

**Metsäkoneiden telin liikedynamiikasta
ja pintapaineiden määrittämisestä**

Kaarlo Rieppo

Metsätehon raportti 23
25.4.1997

Osakkaiden yhteishanke

Asiasanat: metsätraktori, kuormatraktori, teli, telin tasapainoisuus, pintapaine, maasto-ominaisuus, ympäristöystävällisyys, maastovaurio, juuristovaurio, raiteistuminen

Helsinki 1997

SISÄLLYS	Sivu
TIIVISTELMÄ	3
1 YLEISTÄ	4
1.1 Maastoliikennöinnin ekologia	4
1.2 Raiteistuminen	4
1.3 Juuristo- ja puustovauriot	5
2 TELIN LIKEDYNAMIIKKA	5
2.1 Telin rakenne ja ominaisuudet	5
2.2 Telin tasapainoisuus ajossa	6
2.3 Eri tekijöiden vaikutus telin tasapainoisuuteen	8
2.3.1 Vetovoima	8
2.3.2 Mäkikulma	9
2.3.3 Välityssuhde	10
3 PINTAPAINAIDEN MÄÄRITTÄMINEN	11
3.1 Yleinen pintapainekaava ja sen johdannaiset	11
3.2 Muita pintapainekaavoja	15
4 TARKASTELU	16
KIRJALLISUUS	18

TIIVISTELMÄ

Metsäkoneiden ympäristöystävällisyyteen joudutaan kiinnittämään tulevaisuudessa yhä enemmän huomiota. Tässä hankkeessa selvitettiin kahta toisiinsa liittyvää asiaa, jotka ovat metsäkoneiden aiheuttamien maaperävaurioiden kannalta olennaisia - nimittäin yleisesti metsäkoneissa käytettävän telirakenteen ominaisuuksia ja metsäkoneiden pintapaineiden laskentaa. Telin tasapainoisuudelle johdettiin kaava, jolla voidaan tarkastella telin käyttäytymistä rakenteellisten arvojen ja käyttöolosuhteiden muuttuessa. Pintapaineiden laskentaa tarkasteltiin lähtökohtana yleisesti pohjoismaisessa metsäntutkimuksessa käytetty pintapaineiden laskentakaava.

Vetävillä pyörillä varustettu teli pyrkii vetovoiman sekä maanpinnan ja renkaan välisen pidon aiheuttaman voiman vuoksi nousemaan pystyyn. Tällöin telin takapyörä kuormittaa ajossa alustaa enemmän kuin etupyörä eli kuorma jakautuu telille epätasaisesti. Tämä lisää raiteiden muodostumista ja voi aiheuttaa helpommin kiinnijuuttumisen. Telin tasapainottomuus korostuu ylämäessä. Tällöin voidaan joutua tilanteeseen, jossa koko telikuorma kohdistuu pelkästään telin takapyörälle eli tilanne vastaa kutakuinkin yhdellä pyörällä ajoa.

Pohjoismaisessa metsätyöntutkimuksessa käytetyissä pintapaineiden laskentakaavoissa oletetaan, että renkaan painuma on 15 % renkaan halkaisijasta. Lisäksi oletetaan, että maan pinta palautuu puoleen alkuperäisestä arvosta. Keskikokoisella kuormatraktorilla tämä merkitsee 20 - 25 cm:n painumaa ja lopullista 10 - 13 cm:n raiteen syvyyttä. Kaavat on kehitetty yli 20 vuotta sitten aikana, jolloin metsäkoneet olivat nyt käytössä olevia raskaampia ja niissä käytettiin nykyistä kapeampia renkaita. Näin suuria painumia ei nykykoneille voitane sallia. Painumien ollessa pienempiä pintapaineiden laskennalliset arvot kasvavat. Kovalla maalla pintapaine voi olla kaksinkertainen perinteisellä kaavalla saatuun arvoon verrattuna. Teloihin pidon parantamiseksi muotoillut tartuntaelimet aiheuttavat pintapainehiippuja, jotka voivat olla jopa monikymmenkertaisia keskimääräisiin pintapaineisiin nähden.

Pintapaineita voidaan pienentää käyttämällä leveämpiä renkaita tai säätämällä renkaiden ilmanpaineita ajon aikana (CTI = Central Tyre Inflation). Telin tasapainottomuudesta johtuva ongelma voidaan poistaa siirtymällä yksittäisten, itsenäisten pyörien käyttöön eli luopumalla telirakenteesta. Tämä on olennaista myös silloin, kun halutaan hallita jokaisen pyörän luisto täydellisesti.

Metsäkone nykyisine rakenteellisine ratkaisuneen ei välttämättä ole vielä lopullisessa muodossaan. Uusia rakenneratkaisuja kannattaa ja tulee etsiä ja kokeilla. Tästä tulee metsäkoneteollisuuden ohella myös metsäteollisuuden kantaa huolta. Onhan hyvä korjuujälki erinomainen ”käyntikortti”.

1 YLEISTÄ

1.1 Maastoliikennöinnin ekologia

Kestävä metsätalous edellyttää maan tuottokyvyn säilyvän vähintään ennallaan korjuuoperaation jälkeen. Tämä edellyttää, että maastovauriot, joita koneen liikkuminen aiheuttaa, ovat joko ohimeneviä tai merkityksettömiä. Kannattava metsätalous edellyttää, että operaatioiden on oltava taloudelliselta tulokseltaan positiivisia. Taloudellisiin laskelmiin tulee tällöin liittää mahdollisten ympäristövaikutusten kustannukset. Tekninen päätöksenteko edellyttää, että päätöksentekoon liittyvät tekijät tunnetaan riittävän hyvin, muutoin päätöksestä tulee asenteellisesti tai tunteenomaisesti väritynyt. Tietämys maastovaurioista ja niiden merkityksestä on vielä verraten vähäistä, mutta lisääntyy tutkimuksen myötä. (Saarilahti 1991)

Maastovauriot voidaan luokitella joko maaperävaurioiksi tai puustovaurioiksi. Maastovaurioissa maaperän kasvukunto alenee maaperän tiivistymisen tai huuhtoutumisen vuoksi. Puunkorjuun aiheuttamat maaperävauriot voidaan listata seuraavasti (Saarilahti 1991):

- maa-aines siirtyy paikasta toiseen
- mineraalimaa paljastuu
- maa-aines tiivistyy
- maaperä erodoituu
- maa-aineksia huuhtoutuu
- ravinteeton kova maakerros tai pohjakallio paljastuvat
- ravinteet vähenevät.

Puustovauriot syntyvät kasvutappioista, jotka ovat seurausta metsäkoneen aiheuttamista runko- ja/tai juurivaurioista. Tappiot syntyvät sekä puuston laadun alenemisesta että lahon aiheuttamista menetyksistä. (Saarilahti 1991)

1.2 Raiteistuminen

Raiteistumisella tarkoitetaan koneen pyörien aiheuttamia maaperämuutoksia. Raiteistuminen johtuu painuman ja tartunnan aiheuttamista jännityksistä maaperään. Raiteistumisen suuruutta voidaan arvioida painuman ja nettovetokitkan avulla. Jos arvioitu painuma jää pieneksi ja nettovetokitka on suuri, oletettava raiteistuminen on vähäistä. Jos sen sijaan painuma kasvaa suureksi,

niin samalla vierintävastus kasvaa. Jotta kone pystyy kehittämään tarpeellisen tartunnan, on luiston lisääntyttävä. Tällöin pyörään siirtyvä teho kasvaa ja kuluu maaston ”repimiseen”, eli raiteistumisen täytyy kasvaa. Erittäin tärkeätä on, ettei maan pintakerros leikkaannu rikki. Jos pintakerroksen leikkauslujuus ylittyy, pyörä painuu syvemmälle lisäten raiteistumista. Raiteistuminen katkoo puiden juuria, ja syvät (> 10 cm) raiteet katkovat jo käytännössä puiden ravinnonsaannin raiteiden väliseltä alueelta. Lisäksi kasvutappioita lisäävät puiden juuriston pieneneminen ja mahdollinen laho. (Saarilahti 1991)

1.3 Juuristo- ja puustovauriot

Juuristovauriot syntyvät, kun pyörän aiheuttama leikkausjännitys ylittää juuriston (juuristokerroksen) leikkauslujuuden. Lävistysmurtumassa maaperä juuristokerroksen alla on heikkoa, ja pyörä painuu syvälle katkaisten juurimaton. Leikkausmurtumassa maanpinnan suuntainen leikkausvoima on suurempi kuin juurimaton leikkauslujuus. Tilanne on tyypillinen kantavimmilla mailla, joissa tarvitaan suurta tartuntaa kuten ylämäissä tai kiihdytettäessä. Yleisin vaurio on molempien yhdistelmä. Huono kantavuus lisää painumaa ja vierintävastusta, joten sekä pysty- että vaakasuuntainen siirtymä tulevat suureksi. (Saarilahti 1991)

2 TELIN LIKEDYNAMIIKKA

2.1 Telin rakenne ja ominaisuudet

Metsäkoneet - sekä hakkuukoneet että metsätraktorit - on nykyisin varustettu yleisesti telein. Isoissa koneissa käytetään edessä yksittäisiä pyöriä ja takana teliä. Pienemmissä koneissa telirakennetta käytetään tavallisesti sekä edessä että takana. Telin käytöllä on hyvät puolensa. Se muun muassa vähentää koneen heiluntaa yksittäiseen pyörään verrattuna. Teli voi myös pienentää pintapaineita. Teli ei kuitenkaan vastaa tässä mielessä kahta yksittäistä pyörää, eli pintapaine ei tavallisissa käyttöolosuhteissa telillä puolitu yhteen yksittäiseen pyörään verrattuna.

Vetävillä pyörillä varustetun telin rakenne vaikuttaa sen ominaisuuksiin. Lisäksi telin liikekäyttäytymiseen vaikuttaa siitä otettavan vetovoiman suuruus. Vetovoima sekä maanpinnan ja renkaan välinen pito aiheuttavat voiman, joka pyrkii nostamaan teliä pystyyn. Jos veto telissä on järjestetty siten, että vetoakseli pyörii pyörien kanssa samaan suuntaan, saadaan telilaatikkoon voima, joka vastustaa em. telin pystyynnousemista. Jos vetoakseli pyörii pyörien kanssa päinvastaiseen suuntaan, vahvistaa tämä telin pystyynnousemista. (Terrängmaskinen Del 1. 1993)

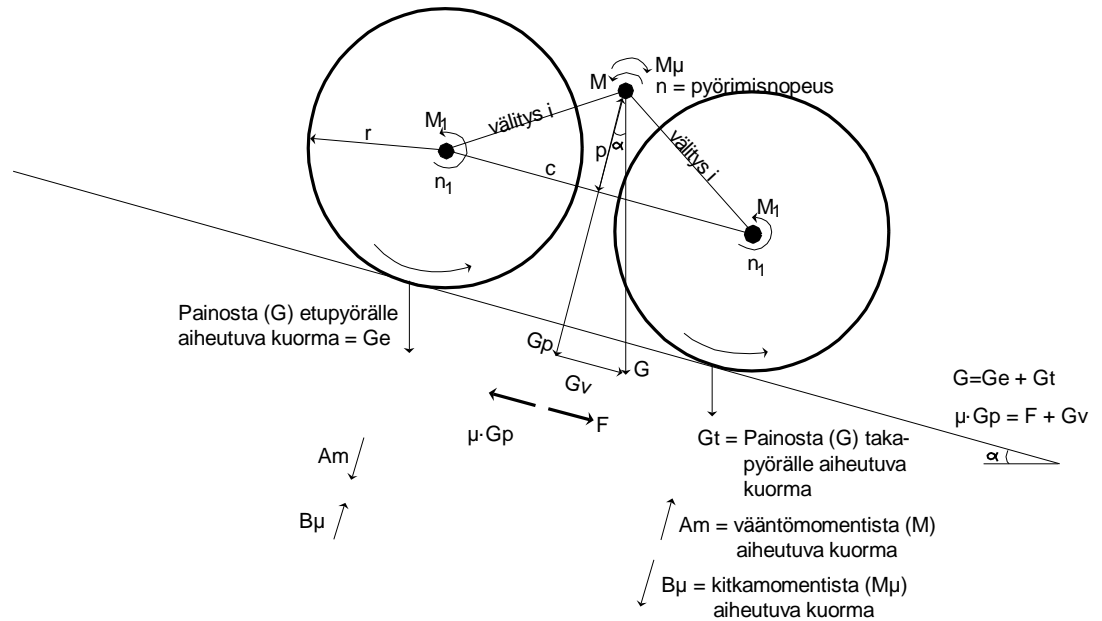
Pystyynnousemistaipumus voi olla eduksikin, koska se helpottaa esteiden yli kiipeämistä. Samanaikaisesti kuitenkin telin takimmainen pyörä kuormittaa alustaa yhä enemmän. Tämä puolestaan lisää raiteiden muodostumista ja voi aiheuttaa helpommin kiinnijuuttumisen. Äärimmäisissä tapauksissa voi telin pystyynnousu olla niin suuri, että teli kulkee pelkästään takapyörällä. Tällöin teliä pystyynnostava voima on suurempi kuin se osa koneen painosta, joka painaa telin etumaista pyörää alustaa vasten. Näin voi käydä, jos konetta käytetään kovassa vetotyössä ja pito renkaiden ja maan välillä on riittävän suuri estämään luiston. Tämä voi aiheuttaa renkaan ylikuormittumisriskin. (Terrängmaskinen Del 1. 1993)

Jos telivälitys toteutetaan pelkin ketjuin, on vetoakselin ja pyörien pyörimissuunta sama. Hammaspyörävälitystä käytettäessä on vetoakselin pyörimissuunta parillisella hammaspyörämäärällä päinvastainen ja parittomalla hammaspyörämäärällä samansuuntainen kuin pyörien. Mitä suurempi on telikotelossa oleva välityssuhde hammaspyörävaihteiden, napavaihteiden tms. avulla, sitä herkemmin teli nousee pystyyn. Hydraulisella vedolla toteutetussa telissä ei ole ollenkaan vetovoimasta aiheutuvaa telin pystyynnousemista estävää momenttia, joten se on mekaanisella vedolla oikein toteutettuun telivälitykseen nähden epätasapainoisempi. (Terrängmaskinen Del 1. 1993)

Telin pystyynnousemista lisää, jos telin laakerointi- eli keinupiste (piste, josta teli on liitetty akselistoon) on korkealla. Toisaalta suuren maavaran takia laakerointipisteen tulisi olla mahdollisimman korkealla. Yleensä telin laakerointipiste on samassa kohdassa kuin vetoakseli, joten tämä johtaa kompromissivaikeuksiin. Teliä edelleen kehittämällä voitaisiin nämä erottaa toisistaan; ts. sijoittaa vetoakseli korkealle ja laakerointipiste matalalle. (Terrängmaskinen Del 1. 1993)

2.2 Telin tasapainoisuus ajossa

Koneen seisoessa tasaisella maalla paikallaan ilman vetoa jakautuu telin kuorma tasaisesti etu- ja takapyörälle. Koneella ajettaessa vaikuttavat em. kuormien lisäksi teliin vetoakselin vääntömomentista ja kitkamomentista aiheutuvat kuormitukset. Kaltevalla pinnalla eivät telin etu- ja takapyörän kuormitus staattisessa tilassakaan jakaudu tasan. Alamäen puoleisen pyörän osuus on telikuormasta suurempi kuin ylämäen puoleisen. Tämä ero on sitä suurempi, mitä jyrkempi kalteva pinta on. Kaltevalla pinnalla ajettaessa telin kuormitus on kuvan 1 kaltainen.



Kuva 1. Telin kuormitus kaltevalla pinnalla ajettaessa.

Kuvan 1 esittämään kuormitustilanteeseen perustuen voidaan johtaa telin tasapainoisuudelle kaava 1.

$$\frac{\text{telin etupyörän kuorma}}{\text{telikuorma}} = \frac{F_e}{G} = \left(\frac{1}{2} - \frac{p+r}{c} * \tan a \right) - (m + \sin a) * \left(\frac{p+r}{c} - \frac{r}{i * c} \right) \quad (\text{kaava 1})$$

missä $\mu = \frac{F}{G} = \frac{\text{telin vetovoima}}{\text{telikuorma}}$

α = mäen nousukulma asteina

p = telin laakerointipisteen kohtisuora etäisyys pyörien keskipisteitä yhdistävästä suorasta

r = renkaan säde

c = pyörien keskipisteiden välinen etäisyys

i = telin välityssuhde

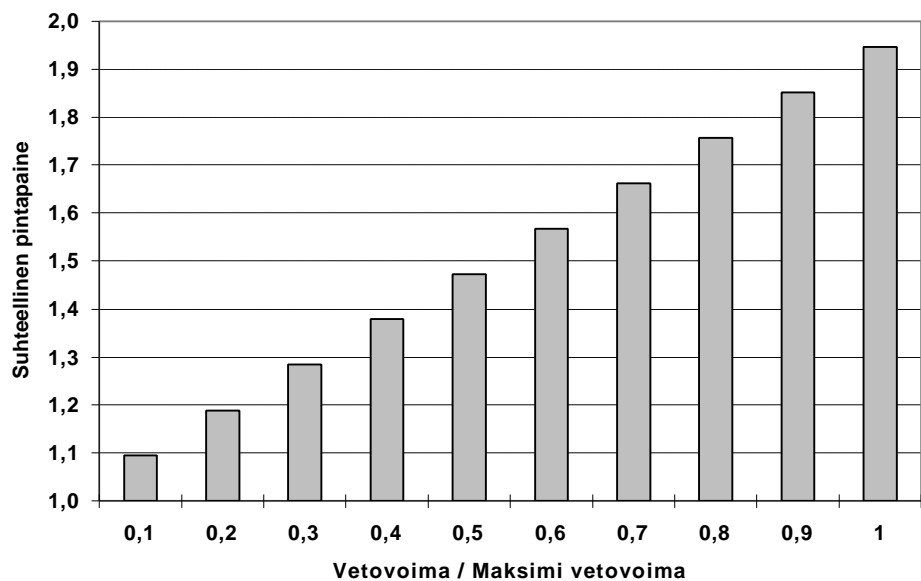
Kaavalla 1 voidaan määrittää telin tasapainoisuudesta johtuva telikuorman jakautuminen telin etu- ja takapyörälle ajettaessa millaisessa maastokulmassa tahansa. Kun ajetaan tasaisella maalla eli $\alpha = 0^\circ$, kaava 1 yksinkertaistuu muotoon

$$\frac{\text{telin etupyörän kuorma}}{\text{telikuorma}} = \frac{F_e}{G} = \frac{1}{2} - m * \left(\frac{p+r}{c} - \frac{r}{i * c} \right) \quad (\text{kaava 2})$$

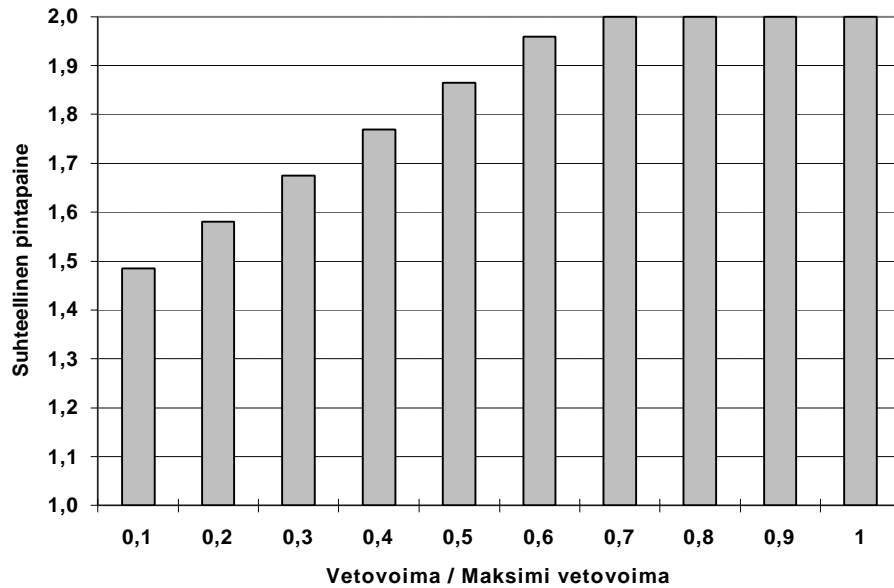
2.3 Eri tekijöiden vaikutus telin tasapainoisuuteen

2.3.1 Vetovoima

Rakenteellisten seikkojen lisäksi myös olosuhteet, kuten vetovoiman tarve ja mäen jyrkkyys, vaikuttavat telin käyttäytymiseen. Mitä suuremmalla vetovoimalla konetta käytetään, sitä herkemmin teli pyrkii nousemaan pystyyn, ts. sitä suurempi osa telikuormasta on telin takapyörällä. Todellisen ja maksimivetovoiman suhde metsämaastossa on korkeintaan 0,6 (Terrängmaskinen Del 2. 1981). Tällaisella suhteella pintapaine voi kasvaa tasaisellakin jo yli 1,5-kertaiseksi staattisen tilan pintapaineeseen verrattuna (kuva 2). Jos samantyyppistä vetovoimaa tarvitaan ajettaessa 20 %:n nousua, on pintapaine kohonnut jo 1,96-kertaiseksi staattiseen tilaan verrattuna (kuva 3). Käytännössä tämä tarkoittaa, että telikuorma kohdistuu lähes kokonaan telin takapyörälle. Tilanne vastaa siten pintapaineiden kannalta kutakuinkin yhdellä pyörällä ajoa. Telin etumaisesta pyörästä on kuitenkin hyötyä esteen päälle kiivettäessä, uppoamistilanteessa ja lumessa, koska se helpottaa nousemista ”esteen” päälle.



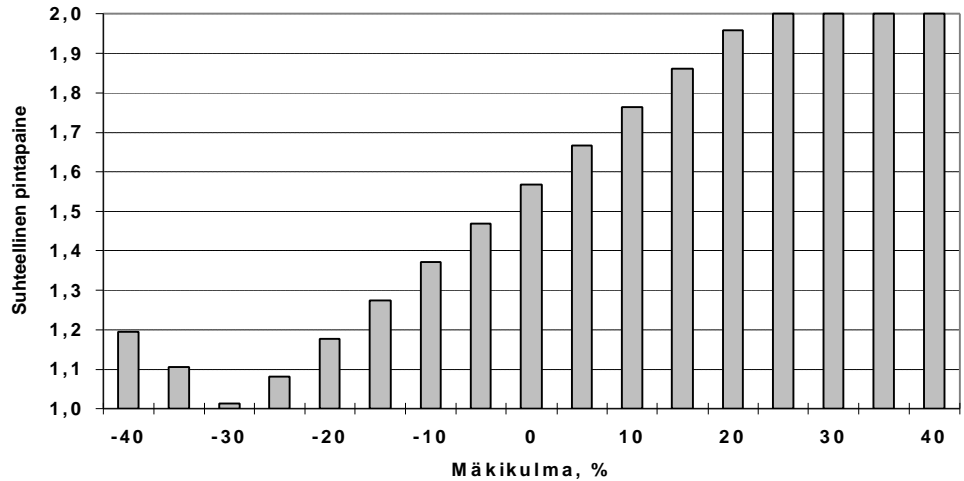
Kuva 2. Vetovoiman vaikutus telin suhteelliseen pintapaineeseen (kuormituksen aikainen pintapaine / staattisen tilan pintapaine). Ajo tasaisella, välityssuhde $i = 9$, $p = 200$ mm, $c = 1\,400$ mm ja $r = 520$ mm.



Kuva 3. Vetovoiman vaikutus telin suhteelliseen pintapaineeseen (kuormituksen aikainen pintapaine / staattisen tilan pintapaine) ajettaessa 20 %:n nousua. Välityssuhde $i = 9$, $p = 200$ mm, $c = 1\,400$ mm ja $r = 520$ mm.

2.3.2 Mäkikulma

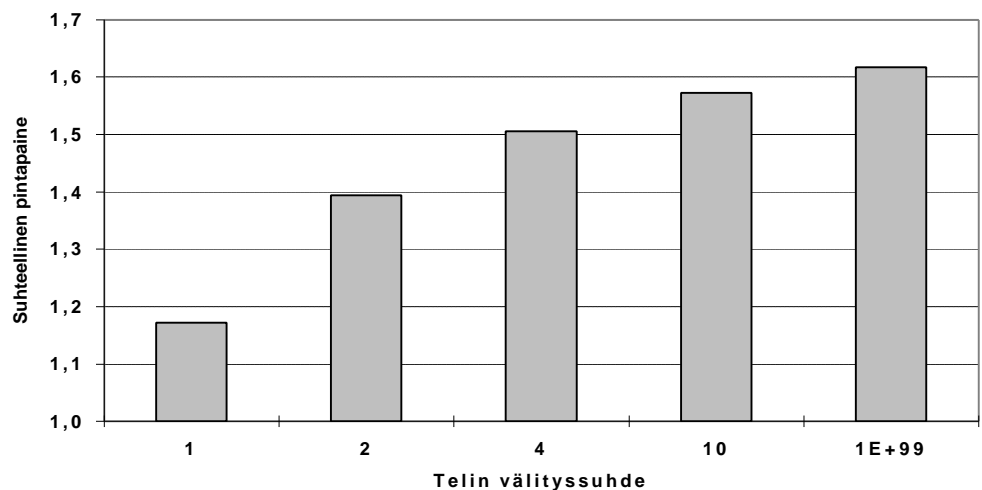
Kuva 4 havainnollistaa telin epätasapainoisuuden muuttumista ala- ja ylämäkeen ajettaessa. Alamäkeen ajettaessa epätasapainoisuuden vaikutus vähenee ja saavuttaa tässä esimerkkitapauksessa minimin noin 30 %:n alamäessä. Tätä jyrkemmällä alamäällä telin etupyörän pintapaine tulee suuremmaksi kuin telin takapyörän. Jo hyvin tavanomaiset 10 - 20 %:n ylämäet lisäävät pintapainetta kymmenillä prosenteilla. Ylämäkeen ajettaessa telin epätasapainoisuuden kasvu lisää uran muodostumisriskiä olosuhteissa, joissa tarvitaan jo luonnostaan suurempaa vetovoimaa kuin tasaisemmalla liikuttaessa. Uran syvyyden kasvaessa koneen liikkuminen käy yhä raskaammaksi, joten vetovoiman tarve kasvaa. Tämä lisää edelleen telin epätasapainoisuutta, joten ollaan noidankehässä. Uppoamis-, kiinnijuuttumis- ja koneen rikkoutumisriskit kasvavat.



Kuva 4. Mäkikulman vaikutus telin suhteelliseen pintapaineeseen (kuormituksen aikainen pintapaine / staattisen tilan pintapaine). Vetovoima = 0,6 x maksimi vetovoima, välityssuhde $i = 9$, $p = 200$ mm, $c = 1\ 400$ mm ja $r = 520$ mm.

2.3.3 Välityssuhde

Ehkä tärkein rakenteellisista tekijöistä, joilla telin epätasapainoisuuteen voidaan vaikuttaa, on sen välityssuhde. Mitä suurempi telin välityssuhde on, sitä herkemmin teli pyrkii ajettaessa nousemaan pystyyn (kuva 5). Kuvassa 5 välityssuhde $1E+99$ kuvaa hyvin suurta välityssuhdetta, mikä vastaa hydraulista välitystä. Tämän perusteella hydraulinen välitys on telin tasapainoisuuden kannalta epäedullisin. Tosin ero yleisesti käytettyyn välityssuhteeseen, noin 10, ei ole kovin merkittävä.



Kuva 5. Telin välityssuhteen vaikutus telin suhteelliseen pintapaineeseen (kuormituksen aikainen pintapaine / staattisen tilan pintapaine). Ajo tasaisella, vetovoima = 0,6 x maksimi vetovoima, $p = 200$ mm, $c = 1\ 400$ mm ja $r = 520$ mm.

3 PINTAPAINEIDEN MÄÄRITTÄMINEN

3.1 Yleinen pintapainekaava ja sen johdannaiset

Koneiden herkkyyttä aiheuttaa maastovaurioita ja uppoamisalttiutta voidaan selvittää määrittämällä koneiden pintapaineet ilman teloja ja telojen kanssa, mikäli sellaiset voidaan koneeseen asentaa. Yleisesti pohjoismaisissa metsätyön tutkimuksissa käytetyssä pintapaineiden laskukaavassa on laskutoimitusten helpottamiseksi yleensä tehty seuraavat olettamukset (Mikkonen & Wuolijoki 1975):

- Renkaan oletetaan painuvan maahan 15 % laskettuna kuormittamattoman renkaan halkaisijasta
- Maanpinta palautuu puoleen alkuperäisestä arvosta pyörän takana
- Renkaan leveys lisääntyy noin 3 % kokoonpainumisen vuoksi (kovalla maalla vastaava luku olisi noin 8 %).

Em. olettamusten varassa on päädytty pintapaineiden määrittämiskaavoihin 3 - 5.

Pintapaineen määrittäminen yksittäiselle pyörälle:

$$P = \frac{F}{R * B} \quad (\text{kaava 3})$$

missä P = pintapaine, kPa
F = pyörälle kohdistuva paino, kN
R = renkaan säde, m ja
B = renkaan leveys, m

Pintapaineen määrittäminen telalla varustetulle telille (pyörät erisuuria):

$$P = \frac{F}{(0,75 * R_1 + 0,5 * R_2 + L) * B} \quad (\text{kaava 4})$$

missä P = pintapaine, kPa
F = telalle kohdistuva paino, kN
R₁ = telin eturenkaan säde, m
R₂ = telin takarenkaan säde, m
L = telipyörien napojen väli, m ja
B = telan leveys, m

Pintapaineen määrittäminen telalla varustetulle telille (pyörät yhtäsuuria):

$$P = \frac{F}{(1,25 * R + L) * B} \quad (\text{kaava 5})$$

missä P = pintapaine, kPa
F = telalle kohdistuva paino, kN
R = renkaan säde, m
L = telipyörien napojen väli, m ja
B = telan leveys, m

Kaavassa 4 on käytetty suurpiirteisesti pyöristettyjä lukuja. Tarkemmin luvuin kaava 4 on

$$P = \frac{F}{(0,714 * R_1 + 0,527 * R_2 + L) * B} \quad (\text{kaava 6})$$

Kaavoissa 4 - 6 on painuman oletettu olevan 15 % eturenkaan (R_1) halkaisijasta, mutta palautuma (= puolet painumasta) on määritetty takarenkaan (R_2) halkaisijasta. Tarkkaan ottaen palautuma tulisi määrittellä puoleksi eturenkaan uppoamasta eli samoin kuin yksittäisen renkaan kohdalla. Tällöin kaava saa muodon

$$P = \frac{F}{\left(0,714 * R_1 + \sqrt{0,3 * R_1 * R_2 - 0,0225 * R_1^2} + L\right) * B} \quad (\text{kaava 7})$$

Pintapaineiden määrittämiskaavoissa on renkaan ja telan maata vasten olevan kantavan pinnan oletettu olevan sen tason muotoinen, jonka rengas tai tela peittää. Renkaan pintapaineen johtamisessa on käytetty ellipsin kaavaa. Käytännössä ala on lähempänä reunoiltaan jonkin verran pyöristynyttä suorakulmiota. Ala ei ole myöskään symmetrinen (Hallonborg 1996). Lisäksi todellisuudessa kantava pinta on varsinkin renkaalla ja pehmeähköllä alustalla kutakuinkin ympyränkaaren muotoinen ja siis suurempi kuin edellä kaavoissa 3 ja 4 lasketut alat. Tosin tämä kaareva alue ei kokonaan ota renkaan aiheuttamaa painetta vastaan tasaisesti; reunoja kohden tämä paine pienenee. Edellä olevat seikat huomioiden kaavat 3 ja 4 antanevat jonkinmoisen yliarvion todelliseen pintapaineeseen nähden. 15 %:n painuma renkaan halkaisijasta on puolestaan suuri. Tällöin ollaan jo koneen kiinnijuuttumisen rajoilla (Löfgren & Landström 1994). Kaavojen 8 - 11 perusteella on mahdollista määrittää pintapaineet erilaisilla painumilla. Näissä kaavoissa painuma on määritetty pyörän säteestä.

Pintapaine yksittäiselle pyörälle vapaasti määritettävällä painumalla:

$$P = \frac{F}{0,809 * \left(0,01 * \sqrt{200 * a - a^2} + 0,005 * \sqrt{400 * a - a^2} \right) * R * B} \quad (\text{kaava 8})$$

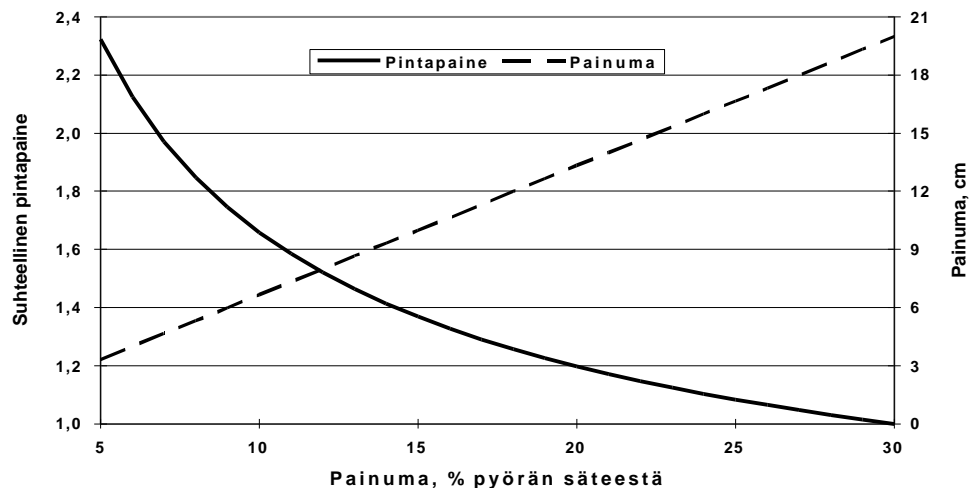
missä P = pintapaine, kPa
 F = pyörälle kohdistuva paino, kN
 R = pyörän säde, m
 B = pyörän leveys, m ja
 a = pyörän uppoama, %:a pyörän säteestä

tai

$$P = \frac{F}{0,809 * \left\{ \sin \left[\arccos(1 - 0,01 * a) \right] + \sin \left[\arccos(1 - 0,005 * a) \right] \right\} * R * B} \quad (\text{kaava 9})$$

Kuvassa 6 on esitetty yksittäisen pyörän suhteellisen pintapaineen muodostuminen kaavan 8 tai 9 mukaan käyttäen vertailuarvona kaavalla 3 määritettyä pintapainetta. Kovalla maaperällä pintapaine voi siten olla jopa kaksinkertainen valmistajien tavallisesti ilmoittamiin pintapaineisiin nähden.

Kaavassa 3 oletettu 15 %:n painuma pyörän halkaisijasta (30 % säteestä) tarkoittaa keskikokoisessa kuormatraktorissa käytettävillä tavallisen kokoisilla takapyörillä (600-700/26,5) 20 cm:n ja 600-700/34-kokoisilla etupyörillä 25 cm:n painumaa. Jos palautumat olisivat, kuten kaavassa on oletettu, puolet näistä, jäisi urien syvyydeksi 10 - 13 cm. Puusto- ja maastovaurio-ohjeiden mukaan painumaksi katsotaan syvyydeltään 10 cm ja sen yli olevat raiheet.



Kuva 6. Yksittäisen pyörän aiheuttama suhteellinen pintapaine perinteisen kaavan (3) antamaan arvoon (painuma 30 % pyörän säteestä) verrattuna. Kuvaan on piirretty myös prosentuaalista painumaa vastaava painuma senttimetreinä.

Pintapaine telalle vapaasti määritettävällä uppoamalla voidaan määrittää kaavalla 10 tai 11.

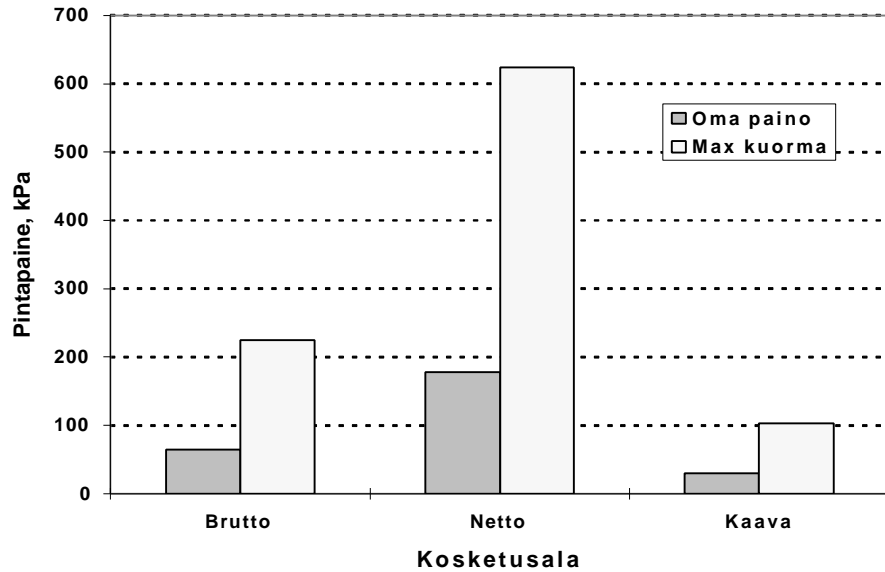
$$P = \frac{F}{\left(\frac{R_1}{100} * \sqrt{200 * a - a^2} + 0,1 * a * R_1 * \sqrt{\frac{R_2}{a * R_1} - 0,0025} + L \right) * B} \quad (\text{kaava 10})$$

tai

$$P = \frac{F}{\left\{ R_1 * \sin\left[\arccos\left(1 - 0,01 * a\right)\right] + R_2 * \sin\left[\arccos\left(1 - \frac{a * R_1}{200 * R_2}\right)\right] + L \right\} * B} \quad (\text{kaava 11})$$

Renkaan ja telan pinta eivät ole tasaisia. Tästä johtuen myöskään pintapaine renkaan ja telan alla ei ole tasainen, kuten kaikissa edellä esitetyissä kaavoissa 3 - 11 on oletettu. Pelkästään renkaan kuvioinnista johtuvat pintapainehuiput voivat olla moninkertaisia keskimääräisiin pintapaineisiin nähden. Kovalla maaperällä, jossa uppoamista ei juuri tapahdu, on renkaan kuvioinnista johtuva renkaan nettokosketuspinta-ala 30 - 50 % renkaan bruttokosketuspinta-ala. Kuvan 7 laskennoissa käytetyllä renkaalla tämä arvo on valmistajan ilmoituksen mukaan 36 %. Tämä nostaa todellisen pintapaineen kovalla alustalla 2,8-kertaiseksi.

Telalaput on muotoiltu pidon parantamiseksi tartuntaelimen. Näiden aiheuttamat pintapainehuiput voivat olla ainakin kymmenkertaisia keskimääräisiin pintapaineisiin nähden. Aroilla alustoilla, erityisesti sulan maan aikana kuusikossa liikuttaessa, huippupintapaineet ovat ratkaisevia vaurioiden synnyn kannalta. Pintajuuristo vaurioituu herkästi huippupintapaineiden vuoksi, vaikka keskimääräiset pintapaineet olisivatkin kohtuullisia. Pehmeiköillä, etenkin turvemaidella, pintajuuriston rikkoon tuminen heikentää alustan kantokykyä oleellisesti. Pinnan rikkoonnutta on uppoamista vaikea välttää. Aina on kuitenkin muistettava, että pidon kannalta tietty tartuntakuviointi on tarpeen.



Kuva 7. Keskikokoisen kuormatraktorin takapyörän (600/26,5) aiheuttama pintapaine valmistajan ilmoittamilla brutto- ja nettokosketuspinta-aloilla kovalla alustalla ja vastaavasti kaavalla 3 määritettynä.

3.2 Muita pintapainekaavoja

Pintapaineiden määrittäminen eräillä muilla kaavoilla.

Pintapaineen määrittäminen Schwanghartin (1990) mukaan:

$$P = \frac{F}{0,77 * B * L} \quad (\text{kaava 12})$$

missä P = pintapaine, kPa

F = pyörälle kohdistuva paino, kN

B = renkaan leveys, m

L = kosketusalueen pituus, m

$$L = \sqrt{D * (z + \delta) - (z + \delta)^2} + \sqrt{D * \delta - \delta^2}$$

missä edelleen

D = renkaan halkaisija, m

z = painuma, m

δ = litistymä, m

Pintapaineen määrittäminen Dwyerin (1984) mukaan (ns. WES-menetelmä):

$$P = \frac{F}{B * D} * \sqrt{\frac{h}{\delta}} * \left(1 + \frac{B}{2 * D} \right) \quad (\text{kaava 13})$$

missä edellisen kaavan merkintöjen lisäksi

h = rengasosan korkeus, m

Silversides & Sundbergin (1989) mukaan renkaan ja maan välistä kosketuspinta-alaa määritettäessä oletetaan, että renkaan sivut kantavat 10 % rengaskuormasta. Tällöin kosketuspinta-ala määrätään kaavalla:

$$A = \frac{0,90 * W}{p_i} \quad (\text{kaava 14})$$

missä A = kosketuspinta-ala, m²
 W = rengaskuorma, kN
 p_i = renkaan ilmanpaine, kPa

4 TARKASTELU

Raportissa on tarkasteltu kahta toisiinsa liittyvää asiaa: metsäkoneiden telin liikedyneamiikkaa ja pintapaineiden määrittämistä. Nämä ovat olennaisia asioita, kun metsäkoneiden ympäristöystävällisyyttä halutaan parantaa sekä soveltuvuusaluetta ja -aikaa laajentaa.

Metsäkoneiden telin tasapainoisuuteen tai -painottomuuteen ei Suomessa ole paljon kiinnitetty huomiota. Skogsarbeten (nykyisin SkogForsk) on julkaissut tuloksia telin tasapainoisuustarkasteluista tasamaalla (Hallonborg 1983). Tarkasteluissa on käytetty samaa kaavaa, johon myös tässä raportissa päädyttiin tasamaalla toimittaessa (kaava 2). Tulosten mukaan koneiden telien ominaisuuksissa oli merkittäviä eroja.

Koska metsäkoneella joudutaan liikkumaan mäkisissäkin maastoissa, johdettiin tässä raportissa telille tasapainoisuuskaava myös näihin olosuhteisiin (kaava 1). Johdettuun kaavaan perustuen tehtiin tarkasteluja eräällä ”kuvitteellisella” keskikokoisella kuormatraktorilla. Tämän ”kuvitteellisen” kuormatraktorin arvot vastannevat kohtuullisen hyvin useiden käytössä olevien kuormatraktoreiden ominaisuuksia.

Telin tasapainoisuuslaskelmat osoittavat, että telin ominaisuudet ovat huonommillaan juuri siellä, missä olisi tärkeintä pitää pintapaineet mahdollisimman pieninä - mäennousuissa ja pehmeiköillä. Näissä olosuhteissa telin epäta-

sapainoisuudesta johtuen pintapaineet voivat lähes kaksinkertaistua paikallaan seisovan koneen pintapaineisiin verrattuina. Hyvin kantavilla mailla telin tasapainoisuudella ei painumien suhteen ole suurta merkitystä, mutta pinta-juuriston vaurioitumisen kannalta merkitys voi olla silti huomattava.

Perinteisesti Pohjoismaissa on pintapaineiden laskennassa käytetty tässä raportissa esitettyjä kaavoja 3 - 5. Nämä kaavat on alun perin kehitetty Ruotsissa jo yli kaksi vuosikymmentä sitten. Tällöin metsäkoneiden kehitys oli alkutaipaleella. Koneet olivat raskaita, ja niissä käytettiin nykyistä kapeampia renkaita. Kaavoissa edellytetään käytettävän 15 %:n painumaa renkaan halkaisijasta. Vaikka edelleen oletetaan, että palautuminen on puolet painumasta, merkitsee tämä 10 - 13 cm:n lopullisia painumia. Nykyisten metsäkoneiden pintapaineiden määrittämisessä ei voitane enää sallia näin suurta painumaa. Käytännössä tämä merkitsee sitä, että nykyisin valmistajien ilmoittamat pintapaineet ovat todellista pienempiä.

Metsäkoneiden pintapaineita on usein verrattu ihmisen jalan aiheuttamiin pintapaineisiin ja todettu niiden olevan samaa suuruusluokkaa. Kuvan 7 (s. 15) mukaan keskikokoisen kuormatraktorin pintapaine on maksimikuormalla noin 100 kPa. Tällöin oletetaan koneen olevan paikoillaan tasaisella maalla renkaan painuman ollessa 15 % halkaisijasta eli kyse on esimerkkimetsäkoneen minimipintapaineesta. Erään esimerkkinä käytetyn tavallisen kokoisen henkilön aiheuttama pintapaine kahdella jalalla seistessä oli 16 kPa. Yhdellä jalalla seistessä pintapaine kaksinkertaistuu ollen 32 kPa. Kävellessä, pelkkä painosta johtuva massa huomioiden, hetkittäinen maksimipintapaine tällaisella henkilöllä nousee jo lähelle 100 kPa:a. Tällöin koko henkilön painon oletetaan kohdistuvan yhden jalan ja vain kengän kärkiosan varaan. Metsäkoneen ja ihmisen pintapaineita verrattaessa onkin taidettu usein verrata toisen minimiä toisen maksimiin.

Kuten edellä on esitetty, metsäkoneen pintapaine ei liikuttaessa ole vakio johtuen mm. telin tasapainoisuusominaisuuksista. Lisäksi pintapaineiden muodostumiseen vaikuttavat mm. maaston muoto, kuorman jakautuminen, painopisteen sijainti, koneen heilahtelu ajossa sekä nosturin käyttö.

Pintapaineita on pyritty pienentämään käyttämällä leveämpiä renkaita. Tällöin kuitenkin koneen leveys kasvaa, mikä ei ainakaan harvennuksilla ole eduksi. Yksi mahdollisuus pintapaineiden hallintaan on CTI (Central Tyre Inflation) eli renkaan ilmanpaineen ajon aikainen säätäminen (Andersson & Granlund 1994). Metsäkoneissa CTI:n käyttö on toistaiseksi jäänyt kokeiluasteelle. Nämä ratkaisut eivät poista telin tasapainottomuudesta aiheutuvaa ongelmaa. Tämä voidaan poistaa täydellisesti siirtymällä yksittäisten, itsenäisten pyörien käyttöön. On myös esitetty, että pyörän luistolla olisi suurempi merkitys uran muodostumisessa kuin pyöräkuormalla tai pintapaineella (Ala-Ilomäki & Saarilahti 1990). Luiston hallinta on siten tärkeätä pyrittäessä välttämään maaperävaurioita. Tämä puoltaa myös yksittäisten pyörien käyttöä. Kuormatraktorikaan ei siten välttämättä ole edes rakenteellisten perusratkaisujensa puolesta vielä lopullisessa muodossa.

KIRJALLISUUS

- Ala-Ilomäki, J. & Saarilahti, M.** 1990. Rut formation on peat soil - experiences from a forced-slip wheel tester. Proc. 10th ISTVS Conf., Kobe Aug 20 - 24, 1990. I:457 - 466.
- Andersson, G. & Granlund, P.** 1994. Lätta på trycket med CTI. SkogForsk. Resultat 3/1994. 4 s.
- Dwyer, M. J.** 1984. Tractive performance of wheeled vehicles. Journal of Terramechanics, 21(1):19-34.
- Hallonborg, U.** 1983. Boggier - utföranden och egenskaper. Forskningsstiftelsen Skogsarbeten. Resultat 28/1983. 4 s.
- ” - 1996. Super ellipse as tyre ground contact area. Journal of Terramechanics. Volume 33(3):125 -132.
- Löfgren, B. & Landström, M.** 1994. Transporter i väglöst land. SkogForsk. Resultat 15/1994. 4 s.
- Mikkonen, E. & Wuolijoki, E.** 1975. Pikatestausten suoritustekniikka. Metsätehon katsaus 9/1975. Helsinki. 5 s.
- Saarilahti, M.** 1991. Maastoliikkuvuuden perusteet. Metsäntutkimuslaitoksen tiedonantoja 390. Helsinki. 99 s.
- Schwanghart, H.** 1990. Measurement of contact area, contact pressure and compaction under tires in soft soil. Proc. 10th ISTVS Conf., Kobe Aug 20 - 24, 1990. I:193 - 204.
- Silversides, C.R. & Sundberg, U.** 1989. Operational Efficiency in Forestry. Volume 2: Practise. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht/Boston/London. 169 s.
- Terrängmaskinen Del 1.** 1993. SkogForsk, Stiftelsen Skogbrukets Forskningsinstitut. 476 s.
- Terrängmaskinen Del 2.** 1981. Forskningsstiftelsen Skogsarbeten. 461 s.

$$\frac{\text{telin etupyörän kuorma}}{\text{telikuorma}} = \frac{F_e}{G} = \left(\frac{1}{2} - \frac{p+r}{c} * \tan a \right) - (m + \sin a) * \left(\frac{p+r}{c} - \frac{r}{i * c} \right)$$

(kaava 1)

missä $\mu = \frac{F}{G} = \frac{\text{telin vetovoima}}{\text{telikuorma}}$

α = mäen nousukulma asteina

p = telin laakerointipisteen kohtisuora etäisyys pyörien keskipisteitä yhdistävästä suorasta

r = renkaan säde

c = pyörien keskipisteiden välinen etäisyys

i = telin välityssuhde

$$\frac{\text{telin etupyörän kuorma}}{\text{telikuorma}} = \frac{F_e}{G} = \frac{1}{2} - m * \left(\frac{p+r}{c} - \frac{r}{i * c} \right)$$

(kaava 2)

Pintapaineen määrittäminen yksittäiselle pyörälle:

$$P = \frac{F}{R * B}$$

(kaava 3)

missä P = pintapaine, kPa

F = pyörälle kohdistuva paino, kN

R = renkaan säde, m ja

B = renkaan leveys, m

Pintapaineen määrittäminen telalla varustetulle telille (pyörät erisuuria):

$$P = \frac{F}{(0,75 * R_1 + 0,5 * R_2 + L) * B}$$

(kaava 4)

missä P = pintapaine, kPa

F = telalle kohdistuva paino, kN

R_1 = telin eturenkaan säde, m

R_2 = telin takarenkaan säde, m

L = telipyörien napojen väli, m ja

B = telan leveys, m

Pintapaineen määrittäminen telalla varustetulle telille (pyörät yhtäsuuria):

$$P = \frac{F}{(1,25 * R + L) * B}$$

(kaava 5)

missä P = pintapaine, kPa
 F = telalle kohdistuva paino, kN
 R = renkaan säde, m
 L = telipyörien napojen väli, m ja
 B = telan leveys, m

Kaavassa 4 on käytetty suurpiirteisesti pyöristettyjä lukuja. Tarkemmin lu-
 vuin kaava 4 on

$$P = \frac{F}{(0,714 * R_1 + 0,527 * R_2 + L) * B}$$

(kaava 6)

Kaavoissa 4 - 6 on painuman oletettu olevan 15 % eturenkaan (R_1) halkaisi-
 jasta, mutta palautuma (= puolet painumasta) on määritetty takarenkaan (R_2)
 halkaisijasta. Tarkkaan ottaen tulisi määrittellä palautuma puoleksi eturenkaan
 uppoamasta eli samoin kuin yksittäisen renkaan kohdalla. Tällöin kaava saa
 muodon

$$P = \frac{F}{\left(0,714 * R_1 + \sqrt{0,3 * R_1 * R_2 - 0,0225 * R_1^2} + L\right) * B}$$

(kaava 7)

:

$$P = \frac{F}{0,809 * \left(0,01 * \sqrt{200 * a - a^2} + 0,005 * \sqrt{400 * a - a^2}\right) * R * B}$$

(kaava 8)

missä P = pintapaine, kPa
 F = pyörälle kohdistuva paino, kN
 R = pyörän säde, m
 B = pyörän leveys, m ja
 a = pyörän uppoama, %:a pyörän säteestä

tai

$$P = \frac{F}{0,809 * \left\{\sin\left[\arccos(1 - 0,01 * a)\right] + \sin\left[\arccos(1 - 0,005 * a)\right]\right\} * R * B}$$

(kaava 9)

Pintapaine telalle vapaasti määritettävällä uppoamalla voidaan määrittää kaavalla 10 tai 11.

$$P = \frac{F}{\left(\frac{R_1}{100} * \sqrt{200 * a - a^2} + 0,1 * a * R_1 * \sqrt{\frac{R_2}{a * R_1} - 0,0025} + L \right) * B} \quad (\text{kaava 10})$$

10)
tai

$$P = \frac{F}{\left\{ R_1 * \sin[\arccos(1 - 0,01 * a)] + R_2 * \sin\left[\arccos\left(1 - \frac{a * R_1}{200 * R_2}\right)\right] + L \right\} * B} \quad (\text{kaava 11})$$

Pintapaineen määrittäminen Schwanghartin (1990) mukaan:

$$P = \frac{F}{0,77 * B * L} \quad (\text{kaava 12})$$

missä P = pintapaine, kPa

F = pyörälle kohdistuva paino, kN

B = renkaan leveys, m

L = kosketusalueen pituus, m

$$L = \sqrt{D * (z + \delta) - (z + \delta)^2} + \sqrt{D * \delta - \delta^2}$$

missä edelleen

D = renkaan halkaisija, m

z = painuma, m

δ = litistymä, m

Pintapaineen määrittäminen Dwyerin (1984) mukaan (ns. WES-menetelmä):

$$P = \frac{F}{B * D} * \sqrt{\frac{h}{\delta}} * \left(1 + \frac{B}{2 * D} \right) \quad (\text{kaava 13})$$

missä edellisen kaavan merkintöjen lisäksi

h = rengasosan korkeus, m

Silversides & Sundbergin (1989) mukaan renkaan ja maan välistä kosketuspinta-alaa määritettäessä oletetaan, että renkaan sivut kantavat 10 % rengaskuormasta. Tällöin kosketuspinta-ala määrätään kaavalla:

$$A = \frac{0,90 * W}{P_i} \quad (\text{kaava 14})$$

missä A = kosketuspinta-ala, m²

W = rengaskuorma, kN
 p_i = renkaan ilmanpaine, kPa