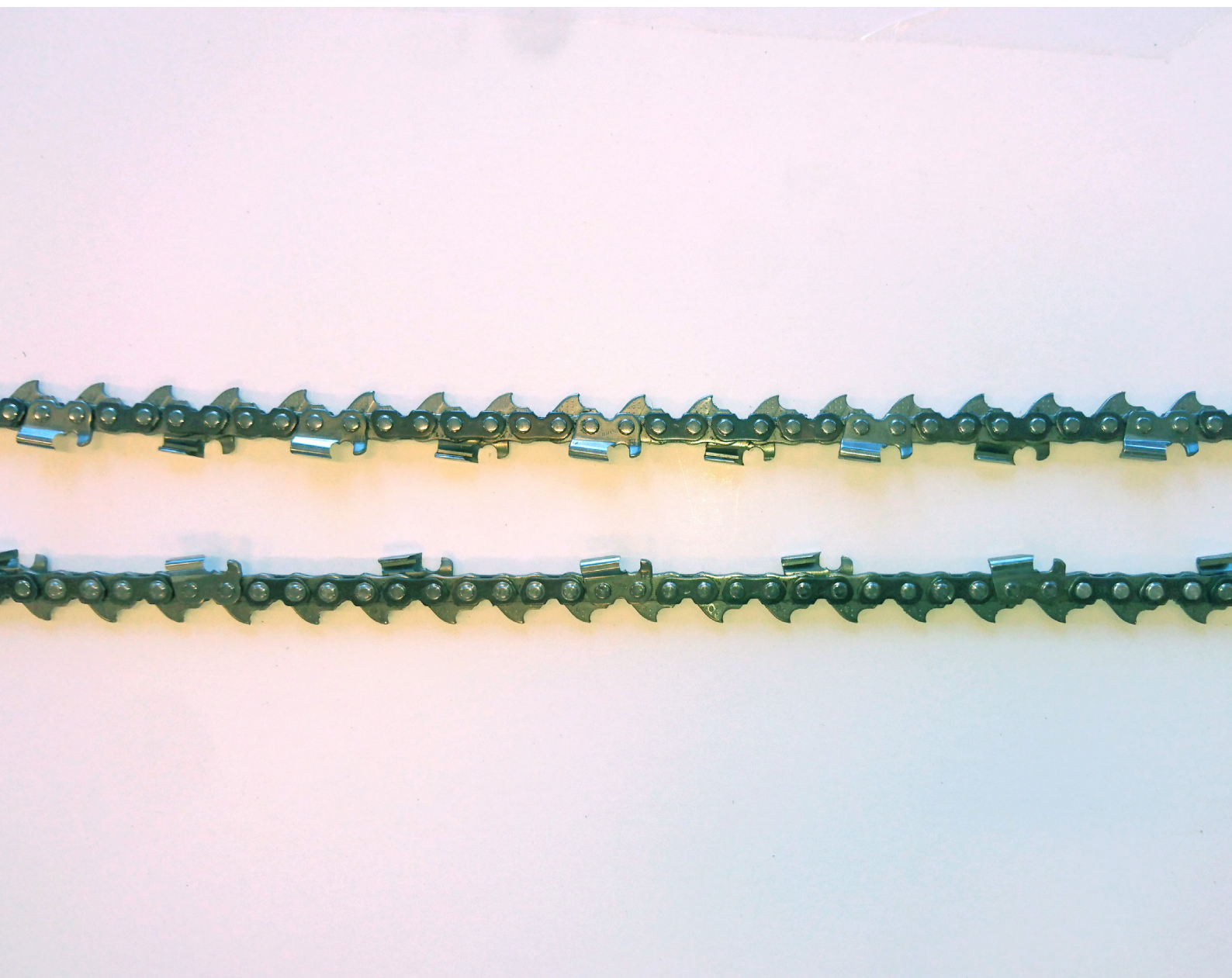


Avverkningskapacitet för fabriksnya och slipade sågkedjor

Cutting capacity of brand new and reground saw chains



Summary

One aim of the study was to evaluate a new chain model, the Oregon 19HX, and a saw chain with fewer cutting teeth (a 'skip' chain) in terms of cutting time, energy consumption and bar feed force. Another aim was to examine associations between certain grinding parameters, such as different angles on the cutting teeth, and performance of the saw chains. The study was limited to brand new/newly ground chains, with cutting of fresh, unfrozen wood of Norway spruce. All measurements took place on the test rig built up at Skogforsk in Sävar, where a F11-iP saw motor was used.

Twelve chains were used in the study. The new Oregon 19HX chain was evaluated through comparison with brand new chains of the models Carlton B8 and Stihl RMHS. The number of cutting teeth on the skip chain was reduced by a third, and the chain was compared with a standard chain of the same model with a full set of cutting teeth. Eight reground chains were tested, all of them the Carlton B8 model.

The results from the measurements showed that the performance of the new Oregon 19HX chain was very similar to the Carlton B8 chain for all cut-related parameters included in the study. However, compared with the Stihl RMHS, these two chain models had 6-8% longer cutting time, 9-11% higher energy consumption, and used 16-21% greater bar feed force. Expressed as cutting capacity in a cross-sectional area of 1000 cm², the Stihl RMHS cut 1290 cm²/s; the corresponding figure for the Oregon 19HX was 1197 and for the Carlton B8 1225 cm²/s.

The skip chain had 12% longer cutting time, 16% higher energy consumption, and used 49% greater bar feed force than a corresponding chain with a full set of cutting teeth. Our interpretation of the longer cutting time for the skip chain is that the reduction in the number of cutting teeth reduced cutting capacity more than the corresponding potential increase in the chain's ability to evacuate cut material. However, the most noticeable difference was in the bar feed force, where the skip chain used nearly 50% greater force.

The differences in cutting time between the sharpened chains were generally small. Parameters that had a favourable effect on cutting time were a greater filing angle in combination with a higher edge angle, a lower depth gauge setting, and a more aggressive grinding in the bottom part of the cutting teeth (probably causing more efficient removal of cut material). The greatest effect on cutting time was obtained for the chain with a greater filing angle and edge angle in combination with a lower depth gauge setting.

In summary, the study indicates a potential to shorten the cutting time of current chains by modifying the grinding pattern, but this potential is limited. If the cutting capacity of current machine saw chains is to be significantly increased, further development is necessary.

Förord

Denna rapport sammanfattar resultaten från studien ”*Avverkningskapacitet för fabriksnya och slipade sågkedjor*”. Studien har genomförts inom Skogstekniska klustrets projekt ”Smart innovation”, som delfinansieras av Europeiska regionala utvecklingsfonden, Region Västerbotten, universitet, kommuner och Skogstekniska klustrets medlemmar. Vidare har studien finansierats av medel från Sveaskog och Skogforsks ramanslag.

Ljusdals sliptjänst AB, AB Mora Slipservice, RM Kedjeservice AB och Slipsten AB slipade de omslipade kedjor som användes under studien. Sveaskog bidrog med de stockar som användes för kapning av trissor.

Nedanstående personer har varit kontaktpersoner från företagen:

Mats Nyberg, Ljusdals sliptjänst AB

Rose-Marie Lindberg, Mora slipservice AB

Robert Modig, RM Kedjeservice AB

Sten Ahlström, Slipsten AB

Lena Jonsson, Skogstekniska klustret ek. för.

Linnéa Carlsson, Sveaskog Förvaltnings AB

Claes Kindblom, Sveaskog Förvaltnings AB

Thorbjörn Westman, Sveaskog Förvaltnings AB

För mätningarna av kaptid och energiåtgång användes den testrigg som byggts upp vid Skogforsk i Sävar. Vid uppbyggnaden bidrog Komatsu Forest med skördaraggregat, hydraulaggregat samt expertkompetens kring skördaraggregat. Parker Hannifin bidrog med en F11iP sågmotor samt kompetens kring injustering av motorn.

Mätningar och analys av datamaterial har utförts av en arbetsgrupp från Skogforsk bestående av Mikael Andersson, Björn Hannrup och Petrus Jönsson. Rolf Gustafsson på Himlinge Skogsservice bidrog med värdefulla råd under studiens gång.

Petrus Jönsson och Björn Hannrup har haft det övergripande ansvaret för planering och genomförande av studien.

Ett stort tack till samtliga medverkande!

Uppsala 2018-11-02

Petrus Jönsson, Björn Hannrup & Mikael Andersson

Innehåll

Summary.....	2
Förord	3
Sammanfattning	5
Inledning.....	7
Mål och avgränsningar	8
Material och metoder	8
Försöksupplägg.....	8
Material.....	12
Testriggens huvudkomponenter	13
Mätningar under kapförloppet.....	16
Beräknade variabler.....	18
Statistisk analys	19
Uteslutna observationer	19
Resultat och diskussion.....	20
Jämförelse mellan fabriksnya kedjor	21
Utvärdering av Skip-kedjan.....	24
Jämförelse mellan de slipade kedjorna.....	26
Slutsatser	29
Referenslista	30
Bilaga 1. Definition av de vinklar som mättes på skärtänderna	31
Bilaga 2. Regressionsekvationer för de fabriksnya kedjornas samband mellan kaparea och kaptid.	31

Sammanfattning

Målen med studien var att utvärdera en nyintroducerad kedjemodell, Oregon 19HX, samt en sågkedja med färre antal skärtänder (så kallad Skip-kedja) med avseende på kaptid, energiåtgång och svärdmatningskraft. Ett ytterligare mål var att belysa sambanden mellan utformning av slipningsparametrar, som till exempel olika vinklar på skärtänderna, och sågkedjornas prestanda. Studien var avgränsad till att genomföras med fabriksnya/nyslipade kedjor och vid kapning av färskt, ofrusat granvirke. Samtliga mätningar utfördes på den testrigg som byggts upp vid Skogforsk i Sävar, där en sågmotor av fabrikatet F11-iP användes.

Totalt ingick 12 kedjor i studien. Den nyintroducerade Oregon 19HX-kedjan utvärderades genom jämförelse med fabriksnya kedjor av modellerna Carlton B8 och Stihl RMHS. För Skip-kedjan var antalet skärtänder reducerat med en tredjedel och i studien jämfördes den med en standardkedja av samma modell med full uppsättning skärtänder. Totalt testades åtta omslipade kedjor och samtliga var av modellen Carlton B8. Tre av dessa hade slipats enligt tre slipföretags standardslipning och övriga kedjor hade modifierats med avseende på antingen filningsvinkel, eggvinkel, underställning, bottenlipning eller nedslipning till ett tillstånd motsvarande slutet av kedjans livslängd.

Mätningar gjordes vid kapning av trissor från 12 stockar med diametrar mellan 131 och 457 mm. Från flertalet stockar registrerades mätvärden från tre kap per kedja. Kapningens energiåtgång bestämdes utifrån mätningar under kapförloppet av vridmoment och varvtal för sågmotorns utgående axel. Informationen om sågmotorns vridmoment användes även för att bestämma kaptiden med hjälp av algoritmer som identifierade start- och stoppunkterna för kapet genom stammen. Svärdmatningskraften beräknades utifrån mätningar av hydrauloljetrycket på svärdmatningscylinderns kolstångs- och cylindersida, kolvareorna för dessa två sidor samt längden på hävarmen mellan svärdmatningscylindern och svärdet.

Resultaten från mätningarna visade att den nyintroducerade Oregon 19HX-kedjan hade mycket likartad prestanda som Carlton B8-kedjan för samtliga kaprelaterade parametrar som ingick i studien. I jämförelse med Stihl RMHS hade dessa två kedjemodeller dock sex till åtta procents längre kaptid, 9–11 procents högre energiåtgång samt använde 16 till 21 procents högre svärdmatningskraft. Uttryckt som avverkningskapacitet vid en tvärsnittsarea om 1 000 cm² avverkade Stihl RMHS 1290 cm²/s medan motsvarande värden för Oregon 19HX och Carlton B8 var 1197, respektive 1225 cm²/s. I en studie av en ny skördare utrustad med samma sågmotor som i vår studie och en kedjemodell motsvarande Carlton B8 uppmättes en avverkningskapacitet på 1222 cm²/s, vilket indikerar att de absoluta värden på avverkningskapaciteten som mätts upp i testriggen är relevanta också för avverkning med skördare.

Skip-kedjan hade 12 procent längre kaptid, 16 procent högre energiåtgång och använde 49 procent högre svärdmatningskraft än motsvarande kedja med full uppsättning skärtänder. Vår tolkning av den längre kaptiden för Skip-kedjan är att minskningen av antalet skärtänder orsakat en större reduktion av skärförmågan än motsvarande potentiella ökning av kedjans förmåga att evakuera spån. Mest framträdande var dock skillnaden i svärdmatningskraft, där Skip-kedjan använde nästan 50 procent högre kraft. Skip-kedjan har färre antal tänder i ingrepp vid kap och den högre svärdmatningskraften för denna

kedja indikerar att den använda sågmotorn (Parker F11iP) har reglerat upp svärdmatningskraften för att minska varvtalet på sågmotorns utgående axel ned till en kedjehastighet motsvarande 40 m/s.

Skillnaderna i kaptid mellan de slipade kedjorna var generellt små, men resultaten indikerade att de parametrar som hade gynnsam effekt på kaptiden var en högre filningsvinkel i kombination med högre eggvinkel, lägre underställning samt bottenlipning. Störst effekt på kaptiden erhöles för kedjan med högre filnings- och eggvinkel i kombination med lägre underställning.

Sammanfattningsvis indikerar studien att det inom ramen för dagens kedjor finns potential att förkorta kaptiden genom att modifiera slipningsmönstret, men att potentialen är begränsad. För att markant öka maskinsågkedjornas avverkningskapacitet krävs en vidareutveckling av dagens kedjemodeller.

Inledning

Kapning av trädstammar är en central uppgift i skördarnas arbete. Det renodlade kapmomentet utgör 7–11 procent av skördarnas effektiva arbete (T. Brunberg, pers.medd. 2015; opublicerad uppföljning utifrån skördarnas maskindata) och tiden för kapning har därmed betydande påverkan på skördarnas produktivitet. Vidare finns ett samband mellan kaptiden och förekomsten av kapsprickor (Hannrup & Jönsson, 2010). Insatser som bidrar till att förkorta kaptiden har därmed en potentiell positiv påverkan på såväl skördarnas produktivitet som virkesvärdet.

En faktor med avgörande inverkan på skördarnas kaptid är sågkedjans avverkningskapacitet. Det finns få publicerade studier som belyser avverkningskapaciteten för olika sågkedjor. Merparten av den kunskapsmassa som ackumulerats kring sågkedjor är därmed inte allmänt tillgänglig, utan finns integrerad i företag som tillverkar sågkedjor och kaprelaterad utrustning. Att i ökad utsträckning publicera data som belyser sågkedjors prestanda är viktigt för att stimulera till fortsatt utveckling och förse användare av sågkedjor med objektiv information.

I en nyligen genomförd studie konstaterades skillnader i kaptid och energiåtgång mellan fabriksnya kedjemodeller (Jönsson m.fl. 2016). Tre av kedjemodellerna i studien hade närmast identisk kaptid och energiåtgång, medan den fjärde, Stihl RMHS, hade 6–7 procent kortare kaptid och lägre energiåtgång än de övriga tre modellerna. De sannolika förklaringar till den kortare kaptiden som fördes fram i studien var att Stihl RMHS har en större skärtandsarea samt en lägre eggvinkel (se definition i Bilaga 1), vilket yttrade sig i en genomsnittlig större spånstorlek i jämförelse med de övriga kedjemodellerna. I studien ingick kedjor från de marknadsledande tillverkarna. Sammanfattningsvis belyser studien därmed kaptid och energiåtgång för huvuddelen av de fabriksnya kedjor som används vid avverkning med skördare i Sverige.

Något som i nuläget inte används på den svenska marknaden är kedjor av Skip-typ, vilka har färre skärtänder än de kedjemodeller som är vanligt förekommande (Wikipedia 2018). Det längre avståndet (spånluckan) mellan skärtänderna bör innebära att evakueringen av spån vid kapning blir effektivare med denna kedjetyp. Om spånevakueringen är en begränsande faktor skulle det kunna medföra en högre avverkningskapacitet för denna kedjetyp. Det finns dock inga publicerade data som styrker detta och att genomföra studier relevanta för nordiska förhållanden, som belyser kaptid och energiåtgång för Skip-kedjor, är ett angeläget område.

Vid avverkning med skördare slipas en kedja i genomsnitt 2,5 gånger under sin livslängd (Hallonborg 2003). Detta innebär att under produktionsförhållanden är omslipade kedjor vanligare än fabriksnya. Slipningens utförande har därmed en avgörande inverkan på den faktiska avverkningskapaciteten och energiåtgången vid maskinell avverkning. I en studie av Jönsson m.fl. (2016) jämfördes en fabriksny Carlton B8-kedja med en omslipad kedja av samma kedjemodell. Den omslipade kedjan hade 9–10 procent kortare kaptid och lägre energiåtgång än motsvarande fabriksnya kedja. De sannolika förklaringar till skillnaderna som fördes fram var en högre filnings- och eggvinkel för den omslipade kedjan. I studien ingick enbart en omslipad kedjemodell och publicerade studier som belyser generella samband mellan utformning av slipvinklar på skärtänderna och kedjans avverkningskapacitet saknas. Att med hjälp av data insamlade från kontrollerade försök klargöra sådana samband är ett viktigt område för vidare studier.

Mål och avgränsningar

Det övergripande syftet med projektet är att bidra till en reducerad kaptid och därigenom ökning av skördarnas produktivitet och värdet av det upparbetade virket. Projektet utgörs av följande delmål:

- Att baserat på mätningar i Skogforsks testtrigg jämföra kaptid och energiåtgång för en kedja av Skip-typ med motsvarande kedjemodell utrustad med full uppsättning skärtänder.
- Att utvärdera en ny kedjemodell från en av de ledande kedjetillverkarna, vilken nyligen har introducerats på den svenska marknaden.
- Att i samma studie belysa samband mellan utformning av slipvinklar på skärtänderna och kedjans avverkningskapacitet, respektive energiåtgång.

Den föreslagna studien är avgränsad till att belysa kaptid och energiåtgång för fabriksnya och omslipade kedjor. Skulle studien visa på betydande skillnader i avverkningskapacitet mellan de olika kedjorna avser vi gå vidare med studier för att belysa hur de olika kedjorna påverkas av slitage.

Material och metoder

FÖRSÖKSUPPLÄGG

I studien utvärderades fabriksnya kedjor från de tre kedjemodellerna Stihl RMHS, Carlton B8 samt Oregon 19HX (tabell 1). Den senare modellen har nyligen introducerats, medan Stihl RMHS och Carlton B8 har utvärderats i en tidigare studie (Jönsson m.fl. 2016) men togs med i denna studie för att möjliggöra jämförelser. Kedjan av Skip-typ var i grunden en Stihl RMHS-kedja men med två drivlänkar mellan varje tand, vilket reducerar totala antalet skärtänder med en tredjedel, så kallad "Full Skip Chain" (figur 1).



Figur 1. Bild på kedjan av full Skip-typ med 2/3 av en standardkedjas antal skärtänder.

De omslipade kedjorna var samtliga av kedjemodellen Carlton B8. De var slipade enligt den ordinarie produktionsslipning som de medverkande sliperierna utför, alternativt specialslipade i studiesyfte (se tabell 2 för specificering av slipningarna). Slipningen av kedjorna utfördes av AB Mora slipservice, Ljusdals sliptjänst AB, RM Kedjeservice AB och Slipsten AB. Mora slipservice använde en slipmaskin av fabrikatet Marcusson med keramisk slipskiva, medan övriga sliperier använde slipskivor av det hårdare materialet kubisk bornitrid (CBN) monterade i ANAB slipmaskiner, alternativt ANAB-maskiner som byggts om.

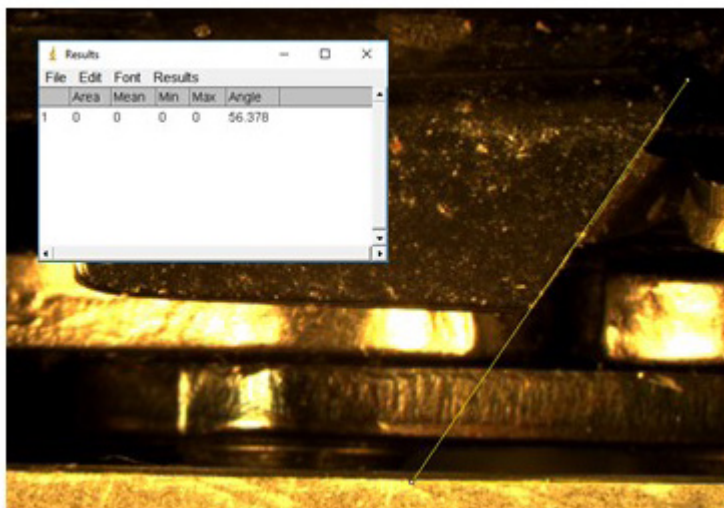
Samtliga kedjor som utvärderades hade 96 drivlänkar och en spårvidd på 2,0 millimeter. I studien användes en kedja per försöksled, det vill säga en kedja representerades enbart av en tillverknings-batch. Detta eftersom resultat från den tidigare studien (Jönsson m.fl. 2016) indikerade att det fanns små skillnader inom kedjemodeller mellan olika tillverkningsbatcher.

Tabell 1. Tabell över de olika försöksleden vid utvärderingen av fabriksnya och omslipade kedjor.

Försöksled	Kategori	Fabrikat	Modellbeteckning	Kedjetyp	Slipföretag
1	Fabriksny	Stihl	RMHS	Standard	
2	Fabriksny	Stihl	RMHS	Full-skip	
3	Fabriksny	Oregon	19HX	Standard	
4	Fabriksny	Carlton	B8	Standard	
5	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Mora sliptjänst
6	Omslipad	Carlton	B8	Standard	RM Kedjeservice
7	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Ljusdals sliptjänst
8	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Ljusdals sliptjänst
9	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Ljusdals sliptjänst
10	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Slipsten AB
11	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Ljusdals sliptjänst
12	Omslipad	Carlton	B8	Standard	Slipsten AB

I studien av Jönsson m. fl. (2016) hade en omslipad kedja av modellen Carlton B8 9–10 procent kortare kaptid och lägre energiåtgång än motsvarande fabriksnya kedja. Den omslipade kedjan var modifierad med avseende på flera parametrar hos skärtänderna och hade i jämförelse med den fabriksnya kedjan högre filnings- och eggvinkel, lägre underställning samt var bottenslipad, det vill säga hade en djupare slipning ned i skärtänderna (Jönsson m. fl. 2016, bilaga 2). En ansats inför vår studie var att försöka isolera effekten av de olika parametrarna som förändrats hos den omslipade kedjan för att kunna utvärdera deras relativa bidrag till en förkortad kaptid.

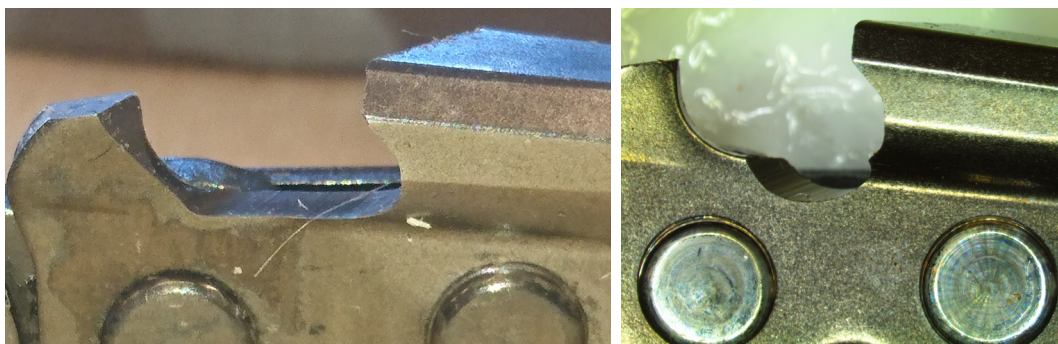
I tabell 2 redovisas filnings-, eggvinkel samt underställning för de fabriksnya kedjorna (försöksled 1–4) och de omslipade kedjorna (försöksled 5–12). Bilder togs av kedjorna med en stereolupp av typen Leica MS 5 med påbyggd digitalkamera, en Basler Scout scA1300. Med hjälp av bildanalysprogrammet ImageJ mättes sedan vinklarna i bilderna (figur 2).



Figur 2. Bild från stereoluppen tagen vid mätningen av en skärtands filningsvinkel.

Ansträngningar gjordes för att med hög precision kunna mäta vinklarna och standardfelet i de mätta vinklarna är under 1° . I Bilaga 1 återges definitioner av de mätta vinklarna.

Samtliga omslipade kedjor var av modellen Carlton B8. Kedjorna med försöksled 5 och 6 var slipade med slipföretagens standardmässiga produktionsslipning. Kedjan i försöksled 7 hade i jämförelse med den fabriksnya Carlton B8-kedjan högre filnings- och eggvinkel samt större underställning. Denna kedja var slipad på likartat sätt som den omslipade kedjan i studien av Jönsson m. fl. (2016), förutom att den inte slipats så djupt ned i skärtänderna (figur 3).



Figur 3. Vänster bild: Försöksled 7, det vill säga den omslipade Carlton B8-kedjan med större filningsvinkel, eggvinkel och underställning i jämförelse med den fabriksnya kedjan. Höger bild: Motsvarande kedja från Jönsson m. fl. (2016) med skillnaden att slipningen gått längre ned i länken (bottenslipning).

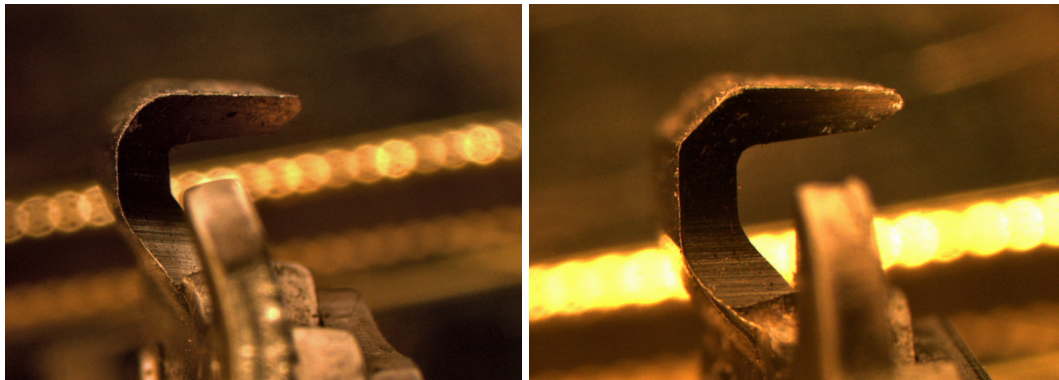
För kedjorna i försöksled 8–11 var avsikten att vid slipningen enbart förändra en variabel hos skärtänderna (filningsvinkel, eggvinkel, djupet på bottenslipning, respektive underställning) i jämförelse med den fabriksnya Carlton B8-kedjan (försöksled 4) och därigenom isolera effekten av dessa parametrar. För kedjorna 9–11 lyckades denna ansats bortsett från en mindre, önskad förändring av underställningen för kedja 9 och 11. För kedjorna med försöksled 8 och 12 var avsikten att enbart förändra filningsvinkeln och längden på skärtänderna, men för dessa kedjor skedde även en måttlig förändring av eggvinkeln (kedja 8) och en markant förändring av eggvinkeln och underställningen (kedja 12) i jämförelse med den fabriksnya kedjan.

Tabell 2. Filningsvinkel, eggvinkel och underställning för de fabriksnya och slipade kedjorna i studien.

Försöks- led	Kedja	Filvinkel (°)	Eggvinkel (°)	Underställning mm	Förändrad slipnings- variabel
1	Stihl RMHS	35	37	1,05	-
2	Stihl RMHS Full-skip	34	38	1,05	-
3	Oregon 19HX	32	37	1,0	-
4	Carlton B8	32	36	0,9	-
5	Carlton B8	32	36	1,25	Standardslipning
6	Carlton B8	37	48	1,15	Standardslipning
7	Carlton B8	45	43	1,65	Filnings- och eggvinkel samt underställning
8	Carlton B8	43	45	0,83	Filningsvinkel
9	Carlton B8	33	45	0,78	Eggvinkel
10	Carlton B8	32	36	1,58	Underställning
11	Carlton B8	32	36	1,05	Bottenslipning
12	Carlton B8	37	52	1,46	Nedslipade skärtänder

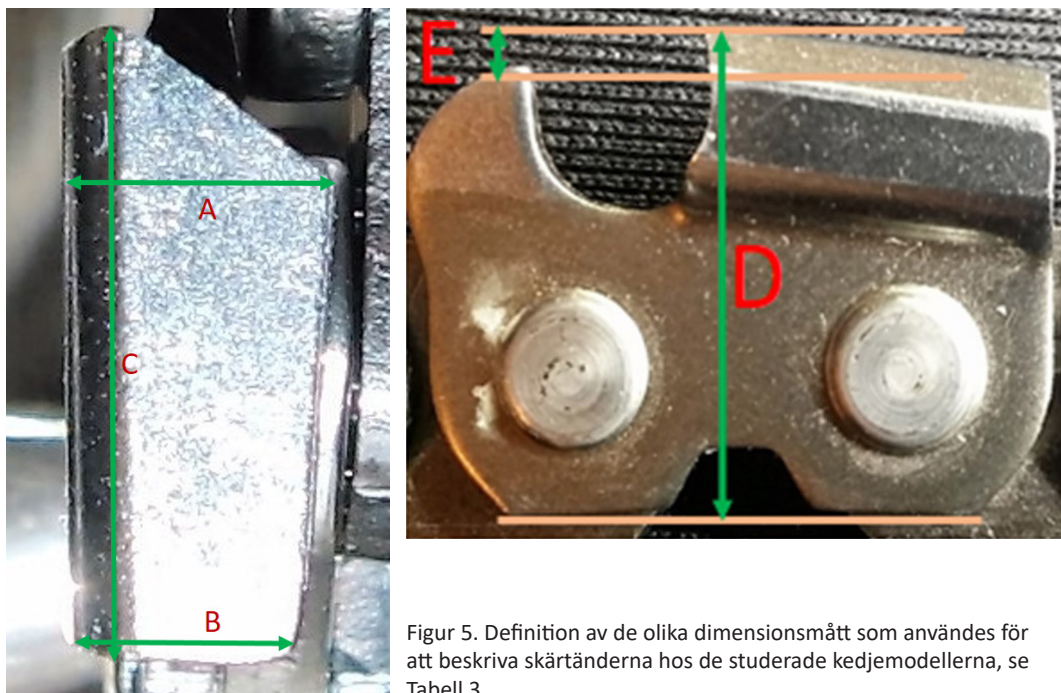
De tre kedjemodeller som utvärderades med fabriksnya kedjor hade likartade filnings- och eggvinklar på skärtänderna (Tabell 2). Viss variation förekom dock, där Stihl RMHS hade något högre filningsvinkel och lägre underställning än de övriga två kedjemodellerna.

För kedjemodellerna Oregon 19HX och Carlton B8 var skärtänderna av typen ”chamfer chisel” medan kedjemodellen Stihl RMHS hade skärtänder av typen ”semi chisel” (Figur 4, Tabell 3). Den senare typen av skärtand har en mer rundad utformning, medan den tidigare har ett fasat hörn.



Figur 4. Foton tagna framifrån av de två typerna av skärtand som förekom hos de utvärderade kedjemodellerna. Vänster bild visar semi chisel och höger bild chamfer chisel.

Den nya Oregon 19HX-kedjan hade mycket likartade mått på skärtänderna som Carlton B8-kedjan. Dock var vikten 3 procent högre för Oregon 19HX. När dessa två kedjemodeller jämfördes med Stihl RMHS förekom skillnader, framförallt när det gällde skärtändernas längd, där Stihl RMHS hade längre skärtänder. Totalt resulterade detta i att Stihl RMHS hade en skärtandsarea (sett uppifrån) som var cirka 20 procent större än för de övriga två kedjemodellerna (tabell 3).



Figur 5. Definition av de olika dimensionsmått som användes för att beskriva skärtänderna hos de studerade kedjemodellerna, se Tabell 3.

Tabell 3. Typ av skärtand, skärtändernas dimensioner samt total vikt för de utvärderade kedjemodellerna. Skärtändernas dimensioner finns definierade i figur 5.

Kedjemodell	Typ av skärtand ¹⁾	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	Vikt (g)
Stihl RMHS	s.c.	5,6	4,9	12,5	15,0	1,1	825
Oregon 19HX	c.c.	5,4	4,9	10,6	14,7	1,0	813
Carlton B8	c.c.	5,4	4,9	10,8	15,0	0,9	787

¹⁾ c.c. = chamfer chisel, s.c. = semi chisel.

MATERIAL

Samtliga mätningar gjordes vid kapning av trissor i Skogforsks testrigg i Sävar (se avsnittet ”Testriggens huvudkomponenter”). Trissorna kapades från 12 granstockar med diametrar inom intervallet 131 till 457 millimeter. Stockarna representerade ett brett diameterintervall för att kedjornas generella samband mellan kaptid och kaparea samt mellan energiåtgång och kaparea skulle kunna upprättas. För rotstockar kapades första halvmeteren i rotändan bort innan studien, eftersom detta stamparti ofta hade hög ovalitet.

Från varje stock registrerades mätvärden från tre kap per kedja. Undantaget utgjordes av en stock där enbart två kap per kedja registrerades. Totalt resulterade detta i 420 kap och 35 kap per försöksled/kedja över det studerade diameterintervallet. En kapordning användes där den inbördes ordningsföljden mellan kedjorna för kapen i stockarna med udda löpnummer lottades (Figur 6). Vid kapning i stockarna med jämna löpnummer användes omvänd inbördes ordningsföljd.

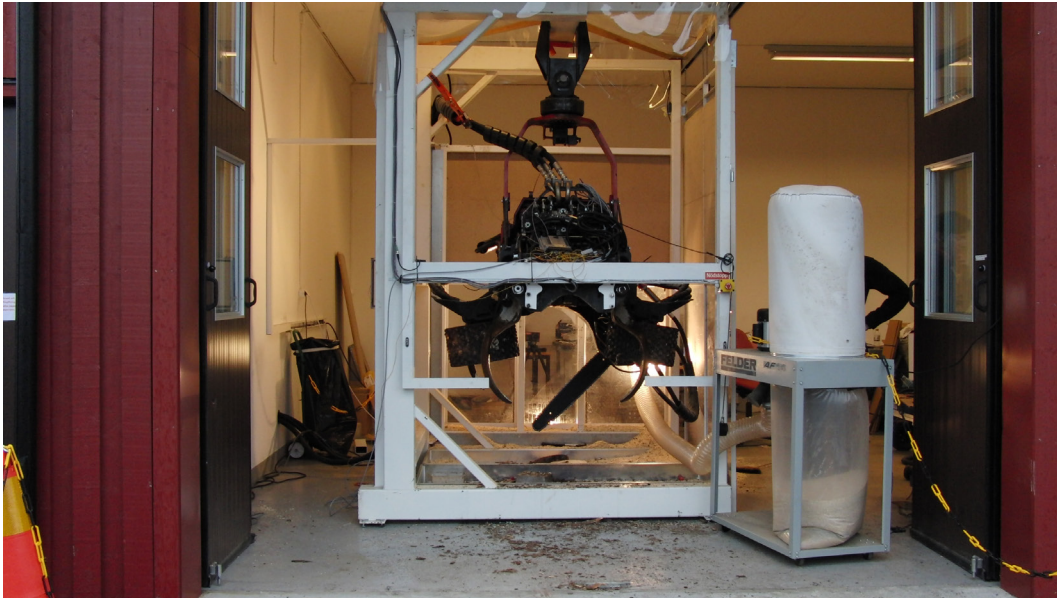


Figur 6. Sågkedjorna i studien var upphängda i lottad ordningsföljd för kapning i stockar med udda löpnummer. Kedjorna var märkta med försöksled enligt specifikation i Tabell 1.

I studien hämtades stockar, som då var frusna, från en närbelägen avverkning. För att tina upp stockarna lades de i ett växthus under sex veckor. Temperaturen i växthuset var runt 5°C och den relativa fuktigheten stor. Baserat på dessa förhållanden har vi utgått från att stockarna vid studietillfället kan betraktas som färska och obetydligt påverkade av uttorkning.

TESTTRIGGENS HUVUDKOMPONENTER

Kapning av trissor skedde i Skogforsks testrigg i Sävar. Testriggen var uppbyggd kring ett Komatsu 360.2 skördaraggregat från Komatsu Forest, upphängt i en ställning (Figur 7). Ställningen är försedd med väggar av stålplåt och säkerhetsklassade Lexanrutor™ i syfte att erhålla en hög säkerhet och samtidigt möjliggöra filmning och visuell övervakning av kapförloppet.



Figur 7. Skördaraggregatet upphängt i en ställning.

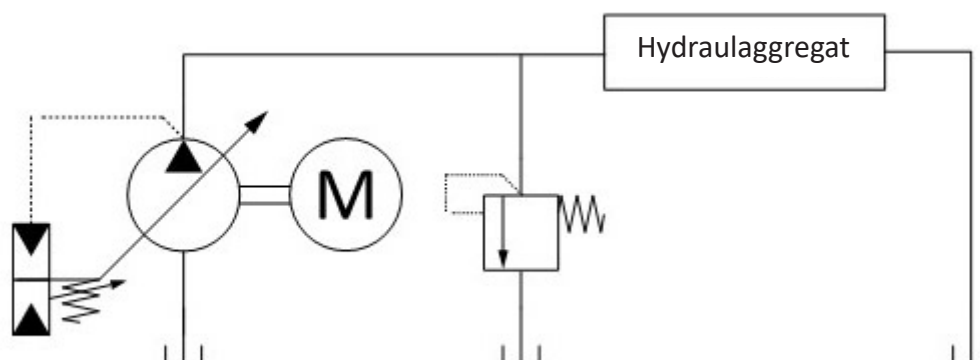
Huvudkomponenterna i det tillhörande hydraulsystemet utgörs av:

- En Sisu dieselmotor placerad i ett separat utrymme (Figur 8).
- Två variabla lastkännande axialkolvpumpar av märket Brueninghaus Hydromatik (nuvarande Bosch Rexroth) med displacement 145, respektive 130 cm³/varv. Under studien utnyttjades den mindre av pumparna för att driva aggregatet.
- I huvudsak hydraulslang mellan hydraulaggregatet och skördaraggregatet. Slanglängden motsvarar hydraulslangarnas längd i en konventionell skördare.

Axialkolvpumpen styr ut ett specifikt flöde baserat på en viss styrsignal. Det åstadkoms genom en reglering av vinkeln på svivelplattan, vilken styr kolvarnas slaglängd. Last-avkänningsfunktionen (Figur 9) återkopplar slaglängdspositionen med det faktiska trycket i systemet och sänker därmed flödet om trycket blir onödigt högt samt höjer då trycket blir för lågt utifrån vad den aktuella lasten kräver.



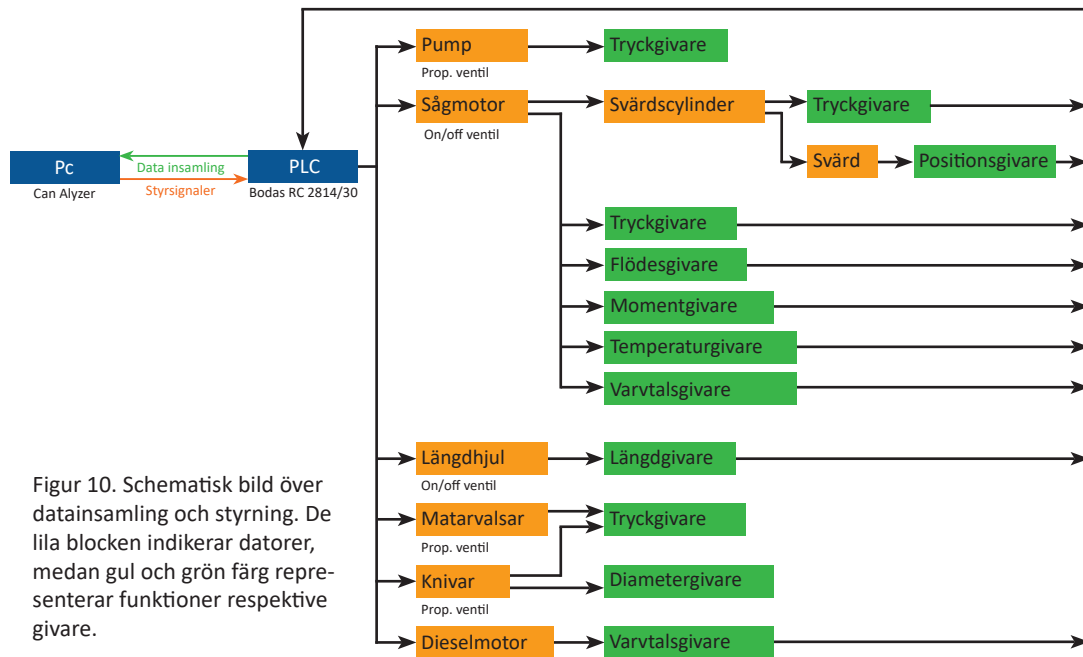
Figur 8. Testriggens dieselmotor till vänster i bild och hydraulaggregatet med tank till höger.



Figur 9. Förenklad schematisk illustration av det lastavkännande hydraulsystem som användes i studien.

Hydraul- och skördaraggregatet styrdes med styrenheten Bodas RC-28-14/30 från tillverkaren Bosch Rexroth. Mjukvaran som användes var egenutvecklad i programmet Bodas Design. En PC användes för att genom ett gränssnitt kommunicera med styrenheten (PLC). Styrenheten styr ventilerna för att åstadkomma den önskade rörelsen. Sensorerna läser av systemet, skickar data till styrenheten varifrån styrströmmar och sensordata skickas vidare till PC:n där loggning sker (Figur 10). Vid loggning av data till PC:n användes en sampeltid för styrenheten på 5 millisekunder.

Sågenheten på skördaraggregatet var uppbyggd kring sågmotorn F11iP från Parker Hannifin. F11iP har en integrerad hydraulisk styrning som möjliggör att kedjehastigheten kan hållas konstant under kapförloppet. Detta åstadkoms genom nyttjandet av en konstantflödesventil som stryper flödet efter motorn, vilket resulterar i ett jämnt flöde och därmed ett jämnt varvtal.

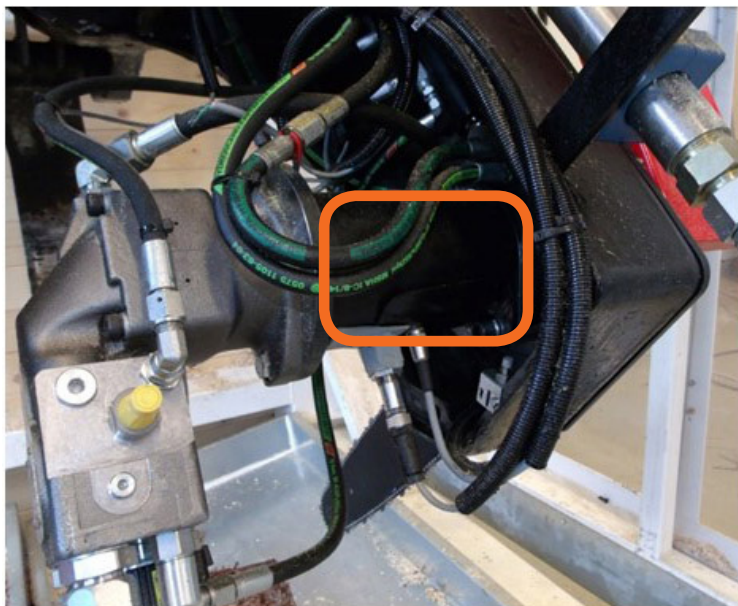


Figur 10. Schematisk bild över datainsamling och styrning. De lila blocken indikerar datorer, medan gul och grön färg representerar funktioner respektive givare.

MÄTNINGAR UNDER KAPFÖRLOPPET

I vår studie bestämdes tiden för kap genom stammen utifrån givarinformation om sågmotorns vridmoment under kapförloppet. Denna indirekta metod att bestämma kaptiden har visat en mycket hög överensstämmelse med kaptid bestämd utifrån filmning med höghastighetskamera (Jönsson m. fl. 2016).

Vridmomentet mättes med en momentgivare med modellbeteckning T22 från HBM, vilken var monterad på sågmotorns utgående axel. För att ge plats åt denna givare mellan sågmotor och såglåda har såglådan modifierats och sågmotorns utgående axel förlängts (markerat med röd rektangel i Figur 11).

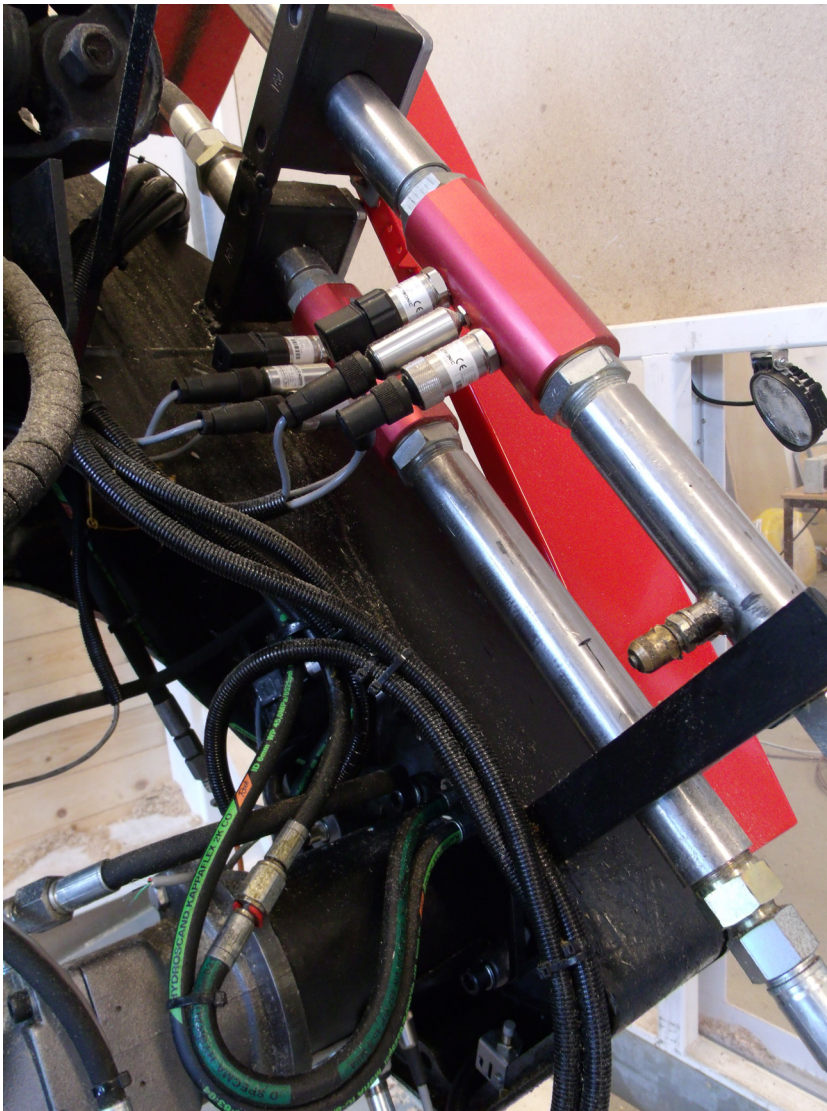


Figur 11. Bild som visar hur sågmotorns utgående axel förlängts. På den nedre delen av förlängningen (markerad med röd rektangel) syns vridmomentgivaren (till höger) och varvtalsgivaren (till vänster).

Sågmotorns varvtal mättes med en optisk pulsgivare som riktades mot den förlängda delen av sågmotorns utgående axel. Pulsgivaren gav tre pulser per varv.

På vardera sågmotors pump och tanksida sitter flödesgivare (Hydac Electronic, EVS 3104) monterade (Figur 12). På flödesgivarna har ytterligare två givare monterats; en temperaturgivare (Hydac Electronics, ETS 4144) och en tryckgivare (Hydac Electronics, HDA 4845).

Mätningar av trycket i svärdcyllindern gjordes med tryckgivare (Hydac Electronics, HDA 4845) monterade på kolvstångs- respektive cylindersidan. I vår studie användes hydraultrycket från dessa givare för att beräkna svärdmatningskraften under kapförloppet (se ekvationerna 6 till 8).



Figur 12. Givare monterade för mätning av hydrauloljans tryck, flöde och temperatur på pump, respektive tanksida av sågmotorn.

BERÄKNADE VARIABLER

I vår studie definierades kaptid som tiden för kap genom stammen. Tidigare studier indikerar att beräkning av kaptiden utifrån information om sågmotorns vridmoment erbjuder möjlighet att bestämma kaptiden med hög noggrannhet och precision (Hannrup m.fl. 2015, Jönsson m.fl. 2016).

Sågmotorns momentana utgående effekt under kapet P , uttryckt i (W),

beräknades som:

$$P = \tau \cdot \omega \quad (1)$$

där

τ är vridmomentet för sågmotorns utgående axel uttryckt i newtonmeter (Nm) och ω är rotationshastigheten för sågmotorns utgående axel uttryckt i radianer per sekund (rad/s).

Den totala utgående energin E från sågmotorn per kap uttryckt i (J) beräknades genom att integrera sågmotorns momentana utgående effekt över kaptiden. Beräkningstekniskt gjordes detta som produkten av medelvärdet mellan varje intilliggande mätvärde för sågmotorns momentana utgående effekt och dess tidsskillnad Δt enligt nedanstående ekvation. Detta gjordes då styrenhetens samplingsperiod var konstant.

$$E = \frac{1}{2} \sum_i (P_i + P_{i+1}) \cdot \Delta t_i \quad (2)$$

Medelvärdena för vridmomentet μ_τ och rotationshastigheten för sågmotorns utgående axel μ_ω under kap togs fram som ett medelvärde genom summering dividerat med den totala kaptiden t_{kap} enligt följande:

$$\mu_\tau = \frac{1}{2t_{kap}} \sum_i (\tau_i + \tau_{i+1}) \cdot \Delta t_i \quad (3)$$

$$\mu_\omega = \frac{1}{2t_{kap}} \sum_i (\omega_i + \omega_{i+1}) \cdot \Delta t_i \quad (4)$$

Omräkning från rotationshastighet för sågmotorns utgående axel till kedjehastighet v uttryckt i (m/s) skedde enligt följande ekvationer:

$$v = n \cdot n_s \cdot \vartheta \quad (5)$$

där n är varvtalet för sågmotorns utgående axel uttryckt i varv per minut, n_s är antalet kuggar på drivhjulet (14 stycken) samt ϑ är kedjedelningsfaktorn vilken i detta fall är 0,00034.

Svärdmatningskraften, F_{sm} , beräknades för de enskilda kapen utifrån svärdmatningscylinderns kraft och hävarmen mellan svärdmatningscylindern och svärdet. Svärdmatningscylinderns genomsnittliga kraft per kap, C_k beräknades som,

$$C_k = (P_B A_B - P_A A_A) \quad (6)$$

Där P indikerar genomsnittliga trycket under kapförloppet och A indikerar areorna. Indexeringen A och B anger svärdmatningscylinderns kolvstångs- respektive cylindersida.

Det moment τ_m som vrider runt svärdshållaren fås genom att utöver cylinderkraften ta hänsyn till hävarmen C_L mellan svärdmatningscylindern och svärdet. Under kapförloppet förändras längden på hävarmen beroende på svärdets utslagsvinkel. I beräkningar har förenklingen med fix hävarmlängd antagits till 10 cm. Denna längd fås då svärdsmatningscylindern och hävarmen är vinkelräta mot varandra.

$$\tau_m = C_L \cdot C_k \quad (7)$$

Svärdsmatningskraften, F_{sm} , på halva svärdslängden, L , beräknades med hjälp av följande formel,

$$F_{sm} = \tau_m \cdot L \quad (8)$$

STATISTISK ANALYS

Flertalet av de kaprelaterade parametrarna (till exempel kaptid och energiåtgång) som mättes i studien var starkt beroende av arean hos de kapade trissorna. För att testa om skillnaderna mellan försöksleden för de kaprelaterade parametrarna var statistiskt säkerställda, med hänsyn tagen till de skillnader i trissornas area som fanns mellan försöksleden, gjordes en variansanalys. Arean hos de kapade trissorna användes då som en kovariat i analysen (det vill säga för att kompensera för skillnader i area hos trissorna mellan försöksleden). För två av stockarna avvek kaptiden från det generella sambandet mellan kaptid och kaparea och för dessa hade de olika kedjorna olika många kap. För att kompensera för denna obalans infördes stock som en slumpmässig effekt i den statistiska modellen. Följande modell anpassades:

$$y = s + a + f + a(f) + e \quad (9)$$

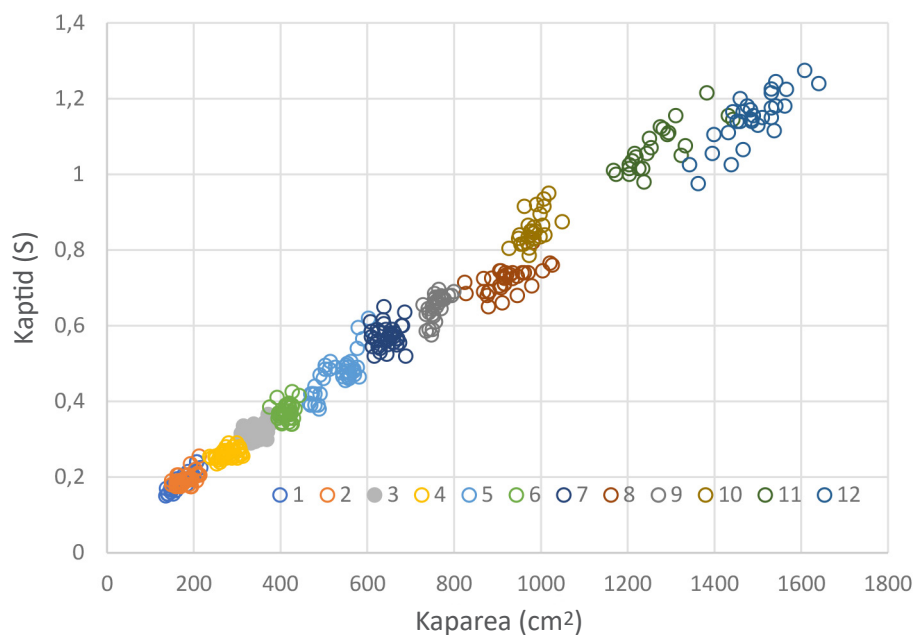
där y är den analyserade kaprelaterade parametern, s är den slumpmässiga effekten av stock (löpnummer för stock 1–12), a är arean hos den kapade trissan, f är försöksledet, $a(f)$ är försöksled inom area och e är den slumpmässiga felet. Modelltermerna f och $a(f)$ uttrycker interceptet och lutningen på de försöksledvisa regressionerna av kaparea på de mätta kaprelaterade parametrarna. I analysen beräknades minsta kvadratmedelvärden för försöksleden, det vill säga medelvärden för de kaprelaterade parametrarna efter kompensation för skillnader mellan försöksleden i trissornas area.

UTESLUTNA OBSERVATIONER

I studien uteslöts 12 observationer på grund av att trissorna innehöll ett stort antal kvistar och hade en markant förhöjd kaptid. Därutöver uteslöts totalt 20 observationer på grund av att signalen från vridmomentgivaren var mycket brusig, även dessa observationer hade kraftigt förhöjd kaptid. Totalt resulterade det i att 388 observationer kunde användas i analysen.

Resultat och diskussion

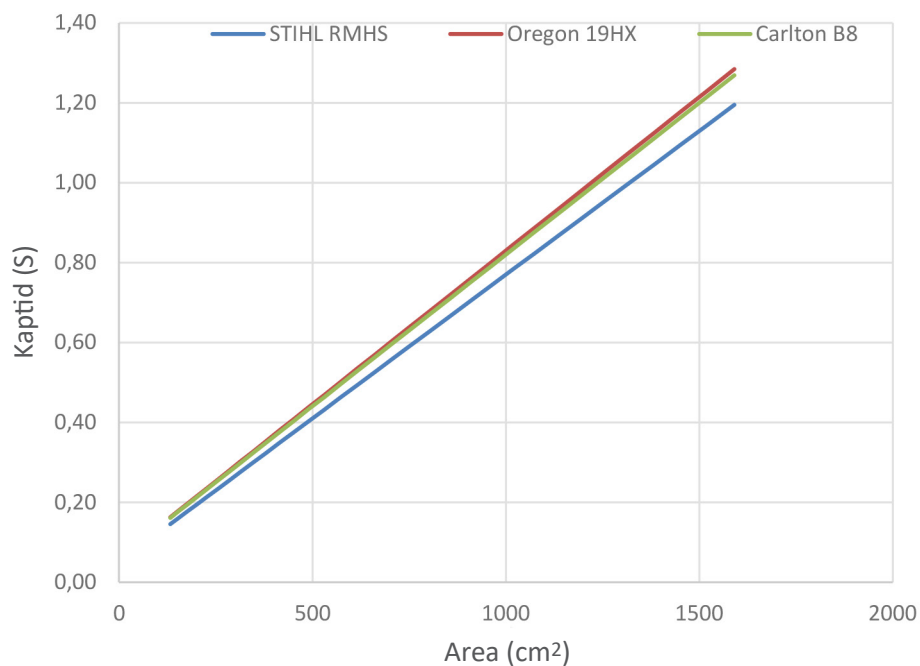
I figur 13 redovisas sambandet mellan kaparea och kaptid för samtliga observationer. Kaparean varierade mellan 127 och 1640 cm², vilket motsvarar diametrar mellan 12,7 och 45,7 cm. Den genomsnittliga kaptiden var 0,54 s och uppnåddes för en kaparea om drygt 600 cm² (cirka 28 cm). Det fanns generellt ett starkt samband mellan kaparea och kaptid, men för två av stockarna (nr 10 och 11) noterades en förhöjd kaptid. Orsaken till det har inte gått att finna inom ramen för vår studie men i den statistiska analysen har vi tagit hänsyn till detta (se vidare Material och metoder).



Figur 13. Sambandet mellan kaparea och kaptid för samtliga observationer från de 12 stockarna. Kapen från de olika stockarna är indikerade med olika färger.

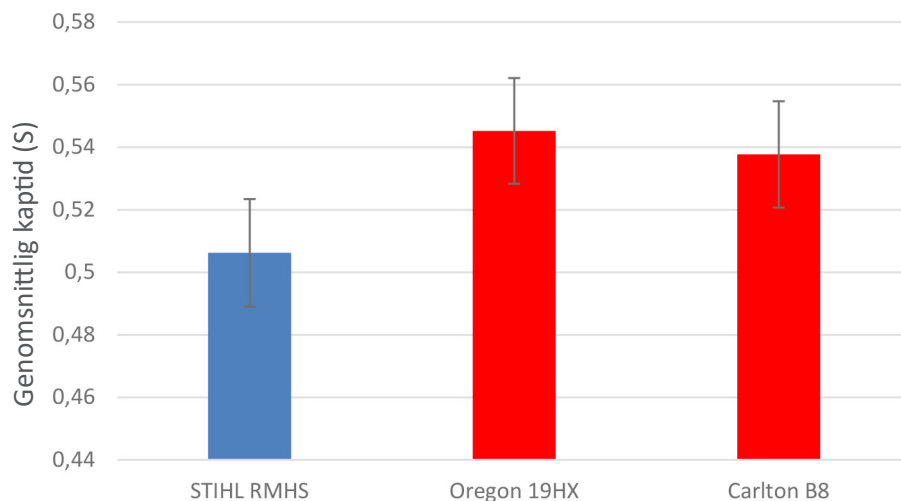
JÄMFÖRELSE MELLAN FABRIKSNYA KEDJOR

I figur 14 återges regressionslinjerna för kaparea mot kaptid för de tre fabriksnya kedjorna. För två av kedjorna, Carlton B8 och den nyligen introducerade Oregon 19HX-kedjan, var kaptiderna närmast identiska. Kortast kaptid hade Stihl RMHS-kedjan och jämfört med Carlton B8-kedjan uppgick skillnaden i kaptid i genomsnitt till 6,2 procent över det studerade diameterintervallet (figur 14). Denna skillnad var närmast identisk med den skillnad i kaptid som uppmättes i en tidigare studie av dessa två kedjor (Jönsson m. fl. 2016).



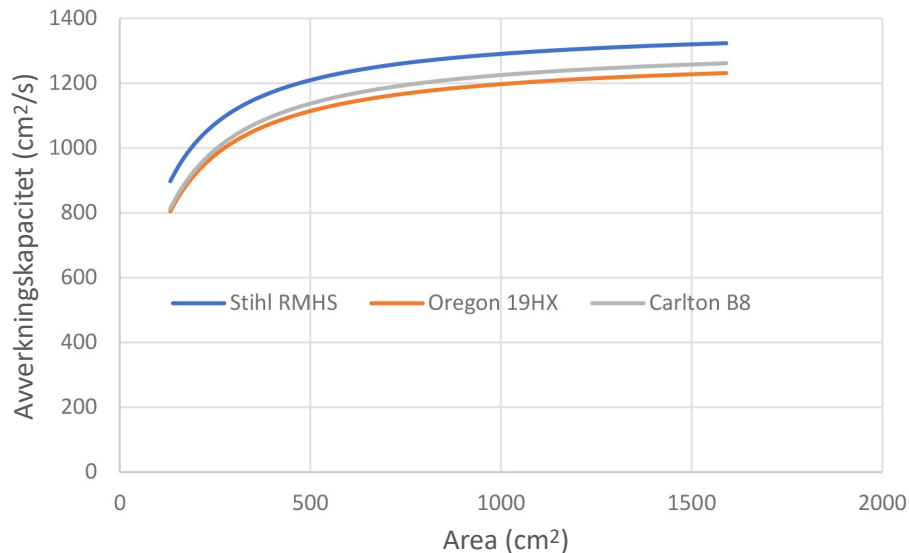
Figur 14. Regressionslinjerna för de fabriksnya kedjornas samband mellan kaparea och kaptid.

Signifikanstester av försöksledens genomsnittliga kaptid visade att skillnaden mellan Stihl RMHS och de andra två fabriksnya kedjorna var statistiskt säkerställd med en hög grad av säkerhet ($p < 0,0001$), se regressionsekvationer i bilaga 2. Skillnaden i genomsnittlig kaptid orsakades av en mindre lutning på regressionslinjen för Stihl RMHS-kedjan jämfört med de övriga två kedjorna (figur 15). Dessa skillnader i lutning för regressionslinjen var statistiskt säkerställda med en hög grad av säkerhet ($p < 0,02$).



Figur 15. Genomsnittlig kaptid (minsta kvadratmedelvärden) med 95-procentiga konfidensintervall för de fabriksnya kedjornas kaptider. Försöksled med olika färg är statistiskt åtskilda med en mycket hög grad av säkerhet ($p < 0,0001$). Observera att y-axeln är stympad.

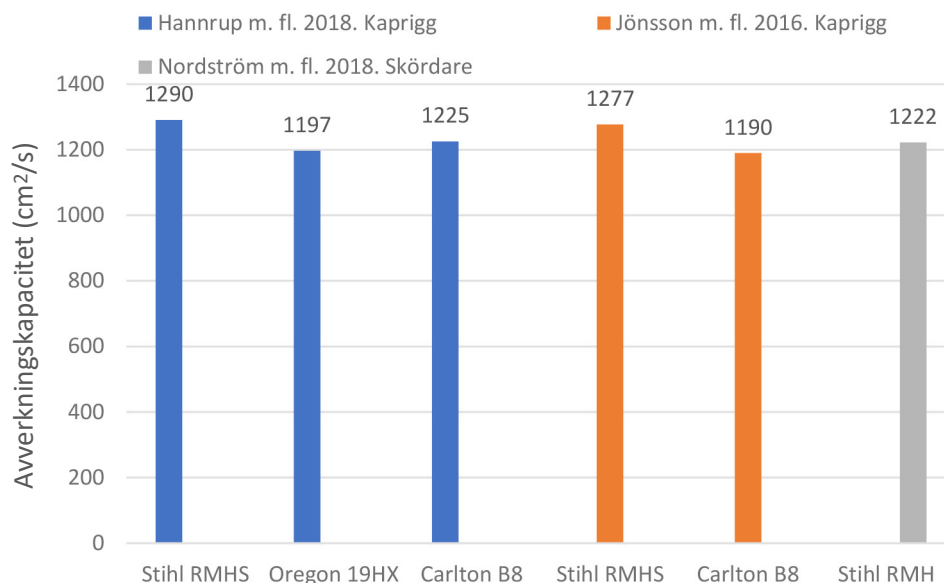
I figur 16 redovisas kedjornas samband mellan avverkningskapacitet och kaparea. Avverkningskapaciteten (cm^2/s) är beräknad utifrån de redovisade sambanden mellan kaptid och kaparea (Bilaga 2). Samtliga kedjor visade i likhet med resultat från tidigare studier en snabb, initial ökning av avverkningskapaciteten vid små kapareor, följt av en långsam ökning mot ett asymptotiskt värde för större kapareor.



Figur 16. De fabriksnya kedjornas samband mellan kaparea och avverkningskapacitet.

För att underlätta jämförelse av kedjornas avverkningskapacitet från vår studie och tidigare studier där sågmotorn F11-iP använts beräknades avverkningskapaciteten för ett kap motsvarande $1\,000\text{ cm}^2$ (cirka 36 cm). I figur 17 redovisas en sådan jämförelse. Förhållandet mellan Stihl RMHS och Carlton B8-kedjornas avverkningskapacitet var likartat i de två jämförande studier som genomförts på testtriggen i Sävar. Dock var den generella nivån för kedjornas avverkningskapacitet något högre i vår studie.

De uppmätta avverkningskapaciteterna i vår studie jämfördes också med avverkningskapaciteten för en Stihl RMH-kedja (modellen före RMHS). För Stihl RMH-kedjan hämtades mätvärden från en studie av en ny skördare och då kedjan var monterad i ett C144-skördaraggregat från Komatsu (Nordström m.fl. 2018). Tidigare studier (Jönsson m. fl. 2016) indikerar att Stihl RMH-kedjan har en närmast identisk avverkningskapacitet som Carlton B8-kedjan. I studien på skördaren av Stihl RMH-kedjan var avverkningskapaciteten mycket likartad med den som redovisas för Carlton B8-kedjan i vår studie på testtriggen (Figur 17). Utifrån denna jämförelse drar vi slutsatsen att de avverkningskapaciteter som mätts upp på testtriggen i Sävar också bör vara relevanta för den avverkningskapacitet som erhålls vid kapning med skördare då motsvarande kedjemodell används.



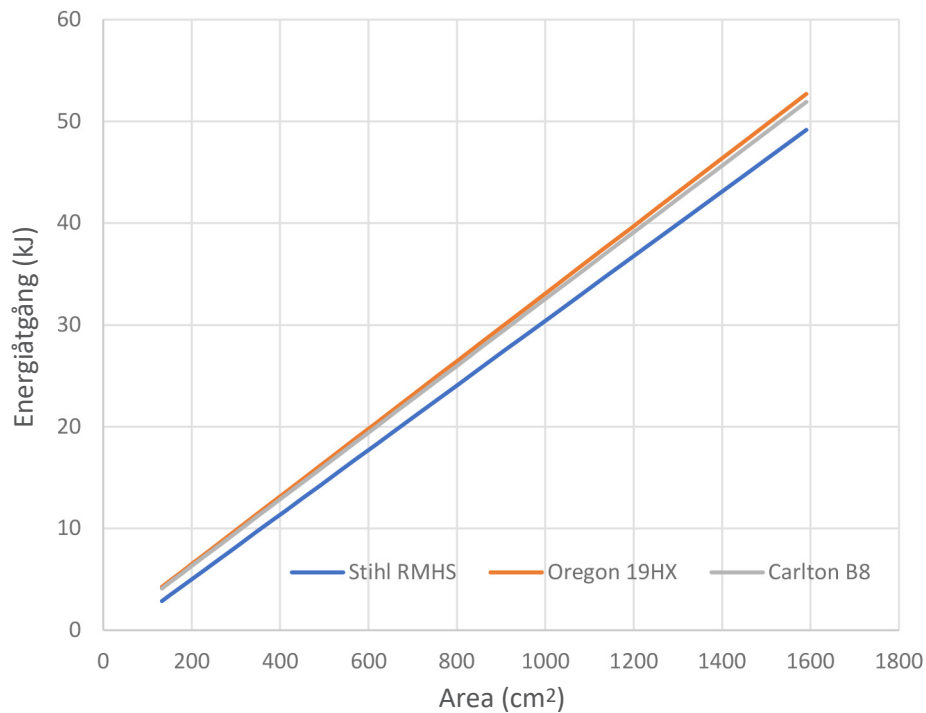
Figur 17. Jämförelse av resultat från studier av avverkningskapacitet för sågkedjor utförda på testriggen i Sävar (Hannrup m.fl. 2018, Jönsson m. fl. 2016) och på skördare (Nordström m.fl. 2018).

I jämförelse mellan Stihl RMHS-kedjan och Oregon 19HX/Carlton B8-kedjorna hade Stihl RMHS högre genomsnittligt varvtal samt lägre genomsnittligt vridmoment och svärdmatningskraft (tabell 4). Samtliga skillnader förutom en (skillnaden i varvtal mellan Stihl RMHS och Carlton B8) var statistiskt säkerställda med en mycket hög grad av säkerhet ($p < 0,001$). I en tidigare studie av varvtal, vridmoment och svärdmatningstryck vid kapning med Stihl RMHS och Carlton B8 noterades samma förhållande mellan de två kedjorna (Jönsson m.fl. 2016), vilket förstärker slutsatsen att det finns en verklig skillnad mellan kedjorna med avseende på dessa parametrar vid kapning med den aktuella sågmotorn.

Tabell 4. Försöksleddvisa minsta kvadratmedelvärden samt medelfel (S.E.) för sågmotorns varvtal och vridmoment, svärdmatningskraft samt energiåtgång. Medelfelen anger genomsnittligt medelfel vid parvisa tester av skillnader mellan försöksleden.

Kedja	Kaptid (s)		Varvtal (rpm)		Vridmoment (Nm)		Svärdmatningskraft (N)		Energiåtgång (kJ)	
	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.
Stihl RMHS	0,506	0,0065	8673	10,2	39,0	0,3	358,5	7,1	18,9	0,5
Oregon 19HX	0,545	0,0065	8644	10,2	40,3	0,3	432,9	7,1	21,0	0,5
Carlton B8	0,538	0,0065	8658	10,2	39,9	0,3	417,3	7,1	20,6	0,5

Stihl RMHS-kedjan hade i jämförelse med Oregon 19HX och Carlton B8-kedjorna lägre energiåtgång över hela det studerade diameterintervallet (figur 18). Skillnaden var större än motsvarande jämförelse för kaptid och uppgick till 11 procent (Oregon 19HX), respektive 9 procent (Carlton B8). I vår studie beräknades energiåtgången per kap genom att summera sågmotorns momentana utgående effekt över kaptiden och den momentana effekten beräknades utifrån mätningar av vridmoment och varvtal under kapförloppet (Ekvation 1). Stihl RMHS hade högre genomsnittligt varvtal samt lägre genomsnittligt vridmoment än Oregon 19HX och Carlton B8-kedjorna. Relativt sett var skillnaderna mellan kedjorna markant större för vridmomentet än för varvtalet och vi tolkar den större relativa skillnaden mellan kedjorna för energiåtgång än för kaptid som en effekt av detta.

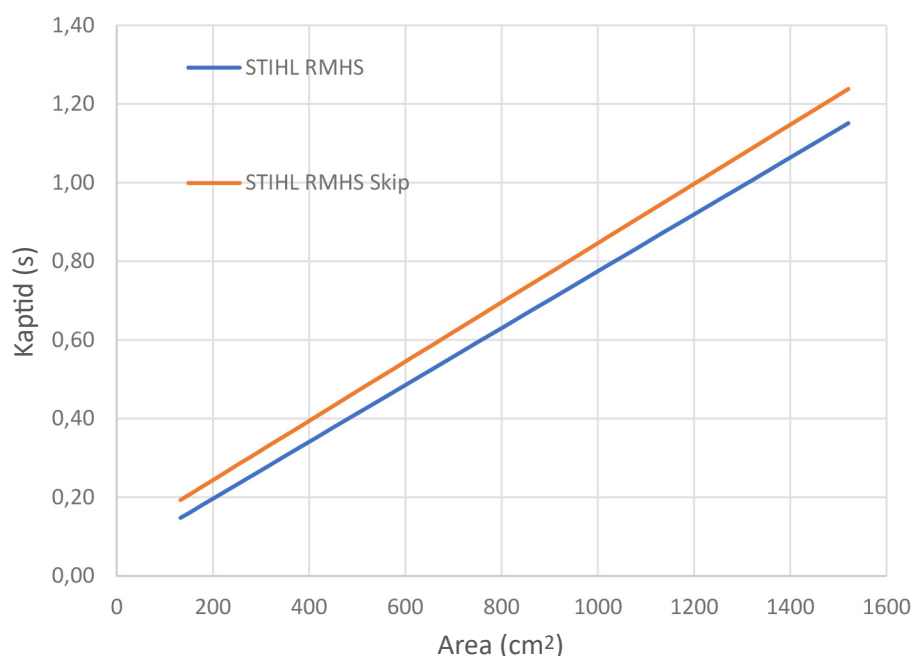


Figur 18. Regressionslinjerna för de fabriksnya kedjornas samband mellan kaparea och energiåtgång.

UTVÄRDERING AV SKIP-KEDJAN

I studien ingick en Skip-kedja, vilken i grunden var en Stihl RMHS-kedja som modifierats så att det fanns två drivlänkar mellan varje skärtänder och därmed hade antalet skärtänder reducerats till en tredjedel. Skip-kedjan utvärderades genom att jämföras med en Stihl RMHS-kedja med full uppsättning skärtänder. Skip-kedjan hade längre kaptid över hela det studerade diameterintervallet (figur 19). Avverkningsförmågan för en kedja kan sannolikt beskrivas som en balans mellan skärförmåga och förmåga att evakuera de avverkade spånen. En hypotes inför studien var att spånevakueringen skulle kunna vara en begränsande faktor och att en reduktion av antalet skärtänder skulle kunna medföra en förbättrad spånevakuering och därmed ha en gynnsam effekt på kaptiden. Resultaten visade dock motsatsen och en tolkning av den längre kaptiden för Skip-kedjan är att minskningen av antalet skärtänder orsakat en större reduktion av skärförmågan än motsvarande potentiella ökning av kedjans förmåga att evakuera spån.

För att utvärdera effekten av minskat antal skärtänder ändrades inget annat på Skip-kedjan än just antalet skärtänder. En möjlig och relevant modifiering hade varit att öka djupet på underställningen jämfört med originalkedjan, RMHS. Med ökat djup på underställningen tar varje skärtand större andel spån och kan då fylla det utökade utrymmet för spån.



Figur 19. Regressionslinjerna för samband mellan kaparea och kaptid för kedjan av Skip-typ samt motsvarande kedja med full uppsättning skärtänder.

Skip-kedjan hade lägre varvtal samt högre vridmoment och energiåtgång än motsvarande kedja med full uppsättning skärtänder (tabell 5). Mest framträdande var dock skillnaden i svärdmatningskraft, där Skip-kedjan använde nästan 50 procent högre kraft. Skip-kedjan har färre antal tänder i ingrepp vid kap och den högre svärdmatningskraften för denna kedja indikerar att den använda sågmotorn (Parker F11iP) har ökat svärdmatningskraften för att minska varvtalet. Skip-kedjan har färre tänder i ingrepp, vilket rimligen gör att kapet går lättare. Det är också skälet till att de används i andra sammanhang.

Tabell 5. Försöksledsvisa minsta kvadratmedelvärden samt medelfel (S.E.) för sågmotorns varvtal, vridmoment, svärdmatningskraft samt energiåtgång. Medelfelen anger genomsnittligt medelfel vid parvisa tester av skillnader mellan försöksleden.

Kedja	Kaptid (s)		Varvtal (rpm)		Vridmoment (Nm)		Svärdmatningskraft (N)		Energiåtgång (kJ)	
	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.
Stihl RMHS Skip	0,568	0,0065	8653	10,2	40,1	0,3	535,9	7,1	21,9	0,5
Stihl RMHS	0,506	0,0065	8673	10,2	39,0	0,3	358,5	7,1	18,9	0,5

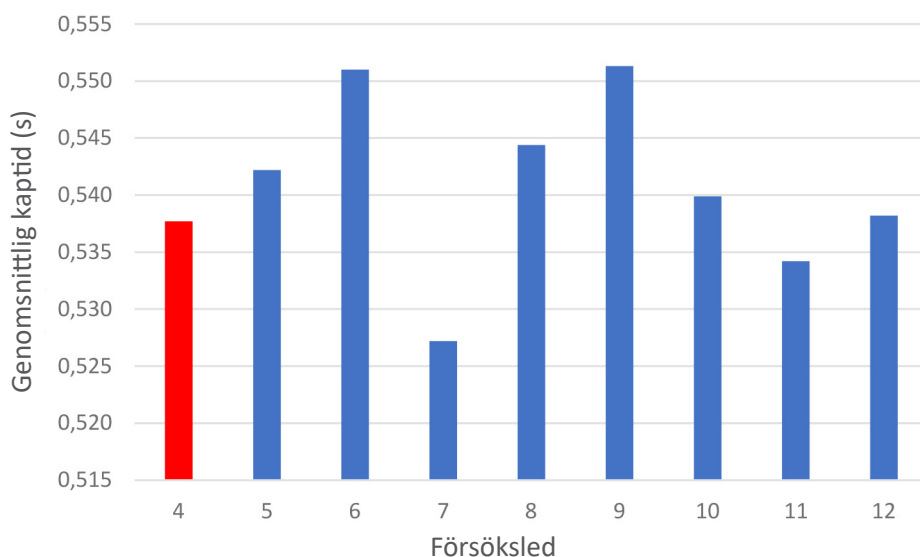
Sammanfattningsvis visar våra resultat att Skip-kedjan hade 12 procent längre kaptid, 16 procent högre energiåtgång samt använde 49 procent högre svärdmatningskraft än motsvarande kedja med full uppsättning skärtänder. Utifrån detta drar vi slutsatsen att Skip-kedjor inte medför några fördelar jämfört med konventionella kedjor vid kapning då de används i kombination med den aktuella sågmotorn F11iP.

JÄMFÖRELSE MELLAN DE SLIPADE KEDJORNA

I figur 20 redovisas genomsnittlig kaptid för de slipade Carlton B8-kedjorna samt den fabriksnya Carlton B8-kedjan (se tabell 2 för beskrivning av hur kedjorna slipats). Generellt var skillnaderna i kaptid små mellan de slipade kedjorna.

Kedjan med försöksled 7 avvek mest med avseende på kaptid. Den hade kortast kaptid av samtliga kedjor och skillnaden i kaptid mot den fabriksnya Carlton B8-kedjan (försöksled 4) samt skillnaderna mot övriga slipade Carlton B8-kedjor var statistiskt säkerställda med undantag av skillnaden mot försöksled 11. Kedjan med försöksled 7 hade närmast identiska slipningsparametrar som den kedja som testades i studien av Jönsson m.fl. (2016), det vill säga den hade högre fil- och eggvinkel samt större underställning än den fabriksnya kedjan. Men i motsats till kedjan i den tidigare studien hade den inte någon botten slipning (se figur 3).

I vår studie hade kedjan med försöksled 7 cirka 2 procent kortare kaptid än den fabriksnya kedjan av samma kedjemodell. I den tidigare studien var motsvarande skillnad mellan kedjorna väsentligt större (9 procent). Vi antar att den större skillnaden i kaptid i den tidigare studien beror på att den slipade kedjan då hade en botten slipning, vilket kan ha förstärkt effekten av det mer aggressiva slipmönstret hos kedjan. Detta antagande stärks av att botten slipningen i vår studie hade en gynnsam effekt på kaptiden, manifesterat av att den slipade kedjan med försöksled 11 som enbart skiljde sig från den fabriksnya kedjan med avseende på att den botten slipats, tenderade att ha en kortare kaptid än den fabriksnya (figur 20). Vad som orsakat den gynnsamma effekten av botten slipning kan inte direkt besvaras av vår studie. Men en sannolik förklaring är att botten slipningen har ökat kedjans förmåga att evakuera spån genom att vidga utrymmet för spåntransport vid ingången in under skärtanden.



Figur 20. Genomsnittlig kaptid (minsta kvadratmedelvärden) för de slipade Carlton B8-kedjorna samt för den fabriksnya Carlton B8-kedjan (röd stapel). Observera att y-axeln är stympad. Se tabell 2 för en beskrivning av hur kedjorna slipats.

De två kedjorna som slipats med sliperiernas standardinställningar (försöksled 5 och 6) hade båda längre kaptid än motsvarande fabriksnya kedja (försöksled 4), men enbart skillnaden mot kedja 6 var statistiskt säkerställd. Mellan de två standardmässigt slipade kedjorna fanns ingen statistiskt säkerställd skillnad i kaptid. De skiljde sig vidare åt inom en rad parametrar, som typ av slipskiva (keramisk, respektive CBN-skiva), slipvinklar och underställning. Utifrån dessa resultat drar vi slutsatsen att de standardmässiga slipningar som användes i vår studie ger likvärdig eller något längre kaptid än för motsvarande fabriksnya kedja.

För kedjorna med försöksled 8–11 var avsikten att vid slipningen enbart förändra en parameter i taget hos skärtänderna (filningsvinkel, eggvinkel, djupet på botten slipning, respektive underställning) i jämförelse med den fabriksnya Carlton B8-kedjan (försöksled 4) och därigenom isolera effekten av dessa parametrar. Denna ansats lyckades dock inte fullt ut och tillsammans med att skillnaderna i kaptid mellan kedjorna var små (maximalt drygt 4 procent) var det inte möjligt att dra några entydiga slutsatser. De tendenser som finns i våra resultat är dock att de parametrar som har en gynnsam effekt på kaptiden är

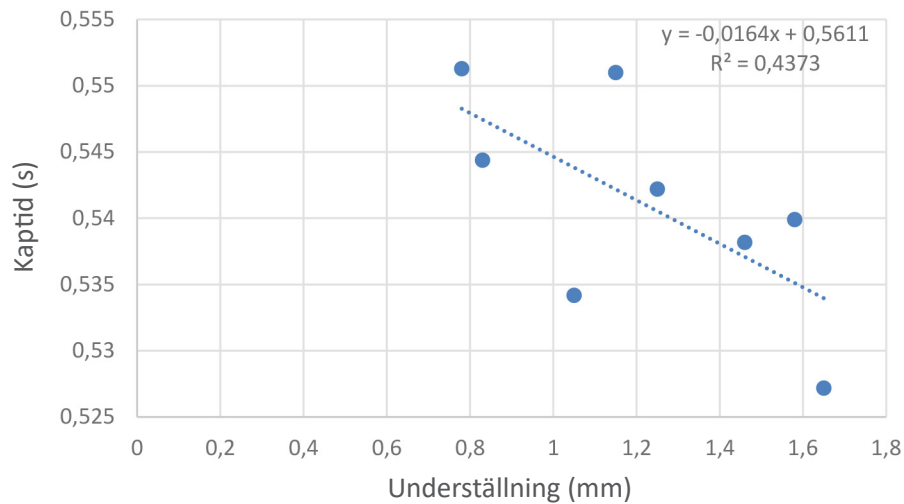
- i)** ökad filningsvinkel i kombination med ökad eggvinkel,
- ii)** större djup på underställningen samt
- iii)** botten slipning.

Vi stödjer detta på nedanstående jämförelser mellan kedjorna.

- i)** Försöksled 8 med högre filnings- och eggvinkel hade kortare kaptid än försöksled 9 som enbart hade högre eggvinkel. Kedjorna hade likvärdig underställning.
- ii)** Försöksled 10 hade något kortare kaptid än försöksled 5 som hade samma filnings- och eggvinkel men något mindre djup på underställningen. Vidare fanns ett generellt negativt samband mellan kaptid och djupet på underställningen bland de slipade kedjorna (figur 21).
- iii)** Försöksled 11 hade kortare kaptid än den fabriksnya kedjan och den omslipade kedjan med försöksled 5. Största skillnaden mellan dessa två grupper av kedjor var att kedja 11 var botten slipad.

I samtliga fall är dessa tendenser logiska även om de förefaller orsaka små effekter på kaptiden. Tendensen att förändringen av de enskilda parametrarna var för sig har en gynnsam effekt på kaptiden förstärks av det faktum att för kedja 7, där såväl filnings- som eggvinkel och underställning modifierats, var minskningen av kaptiden större än för de kedjor där enbart en parameter förändrats.

För kedja 12 var avsikten att slipa ned skärtänderna kraftigt till ett tillstånd motsvarande slutet av en kedjas livslängd. Denna kedja hade likvärdig kaptid som den fabriksnya kedjan. Dock är det inte möjligt utifrån våra data dra slutsatser kring effekter av nedslipningen, eftersom denna kedja också hade en kraftigt förhöjd eggvinkel och lägre underställning.

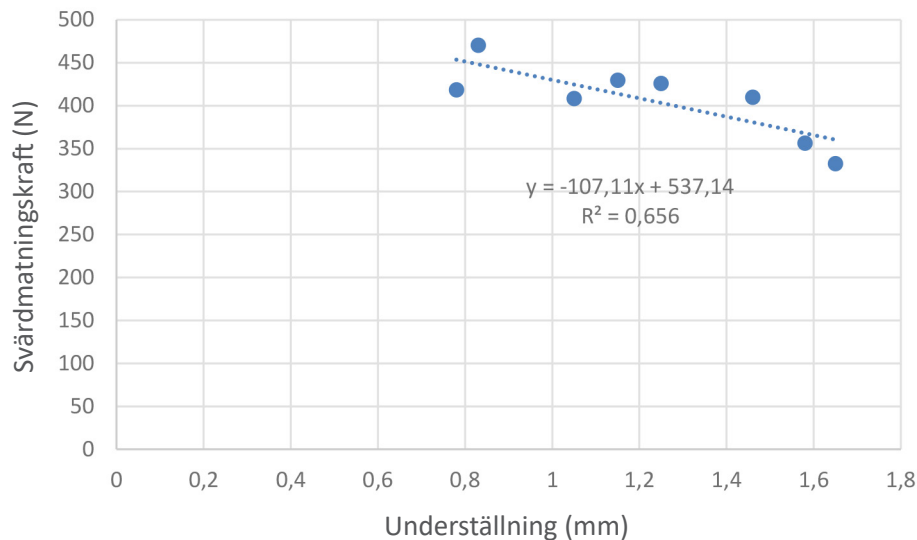


Figur 21. Samband mellan underställning och kaptid för de slipade kedjorna. Observera att y-axeln är stympad.

Tabell 6. Försöksledsvisa minsta kvadratmedelvärden samt medelfel (S.E.) för sågmotorns varvtal, vridmoment, svärdmatningskraft samt energiåtgång. Medelfelen anger genomsnittligt medelfel vid parvisa tester av skillnader mellan försöksleden. Se tabell 2 för en beskrivning av försöksleden.

Kedja	Kaptid (s)		Varvtal (rpm)		Vridmoment (Nm)		Svärdmatningskraft (N)		Energiåtgång (kJ)	
	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.	Medel	S.E.
4	0,538	0,0065	8658	10,2	39,9	0,3	417,3	7,1	20,6	0,5
5	0,542	0,0065	8646	10,2	40,3	0,3	426,1	7,1	20,8	0,5
6	0,551	0,0065	8631	10,2	40,7	0,3	429,9	7,1	21,1	0,5
7	0,527	0,0065	8649	10,2	40,0	0,3	332,6	7,1	19,9	0,5
8	0,544	0,0065	8679	10,2	39,2	0,3	470,6	7,1	19,5	0,5
9	0,551	0,0065	8640	10,2	40,1	0,3	418,5	7,1	21,4	0,5
10	0,540	0,0065	8635	10,2	40,1	0,3	356,6	7,1	20,8	0,5
11	0,534	0,0065	8637	10,2	40,4	0,3	408,5	7,1	20,5	0,5
12	0,538	0,0065	8661	10,2	39,9	0,3	410,0	7,1	20,4	0,5

Sågmotorn som användes i studien (F11iP) styr mot ett varvtal motsvarande en kedjehastighet på 40 m/s genom att reglera svärdmatningskraften. Bland de slipade kedjorna fanns en betydande variation i svärdmatningskraft (tabell 6). Skillnaden mellan kedjan med lägst/högst svärdmatningskraft uppgick till 138 N. Bland de mätta slipningsparametrarna i vår studie uppvisade djupet på underställningen starkast samband med svärdmatningskraften (figur 22).



Figur 22. Samband mellan underställning och svärdmatningskraft för de slipade kedjorna.

Slutsatser

- Bland de tre fabriksnya kedjor som utvärderades har den nyintroducerade kedjan Oregon 19 HX likvärdig prestanda som Carlton B8-kedjan med avseende på kaptid och energiåtgång under kapförloppet. Stihl RMHS-kedjan har kortare kaptid (cirka 7 procent), lägre energiåtgång (cirka 10 procent) samt lägre svärdmatningskraft (16–21 procent) än Oregon 19 HX och Carlton B8-kedjorna.
- Skillnaderna mellan den fabriksnya Stihl RMHS-kedjan och Carlton B8 är likartade som de som noterades i en tidigare studie (Jönsson m. fl. 2016).
- Den utvärderade Skip-kedjan av full-Skip-typ hade 12 procent längre kaptid samt använde 49 procent högre svärdmatningskraft och energiåtgång än motsvarande kedja med full uppsättning skärtänder. Detta innebär att Skip-kedjan inte medförde några fördelar jämfört med konventionella kedjor vid kapning, då den användes i kombination med den aktuella sågmotorn F11iP.
- Skillnaderna i kaptid mellan de slipade kedjorna var generellt små, men resultaten indikerade att:
 - o Standardmässig slipning ger likvärdig eller något längre kaptid än för motsvarande fabriksnya kedja.
 - o De parametrar som hade gynnsam effekt på kaptiden var en högre filningsvinkel i kombination med högre eggvinkel, lägre underställning samt bottenlipning. Störst effekt på kaptiden erhöles för kedjan med högre filnings- och eggvinkel i kombination med lägre underställning.

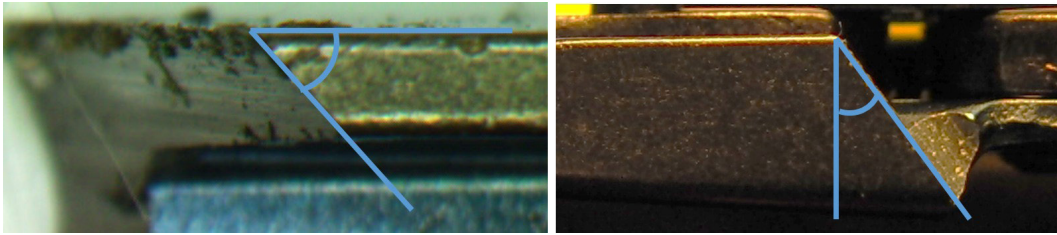
Studien indikerar att det inom ramen för dagens skärtandsgeometrier finns en potential att förkorta kaptiden genom att modifiera slipningsmönstret, men att potentialen är begränsad.

Referenslista

- Hallonborg, U. 2003. Maskinsågkedjor i praktisk drift. Redogörelse från Skogforsk. Nr 1.
- Hannrup, B., Andersson, M., Henriksen, F., Högdahl, A., Jönsson, P. & Löfgren B. 2015. Utvärdering av V-Cut – en innovation med potential att minska förekomsten av kapsprickor. Arbetsrapport från Skogforsk. Nr 884.
- Hannrup, B. & Jönsson, P. 2010. Utvärdering av sågmotorn F11-iP med avseende på uppkomsten av kapsprickor – en jämförande studie. Arbetsrapport från Skogforsk. Nr 708.
- Jönsson, P., Andersson, M., Hannrup, B., Henriksen, F. & Högdahl, A. 2016. Avverkningskapacitet för sågkedjor – en jämförande studie. Arbetsrapport från Skogforsk. Nr 913, 27 s.
- Nordström, M., Arlinger, J., Hannrup, B., Jonsson, J., Jönsson, P. & Möller, J.J. 2018. Virkesvärdestest 2016. <https://www.skogforsk.se/contentassets/01cdeof-5ca494ddf88aef03b410f93a1/virkesvardetest-2016-low.pdf>. Tillgänglig 181002.
- Wikipedia 2018. https://en.wikipedia.org/wiki/Saw_chain. Tillgänglig 181001.

Bilaga 1.

Definition av de vinklar som mäts på skärtänderna.



Definition av de vinklar som mäts på skärtänderna: eggvinkel (vänster bild) och filningsvinkel (höger bild).

Bilaga 2.

Regressionsekvationer för de fabriksnya kedjornas samband mellan kaparea och kaptid.

De fabriksnya kedjornas regressionsekvationer för samband mellan kaparea och kaptid.

Försöksled	Regressionsekvation ¹⁾
Stihl RMHS	Kaptid = 0,0519 + 0,000723 x kaparea
Oregon 19HX	Kaptid = 0,0623 + 0,000773 x kaparea
Carlton B8	Kaptid = 0,0632 + 0,000753 x kaparea

¹⁾ Enheterna för kaparea och kaptid är cm² respektive sekunder