

Utveckling av driven hjulplog till betupptagare

Niklas Henriksson

Maskinkonstruktion • Institutionen för designvetenskaper • LTH • 2011

Maskinkonstruktion, Institutionen för designvetenskaper LTH
Lunds Universitet
Box 118
221 00 LUND

ISRN LUTMDN/TMKT 11/5422 SE

Förord

Följande rapport redogör för mitt examensarbete utfört åt Edenhall på avdelningen för maskinkonstruktion vid Lunds Tekniska Högskola.

Jag skulle först och främst vilja tacka min handledare på Edenhall, Gunnar Wilhelmsson, som har varit till stor hjälp och lagt mycket tid på att förklara allt som rör betor och betupptagare, samt varit delaktig i många diskussioner kring utvecklingen av plogen.

Ett stort tack även till min handledare vid Lunds Tekniska Högskola, Per-Erik Andersson, som har väglett mig under arbetet och i skrivandet av rapporten.

Slutligen vill jag tacka alla medarbetare på Edenhall för att ha bidragit med kunskap och hjälp under arbetets gång. Ett särskilt tack till Kjell Persson, Emil Andersson och Mats Janström för all hjälp med byggnation och testkörningen av prototypen.

Lund, maj 2011

Niklas Henriksson

Abstract

This report is a result of a Master Thesis project in mechanical engineering by Niklas Henriksson. It was done at Edenhall from September 2010 to May 2011.

Edenhall has the past fifty years developed and manufactured beet harvesters. Vibrating plows have long been the most common plow type as it can handle the most working condition. However this plow type has always been expensive in maintenance and wear parts. The self proper wheel plow has been available as option for many years with less maintenance and fewer wear parts as pros, however, this plow is only suited farmers with relatively light soil. Recently, a number of European competitors introduced a driven wheeled plow with combined advantages of both wheel- and vibrating plows. Therefore is Edenhall interested to explore and possibly develop a driven wheel plow adapted to their machines.

A competitor analysis was carried out to examine the existing solutions available on the driven wheel plows. The existing wheel plow was examined in detail in order to get as much data as possible in terms of mechanical influences as well as working geometry. Subsequently, requirements and desires were decided with the help of staff at Edenhall, on what a new wheel plow should be able to handle. The work has been managed as a development project in which Ulrich and Eppingers development methodology has been used where it was appropriate, such as concept development and concept evaluation. The work has not had a straight line in all phases but as and when new information was concluded and the details were changed, some back steps needed to be done. It was with some loss of time but probably with a better result as effect.

The final result is a powered three-row wheel plow that is directly interchangeable with previous systems, with a low number of components and integrated protection against soil solid stone.

Keywords: Edenhall, beet-harvester, driven wheel plow, design

Sammanfattning

Den här rapporten redovisar det arbete som utförts av Niklas Henriksson som examensarbete för civilingenjörsprogrammet i maskinteknik. Det har utförts på Edenhall från september 2010 till maj 2011.

Edenhall har sedan femtio år tillbaka utvecklat och tillverkat betupptagare. Under en längre tid har de vibrerande plogarna varit den vanligaste plogtypen eftersom den klarar av de flesta arbetsförhållande. Dock har denna plogtyp alltid varit kostsam i underhåll och slitdelar. Den frirullande hjulplogen har funnits som alternativ i många år med mindre underhåll och färre slitdelar, dock har denna plog endast passat lantbrukare med relativt lätt jord. Under senare tid har ett antal av de europeiska konkurrenterna introducerat hjulplogar med drivning vilket har kombinerat fördelarna hos både hjul- och vibrerande plogar. Därför är Edenhall intresserade av att undersöka möjligheterna och eventuellt ta fram en driven hjulplog anpassad till deras maskiner.

En konkurrentanalys gjordes för att ta reda på vilka befintliga lösningar det fanns på drivna hjulplogar. Den befintliga konstruktionen undersöktes grundligt för att få så mycket underlag som möjligt vad gäller mekanisk påverkan samt arbetsgeometri. Sedan togs krav och önskemål fram med hjälp av anställda på Edenhall för vad en ny hjulplog skulle klara av. Arbetet har drivits som ett utvecklingsprojekt där Ulrich och Eppingers utvecklingsmetodik har använts i tillämpliga delar, såsom konceptframtagning och konceptutvärdering.

Då upptagarna tillverkas i ett tiotal per år har detaljkonstruktionen anpassats för att passa Edenhalls befintliga produktion med skuren plåt i svetsade konstruktioner och bearbetade detaljer.

Arbetet har inte haft en rak linje i alla skeenden utan efterhand som ny information har kommit fram och specifikationerna ändrats har vissa steg tillbaka behövts göras. Detta med en viss tidsförlust men troligen med ett bättre resultat som följd.

En enkel prototyp byggdes för att samla in data på effektförbrukning och påverkande krafter. Kritiska komponenter hållfasthetsberäknades efter teoretiskt bestämda maxlaster.

Det slutliga resultatet är en komplett driven treradig hjulplog som är direkt utbytbar mot tidigare system, med ett lågt antal delar och ett integrerat skydd mot markfast sten.

Innehållsförteckning

| | |
|---|-----------|
| 1 Inledning | 1 |
| 1.1 Bakgrund | 1 |
| 1.2 Mål..... | 1 |
| 1.3 Riktlinjer för uppdraget | 2 |
| 1.4 Begränsningar | 2 |
| 1.5 Metod | 2 |
| 1.6 Om Edenhall | 3 |
| 2 Teori | 5 |
| 2.1 Produktion | 5 |
| 2.2 Nuvarande lösning | 5 |
| 2.2.1 Stenutlösning i hjulen..... | 7 |
| 2.2.2 Stenutlösning i upptagarramen | 8 |
| 3 Konkurrentanalys | 17 |
| 3.1 Grimme..... | 17 |
| 3.2 Vervaet | 21 |
| 3.3 Agrifac | 24 |
| 3.4 Slutsats..... | 25 |
| 4 Specifikationer | 27 |
| 4.1 Krav och önskemål..... | 27 |
| 4.2 Mål..... | 28 |
| 5 Konceptframtagning..... | 29 |
| 5.1 Konceptförslag på drivning..... | 29 |
| 5.1.1 Axel och knut | 29 |
| 5.1.2 Hydraulisk navmotor | 30 |
| 5.1.3 Kedja/rem på insida | 31 |
| 5.1.4 Kedja/rem på utsida | 32 |
| 5.1.5 Hydraulmotor med centrumknut..... | 33 |

| | |
|--|-----------|
| 5.1.6 Fördelningsväxel med koniska kugghjul..... | 34 |
| 5.2 Koncepturval | 35 |
| 5.2.1 Concept Screening | 35 |
| Tabell 5-1. Concept Screening | 35 |
| 5.2.2 Vidareutveckling..... | 36 |
| 5.2.3 Concept Scoring. | 37 |
| 6 Konceptutveckling | 39 |
| 6.1 Vidareutveckling av navmotor..... | 39 |
| 7 Prototyp för insamling av data | 43 |
| 7.1 Konstruktion | 43 |
| 7.2 Mätpunkter | 44 |
| 7.2.1 Vertikala kolven..... | 45 |
| 7.2.2 Dragbommen | 47 |
| 7.3 Testschema..... | 48 |
| 7.4 Testresultat..... | 48 |
| 7.4.1 Test med tandade markföljande hjul (1c enligt bilaga A) | 49 |
| 7.4.2 Test med tandade markföljande hjul (1b enligt bilaga A) | 50 |
| 7.4.3 Test med släta slirande hjul (2b enligt bilaga A)..... | 51 |
| 7.4.4 Belastning 1 (3d enligt bilaga A) | 52 |
| 7.4.5 Belastning 2 (4a enligt bilaga A) | 53 |
| 7.4.6 Belastning 3 (5c enligt bilaga A)..... | 54 |
| 7.4.7 Jämförelse mellan egna testvärden samt värden från Vervaets tester | 55 |
| 7.4.8 Total hydraulisk effektförbrukning i maskinen | 57 |
| 7.5 Slutsatser av testresultat..... | 58 |
| 7.5.1 Effektbehovet | 58 |
| 7.5.2 Krafter | 58 |
| 8 Anpassning av Vervaets fördelningsväxel | 59 |
| 8.1 Anpassad målspecifikation..... | 59 |
| 8.2 Konstruktion av upphängning och infästning | 59 |
| 8.2.1 Ingående komponenter | 61 |
| 8.2.2 Vertikal stentlösning..... | 62 |
| 8.2.3 FEM-analys..... | 64 |
| 8.3 Hydraulsystemet | 73 |
| 8.4 Anpassning och förbättring av övriga komponenter | 75 |
| 9 Slutgiltigt resultat | 77 |

| | |
|--|-----------|
| <u>Utveckling av driven hjulplog till betupptagare</u> | |
| 10 Diskussion och slutsats | 79 |
| 11 Rekommendationer | 81 |
| Referenslistan | 83 |
| Bilaga A: Testschema | 85 |

1 Inledning

I detta kapitel kommer läsaren att få en inblick i de två mest använda metoderna för att skörda sockerbetor samt för- och nackdelar med dagens system. Mål för projektet kommer att ges och även begränsningarna. En beskrivning av metoden som använts under arbetet kommer även ges och slutligen en sammanfattning av Edenhall.

1.1 Bakgrund

Edenhall är Sveriges enda tillverkare och utvecklare av upptagare för sockerbetor. De använder sig idag av två olika plogsystem för att ta upp betorna från jorden, dels plogar med vibrerande skär så kallade vibroplogar och dels självrullande hjulplogar, så kallade Ooppelhjul. Den vibrerande plogen är ett relativt dyrt system både när det gäller inköp och underhåll, men är i nuläget den vanligaste varianten. Hjulplogarna har emellertid ett antal fördelar, de lyfter upp betorna högre vilket skonar dem i transporten ut från plogarna. Driftkostnaden är även mycket lägre eftersom ett hjul håller en hel säsong medan plogskären behöver bytas cirka tio gånger under samma tid, vilket kostar dels i reservdelar men inte minst i stilleståndstid. Nackdelen med dagens hjulplogar är att eftersom de rullar fritt mot marken är de beroende av ett visst grepp från marken. Så vid blöt lerjord eller lös torvjord stannar ofta hjulen. För att få hjulen åter i rörelse tvingas man att pressa ner plogen ytterligare och då fås stora mängder jord in i upptagaren. En känd lösning på problemet är att installera någon form av påtvingad drift i hjulen vilket en del konkurrenter har lyckats med, dock genom relativt dyra lösningar som även kompromissar skyddet mot stenar.

1.2 Mål

Målet med arbetet är att utveckla en driven hjulplog anpassad för det nordiska förhållandet. Kostnaden för det kompletta systemet skall inte bli väsentligt dyrare än det i dag vanliga vibrerande plogarna samtidigt som underhållskostnaderna ska sänkas i jämförelse mot de vibrerande plogarna. I och med drivningen skall den nya hjulplogen kunna arbeta i svårare förhållande än det befintliga fritt rullande systemet och på så sätt bli ett attraktivt val istället för de vibrerande plogarna.

1.3 Riktlinjer för uppdraget

- Resultatet skall bli ett plogsystem som är direkt utbytbart mot befintligt system.
- Det befintliga systemet ska undersökas grundligt för att identifiera för- och nackdelar med den gamla konstruktionen.
- Det nya plogsystemet skall vara anpassat för en lågvolymproduktion på mellan 2 och 5 kompletta tre- eller fyrradiga enheter per år.

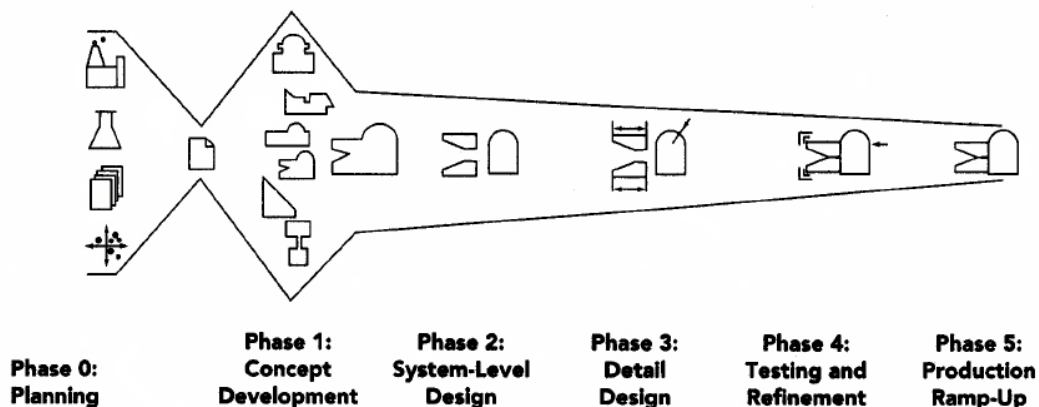
1.4 Begränsningar

I och med den begränsade tiden på ca 20 veckor kommer störst vikt läggas på att utveckla en fungerande ploggenhet och om det finns tid kommer ett komplett treradigt system att konstrueras samt ett fungerande hydraulsystem att tas fram.

Som tidigare nämnts är detta en lågvolymp produkt och detta kommer begränsa konstruktionsarbetet till lämpliga tillverkningsmetoder.

1.5 Metod

Den huvudsakliga metoden som använts i arbetet är produktutvecklingsmetodik enligt Ulrich & Eppinger [1] och där främst ”The generic product development process”[1]. Enligt denna metodik kan framtagningen av en produkt beskrivas med sex faser enligt figur 1-1. I fas 0 tas en uppdragsformulering fram, denna specificerar målgrupp, mål med produkten, ramar för projektet samt en tidsplan. Under fas 1 identifieras kundbehov och konkurrerande produkter granskas. Ett antal koncept tas fram på den nya produkten och utvärderas mot varandra för att leda fram till ett slutligt koncept. I fas 2 bryts det vinnande konceptet ner till olika delsystem och däribland huruvida komponenter ska köpas in eller detaljkonstrueras. I fas 3 detaljkonstrueras ingående komponenter och slutlig formgivning, mått, material och tolerans fastställs. I fas 4 testas och vidareutvecklas produkten genom prototyper och simuleringar. I fas 5 testas produktionssystemet i mindre skala för att verifiera att man kan öka till full produktion. I detta projekt har huvudsakligen punkterna 1 till 4 behandlats.



Figur 1-1. The generic product development process [1]

1.6 Om Edenhall

Edenhall är Sveriges enda utvecklare och tillverkare av sockerbetsupptagare med sextio års erfarenhet och har ett nära samarbete med slutanvändarna (bönderna). Edenhall tillverkar idag tre- och fyrradiga betupptagare som med en stor valmöjlighet av ingående komponenter samt ett stort antal justeringsmöjligheter ger en skräddarsyd maskin för den gällande jordmånen samt väderleken. Maskinen utvecklas och tillverkas från grunden under samma tak i fabrikslokalen utanför Helsingborg i Vallåkra.

2 Teori

I detta kapitel kommer den befintliga hjulplogen att analyseras med avseende på geometri, funktion och belastning. Användbar känd data kommer att användas tillsammans men nödvändiga uppskattningar för att få en klarare bild av vad som krävs av plogsystemet.

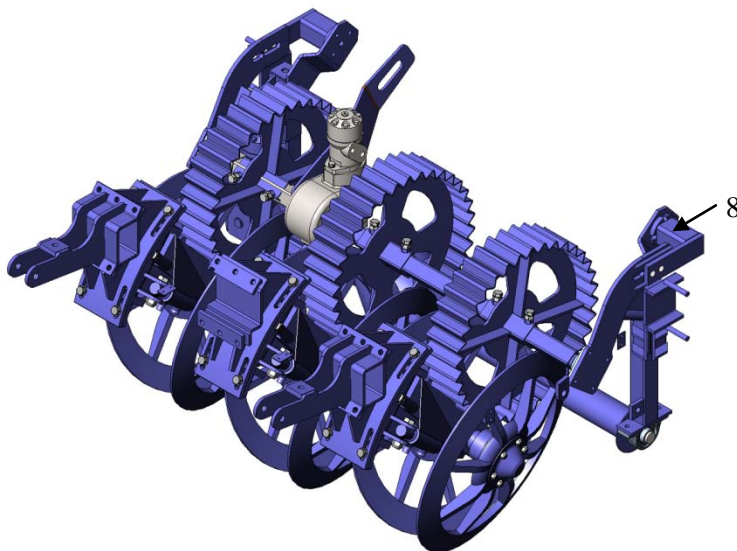
2.1 Produktion

Produktionen sker från första detalj till färdig maskin i verkstadslokalen i Vallåkra. Maskinparken är anpassad för lågvolymsproduktion och innehåller: CNC styrda band- och klingsågar för kapning av profiler och ämnesrör. För grövre plåtdetaljer används CNC styrd gasbrännare och tunnare detaljer läggs ut för plasma eller laser-skärning samt efterföljande bockning. Svetsning sker dels manuellt men även med robot. För skärande bearbetning används fleroperationsmaskiner samt svarv med drivna verktyg. Ett antal stans- och bockmaskiner använd även för allmän formning. Nya delar kommer i möjlig utsträckning anpassas för att passa in i den normala produktionen.

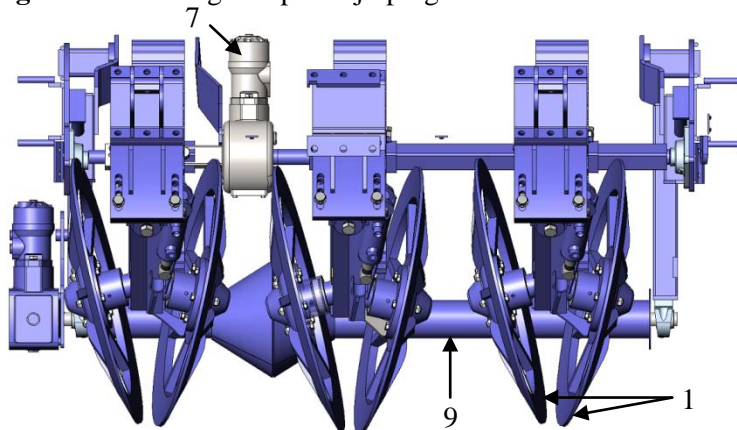
2.2 Nuvarande lösning

Dagens hjulplogar kan fås för tre eller fyra rader betor, nedan visas den tretradiga varianten. Den kompletta plogen består av tre hjulplogar, se figur 2-1 till 2-3, med vardera två snedställda gjutna ploghjul (1) fritt lagrade på en axeltapp. Hjulen är försedda med klackar på kanterna som tar tag i marken och får dem att rulla med. De två hjulen gränslar beträden 5-8 cm under jord och tar tag i övre delen av betan och drar upp den. Plogarna sitter med ett cm avstånd som är manuellt justerbart mellan 450 och 500 mm för att passa olika typer av såmaskiner. Varje plogben knyts samman med infästningen genom en glidlagrad led (2). Dess uppgift är att låta hela plogen kunna svänga fram och tillbaka likt ett kundvagnshjul. Detta gör att maskinen kan svänga lättare eftersom hjulen styr med samt sägs ha en viss självcentrerande effekt över beträden. Leden är delad i två delar med en hel axel och med två separata hylsor. I var hylsa sitter ett ben till ett hjul. Leden är förspänd med en ackumulatorförsedd hydraulcylinder (3). Denna pressar ihop de båda hjulen och låter dem glida isär ifall t.ex. en stor sten fastnar mellan hjulen. Detta kommer framöver kallas för den horisontella stentlösningen. Ovanför leden sitter två cylindriskt kantade plåtar (4) med centrumaxel nära hjulens centrum. Plåtarna är försedda med avlånga hål och kan således släppas från varandra och hela plogen roteras ett antal grader för att ändra hur högt man lyfter upp betorna. Infästningen (5) består av två delar kantad och förstärkt plåt som sedan kläms runt den främre balken i upptagararmen med ett bultförband. Mellan varje plog sitter ett tandat stål hjul (6) som via en axel och en nerväxlad hydraulmotor

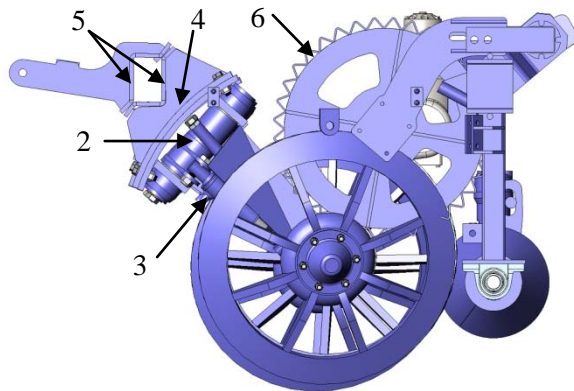
(7) hjälper till att mata in och stänga så att betorna inte trillar ut framför plogen. Upphängningen till tandhjulen sitter fast i ramen med gummiblock (8) vilket gör att den kan lyfta ifall en sten kommer i kläm. Mellan hjul och övriga upptagaren ligger även en hydrauliskt driven trumma (9) som betorna rullar över då de lossnar från plogen. Detta för att förhindra att man tappar betor och för att ge en skonsammare övergång till övriga upptagaren. Hela upptagarramen är upphängd i två hydraulkolvar som används för att sänka ner plogarna och under drift är de reglerade för att hålla plogarna på konstant djup. Dessa är försedda med övertrycksventiler som löser ut ifall någon plog går på t.ex. en jordfast sten. Detta kommer framöver kallas för vertikal stenutlösning.



Figur 2-1. Treradig komplett hjulplog



Figur 2-2. Kompletta hjulplog framifrån

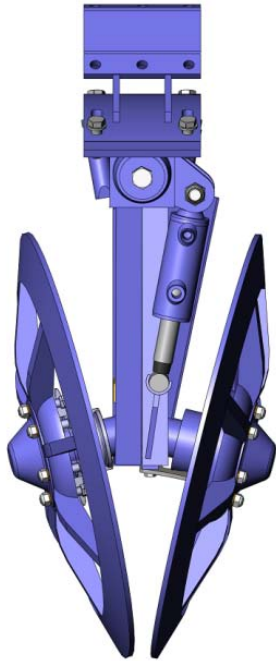


Figur 2-3. Kompletta hjulplög från sidan

2.2.1 Stenutlösning i hjulen

Plogarna är som tidigare nämnts försedda med en horisontell stenutlösning som låter hjulen fjädra ut. I figur 2-4 (plog i drift), ses plogen i normalt driftläge sammanhållen av hydraulkolven som är belastad med ett relativt konstant tryck från en ackumulator-tank. När plogen passerar en markfast sten eller då en mindre sten kilar in sig mellan hjulen övervinns kolvkraften och hjulen delar på sig enligt figur 2-5. Det kända förladdningstrycket är ställt på en sådan nivå att plogen inte löser ut p.g.a. enbart trycket från jorden.

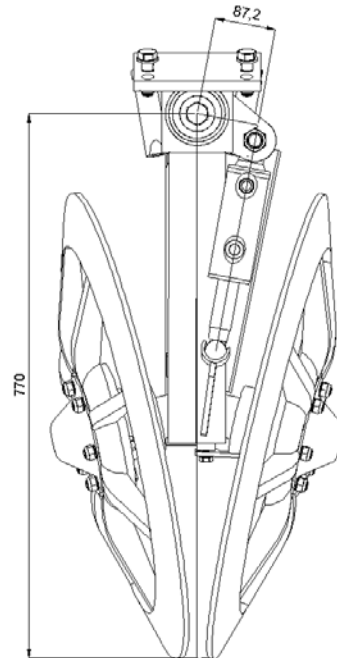
F_t är den horisontella kraften som verkar mot hjulsidan och beror på kraften från jord och betor som vill pressa isär de båda hjulen. F_t kommer få ett maxvärde när t.ex. en sten kilar in sig emellan hjulen och tvingar isär dem, vilket leder till att den hydrauliska stenutlösningen löser ut. Punkten där detta sker är inte fix utan kommer oftast vandra mellan lägsta punkten samt snävaste punkten emellan skivorna. Detta kommer ge en hävarm som varierar emellan 673 och 770 mm. Kolven har en hävarm på 87 mm. Figur 2-6 visar hävarmarna på plogen.



Figur 2-4. Plog i drift



Figur 2-5. Plog utlöst



Figur 2-6. Plog hävarmar

$P_{ac} = 12 \text{ MPa}$ Förladdningstryck ackumulator

$D_k = 0,05 \text{ m}$ Diameter cylinder utlösningsskolv

Öppningskraft på skolv

$$F_k = \frac{D_k^2 \pi}{4} p_{ac} = 23,56 \text{ kN}$$

Öppningskraft på hjulkanter längst bort, där hjulen är som närmst

$$F_{t \text{ min}} = \frac{87}{770} F_k = 2,66 \text{ kN}$$

Öppningskraft på hjulkanter som går i mark

$$F_{t \text{ min}} = \frac{87}{672} F_k = 3,05 \text{ kN}$$

2.2.2 Stenutlösning i upptagarramen

Upptagarramen är som tidigare nämnts försedd med en vertikal stenutlösning som låter ramen med samtliga plogar fjädra upp ifall trycket i höjjusteringskolvarna blir

för högt. Problemet är att denna max tillåtna kraft måste vara relativt högt ställd då den inte ska släppa efter för samtidig max normal last från alla plogarna. Går man då ut på en mjukare jord behövs en mycket stor last på en plog för att kolvarna ska lösa ut för övertryck. En annan nackdel är att man binder in en stor massa som måste följa med upp då en stor sten passerar, vilket dynamiskt ger upphov till stora krafter i hela konstruktionen.

2.2.2.1 Statisk maximal belastning

F är normalkraften på hjulens undersida och beror på upptagarramens vikt samt trycket från de båda kolvarna som pressar ner upptagaren. F kommer att få ett statiskt högsta värde F_S då övertryckspatronen i kolvarna löser ut samt högre max värde F_D p.g.a snabba pikar i och med dynamiska effekter när upptagaren t.ex. passerar en markfast sten.

Koordinaterna för tyngdpunkten samt ramens vikt är hämtad från CAD underlaget

| | |
|-----------------------------|---|
| $m_{ram} = 1900 \text{ kg}$ | Komplett rams massa |
| $g = 9,82 \text{ m/s}^2$ | Tyngdaccelerationen |
| $p_{max} = 3,5 \text{ MPa}$ | Maxtrycket på ventilpatronen SXEA-LAN som de båda höjdjusteringskolvarna är begränsade med. |
| $D_{kr} = 0,063 \text{ m}$ | Cylinderdiameter höjdjusteringskolvarna. |

Den maximala kraften från höjdjusteringskolvarna är då:

$$F_{k1} = F_{k2} = \frac{D_{kr}^2 \pi}{4} p_{max} = 10,9 \text{ kN}$$

Eftersom kolvarna lutar c:a 67 grader från våglinjen under drift kommer den vertikala komponenten att bli:

$$F_{k1v} = F_{k2v} = F_{k1} \sin 67 = 10,0 \text{ kN}$$

Inverkan från ramens tyngd kommer vid normal drift i stenfri jord ge upphov till en kraft som verkar i tyngdpunkten.

$$F_{mg} = m_{ram} g = 18,6 \text{ kN}$$

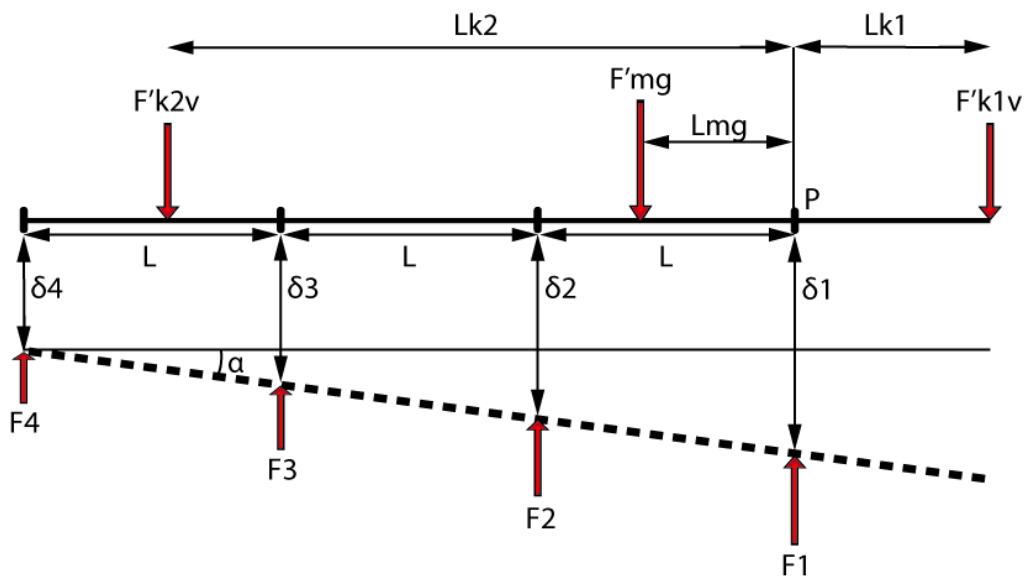
Om krafterna från kolvar och egenvikten ersätts med tänkta krafter i plogarnas vertikala plan (2914 mm från pivåpunkten i figur 2-10) fås.

$$F'_{k1v} = F'_{k2v} = \frac{3681}{2914} F_{k1v} = 12,7 \text{ kN}$$

$$F'_{mg} = \frac{2521}{2914} F_{mg} = 16,1 \text{ kN}$$

Eftersom ramen står på de fyra plogarna har vi fyra okända krafter. Två jämviktsekvationer kan ställas upp, vertikal jämvikt samt en momentekvation. Två ekvationer och fyra obekanta, problemet är statiskt obestämt. För att lösa problemet ansätts ett

deformationsvillkor, här approximeras ramen som styv och marken som linjärt fjädrande med fjäderkonstanten k . I figur 2-7 ses de yttre krafterna samt plogkrafterna F_1 - F_4 med deras deformationer och placering. Geometrin är hämtad från CAD-ritning, se figur 2-9.



Figur 2-7. Frilägning och deformation av ramen

| | | |
|-----------------|---|---------------------------------|
| $L_{k1} = 0,38$ | m | avstånd mellan kolv 1 och P |
| $L_{k2} = 1,22$ | m | avstånd mellan kolv 2 och P |
| $L_{mg} = 0,3$ | m | avstånd mellan tyngdpunkt och P |
| $L = 0,5$ | m | cc avstånd plogar |

1. Vertikal jämvikt positiv uppåt

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F'_{k1v} - F'_{k2v} - F'_{mg} = 0$$

2. Moment jämvikt runt P positivt medurs

$$F_2L + F_32L + F_43L + F'_{k1v}L_{k1} - F'_{k2v}L_{k2} - F'_{mg}L_{mg} = 0$$

3. Deformationsvillkor

$$F_1 = k\delta_1 = k(\delta_4 + \alpha 3L) = k\delta_4 + k\alpha 3L$$

$$F_2 = k\delta_2 = k(\delta_4 + \alpha 2L) = k\delta_4 + k\alpha 2L$$

$$F_3 = k\delta_3 = k(\delta_4 + \alpha L) = k\delta_4 + k\alpha L$$

$$F_4 = k\delta_4$$

4. Placerar 3 i 1

$$4k\delta_4 + 6k\alpha L = F'_{k1v} + F'_{k2v} + F'_{mg}$$

$$k\alpha = \frac{F'_{k1v} + F'_{k2v} + F'_{mg} - 4k\delta_4}{6L}$$

5. Placerar in 3 i 2

$$k\delta_4 L + 2k\alpha L^2 + 2k\delta_4 L + 2k\alpha L^2 + 3k\delta_4 L + F'_{k1v}L_{k1} - F'_{k2v}L_{k2} - F'_{mg}L_{mg} = 0$$

$$6k\delta_4 L + 4k\alpha L^2 = -F'_{k1v}L_{k1} + F'_{k2v}L_{k2} + F'_{mg}L_{mg}$$

6. Placerar 4 i 5

$$6k\delta_4 L + \frac{4L^2}{6L}(F'_{k1v} + F'_{k2v} + F'_{mg} - 4k\delta_4) = -F'_{k1v}L_{k1} + F'_{k2v}L_{k2} + F'_{mg}L_{mg}$$

$$\left(6 - \frac{8}{3}\right)k\delta_4 L + \frac{2L}{3}(F'_{k1v} + F'_{k2v} + F'_{mg}) = -F'_{k1v}L_{k1} + F'_{k2v}L_{k2} + F'_{mg}L_{mg}$$

$$k\delta_4 = 3 \frac{\left(-F'_{k1v}L_{k1} + F'_{k2v}L_{k2} + F'_{mg}L_{mg} - \frac{2L}{3}(F'_{k1v} + F'_{k2v} + F'_{mg})\right)}{10L}$$

Data insatt i 6 ger:

$$k\delta_4 = 998,8 \text{ N}$$

samt i 4 ger:

$$k\alpha = 12\,502 \text{ N}$$

samt i 3 för att få krafterna på plogarna

$$F_1 = 19,75 \text{ kN}$$

$$F_2 = 13,50 \text{ kN}$$

$$F_3 = 7,25 \text{ kN}$$

$$F_4 = 1,00 \text{ kN}$$

Med tanke på att kolv 1 är placerad utanför plog 1, kommer den endast ge upphov till en större skillnad mellan plogarna och minska lasten på plog 4, därför är det rimligt att endast kolv 2 arbetar under normal belastning. Därför sätts $F'_{k1v} = 0$ och då fås:

Data insatt i 6 ger:

$$k\delta_4 = 6434,4 \text{ N}$$

samt i 4 ger:

$$k\alpha = 1020,8 \text{ N}$$

Sam i 3 för att få krafterna på plogarna

$$F_1 = 7.96 \text{ kN}$$

$$F_2 = 7.45 \text{ kN}$$

$$F_3 = 6.94 \text{ kN}$$

$$F_4 = 6.43 \text{ kN}$$

En annan möjlighet är att eftersom ramen är reglerad i höjddled med två givare, en för höger sidan och en för vänster, kommer δ att hållas på en så pass konstant nivå att $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \delta_4$ och därmed $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F$ vilket skulle leda till att kolv 1 istället får lyfta en del av upptagaren under max belastning av kolv 2.

1 vertikal jämvikt

$$4F + F'_{k1v} - F'_{k2v} - F'_{mg} = 0$$

$$F'_{k1v} = F'_{k2v} + F'_{mg} - 4F$$

2 Moment jämvikt runt P positivt medurs

$$FL + F2L + F3L - F'_{k1v}L_{k1} - F'_{k2v}L_{k2} - F_{mg}L_{mg} = 0$$

3 Placerar in 1 i 2

$$FL + F2L + F3L - (F'_{k2v} + F_{mg} - 4F)L_{k1} - F'_{k2v}L_{k2} - F_{mg}L_{mg} = 0$$

$$F = \frac{(F'_{k2v} + F_{mg})L_{k1} + F'_{k2v}L_{k2} + F_{mg}L_{mg}}{6L + 4L_{k1}} = 6,92 \text{ kN}$$

$$F'_{k1v} = F'_{k2v} + F_{mg} - 4F = 1,13 \text{ kN (lyftande)}$$

Det rimligaste är att F_s ligger mellan den andra och tredje lösningen alltså mellan 6,5 och 8 kN. Detta gäller vid det svåraste förhållandet med torr hård jord. Under lättare förhållande kommer krafterna vara betydligt lägre.

2.2.2.2 Dynamisk maximal belastning

Det bästa hade varit att göra mätningar på en upptagare i drift för att ta reda på hur accelerationer och därav krafter varierar med tiden. Då vi varken har tillgång till utrustning eller tid att göra mätningarna får en modell approximeras.

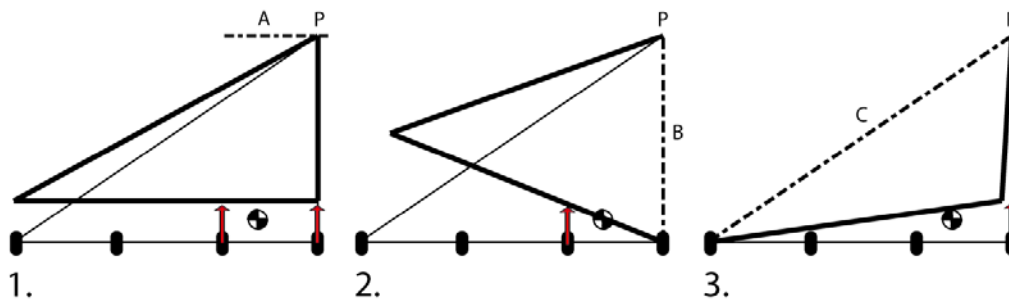
För att få en uppfattning av vilka maximala krafter som kan verka på upptagaren görs ett antal dynamiska beräkningar. Här antas att det värsta rimliga hindret är en markfast sten som tvingar den träffade plogen uppåt 100 mm. Eftersom lyftkolvarna är tryckbegränsade till moderata tryck kommer dess inverkan försummas och i övrigt är hela ramen fritt ledad i den bakre pivåpunkten P i figur 2-8 samt längst till vänster i figur 2-9.

Den maximala arbetshastigheten är 8 km/h. Om rörelsen antas ske på en färdsträcka av 0,1 m kommer hela förloppet att ta:

$$t = \frac{s}{v} = \frac{0,1}{8/3,6} = 0,045 \text{ s}$$

Följande tre fall kommer att granskas.

1. Plog 1 och 2 går på en sten och förflyttar sig 100 mm upp. Roterande kring axeln A som går igenom P och är parallell med plogarnas utgångsläge.
2. Plog 2 går ensam på en sten och förflyttar sig 100 mm upp. Roterande kring axeln B som går igenom P och plog 1 har kontakt med marken.
3. Plog 1 går ensam på en sten och förflyttar sig 100 mm upp. Roterande kring axeln C som går igenom P och plog 4 har kontakt med marken.



Figur 2-8. Ramens förflyttningar vid kollision med sten. De tunna linjerna är ramens utgångsläge, De tjocka är läge efter kollision. Streckade linjer är rotationsaxeln, de fyra prickarna är plogarna.

Data på tröghetsmomenten kring axlarna A, B och C beräknades av CAD-systemet med hjälp av den befintliga modellen och inplacerade koordinatsystem längs de aktuella axlarna.

För att ta reda på rotationer kring axlarna samt förflyttning av masscentrum, gjordes en enkel trådmodell i CAD-programmet med de viktiga punkterna. Denna duplicerades och gavs utseende efter figur 2-8.

Likformig acceleration kommer att antas:

$$a = \frac{2s}{t^2}$$

$$\dot{\omega} = \frac{2\theta}{t^2}$$

För att få den verkande kraften i och med förflyttningen av masscentrum används Newtons andra lag för linjärt samt för roterande rörelse och då med en vinkelförändring och tröghetsmomentet.

$$F = ma$$

$$M = I\dot{\omega}$$

1.

| | | |
|----------------------------------|----------------|--|
| $I_{AA} = 11298$ | kgm^2 | Polärtröghetsmoment kring axel A |
| $\theta_1 = 1,80^\circ = 0,0314$ | rad | Rotation kring A |
| $r_{1l} = 2,914$ | m | Vinkelrät hävarm plog 1,2 och axel A |
| $s_1 = 0,0814$ | m | Förflyttning masscentrum |
| $r_{1m} = 2,521$ | m | Vinkelrät hävarm masscentrum och axel A |
| F_{1l} | N | Kraften på plogarna i och med tröghetsmomentet |
| F_1 | N | Kraften från massförflyttningen i masscentrum |
| F_{1m} | N | Kraften på plogarna i och med masströgheten |
| F_{1tot} | N | Totala kraften på plogarna |

$$\dot{\omega}_1 = \frac{2\theta_1}{t^2} = 31,01 \text{ rad/s}$$

$$M_1 = I_{AA} \dot{\omega}_1 = 350,38 \text{ kNm}$$

$$F_{1l} = \frac{M_1}{r_{1l}} = 120,24 \text{ kN}$$

$$a_1 = \frac{2s_1}{t^2} = 80,40 \text{ m/s}^2$$

$$F_1 = ma_1 = 152,76 \text{ kN}$$

$$F_{1m} = F_1 \frac{r_{1m}}{r_{1l}} = 132,16 \text{ kN}$$

$$F_{1tot} = F_{1l} + F_{1m} = 252,4 \text{ kN}$$

2.

| | | |
|----------------------------------|----------------|---|
| $I_{BB} = 1676$ | kgm^2 | Polärtröghetsmoment kring axel B |
| $\theta_2 = 11,48^\circ = 0,200$ | rad | Rotation kring A |
| $r_{2l} = 0,5$ | m | Vinkelrät hävarm plog 2 och axel B |
| $s_2 = 0,112$ | m | Förflyttning masscentrum |
| $r_{2m} = 0,3$ | m | Vinkelrät hävarm masscentrum och axel B |
| F_{2l} | N | Kraften på plogen i och med tröghetsmomentet |
| F_2 | N | Kraften från massförflyttningen i masscentrum |
| F_{2m} | N | Kraften på plogen i och med masströgheten |
| F_{2tot} | N | Totala kraften på plogen |

$$\dot{\omega}_2 = \frac{2\theta_2}{t^2} = 197,53 \text{ rad/s}$$

$$M_2 = I_{BB} \dot{\omega}_2 = 331,06 \text{ kNm}$$

$$F_{2I} = \frac{M_2}{r_{2I}} = 662,12 \text{ kN}$$

$$a_2 = \frac{2s_2}{t^2} = 110,62 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = ma_2 = 210,17 \text{ kN}$$

$$F_{2m} = F_2 \frac{r_{2m}}{r_{2I}} = 126,10 \text{ kN}$$

$$F_{2tot} = F_{2I} + F_{2m} = 788,22 \text{ kN}$$

3.

| | | |
|----------------------------------|----------------|---|
| $I_{CC} = 2217$ | kgm^2 | Polärtröghetsmoment kring axel C |
| $\theta_3 = 4,23^\circ = 0,0738$ | rad | Rotation kring A |
| $r_{3I} = 0,904$ | m | Vinkelrät hävarm plog 2 och axel C |
| $s_2 = 0,0695$ | m | Förflyttning masscentrum |
| $r_{3m} = 0,814$ | m | Vinkelrät hävarm masscentrum och axel C |
| F_{3I} | N | Kraften på plogen i och med tröghetsmomentet |
| F_3 | N | Kraften från massförflyttningen i masscentrum |
| F_{3m} | N | Kraften på plogen i och med masströgheten |
| F_{3tot} | N | Totala kraften på plogen |

$$\dot{\omega}_3 = \frac{2\theta_3}{t^2} = 72,89 \text{ rad/s}$$

$$M_3 = I_{CC} \dot{\omega}_3 = 161,60 \text{ kNm}$$

$$F_{3I} = \frac{M_3}{r_{2I}} = 178,76 \text{ kN}$$

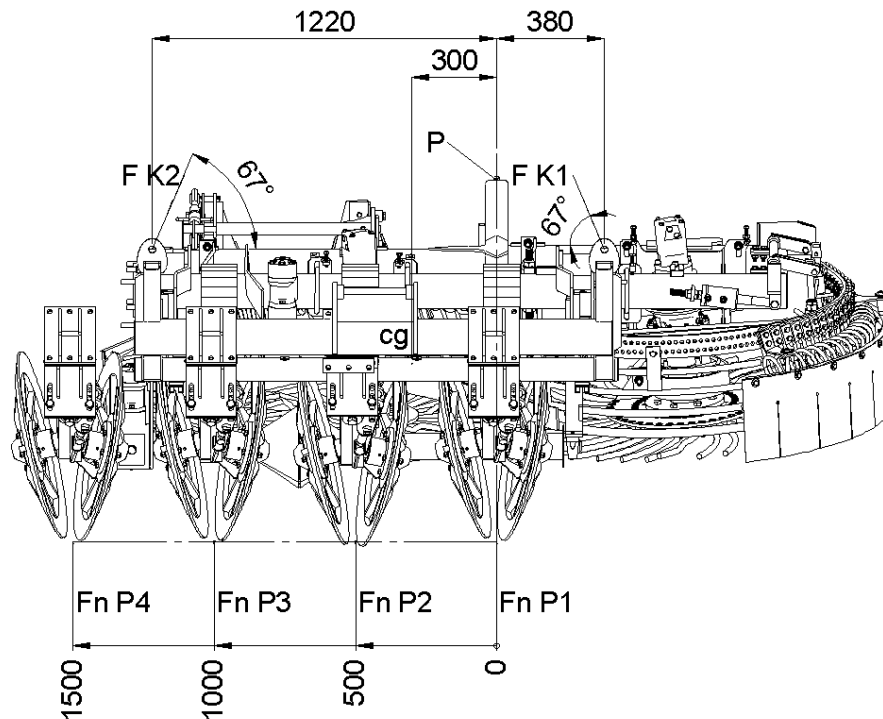
$$a_3 = \frac{2s_3}{t^2} = 68,64 \text{ m/s}^2$$

$$F_3 = ma_3 = 130,42 \text{ kN}$$

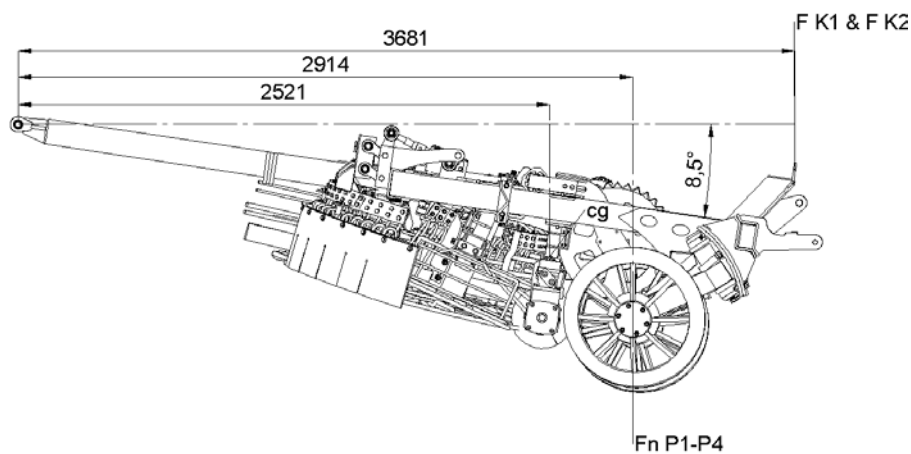
$$F_{3m} = F_3 \frac{r_{3m}}{r_{3I}} = 117,44 \text{ kN}$$

$$F_{3tot} = F_{3I} + F_{3m} = 296,20 \text{ kN}$$

Slutsats: Eftersom rörelse 2 och även 3 ger upphov till större krafter än rörelse 1 kommer ramen i dessa fall röra sig som en kombination av 2,1 samt 3,1 eftersom inget hindrar den från detta. Krafter som i fall 2 på över 780 kN kommer därav aldrig att uppkomma så länge plog ett inte hindras från att lyfta. Däremot kan F_d uppnå krafter i storleksordningen 250 kN i snabba stötar enligt fall 1. Detta kan jämföras med det tidigare framräknade statiska maxvärdet vilket inte överskrider 8 kN.



Figur 2-9. Last på plogar under normal drift



Figur 2-10. Avstånd tyngdpunkt, centrum hjul och kolvinfästning från sida

3 Konkurrentanalys

Edenhall är ensamma i Sverige med att tillverka betupptagare. De tillverkar tre- och fyrradiga bogserade maskiner med stor anpassningsförmåga till olika driftförhållande. Detta eftersom de svenska jordarna är bland de mest svårbrukade vad gäller lera och sten jämfört med övriga Europa. Det finns dock ett stort antal konkurrenter från resten av Europa. För att få en förståelse för de befintliga systemen med drivna hjulplogar har en konkurrentanalys gjorts på ett antal märken som använder sig av sådana. En del av innehållet är hämtat från hemsidor och broschyrer, men det mesta av information och bilder kommer från 2010 års demokörning i Lelystad, Holland den 14/10.

3.1 Grimme

Grimme är en tysk maskintillverkare och de började inte förrän 2003 med betupptagare. De har sedan över 70 år tillbaka utvecklat och tillverkat potatisupptagare [2]. Deras betupptagare levereras uteslutande med hjulplogar. De tillverkar dels självgående maskiner som t.ex. Maxtron 620 (figur 3-1). Maxtron 620 är försedd med sex rader hydrauliskt drivna hjulplogar (figur 3-2). Hjulen drivs via en vinklad fördelningsväxel och en stående geroller motor. Varje plog är upphängd i två stycken gummibussningar (figur 3-3) som plogen kan rotera ett par grader i. Detta medger en sidorörelse på ± 40 mm vilket gör plogen medgörlig och hjälper till att fånga sidoplanterade betor. Plogarna kan även fås med stenulösning som då låter plogarna förflytta sig upp till 90 mm uppåt vid överbelastning [3]. Snett ovanför plogen sitter en axel med gummi-paddlar på för att föra över betorna från plogen vidare upp i maskinen. Bakom plogen närmast marken sitter en roterande trumma som betorna rundar innan de landar på det bakomliggande transportbandet.



Figur 3-1. Grimme Maxtron 620 [4, s. 10]



Figur 3-2. 620, plog från sidan



Figur 3-3. 620, plogupphängning

Grimme tillverkar även en bogserad maskin som kan fås med sex, åtta eller nio rader. Rootster 604 (figur 3-4) är försedd med samma hjul, växellåda och motor som Maxtron 620 men har en annan upphängning. Här är växellådan stelt monterad i ramen (figur 3-6 och figur 3-7).



Figur 3-4. Grimme Rootster 604 [4, s. 11]

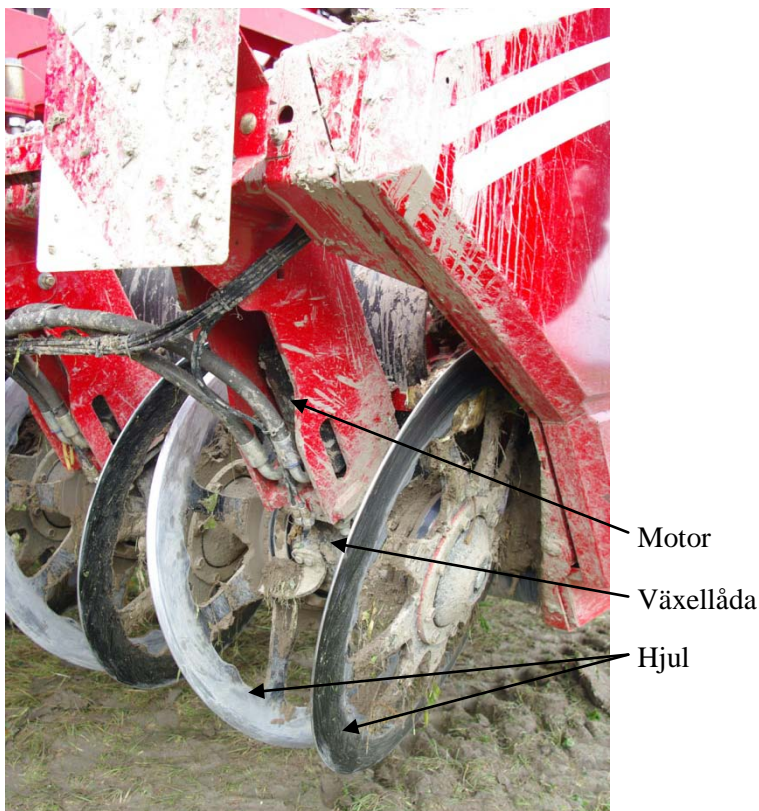


Figur 3-5. 604, plogar framifrån



Figur 3-6. 604, plogupphängning och paddel

Axel med gummipaddlar



Figur 3-7. 604, hjulplog

3.2 Vervaet

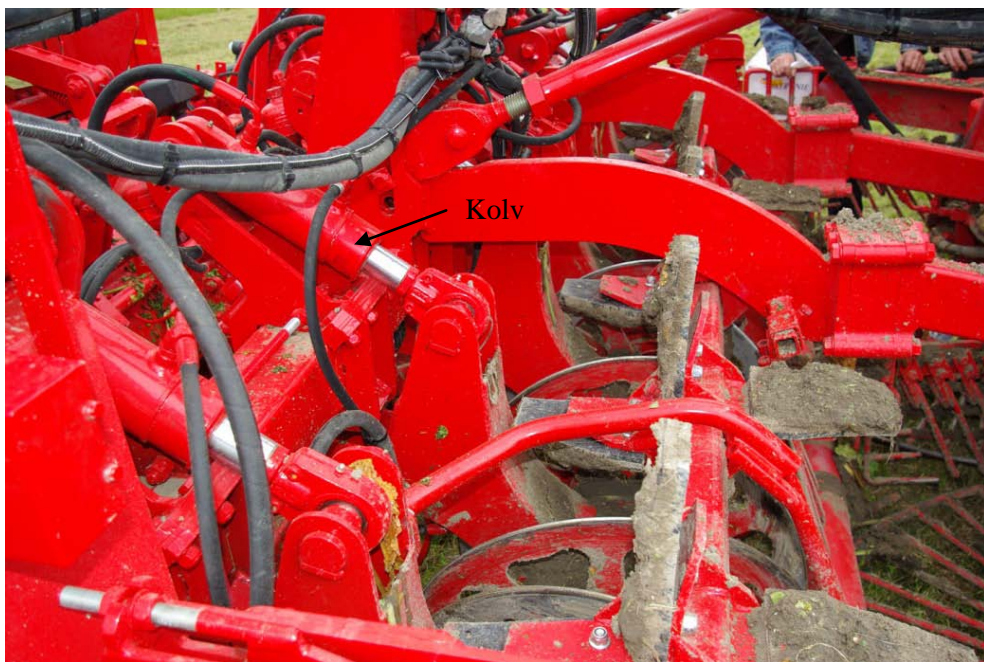
Vervaet som Edenhall är svensk återförsäljare för är en holländsk maskintillverkare som var den första att utveckla en enstegs självgående betupptagare 1974 [5]. Vervaet har som standard vibroplogar men har under det senaste året tagit fram en driven hjulplog till sina upptagare. Denna har placerats i en 625 Beet Eater (figur 3-8). Hjulplogen bygger som Grimmes på en fördelningsväxel med stående hydraulmotor. Upphängningen består av en tätad glidbussning (övre högra hörnet figur 3-9) som medger en horisontell rörelse. Plogen kan även rotera runt samma bussning ifall kolven i figur 3-10 löser ut under överbelastning. Kolven sitter i länklager för att tillåta den horisontella rörelsen.



Figur 3-8. Varvaet Beet Eater 625 [4, s. 15]



Figur 3-9. 625, hjulplog snett framifrån



Figur 3-10. 625, plogupphängning och paddel

3.3 Agrifac

Agrifac är också en holländsk tillverkare av självgående betupptagare. Även Agrifac har kommit med en nyutvecklad hydrauliskt driven hjulplog. Hjulplogen består av en gjuten växellåda som även är plogens ben och upphängning. Integrerat i lådan ligger två kulbussningar som medger en viss horisontell förflyttning av plogen (figur 3-12). Hydraulmotorn är monterad från sidan i den ena gaveln av växellådan (vänstra hörnet figur 3-13)



Figur 3-11. Agrifac Quatro [4, s. 9]



Figur 3-12. Agrifac quattro med hjulplogar framifrån



Figur 3-13. Agrifac quattro hjulplog från sidan

3.4 Slutsats

Alla undersökta konkurrenter använder sig av gjutna växellådor i kombination med standard geroller hydraulmotor dvs. en motor per rad. De använder en stel genomgående axel med plåthållare klädd med fyra gummiblåd för varje plog för att lasta ur

betorna från plogen samt hålla den ren. Mellan plog och övriga upptagaren ligger en trumma driven av en hydraulmotor för att skonsamt föra vidare betorna. Plogen kan oftast förflytta sig fritt $\pm 3-4$ cm i sidled antingen via ren translation eller via rotation av en främre punkt. En del av plogarna har individuellt skydd mot överbelastning så kallad stentlösning som tillval. Alla plogar är försedda med pressade plåthjul i 8-10 mm plåt. Efter ett brinell prov av ett kasserat hjul konstaterades att det i hårdhet motsvarar Hardox 450 eller möjligen 500.

4 Specifikationer

I detta kapitel redovisas specifikationer som tagits fram tillsammans med personer från Edenhall. Specifikationerna är uppdelade i krav (K) och önskemål (Ö). I kapitlet redovisas även övergripande mål.

4.1 Krav och önskemål

| | K/Ö |
|--|-----|
| Geometri | |
| Kunna monteras i befintlig upptagarram | K |
| Möjlighet att ställa in radavståndet mellan 480 och 500 mm | K |
| Möjlighet att ställa in radavståndet mellan 450 och 500 mm | Ö |
| Funktioner | |
| Vara anpassat till upptagarens i övrigt helhydrauliska system | K |
| Förhindra stopp vid svårt förhållande | Ö |
| Kunna röra sig fritt ± 3 cm i sidled för att underlätta styrning | K |
| Klara av att ta sig över rimliga markfasta stenar | K |
| Kunna fjädra ut mellan hjulen för att undvika stopp | Ö |
| Hållbarhet | |
| Hålla för arbete i extremt smutsig och fuktig miljö | K |
| Innefatta ett lågt antal slitdelar | Ö |
| Långt service intervall | Ö |
| Enkla hjulbyten | Ö |
| Servicevänlig | Ö |
| Produktion | |
| Kunna produceras av Edenhall | Ö |
| Tillverkning anpassad till en lågvolymsserie | K |
| Kostnad | |
| Ej bli väsentligt dyrare än vibroplogarna | Ö |

4.2 Mål

Från krav och önskemål kan vi identifiera ett antal övergripande mål

- Vara modulärt utbytbar mot det gamla systemet
- Klara av drift i svårare förhållande än befintlig lösning
- Kunna motstå hårda driftförhållanden
- Vara baserad på tillverkningsmetoder som passar Edenhall

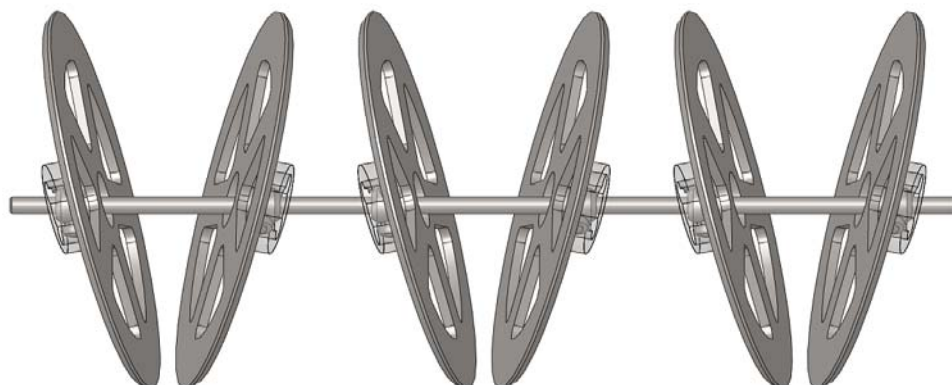
5 Konceptframtagning

Den största frågan och det som sätter ramar och begränsningar på hur övriga plogen kan utformas är hur hjulplogen skall drivas. Därför gjordes en brainstorming och det förslag som inte direkt bröt mot kraven i föregående kapitel illustrerades med enkla CAD-modeller. Förslagen utvärderades sedan i två steg mot varandra. Först i en concept screening [1] och de som gick vidare i en concept scoring [1] där det vinnande konceptet utsågs.

5.1 Konceptförslag på drivning

5.1.1 Axel och knut

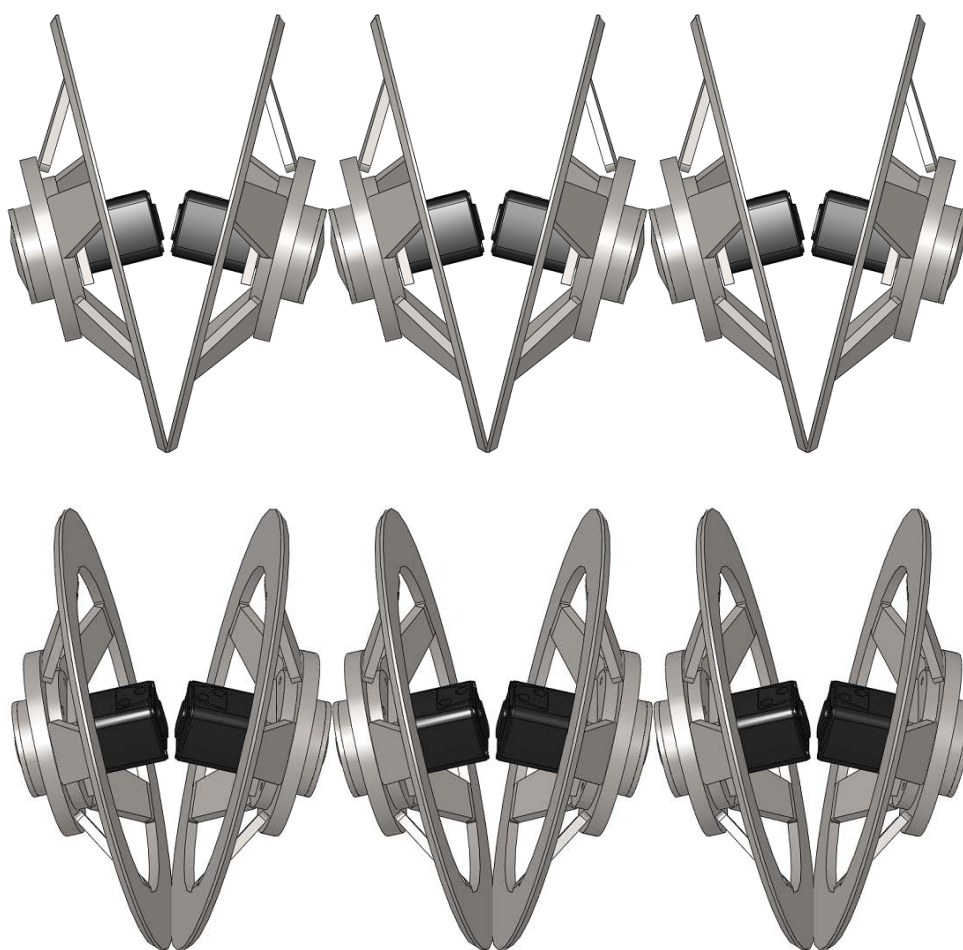
Detta förslag bygger på att sammanlänka drivningen av alla plogarna till en ensam sidomonterad hydraulmotor. Genom att trä alla hjulen över en och samma axel samt förbinda hjul och axel via någon form av polhemsknut alternativt CV-knut skulle det hydrauliska systemet bli relativt enkelt. Hjulen hade sedan behövt vara burna av lagringar antingen centrerat över raden som dagens eller vid sidorna. Horisontell stenutlösning skulle vara teoretiskt möjlig genom att låta knuten gå från sitt vinklade driftläge till rakställd via någon form av förspänd led. Någon individuell vertikal stenutlösning går inte att få till med tanke på den stela axeln. Det innebär att plogsetet antingen får utrustas med en gemensam vertikal utlösning eller monteras som befintliga plogar stelt i ramen. Hjulbytena kan också bli något komplicerad då hela axeln måste demonteras, alternativt skulle delbara hjul behöva användas.



Figur 5-1. Konceptförslag 1, axel och knut.

5.1.2 Hydraulisk navmotor

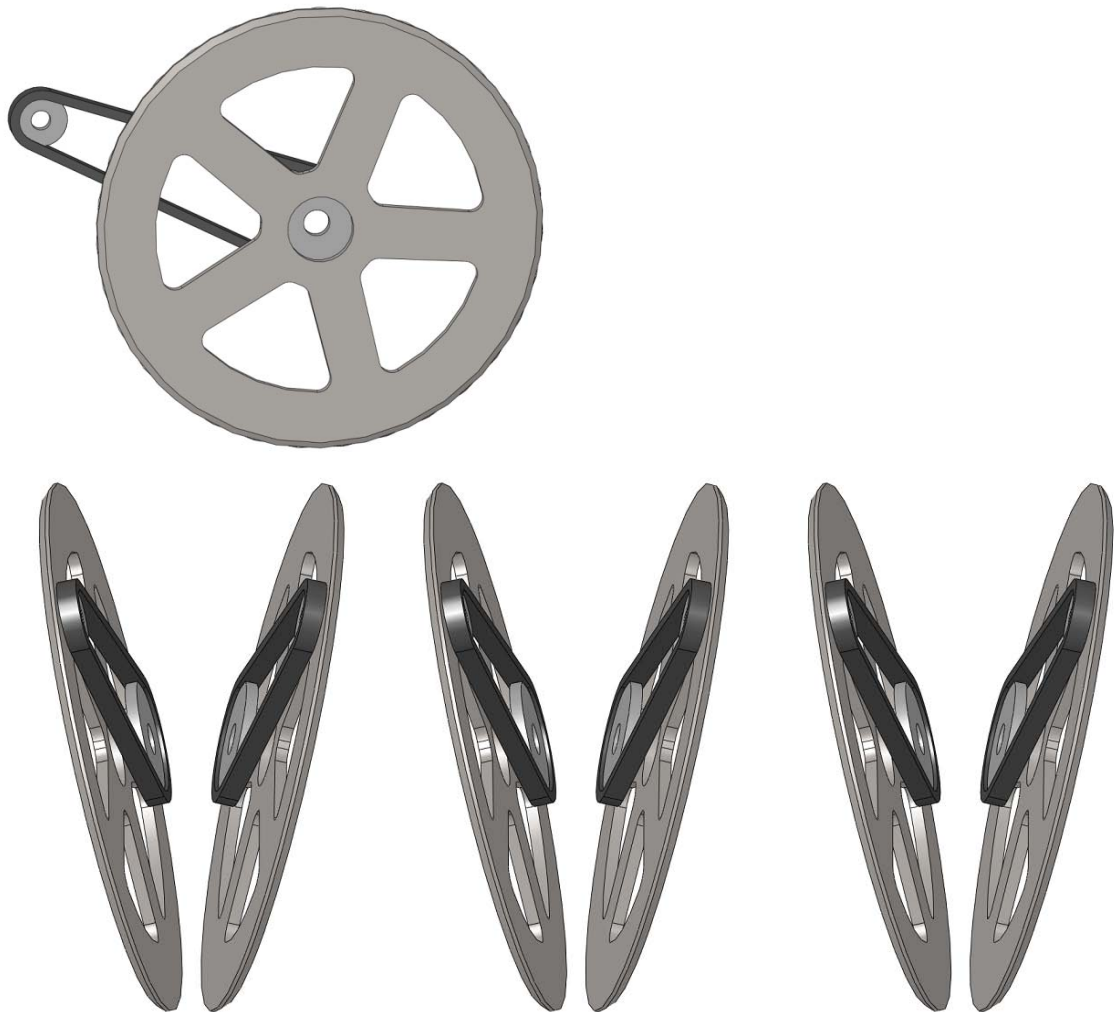
Detta förslag är i motsats till föregående förslag hydrauliskt komplext då varje hjul förses med en hydraulmotor. Hydraulmotorn är av lågvarvig typ t.ex. radialkolv- eller gerollermotor. Fördelen är att upphängningen kan byggas fritt i alla led och tillåta både individuell, horisontell och vertikal stenutlösning. I och med att varje hjul blir en enhet kan den även tätas och göras tålig mot jord och vatten.



Figur 5-2. Konceptförslag 2, hydraulisk navmotor.

5.1.3 Kedja/rem på insida

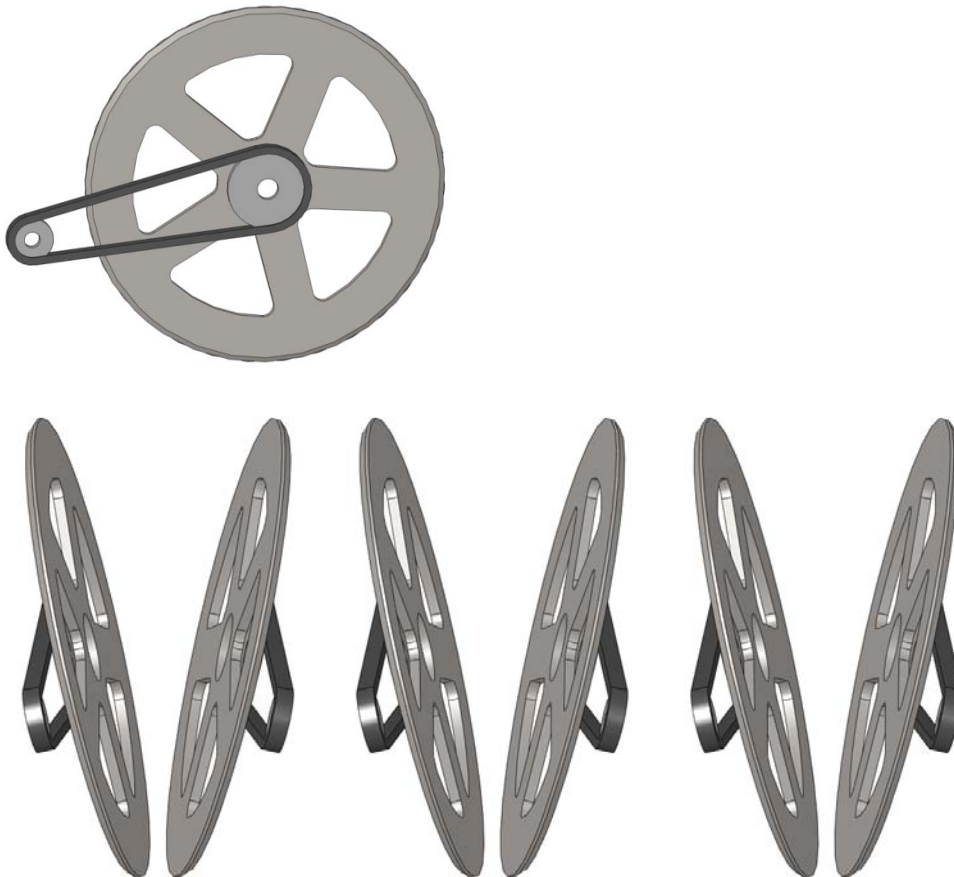
Detta förslag innefattar en kedje- eller kuggremsväxel på insidan av hjulen. För att få en bra livslängd skall växeln vara integrerad i benet till varje hjul, där kedjan får gå i oljebad eller kuggremmen vara fri från smuts. Växeln skall drivas av en individuell hydraulmotor. Teoretiskt skulle även den kunna kopplas på en gemensam axel enligt förslag 1, men då med en mekaniskt mer komplicerad lösning. Med individuell hydraulmotor skulle plogen kunna förses med både vertikal och horisontell stentlösning. Växeln medger en reduktion vilket skulle leda till att en lite mindre och högarvarigare motor skulle kunna användas jämfört med förslag två.



Figur 5-3. Konceptförslag 3, kedja/rem på insida.

5.1.4 Kedja/rem på utsida

Likt föregående förslag innefattar denna en kedje- eller kuggremsväxel men denna på utsidan av hjulen. För att få en bra livslängd skall även denna växel vara integrerad i benet till varje hjul, där kedjan får gå i oljebad eller kuggremmen vara fri från smuts. Växeln skall drivas av en individuell hydraulmotor. Teoretiskt skulle även denna kunna kopplas på gemensam axel enligt förslag ett, men då med en mekaniskt mer komplicerad lösning. Med individuell hydraulmotor skulle plogen kunna förses med både vertikal och horisontell stentlösning. Växeln medger en reduktion vilket skulle leda till att en lite mindre och högrevarigare motor skulle kunna användas jämfört med motorn i förslag två. Tack vare att växeln ligger på hjulen utsida kommer det vara minimal risk för stopp p.g.a. ogräs och sten. Vidare ges en bra möjlighet till en god inmatning av betorna.



Figur 5-4. Konceptförslag 4, kedja/rem på utsida.

5.1.5 Hydraulmotor med centrumknut

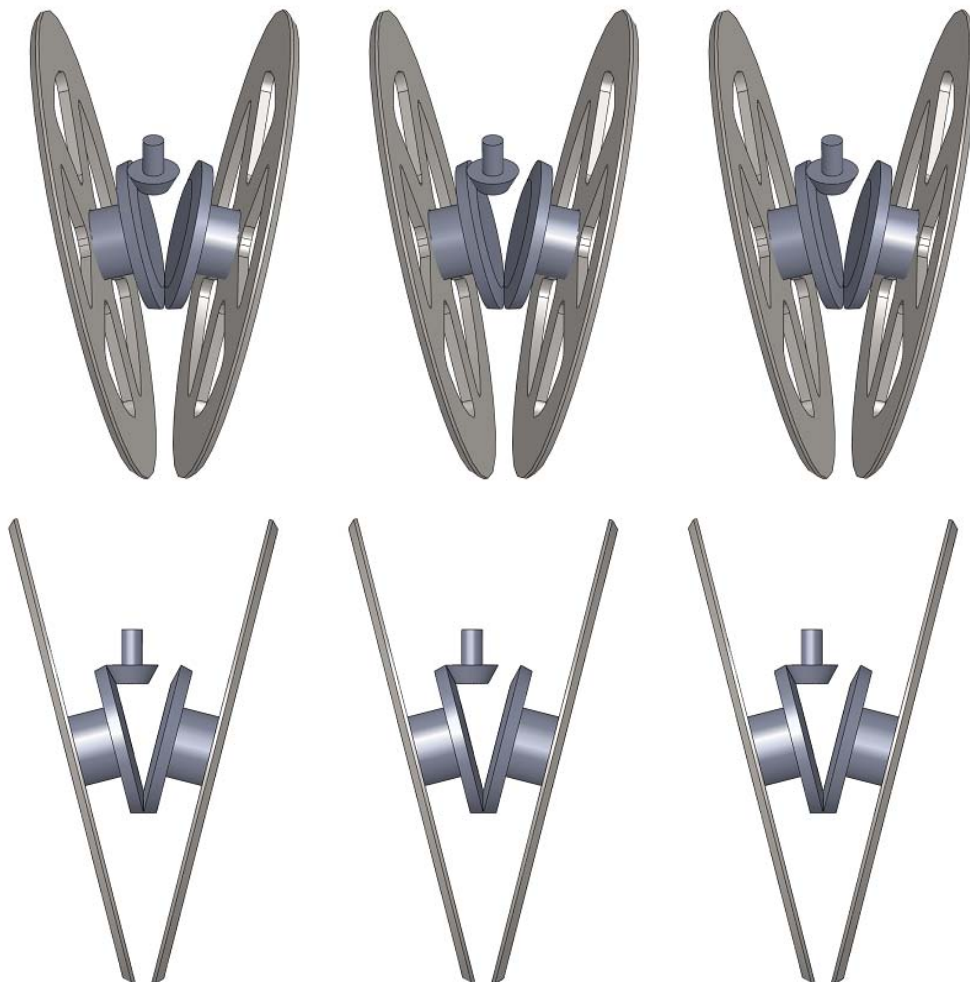
Detta förslag bygger på att en hydraulmotor med vinkelväxel alternativt en kort lågvarvig hydraulmotor driver det ena hjulet i plogen. Hjulen är sammanlänkade med någon form av drivknut t.ex. polhemsknut eller CV-knut. På detta sätt kan antalet hydraulmotorer halveras i jämförelse med förslagen två till fyra. Möjlighet till vertikal och horisontell stenutlösning fås om en led placeras i centrum av knuten, vilket låter knuten gå från sitt vinklade driftläge till rakställt.



Figur 5-5. Konceptförslag 5, hydraulmotor med centrumknut.

5.1.6 Fördelningsväxel med koniska kugghjul

Detta förslag liknar den princip som används hos ett flertal av konkurrenterna, fördelningsväxel med stående hydraulmotor. En variant kan bestå av en stående hydraulmotor som via ett konisk pinjongdrev går över till ett koniskt drev som är kopplat till det ena hjulet som sedan själv i ett annat ingrepp är kopplat till ytterligare ett koniskt drev som är kopplat till det andra hjulet. Dreven och lagringarna är sedan inneslutna i ett hus som förbinds med övriga upphängningen. Denna har samma fördel som förslag fem med endast en motor per plog. Individuell vertikal stenutlösning är möjlig men inte horisontell eftersom de båda hjulen är stelt knutna till varandra i och med växel-lådan. Nackdelarna är tillverkningen av växelåds-huset som lämpligen gjuts samt att specialdreven blir relativt dyra för en lågvolymsserie.



Figur 5-6. Konceptförslag 6, fördelningsväxel med koniska kugghjul.

5.2 Koncepturval

5.2.1 Concept Screening [1].

Tabell 5-1. Concept Screening

| Koncept Kriterier | Referens 0 Befintlig lös- ning | 1 Axel och knut | 2 Hydraulisk navmotor | 3 Kedja/rem På insida | 4 Kedja/rem på utsida | 5 Hydraulmotor med centrum- knut | 6 Fördelningsväx- el med koniska kuggjul |
|--|--------------------------------------|-----------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--|--|
| Förbrukning av slitdelar | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Klarar svåra jordar | 0 | + | + | + | + | + | + |
| Risk för stopp | 0 | 0 | 0 | 0 | + | 0 | 0 |
| Servicevänlig | 0 | - | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Underhållsintervall | 0 | - | + | - | - | 0 | + |
| Driftsäkerhet | 0 | + | + | + | + | + | + |
| Kostnad | 0 | - | - | - | - | - | - |
| Möjlig med individuell horisontell stenutlösning | 0 | 0 | + | + | - | + | - |
| Möjlig med individuell vertikal stenutlösning | 0 | - | + | + | 0 | + | + |
| Summa + | 0 | 2 | 5 | 4 | 3 | 4 | 4 |
| Summa 0 | 9 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 3 |
| Summa - | 0 | 4 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 |
| Total | 0 | -2 | 4 | 2 | 0 | 3 | 2 |
| Ranking | 5 | 6 | 1 | 3 | 5 | 2 | 3 |
| Går vidare | Nej | Nej | Ja | Nej | Nej | Ja | Nej |

Jag valde att gå vidare med förslag två, hydraulisk navmotor, samt förslag fem, hydraulmotor med centrumknut. Detta för att de fick bäst resultat i Concept Screening samt ses som tillverkningsbara av Edenhall. Anledningen till att förslag sex som rankades som tredje bästa inte gick vidare var främst för att den ansågs för dyr att tillverka samt att den inte var möjlig att utrusta med horisontell stentlösning.

5.2.2 Vidareutveckling

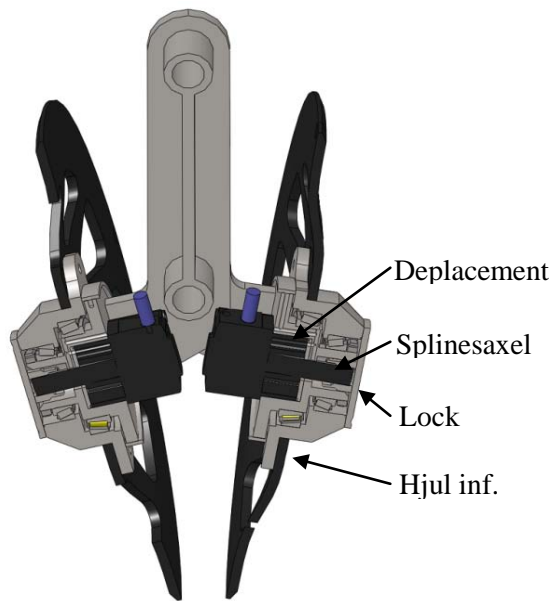
De två vinnande koncepten från "Concept Screening" vidareutvecklades för att kunna göra ett mer precist slutgiltigt val med större chans att hitta den bästa lösningen.

5.2.2.1 Vidareutveckling av förslag 2, hydraulisk navmotor

Ganska snabbt insågs att det var radavståndet och därav bredden av plogen som var starkt begränsande. Tester gjordes i CAD med ett antal kommersiella navmotorer till bland annat minigrävare. Dessa fick knappt plats och var väldigt dyra. Försök att få plats med en standard gerollermotorer i kortutförandet dvs. en kort lagerlös gerollermotor gjordes. Slutliga alternativet blev att demontera den främre flänsen på motor samt svarva displacementsegmentet utvändigt. Detta för att sedan kunna fälla in det i ett lagerhus innehållande två koniska lager där det ena placerades över displacementet. Axeln från motorn anslöts via ett splinesförband till locket som via ett bultförband driver navet som slutligen är bultat i hjulet.



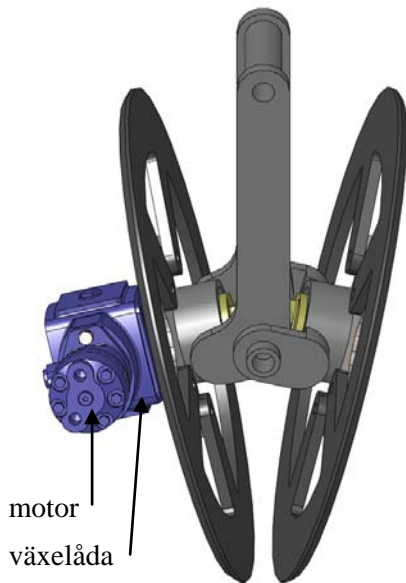
Figur 5-7. Förslag 2 framifrån



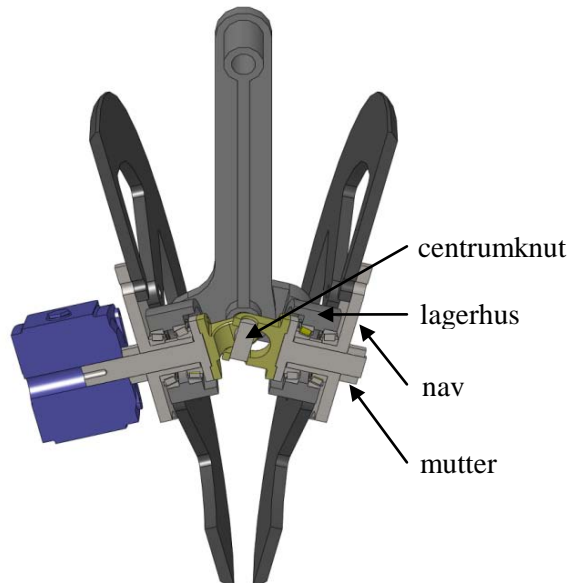
Figur 5-8. Förslag 2 genomskärning

5.2.2.2 Vidareutveckling av hydraulmotor med centrumknut

Ett stativ med två lagerhus ritades där det ena är ledat i centrum. En drivaxel från motor och växellåda lades genom det vänstra lagerhuset fram till centrumknuten. Två kilspår togs i axeln, ett för kraftöverföring från växellådan och ett till navet. Detta för att möjliggöra montering samt förspänning av den koniska lagringen mellan nav och lagerhus. Knuten är monterad på samma vis i det högra hjulet men här med en kortare axel avslutad med en mutter för förspänning av höger lagring.



Figur 5-9. Förslag 5 framifrån



Figur 5-10. Förslag 5 genomskäring

5.2.3 Concept Scoring [1].

I concept scoring poängsätts lösningsförslagen enligt tabell 5-2, där referensen är den befintliga lösningen.

Tabell 5-2. Poängsättning

| | |
|---|-----------------------------|
| 1 | mycket sämre än referensen |
| 2 | sämre än referensen |
| 3 | lika bra som referensen |
| 4 | bättre än referensen |
| 5 | mycket bättre än referensen |

Tabell 5-3. Concept Scoring

| Kriterier | vikt | koncept | | | |
|--|-----------|---------|--------------|-------|--------------|
| | | 2 | | 5 | |
| | | poäng | viktat poäng | poäng | Viktat poäng |
| Geometri | 10 | | | | |
| Anpassning till befintlig ram | 10 | 3 | 30 | 3 | 30 |
| Funktioner | 30 | | | | |
| Möjlighet horisontell stentlösning | 10 | 3 | 30 | 2 | 20 |
| Möjlighet vertikal stentlösning | 10 | 3 | 30 | 3 | 30 |
| Möjlighet till sidorörelse | 10 | 3 | 30 | 3 | 30 |
| Hållbarhet | 40 | | | | |
| Hållbarhet för arbete i extremt smutsig och fuktig miljö | 10 | 3 | 30 | 1 | 10 |
| Antal slitdelar | 5 | 3 | 15 | 2 | 10 |
| Serviceintervall | 10 | 3 | 30 | 2 | 20 |
| Enkla hjulbyten | 5 | 3 | 15 | 2 | 10 |
| Servicevänlig | 10 | 3 | 30 | 2 | 20 |
| Produktion | 20 | | | | |
| Anpassningsbarhet till Edenhalls produktion | 10 | 3 | 30 | 4 | 40 |
| Lämplighet för lågvolymsserie | 10 | 3 | 30 | 4 | 40 |
| Total | | | 300 | | 260 |

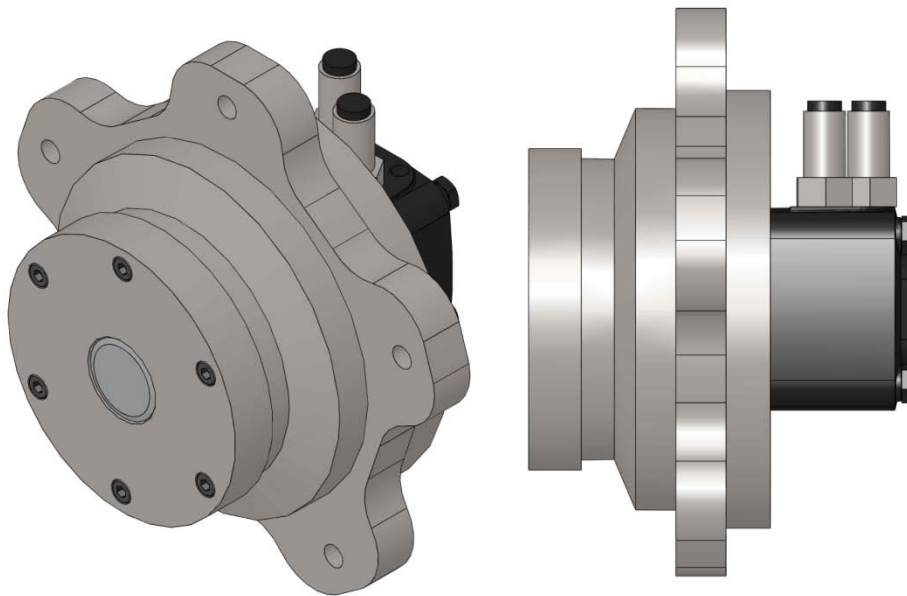
Efter andra utvärderingen är det koncept två, hydraulisk navmotor, som vinner och även den som kommer att vidareutvecklas. Detta eftersom den ser ut att ge den mest pålitliga och robusta plogen i och med sin skyddade samt integrerade konstruktion. Det som talar mot navmotorn är möjligen tillverkningen som kan bli dyrare än koncept fem.

6 Konzeptutveckling

Under konceptutvecklingen kommer endast en detaljkonstruktion av navmotorn att göras. Detta eftersom det senare under projektets gång kom fram ny data om kraftigt ökad effektförbrukning i andra tester med drivna hjulplogar från vår holländska samarbetspartner Vervaet. För att matcha dessa siffror blev navmotorn så stor att plogarna kolliderade med varandra på radavstånd under halvmeteren. Därför beslutades det att en prototypplög skulle byggas för att samla in mer data om effektbehov och verkande krafter.

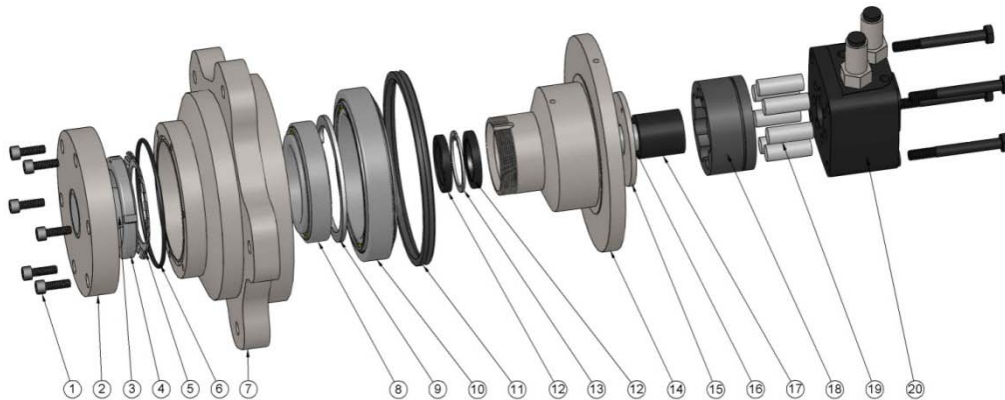
6.1 Vidareutveckling av navmotor

Navmotorn detaljkonstruerades med stor vikt på att hålla nere bygglängden för att plogen skulle kunna användas till befintliga radavstånd ner till 480 mm. Andra viktiga punkter var att den skulle innehålla en kraftig lagring samt en säker tätning mot jord, grus och vatten. Nedan i figur 6-1 ses den slutliga modellen av motorn.



Figur 6-1. Navmotor snett framifrån samt från sidan

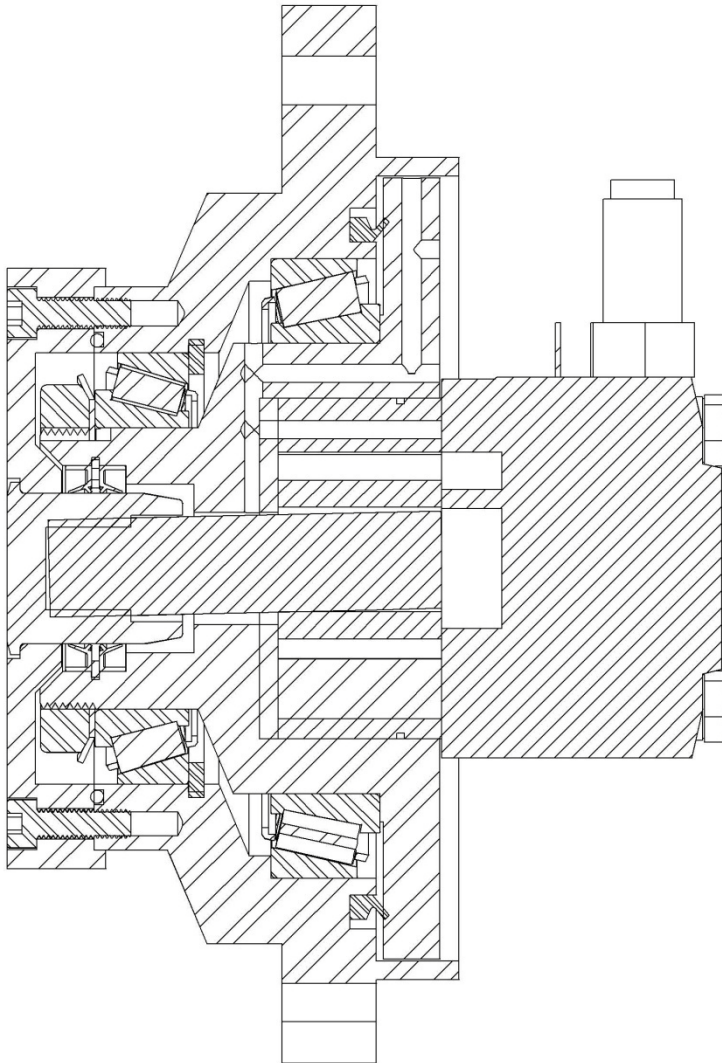
Nedan i figur 6-2 och 6-3 samt tabell 6-1 ses navmotorn med sina ingående komponenter.



Figur 6-2. Sprängd navmotor

Tabell 6-1. Ingående komponenter

| Nr. | Beskrivning | Tillverkning | Material |
|-----|----------------------------|------------------------------------|----------|
| 1 | Skruv M8 MC6S X 30 | Inköpt | - |
| 2 | Drivlock | Skuren, svarvat, svetsat | SS 355 |
| 3 | Splineshysla | Inköpt, svarvad, ingår i MS motorn | - |
| 4 | KM 15 kontra mutter | Inköpt SKF | - |
| 5 | MB 15 Låsbricka | Inköpt SKF | - |
| 6 | O-ring 118 x 3,55 | Inköpt, Dichtomatik | - |
| 7 | Nav | Skuren, svarvad | SS 355 |
| 8 | Koniskt rullager 32015 | Inköpt, SKF | - |
| 9 | Låsring SGH 115 | Inköpt | - |
| 10 | Koniskt rullager 32924 | Inköpt, SKF | - |
| 11 | Tätning v-ring, CR 401706 | Inköpt, Dichtomatik | - |
| 12 | Radialtätning WASY 40x55x7 | Inköpt, Dichtomatik | - |
| 13 | Låsring SGH 55 | Inköpt | - |
| 14 | Lagersäte | Skuren, svarvad | SS 355 |
| 15 | Gavelplåt motor | Skuren, slipad | - |
| 16 | Splinsad kardan | Inköpt, ingår i MS motorn | - |
| 17 | Gerollerhjul | Inköpt ingår i MS motorn | - |
| 18 | Displacement | Inköpt, svarvad, ingår i MS motorn | - |
| 19 | Rullkroppar | Inköpt, ingår i MS motorn | - |
| 20 | Fördelare, bakstycke | Inköpt, ingår i MS motorn | - |



Figur 6-3. Genomsnitt av komplett navmotor

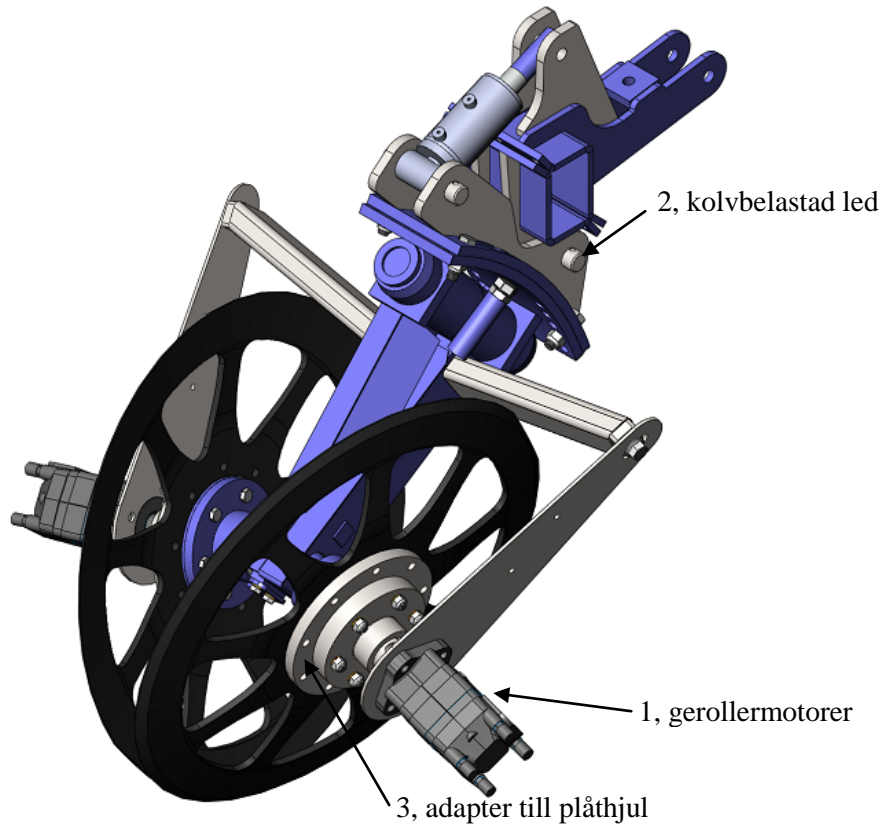
7 Prototyp för insamling av data

För att få data på effektåtgång samt verkande krafter tillverkades en enkel prototyp med standardmotorer monterade på en av Edenhalls odrivna plogar. Plogen monterades i en treradig maskin och för att få plats i ramen demonterades de övriga plogarna. Tester kördes sedan efter ett förbestämt schema med vikt på olika intressanta områden.

7.1 Konstruktion

För att kunna samla in data om verkande krafter och moment modifierades en äldre kasserad odreven hjulplog enligt figur 7-1. Plogen plockades isär, leder och kolv renoverades för att få så riktiga resultat som möjligt. Bäst resultat på verkande krafter hade fåtts om man installerat trådtöjningsgivare i de båda plogbenen. Eftersom det inte fanns tid att få tag på sådan utrustning togs beslutet att försöka klara sig på en befintlig datalogg för hydraulik. Dataloggern HMG 1000 har tre kanaler som kan förses med antingen tre tryckgivare 0- 400 bar eller två tryckgivare och en flödesgivare 20-300 l/min. Två inspelningslägen användes där den ena spelar in en sekvens på tio sekunder och med 2 ms mellan mätningarna och den andra med sekvensen hundra sekunder och 20 ms mellan mätningarna. Datan förs sedan över till programmet HMGWin där diagram över datan ritas upp, datan kan även överföras till fil som sedan ska läsas in i Excel för att räkna fram effekter, krafter och moment.

1. Till drift valdes två stycken MSY 315 cc gerollermotorer eftersom dessa med marginal klarade av det moment och varvtal som tidigare räknats fram från Vervaets hjulplogar. Dessa fästes med en klämbussning som svetsats i en adapterplatta med samma bultmönster som original gjutjärnshjul. En utskuren momentarm skruvades sedan fast i motorn samt en i plogbenet påsvetsad 80X50 VKR profil.
2. En kolvbelastad led konstruerades istället för den fasta infästningen, detta för att grovt kunna mäta belastningen på plogen och se skillnaden mellan normal drift samt även vid en störning av t.ex. en större sten. Efter detta ska man även kunna ansluta en förladdad ackumulatortank för att se om detta skulle kunna vara ett bra alternativ till vertikal stentlösning och frikoppa varje plog från den tunga ramen.
3. En adapterskiva tillverkades för att kunna testa att köra med plåthjul. Utan adapter passar standard gjutjärnshjul .

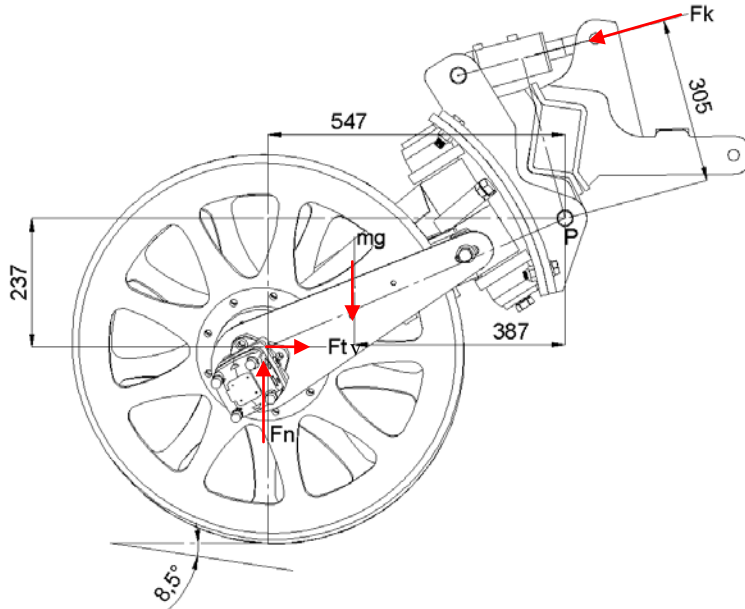


Figur 7-1. Modell av modifierad hjulplog

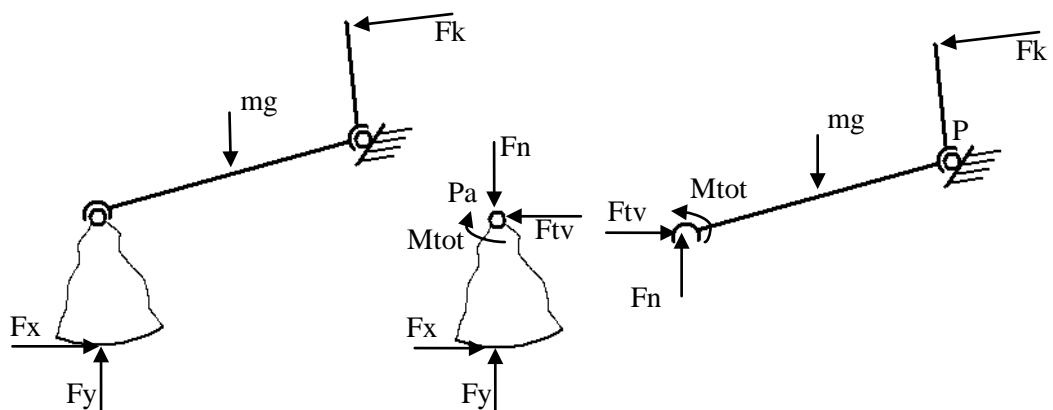
7.2 Mätpunkter

Under testkörningen mättes ett antal intressanta tryck och flöde vid olika driftförhållande. På plogen mättes flödet innan den 50/50 fördelare som förser de båda motorerna med olja. Tryckfallet över höger samt vänster motor mättes för att ta reda på moment samt effektbehov. Trycket i vertikalcyllindern mättes för att ta reda på krafterna från marken. Trycket i den befintliga horisontella stentlösningscyllindern mättes för att ta reda på hur stor kraften är som försöker sära på hjulen. Slutligen mättes trycket i dragbomscyllindern för att få reda på vad som krävs för att dra maskinen samt teoretisk effektåtgång för att dra maskinen.

7.2.1 Vertikala kolven



Eftersom systemet innehåller två okända krafter F_n och F_{tv} samt då endast kraften F_k kommer att loggas kommer även det loggade momentet till motorerna att användas för att räkna ut komponenterna F_n och F_{tv} . På den riktiga plogen ligger krafter och moment inte exakt i samma plan men för att förenkla beräkningarna kommer detta att antas. Det antas också att hela momentet ger upphov till en påtryckande kraft F_x , dock kommer en del av momentet i den verkliga plogen gå åt till att komprimera jord mellan hjulen.



| | | |
|---------|--------|----------------------------|
| $M =$ | 163 kg | Massa rörlig plog |
| $D_1 =$ | 63 mm | Diameter vertikalcyllinder |

| | | |
|--------------|-----------------------|---|
| $D_2 =$ | 40 mm | Cylinderdiameter kolv 2 |
| P_k | Pa | Trycket på vertikalcyklinderns plussida |
| M_{tot} | Nm | Sammanlagda momentet från motorerna |
| F_n | N | Vertikala kraftkomponenten i hjulinfästningen |
| F_{tv} | N | Horisontella kraftkomponenten i hjulinfästningen |
| $r_{hjul} =$ | 0,38 m | Radie hjul |
| $g =$ | 9,82 m/s ² | Tyngdaccelerationen |
| $a =$ | 547 mm | Horisontellt mått mellan centrum hjul och centrum led |
| $b =$ | 237 mm | Vertikalt mått mellan centrum hjul och centrum led |
| $c =$ | 387 mm | Horisontellt mått mellan masscentrum och centrum led |
| $k =$ | 305 mm | Vinkelrätt mått mellan hävarm kolv och centrum led |

Kraft på vertikalkolven

$$F_k = \frac{\pi D_1^2}{4} p_k$$

1) Vertikal jämvikt hjul, positiv neråt

$$F_n - F_y = 0 \rightarrow F_y = F_n$$

2) Horisontal jämvikt hjul, positiv höger

$$F_x - F_{tv} = 0 \rightarrow F_x = F_{tv}$$

3) Momentjämvikt runt Pa, medurs positivt

$$M_{tot} - F_x * r_{hjul} = 0 \rightarrow F_x = \frac{M_{tot}}{r_{hjul}}$$

4) Momentjämvikt runt P, medurs positivt

$$-F_k k + F_n a - F_{tv} b - M_{tot} - mgc = 0$$

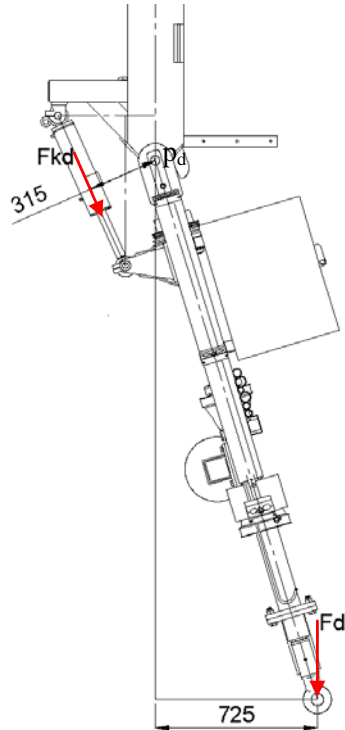
5) 2 och 3 sätts samman och ger F_{tv}

$$F_{tv} = \frac{M_{tot}}{r_{hjul}}$$

5 sätts in i 4 och F_n löses ut

$$F_n = F_k \frac{k}{a} + M_{tot} \frac{b}{r_{hjul} a} + M_{tot} \frac{1}{a} + \frac{mg c}{a}$$

7.2.2 Dragbommen



$D = 0.09 \text{ m}$ cylinderdiameter dragbomscylinder
 P_{kd} Pa Tryck på dragcylinderns plussida
 Kraft på dragbomskolven

$$F_{kd} = \frac{\pi D^2}{4} p_{kd}$$

Momentjämvikt runt punkten p_d positivt medurs

$$F_d 725 - F_{kd} 315 = 0$$

Kraft på dragöglan

$$F_d = F_{kd} \frac{315}{725}$$

7.3 Testschema

Under testkörningen följdes ett testschema upplagt för att täcka in de möjliga mätpunkterna i sina intressanta driftlägen. Detta testschema finns i bilaga A.

7.4 Testresultat

En approximation på den hydraulmekaniska verkningsgraden på MSY 315 motorn fick genom att använda ett befintligt funktionsdiagram på motorn och räkna baklänges med formel för axelmoment [6 s. 9]

$$M_{ut} = \frac{\varepsilon_m D_m}{2\pi} \Delta p \eta_{hmm}$$
$$\eta_{hmm} = \frac{M_{ut} 2\pi}{\varepsilon_m D_m \Delta p}$$

Vid 35 bar och 75 rpm är:

$$M_{ut} = 138 \text{ Nm}$$

$$\Delta p = 35 \text{ bar} = 35 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$D_m = 315 \text{ cm}^3 = 3,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\varepsilon_m = 1 \quad (\text{fast displacement})$$

$$\text{detta ger } \eta_{hmm} = 0,79$$

vid så pass lågt tryck kan den volymetriska verkningsgraden approximeras till 1

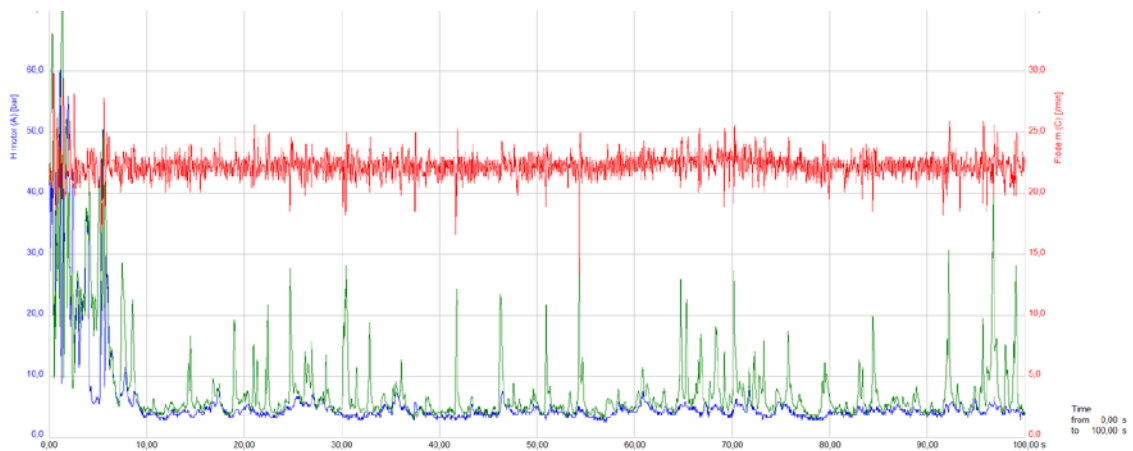
$$\eta_{hmm} = 1$$

7.4.1 Test med tandade markföljande hjul (1c enligt bilaga A)

Beskrivning

Körning i 6 km/h med lågt oljeflöde som motsvarade c:a 4,5 km/h vilket gör att motorn blir driven av marken och pumpar överskottsolja genom den parallellkopplade backventilen.

- A) Tryck över höger motor (blå)
- B) Tryck över vänster motor (grön)
- C) Flöde innan 50/50 splitt (röd)



Figur 7-2. Loggade värde (1c enligt bilaga A)

P_H är effektåtgången i höger motor, P_V är effektåtgången i vänster, P_{tot} är den totala effekten, M_H är momentet på höger motor, M_V är momentet på vänster motor, M_{tot} är det totala momentet, n är det beräknade varvtalet på hjulen utifrån det uppmätta flödet, v är hjulhastigheten baserad på oljeflödet (gäller ej då olja passerar backventilen).

Tabell 7-1. Medel och maxvärde mellan 10 till 90 sekunder, kontinuerlig drift

| | A (bar) | B (bar) | C (l/min) | P_H (kW) | P_V (kW) | P_{tot} (kW) | M_H (Nm) | M_V (Nm) | M_{tot} (Nm) | n (rpm) | v (km/h) |
|--------------|------------|------------|--------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------|---------------|
| Medel | 4,3 | 6,5 | 22,3 | 0,1 | 0,1 | 0,2 | 17,0 | 25,6 | 42,7 | 35,4 | 4,5 |
| Max | 8,5 | 36,3 | 25,6 | 0,2 | 0,5 | 0,6 | 33,7 | 143,8 | 164,0 | 40,6 | 5,2 |

Tabell 7-2. Medel och maxvärde mellan 0 till 10 sekunder, start

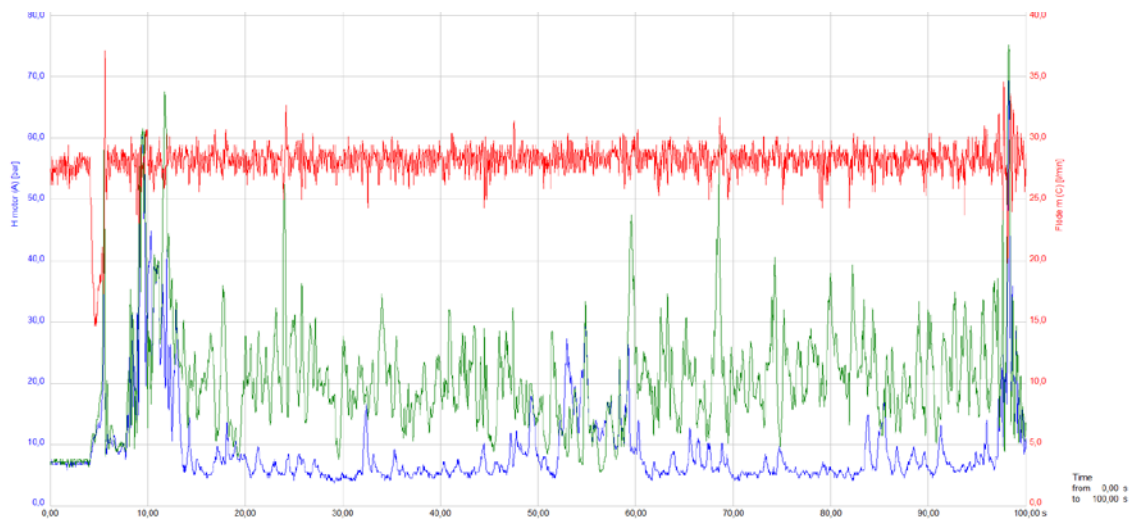
| | A (bar) | B (bar) | C (l/min) | P_H (kW) | P_V (kW) | P_{tot} (kW) | M_H (Nm) | M_V (Nm) | M_{tot} (Nm) | n (rpm) | v (km/h) |
|--------------|------------|------------|--------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------|---------------|
| Medel | 19,0 | 23,1 | 22,2 | 0,3 | 0,4 | 0,8 | 75,1 | 91,4 | 166,5 | 35,2 | 4,5 |
| Max | 60,2 | 75,2 | 29,8 | 1,1 | 1,4 | 2,2 | 238,4 | 297,8 | 441,2 | 47,3 | 6,1 |

7.4.2 Test med tandade markföljande hjul (1b enligt bilaga A)

Beskrivning

Körning i 6 km/h och oljeflöde motsvarande c:a 5,8 km/h vilket gör att motorn borde bli driven av marken och pumpar överskottsolja genom den parallellkopplade backventilen. Anledningen till att vänster motor har ett betydligt högre tryckfall än höger beror troligen på att flödesdelaren av typ flödesdelarventil är relativt oexakt och har förmodligen fördelat ut ett något högre flöde till vänster motor så att denna har kommit upp i markhastighet och börjat driva maskinen.

- A) Tryck över höger motor (blå)
- B) Tryck över vänster motor (grön)
- C) Flöde innan 50/50 splitt (röd)



Figur 7-3. Loggade värde (1b enligt bilaga A)

P_H är effektåtgången i höger motor, P_V är effektåtgången i vänster, P_{tot} är den totala effekten, M_H är momentet på höger motor, M_V är momenten på vänster motor, M_{tot} är det totala momentet, n är det beräknade varvtalet på hjulen utifrån det uppmätta flödet, v är hjulhastigheten. (gäller ej när olja passerar backventilen).

Tabell 7-3. Medelvärde mellan 10 till 90 sekunder i kontinuerlig drift

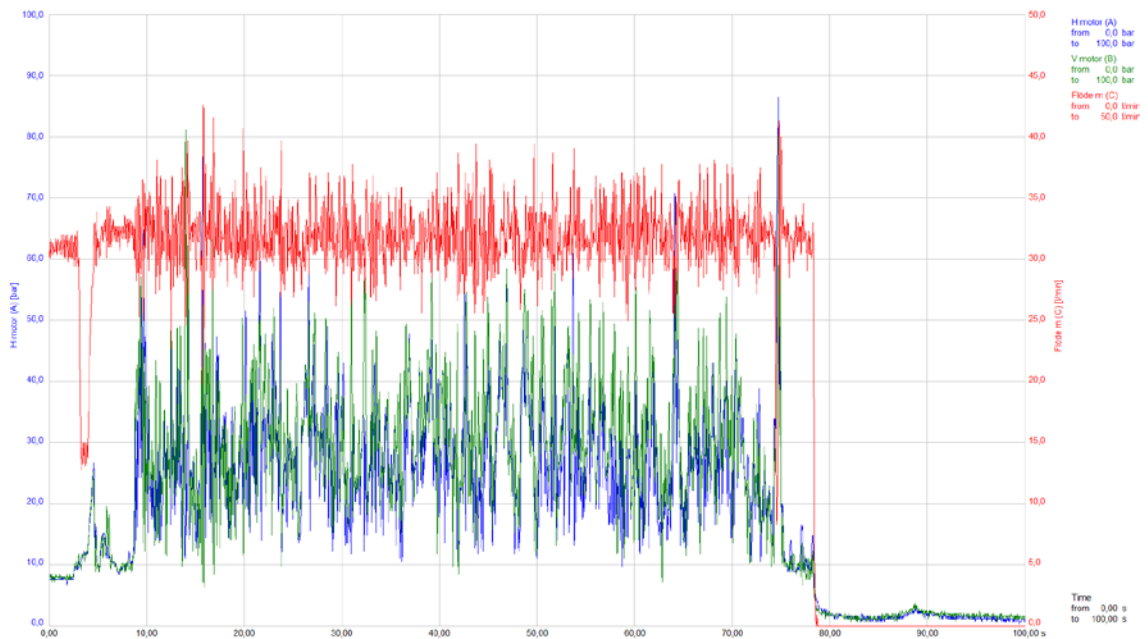
| | A (bar) | B (bar) | C (l/min) | P_H (kW) | P_V (kW) | P_{tot} (kW) | M_H (Nm) | M_V (Nm) | M_{tot} (Nm) | n (rpm) | v (km/h) |
|--------------|------------|------------|--------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------|---------------|
| Medel | 7,5 | 20,1 | 28,3 | 0,2 | 0,5 | 0,7 | 29,8 | 79,5 | 109,3 | 44,9 | 5,8 |

7.4.3 Test med släta slirande hjul (2b enligt bilaga A)

Beskrivning

Körning i 6 km/h, högt oljeflöde och släta plåthjul.

- A) Tryck över höger motor (blå)
- B) Tryck över vänster motor (grön)
- C) Flöde innan 50/50 fördelare (röd)



Figur 7-4. Loggade värden 2b

Tabell 7-4. Medel- och maxvärde mellan 10 till 90 sekunder i kontinuerlig drift

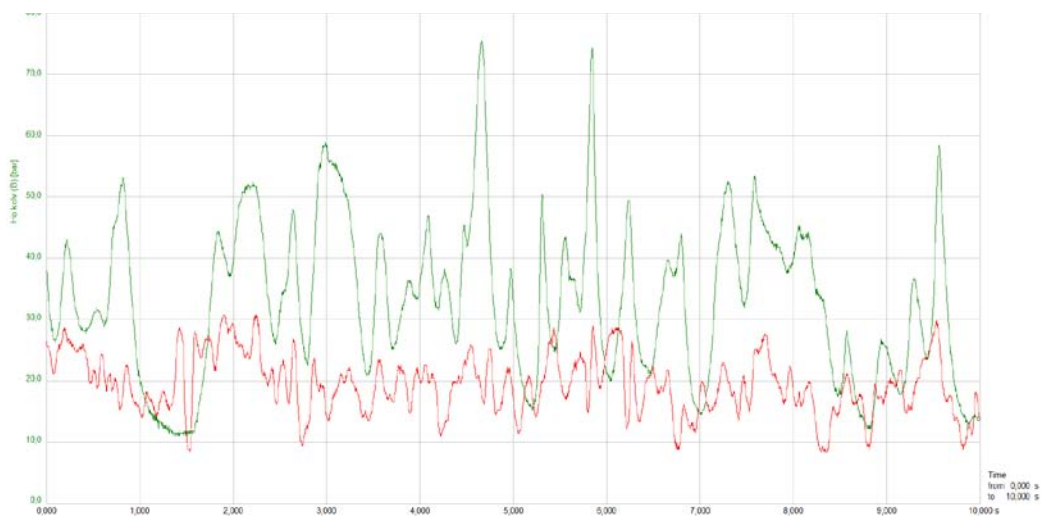
| | A (bar) | B (bar) | C (l/min) | P_H (kW) | P_V (kW) | P_{tot} (kW) | M_H (Nm) | M_V (Nm) | M_{tot} (Nm) | n (rpm) | v (km/h) |
|--------------|------------|------------|--------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|-------------------|------------|-------------|
| Medel | 27,8 | 31,7 | 32,0 | 0,7 | 0,8 | 1,6 | 110,1 | 125,4 | 235,5 | 50,8 | 6,5 |
| Max | 76,8 | 81,2 | 42,6 | 1,8 | 2,0 | 3,6 | 304,2 | 321,6 | 539,4 | 67,6 | 8,7 |

7.4.4 Belastning 1 (3d enligt bilaga A)

Beskrivning:

Traktorn kördes i 6 km/h, högt oljeflöde, slirande hjul och med de släta plåthjulen.

- A) (ej aktiv)
- B) Tryck horisontalcylinder (grön)
- C) Tryck över höger motor (röd)



Figur 7-5. Loggade värden (3d enligt bilaga A)

Samma ekvation som tidigare användes för att räkna ut maxlasten på hjulkanterna, användes för att knyta B-trycket i den horisontala stentlösningencylindern till kraften på hjulanten F_t . Skillnaden var att den äldre modellen av plogen, som användes i försöket, hade en klenare cylinder. Den hade en innercylinderdiameter på 40 mm istället för 50 mm.

$$F_t = \frac{0,04^2 \pi}{4} \frac{87}{673} p_{kolv} 10^5$$

Där P_{kolv} är trycket i den horisontella cylindern (B) i bar.

Cylinderns vinkelräta hävarm är 87 mm och markens vinkelräta hävarm är 673 mm.

Tabell 7-5. Medel- och maxvärde under 10 sekunder i kontinuerlig drift.

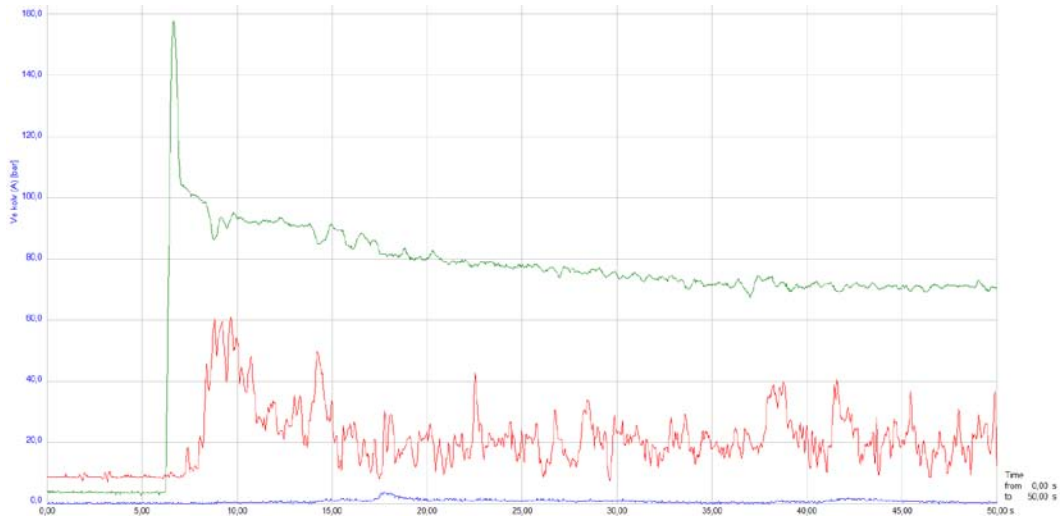
| | B (bar) | C (bar) | F_t (N) |
|--------------|--------------------|--------------------|---------------------------------|
| Medel | 33,0 | 19,5 | 536 |
| Max | 75,6 | 30,7 | 1228 |

7.4.5 Belastning 2 (4a enligt bilaga A)

Beskrivning:

Traktorn kördes i 6 km/h och upptagarramen sänktes ner. Tanken med testet var att kunna urskilja en ungefärlig storlek för kraften på plogen i färdriktningen. Ramen sattes tyvärr ner något för tidigt (vilket ses då toppen för tryck på drag och motor ligger nära varandra samt att kraften förmodligen är i minsta laget för att kunna registreras).

- A) Tryck vertikalcyllinder (blå)
- B) Tryck dragboms-cylinder (grön)
- C) Tryck över höger motor (röd)



Figur 7-6. Loggade värden (4a enligt bilaga A)

Det som kan ses är att samtidigt som motorn har sin första tryckpik faller trycket i dragkolven lite för att sedan återhämta sig. Detta kan ses på ett antal ställen till. Det känns ganska rimligt då hjulen försöker dra maskinen till viss del. Eftersom ekvationer redan har tagits fram och det skulle vara intressant att ha en uppfattning om vad som krävs för att dra maskinen, räknas krafter ut för detta. F_d är kraften på draget och P_{kolv} är trycket (B) i bar på kolven, $d = 90 \text{ mm} = 0,09 \text{ m}$. Även effekten räknades ut för hastigheten $v = 6 \text{ km/h} = 1,667 \text{ m/s}$.

$$F_d = \frac{d^2 \pi 315}{4 \cdot 725} p_{kolv} 10^5$$

$$P = F_d v$$

Tabell 7-6. Medel- och maxvärde under 50 sekunder.

| | B (bar) | F_d (kN) | P (kW) |
|--------------|--------------------|-------------------------------|-------------------|
| Medel | 79,1 | 21,9 | 36,4 |
| Max | 157,7 | 43,6 | 72,6 |

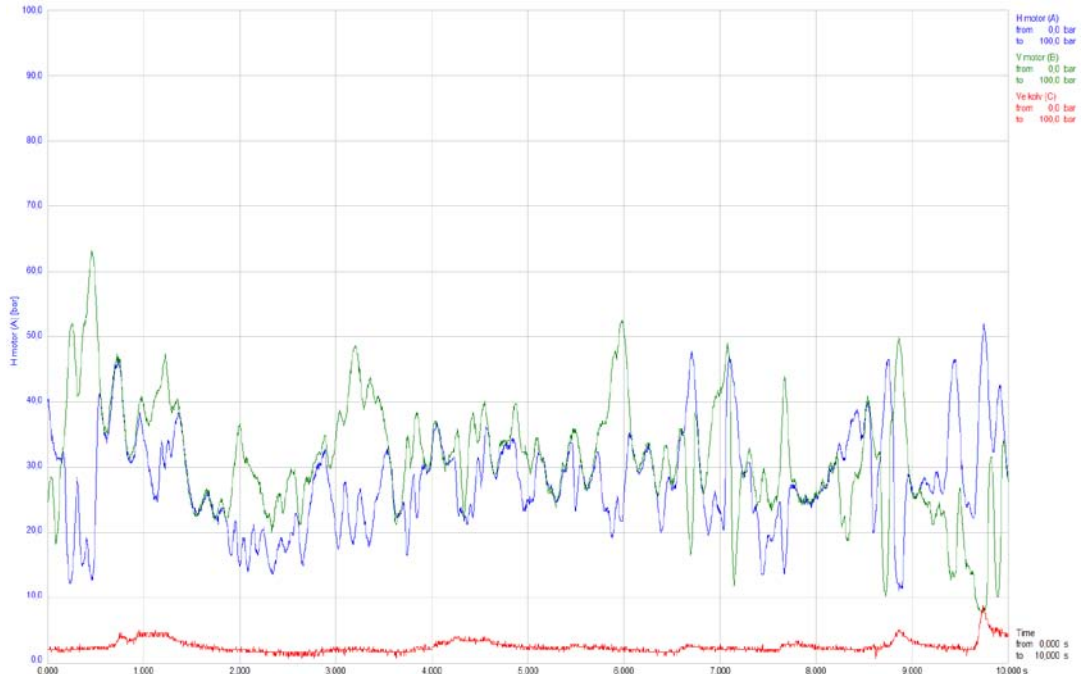
Vid första momentpiken är höger motor uppe på cirka 60 bar vilket motsvarar cirka 280 Nm. Om vänster motor antas ligga på liknande belastning borde kraften på draget minska med runt $2 * 280 / 0,340 = 1,65$ kN. Vilket i sin tur motsvarar cirka 6 bar på dragkolven, vilket är en rimlig storleksordning enligt figur 7-6.

7.4.6 Belastning 3 (5c enligt bilaga A)

Beskrivning:

Traktorn kördes i 6 km/h

- A) Tryck över höger motor (blå)
- B) Tryck över vänster motor (grön)
- C) Tryck vertikalcylander (röd)



Figur 7-7. Loggade värden (5c enligt bilaga A)

Beräkningarna gjordes med samma formler som togs fram i 7.2.1 där M_{tot} är summan av momentet på höger hjul (M_H) och momentet på vänster hjul (M_V). F_k är kraften på kolven, F_{tv} är den horisontella komponenten av kraften på benet samt F_n är den vertikala komponenten.

Tabell 7-7. Medel- och maxvärde under 10 sekunder

| | A (bar) | B (bar) | C (bar) | M_H (Nm) | M_V (Nm) | M_{tot} (Nm) | F_k (N) | F_{tv} (N) | F_n (N) |
|--------------|------------|------------|------------|---------------|---------------|--------------------------|--------------|-----------------|--------------|
| medel | 27,9 | 31,6 | 2,6 | 110 | 125 | 236 | 797 | 620 | 2308 |
| max | 52,0 | 63,2 | 8,9 | 206 | 250 | 374 | 2774 | 984 | 3402 |

7.4.7 Jämförelse mellan egna testvärden samt värden från Vervaets tester

En dialog har hållits med vår holländska samarbetspartner Vervaet angående tester med drivna hjulplogar, under tiden arbetet har pågått. Mätningarna 1-3 nedan har tillhandahållits under projektets gång.

Värde 1 (tabell 7-9), var den konfiguration som Varvaet använde till sina första tester med drivna hjulplogar precis vid projektstarten 2010-09-13 och visar ett teoretiskt maxvärde för trycknivå och effekt. Inga praktiska testvärden uppgavs här.

Värde 2 (tabell 7-9), uppgavs muntligt [7] under Beet Europé Demo-dagen i Holland (2010-10-14). Dessa värden visade sig vara ett missförstånd då de kom från en testskörd av cikoria som växer mycket djupare än sockerbetan och således innebär att plogen trycks ner betydligt djupare vilket ger upphov till en ökad effektåtgång. Då Edenhalls maskiner inte används för skörd av cikoria är dessa effekter väl tilltagna och kommer därför inte användas som underlag.

Värde 3 (tabell 7-9) kom från en testkörning i England (2011-01-12) under relativt tunga och leriga förhållande.

Tabell 7-8. Data på Vervaets hjulplog

| | |
|-------------------------------|---------------|
| Motor | MS 400 |
| Deplacement | 400 cc |
| Nerväxling motor- hjul | 2,2 |
| cc/ hjulvarv | 880 cc |
| Hjul diameter | 0,68 m |
| Flöde | 60 l/min |
| volymetrisk verkningsgrad | 1* |
| Hydraulmekanisk verkningsgrad | 0,79* |
| Hjul varvtal | 68 rpm |
| Periferihastighet | 8,7 km/h |
| Framföringshastighet | 6 km/h |

Tabell 7-9. Data från tester på Vervaets hjulplogar

| Värde | Tryckfall (bar) | Effekt (kW) | totalt moment på ut hjulen (Nm) |
|--------------|----------------------------|------------------------|--|
| 1 | 70 | 7 | 775 |
| 2 | 110 | 11 | 1217 |
| 3 | 47 | 4,7 | 520 |

*För att få en grov kompensering antogs samma verkningsgrader som tidigare räknats fram. Detta med tanke på att det var samma motortyp samt liknande förhållande som jag tidigare räknat på.

7.4.8 Total hydraulisk effektförbrukning i maskinen

Maskinen är helhydraulisk och alla funktioner, förutom kolvar och möjlig hydraulisk drivning i höger bakhjul, drivs av en och samma fördelningsväxel som via kraftaxlar är kopplade till traktorns kraftuttag.

En tidigare gjord översikt av det kompletta pumpsystemet kombinerades med tidigare loggade tryckdata för de samtliga åtta pumpslingorna. Detta för att ta reda på belastningen på fördelningslådan som alla pumparna är kopplade på. Enligt växellådans specifikationer ska den tåla en effekt på 100 kW vid 1000 rpm in. Ingående varvtal är 1000 rpm och utgående är 1500 rpm till samtliga pumpar. Elevatortank ut går endast vid avlastning av betor. Dock sker detta ofta under drift, så kallad ”flygande tömning”. Alla framräknade effekter är hydrauliska och för att få den egentliga belastningen på växellådan måste den räknas upp med den hydraulmekaniska verkningsgraden. Eftersom inga verkningsgradsdata hittades i databladen för pumparna uppskattas den hydraulmekaniska verkningsgraden till 85 %, den volymetriska verkningsgraden som hade använts innan var 95 %. Tot* i tabell 7-10 är den totala effekten där funktionen ”elevatortank ut” är fråndragen. Från uträkningarna kan det ses att växellådan är relativt fullutnyttjad och stundtals överbelastad. D.v.s. att inga större ökade effektuttag kan göras utan risk för haveri av fördelningsväxeln. Om den nya hydrauliska hjulploggen totalt inte förbrukar betydande mer än hydroplogarna som de kommer att ersätta, kan pumpen i så fall kunna placeras i fördelningsväxeln. Om effekten överskrids behöver man antingen gå upp till en större växellåda eller placera ytterligare en växellåda med pump till hjulplogarna före fördelningsväxeln.

Tabell 7-10. Hydrauldata för komplett betupptagare

| Pump cm ³ | Flöde Liter/min | Funktion | p Ø bar | p max bar | M _{in} Ø Nm | M _{in} max Nm | P _{in} Ø kW | P _{in} max kW |
|-------------------------|--------------------|------------------------|------------|--------------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|---------------------------|
| 65 | 93 | Slaghack | 120 | 180 | 146 | 219 | 23 | 34 |
| 36 | 51 | Matta rensverk | 60 | 67 | 40 | 45 | 6 | 7 |
| 26 | 37 | Disctoppare | 40 | 60 | 19 | 29 | 3 | 5 |
| 65 | 93 | Elevatortank ut | 200 | 240 | 243 | 292 | 38 | 46 |
| 46 | 66 | Paddelaxel | 40 | 80 | 35 | 69 | 5 | 11 |
| 36 | 51 | Rensverk | 70 | 90 | 47 | 61 | 7 | 10 |
| 46 | 66 | Roulett 3 | 100 | 210 | 86 | 181 | 14 | 28 |
| 42 | 60 | Hydroplogar | 100 | 120 | 78 | 94 | 12 | 15 |
| Tot | 516 | | | | | Tot | 109 | 156 |
| | | | | | | Tot* | 71 | 110 |

7.5 Slutsatser av testresultat

Testerna gjordes i relativt bra förhållande på lätt jord med sparsamt med sten. Uppmätta tryck kan därför inte ses som några maxvärden utan är en fingervisning om vilken storleksordning dessa ligger i.

7.5.1 Effektbehovet

Effektbehovet har ställt till det många gånger under projektets gång. Att effekter på närmare 11 kW redovisades var en stor bidragande faktor till att navmotorn uteslöts eftersom detta var i överkant på vad den kunde prestera. En annan fråga var varifrån effekten skulle tas eftersom den befintliga fördelningsväxeln till hydraulmotorerna inte skulle klara en så pass hög effekthöjning. Senare visade det sig att en rimligare effektförbrukning ligger mellan 2-5 kW per plog och då med ett maxmoment mellan 220-550 Nm. Under testerna med den parallellkopplade backventilen stod det också klart att om man vill (under bra förhållanden) sänka effektförbrukningen samt slitaget på hjulen, går det att sänka oljeflödet till motorn och låta motorn frihjula utan att hjulen stannar, även med släta plåthjul.

7.5.2 Krafter

Kraften F_t som försöker sära på hjulen låg i medel på 0,5 kN och kom som maximalt upp i 1,2 kN. Detta ligger på relativt betryggande avstånd från den tidigare uträknade öppningskraften på 3,1 kN som krävs för att hjulen ska lösa ut och dela på sig.

Det krävdes omkring 22 kN i medel och 44 kN precis när maskinen startade för att dra upptagaren. Vid en framförings hastighet av 6 km/h motsvarar detta teoretiskt en effekt på 36 kW i medel och 73 kW vid start.

Den uppmätta kraften från marken med en horisontalkomponent med medelvärdet 0,62 kN och maxvärdet 0,98 kN samt vertikalkomponent med medelvärdet 2,3 kN och maxvärde på 3,4 kN låg på låga nivåer jämfört med de teoretiskt beräknade krafterna. De låga krafterna kan förmodligen förklaras med den relativt lätta jord testerna utfördes på samt att inga passeringar av markfasta stenar gjordes under tiden trycken loggades. Samplingstiden i loggern samt trögheten i hydraulsystemet är också faktorer som kan hålla nere krafterna från stötar.

8 Anpassning av Vervaets fördelningsväxel

Efter vidare kontakt med Vervaet kom det fram att vi skulle få möjlighet att köpa in samma växellåda som de använder. Detta motsvarar konceptförslag 6 som kom på tredjeplats i 5.2.1 Concept Screening. Nackdelarna med det konceptet ansågs då vara att den skulle bli för dyr att tillverka i en liten serie samt att det inte var möjligt med horisontell stenulösningen i och med att båda hjulen är stelmonterade i samma hus. Tillverkningen och tillverkningskostnaden blir inte längre ett problem om växellådan köps färdig. Möjlighet till horisontell stenulösning blir då det enda som poängmässigt skiljer detta koncept från det med högst betyg, koncept 2 hydraulisk navmotor. Efter samtal med ett antal jordbrukare visade det sig att horisontell stenulösning inte är en lika viktig funktion som Edenhall tidigare trott. Detta eftersom den befintliga hjulplogen sällan löser ut för en sten och inte heller behöver göra det, då den oftast går under eller genom plogen utan att kilas fast mellan hjulen. Utifrån detta togs beslutet att gå vidare och konstruera en plog utifrån denna växellåda.

8.1 Anpassad målspecifikation

Kriterier som måste hållas.

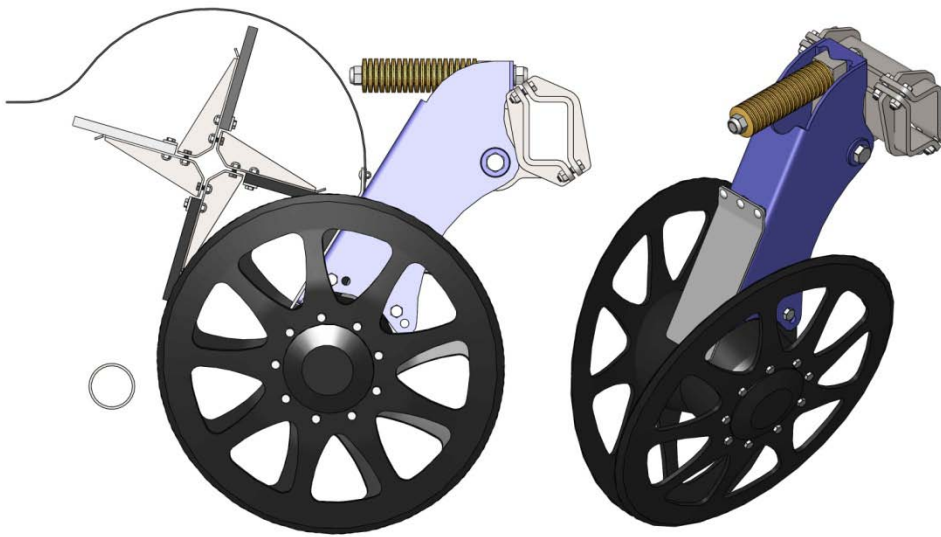
Plogen ska kunna arbeta vid den teoretiska normalarbetsbelastningen vid körning i hård mark som tidigare beräknats till maximalt 8 kN (2.2.2.1 Statisk maximal belastning). Med tanke på de dynamiska beräkningarna i 2.2.2.2 och vilka belastningar detta resulterade i på en stelt monterad plog ska upphängningen kunna begränsa max-arbetskraften till rimliga nivåer med tanke på normalarbetsbelastningen.

För att underlätta styrning av upptagaren samt viss självcentrering av plogen över betan ska plogen kunna förskjutas minst ± 30 mm i sidled.

8.2 Konstruktion av upphängning och infästning

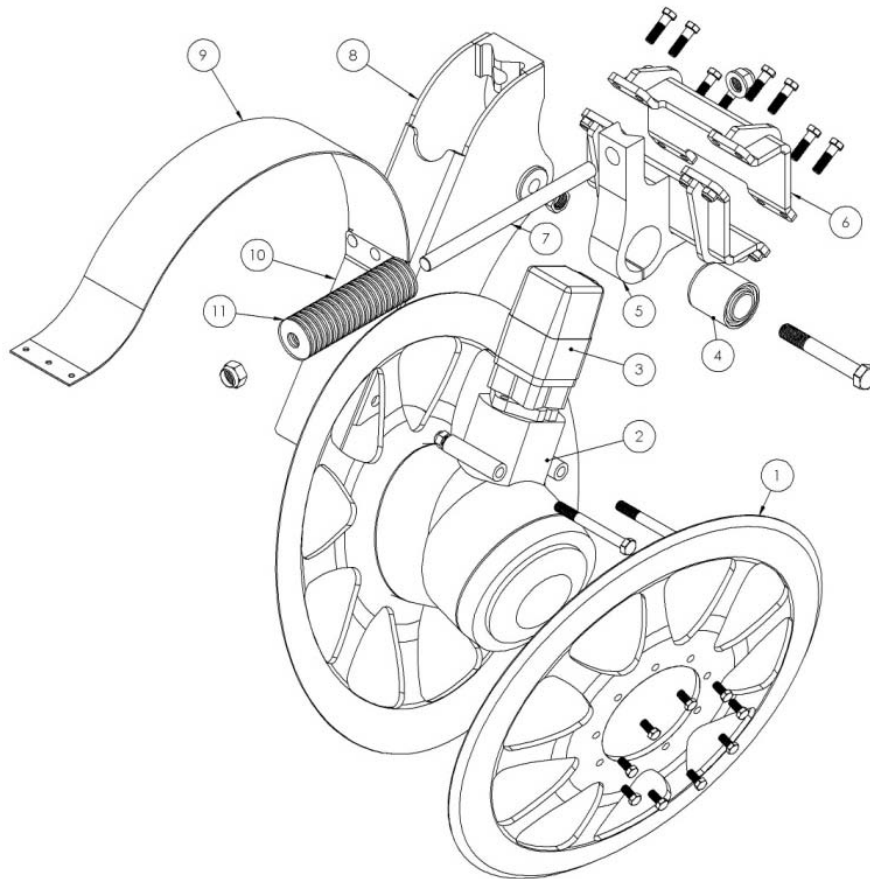
Först och främst lades en modell av växellåda, hjul och motor på rätt placering i en modell av upptagarramen och ett antal bilder på den kompletta modellen från sidan skrevs ut. Utifrån denna och hur plogen får röra sig utan att slå i intilliggande komponenter skissades ett antal förslag på upphängningen. Samtliga förslag hade möjlighet till vertikal stenulösning samt någon form av självcentrering. Det förslag som verkade mest lovande var en lösning som kombinerade de båda önskade funktionerna vilket gav ett lågt antal delar samt blev relativt kompakt vilket var ett måste eftersom utrymmet var starkt begränsat (mer om tvåfunktionsleden beskrivs i 8.2.2 vertikal stenulösning). Själva stativet konstruerades i bockad plåt med bulthål för fastskruvning av växellådan. I sidorna togs även hål för svarvade förstärkningar som var tänkt att svetsas i stativet för att öka styrkan i infästningen. Ett fräst V-block svetsades även

fast överst på stativet som ingår i tvåfunktionsleden. En slitplåt i hardox 450 häftades på stativets baksida och förhindrar att jordstänk från den intilliggande paddelaxeln nöter sönder stativet, denna är även infästning för stänkskyddet i slitplast. För att fästa plogen i balken används samma idé som den gamla plogen med ett tvådelat klämförband som bultas ihop. En CAD-modell på plogen kan ses nedan i figur 8-1. I avsnitt 8.2.1 visas en sprängskiss och ingående komponenter i plogen.



Figur 8-1. Till vänster: Plog från sida med paddelaxel samt trumma. Till höger: Plog sedd snett bakifrån.

8.2.1 Ingående komponenter

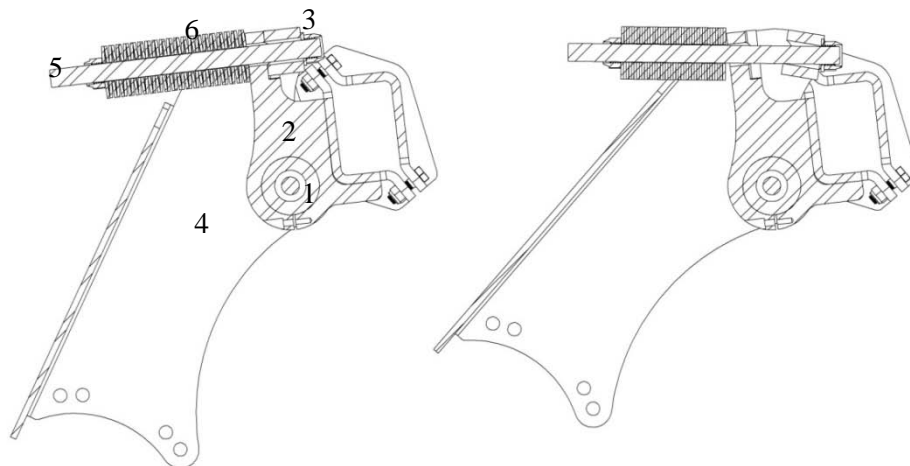


| Nr. | Beskrivning | Tillverkning | Material |
|-----|-------------------------|---|--------------|
| 1 | Hjul | Inköpt, Vervaet | Hardox |
| 2 | Växellåda | Inköpt, Vervaet | - |
| 3 | Hydraulmotor, MS 400 | Inköpt | - |
| 4 | Sfäriskt gummielement | Inköpt, Limo, 563559 eller 563353 vid behov | Gummi/stål |
| 5 | Raminf, konkavt V-block | Skuren, fräst, bockad, svetsad | SS 355 |
| 6 | Bakre ram infästn. | Skuren, bockad, svetsad | |
| 7 | Dragstång | Sågad, gängad | Dragen stång |
| 8 | Stativ | Skuren, bockad, fräst, svarvad | |
| 9 | Stänkskydd | Klippt, stansad | Slitplast |
| 10 | Tallriksfjädrar | Inköpt, ST-TAF-DIN2093 4379 | |
| 11 | Skyddsinfästn. slitplåt | Skuren, bockad | Hardox 450 |

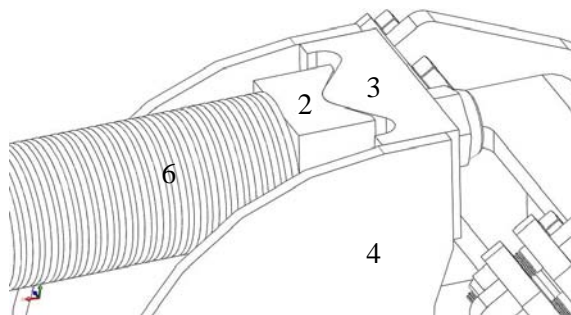
Figur 8-2. Sprängskiss och ingående komponenter i hjulplogen

8.2.2 Vertikal stenutlösning

För att uppfylla kravet om att kunna begränsa arbetskraften konstruerades en två-funktionsled bestående av ett sfäriskt gummielement (1), ett konkavt V-säte (2) som bultas stelt i ramen, ett konvext V-säte (3) som svetsat i stativet (4). De två V-blocken hålls normalt sammanklämda med en genomgående stång (5) med gängade ändar förspänd med 40 stycken tallriksfjädrar (6). Så länge kraften inte överstiger förspänningen, som kan ställas motsvarande 8 kN på hjulen, fungerar den som en led kring vertikalaxeln mellan centrum på gummielementet och kontaktlinjen mellan de båda V-blocken. Det konkava V-blocket har ett antal grader trubbigare vinkel vilket också ger väldefingerade ändlägen. Leden kan svänga ± 5 grader vilket ger en möjlig sidoflyttning av hjulen på c:a ± 40 mm. V-blockens spets respektive dal är rundade för att öka bärigheten. När förspänningen överskrids vid t.ex. en kollision med en markfast sten släpps kontakten mellan V-blocken och stativet roterar runt horisontalaxeln genom gummielementet vilket gör att hjulen lyfts. Maximal lyfthöjd är 100 mm.



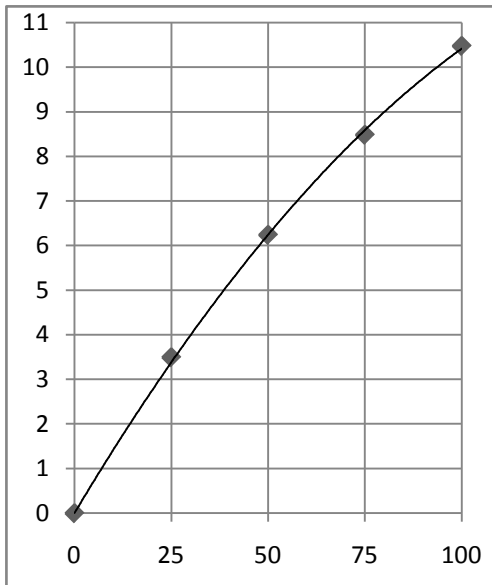
Figur 8-3. Till vänster: Genomskäring av upphängning i normal drift. Till höger: Genomskäring av upphängning vid maximal utfjädring motsvarande 100 mm höjning av hjulen.



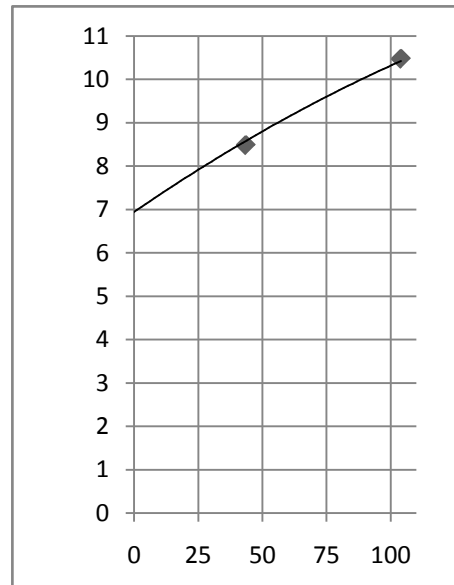
Figur 8-4. Led ovanifrån

I tabell 8-1 ses kraft på hjul som funktion av komprimeringen av tallriksfjädrarna. Förhållande är inte linjärt utan har en avtagande ökning i förhållande till komprimeringen. Detta är en fördel då den aktiva kurvan efter förspänning blir flackare och därav ger en lägre kraftökning vid fjädring. Om fjädrarna förspänns till 7 kN fås ett förhållande mellan kraft på hjulet och vertikal förskjutning av hjulets centrum enligt tabell 8-2 nedan. Vid belastning från 0-7 kN behåller hjulen sin position, över 7 kN börjar hjulen lyfta och vid en belastning av 10,3 kN har hjulen fjädrat fullt till 100 mm. Förspänningen kan lätt justeras genom att muttrarna spänns respektive lossas.

Tabell 8-1. Kraft på hjul (kN) som funktion av komprimeringen av tallriksfjädrarna (mm)



Tabell 8-2. Kraft på hjul (kN) som funktion av hjulets förskjutning (mm), förspänning 7 kN



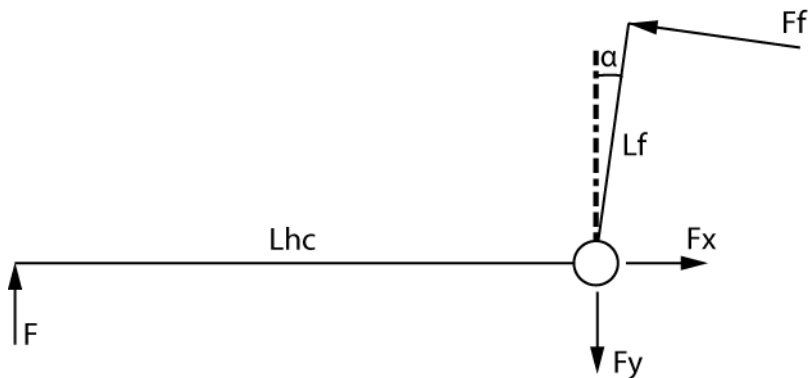
8.2.3 FEM-analys

För att verifiera att konstruktionen håller för de tidigare fastställda lasterna genomfördes ett antal FEM-analyser med Ansys Workbench. Där applicerades beräknad eller approximerad maxlast tillsammans med så naturliga randvillkor som möjligt. Detta för att få reda på maxspänningarnas storlek och position samt deformationen av konstruktionen.

8.2.3.1 Analys 1

Stativ belastat med kraften 10,3 kN vid max utfjädring.

I analysen approximerades gummielementet till en momentfri led eftersom gummits styvhet ger relativt små moment i förhållande till övriga krafter. För att slippa att ha med hjul och växellåda i analysen frilades stativet (figur 8-5) och därefter räknades krafter i infästningen ut.



Figur 8-5. Frilagd upphängning med verkande krafter.

$$\alpha = 8^\circ$$

Fjäderarmens vinkel i förhållande till vertikallinjen

$$L_{hc} = 0,435 \text{ m}$$

Hävarm mellan hjul- och gummielementscentrum

$$L_f = 0,180 \text{ m}$$

Hävarm mellan fjäder- och gummielementscentrum

$$F = 10,3 \text{ kN}$$

Maxkraft på hjulet

Momentjämvikt för gummielement, medurs positivt:

$$FL_{hc} - L_f F_f = 0$$

$$F_f = \frac{L_{hc}}{L_f} F = 24,89 \text{ kN}$$

Vertikal jämvikt, positiv uppåt:

$$F - F_y + F_f \sin \alpha = 0$$

$$F_y = F + F_f \sin \alpha = 13,76 \text{ kN}$$

Horisontal jämvikt, positiv höger:

$$F_x - F_f \cos \alpha = 0$$

$$F_x = F_f \cos \alpha = 24,65 \text{ kN}$$

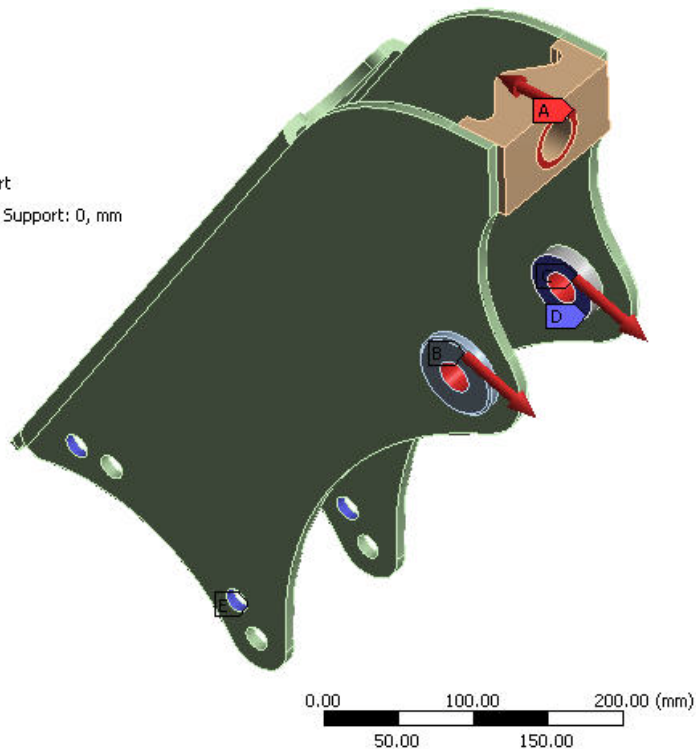
De beräknade krafterna ansattes på modellen enligt figur 8-6 nedan. De fyra bulthålen i infästningen till växellådan sattes som fast stöd men tilläts endast ta komprimerande last, detta för att se till att man inte skadar infästningen även om bulten skulle glida. De två ytorna som ska angränsa till gummiblocket låstes med en friktionsfri låsning för att simulera kopplingen mellan höger och vänster sida.

Static Structural

Time: 1, s

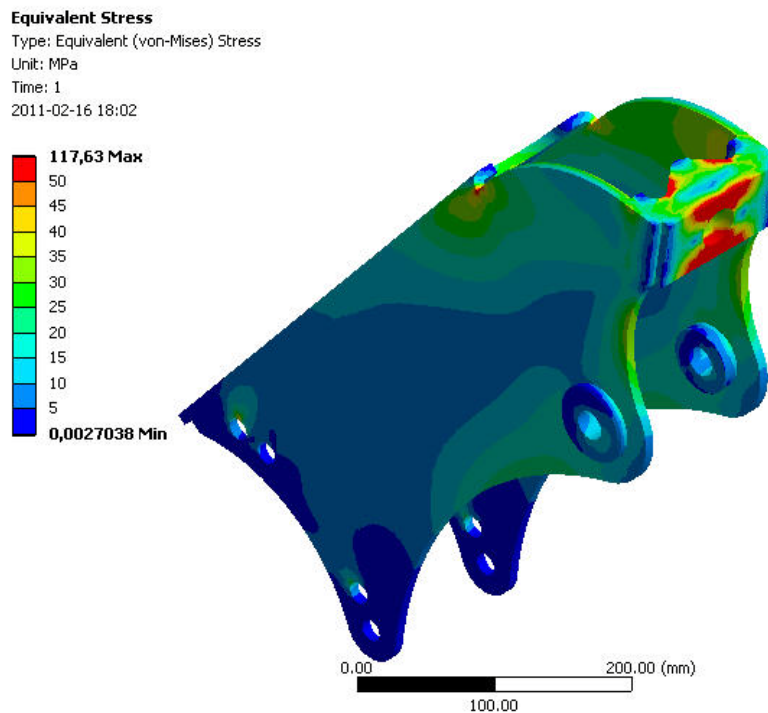
2011-02-17 19:27

- A** Force: 24892 N
- B** Force 2: 14116 N
- C** Force 3: 14116 N
- D** Frictionless Support
- E** Compression Only Support: 0, mm



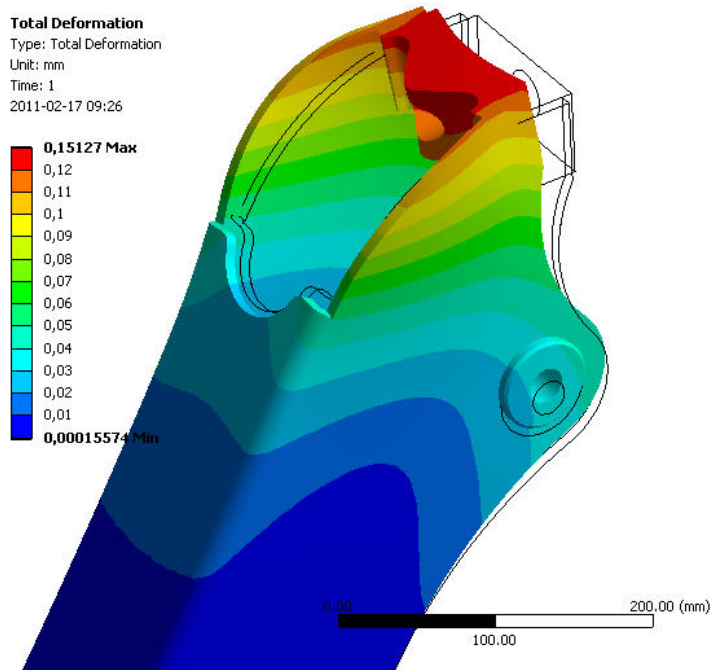
Figur 8-6. Laster och låsningar, vid max utfjädring.

Det första som granskades var effektivspänningsfördelningen i stativet, figur 8-7 nedan. Här framgår att de högsta spänningarna i stativet är omkring 50 MPa vilket kan jämföras med materialet, S 355, som har runt 350 MPa i sträckgräns. Detta ger en säkerhetsfaktor sju mot plasticering. Den svagaste delen är det konvexa V-blocket som har en maxspänning kring 118 MPa, vilket med samma material motsvarar en faktor tre mot plasticering. Stativet klarar alltså detta lastfall utan problem och tjockleken (8 mm) känns väl tilltagen för denna belastning.



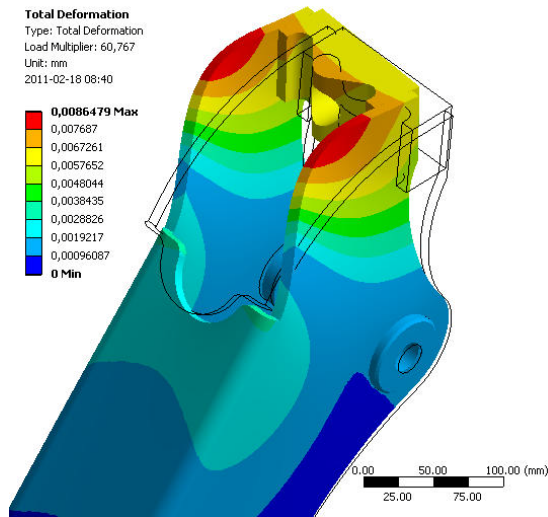
Figur 8-7. Von-Mises ekvivalentspänning

Utböjningen av stativet enligt figur 8-8 känns rimlig både till utseende och storlek med tanke på de relativt låga spänningarna.



Figur 8-8. Totaldeformation maxlast, deformationen överdriven 300 gånger.

Med samma lastfall som ovan gjordes även en linjär bucklingsanalys för att verifiera att stativet klarade den beräknade säkerhetsfaktorn utan att riskera att buckla. Detta sågs dock inte vara något problem då bucklingslasten beräknades till drygt 60 ggr högre än ansatt kraft. Nedan i figur 8-9 ses första ordningen av det beräknade bucklingsmönstret (observera att skalan endast är till för att se förhållande i hur olika delar deformeras och inte som ett absolut mått på den faktiska deformationen).

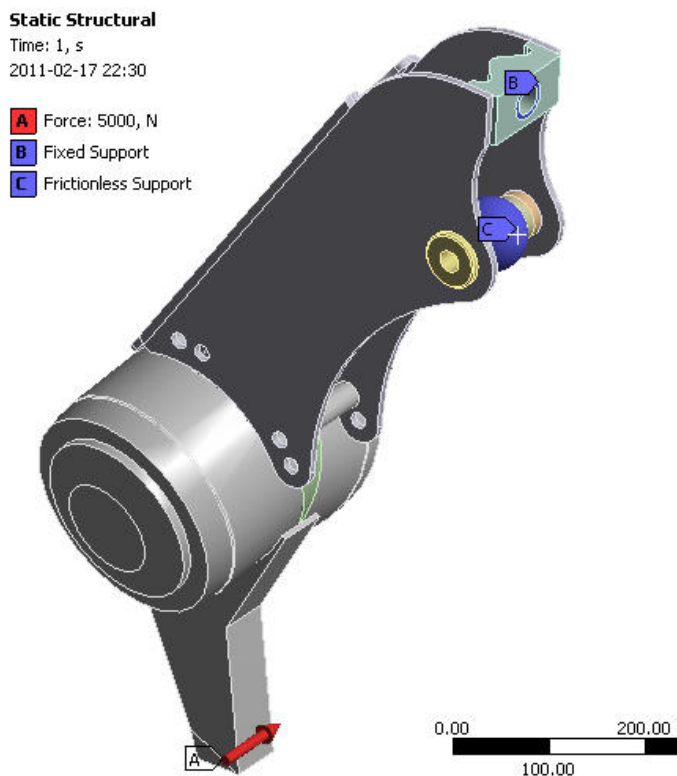


Figur 8-9. Linjär buckling

8.2.3.2 Analys 2

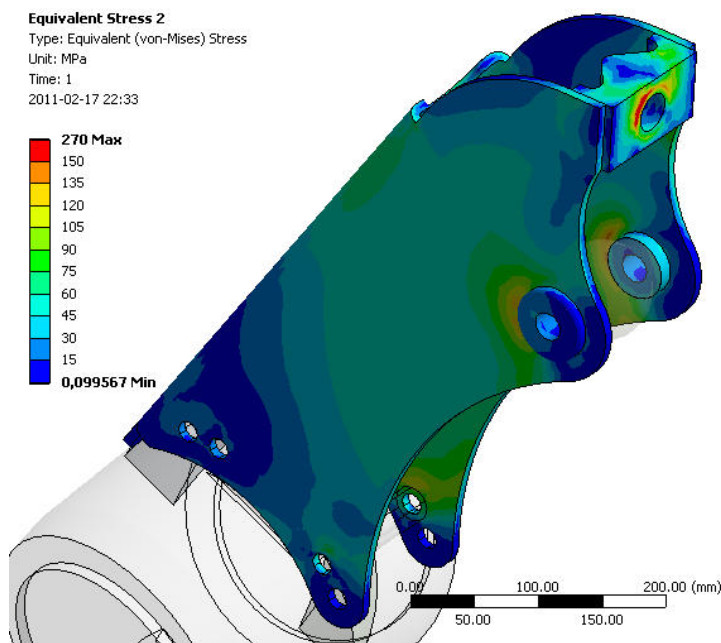
Analys 2 gjordes för att ta reda på hur bra stativet tar upp sidobelastning. Inga beräkningar eller mätningar på rimlig storlek av dessa krafter har kunnat göras. I normal drift kan stativet pendla i sidled runt gummielementet och V-blocken. Nämnvärd belastning kan uppkomma först när V-blocken går i ändläge. Ett uppskattat maxvärde på denna kraft sattes till 5 kN vilket är ungefär hälften av föregående fall. En modell av växellådan med en tillagd konsol motsvarande hjulens markkontakt lades till för att kunna applicera lasten.

Ansättningen av lasterna kan ses i figur 8-10 nedan, med ett momentfritt stöd i gummielementets centrum, detta genom att förse en svär med friktionslöst stöd på ytan. Eftersom leden vid denna last har gått i ändläge ansätts det konvexa V-blockets baksida och ena kant till fixerat.



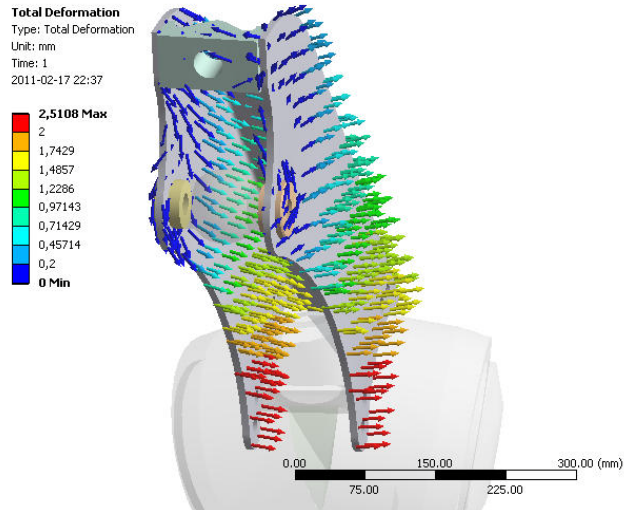
Figur 8-10. Laster och låsningar, sidobelastad upphängning.

Spänningsfördelningen granskades för sidobelastningen då konstruktionen har svårare att ta upp sidobelastning p.g.a. sitt öppna tvärsnitt och även p.g.a. förhållandet mellan last och infästning. Detta ger större böjpåkänning i plåten och därför högre spänningsnivåer. De högst belastade delarna av stativet är övergången mellan förstärkningen till gummielementinfästningen och plåten som maximalt ligger på runt 150 MPa, vilket motsvarar en säkerhetsfaktor på cirka 2,3 mot plasticering. Detta kan ses som en godtagbar nivå men en minskning av plåttjockleken bör inte göras. Maxspänningen på 270 MPa inträffar i den fast inspända ytan B. Detta är ett resultat av en överdrivet styv kontakt samt den skarpa övergången mellan fixerad och fri yta och kan inte ses som ren verklighetsspeglad spänningsnivå.



Figur 8-11. Von-Mises ekvivalentspänning

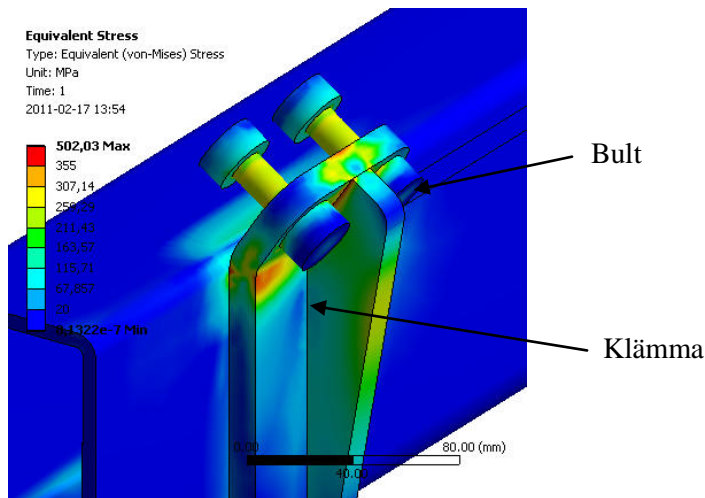
I figur 8-12 nedan kan deformationen av stativet ses vid sidobelastning. Stativet deformeras som tänkt genom en liten rotation kring gummielementet. De relativt stora utböjningarna av stativet kommer delvis av den öppna formen som relativt lätt vrider sig. Detta kan dock ses som en fördel då den låga styvheten kan rädda stativet när det går i ändläge och istället för att bli helt stumt så finns där fortfarande en liten möjlighet till flex kvar.



Figur 8-12. Deformation sidbelastning, deformationen 10 gånger överdriven

8.2.3.3 Analys 3

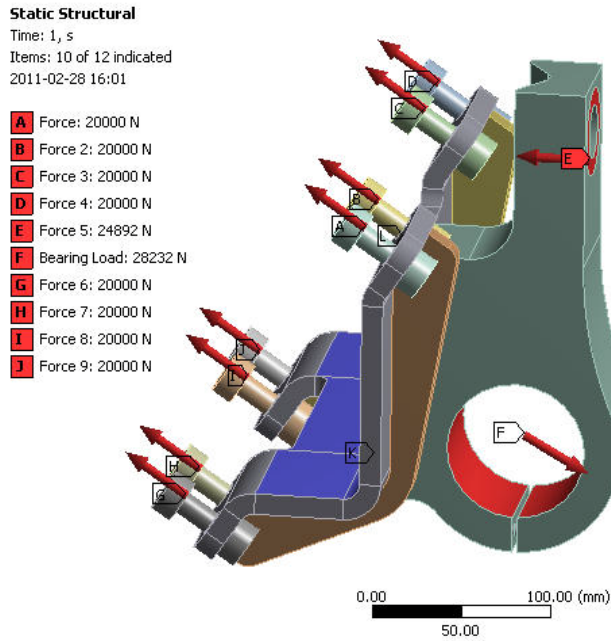
I analys 3 gjordes en beräkning på den tänkta balkinfästningen för att se vilka spänningar som uppkom vid montering. Balken ansattes till stelt fastsatt i bakkant motsvarande den andra halvan av förbandet. Ytan mellan balk och klämman sattes till sammanfogad för att få en linjär analys eftersom de intressanta områdena i bocken samt förstärkningen antogs att inte i större omfattning påverkas av detta. De båda bultarna försåg med varsin kraft på 35 kN vilket motsvarande 65 % av sträckgränsen hos en 8.8 bult [8]. Spänningsfördelningen i klämman kan ses nedan figur 8-13. Vid denna förspänning ligger klämman precis på gränsen till att plasticeras (355 MPa). Den höga maxspänningen på 502 MPa är ett resultat av den skarpa kanten mellan förstärkningen och klämman. Med en rundad fog bör inte maxspänningen överstiga 300 MPa, som kan ses på intilliggande element. Utrymmet är något begränsat, vilket gör det svårt att öka dimensionerna på förbandet, pga. av detta beslutades att plåttjockleken skulle behållas men en något reducerad förspänning skulle användas.



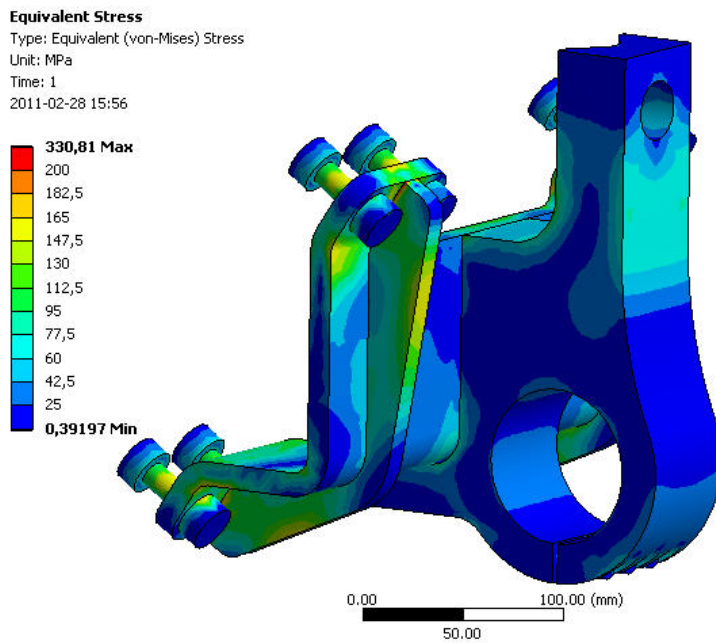
Figur 8-13. Von-Mises ekvivalentspänning för balk och klämma

8.2.3.4 Analys 4

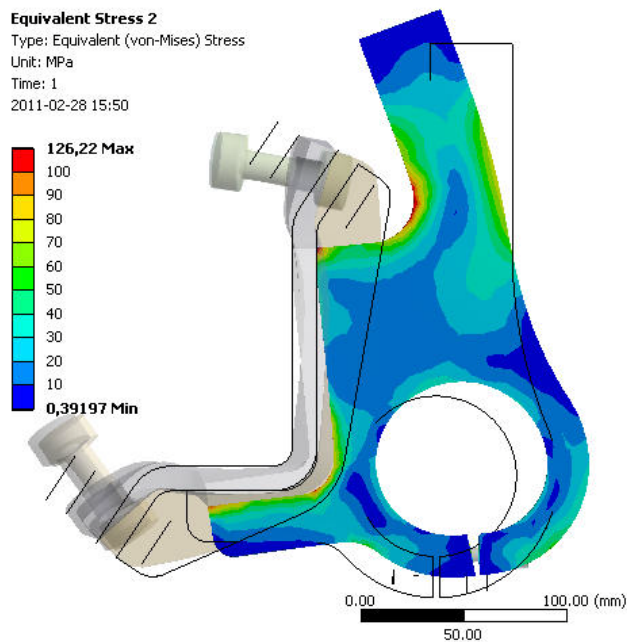
Analys 4 är en utökning av analys 3. Här har alla bultar i den bakre halvan av förbandet tagits med samt påverkan från stativet vid full utfjädring enligt belastningen från analys 1. Kraftansättningen framgår i figur 8-14 med reducerad förspänning till 20 kN per bult. På ytan balken ska vara inspänd mot, sattes alla ytorna till att endast ta emot tryckande last, vilket gör lösningen olinjär. I figur 8-15 ses spänningsfördelningen på det bakre förbandet. Först konstateras att den största belastningen kommer från monteringen av förbandet vilket är en statisk last och resulterar i knappt 200 MPa i klämman. Den höga maxspänningen på 331 MPa är ett resultat av den skarpa kanten mellan förstärkningen och klämman. Med en rundad fog bör inte maxspänningen överstiga 200 MPa, som kan ses på intilliggande element. Största spänningen i V-blocket ses i figur 8-16 och är runt 130 MPa. Denna last är dynamisk och därmed farligare i utmattningssynpunkt men då det handlar om ett teoretiskt maxläge för kraften vilket inte kommer utnyttjas varje gång samt att frekvensen för lasten kommer vara ganska låg borde konstruktionen hålla. I figur 8-16 ses endast spänningsfördelningen i V-blocket som visas från sidan med en deformation uppskalad 150 ggr. Största spänningen i blocket är på 126 MPa vilket ger en säkerhetsfaktor mot plasticering på ca 2,8 ggr.



Figur 8-14. Laster och låsningar, infästningen



Figur 8-15. Von-Mises ekvivalentspänning, infästningen



Figur 8-16. Von-Mises ekvivalentspänning och deformation V-block, deformationskalan 150 ggr.

8.3 Hydraulsystemet

Hydraulsystemet kommer att bestå av en egen pumpkrets med de fasta gerollermotorerna seriekopplade och drivna av en variabel pump. Pumpen ska antingen monteras i serie på en av de befintliga grenarna på fördelningsväxeln tillsammans med övriga pumpar. Alternativt om effektuttaget blir större än fördelningsväxeln klarar skall den monteras innan fördelningsväxeln till en egen växellåda. Anledningen till att en variabel pump kommer att användas är att hjulhastigheten ska kunna styras efter maskinens framförelshastighet då denna varierar mellan 2-8 km/h, samt att hjulen ytterligare ska kunna justeras utanför detta. Skulle en fast pump som endast styrdes av en bypassventil vid låga drifhastigheter användas skulle den ge en drift med över 85 % förluster, vilket är orimligt med tanke på att det handlar om betydande effekter för att driva plogarna.

Tabell 8-3. Motordata

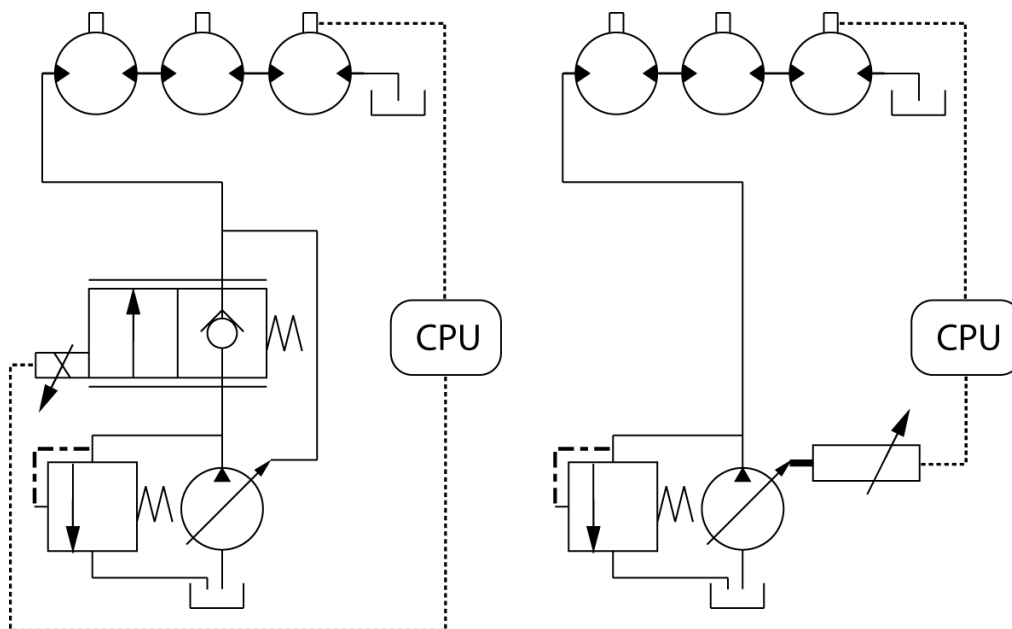
| | |
|-----------------------|---------|
| Motor | MS 400 |
| Deplacement | 400 cc |
| Nerväxling motor-hjul | 2,2 ggr |
| cc/ hjulvarv | 880 cc |
| Hjuldiameter | 0,68 m |

Tabell 8-4. Pumpdata

| | |
|-------------|----------|
| Pump | HP A4 |
| Deplacement | 65 cc |
| varvtal | 1500 rpm |
| Max flöde | 97 l/min |
| ställtal | 0-1 |

Tabell 8-5. Driftdata

| | Min | Normal | Max | |
|----------------------|------|--------|-------|-------|
| Flöde | 13,8 | 60 | 97 | l/min |
| Ställtal | 0,14 | 0,62 | 1 | - |
| Motorvarvtal | 34,3 | 149,6 | 241,8 | rpm |
| Hjul varvtal | 15,6 | 68 | 109,9 | rpm |
| Periferihastighet | 2 | 8,7 | 14 | km/h |
| Framföringshastighet | 2 | 6 | 8 | km/h |



Figur 8-17. Till vänster: LS pump med elstyrd proportionalventil. Till höger: Manuell pump med elställdon.

Med dessa system kommer hjulhastigheten kunna regleras efter en funktion av framföringshastigheten $V_{hjul} = V_{maskin} * K$, där K är en konstant för att ställa hjulspinnets. Typiskt värde på K är 1,5, men ska kunna ställas av användaren mellan 1 och 1,75 beroende på jordförhållande.

LS pumpen styrs av ett tryckfall på c:a 20 bar. Genom att låta detta reglertryck ligga över den elstyrda proportionalventilen kan flödet q bestämmas enligt $q = C * \Delta p^{0,5}$, där $\Delta p = 20$ bar är konstant under reglerområdet. Då strypvariabeln C är en funktion av ventilens styrsignal kan flödet och därmed hjulhastigheten bestämmas. Nackdelen är att LS-trycket vid normal drift med 60 l/min kommer ge en effektförlust på $20 * 60 / 600 = 2$ kW. Då de pumpar med inbyggda ställdon som granskats varit flera ggr.

dyrare än LS-lösningen samt att egna varianter med externa ställdon känts för osäkert med avseende på robusthet och svarstid kommer LS-pumpen att användas för att få ett reglerbart flöde.

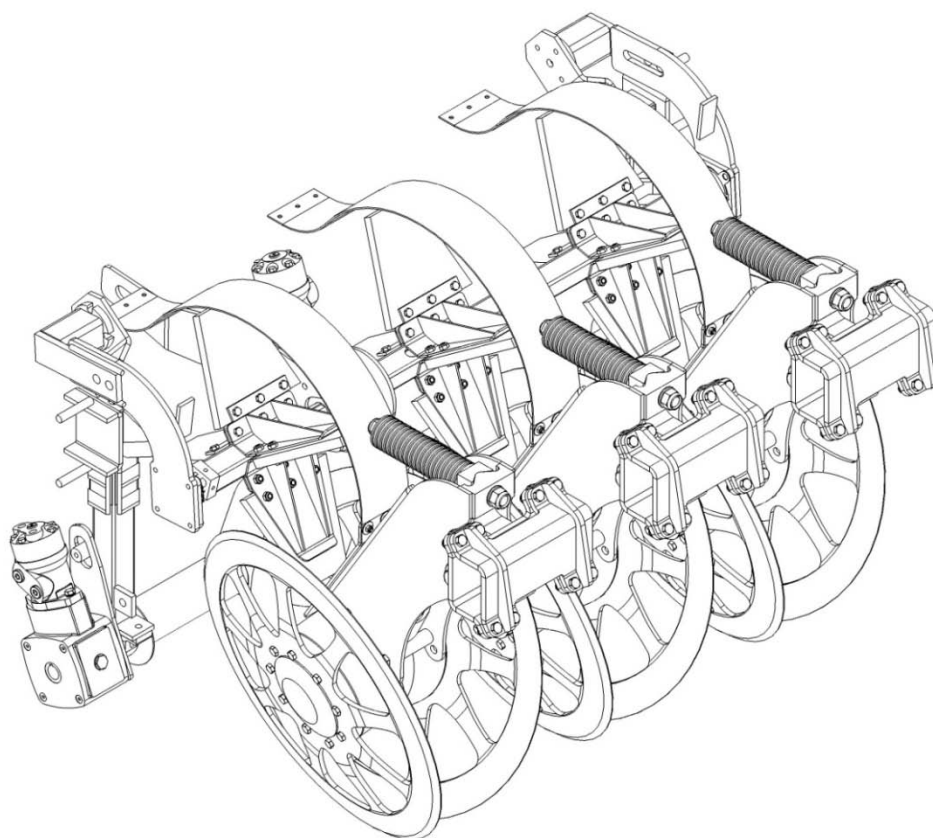
8.4 Anpassning och förbättring av övriga komponenter

Det tandade stålhjulen byttes ut mot en anpassad modell av en tidigare använd gum-mipaddel. Det gamla stativet och drivningen återanvändes men anpassades till den nya plogens geometri . Detta för att förbättra inmatningen samt att skona betorna. Ett stänkskydd i plast lades sedan runt paddeln för att förhindra onödigt jordstänk.

9 Slutgiltigt resultat

I detta kapitel kommer det slutliga resultatet att kort redovisas.

Det slutliga resultatet för projektet är en komplett treradig driven hjulplog. Denna kan med mindre modifiering av mittplogets infästning placeras i ramen på en befintlig upptagare med odrivna hjulplogar. Alternativt kan den placeras direkt i ramen på en ny tillverkad hjulplogsmaskin. Plogen kommer att testas i ett exemplar under hösten 2011 och sedan utvärderas av Edenhall för att verifiera konstruktion och funktion. Förhoppningsvis kommer den drivna hjulplogen stå som ett attraktivt plogval för 2012 års produktion.



Figur 9-1. Kompletta hydraulisk hjulplog

10 Diskussion och slutsats

I detta kapitel kommer projektets genomförande att diskuteras, slutsatser dras och även hur målen som sattes upp för projektet har uppfyllts.

Projektet har under den första hälften inte följt den raka process som beskrivs enligt ”The generic product development process”[6] enligt Ulrich & Eppinger. Detta beror på att specifikationer om nödvändigt maxmoment för plogarna har varierat samt att funktionen horisontell stenulösning gått från att ha varit viktig till mindre viktig. När vi dessutom i mitten av projektet fick möjlighet att köpa en fördelningsväxel från Varvaet, som eliminerade den höga tillverkningskostnaden som tidigare fällde koncept 6, ändrades förutsättningarna ytterligare och koncept 6, fördelningsväxel med koniska kugghjul, blev det naturliga valet. I andra halvan av projektet detaljkonstruerades därför det kompletta hjulplogssystemet med Vervaet växellåda som grund. Hade denna information kommit fram innan konceptutvärderingen, hade förmodligen mycket tid sparats, dock hade även mycket kunskap gått förlorad.

De maxlaster som har använts i FEM-analyserna är teoretiskt beräknade utifrån den fjädrande stenulösningens karakteristik. Denna är i sin tur baserad på en beräknad möjlig maxbelastning på dagens plogar med hänsyn tagen till egenvikt samt pålagd kraft från hydraulkolvarna. Detta borde ge rimliga värden för lasten men praktiska tester i hårda förhållanden bör göras för att säkerställa att konstruktionen håller.

Målet med arbetet var att utveckla en driven hjulplog anpassad för de nordiska förhållandena. Kostnaden för det kompletta systemet skulle inte bli väsentligt dyrare än de i dag vanliga vibrerande plogarna. Samtidigt skulle underhållskostnaderna sänkas i jämförelse mot de vibrerande plogarna. I och med drivningen ska den nya hjulplogen kunna arbeta i svårare förhållande än de befintliga fritt rullande systemet och på så sätt bli ett attraktivt val istället för de i dag vibrerande plogarna.

I nuläget ses målen för en robust plog anpassad för nordiska förhållanden med sänkta underhållskostnader nådda i och med lösningen som blev en enkel och robust plog med integrerat stenskydd. Systemet ser ut att ligga på ungefär samma kostnadsnivå som de vibrerande plogarna. Hur bra plogen presterar i svårare förhållanden kommer att visa sig efter höstens tester men själva drivsystemet är sedan tidigare testat av Vervaet med bevisat positivt resultat. Visar det sig att plogen håller de ovan nämnda målen även i de praktiska testerna i höst kommer den att bli ett attraktivt val istället för de i dag vibrerande plogarna.

11 Rekommendationer

I detta kapitel kommer rekommendationer om uppföljning kring detta arbete att redovisas.

Då den slutliga lösningen aldrig hann testas under projektets gång bör ett antal testkörningar arrangeras. Om möjligt under mycket leriga men även mycket torra förhållanden. Test i leriga förhållanden bör göras för att undersöka lämplig hjulhastighet i förhållande till markhastighet för att minimera påbyggnad av jord. Även tryckfallet bör mätas för att kontrollera om hydraulsystemet är korrekt dimensionerat. Test i torr, hård och gärna stenig jord bör göras för att testa så att konstruktionen håller för de mekaniska påfrestningarna samt att stenulösningssleden kan ställas till önskat öppningstryck och att den fortfarande har acceptabel vertikal flyktsträcka kvar. Efter 2011 års testkörningar bör åtminstone en plog demonteras och undersökas. Framförallt bör slitage av V-blocken samt gummielementens skick kontrolleras.

Konstruktionen bör sedan anpassas även för en fyrradig maskin. Antingen genom en modifiering av ramen för att möjliggöra att paddelaxeln kan gå ut till fjärde raden utan kollision, eller någon form av ensam paddel till den fjärde plogen. Möjliga problem med hydraulsystemet kommer vara att trycket inte räcker till för en slinga med fyra seriekopplade motorer. Detta kan lösas med antingen en roterande flödesdelare eller en flödesdelande ventil, dock måste då pumpens deplacement fördubblas. Ett tänkbart alternativ är två pumpkretsar då de granskade roterande flödesdelarna var relativt kostsamma och pumpen har ett relativt lågt pris.

Referenslistan

- [1] Product Design and Development, Karl T. Ulrich University of Pennsylvania and Steven D. Eppinger Massachusetts Institute of Technology, 2008

- [2] Grimme Factory tour (elektronisk) (hämtad 2011-02-02)
<http://www.grimme.de/en/09/unternehmen.php>,

- [3] Grimme (elektronisk) (hämtad 2011-02-04)
<http://www.grimme.de/en/09/produkte/ruebentechnik/rexor.php>

- [4] Beet Europe demo guide 2010 (hämtad elektronisk).
http://www.beeteurope2010.com/index_EN.asp

- [5] Vervart (elektronisk) (hämtad 2011-01-05)
<http://www.vervaet.nl/indexuk.php>

- [6] Formelsamlig i Hydraulik och pneumatik, Institutionen för konstruktions- och produktionsteknik 1995-05-23 linköpings tekniska högskola, Sverige

- [7] Benny Poppe, Vervaet, Holland, (muntlig) (2010-10-14)

- [8] Bumax (elektronisk) (hämtad 2010-11-12)
http://www.bumax.se/teknisk_3.htm

Bilaga A: Testschema

1. Gjutna fritt rullande hjul som körs med ett något lägre oljeflöde än motsvarande markhastighet

Mät: A) Tryck höger motor, B) Tryck vänster motor, C) Gemensamt flöde.

- a) V = 5 km/h
- b) V = 6 km/h
- c) V = 6 km/h
- d) V = 6 km/h Grund +20 enheter
- e) V = 6 km/h 10 sekunder - pressar ner upptagarramen
- f) V = 0-6 km/h
- g) V = 2,3,4,5,6 km/h Växlade mätkablar, motorer, djup +20 film nr 89
- h) V = 2,3,4,5,6 km/h. Växlade mätkablar, motorer, djup +45 film nr 90

2. Plåthjul som körs med högre oljeflöde än motsvarande markhastighet

Mät: A) Tryck höger motor, B) Tryck vänster motor, C) Gemensamt flöde.

- a) V = 2-4 km/h Mycket spill. Fel grafer glömde starta dataloggern film nr 91
- b) V = 2-4 km/h Vält ner halvmånen till max, spill (byte matning fr. splitt till motor)
- c) V = 2-4 km/h Justerat minimum hjulavstånd från 65 till 45 mm, tar upp bra. Stockar lite mellan paddelhjul, vissa betor tar ett par rundor innan de är ute.
- d) V=2-5 km/h Kör djupare och får in mer jord, får in betor med hel rot samt mindre skavanker

3. Belastning 1

Mät: A) Tryck vertikal kolv, B) Tryck horisontalkolv, C) Tryck höger motor

- a) V = 3-6 km/h (felkopplat B= tryck dragbom)
- b) V = 6 km/h (felkopplat B= tryck dragbom)
- c) V = 6 km/h 10 sekunder
- d) V = 6 km/h (tar upp bra)
- e) V = 6 km/h Avstäng drift

4. Belastning 2 - Kör i konstant hastighet, har sänkt upptagarramen för att mäta kraften på draget

Mät: A) Tryck vertikal kolv, B) Tryck dragkolv, C) Tryck höger motor

- a) Kör med konstant hastighet Inget från början, plant sedan nerförbacke

5. Belastning 3 - Fortsätt med den mest lyckade

Mät: A) Höger motor, B) Vänster motor, C) Vertikal kolv

- a) V = 6 km/h 10 sekunder
 - b) V = 6 km/h 10 sekunder
 - c) V = 6 km/h
 - d) V = 6 km/h
- Mätningar