. Stump crusher made by Orasvuon Konepaja in summer 1975.



Kuva 33. Orasvuon Konepajan rakentamalla kantoloukulla pilkottua suokantoa.

Fig. 33. Swamp stump crushed by the Orasvuon Konepaja stump crusher.

KIRJALLISUUSLUETTELO

- AHONEN, M. ja MÄKELÄ, M. 1972. Juurakoiden halkaisuun ja katkontaan tarvittavat voimat. Metsäntutkimuslaitoksen metsätieteologian tutkimusosaston moniste.
- ERICKSON, J. R. 1967. Crosscut shearing of wood. XIV IUFRO Kongress Referate-Papers- Exposés VIII. München.
- HAKKILA, P. 1972. Mechanized harvesting of stumps and roots. Lyhennelmä: Kanto- ja juuripuun koneellinen korjuu. Metsäntutkimuslaitoksen julkaisuja 77.1.
- JOHNSTON, J. S. 1967. Investigations of some variables in the cross-cutting of small logs by shear blades. XIV IUFRO Kongress Referate-Papers-Exposés VIII, München.
- KEMPE, C. 1967. Forces and damage involved in the hydraulic shearing of wood. *Studia forestalia suecica* nr 55.
- KIVIMAA, E. 1964. Puun työstö. Mekaaninen puuteollisuus II. Joensuu.
- KNAPP, W. 1928. Über Schneidfähigkeit und Schneidhaltigkeit von Messerklingen. Väitöskirja. Th Aachen.
- KOLLMANN, F. 1951. Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe. Berlin-München.
- KOSKINEN, R. - TUUHA, R. 1968. Haketus ja hakkeen seulonta. Puumassan valmistus II. Suomen paperi-insinöörien yhdistys. Helsinki.
- LEYENSETTER, W. 1953. Wirtschaftlich Zerspannen. Braunschweig-Hamburg-München-Darmstadt.
- MAILLIARD, R. P. 1970. Mobile rock crushing apparatus. Amerikkalainen patentti 3510073 5.5.1970.
- McKENZIE, W. M. 1961. Fundamental Analysis of the wood-cutting Process. Ann Arbor.
- MIEKK-OJA, O. 1965. Lujuusoppi. Tekniikan käsikirja 1. Jyväskylä.
- MÄKELÄ, M. 1973. Kanto- ja liekopuun korjuu polttoturvesoilla. Summary: Harvesting of stump and moor wood from fuel peat bogs. *Folia Forestalia* 187.
- MÄKELÄ, M. ja SALMINEN, J. 1973. Nisulan kantoloukku. Lausunto otsikkoasiasta kanto- ja juuripuun korjuuta tutkineelle selvittelyryhmälle. Moniste.
- NISULA, P. 1973. Menetelmä ja laite puun kantojen ja juurakoiden tai muun sellaisen puuraaka-aineen paloittelemiseksi. Suomalainen patentti no 49553 26.9.1973.
- QUINN, J. N. 1968. Portable crushing plant. Amerikkalainen patentti 3 409 235 5.11. 1968.
- REISSINGER, G. 1959. Die Konstruktionsgrundlage der Axt. Hamburg-Berlin.
- SALMINEN, J. 1971. Kantopuun korjuuta Karjalan Neuvostotasavallassa. Suomen Puutalous n:o 11.
- STERZIK, H. K. 1968. Der Messerschnitt durch Rundhölzer. Väitöskirja. Hann. München.
- Tekniikan käsikirja. 1937. Jyväskylä-Helsinki.
- WIKLUND, M. 1967. Forces and damage in felling and bucking with knife and shear type tools. Forskningsstiftelsen Skogsarbeten. Report nr 9.

- No 202 Paavo Tiihonen: Leimikon pystymittauksen tarkistaminen.
Zur kontrolle einer am stehenden zum Einschlag ausgezeichneten Holz durchgeführten Messung. 2,—
- No 203 Seppo Kaunisto: Männyn kylvöajankohta ojitetulla suolla.
Date of direct seeding on drained peatlands. 3,—
- No 204 Pentti Hakkila & Hannu Kalaja: Oksaraaka-aineen kasaus Melroe Bobcat M-600 kuormaajalla.
Bunching of branch raw material by Melroe Bobcat M-600 loader.
- No 205 Terho Huttunen: Suomen puunkäyttö, poistuma ja metsätase vuosina 1971—73.
Wood consumption, total drain and forest balance in Finland in 1971—73. 5,—
- No 206 Metsäntutkimuslaitoksen päätös puutavaran mittauksessa käytettävistä muuntoluvuista ja kuutioimistaulukoista 2 päivänä toukokuuta 1969 annetun päätöksen muuttamisesta. Skogsforskningsinstitutets beslut angående ändring av institutets beslut av den 2 maj 1969 om omvandlingskoefficienter och kuberingstabeller för virkesmätning. 8,—
- No 207 Kullervo Kuusela ja Allj Salovaara: Etelä-Karjalan, Pohjois-Savon, Keski-Suomen ja Itä-Savon metsävarat vuonna 1973.
Forest resources in the Forestry Board Districts of Etelä-Karjala, Pohjois-Savo, Keski-Suomi and Itä-Savo in 1973. 4,—
- No 208 Tapani Hänninen: Harvennusemetsien puustoisuus ja hakkuumahdollisuudet Suomen eteläpuoliskossa.
The stocking and cutting possibilities in the thinning and accretion forests in the southern half of Finland. 4,—
- No 209 Heikki Nikkilä: Ratapölkkytukkien kuutiointi.
Measurement of railwaytie-logs. 1,50
- No 210 Hakkuutähteiden talteenoton seurannaisvaikutukset.
By-effects of the harvesting of logging residues. 2,50.
- No 211 Paavo Tiihonen: Mäntypylväiden kuutioimismenetelmä.
Eine Kubierungsmethode für Kiefernastholz 2,—
- No 212 Kaarlo Kinnunen, Juha Lind ja Erkki Lähde: Eri ajankohtina istutettujen männyn kennotaimien alkukehitys Pohjois-Suomessa.
Initial development of Scots pine paper pot seedlings planted on different dates in northern Finland. 3,—
- No 213 Kullervo Eholén: Kaatoajankohdan vaikutus koivun ja haavan vesomiseen taimistonhoitoaloilla Pohjois-Suomessa.
The effect of felling time on the sprouting of *Betula pubescens* and *Populus tremula* in the seedling stands in northern Finland. 2,—
- No 214 Veijo Heiskanen ja Jorma Riikonen: Tukkien lajittelu sahaukseen kuoren päältä mitatun läpimitan perusteella.
Sorting of logs according to the top diameter on bark. 4,—
- No 215 Pertti Harstela ja Sauli Takalo: Kokeita oksaraaka-aineen kuormauksesta ja kuljetuksesta.
Experiments on loading and transportation of branch raw material. 1,50
- No 216 Gunnar Wilhelmssen: Puutavaran käsittely. 7,—
- No 217 Pentti Rikkonen: Koivuvaneritukkien kuutiointi. 1,50.
Calculation of the volume of birch veneer logs.
- No 218 Pentti Nisula: Makroilmaston vaikutus varastoidun pinotavaran painoon.
Effect of macroclimate on the weight of stored cordwood. 2,50
- No 219 Terho Huttunen: Suomen puunkäyttö, poistuma ja metsätase vuosina 1972—74.
Wood consumption, total drain and forest balance in Finland in 1972—74. 6,—
- No 220 Pentti Nisula: Eräs herbisidien levityslaitte.
An apparatus for the application of herbisides. 2,50
- 1975 No 221 Simo Penttilä ja Jouko Hämäläinen: Päiväansio ja työn tuotos urakkapalkkaisessa istutustyössä 1972.
Daily earnings and work output in piece rate planting in Finland 1972. 4,—
- No 222 Veli-Pekka Järveläinen: Yksityismetsänomistajien metsätaloudellinen käyttäytyminen.
Forestry behaviour of private forest owners in Finland. 20,—
- No 223 Jan Heino: Finlands stadsägda skogar betraktade speciellt ur friluftssynvinkel. 5,—
- No 224 Pentti Hakkila: Kanto- ja juuripuun kuoriprosentti, puuaineen tiheys ja asetoniuutteitten määrä.
Bark percentage, basic density, and amount of acetone extractives in stump and root wood. 1,50
- No 225 Metsätalastollinen vuosikirja 1973.
Yearbook of forest statistics 1973.
- No 226 Bo Långström: Eräiden insektisidien testaus tukkimiehentäin, *Hylobius abietis* L. (Col., Curculionidae), tuhojen torjumiseksi.
Testing of some insecticides for the control of damages caused by the large pine weevil, *Hylobius abietis* L. (Col., Curculionidae). 1,50
- No 227 Veijo Heiskanen: Kuitupuun latvaläpimitaan perustuva työmittausmenetelmä ("pölkkymenetelmä").
A wage-payment measuring method based on pulpwood top diameter (Bolt method). 4,—

- No 228 Pentti Nisula: Liikkuva sadetuslaitteisto.
Revolving Sprinkler. 3,—
- No 229 Veijo Heiskanen ja Pentti Rikkinen: Sahatukkien todellisen kiintomitan määrittämismenetelmät.
Methods for the measurement of softwood sawlogs. 3,—
- No 230 Aulikki Kauppila ja Erkki Lähde: Koetuloksia maan käsittelyn vaikutuksesta metsämaan ominaisuuksiin Pohjois-Suomessa.
On the effects of soil treatments on forest soil properties in North-Finland. 3,—
- No 231 Olli Uusvaara ja Kari Löyttyniemi: Tikaskuoriaisen (*Trypodendron lineatum* Oliv., Col., Scolytidae) aiheuttaman vioituksen vaikutus sahatavaran laatuun ja arvoon.
Effect of injury caused by the ambrosia beetle (*Trypodendron lineatum* Oliv., Col., Scolytidae) on sawn timber quality and value. 1,50
- No 232 Seppo Ervasti ja Kullervo Kuusela: Suomen metsätase vuosina 1965—72 ja metsäteollisuuden raaka-ainenäköymät vuoteen 2000.
Forest balance of Finland in 1965—72 and the prospects of industrial wood until 2000. 1,50
- No 233 Jouko Laasasenaho: Runkopuun saannon riippuvuus kannon korkeudesta ja latvan katkaisuläpimitasta.
Dependence of the amount of harvestable timber upon the stump height and the top-logging diameter. 2,—
- No 234 Olli Uusvaara ja Veijo Heiskanen: Sahanhakkeen valmistus, käsittely, mittaus ja laadunmääritys Suomessa.
Preparation, handling, measurement and quality determination of sawmill chips in Finland. 3,—
- No 235 Seppo Kaunisto: Jyrsintämuokkaus ja lannoitus männyn ja kuusen kylvön yhteydessä turvemaalla.
Rotavation and fertilization in connection with direct seeding of Scots pine and Norway spruce on peat greenhouse experiments 1,50
- No 236 Veijo Heiskanen ja Juhani Salmi: Kuitupuupinon kiintotilavuuden määrittästä koskevia tutkimuksia. Mutkainen lehtikuitupuun, järea kuitupuun sekä likipituinen havukuitupuun.
Studies on the determination of the solid volume of a pulpwood pile. Crooked broadleaved pulpwood, large-sized pulpwood and coniferous pulpwood of approximate length. 3,—
- No 237 Markku Mäkelä: Oksaraaka-aineen kasaus ja kuljetus.
Bunching and transportation of branch raw material. 2,—
- No 238 Mirja Ruokonen: Lehtien kautta annetun fenoksiherbisidin käyttäytyminen kasvissa. Kirjallisuuteen perustuva tarkastelu.
The behaviour of leaf — applied fenox — herbicides in plants. A study based on literature. 2,50
- No 239 Eero Paavilainen: Koetuloksia lannoituksen vaikutuksesta korpikuusikossa.
On the response to fertilizer application of Norway spruce growing on peat. 1,—
- No 240 Pentti Hakkila, Hannu Kalaja ja Markku Mäkelä: Kokopuunkäyttö pienpuuongelman ratkaisuna.
Full-tree utilization as a solution to the problem of small-sized tress. 8,—
- No 241 Victor Ipatiev & Eero Paavilainen: Lannoituksen vaikutuksen kesto aika vanhassa tupasvillarämeen männikössä.
Duration of the effect of fertilization in an old pine stand on a cottongrass pine swamp. 1,50
- No 242 Pertti Harstela: Työn tuotos ja työntekijän kuormittuminen vyöhykekasausmenetelmää käytettäessä.
The effect of bunching into zones on productivity and strain of the worker cutting pulpwood. 2,—
- No 243 Paavo Valonen: Tekomiehen fyysinen kuormitus kehittyneissä työvaltaisissa kuitupuun tekomenetelmissä.
The physical strain on the logger in advanced labour intensive pulpwood preparation methods. 4,—
- No 244 Eero Lehtonen: Kourakuormauksen oppiminen.
Learning of grapple loading. 4,—
- No 245 Pentti Nisula: Kantoloukku.
Stump Crusher. 3,—
- No 246 Hans G. Gustavsen ja Erkki Lipas: Lannoituksella saatavan kasvunlisäyksen riippuvuus annetusta typpimäärästä.
Effect of nitrogen dosage on fertilizer response. 2,—

Myynti — Available for sale at: Valtion painatuskeskus, Annankatu 44, 00100 Helsinki 10, p. 645 121
Merkintä ODC tarkoittaa metsäkirjallisuuden kansainvälistä Oxford-luokitusjärjestelmää