

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Fakultet for miljøvitenskap og teknologi
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2015
30 stp

Såmaskin til NMBUs autonome landbruksrobot; utforming og styrkeberegninger

Seed Drill for the NMBU Agricultural Mobile Robotic
Platform; Mechanical Design and Calculations

Rasmus Lillekvelland

Såmaskin til NMBUs autonome landbruksrobot; utforming og styrkeberegninger.

Institutt for Matematiske realfag og Teknologi



Rasmus Lillekvelland

Våren 2015

Forord

Jeg ble veldig fornøyd da jeg fikk klarsignal for å skrive en oppgave tilknyttet landbruksroboten Thorvald, som ble påbegynt ved IMT i 2014. Det gav meg mulighet til å skrive en oppgave rettet mot produktutvikling, som er fordypningen jeg har valgt i masterprogrammet, samtidig som det er et spennende og fremtidsrettet prosjekt med reelle muligheter.

Masterjobbingen fikk en pangstart i januar, da 11 spente masterstudenter tok turen til Brasil for å jobbe noen uker ved det føderale universitetet i Rio de Janeiro (UFRJ). Her ble jeg raskt linket opp med Dagfinn Klem Hafnor og Kristian Hoås, som tenkte i liknende baner som meg selv. Vi ble enige om å samarbeide om å utvikle en sårmaskin tilpasset Thorvald.

Det ble raskt klart at jeg ikke hadde peiling på landbruk, og det dukket stadig opp nye momenter som måtte tas hensyn til. Jeg hadde heldigvis noen lange flyturer, flere timer i sola, og et par dager i senga med matforgiftning å lese meg opp på. Deltakelse på Bioforskkonferansen i Hamar hjalp også på.

Konsepter ble tegnet og vurdert mens vi var i Rio, og prototyper var allerede påbegynt da vi kom tilbake til Norge. Derfra har det gått slag i slag med tegning, 3D-printing, prøving og feiling, og nå har produksjonen av sluttproduktet endelig startet opp.

Jeg vil rette en spesiell takk til Eik ideverksted ved NMBU, med Ola Omberg i spissen, som har hjulpet oss med 3D-printing til prototyper. Ola har brukt mye av sin fritid på å printe komplekse deler, og tidlig prototyping hadde ikke vært mulig uten hans hjelp. Også verkstedsgutta, og særlig Bjørn Brenna, har vært uunnværlige i forhold til å ende opp med et fysisk produkt til slutt. Jeg vil takke CAPES-SIU prosjektet for støtte til oppstarten i Brasil. Jeg vil også takke Amund Jakobsen Føyn for hjelp med motor og kraftcelle til testoppsettet vårt, og Tom Ringstad for opplæring og oppsett av resultatloggeren. Geir Terjesen har bidratt med beregninger og tabeller, Tore Ensby og Egil Stemsrud har vært behjelpelige med innspill underveis, Lars Grimstad har tatt seg tid til spørsmål rundt konseptet som ble utviklet i fjor, mens mine medstudenter Dagfinn og Kristian har vært gode støttespillere gjennom hele prosessen. Sigurd Flaatten har brukt mye verdifull tid på gjennomlesning og kommentarer, og har tidvis fungert som en god frustrasjonsbuffer når det har stått på som verst, og selvsagt min veileder Pål Johan From som har fulgt oss tett, men samtidig gitt oss så godt som frie tøyler gjennom arbeidet. Til slutt vil jeg takke venner og familie som har vært tålmodige og forståelsesfulle gjennom de siste månedene, og har godtatt at masterarbeidet i visse tilfeller har måttet gå foran andre ting. Særlig stor takk til mine foreldre som alltid stiller opp, både økonomisk, men like mye gjennom tilstedeværelse og tillitt.

Thorvald er et prosjekt som har potensiale til å fortsette i flere år her ved universitetet, og forhåpentligvis kan man om noen år se en revidert utgave rulle sående rundt på et jorde for seg selv.

Ås

11/5-2015

Rasmus Lillekvelland

Sammendrag

Denne oppgaven tar for seg design med dimensjonerende styrkeberegninger for en såmaskin til en landbruksrobot utviklet ved NMBU i 2014. For å forsøke å effektivisere arealbruken i jordbruket ble det bestemt at denne skulle så frøene i et bestemt mønster på jorden. Det finnes ingen utbredte konsepter som sår på denne måten i dag.

Gjennom en funksjonsanalyse ble hovedoppgavene til maskinen kartlagt til oppbevaring av frø, matemekanisme, frøplassering, tildekking og heisemekanisme. Deretter ble ulike løsninger for disse funksjonene, både eksisterende og nye, drøftet. Hele konseptutviklingsfasen ble gjort i samarbeid med Kristian Hoås og Dagfinn Klem Hafnor.

Maskinens energiforbruk ble vurdert som særlig viktig, da roboten er elektrisk, og har begrenset med batterikraft. Det ble derfor satt i gang et forsøk for å teste trekkraften som trengtes for å dra de ulike alternativene for frøplassering gjennom jorda. Resultatet ble brukt videre i utvelgelsesfasen for konseptet.

Alle alternativene for de ulike funksjonene ble gjennomgått systematisk i utvelgelsesdelen. Det endte med skråstilte tannhjul for frøplassering, et enkelt følgehjul for tildekking, en tønnemater for å plukke ut enkeltfrø og en svingarm drevet av et snekkegir som heisemekanisme. Utplukker og frøplassering ble testet ut med en ny prototype med lovende resultater.

Videre ble alle disse konseptene gjennomgått og optimalisert, særlig med tanke på plassbesparelse. Det ble også bestemt å lage et modulbasert oppheng for frøplassererne. Dimensjonering og materialvalg for de ulike maskindelene ble gjennomført på bakgrunn av styrke og vekt. Det ble også valgt ut en del komponenter som må kjøpes inn eksternt. Den endelige maskinen vil veie omtrent 170 kg.

Hele såmaskinen ble 3D-modelert, og en presentasjon av det endelige resultatet satt opp.

Noen forbedringspotensialer er til slutt drøftet gjennom en prosessevaluering. Konseptet har vist stort potensiale, og en fullskala prototype er nå i produksjon for uttesting på et faktisk jorde.

Abstract

This thesis addresses the mechanical design, including stress calculations, for a seed drill compatible with the NMBU agricultural robot developed in 2014. To improve the utilization of arable land, it was decided that the seeder should be able to place the seeds in a specific pattern on the field. It does not exist any well-known concepts to do this today.

An analysis of the essential functions was completed, and resulted in the need for a seed container, a feeding mechanism, seed placement, cover up of the seed hole and a lift mechanism. From this different concepts was discussed. The entire concept development phase was done in cooperation with Kristian Hoås and Dagfinn Klem Hafnor.

The energy consumption of the seed drill was seen as particularly important, as the robot is electric and has limited capacity. On this basis an experiment was set up to test the force needed to pull the different alternatives for seed placement through the soil. The result was used in the following choice of solution.

All the alternatives for the different functions was systematically gone through during the selection. The selected solutions was tilted gears, a simple press wheel, a cell wheel for feeding single seeds, and a rotating arm driven by a worm gear as a lift mechanism. The feeding mechanism and the seed placement was tested as a new prototype, with promising results.

All of the concepts was then reviewed and optimized, especially with space saving in mind. It was also decided to make the seed placement units module based. Dimensioning and material selection for the different parts was based on strength and minimizing weight. Important components that will have to be bought was also chosen. The final machine will weigh about 170 kg.

The seed drill was designed in its entirety in a 3D-modeling software, and the final result was presented.

Some areas of improvement was finally discussed through an evaluation of the development process. The concept has shown great potential, and a full size prototype is now in production for testing on an actual field.

Tabeller

1.1	En oversikt over ulike eksisterende løsninger	15
1.2	Tabellen gir en oversikt over viktige egenskaper verktøyet må inneha	15
2.1	Tabell over de ulike symbolene brukt i oppgaven.	17
2.2	Tabell over de ulike formlene brukt i oppgaven.	19
2.3	Tabell over software benyttet i oppgaven.	23
2.4	Tabellen oppsummerer viktige egenskaper til aktuelle materialer	26
4.1	Oppsummering av resultatene fra testing av de ulike løsningene for frøplassering. Verdiene 1-6 er gjennomsnittlig trekraft over tid for de ulike målingene.	45
5.1	Utvalgsmatrise for de ulike konseptene for frøplassering.	49
5.2	Tabellen gir en oversikt over de valgte alternativene.	51
5.3	Tabellen oppsummerer antall såhull med antall korn.	52
6.1	Tabell over ulike komponenter omtalt i dette kapitlet. Numrene refererer til figur 6.1.	57
6.2	Tabellen viser egenskapene til den valgte fjæren for å holde jevnt marktrykk.[1]	59
6.3	En oversikt over valgene gjort i ANSYS	62
6.4	Tabellen gir en oversikt over viktige komponenter som må kjøpes inn.	78
6.5	Tabellen oppsummerer de ulike valgene gjort underveis.	79

Figurer

1.1	Bildet viser Thorvald slik han så ut 24.04.15.	11
1.2	Figuren viser prognosene for landbrukets totale produksjonsfaktor opp mot behovet frem mot 2050. [27]	12
1.3	Et utvalg eksisterende konsepter for såmaskiner.	14
1.4	Illustrasjonen viser de to gjentakende mønstrenen for kulepakking i to dimensjoner, firkantet og heksagonal kulepakking. Bildet er hentet fra Wolfram Research Inc.[26]	15
2.1	Figuren viser en elastisk linje (blå) for en horisontal bjelke (sort) belastet fra undersiden (røde piler).	21
2.2	Figuren viser en sammenligning av energiabsorpsjonen for stål og aluminium ved gitte trykkspenninger [55].	25
2.3	Figurene viser et utvalg lagre. Figur a viser lagre som tar opp både radielle og aksielle krefter, mens figur b er radiallagre. Vinkelen α viser vinklede kontaktflater, mens de sorte pilene viser mulige kraftretninger. Både rullelagre og kulelagre er representert. [20]	27
2.4	Her ser vi to typer reimoverføringer. Til venstre har vi flatreim, mens høyre figur illustrerer en kilereim med tre V-profiler. [50]	28
2.5	Figuren viser en standard tannreim. [14]	29
2.6	Figuren viser et typisk kjede. [14]	29
2.7	Figuren viser to strekkfisker, der de ulike endestykkene er representert [4].	30
2.8	Figur a viser en typisk fjær som tar opp strekkrefter, mens fjæren i figur b også kan ta opp trykkrefter. [48][28]	31
3.1	Funksjonsanalyse for såmaskinen oppsummert i en hierarkisk figur	33
3.2	Figuren viser en typisk slepesålabb. Denne spesifikke varianten er hentet fra Kvernland[6].	34
3.3	Figuren viser en typisk skållabb. Denne spesifikke varianten er hentet fra Kvernland[6].	34
3.4	Figuren viser tre ulike punch planters som plasserer enkeltfrø på jordet	35
3.5	Figuren viser en enkel tegning av tannhulløsningen med åpne tenner.	36
3.6	En enkel tegning av kornstikkeren. En kamaksling er her tenkt å drive de små stemplene opp og ned.	36
3.7	Her vises to ulike måter å tildekke såbedet etter såing. Figur a viser et enkelt følgehjul[41], mens figur b viser alternativet med to tiltede hjul i vinkel.[13]	36
3.8	Illustrasjon av en pneumatisk matemekanisme. Gjengitt fra Vogel&Noot[57].	37

3.9	Tegningen viser funksjonaliteten til Kvernelands Miniair Nova. På baksiden er det festet en vakuumpumpe som suger frøene til seg. [7]	38
3.10	Figuren viser prinsippet bak en beltemater [10].	39
3.11	Figuren viser prinsippet bak en typisk tønnemater [10].	39
3.12	Figuren viser to ulike typer effektoverføring.	40
4.1	Figuren viser testoppsettet for måling av drakraft for de ulike frøplassererne. Motoren med trommel er koblet til kraftcellen, som igjen er festet på testrammen med verktøy. Cellen er samtidig koblet til en logger, som sender resultatene til en PC.	42
4.2	Figuren viser testriggeren vi satt opp i den gamle jordrenna på TF fløy IV ved IMT. Øverst til venstre skimtes motoren med den oransje trommelen som er koblet med fiskesene til testrammen.	42
4.3	Bildene viser hvordan vater og tommestokk ble brukt til å stille inn verktøyopphenget på testmodellen mellom hvert bytte av verktøy.	43
4.4	Testmodellen med både disk og kniver påmontert.	44
4.5	Testmodellen med tannhjulene påmontert.	44
4.6	Figuren viser ett enkelt måleresultat grafisk fremstilt som kraft over tid. De røde strekene markerer området som er valgt for å beregne gjennomsnittlig kraft for målingen.	45
5.1	Skissen illustrerer den enkle heisemekanismen, der kun tannhjulene heves, mens verktøyets ramme står i ro.	50
5.2	Figuren viser testprototypen av den valgte mekanismen for frøutplukking og -plassering. Utplukkercellen er plassert midt mellom de to tannhjulplatene.	52
5.3	Figuren viser noen av hullene prototypen lagde i sanden, med ett korn i de fleste hullene.	53
5.4	Figuren viser stripen tannhjulprototypen har kjørt over, etter en overkjøring med et enkelt følgehjul.	53
5.5	Bildet viser hullet som ble etterlatt av tannhjulspissen i det tørre, hardpakkede området med en vekt på 20 kg.	54
5.6	Bildet viser hullet som ble etterlatt av tannhjulspissen i det fuktige, løsere området med en vekt på 10 kg.	54
5.7	Bildet viser testoppsettet på første teststed med 20 kg plassert over verktøyopphenget.	55
5.8	Her måles dybden av hullet som ble etterlatt ved teststed to til nært 3 cm.	55
6.1	Figuren gir en oversikt over de ulike komponentene som omtales i dette kapittelet. Disse beskrives i tabell 6.1	56
6.2	Figuren viser de to alternativene for generell høydeendring av sådybden. Det horisontale festet er vist i figur a, mens strekkfisken er illustrert i figur b.	58
6.3	Figur a viser hvordan marktrykket vil dytte taggen på tannhjulet opp, mens figur b viser de ulike kreftene og vinklene som avgjør hvor stor fjærkraft vi trenger for å motvirke dette.	59
6.4	Her er det skissert noen ulike moduloppsett vi har diskutert for tannhjulakslingen. De tykke sorte klumpene er tannhjul, mens streker representerer følgehjul.	61

6.5	Skissen viser et free body diagram av belastningssituasjonen for tannhjulakslingen.	61
6.6	Figur en viser nedbøyningen (DMX) og den jevnførende spenningen (SMX) regnet ut i ANSYS for tannhjulaksling med $d = 15$ mm i stål.	62
6.7	Figur a viser situasjon og mål for formel 6.1, mens figur b viser situasjon og mål for formel 6.2 [12].	63
6.8	Skissene viser free body diagram av belastningssituasjonene for modulakslingen.	64
6.9	Figuren viser vinkler og krefter benyttet i utregningen av torsjonsmomentet om modulakslingen i nedre posisjon.	65
6.10	Figurene viser nedbøyning (DMX) og jevnførende spenning (SMX) regnet ut i ANSYS for modulaksling i stål, i nedre posisjon.	66
6.11	Plottet viser nedbøyning (DMX) og jevnførende spenning (SMX) funnet i ANSYS for modulaksling i stål, med $d = 30$, i øvre posisjon.	67
6.12	Figur a viser plassproblemet for snekkegiret. I figur b er såmaskinen laget så smal som overhode mulig, og det er da akkurat plass til snekkegirene. Giret er hentet fra Mekanex sine sider [2].	67
6.13	Figuren viser hvordan heveplaten vil se ut i utforming, med de ulike målene og belastningene.	68
6.14	Figuren viser sideoppheget med ulike mål for akselinnfestningene. Grunnlengden er 880mm. Den røde markeringen er en tenkt kritisk utrivningsform.	70
6.15	Figuren viser sideoppheget med ulike mål for akselinnfestningene. Grunnlengden er 880mm. Den røde markeringen er en tenkt kritisk utrivningsform.	71
6.16	Figuren viser belastningssituasjonen for tannhjulakslingen med en enkelt hevarm.	73
6.17	Figuren viser resultatplottet fra ANSYS for belastningssituasjonen i figur 6.16 for tannhjulaksling i stål med $d = 15$	74
6.18	Figuren viser en enkel skisse av de tiltede taggene på tannhjulene, samt de dekomponerte kreftene som virker på spissen.	75
6.19	Figuren viser utformingen av magasinbunnen, vinkler for å redusere trykket fra frømengden, og lokket.	77
7.1	Den endelige utformingen av såmaskinen.	80
7.2	Figuren viser en sammenstilling av en enkelt modul.	81
7.3	Figuren viser et tverrsnitt gjennom midten av tannhjulmodulen.	82
7.4	Figuren viser et snitt av tannhjulene vist forfra.	82
7.5	Utsnittet av såmaskinen viser fjæringsmekanismen med heveplaten i nedre posisjon.	83
7.6	Den endelige såmaskinen plassert i Thorvald.	84
7.7	Her vises Thorvald med såmaskinen i sitt naturlige miljø.	84

Forkortelser

IMT - Institutt for matematiske realfag og teknologi
SNL - Store norske leksikon
NMBU - Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
E-modul - Elastisitetsmodul
SF - Sikkerhetsfaktor
CAD - Computer-aided design
UFRJ - Det føderale universitetet i Rio de Janeiro
BCC - Body-centered Cubic
FCC - Face-centered Cubic
PA - Polyamid
PE - Polyetylen
PC - Polycarbonat
PVC - Polyvinylklorid
GHI - Global Harvest Initiative
GAP - Global Agricultural Productivity
TFP - Total Factor of Productivity

Innhold

1	Innledning	11
1.1	Motivasjon	11
1.2	Eksisterende løsninger	13
1.3	Vårt konsept	13
1.4	Arbeidsfordeling	16
1.5	Mål for oppgaven	16
1.6	Begrensninger	16
2	Teori	17
2.1	Symboler og terminologi	17
2.2	Metodebeskrivelse	20
2.2.1	Pughs metode	20
2.2.2	Osborn og SCAMPER	20
2.2.3	Von Mises hypotese	21
2.2.4	Den elastiske linjens ligning	21
2.2.5	Variansanalyse for flere grupper	22
2.2.6	Benyttet software	23
2.3	Materialer	23
2.3.1	Materialeegenskaper	23
2.3.2	De vanligste materialene	24
2.4	Lager	26
2.5	Effektoverføringssystemer	27
2.5.1	Flatreim	27
2.5.2	Kilereim	28
2.5.3	Tannreim	28
2.5.4	Kjede	28
2.6	Strekfisk	29
2.7	Mekanisk fjær	30
3	Konseptutvikling	32
3.1	Funksjonsanalyse	32
3.2	Funksjonsalternativer	32
3.2.1	Frøoppbevaring	32
3.2.2	Frøplassering	32
3.2.3	Tildekking	35
3.2.4	Matemekanisme	37
3.2.5	Heisemekanisme	38

4	Test av frøplassering	41
4.1	Oppsett	41
4.2	Fremgangsmåte	44
4.3	Resultater	44
4.4	Diskusjon	46
5	Utvelgelse	47
5.1	Frøplassering	47
5.2	Tildekking	49
5.3	Matemekanisme	49
5.4	Heisemekanisme	50
5.5	Test av valgt løsning	51
5.5.1	Frøplassering og utplukker	51
5.5.2	Vekt på tannhjul	54
6	Dimensjonering og design	56
6.1	Frøplassering	57
6.1.1	Dybdejustering	57
6.1.2	Marktrykk	58
6.1.3	Synkronisering av tannhjul	59
6.2	Matemekanisme	60
6.3	Modul	60
6.3.1	Tannhjulaksling	61
6.3.2	Modulaksling	64
6.3.3	Snekkegir	68
6.3.4	Heisefunksjon	68
6.3.5	Sideoppheng	71
6.4	Plassbesparelse	72
6.4.1	Moduloppheng	72
6.4.2	Utforming av tannhjul	74
6.5	Frøoppbevaring	77
6.6	Eksterne komponenter	78
6.7	Endelige valg	79
7	Løsningspresentasjon	80
7.1	Sammenstilling	80
7.2	Hovedelementer	81
7.2.1	Tannhjulmodul	81
7.2.2	Fjæringsmekanisme og heveplate	83
7.3	Markedspresentasjon	83
8	Prosessevaluering og diskusjon	85
9	Konklusjon	86
	Appendices	91
A	Diverse vedlegg	92
B	Arbeidstegninger SolidWorks	98

Kapittel 1

Innledning

1.1 Motivasjon

Menneskeheten har i flere årtusener visst å utnytte jorden til matproduksjon. Jordbruket har i løpet av alle disse årene vært i stadig utvikling, men for det meste i form av større og tyngre utstyr. Man bruker i dag fremdeles mange av de samme redskapene man dro etter hesten for 150 år siden. Tungt utstyr fører til problemer i form av jordpakking, noe som øker bearbeidingsbehovet for jorda, og dermed energibruken i landbruket, enormt.

Det ble på bakgrunn av dette startet et prosjekt ved IMT i 2014 der en gruppe studenter ønsket å gjøre noe med det noe tungrodde landbruket. De ville prøve å modernisere landbruket ved hjelp av automatisering, og dermed kunne bruke mindre og lettere utstyr. Det resulterte i en liten og lett landbruksrobot som kan studeres i figur 1.1.

Roboten i seg selv er essensielt bare en ramme med hjul som kjører rundt av seg selv. Dette høres kanskje hverken spesielt spennende, eller revolusjonerende ut, men i all sin



Figur 1.1: Bildet viser Thorvald slik han så ut 24.04.15.

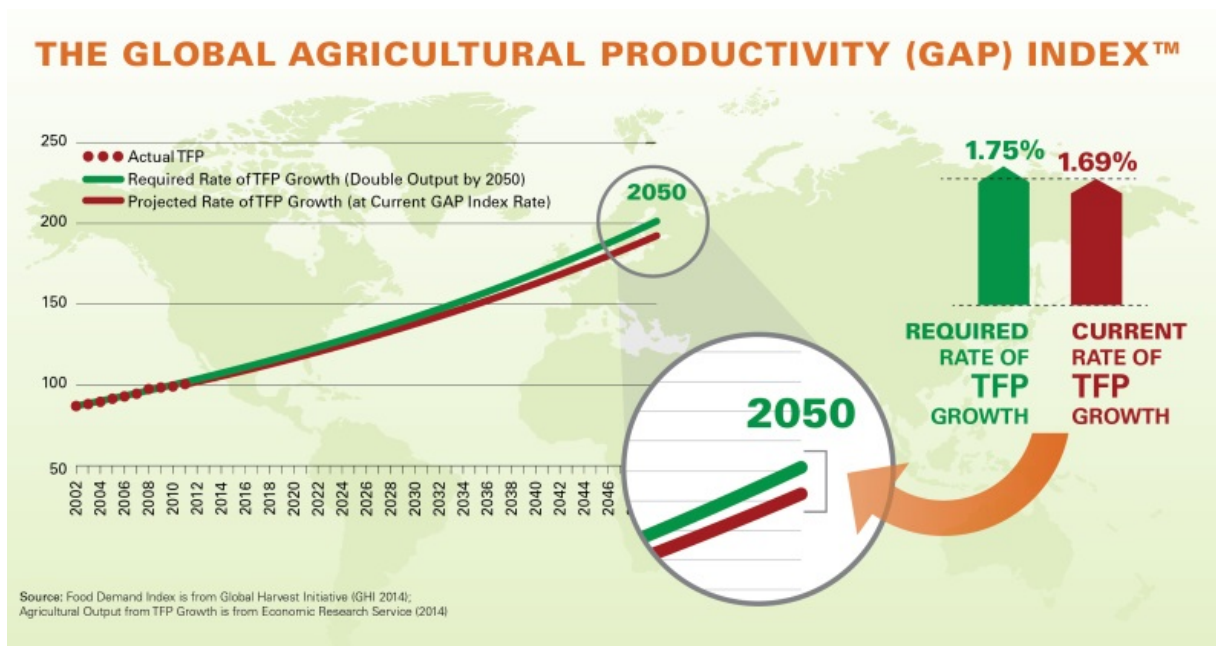
enkelhet er det nettopp dette den er. Roboten er nemlig bygget for å ha med seg ulike moduler med verktøy spesialtilpasset et mer energieffektivt landbruk. Den vil selv bytte verktøy, lade batterier og planlegge andre nødvendige stopp underveis i driften. Roboten kan dermed kjøre rundt på jordet 24 timer i døgnet, 7 dager i uken, med minimalt oppsyn. Roboten har både firehjulsdrift og -styring, og opererer i hastigheter opp mot 1 m/s. [19]

Verdens populasjon vokser stadig, og med den vokser også behovet for matproduksjon. Global Harvest Initiative (GHI) har årlig siden 2010 utgitt en rapport over den globale agrikulturelle produksjonen (GAP). Prognosene fra 2014 viser at total produksjonsfaktor (TFP) vokser tregere enn behovet [27]. Allerede ser man økende matpriser og matmangel flere steder i verden, og dette er altså på vei til å forverres. Teknologiske fremskritt og effektivitet er regnet som de to viktigste faktorene for å øke TFP. Det er derfor helt essensielt at man tenker nytt innen jordbruket.

I det tradisjonelle jordbruket sås korn i lange rader, eller såbed, med en fast avstand mellom radene, og med en mye tettere avstand innad i hver rad. Normale radavstander ligger typisk i området 12-14 cm [22]. Avstanden mellom kornene innad i rader justeres gjerne ved å styre hastigheten på kornstrømmen ut. På vei inn i markedet er nå også sårmaskiner som plukker ut ett og ett korn fra kornmagasinet, slik at disse faller jevnere ned i jorden. Dette fører naturlig nok til en mer nøyaktig avstand mellom såkornene innad i radene enn tidligere.

Allerede i 1984 skrev Strand om fordelene med små radavstander, og at selv om dette er fordyrende for utstyret tjener man dette raskt inn igjen i form av økte avlinger [51]. Også senere forskning tyder på at tettere avstand mellom rader, og økt avstand mellom kornene innad i hver rad, gir økte avlinger. [23]

Med moderne presisjonssåing er det ingen grunn for å tro at dette ikke skal kunne



Figur 1.2: Figuren viser prognosene for landbrukets totale produksjonsfaktor opp mot behovet frem mot 2050. [27]

optimaliseres ytterligere. Som Hoel skrev i 2013,

“Rent teoretisk, og antagelig også i praktisk dyrking, ville en oppnådd høyest kornavling hvis plantene ble jevnest mulig fordelt over hele arealet[25].”

Foreløpig har dette dog blitt sett på som for krevende, og vanskelig å få gjennomført i praksis. Ved hjelp av landbruksroboten vil dette endre seg. Med denne kan man plassere hvert enkelt korn nøyaktig i den posisjonen man ønsker på jorden, noe vi ønsker å utnytte. Hafnor og Hoås har sett på de agrikulturelle aspektene ved såing, og ved å så kornene i et mønster som følger tettete kulepakking, samme mønster som klinkekuler vil legge seg i bunnen av en eske, vil man optimalisere avstanden mellom samtlige frø. Hvert korn vil da få seks nærmeste naboer i en sirkel om såkornet. Man vil altså kunne få en mye bedre utnyttelse av jorda enn det man har gjort tradisjonelt. [21]

1.2 Eksisterende løsninger

Som nevnt er markedet for såmaskiner dominert av store tunge verktøy drevet av den gode gamle traktoren. Det finnes en rekke typer slike såmaskiner. Felles for alle er at de lager langsgående såbed ved hjelp av en eller annen form for sålabb, og sprer frøene mer eller mindre jevnt utover langs disse såbedene. De har enorme spenn både i arbeidsvidde, vekt og størrelse, alt etter behov og traktoren som drar.

Mekaniske såmaskiner er, som navnet tilsier, helmekaniske. Disse såmaskinene hektes direkte på traktoren, og kan operere alene eller i kombinasjon med andre verktøy, som en harv. Distribusjonssystemet går direkte fra frømagasinet ned til sålabben, noe som gjør at transportbredden på denne typen maskiner er den samme som den fulle bredden under drift.

En pneumatisk såmaskin bruker en stor vifte til å distribuere frøene ut til sålabbene. Dette gjør den via lengre slanger fra frøbeholderen, ut til sålabbene. Dermed kan denne, i motsetning til den mekaniske såmaskinen, vippe de ytterste sålabbene vertikalt opp i luften under transport, og på den måten ha en mye større driftsbredde enn transportbredde.

De siste årene har det også kommet en del modeller for presisjonssåing på markedet. Disse består av enkeltmoduler som sitter over hver sålabb. Modulene har hvert sitt frømagasin som det plukker ut ett og ett korn fra, før disse slippes rett ned i såbedet. Denne typen såmaskin blir dermed mer nøyaktig i distribusjonen av frø enn klassiske såmaskiner. Presisjonssåerene kan, som den pneumatiske maskinen, redusere transportbredden i forhold til bredde under drift.

Det er også gjort forsøk på å så med autonome traktorer tidligere, som utnytter kommersielle såmaskiner. Oksanen viste i 2013 frem en slik traktor, med relativt gode resultater [46]. Traktoren er vist i figur 1.3d.

1.3 Vårt konsept

Ved hjelp av Thorvald vil jeg, sammen med mine medstudenter Hoås og Hafnor, prøve å effektivisere arealbruket i korndyrking. For å effektivisere arealbruket må vi spre frøene jevnere utover enn det som blir gjort med dagens såmaskiner [21]. Dette vil vi oppnå ved å utnytte de fordelene NMBU-roboten gir i forhold til en tradisjonell traktor. Den er liten



(a) Mekanisk såmaskin fra Kverneland [5]



(b) Pneumatisk såmaskin fra Amazone [31]



(c) Presisjons såmaskin fra INO [15]



(d) Autonom såmaskin APU [46]

Figur 1.3: Et utvalg eksisterende konsepter for såmaskiner.

og lett, og kjører relativt sakte. Den lave hastigheten, kombinert med nøyaktige styrings- og navigasjonssystemer, gjør det lettere å utvikle et system som plasserer enkeltfrø i nøyaktige posisjoner.

Robotens egenskaper gir imidlertid også noen begrensninger. Siden den er så liten som den er stiller det krav til at verktøyet, i vårt tilfelle såmaskinen, også er av begrenset størrelse. Roboten er laget for en totalvekt på ca 300 kg, og da rammens egenvekt er på 150 kg vil verktøyet måtte ha en totalvekt på ca 150 kg. I tillegg skal arbeidshastigheten til roboten være opp mot 1 m/s, og rammens utvendige mål er 1*1,5 m. Dette må vi derfor ta hensyn til i utviklingsprosessen. Rammen som ble utviklet i fjor skal ta seg av mest mulig automasjon selv, og dermed minske behovet for automasjon på hvert enkelt verktøy[19]. I tillegg er energikapasiteten begrenset, og mekaniske løsninger bør derfor foretrekkes til fordel for automatisering der det er mulig, så sant det ikke gir store ulemper for funksjonaliteten ellers.

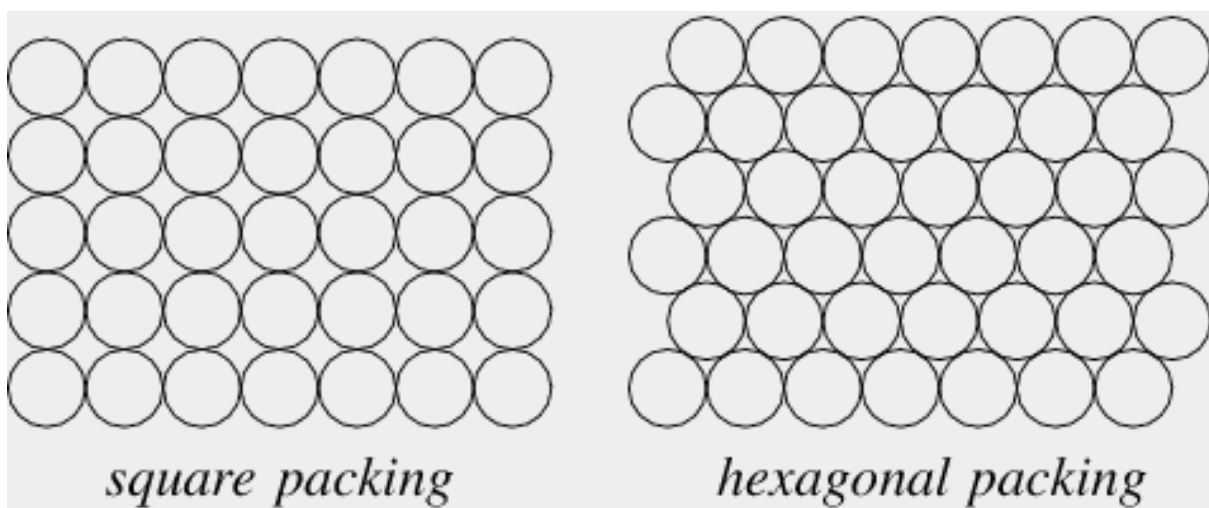
Roboten skal selv oppdage når det er lite frø igjen i frømagasinet, og dette må fylles. Den skal så på egenhånd ta beslutningen om å kjøre hjem til sin sentral for å fylle opp, eller bytte verktøy. Dette krever både sensorer og styringssystemer. I tillegg må verktøyet kunne heves under transport, slik at det ikke kommer i veien, eller blir ødelagt under transporten.

Tabell 1.1: En oversikt over ulike eksisterende løsninger

	Kverneland Accord mc-drill PRO[5]	INO Seeding drill Aeromat A[15]	Amazone Citan[31]
Type	Mekanisk	Presisjon	Pneumatisk
Arbeidsbredde [m]	3-4	3-9	6-15
Transportbredde [m]	3-4	3	3
Vekt [kg]	890-1245	650-2100	4500-10500
Tank kapasitet [l]	600-1510	25 pr labb	3000-8000
Radavstand [cm]	9,4-15	45-75	12,5/16,6
Justering av frømengde	Mekanisk	Individuelt	Mekanisk
Frøfordistribusjon	Mekanisk	Direkte	Pneumatisk

Tabell 1.2: Tabellen gir en oversikt over viktige egenskaper verktøyet må inneha

Egenskap	Krav
Vekt	150 kg
Operasjonshastighet	max 1 m/s
Lengde	1,0 m
Bredde	1,5 m
Drift	Mekanisk
Bevegelse	Heising i z-retning



Figur 1.4: Illustrasjonen viser de to gjentakende mønstrene for kulepakking i to dimensjoner, firkantet og heksagonal kulepakking. Bildet er hentet fra Wolfram Research Inc.[26]

1.4 Arbeidsfordeling

Som nevnt er dette et samarbeidsprosjekt mellom studentene Dagfinn Klem Hafnor, Kristian Hoås og Rasmus Lillekvelland. Vi vil gjøre en del av utviklingsarbeidet i fellesskap, der det vil være naturlig for å få et mest mulig helhetlig sluttprodukt, og samtidig fordele noen hovedoppgaver mellom oss. Nedenfor følger en oversikt over hvilke oppgaver som er utført av hvem.

- Agroteknikk, finne optimal sådybde og mønster for optimal vekst: Hafnor og Hoås
- Idémyldring, konseptutvikling og design: Hafnor, Hoås og Lillekvelland
- Forsøk/test av konsepter: Hafnor, Hoås og Lillekvelland
- Styrkeberegninger og dimensjonering: Lillekvelland
- Kapasitet og operasjonstid: Hafnor og Hoås
- Sammenstilling og testing av endelig produkt: Hafnor, Hoås og Lillekvelland

1.5 Mål for oppgaven

Målet for oppgaven, basert på konseptet og arbeidsfordelingen, blir å utvikle en robust såmaskin til landbruksroboten ved NMBU, med lavt energiforbruk, som sår frøene i et nøyaktig bestemt såmønster, med dimensjonerende styrkeberegninger og testing.

1.6 Begrensninger

På grunn av oppgavens omfang kommer jeg ikke til å ta for meg følgende:

- Automatisk utskiftning av verktøyet
- Uniform innfestning av verktøy
- Sensorer for måling av volumnivå i frøbeholder
- Sikkerhetsforskrifter
- Automatisering av heisemekanisme
- Optimalisering av såavstander

Automatisering er nødvendig for såmaskinens funksjonalitet, men kommer inn under et annet område enn det min oppgave tar for seg. Utskiftning av verktøy må samtidig kombineres med et uniformt feste for alle verktøy, og det er ingen vits i å utforme dette før en løsning for verktøyskifte er utarbeidet. Optimalisering av såavstander vil kreve forskning over flere år, og blir dermed en naturlig begrensning. Dette drøftes likevel i masteroppgaven til Hoås og Hafnor. [21]

Kapittel 2

Teori

2.1 Symboler og terminologi

I dette avsnittet gis det en oversikt over symboler og formler benyttet i denne oppgaven.

Tabell 2.1: Tabell over de ulike symbolene brukt i oppgaven.

Bekrivelse	Symbol	Benevning	Forkortelse
Radie	r	Millimeter	mm
Diameter	d	Millimeter	mm
Hulldiameter	d_h	Millimeter	mm
Lengde	l	Millimeter	mm
Bredde	B	Millimeter	mm
Høyde	H eller h	Millimeter	mm
Masse	m	Kilogram	kg
Spenning	σ	Megapascal	MPa
Strekkspenning	σ_s	Megapascal	MPa
Bøyepening	σ_b	Megapascal	MPa
Jevnførende spenning	σ_{jf}	Megapascal	MPa
Skjærspenning	τ	Megapascal	MPa
Elastisitetsmodul	E	Megapascal	MPa
Relativ tøyning	ϵ	Millimeter per millimeter	mm/mm
Kraft	F	Newton	N
Kraftens x-komponent	F_x	Newton	N
Kraftens y-komponent	F_y	Newton	N
Fjærkonstant	k	Newton per millimeter	N/mm
Sammentrykning av fjær	x	Millimeter	mm
Posisjon	x	Millimeter	mm

Tabell 2.1 – Fortsetter fra forrige side

Fjærens frie lengde	L_0	Millimeter	mm
Fjærens komprimerte lengde	L_S	Millimeter	mm
Tråddiameteren til en fjær	D_t	Millimeter	mm
Ytre diameter til en fjær	D_y	Millimeter	mm
Kraft som skal til for begynnende fjærdeformasjon	F_0	Newton	N
Maksimal kraft en fjær utøver	F_1	Newton	N
Annet arealmoment	I	Millimeter i fjerde	mm^4
Tverrsnittsmodul	W	Millimeter i tredje	mm^3
Skjærkraft	V	Newton	N
Areal	A	Millimeter i annen	mm^2
Moment	M	Newton meter	Nm
Bøyemoment	M_b	Newton meter	Nm
Flytegrense	R_e eller f_y	Megapascal	MPa
Bruddgrense	R_m eller f_u	Megapascal	MPa
Sikkerhetsfaktor mot flyt	SF_{flyt}	-	-
Sikkerhetsfaktor mot brudd	SF_{brudd}	-	-
Nedbøyning	y	Millimeter	mm
Hullkantrykk	p_h	Megapascal	MPa
Effektiv lengde	l_{eff}	Millimeter	mm
Tykkelse	t	Millimeter	mm
Antall	n	-	-
Tyngdens akselerasjon	g	Meter per sekund i annen	m/s^2
Distribuert last	q	Newton per meter	N/m
Netto areal påkjent av strekk	A_{nt}	Millimeter i annen	mm^2
Netto areal påkjent av skjær	A_{nV}	Millimeter i annen	mm^2
Materialfalfaktor	γ_{M0}	-	-
Materialfalfaktor	γ_{M2}	-	-
Torsjonsmoment	T	Newton millimeter	Nmm

Tabell 2.1 – Fortsetter fra forrige side

F-verdi	F	-	-
Varians mellom grupper	S_G^2	-	-
Varians mellom grupper	S_E^2	-	-
Standardavvik	σ	-	-
Feilledd	ε	-	-
Forventning	μ	-	-
Kontrast	θ	-	-

Tabell 2.2: Tabell over de ulike formlene brukt i oppgaven.

Bekrivelse	Formel	Referanse
Hookes lov (elastisitetmodul)	$\sigma = E\epsilon$	2.5
Hookes lov (fjærkonstant)	$\mathbf{F} = -k\mathbf{x}$	2.6
Macaulay funksjonen	$EIy'' = -M(x)$	2.2
Annet arealmoment for sirkulært tverrsnitt	$I = \frac{\pi}{64}d^4$	6.3
Annet arealmoment for rektangulært tverrsnitt	$I = \frac{1}{12}BH^3$	6.12
Tverrsnittsmodul	$W = \frac{I}{y}$	
Strekkspenning	$\sigma_s = \frac{F}{A}$	6.13
Bøyespenning	$\sigma_b = \frac{M}{W}$	6.9
Skjærspenning	$\tau = \frac{V}{A}$	6.8
Von Mises hypotese	$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$	2.1
Sikkerhetsfaktor mot flyt	$SF_{flyt} = \frac{R_e}{\sigma_{jf}}$	6.4
Sikkerhetsfaktor mot brudd	$SF_{brudd} = \frac{R_m}{\sigma_{jf}}$	
Newtons tyngdelov	$F = mg$	6.10

Tabell 2.2 – Fortsetter fra forrige side

Utrivning av grunnmaterialet ved hull	$\tau = \frac{F}{2l_{eff}t}$	6.6
Hullkanttrykk	$p_h = \frac{F}{td_h n}$	6.7
Utrivning av skruegruppe	$V_{eff,Rd} = \frac{f_u}{\gamma_{M2}} * A_{nt} + \frac{f_y}{\gamma_{M0} * \sqrt{3}} * A_{nV}$	6.11
Torsjonsmoment	$T = F * l$	6.5
F-verdi ANOVA	$F = \frac{S_G^2}{S_E^2}$	2.3
Kontrast i ANOVA	$\theta = \sum_{i=1}^n c_i \mu_i$	2.4
Nedbøyning skapt av senterlast for fast innspent aksling	$y_{max} = \frac{-Fl^3}{192EI}$	6.1
Nedbøyning skapt av forskøvet last på en fast innspent aksling	$\frac{Fb^2x^2}{6EI^3} [x(3a + b) - 3al]$	6.2
Lineærelastisk sammenheng for støt	$\frac{\Delta l_{maks}}{\Delta l_{stat}} = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{stat}}$	6.14
Sammentrykning ved støtbelastning	$\Delta l_{maks} = \Delta l_{stat} + \sqrt{\Delta l_{stat}^2 + 2h\Delta l_{stat}}$	6.15

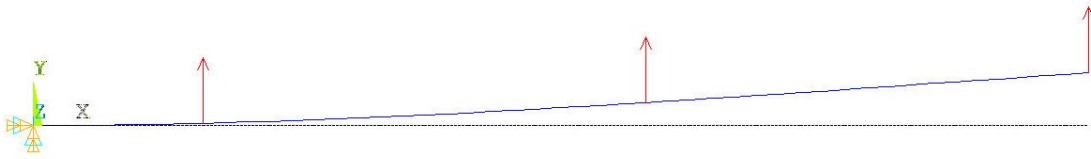
2.2 Metodebeskrivelse

2.2.1 Pughs metode

Pughs metode er et verktøy for å systematisk kunne vurdere ulike alternativer i utviklingsprosessen opp mot hverandre. Poenget med metoden er å kunne vurdere de ulike alternativene på en objektiv og kvantiserbar måte. Dette gjøres ved å sette opp en utvalgsmatrise der de ulike alternativene gis en poengvurdering ut fra forhåndsbestemte kriterier. De ulike kriteriene vektet gjerne ulikt, etter viktighetsgrad for produktet. Dermed vil hvert konsept ende opp med en poengsum, der konseptet med den høyeste poengsummen vil velges ut til videre utredning [9].

2.2.2 Osborn og SCAMPER

Alex Osborn, av mange regnet som brainstormingens far, utviklet en metode for å unngå å kjøre seg fast i et spor underveis i en utviklingsprosess. Man kan ofte se seg blind på



Figur 2.1: Figuren viser en elastisk linje (blå) for en horisontal bjelke (sort) belastet fra undersiden (røde piler).

en fancy ide eller løsning, når det egentlig finnes en mye enklere og mer elegant måte å gjøre ting på. For å tvinge seg selv til å vurdere andre alternativer satt Osborn opp en liste med verb som skulle få en til å tenke ut av boksen.

Robert Eberle videreutviklet denne listen til en huskeregel han kalte SCAMPER. Knaggene denne inneholder er Substitute, Combine, Adapt, Modify, Put to other uses, Eliminate og Rearrange. Ved å gå gjennom denne listen vil man måtte endre og vrenge på ideene, slik at nye muligheter kan dukke opp [9], [49].

2.2.3 Von Mises hypotese

Von Mises hypotese er en hypotese for å kombinere strekkspenninger og skjærspenninger i et materiale til en jevnførende spenning. Den benytter det faktum at et belastet materiale tar opp en gitt energimengde per volum. Dette, i kombinasjon med en påstand om at flyt inntreffer for et materiale når en enakset spenning når flytegrensen, fører frem til hypotesen. Versjonen i ligning 2.1 gjelder dersom man kun har strekkspenning langs en akse.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2.1)$$

Her er σ strekk- og bøyingspenning, mens τ er skjærspenning. Von Mises hypotese er den hypotesen som har vist seg best når man regner på duktile materialer som konstruksjonsstål og aluminium, og benyttes derfor i denne oppgaven. For videre lesning henvises det til Terjesen [56].

2.2.4 Den elastiske linjens ligning

Når en horisontal bjelke blir belastet i vertikal retning vil denne deformeres. Linjen som følger den deformerte bjelkens nøytralakse kalles den elastiske linjen. Det kan vises at den elastiske linjens ligning kan uttrykkes som

$$EIy'' = -M(X) \quad (2.2)$$

Her er y nedbøyningen, M momentet, I annet arealmoment og E Elastisitetmodulen for materialet. Man kan altså finne en bjelkes nedbøyning ved å integrere denne ligningen to ganger. En illustrasjon av en elastisk linje hentet fra en ANSYS-beregning for en bjelke belastet fra undersiden er illustrert i figur 2.1. For utledning av den elastiske linjens ligning henvises til Terjesen [52].

2.2.5 Variansanalyse for flere grupper

En variansanalyse undersøker om det er en reell forskjell i forventning mellom to eller flere grupper, og bruker følgende modell

$$\begin{aligned} Y_{ij} &= \mu_i + \varepsilon_{ij} \\ \varepsilon &\sim N(0, \sigma) \end{aligned}$$

Her er

y_{ij} måleverdi j fra gruppe i

μ_i forventningsverdien til gruppe i

ε_{ij} feilleddet, altså forskjellen mellom forventningen og den faktiske måleverdien

σ standardavviket for feilleddet

Prinsippet med modellen er enkelt og greit å se på forholdet mellom variansen mellom de ulike gruppene og variansen innad i gruppene. Dette forholdet kalles F-verdien.

$$F = \frac{S_G^2}{S_E^2} \quad (2.3)$$

Her er S_G^2 variansen mellom gruppene, mens S_E^2 er variansen innad i gruppene. Denne siste variansen estimeres som en interpolert varians av de ulike gruppenes varians, og settes som en felles varians innad i alle grupper. Det er derfor viktig for modellen at variansen innad i de ulike gruppene er relativt lik.

F-verdien har en sannsynlighetsfordeling kalt fisherfordelingen, og for å kontrollere om det er en reell forskjell mellom gruppene sammenlignes denne opp mot en tabellverdi for et gitt signifikansnivå. Sannsynligheten for å få en målt F-verdi større enn eller lik den faktisk målte, gitt at det ikke er noen forskjell mellom gruppene, kalles p-verdien. Siden dette er en sannsynlighet, kan den sammenlignes direkte opp mot signifikansnivået. Signifikansnivået settes ofte til 5 %. [40]

For å sammenligne to enkeltgrupper, eller to kombinasjoner av grupper, opp mot hverandre, kan man bruke en kontrast i modellen. En kontrast er definert på følgende måte

$$\theta = \sum_{i=1}^n c_i \mu_i \quad (2.4)$$

Kontrastens koeffisienter c skal summeres til null, og testen ser på om kontrastens totalsum er så ulik null at man kan si det er en reell forskjell mellom de to testgruppene.

2.2.6 Benyttet software

I tabell 2.3 er alle dataprogrammer benyttet i oppgaven listet opp.

Tabell 2.3: Tabell over software benyttet i oppgaven.

Software	Versjon	Anvendelse
SolidWorks 2014	22.3.0.56	3D-modelleringer
ANSYS Mechanical APDL	v15.0.0.0	Styrkeberegninger
ANSYS Workbench	v15.0.0.30124	Styrkeberegninger
R-commander	3.12.1377.0	Statistisk analyse
Microsoft Excel 2013	15.0.4701.1001	Styrkeberegninger og statistisk analyse
Logger utility	v1.81	Logging av testdata

2.3 Materialer

2.3.1 Materialelegenskaper

Materialvalg kan i mange sammenhenger være avgjørende for at et produkt skal fungere optimalt. Her er det en rekke karakteristiske egenskaper som spiller inn, og noen av disse er beskrevet i dette avsnittet.

Flytegrense

Elastiske legemer vil ved belastning deformeres. Opp til en gitt belastning karakteristisk for materialet vil det elastiske legemet returnere til sin opprinnelige form idet belastningen opphører, akkurat som en fjær. Dersom man overstiger denne belastningen vil deformasjonen derimot være permanent, og man sier at materialet har gått til flyt. Den øvre grensen for det elastiske området kalles gjerne flytegrensen, og betegnes ofte R_e . [33]

Bruddgrense

Etter at den elastiske grensen er oversteget vil legemet fortsette å deformeres plastisk, og legemets tverrsnitt vil dermed reduseres. Dette fører igjen til at spenningene i legemet øker, og brudd vil til slutt inntreffe. Spenningen materialet tåler før brudd inntreffer kalles bruddgrense eller strekkfasthet, og betegnes som regel R_m . [33]

Elastisitetsmodul

Robert Hooke oppdaget i 1676 at deformasjon og spenning har en proporsjonal sammenheng i det elastiske området til et materiale. Han satte så opp et uttrykk for dette kalt Hookes lov.

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.5)$$

Her er σ spenning og ϵ relativ tøyning. E er elastisitetsmodulen, ofte forkortet til E -modulen, som også refereres til som Youngs modulus. Denne representerer stigningstallet for kurven i det elastiske området. Ved en lav E -modul vil man se en stor økning i deformasjon ved økt spenning, mens man med økende E -modul vil få en mindre økning i deformasjon med økt spenning. [24]

2.3.2 De vanligste materialene

Det finnes nærmest uendelig mange alternativer når det kommer til ulike konstruksjonsmaterialer. Noen av de viktigste materialgruppene, samt utvalgte enkeltmaterialer, drøftes i dette avsnittet. Materialeegenskapene til aktuelle materialer er oppsummert i tabell 2.4.

Metaller

Metaller er en materialgruppe som karakteriseres av at atomene i materialet er bundet sammen av såkalte metallbindinger. Dette er bindinger som oppstår mellom atomer med lav elektronegativitet, hvor bindingselektronene fordeler seg utover metallet som en stor elektronsky, i stedet for å binde seg opp i faste bindinger mellom enkeltatomer som ionebindinger. Dette fører til at både enkeltatomer og elektroner i metaller kan bevege seg relativt fritt i forhold til hverandre. Derfor er metaller gode elektriske ledere, samt at de kan deformeres uten at de kjemiske bindingene svekkes. [37]

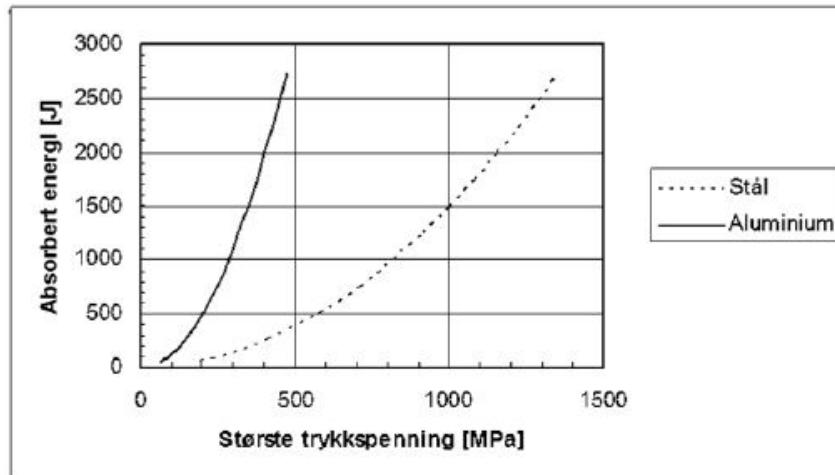
Stål Stål er en legering som hovedsakelig består av jern, ispedd små mengder karbon. I tillegg kan stålet tilsettes andre grunnstoffer for å endre egenskapene. Krom vil for eksempel kunne forhindre korrosjon, og slikt stål er kjent som rustfritt. [11]

Man kan også endre stålets egenskaper gjennom produksjonsmetoden. Stål endrer gitterstruktur på atomnivå ved høye temperaturer, og dersom det avkjøles raskt rekker ikke atomene å reorganisere seg til sin opprinnelige struktur. Strukturen ved romtemperatur kalles ferritt, og har en body-centered cubic (BCC) struktur. Versjonen ved høy temperatur kalles austenitt, med en face-centered cubic (FCC) struktur. Austenitt kan løse mer karbon enn ferritt, noe som fører til at man ved rask avkjøling kan danne flere ulike typer ikke-likevektstrukturer.

Ved bråkjøling av austenitt, med påfølgende lav diffusjonshastighet i materialet, vil martensitt dannes. Denne strukturen ligner ferritt, men med mye mer karbon som ikke har rukket å diffundere ut til korn grenser. Karbonet stopper bevegelse av dislokasjoner i materialet, og gjør dermed stålet både hardere og sprøere enn før varmebehandlingen. Det er viktig å passe på spenningskonsentrasjoner som har oppstått i materialet etter en slik varmebehandling. [30]

Aluminium Aluminium er, i motsetning til stål, et grunnstoff, og er nest etter jern det metallet som er mest brukt. Dette kommer i stor grad av attraktive egenskaper som lav vekt, høy duktilitet, stor styrke, og god korrosjonsbestandighet. I tillegg er det relativt enkelt å gjenvinne.

Duktiliteten gir store fordeler under produksjon, da det gir mulighet for ekstrudering. Her blir materialet presset gjennom en dyse med den ønskede formen, og gir et langt profil



Figur 2.2: Figuren viser en sammenligning av energiabsorpsjonen for stål og aluminium ved gitte trykkspenninger [55].

med uniformt tverrsnitt. Denne produksjonsmetoden gjør at meget komplekst utformede tverrsnitt blir enkle og billige å produsere.

Duktiliteten utnyttes også på andre måter. Aluminium kan absorbere store mengder energi gjennom deformasjon. Dette har bilindustrien utnyttet i stor skala, der aluminium i karosseriet deformeres i kollisjoner, og store deler av energien i støtet absorberes før den når føreren. Dette revolusjonerte i sin tid bilsikkerheten. I figur 2.2 er energiabsorpsjonen for aluminium og stål sammenlignet for gitte trykkspenninger. [32], [3], [55]

Plast

Plast er et syntetisk materiale bygget opp av lange molekylkjeder, såkalte polymerer. Plast er i hovedsak ikke utpreget elastisk, men kan gjøres mer eller mindre harde. En eller annen gang i løpet av produksjonsprosessen er plaster flytende eller plastisk, og er derfor lett å bearbeide. Blant de vanligste formingsmetodene er ekstrudering, sprøytstøping og formblåsing. Mer og mer vanlig blir også 3D-printing i plast, der en dyse med oppvarmet plast følger forhåndsprogrammerte baner, og bygger opp komponenter lag for lag. På denne måten kan kompliserte enkeltkomponenter lages raskt og billig, uten investeringskostnaden et ekstruderingsverktøy, eller en støpeform medfører. [38] [3]

Plaster deles inn i to hovedgrupper, termoplast og herdeplast.

Termoplast Termoplaster kjennetegnes av at de blir plastisk formbare ved høye temperaturer. Dette skyldes svake kjemiske bindinger mellom polymerkjedene som lett brytes når plasten varmes opp. Dette fører til at plasten kan formes gang på gang ved gjentatte oppvarminger. Typiske termoplaster inkluderer polyetylen (PE), polyamid (PA), polykarbonat (PC) og polyvinylklorid (PVC).

Herdeplast Herdeplaster er plaster som reagerer kjemisk under oppvarming, eller ved hjelp av en herder eller katalysator, og danner kovalente bindinger mellom polymerkjedene. Det kreves en mye høyere temperatur for å bryte disse bindingene, der plasten vil

Tabell 2.4: Tabellen oppsummerer viktige egenskaper til aktuelle materialer

	Brudd- grense [MPa]	Flytegrense [MPa]	E-modul [MPa]	Tetthet [g/cm ³]	Smelte- tempera- tur [°C]
Stål [42]	450-1970	275-1860	$1,9-2,1 \cdot 10^5$	7,75-7,85	1425 - 1540
Aluminium [42]	110-478	45,0-455	$6,7-7,0 \cdot 10^4$	2,65-2,92	463 - 671
PVC [3]	-	55	2500-3100	1,47	75
PC [3]	70	60	2500	1,20	127
ABS [3]	44	-	2500	1,06	97

ødelegges. Herdeplaster kan derfor ikke gjøres plastiske igjen etter at herdeprosessen har funnet sted. Typiske eksempler på herdeplaster er epoksyplast, fenolplast og ureaplast.

Keramer

Keramer er en samlebetegnelse for uorganiske, ikke metalliske materialer. Keramer er harde, sprø og relativt kjemisk inerte. De tåler ofte høye temperaturer, og mange keramer har lav densitet. Bruddstyrken for keramer er i praksis lav, da et brudd ikke hindres i å vokse når det først er påbegynt. De er derfor følsomme for slag og korrosjon. [35]

Komposittmaterialer

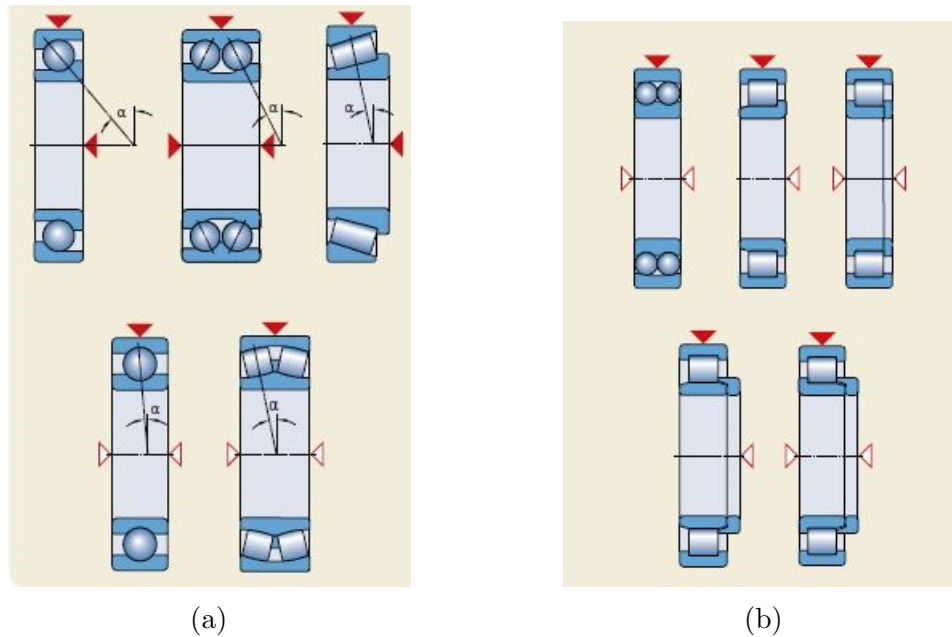
Komposittmaterialer er heterogene materialer sammensatt av to eller flere ulike komponenter. Som regel danner ett av materialene grunnmassen, mens det andre materialet kan være langsgående, lagvis eller finfordelt utover grunnmaterialet. Man kan for eksempel forsterke et materiale i en enkelt retning ved langsgående fiber, eller i et plan ved hjelp av et todimensjonalt fibermønster. Godt kjente eksempler på komposittmaterialer er glassfiberarmert plast, stålforsterkede gummidekk og armert betong [29].

2.4 Lager

Et lager er ifølge Store Norske Leksikon (SNL) definert som en

“maskindel mellom aksel og lagerhus som ved hjelp av kuler eller ruller opptar trykket og som pga. sin lette bevegelighet øver liten motstand mot roterende bevegelser.” [36]

Et lager består av tre komponenter. En innerring er festet til en aksling, mens en yttering er festet til lagerhuset. Mellom disse er det flere kuler eller ruller som minimerer friksjonen ved rotasjon. Det eksisterer en rekke ulike typer lager, og disse kan hovedsakelig deles inn i rullelager og kulelager, ettersom hva som er benyttet av ruller eller kuler. Ruller brukes vanligvis ved større laster, mens kuler vanligvis brukes til lette, og normalt tunge laster.



Figur 2.3: Figurene viser et utvalg lagre. Figur a viser lagre som tar opp både radielle og aksielle krefter, mens figur b er radiallagre. Vinkelen α viser vinklede kontaktflater, mens de sorte pilene viser mulige kraftretninger. Både rullelagre og kulelagre er representert. [20]

Radiallager er lager som hovedsakelig tar opp laster som virker normalt på akslingen. Disse kan ha en eller flere rader, og finnes som både kulelager og rullelager, eller i kombinasjon.

Dersom man har aksielle krefter på lageret må man bruke aksiallager. Disse har skråstilte kontaktflater mot kulene eller rullene som tar opp de aksielle kreftene. Dersom kreftene kan virke i begge retninger ut fra lageret må doble rader med kuler eller ruller benyttes, med kontaktflater vinklet hver sin vei. Disse lagrene kan som oftest ta opp både aksielle og radielle krefter.

For mer informasjon om lagertyper kan man bruke katalogen til SKF om lagre. [20]

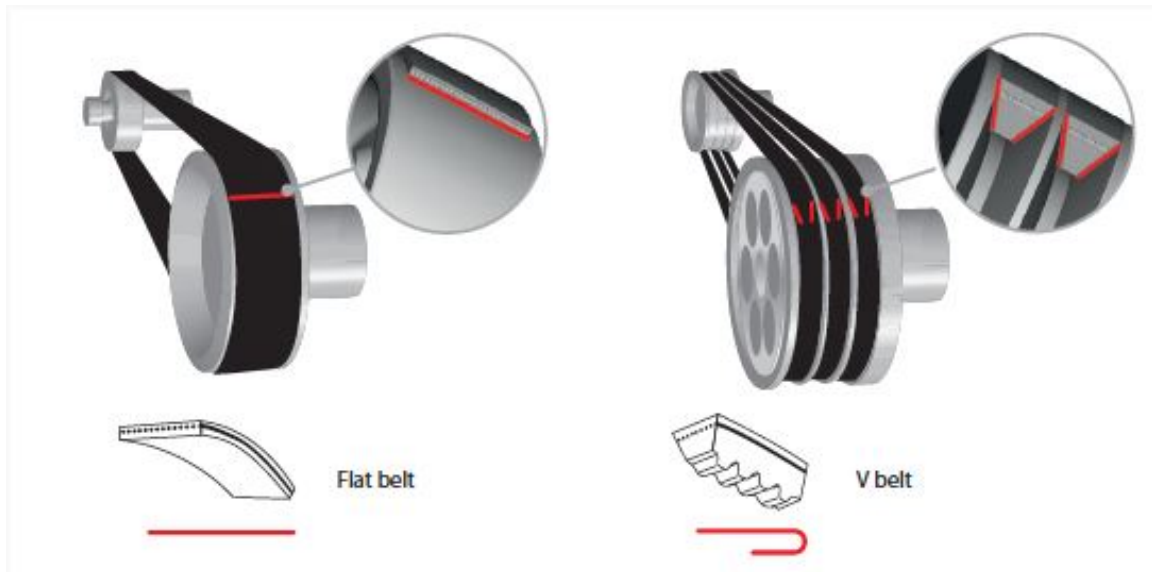
2.5 Effektoverføringssystemer

Dersom man ønsker å overføre effekt fra ett system til et annet, for eksempel mellom to akslinger, trengs et effektoverføringssystem. Det finnes en rekke slike, og noen av de vanligste er beskrevet i dette avsnittet.

2.5.1 Flatreim

En flatreim er, som navnet antyder en helt flat reim som går mellom to reimskiver. Reimen kan vris mellom skivene slik at skivene kan stå i vinkel mot hverandre, eller de kan roteres i motsatte retninger.

En flatreim vil utsettes for glidning, såkalt slipp, i to former. Man har glideslipp som kommer av for lav friksjon mellom reima og hjulet, gjerne kalt sluring. Denne kan



Figur 2.4: Her ser vi to typer reimoverføringer. Til venstre har vi flatreim, mens høyre figur illustrerer en kilereim med tre V-profiler. [50]

i verste fall komme opp i 100 % dersom systemet overbelastes, noe som brukes som en sikkerhet i enkelte systemer. I tillegg kommer elastisk slipp da reima vil strekkes på en side av reimskiven, og gi slakk på den andre siden. Slippet gjør at utvekslingen mellom reimskivene aldri blir helt nøyaktig. For å minske slippet må reima forspennes, og utøver dermed en ekstra kraft på akslingen reimskiven er montert. [14]

2.5.2 Kilereim

På grunn av kilereimens V-formede utforming kan man oppnå mye større friksjon med en kilereim enn det man får med en flatreim. Det gjør at man trenger en mindre forspenning, og man får dermed mindre krefter på opplagringen. Samtidig gjør det at kilereimer gir mindre slipp enn flatreimer, men man vil likevel over tid oppleve slipp også med en kilereim. [14]

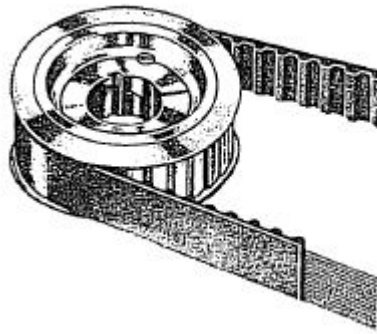
2.5.3 Tannreim

Tannreimen har i motsetning til de to foregående reimene tverrgående tenner som griper inn i reimskivene, som vist i figur 2.5. Dette eliminerer både problemet med slipp som de andre reimoverføringene har, og behovet for forspenning av reima. [14]

2.5.4 Kjede

Et kjede består av en rekke sylindere festet etter hverandre langs en lenke, som griper inn mellom tennene på et tannhjul. Kjeder kan i motsetning til reimer ikke brukes i vinkel, men de kan til gjengjeld drive flere tannhjul på en gang, både i samme og i motsatt retning som det drivende tannhjulet.

Kjedetransmisjon er synkron, og gir en nøyaktig utveksling mellom tannhjulene. Man er ikke avhengig av friksjon for at kjedet skal rotere med tannhjulet, og forspenning er



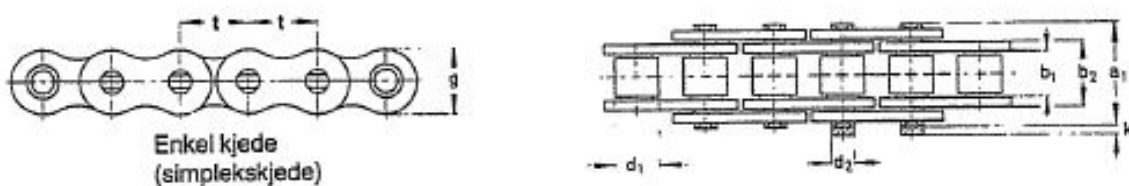
Figur 2.5: Figuren viser en standard tannreim. [14]

dermed unødvendig. Det tåles tvert imot noe slakk i kjedet. Siden kjedet består av rette ledd av en viss lengde er det nødvendig med et minimum antall tenner på tannhjulene for å unngå for stor ujevnhet i driften når leddene skal rotere om det sirkelformede tannhullet. På grunn av sentrifugalkreftene kan man ikke tillate for store kjedehastigheter i en kjedeoverføring. [14]

2.6 Strekkfisk

En strekkfisk er en innretning laget for å justere spenning eller lengde på tau, vaiere og liknende systemer. Den består av to gjengede endestykker, skrudd inn i en hylse på midten. Prinsippet med en strekkfisk er at en, ved å skru på hylsen, kan justere avstanden mellom endestykkene. Dersom man roterer hylsen den ene veien vil begge endestykkene skrues utover, og avstanden øker. Roterer man hylsen motsatt vei skrues begge endestykkene innover, og avstanden vil da naturlig nok minke. Strekkfisker leveres normalt med tre ulike alternativer for innfestning mellom endestykket og systemet den skal justere. Endestykket kan ha en krok, gaffel eller et øye. Man kan selvsagt få strekkfisker med ulike endestykker om ønskelig.

Strekkfiskens tabellverdier varierer etter hva slags endestykker den har, men noen mål går likevel igjen. Den åpne lengden er den fulle lengden en strekkfisk kan ha, og denne oppgis både fra ytterkant til ytterkant, og mellom ytre innside av de to festene. Lukket lengde er på samme måte den lengden strekkfisken har når endestykkene er skrudd helt inn. Ellers er gjengestigningen en viktig parameter, da denne avgjør endringen i strekkfiskens lengde per omdreining av hylsen. [4]



Figur 2.6: Figuren viser et typisk kjede. [14]



(a) Gaffel



(b) Krok-Øye

Figur 2.7: Figuren viser to strekkfisker, der de ulike endestykkene er representert [4].

2.7 Mekanisk fjær

En mekanisk fjær er ifølge SNL definert som en

“Maskindel av elastisk materiale (fjærstål, hamret messing, asketre, kautsjuk osv.), som under elastisk formforandring i stigende grad motsetter seg virkningen av en kraft” [34]

Det finnes en rekke ulike typer mekaniske fjærer, men de skilles vanligvis etter om de tar opp trykk, strekk, torsjon eller bøyning. Den mest brukte typen fjær er en sylindrisk skruefjær. En strekkfjær og en trykkfjær er vist i figur 2.8.

Mekaniske fjærer kan deformeres betydelig under belastning, og lagrer på denne måten mekanisk energi. De fleste fjærer følger Hookes lov (ligning 2.5) så lenge man ligger innenfor det elastiske området. For fjærer benyttes gjerne en annen utgave av denne gjengitt i ligning 2.6. Her er F kraften som virker på fjæren, x er fjærens lengdeendring, mens k er den karakteristiske fjærkonstanten. En høy fjærkonstant gir en stiv fjær, som betyr at den gir lite etter når belastningen økes. En lav fjærkonstant gir derimot mye etter, og dempning slik belastningen.

$$F = -kx \quad (2.6)$$

Man omtaler gjerne to ulike lengder for vanlige kompresjonsfjærer. Den frie lengden L_0 er lengden fjæren har når den ikke er utsatt for belastning. Den komprimerte lengden L_S er den minimale lengden fjæren kan ha, lengden når alle viklingene ligger inntil hverandre. [58]



Figur 2.8: Figur a viser en typisk fjær som tar opp strekkrefter, mens fjæren i figur b også kan ta opp trykkrefter. [48][28]

For en strekkfjær har man en tilsvarende fri lengde, mens man har en maksimal tillat lengde L_1 for dynamisk belastning. Dersom fjæren utsettes for så stor belastning at denne lengden overstiges vil fjæren få varig deformasjon, og vil til slutt gå til brudd. I mange tilfeller kan det brukes som en sikkerhet at strekkfjæren ryker før andre, dyrere maskindeler gjør det.

For begge gjelder at D_t er diameteren til ståltråden, mens D_y er fjærens ytterdiameter. Kraften F_0 er kraften som skal til for at fjæren begynner å bevege seg, mens F_1 er den maksimale kraften fjæren utøver [1]. Dette betyr at fjæren kan yte en fjærkraft som ligger mellom F_1 og F_0 på

$$F = F_0 + (L - L_0) * k$$

Kapittel 3

Konseptutvikling

3.1 Funksjonsanalyse

Såmaskinen må kunne utføre flere ulike funksjoner. Hovedoppgaven til en såmaskin er naturlig nok å så ulike former for frø. For at dette skal være mulig må man ha en matemekanisme som leverer frøene ut til en annen mekanisme som plasserer frøene ned i jorda. For å få frøene ned i jorda, må det både være noe som lager en grop frøene kan plasseres i, og noe som fysisk plasserer frøene i denne gropen. Etter at frøet er plassert i gropen må denne i tillegg dekkes til med ny jord. Frøene må naturlig nok også kunne oppbevares et sted på roboten frem til de plasseres i jorda.

Et av hovedprinsippene bak prosjektet som ble startet opp i 2014 er at landbruksroboten skal være helautomatisk. Derfor må også såmaskinen være helautomatisk for at dette skal gi mening. Dette innebærer at maskinen selv oppdager at frønivået i magasinet er lavt, heiser opp verktøyet, og returnerer til sentralen for å fylle opp beholderen. En grafisk fremstilling av funksjonsanalysen er satt opp i figur 3.1.

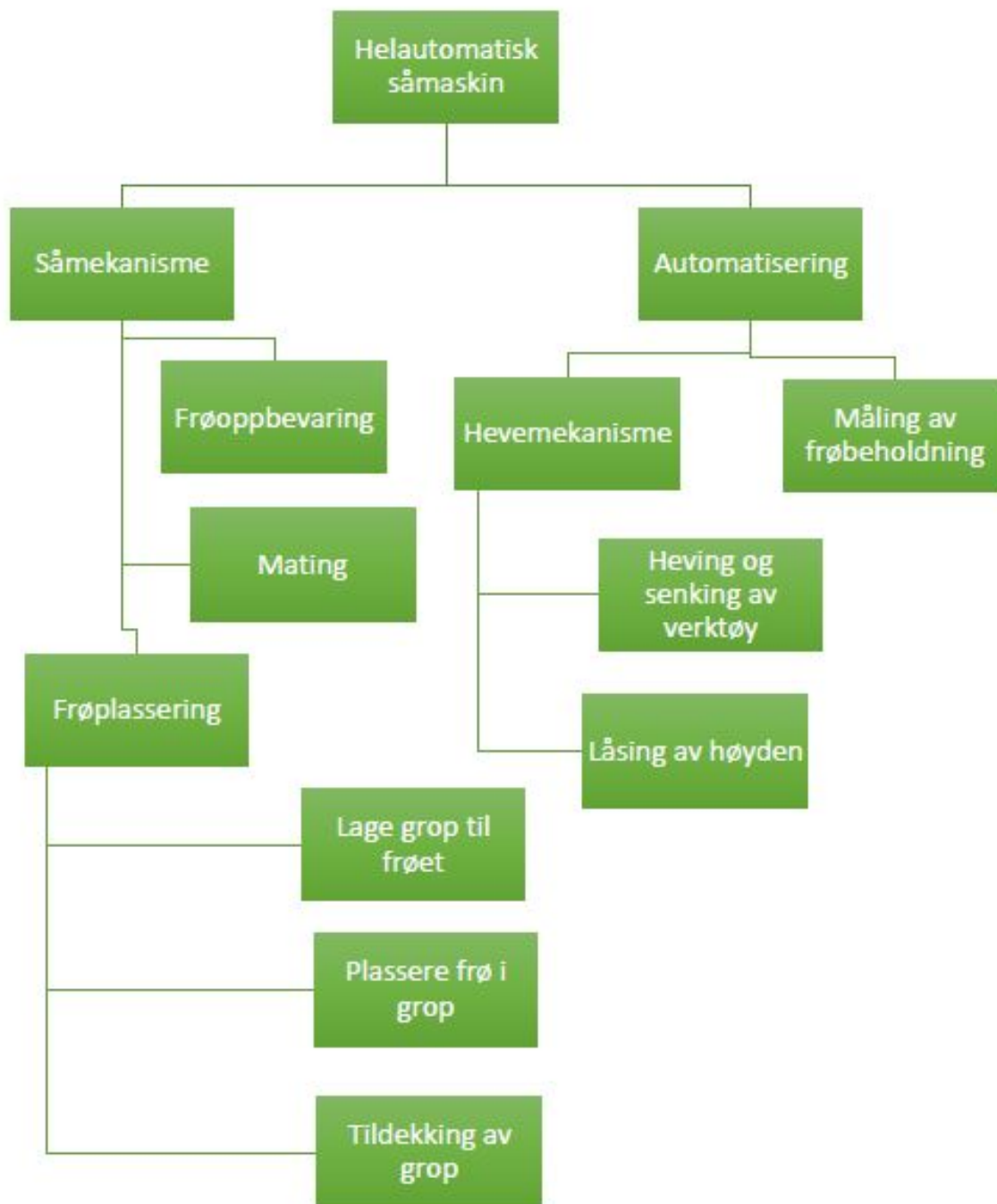
3.2 Funksjonsalternativer

3.2.1 Frøoppbevaring

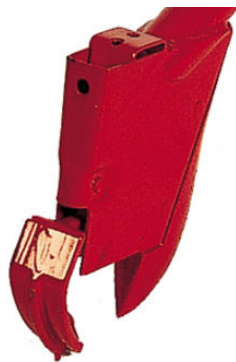
Det må settes av plass til en frøbeholder på såmodulen. Utformingen av denne gis mye av robotens rammekonstruksjon. Her blir totalvekten på magasinet med frø, samt forskyvning av den totale robotens tyngdepunkt viktige faktorer. Magasinet må samtidig utformes slik at det er en traktlignende del nederst, så frøene enkelt kan skli inn mot matemekanismen.

3.2.2 Frøplassering

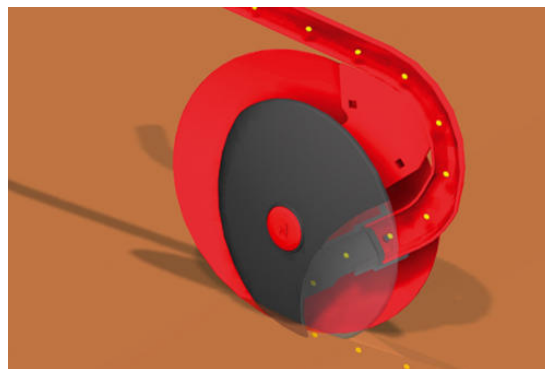
Landbruket i dag sår som nevnt kornet i rader. For å lage disse radene brukes såkalte sålabber som skjærer renner i jorda, som frøene så plasseres i. Det finnes i hovedsak to ulike typer sålabber som brukes på dagens såmaskiner. For videre informasjon om sålabber refereres til følgende kilder: [10], [6].



Figur 3.1: Funksjonsanalyse for såmaskinen oppsummert i en hierarkisk figur



Figur 3.2: Figuren viser en typisk slepesålabb. Denne spesifikke varianten er hentet fra Kvernland[6].



Figur 3.3: Figuren viser en typisk skållabb. Denne spesifikke varianten er hentet fra Kvernland[6].

Slepesålabb

Slepesålabben er essensielt en kniv som slepes gjennom jorda, og på den måten lager et såspor. Utformingen er god for å lage et rett spor, med jevn dybde. Metoden er enkel og robust, og er standhaftig om den f.eks. skal brukes i steinete grunn. Samtidig blir tuppen av sålabben relativt raskt slitt[10].

Skållabb (disk)

Skållabben er et roterende hjul, akkurat som en litt stor pizzakutter, som skjærer et såspor. Rotasjonen fører til en lettere jordpenetrering, men dybden blir samtidig noe mer ujevn enn for slepesålabben[10]. I og med at man her har en roterende del på en aksling, blir skållabben også mer sensitiv i forhold til møkk og steiner enn det slepesålabben er. Det finnes en rekke ulike utforminger av skålene, og flere skåler brukes ofte i kombinasjon.

Punch planters

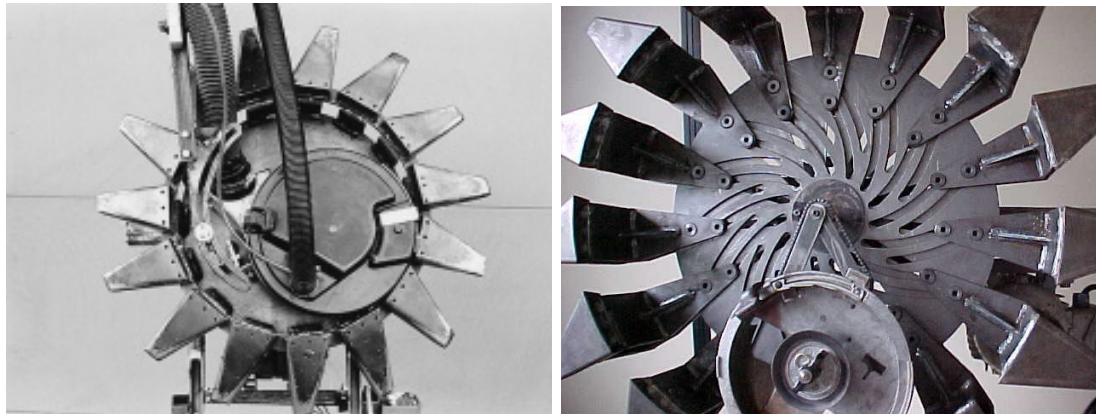
Ved forskningsinstitusjoner har det vært gjort et par forsøk på såkalte “punch planters”. Disse er utformet for nøyaktig plassering av frø, direkte i stubben på jordet. Selve designet er tannhulllignende, med tagger som stikker hull i jorda, og plasserer samtidig frøene gjennom spissen av taggen. De forsøkene som er gjort er hovedsakelig utformet for større plantevekster, med store frøavstander. Tre slike eksempler er vist i figur 3.4. [44], [43], [17]

I tillegg har vi kommet opp med noen videreutviklede, og nye konsepter for lettere å styre nøyaktig hvor frøene plasseres.

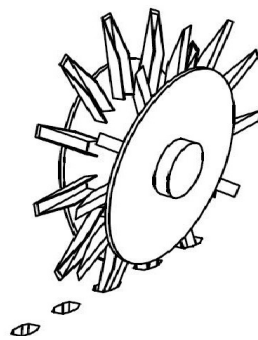
Tannhjul

Dette er en liknende løsning som har vært undersøkt ved andre forskningsinstitusjoner, og vi har kommet opp med to ulike måter tannhjulsåeren kan fungere på.

Den ene løsningen er å videreutvikle løsningen til Frabetti[17] med to skråstilte tannhjul. Denne må tilpasses vår maskin, og såing av korn. Løsningen er en enkel og robust, uten mye ekstra mekanikk.



(a) Prototype på “punch planter” [44] (b) Versjon med justerbar taggavstand [43]



(c) Vinklede tannhjul [17]

Figur 3.4: Figuren viser tre ulike punch planters som plasserer enkeltfrø på jordet

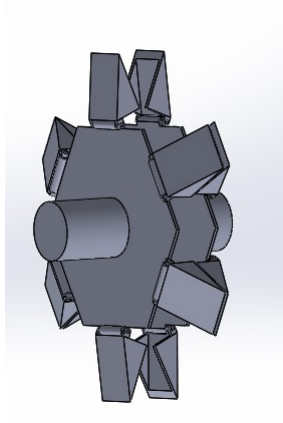
Den andre løsningen innebærer tenner som mekanisk åpnes idet de er på nederste punkt i jorda. Dette fører til at frøene ligger tryggere plassert i tannen over en lengre tid, men krever samtidig mer komplisert mekanikk. En tidlig konseptskisse kan studeres i figur 3.5.

Kornstikker

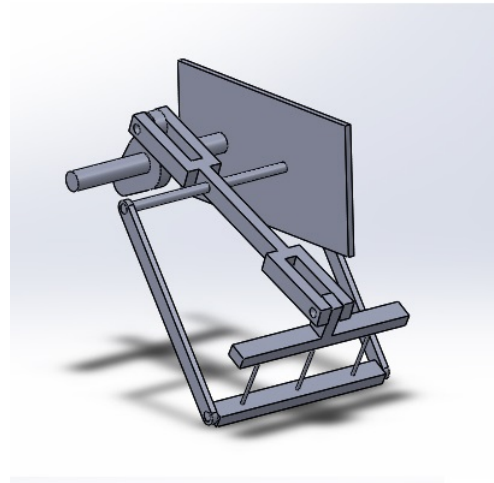
Det andre hovedkonseptet vi kom opp med var å fysisk slå frøene ned i jorda. Frøene blir her matet ut i tynne sylindere, der små stempler skyter raskt ned, og dermed slår frøene ned i jorda. Dette burde gi meget lav jordmotstand på grunn av stemplenes lave diameter, og disse kan drives opp og ned av en kamaksel koblet til et drivhjul på bakken. En skisse av løsningen kan studeres i figur 3.6

3.2.3 Tildekking

Det er få store variasjoner i måten såbedene dekkes til i moderne såing. Det normale er å ha følgehjul som kommer bak sålabben, og presser jord ned over såbedet. Dette kan enten være brede enkelthjul, eller to smalere hjul montert i en vinkel mot hverandre, slik at jorden presses inn mot midten av såbedet. Eksempler på disse alternativene kan studeres i figur 3.7.



Figur 3.5: Figuren viser en enkel tegning av tannhulløsningen med åpne tenner.



Figur 3.6: En enkel tegning av kornstikeren. En kamaksling er her tenkt å drive de små stemplene opp og ned.

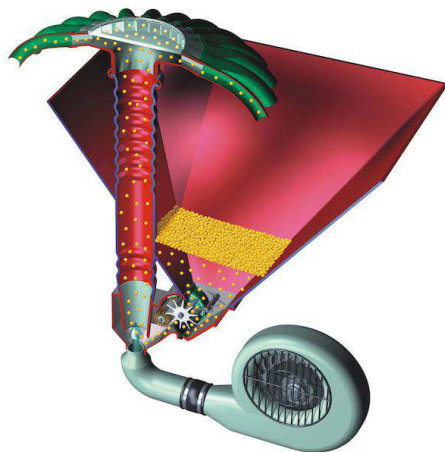


(a)



(b)

Figur 3.7: Her vises to ulike måter å tildekke såbedet etter såing. Figur a viser et enkelt følgehjul[41], mens figur b viser alternativet med to tiltede hjul i vinkel.[13]



Figur 3.8: Illustrasjon av en pneumatisk matemekanisme. Gjengitt fra Vogel&Noot[57].

3.2.4 Matemekanisme

Frøene som skal sås må på en eller annen måte føres fra frøbeholderen ned til sårennene. Denne jobben utføres av ulike typer matemekanismer. Disse kan deles inn i to hovedgrupper, mekaniske og pneumatiske. De ulike matemekanismene kan studeres i nærmere detalj i Bell[10].

Pneumatiske matemekanismer

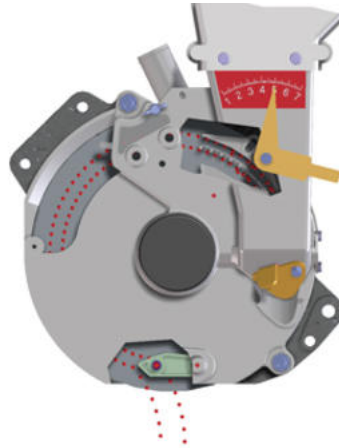
Pneumatiske matemekanismer er i bruk for et vidt spekter av frøsorter, og passer særlig bra for såing ved relativt høye hastigheter. Denne typen matemekanisme kjennetegnes, som nevnt i avsnitt 1.2, ved at en vifteenhet blåser frø oppover i en sylinder, til et distribusjonshode som er festet på toppen. Fra distribusjonshodet blir frøene videre jevnt fordelt i slanger som går ned til sålabbene. Møtehastigheten inn til vifteenheten justeres normalt med en roterende riflet sylinder, eller et tannhjul, mellom frøbeholderen og vifteenheten. Et typisk eksemplar er gjengitt i figur 3.8.

Mekaniske matemekanismer

Mekaniske matemekanismer leverer ikke overraskende frø til sålabbene mekanisk. Det finnes flere ulike mekaniske matemekanismer, og de justerer på ulike måter frøhastigheten som leveres til sålabbene. Noen ulike typer presenteres nedenfor.

Ekstern-kraft matemekanisme: En ekstern-kraft mekanisme har en roterende riflet sylinder under frøbeholderen. Denne stopper frøene, og hindrer dem i å renne fritt videre nedover i systemet. Sylindren tar så med seg et begrenset antall frø rundt i sin rotasjon til såmekanismen på andre siden, og justerer slik frøhastigheten ut til sålabbene.

Tannhjul mater: Tannhjulmaterialet har et tannhjul på undersiden av frøbeholderen for hver sålabb, på samme måte som den eksterne-kraft mekanismen hadde en riflet sylinder. Dette tannhjul skyver ut porsjoner av frø mot en fjærbelastet plate, slik at en jevn strøm av frø kommer ut til sålabbene.



Figur 3.9: Tegningen viser funksjonaliteten til Kvernelands MiniAir Nova. På baksiden er det festet en vakuumpumpe som suger frøene til seg. [7]

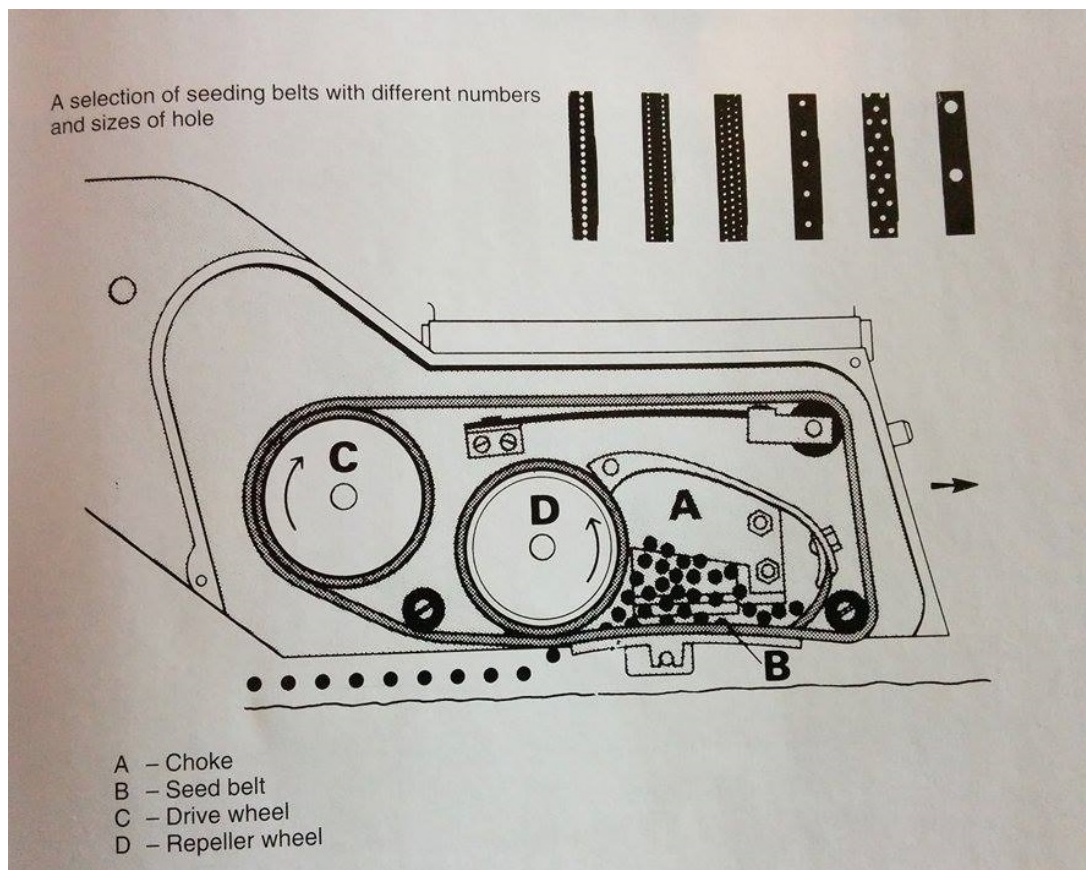
Vakuummater: Vakuummateren er en noe mer komplisert mekanisme. Her er det en vertikal disk med groper til frøene langs en radie noe mindre enn diskens radie. I bunnen av hver grop på disken er det et lite hull. På den ene siden av disken er det montert et viftesystem som skaper vakuum, og suger til seg enkeltfrø i gropene på den andre siden. Disken roterer så rundt, og leverer enkeltfrøene videre ved at vakuudet kuttes ved det hullet som til enhver tid befinner seg i nedkant av disken, like ved sålabbene.

Beltmater: Beltemateren bruker, som navnet antyder, et belte til å plukke ut frøene. Beltet er montert med drivhjul, løpehjul og strammehjul, og roterer omtrent som på en beltevogn. Frøene kommer inn i midten av beltet, og detter ned i små hull i selve beltet. Et frastøtningshjul hindrer frøene i å hope seg opp i en ende. Slik plukkes det ut ett og ett frø, og disse blir rotert med beltet. Etter en viss avstand er “gulvet” i matemekanismen fjernet, slik at frøene detter ett og ett gjennom beltet. Ulike belter kan benyttes for ulike matemengder. En illustrasjon av en slik løsning kan studeres i figur 3.10.

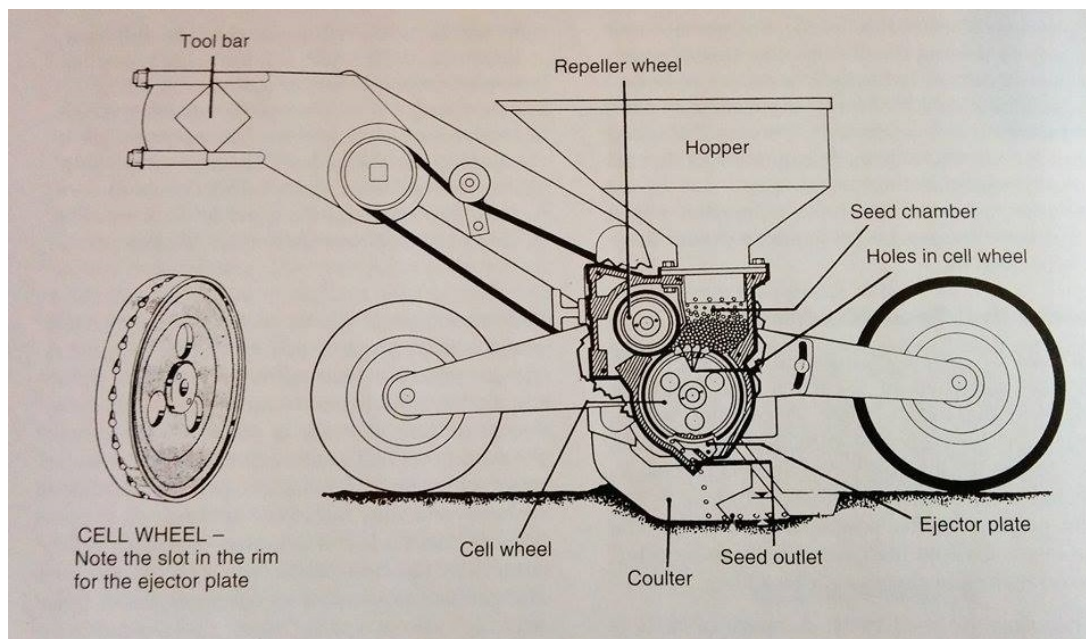
Tønnemater: Som beltemateren plukker denne mekanismen ut ett og ett enkelt frø. Her er det en rund skive med hull til frøene på flaten langs skivens omkrets. Skiven roterer så om skivens senter, med den øverste delen stikkende opp i frømagasinet. Slik fylles hullene på flaten med enkeltfrø, før de roterer rundt til undersiden og faller ned til sålabben. Et eksempel på en tønnemater er vist i figur 3.11.

3.2.5 Heisemekanisme

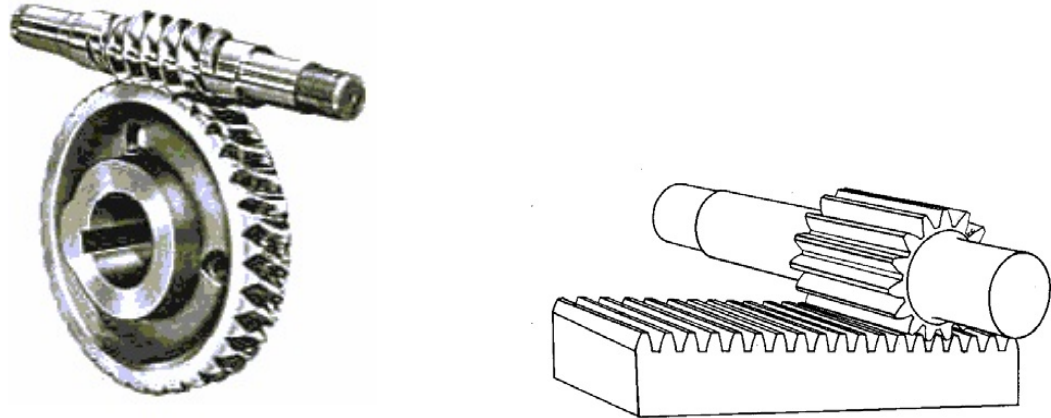
Vi må som tidligere nevnt ha mulighet for å heise verktøyet opp og ned, samt å låse dette i en fast stilling. Til dette kan man enten bruke en lineærmotor, bruke et system som omdanner rotasjonsbevegelse til rettlinjert bevegelse, eller bruke rotasjon til å drive en svingarm. Det finnes en rekke muligheter for hvordan dette kan gjøres, og noen ulike prinsipper for dette følger nedenfor.



Figur 3.10: Figuren viser prinsippet bak en beltemater [10].



Figur 3.11: Figuren viser prinsippet bak en typisk tønne-meter [10].



(a) Snekkegir [18]

(b) Tannstang [18]

Figur 3.12: Figuren viser to ulike typer effektoverføring.

Tannstang

En tannstang er en stangformet maskindel med tenner på minst en side. Denne brukes i forbindelse med et tannhjul for å kunne omsette roterende bevegelse til rettlinjert bevegelse, eller omvendt. Tannstenger kan ha både rette og skråstilte tenner, der skråstilte tenner gir lengre kontaktvidde, og opererer derfor stillere og roligere enn tannhjul med rette tenner. Dette er dog på bekostning av effektiviteten, som er noe lavere enn for rette tenner. Skråstilte tenner gir også en aksial kraft man unngår med rette tenner. En tannstang er illustrert i figur 3.12b. [39], [18]

Snekkegir

Snekkegiret består av to deler, et snekkehjul og en snekkeskrue. Snekkehjulet er essensielt et sylindrisk tannhjul med skråstilte tenner, mens snekkeskruen er en sylindrisk skrue med gjenger på utsiden. Disse brukes på aksler 90° på hverandre, som ikke ligger i samme plan. Et slikt oppsett er vist i figur 3.12a.

Effektiviteten på snekkegir er relativt lav, og ligger vanligvis mellom 40 og 90 %. Dette fører samtidig til høy friksjonsvarme, og smøring er viktig for varmeregulering ved høye hastigheter.

Siden snekkehjulet kun roterer med en tann per omdreining av snekkeskruen får man et veldig høyt utvekslingsforhold. Snekkeregir er derfor meget plasseffektive i forhold til vanlige gir med tilsvarende utveksling. Snekkeregir med høyt utvekslingsforhold er forøvrig også selvlåsende. [18]

Hydraulikk

Hydraulikk overfører kraft og/eller bevegelse gjennom en væske under trykk i et lukket system. Hastigheten til systemet reguleres gjerne med strupeventiler, og en tilbakeslagsventil kan settes inn dersom man ønsker låsing av systemet ved trykkfall. Det trengs en pumpe eller motor for å drive systemet, og det finnes en rekke ulike typer på markedet. [45], [47]

Kapittel 4

Test av frøplassering

Som tidligere drøftet er energiforbruket til roboten en av de viktigste faktorene for såmaskinen, sammen med redusert vekt. Før vi gikk videre til utvelgelsen av et endelig konsept for frøplassering ønsket vi derfor å teste hvordan de ulike løsningene oppførte seg i jorda i forhold til hverandre.

4.1 Oppsett

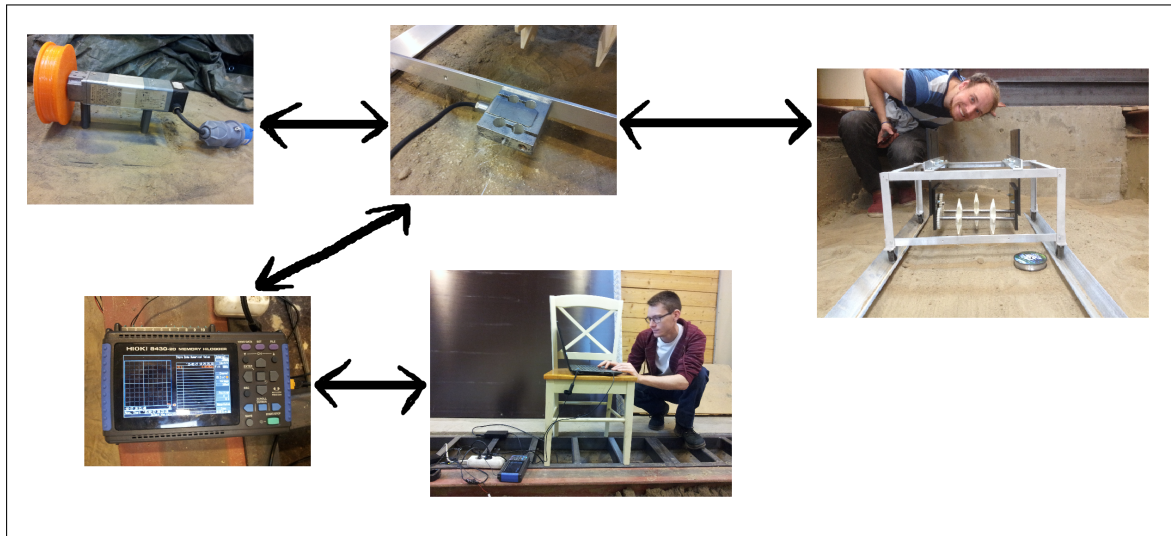
For å gjennomføre testen åpnet vi den gamle testjordrenna i TF fløy IV ved IMT. Vi fikk bygget en liten modell av landbruksroboten, som gikk på skinner i jorda, med utskiftbare verktøy lignende de ulike verktøyene fra avsnitt 3.2.2. En kraftcelle ble montert fast i rammen på modellen, og en motor med trommel ble satt opp for å dra modellen jevnt over testbanen. På denne måten kunne vi måle kraften som skulle til for å dra de ulike frøplasseringene gjennom sanden. En logger var koblet til kraftcellen for kontinuerlig å logge måleresultatene videre til en PC. De ulike delene av testoppsettet kan studeres i figur 4.1, mens figur 4.2 viser et oversiktsbilde over testoppsettet.

Oppsettet for forsøket bestod av følgende:

- Ramme på skinner med modell av verktøy
- Kraftcelle
- HIOKI memory HiLogger 8430-20
 - Software: Logger utility v1.81
- Elektromotor med trommel

Loggeren måtte kalibreres før forsøkene, noe som ble gjort med kjente vekter på 0, 0,5, 2, 3 og 5 kg. Disse ble hengt loddrett fra kraftcellen, og resultatene logget. Dermed kunne en lineær regresjon mellom datapunktene brukes for å stille inn loggeren til å plote måledata i kg. Verdiene tilnærmet med regresjonslinjen lå innenfor noen tidels gram fra de faktiske vektene. Loggeren ble satt til å logge datapunkter hvert hundrede millisekund.

Høyden av testmodellen måtte justeres mellom hvert enkelt testoppsett for å få så lik dybde som mulig på sporene i sanden. For å kontrollere høyden til verktøyopphenget ble



Figur 4.1: Figuren viser testoppsettet for måling av drakraft for de ulike frøplassererne. Motoren med trommel er koblet til kraftcellen, som igjen er festet på testrammen med verktøy. Cellen er samtidig koblet til en logger, som sender resultatene til en PC.



Figur 4.2: Figuren viser testtriggen vi satt opp i den gamle jordrenna på TF fløy IV ved IMT. Øverst til venstre skimtes motoren med den oransje trommelen som er koblet med fiskesene til testrammen.

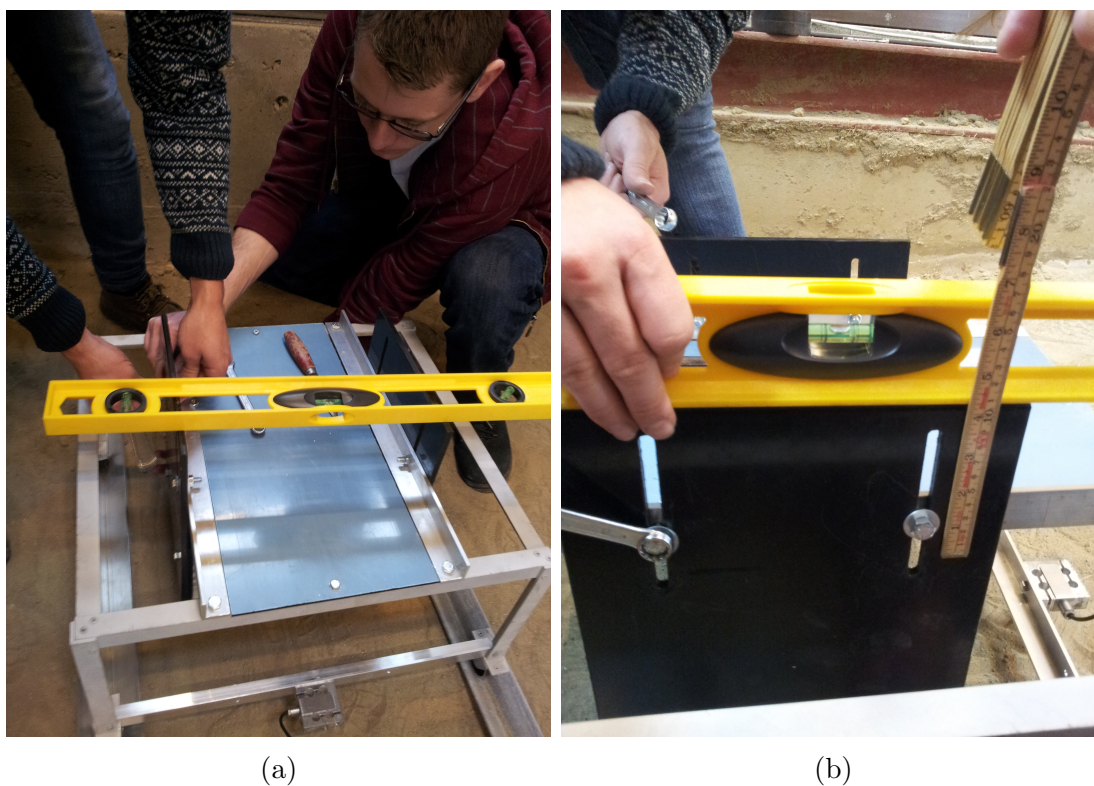
tommestokk brukt, mens et vater hjalp oss å se at det lå tilnærmet vannrett, som sanden under. Kontrolleringen av innstillingene er vist i figur 4.3.

De ulike løsningene ble tilnærmet med modeller printet ut i en 3D-printer. En knivlignende modell for slepesålabben, en tynn disk for skållabben, og et solid tannhjul som skulle representere begge de to tannhulløsningene, for ikke å måtte lage for mange testmodeller. Kornstikkeren ble vurdert til å være for kompleks til å lage en testmodell av.

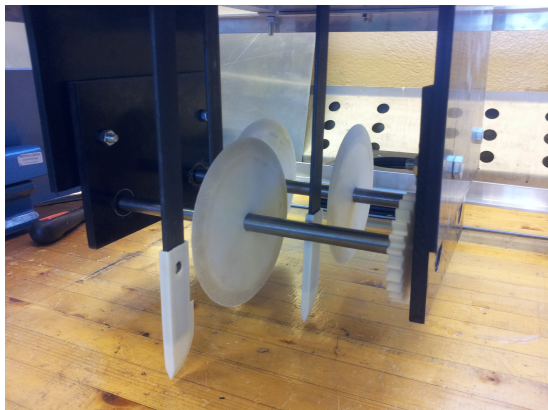
De ulike oppsettene av verktøy vi testet ut er listet opp nedenfor. Bilder av testoppsettene kan studeres i figur 4.4 og 4.5.

- Tørr sand
 - Disk
 - Disk og kniv
 - Tannhjul

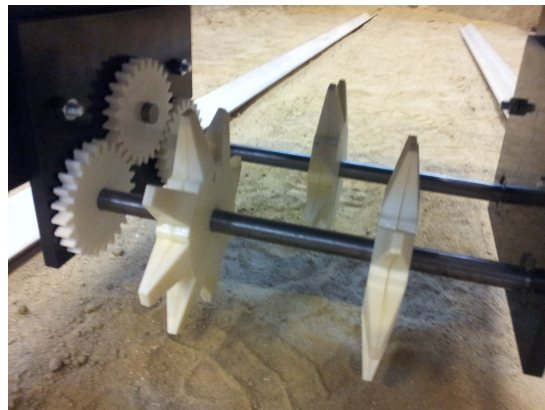
- Våt sand
 - Disk og kniv
 - Kniv
 - Tannhjul



Figur 4.3: Bildene viser hvordan vater og tommestokk ble brukt til å stille inn verktøyopphengset på testmodellen mellom hvert bytte av verktøy.



Figur 4.4: Testmodellen med både disk og kniver påmontert.



Figur 4.5: Testmodellen med tannhjule og kniver påmontert.

4.2 Fremgangsmåte

Testene ble gjennomført ved at testmodellen ble plassert i den ene enden av testbanen, mens motoren ble plassert i motsatt ende. Motoren ble så slått på samtidig som loggeren ble satt i gang, og modellen ble dermed dratt over banen med en jevn fart mens resultater ble logget.

Idet motoren ble slått på gjorde modellen et rykk. Oppstartsrykket ble forsøkt dempet ved at ekstra sene fra trommelen ble frigitt, for så å kontrollere en jevn innsveiving av denne, og samtidig sette testmodellen roligere i gang, når motoren ble startet opp.

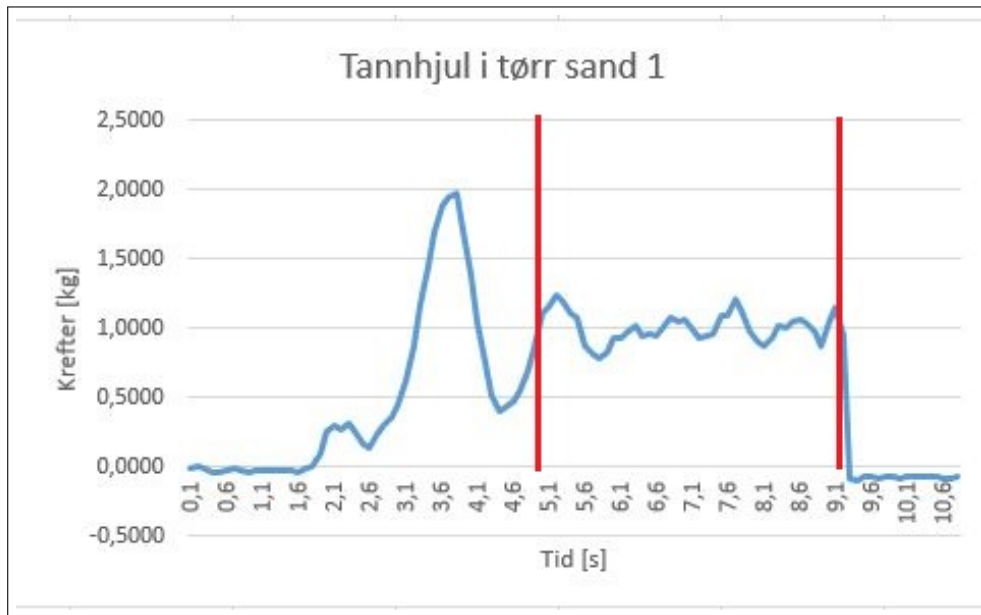
Det ble foretatt flere målinger for hvert testoppsett. Mellom hvert forsøk ble sanden gått over med spade og kost for å resette oppsettet til neste kjøring. Vi kjørte først en rekke tester i tørr sand, for så å vanne sanden og kjøre forsøkene på nytt. Dette ble gjort for å øke motstanden i sanden, og på den måten prøve å se om dette ville gjøre utslag i resultatene.

Testmodellen av disk viste seg å være i overkant tynn, og et frø ville ikke ha funnet veien ned i et såbed laget av en slik disk. Vi valgte derfor å heller teste kniven alene når vi kom til den våte sanden. Det mest realistiske oppsettet var nok likevel kombinasjonen av de to.

4.3 Resultater

Resultatene som ble logget ble eksportert til Excel, og fremstilt som graf med kraft mot tid. Ut fra denne kunne man se noen store utslag i oppstarten av kjøringen, før disse roet seg og grafen flatet ut.

Ut fra grafen ble det valgt et passende område for å regne ut et gjennomsnitt av målepunktene. Dette ble først gjort for samtlige målinger, før det ble regnet ut et nytt gjennomsnitt av hver av de ulike målingene for hvert oppsett. Det ble også regnet ut et standardavvik for disse. I figur 4.6 er en enkelt måling grafisk fremstilt. Tidsintervallet den gjennomsnittlige kraften er beregnet over er her markert med rødt. I tabell 4.1 er resultatene fra testingen oppsummert. Hver av verdiene representerer et slikt gjennomsnitt over tid fra hver enkelt måling, og viser trekraften som måtte til i kg.



Figur 4.6: Figuren viser ett enkelt måleresultat grafisk fremstilt som kraft over tid. De røde strekene markerer området som er valgt for å beregne gjennomsnittlig kraft for målingen.

Tabell 4.1: Oppsummering av resultatene fra testing av de ulike løsningene for frøplassering. Verdiene 1-6 er gjennomsnittlig trekraft over tid for de ulike målingene.

	Tørr sand			Våt sand		
	Disk	Tannhjul	Disk og kniv	Disk og kniv	Tannhjul	Kniv
Test 1 [kg]	0,819	1,003	0,986	2,158	2,190	1,780
Test 2 [kg]	0,835	0,987	0,969	2,215	2,080	1,681
Test 3 [kg]	0,817	1,014	0,983	2,139	2,207	1,627
Test 4 [kg]	0,755	0,956	0,977	2,043	2,100	1,899
Test 5 [kg]			0,958	2,008	2,040	1,780
Test 6 [kg]				1,972		1,760
Gjennomsnitt [kg]	0,807	0,990	0,974	2,089	2,124	1,755
Standardavvik	0,030	0,022	0,010	0,087	0,064	0,086

I R-commander ble det gjennomført en variansanalyse på disse dataene for å se om det er grunn for å anta en reell forskjell mellom måleseriene. For tørr sand ga ANOVA-tabellen en p-verdi lik $1,34 \cdot 10^{-6}$. For våt sand ga en tilsvarende analyse en p-verdi på $8,05 \cdot 10^{-6}$. Utskriften fra kjøringene i R-commander er lagt ved i tillegg A.

4.4 Diskusjon

Testingen ble utført både med og uten en ekstra vekt på ca 2 kg for alle oppsettene. Den ekstra vekten gjorde målingene mer stabile, i form av at modellen kjørte jevnere over sanden, men krevde selvsagt også mer kraft jevnt over enn uten ekstra vekt. Siden målingene kun brukes til å sammenligne løsningene seg imellom, benyttes her kun de mest stabile resultatene, med ekstra vekt.

Testrenna var fylt med sand, noe som ifølge overingeniør Ensby ved IMT var gjort for å få mest mulig like forhold for hvert forsøk. Ved kjøring i jord vil det være mange ujevnheter underveis, og modellen vil dras i rykk og napp. Resultatene vil dermed bli ujevne og mer usikre enn ved kjøring i sand. Vi valgte derfor å benytte sand også for våre forsøk.

Det store utslaget i starten av hver måling, illustrert i figur 4.6, samsvarte bra med rykket modellen gjorde idet motoren satte i gang. I våt sand så vi i tillegg at ting som ujevnheter i høyden på overflaten førte til mer ujevne målinger enn i tørr sand. Dette er ikke unaturlig, og samsvarer bra med konklusjonen om å utføre testene i sand istedenfor i jord.

Den statistiske analysen ga en p-verdi i tørr sand på $1,34 \cdot 10^{-6}$, som er en veldig lav verdi. Det betyr at sannsynlighet for å få våre resultater, dersom forventningene i utgangspunktet er like, er ca $1,34 \cdot 10^{-4}\%$. Det er med andre ord rimelig å anta at det er forskjell på minst to av frøplassererne.

Det er åpenbart at det da i hvert fall er forskjell på disken og tannhjulet, da disse representerer størst og minst forventning. Som nevnt er resultatene fra disken antagelig i overkant gode, da denne var for tynn. Ved å bruke en kontrast kan en undersøke om det er en reell forskjell mellom tannhjul og disk med kniv. R ga da en p-verdi på 0,372, noe som vil si at det er 37,2 % sannsynlig å få våre måleverdier dersom det ikke er en reell forskjell mellom de to. Dette er ikke en lav nok p-verdi til at vi kan si at det er en forskjell.

I våt sand var det en tilsvarende lav p-verdi. Også her har vi altså målt en klar forskjell på gruppene, og kniven skiller seg ut i så måte. Her er det også ønskelig å se om det er forskjell på tannhjul og kniv med disk, og det ble igjen brukt en kontrast. Denne ga en p-verdi på 0,538, noe som betyr at vi på ingen måte kan hevde en reell forskjell mellom de to.

Det er samtidig viktig å huske på at forsøkene er gjennomført i sand og ikke jord, noe som kunne gitt andre resultater, eller større forskjeller enn det vi målte.

Kapittel 5

Utvelgelse

I avsnitt 3.2 ble det presentert en rekke alternativer for de ulike funksjonene som kom opp under funksjonsanalysen. Disse vil her drøftes på grunnlag av de essensielle egenskapene for såmaskinen, for så å velge ut de endelige løsningene.

5.1 Frøplassering

Dette er funksjonen som er mest særegen for vårt konsept. Målet om å så frøene i et heksagonalt mønster stiller høye krav til nøyaktighet, særlig for korn der såavstandene er relativt korte. Samtidig er energiforbruket en tilbakevendende faktor for konseptet, og disse egenskapene vil derfor vektas høyest ved utvelgelsen av konseptet for frøplassering.

Slepesålabb

Dette er den enkleste og mest robuste løsningen for å lage et spor frøene kan sås i. Det er få eller ingen bevegelige deler som kan sette seg fast, og ingen mekanikk som kan bli ødelagt. Det er likevel vanskelig å plassere frøene nøyaktig i sporrennen slepesålabben har laget, og det blir heller en gjennomsnittlig avstand, enn en nøyaktig en.

I forsøkene våre viste kniven alene seg å være relativt lett å dra gjennom sand. Siden det ifølge Hafnor og Hoås er ønskelig at landbruksroboten skal så rett i stubben[21] vil det dog bli vanskeligere, i og med at kniven da må kutte seg gjennom gamle rester i overflaten, og restene fort dekker over rennen som Baker beskriver.

The biggest disadvantage of hoe or shank openers, however, is the fact that they can only handle modest levels of residues without blockage [...], especially when arranged in narrow rows. [8]

Skållabb

Som slepesålabben er skållabben enkel og robust, men med noe større usikkerhet i dybdejustering. Den er også litt mer utsatt for møkk og steiner. Samtidig har skållabben samme problem som slepesålabben når det kommer til nøyaktigheten i plassering av frø.

Når det gjelder energiforbruk viste det seg at disken alene (som i våre forsøk var meget tynn) var lett å dra gjennom sand. I kombinasjon med kniv for å utvide sporrennen til

frøene var det derimot liten forskjell i forhold til tannhjulene. En skållabb vil samtidig lettere kunne kutte seg gjennom stubben enn en slepesålabb.

Tannhjul

Det er altså to ulike tannhjulalternativer, ett med tenner som åpnes og ett med to skråstilte tannhjul. Begge løsningene presser ned en åpning for frøene, og plasserer dermed ett og ett enkelt frø. Dette er en mer kompleks løsning enn de to foregående, og særlig gjelder dette for alternativet med tenner som åpnes og lukkes. Disse løsningene gir til gjengjeld en mye mer nøyaktig frøplassering enn de konvensjonelle sålabbene.

Modellen vår av tannhjulene var noe tregere gjennom sand enn modellene våre for skållabb og slepesålabb. Samtidig slipper denne å kutte seg gjennom stubben, da den presser seg ned akkurat der man ønsker et hull.

Kornstikker

Dette er en fascinerende løsning, som skal være meget nøyaktig i og med at stemplene slår frøene rett ned eksakt der de skal være. Dette er da også en meget komplisert løsning. Det er veldig mange muligheter for feil og defekter i de kompliserte mekanismene, og i timing mellom stikkere og frømatning.

Det at roboten har en hastighet under drift gjør at roboten enten må stoppe opp for hver frønedsettelse, eller at stemplene må slå frøene vinklet ned bakover i en enda større hastighet. Stemplene må også slå ned i bakken flere ganger i sekundet dersom roboten skal bevege seg i de hastighetene postulert av Grimstad [19].

Valg

Ut fra drøftingen av ulike metoder for frøplassering ovenfor har jeg satt opp en utvalgsmatrise som følger Pughs metode, beskrevet i avsnitt 2.2.1. Tannhjul1 tilsvarer de to skråstilte tannhjulene, tannhjul2 er løsningen med tagger som åpnes og lukkes, mens punch tilsvarer kornstikkeren. Følgende kriterier er valgt, med tilhørende vektning:

- Energibruk. Dette er det viktigste kriteriet for frøplassering, da roboten har begrenset kapasitet, samtidig som vi ønsker en så energieffektiv totalløsning som mulig. Denne vektet derfor 30 %.
- Kompleksitet. Dette er ingen avgjørende faktor for maskinen, da økt kompleksitet enkelt kan oppveies av de andre faktorene. Samtidig må kompleksitetsnivået selvsagt være innenfor rimelighetens grenser, og vektet derfor 10 %.
- Pris. Pris er alltid en faktor, særlig i det kommersielle markedet, men også her kan økt pris oppveies noe av for eksempel en mer energieffektiv maskin. Denne vektet derfor 15 %.
- Nøyaktighet. Dette kriteriet går på hvor nøyaktig løsningen plasserer frøene i jorda. Dette er essensielt for vår løsning med heksagonalt såmønster, og denne vektet derfor 25 %.

Tabell 5.1: Utvalgsmatrise for de ulike konseptene for frøplassering.

Egenskap	Vekting	Slepesålabb	Skållabb	Tannhjul 1	Tannhjul 2	Punch
Energibruk	0,3	4	4	3	3	3
Kompleksitet	0,1	5	4	3	2	1
Pris	0,15	5	4	4	3	2
Nøyaktighet	0,25	2	2	5	5	5
Egnethet i stubb	0,2	2	3	4	4	5
Sum	1	3,35	3,3	3,85	3,6	3,55

- Egnethet i stubb. Løsningens egnethet til å operere rett i stubben spiller også inn, i og med at et mål med roboten er minst mulig jordbearbeiding. Denne vektet derfor 20 %.

Som man kan se av resultatet i tabell 5.1 ender vi opp med de skråstilte tannhjulene som endelig løsning for frøplassering.

5.2 Tildekking

Tildekkingen er ingen krevende oppgave, og det er liten vits i å komplisere denne mer enn nødvendig. Under testingen så vi at tannhjulene, som ble vår valgte løsning, etterlot seg en liten haug med sand rett bak gropen det hadde laget. Dermed skulle det passe perfekt med et helt enkelt følgehjul, av den litt brede typen, som kan følge etter tannhjulet og dytte jorden tilbake over frøet i hullet. Dette sparer samtidig plass i forhold til å hå skrå følgehjul.

5.3 Matemekanisme

Pneumatisk matemekanisme

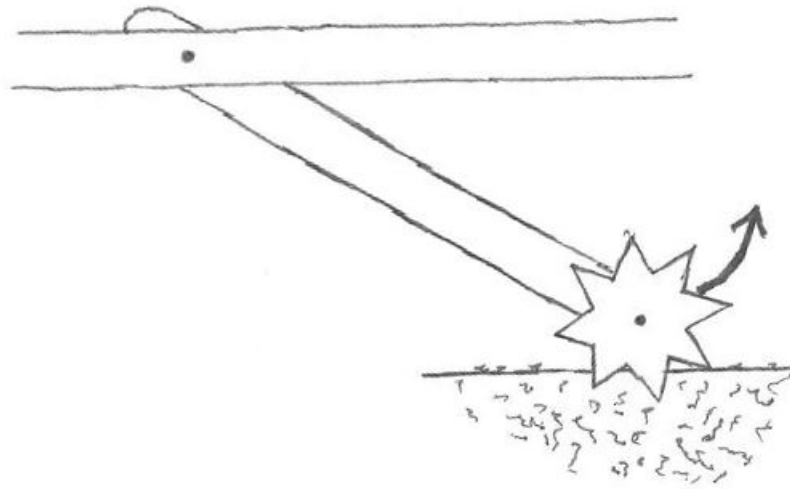
Pneumatiske matemekanismer krever som tidligere nevnt en egen vifteenheter for å fungere. Dette gjør at den utfører en jevn mating, men fører nødvendigvis også til høyere energiforbruk, vekt og kompleksitet enn mekaniske matemekanismer.

Samtidig gir den pneumatiske mekanismen størst fordel for høye hastigheter, mens landbruksroboten er ment å operere ved relativt lave hastigheter, ref Grimstad[19].

En pneumatisk matemekanisme har dermed få fordeler, og en rekke ulemper for landbruksroboten, og velges derfor ikke.

Mekanisk matemekanisme

De mekaniske matemekanismene har mange ulike fordeler og ulemper. Vakuummateren er kanskje den mest nøyaktige og pålitelige av alternativene, men samtidig har den, som den pneumatiske, behov for en stor og energikrevende vifteenheter. Også beltemateren er



Figur 5.1: Skissen illustrerer den enkle heisemekanismen, der kun tannhjulene heves, mens verktøyets ramme står i ro.

relativt nøyaktig, men den er samtidig ganske kompleks, og slipp i reimoverføringen kan føre til unøyaktigheter i lengden.

Ekstern-kraft mekanisme og tannhjulmateria er på sin side ganske enkle og robuste mekanismer. Til gjengjeld er disse mindre nøyaktige, siden de ikke plukker ut enkeltfrø, men heller regulerer en jevn strøm av frø.

Tønnemateria på sin side er basert på en relativt enkel mekanisme, og er samtidig robust. Denne plukker også ut ett og ett frø, og vil dermed være nøyaktig i funksjon. Som tynne skiver kan denne implementeres som cellehjul i senter av frøplasseren. Derfor er dette løsningen som velges.

5.4 Heisemekanisme

Heisemekanismen bør være så enkel som mulig, samtidig som den krever minst mulig energi. Vi ønsker derfor en løsning som kun løfter selve frøplasseringsmekanismen opp fra jorda, mens resten av verktøyet blir værende i sin faste stilling. Dermed blir det mindre å løfte på, og mindre krefter i sving. Dette kan gjøres med armer som roterer om en aksling som vist i figur 5.1. Disse kravene ekskluderer samtidig en løsning som bruk av hydraulikk, da dette blir energikrevende, komplisert og tungt.

Det er også ønskelig at mekanismen ikke trenger å bruke energi på å holde verktøyet oppe når det først er hevet. Dette krever en form for låsing, noe man kan oppnå ved å bruke et snekkegir med høyt utvekslingsforhold til å drive mekanismen. Den lave effektiviteten er her ikke avgjørende, i og med at mekanismen ikke brukes mange ganger i løpet av en dag.

I tabell 5.2 er de endelige løsningene oppsummert.

Tabell 5.2: Tabellen gir en oversikt over de valgte alternativene.

Funksjon	Valgt alternativ
Frøplassering	Skråstilte tannhjul
Tildekking	Enkelt følgehjul
Matemekanisme	Tønnemater
Heisemekanisme	Snekkegir og svingarm

5.5 Test av valgt løsning

5.5.1 Frøplassering og utplukker

De valgte løsningene for frøplassering og utplukking vil være de mest kritiske faktorene for om det endelige konseptet faktisk fungerer som vi har tenkt. For å undersøke om våre løsninger vil fungere også i praksis ble det derfor utviklet en ny prototype for testing i jordrenna. Denne var en mye mer realistisk modell av vårt konsept, med to tynne tannhjulformede skiver i vinkel, og med en 3D-printet utplukker celle integrert i midten. Den nye prototypen ble montert på modellen av landbruksroboten som ble brukt til testingen av konseptene i kapittel 4. Slik kunne vi teste hvordan korn ble plukket ut og plassert i hullene laget av tannhjulene. Et bilde av det nye oppsettet kan studeres i figur 5.2.

Under første kjøring var tannhjulene innstilt slik at de samlet seg i nedre posisjon, altså i bunnen av sågropen. Dette førte til at de to tennene gikk ned i jorda med et mellomrom, skar seg inn mot midten, og enten tok med seg masse sand opp igjen mellom taggene, eller de etterlot seg ikke en grop i det hele tatt. Dette førte selvsagt til at frøene ikke fant veien ned i jorda. Som en følge av dette ble hele oppsettet rotert slik at taggene samlet seg i det punktet de traff jorda, for så å presse utover på vei ned. Dette fungerte mye bedre, og sand som eventuelt hang seg på taggene ble sittende på utsiden.

Utplukkeren fungerte relativt bra, men var litt ustabil. Plasten som omsluttet selve cellen, samt måten denne var festet til rammen på, gjorde at det hele ble litt slarkete, og korn kunne enkelte ganger dette ut på feil sted. Særlig så vi dette dersom modellen ble kjørt i for tregt tempo. Også synkroniseringspinnen, som skulle sørge for at utplukker cellen og tannhjulskivene var synkronisert mens de roterte, var litt slarkete i prototypen. Likevel var resultatet positivt når vi telte opp antall korn i de ulike hullene etter en kjøring. Resultatet er oppsummert i tabell 5.3. Det er altså få hull det ikke kommer korn ned i, mens overvekten av hull får nøyaktig ett. Dette vil forhåpentlig også bedre seg med en mer stabil og fast montering.

Et bilde av noen av hullene er vist i figur 5.3. Som man kan se ligger restsanden nå mer på siden av hullene enn tilfellet var for forrige testmodell, noe som kan bety at en løsning med skråstilte følgehjul, eller følgehjul med et opphevet spor på midten, blir mer relevant en først antatt. Figur 5.4 viser likevel at vårt enkle følgehjul ser ut til å gjøre jobben bra.

Fra figur 5.3 kan man også se at tannhjulene som nevnt ikke ble hundre prosent synkroniserte, og flere ganger omtrent dannet to enkeltstående hull. Siden dette likevel fungerte ganske bra, kan det gi grobunn for å teste med kun ett skråstilt tannhjul i en



Figur 5.2: Figuren viser testprototypen av den valgte mekanismen for frøutplukking og -plassering. Utplukkercellen er plassert midt mellom de to tannhjulplatene.

Tabell 5.3: Tabellen oppsummerer antall såhull med antall korn.

Antall korn	Antall hull
0	4
1	13
2	7
3	1
Totalt antall hull	25
Totalt antall korn	30



Figur 5.3: Figuren viser noen av hullene prototypen lagde i sanden, med ett korn i de fleste hullene.



Figur 5.4: Figuren viser stripen tannhjulprototypen har kjørt over, etter en overkjøring med et enkelt følgehjul.



Figur 5.5: Bildet viser hullet som ble etterlatt av tannhjulspissen i det tørre, hardpakkede området med en vekt på 20 kg.



Figur 5.6: Bildet viser hullet som ble etterlatt av tannhjulspissen i det fuktige, løsere området med en vekt på 10 kg.

senere revideringsfase.

5.5.2 Vekt på tannhjul

For senere dimensjonering er det nødvendig å vite hvilke krefter som virker på tannhjulene når disse stikkes ned i jorda. Dette er ingen enkel, og rett frem oppgave, i og med at jordsmonn varierer enormt fra jorde til jorde, og vann og leireprosjenter spiller sterkt inn. Elbanna og Witney (1987) har oppsummert en rekke jordpenetreringsforsøk i ulike jordsmonn der jordmotstanden spenner fra rundt 1 MPa til nesten 5 MPa [16]. Dersom en regner med et hull på 10 mm * 5 mm, og en motstand på 5 MPa, gir dette da en kraft $F = 5 * 10 * 5 = 250 \text{ N}$, som tilsvarer en vekt på $m = 250/9,81 = 25,5 \text{ kg}$.

For å få en litt bedre ide om hvilke krefter som vil spille inn i vårt konkrete tilfelle ble testprototypen, sammen med ulike vekter, tatt med ut på et jorde for å gjøre en praktisk tilnærming. Her ble hjulene plantet i bakken, og høydejusteringen av verktøyet satt i "fri". Dermed kunne vekter legges kun på verktøyopphenget til tannhjulspissen sank ned i jorda. To ulike steder ble testet.

Den første testen ble gjennomført i utkanten av jordet. Her var jorda hardpakket, tørr og overkjørt av traktor minst to ganger. Vektene som var tatt med (12 kg) var her ikke nok til å presse spissen langt nok ned. Det ble derfor hentet en vekt på 20 kg fra treningssenteret like ved, som viste seg å være nok. Under slike forhold kan man altså anta en øvre motstand på 20 kg.

Den andre testen ble utført på et høstpløyd jorde med gress, der jorda altså hadde vært bearbeidet, og samtidig hadde betydelig høyere grad av fuktighet. Her viste det seg at 10 kg var tilstrekkelig til at spissen gikk dypt nok ned. De to testområdene er illustrert i figur 5.5 og figur 5.6.

Forsøket er selvsagt ganske enkelt, og ting som friksjon i festet til høydejusteringen på



Figur 5.7: Bildet viser testoppsettet på første teststed med 20 kg plassert over verktøyopphenget.



Figur 5.8: Her måles dybden av hullet som ble etterlatt ved teststed to til nært 3 cm.

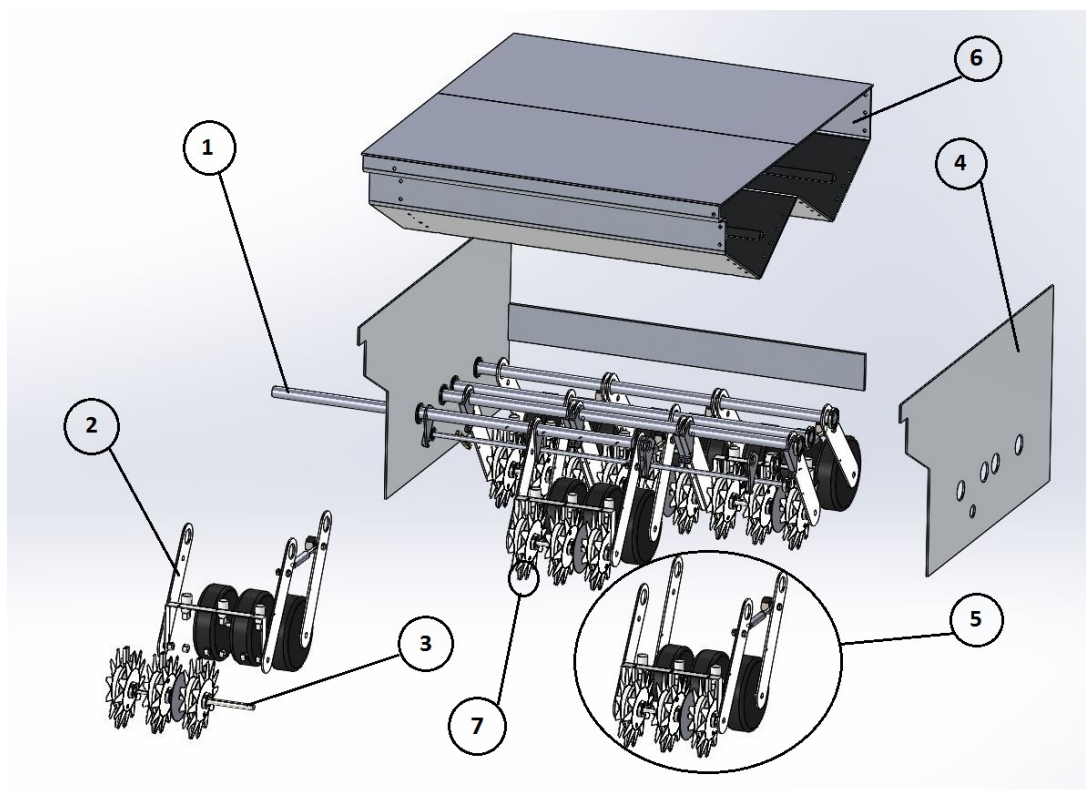
modellen kan ha bidratt til å fordele noe av pålagt vekt til rammekonstruksjonen istedenfor på selve spissen. Noe av poenget med roboten er å redusere jordpakking. Samtidig vil såing kunne utføres tidligere på våren enn normalt, med høyere vanninnhold i jorda, på grunn av den reduserte vekten. Derfor er ikke det første forsøket like relevant som det andre.

Forsøket er også konstruert slik at all kraft som fortrenger jorda kommer vertikalt, mens på den faktiske maskinen vil tannhjulene rotere ned i jorda, og trekraften i horisontal retning vil trolig ta opp noe av kreftene som skal til. Alt tatt i betraktning regner jeg derfor med 20 kg som maksimalt av hva roboten bør klare å presse ned, som et verste tilfelle.

Kapittel 6

Dimensjonering og design

I dette kapitlet vil kritiske elementer på såmaskinen utformes, særlig med tanke på vekt og styrke. Det vil i den forbindelse bli omtalt en del ulike komponenter på såmaskinen. For lettere å kunne referere til disse er de markert i figur 6.1, og beskrevet i tabell 6.1.



Figur 6.1: Figuren gir en oversikt over de ulike komponentene som omtales i dette kapitlet. Disse beskrives i tabell 6.1

Tabell 6.1: Tabell over ulike komponenter omtalt i dette kapittelet. Numrene refererer til figur 6.1.

Nummer	Beskrivelse	Navn
1	Aksling som holder modulene oppe	Modulaksling
2	Arm som kobler modulkomponentene til modulakslingen	Hevarm
3	Akslingen tannhjul og utplukker-celler er festet på	Tannhjulaksling
4	Plate modulakslinger er festet til	Sideoppheng
5	En modul med tannhjul, utplukkere, følgehjul og hevarmer	Modul
6	Frøoppbevaring	Magasin
7	Spissen på tannhjulskiven	Tagg

I avsnitt 5.5.2 ble kreftene som kommer til å virke på tannhjulet undersøkt, og som et konservativt estimat vil en kraft $F = 20 * 9,81 = 196,2 \text{ N}$ tilsvarende 20 kg benyttes i beregningene. Alle beregninger vil ta utgangspunkt i konservative estimater der tilnærminger må gjøres.

6.1 Frøplassering

6.1.1 Dybdejustering

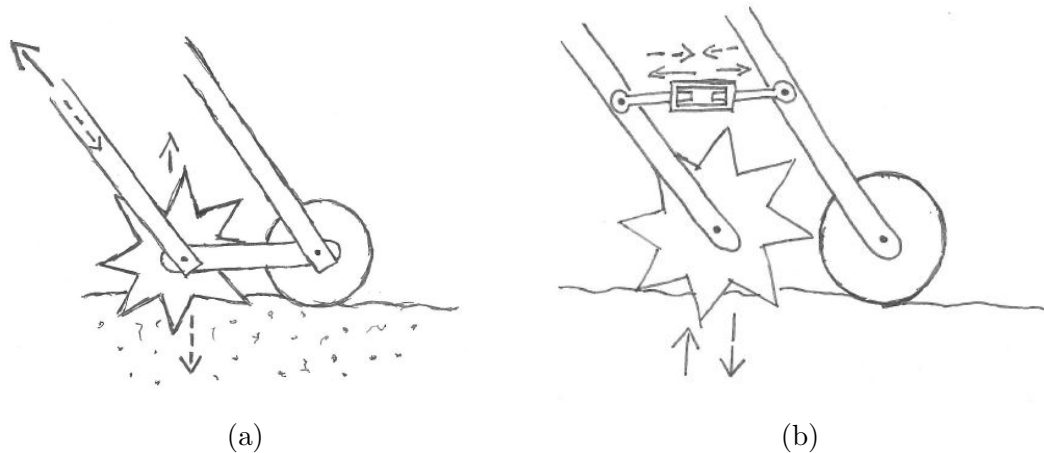
Når man skal så på et jorde ønsker man gjerne å kunne styre dybden til frøet ganske nøyaktig, etter forholdene på det spesifikke jordet og hva slags frø som skal sås [21]. Dette krever både en generell innstilling av høyden, samt en fortløpende individuell justering av hvert tannhjul som følger ujevnheter i bakken.

Fortløpende høydejustering

Den fortløpende høydejusteringen av de enkelte tannhjulene gjøres enkelt med et følgehjul bak hvert tannhjul. Dette følgehjulet blir det samme som det beskrevet for tildekking i avsnitt 5.2. Ved hjelp av et horisontalt feste mellom tannhjul og følgehjul vil tannhjulet følge høydevariasjonene følgehjulet opplever på jordoverflaten.

Generell høydejustering

Den generelle høydejusteringen kan enkelt kombineres med heisemekanismen beskrevet i avsnitt 5.4. Modulene vil være festet til modulakslinger på tvers av rammen, og ved å rotere disse akslingene vil dermed modulene heves og senkes. Dette kan styres med en liten motor, som programmeres til å ha kontroll på høyden i forhold til bakkenivå. Her vil snekkegiret gi en ekstra gevinst i form av nøyaktighet, da en rotasjon fra motoren kun vil rotere snekkehjulet med en tann.



Figur 6.2: Figuren viser de to alternativene for generell høydeendring av sådybden. Det horisontale festet er vist i figur a, mens strekkfjæren er illustrert i figur b.

En høydeendring mellom tannhjul og følgehjul kan man oppnå ved tilting av det i utgangspunktet horisontale festet beskrevet i forrige avsnitt. Et annet alternativ er å føre armene mot hverandre, og dermed rottere den ene armen mer enn den andre. Dersom en strekkfisk settes inn for det horisontale festet kan dette enkelt justeres som ønsket. De to prinsippene kan studeres i figur 6.2.

Tilting av festet krever at den ene armen heves i forhold til den andre. Dette gir fordelen at samtlige moduler på en aksling kan justeres samtidig kun ved å endre denne ene innstillingen. En slik løsning vil dog føre til komplikasjoner i forhold til innfestningen av akslingen, og særlig stabiliteten i dette, så en justeringsmulighet i form av strekkfisker vil være en enklere og mer robust løsning. Derfor velges denne.

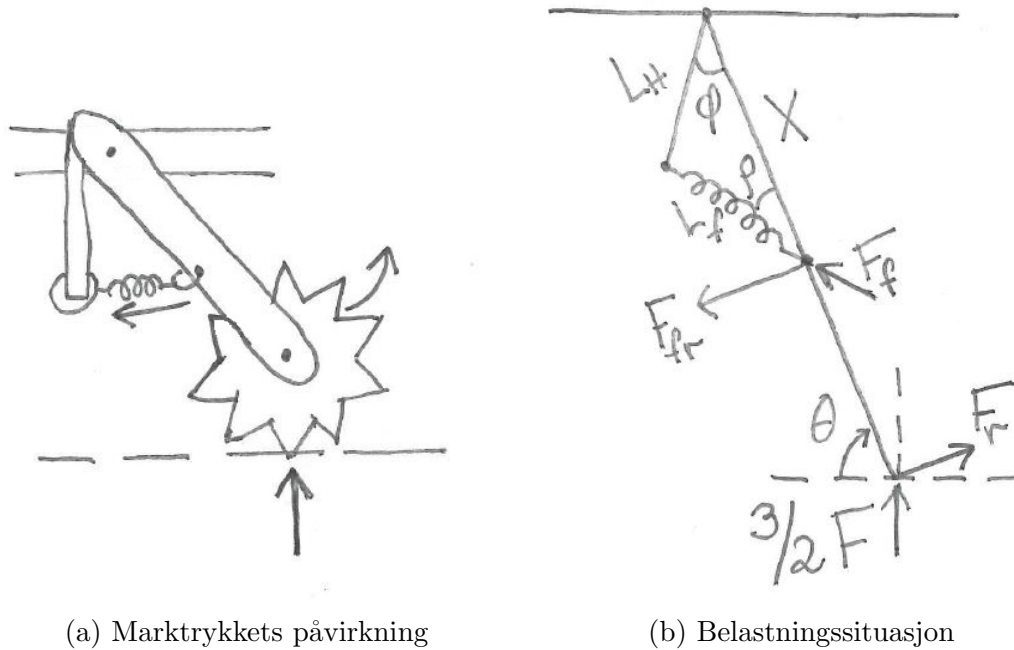
6.1.2 Marktrykk

For at den fortløpende høydejusteringen skal fungere må hevarmene kunne rotere fritt om akslingen som holder disse oppe. Dermed må en ha noe som opprettholder trykket ned mot bakken. For å holde dette trykket jevnt vil en fjærmekanisme være en god løsning. En strekkfjær festet mellom et roterende feste i akslingen og undersiden av armen vil dra armen ned mot bakken med en jevn kraft.

Figur 6.3 viser hvordan fjærmekanismen vil fungere. Vinkelen θ er her vinkelen armen har mot bakken, noe som gir en kraft $F_r = 3/2 * F \cos(\theta)$, som er kraften påført av tannhjulene i bakken dekomponert tangentielt til rotasjonen. Denne kraften vil skape et rotasjonsmoment om modulakslingen lik $M = 300 * F_r$ som må oppveies av fjæren. Fjæren må da utøve en motsatt rettet tangentiell kraft $F_{fr} = 300/x * F_r$, gitt at hevarmen er 300 mm lang.

Vinkelen ρ ønskes så stor som mulig for å få minst mulig forskjell mellom F_r og F_f . Det betyr at L_H bør være så lang som mulig. Samtidig skal denne lengden pluss fjærens frie lengde være den samme som lengden x .

Vinkelen θ vil ut fra 3D-modulering i SolidWorks (CAD) ligge over 50° under drift, noe som gir en maksimal $F_r = 189,2 \text{ N}$. For å motvirke momentet fra denne må fjæren da skape en motkraft $F_{fr} = 260,3 \text{ N}$. Vi har også at x ikke bør overstige 250 mm, på



(a) Marktrykkets påvirkning

(b) Belastningssituasjon

Figur 6.3: Figur a viser hvordan marktrykket vil dytte taggen på tannhjulet opp, mens figur b viser de ulike kreftene og vinklene som avgjør hvor stor fjærkraft vi trenger for å motvirke dette.

Tabell 6.2: Tabellen viser egenskapene til den valgte fjæren for å holde jevnt marktrykk.[1]

Art. nr.	D_t [mm]	D_y [mm]	L_0 [mm]	L_1 [mm]	k [MPa]	F_0 [N]	F_1 [N]
9678	4,00	20,0	123,0	148,3	25,4	114,29	757,0

grunn av hevarmens totale lengde, og at maksimal L_f og x (via $L_H + L_0$) avhenger av fjærens egenskaper.

Et Excel regneark, sammen med en tabell over strekkfjærer fra Lesjöfors [1], viste at fjær med artikkel nr. 9678 passer vårt bruk. Denne gir $F_{fr} = 285$ N for $\phi = 33^\circ$, $\theta = 50^\circ$ og $L_H = 100$. Fjærkraften F_f er da lik 757 N. Regnearket med sine formler er vist i vedlegg A.

6.1.3 Synkronisering av tannhjul

Konseptet om individuelt plasserte frø i et heksagonalt mønster krever stor nøyaktighet, særlig for korn som har små frøavstander. Dette krever at de ulike modulene til enhver tid er synkronisert, slik at tannhjulene ikke gradvis kommer ut av posisjon i forhold til hverandre. Synkronisering kan gjøres på en rekke måter, både mekanisk og datastyrt. Her kan det gjøres relativt enkelt mekanisk, med en felles aksling som driver en reimoverføring til et synkroniseringshjul for hver modul, og derfor foretrekkes dette. Synkroniseringshjulet vil igjen være koblet til hver enkelt av de tre tannhjulcellene på modulen via en styrepinne som sørger for at alle tannhjul, samt utplukkercellene deres, til enhver tid er synkronisert.

For at synkroniseringen skal fungere kan vi ikke tillate slipp i mekanismen, og flatreim samt kilereim er dermed utelukket. Vi skal ha mulighet for høydejustering av modulene

våre, samt at de skal heises opp under transport. Dermed har vi behov for noe fleksibilitet i overføringen. Roboten opererer ikke under veldig høye hastigheter, så den beste løsningen for å drive synkroniseringshjulet blir dermed kjedeoverføring. Dette er heller ikke like sensitivt for sand og gjørme som tannreimen, da kjedet har hull tvers gjennom der tennene griper inn. Likevel vil det kreve vedlikehold i form av vask og olje.

6.2 Matemekanisme

Matemekanismen er basert på en tønnemater som beskrevet i seksjon 5.3. For å kombinere dennes nøyaktighet med tannhjulemekanismen best mulig har vi valgt å lage små cellehjul, som så monteres i senter av hvert enkelt tannhjul. Dermed plukkes frøene ut i samme operasjon som hull lages i jorda, og veien fra utplukker til frøplasserer blir minimal. Utformingen av cellehjulet er relativt komplisert produksjonsmessig, samtidig som det ikke utsettes for store påkjenninger, så plast er derfor et fornuftig materiale å lage dette i. ABS velges til dette da plasten har en særlig god aldringsmotstand og slagstyrke som er viktig for en landbruksmaskin. Denne er også fri for avsetningsstoffer. [3]

I mindre kvanta kan cellehjulene med fordel 3D-printes, noe som sparer investeringskostnader og gir stor fleksibilitet for endringer. For masseproduksjon er likevel sprøytestøping fremdeles en bedre metode, da dette går mye raskere, og blir billig når investeringskostnaden fordeles utover en mengde komponenter.

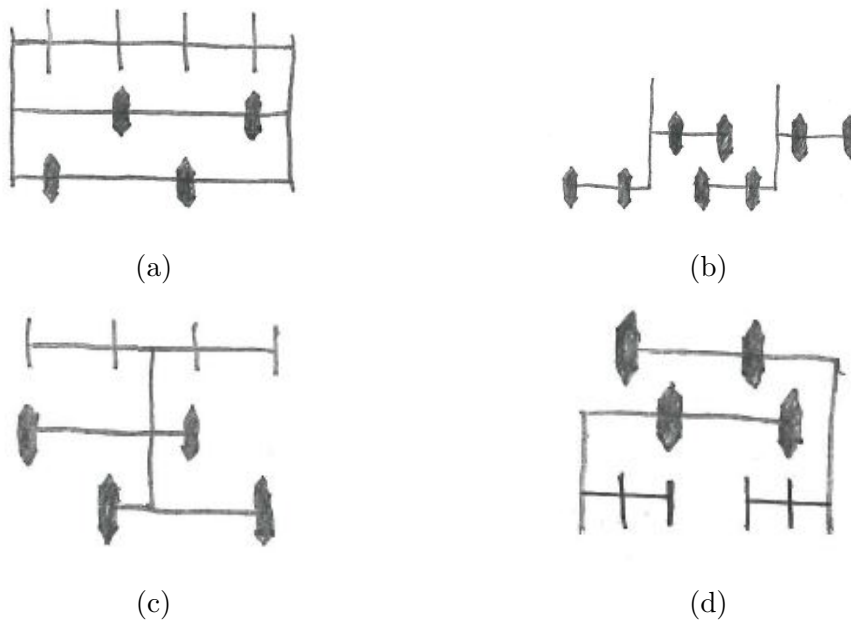
Den detaljerte utformingen av utplukkermekanismen er i all hovedsak designet av Hoås og Hafnor, og kan leses om i nærmere detalj i deres oppgave. [21]

6.3 Modul

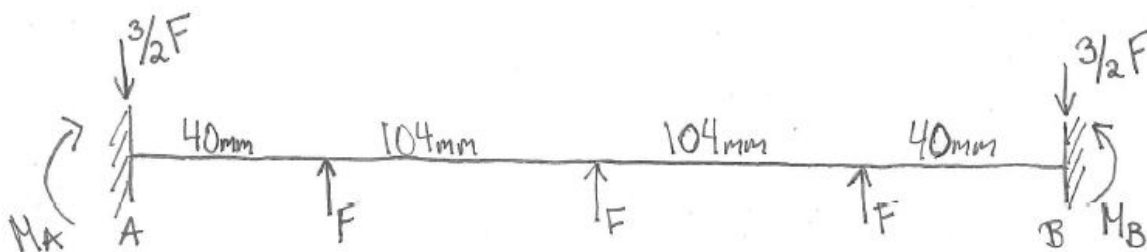
Det ble diskutert en rekke alternativer for oppsettet av tannhjul og følgehjul, og her kom metodene til Osborn beskrevet i avsnitt 2.2.2 godt med. Noen av alternativene vi var innom er skissert i figur 6.4. Om man skulle hatt individuelle tannhjul ville det blitt veldig mye mekanikk i form av synkronisering og hevarmer. Samtidig vil flere tannhjul på samme aksling føre til mindre kontrollert frødybde, både i form av nedbøyning av akslingen, og i form av større sannsynlighet for ujevnheter i jordoverflaten innenfor modulens arbeidsareal.

Alternativene der det er to rader med tannhjul innad i hver modul, som figur 6.4a og 6.4c, gir oss kun 5,2 cm å gå på fra senter av ytterste tannhjul på en modul, til senter av ytterste tannhjul på neste modul, for å oppnå de frøavstandene skissert av Hafnor og Hoås [21]. Dette gjør at disse løsningene ikke er praktisk gjennomførbare. Det ble også foreslått å vrenge opphenget, med en arm på midten av modulen, og med akslingene ut fra denne som vist i figur 6.4c, men det skaper igjen komplikasjoner for synkroniseringen.

Derfor vil det bli en aksling med tannhjul, og en aksling med følgehjul i hver modul. For å minimere nedbøyning av tannhjulakslingen, og samtidig ha så liten høydevariasjon som mulig for jordoverflaten under en modul, har vi landet på tre tannhjul i hver enkelt modul. Det blir altså to moduler i dybden, sideforskjøvet i forhold til hverandre, for at man skal få det heksagonale mønsteret ved en enkelt overkjøring av jorden.



Figur 6.4: Her er det skissert noen ulike moduloppsett vi har diskutert for tannhjulakslingen. De tykke sorte klumpene er tannhjul, mens streker representerer følgehjul.



Figur 6.5: Skissen viser et free body diagram av belastningssituasjonen for tannhjulakslingen.

6.3.1 Tannhjulaksling

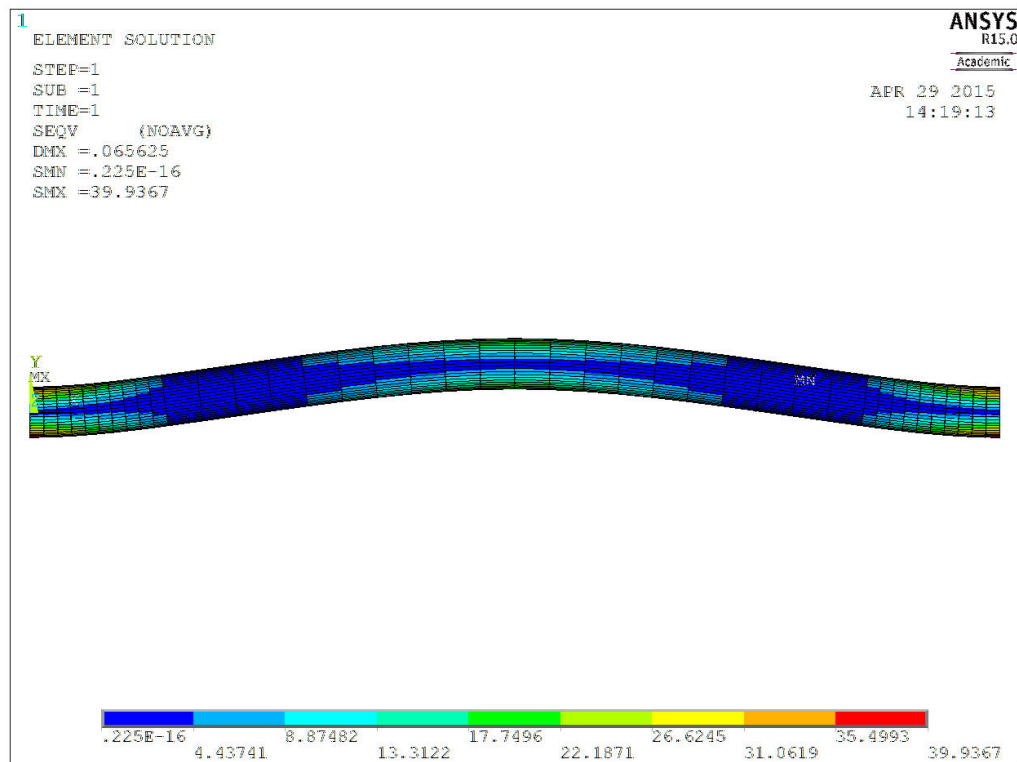
Akslingen tannhjulene er festet på bør ha en så lav nedbøyning som mulig under operasjon for at frødybden skal bli så jevn som mulig. Samtidig er det selvsagt ikke ønskelig med en forvokst aksling, så det blir viktig å finne et passende kompromiss. Figur 6.5 viser belastningssituasjonen for akslingen. Som man kan se er denne statisk ubestemt, og jeg bruker derfor ANSYS for å beregne nedbøyning og spenninger. Som nevnt settes kraften til $F = 196,2 \text{ N}$. Innstillingene brukt i ANSYS er listet opp i tabell 6.3.

Ved å sette diameteren $d = 15 \text{ mm}$ kom ANSYS frem til en nedbøyning $y = 0,0656 \text{ mm}$. Dette er en neglisjerbar nedbøyning, og skal fungere fint for tannhjulakslingen. Også den jevnførende spenningen ble kontrollert, og ble regnet ut til $\sigma_{jf} = 39,9 \text{ MPa}$. Det er altså heller ingen fare for flyt i materialet. Et resultatplot av nedbøyning og jevnførende spenning kan studeres i figur 6.6.

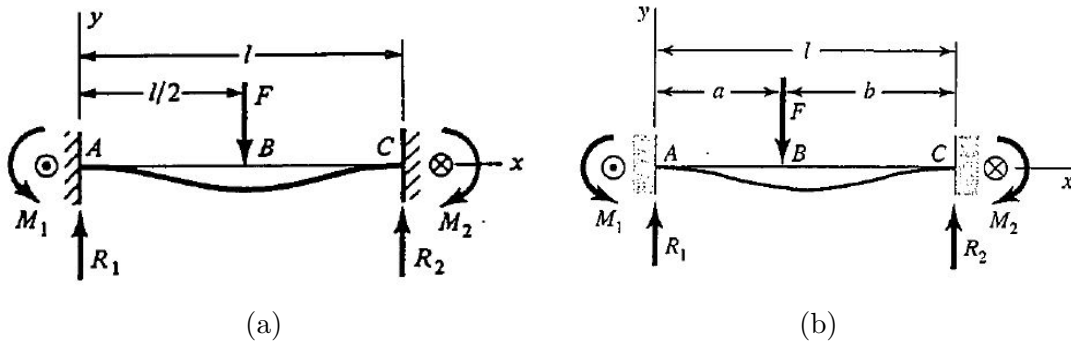
For å verifisere at oppsettet er riktig har jeg brukt to formler fra tabeller for å finne

Tabell 6.3: En oversikt over valgene gjort i ANSYS

Egenskap	Innstilling 1	Innstilling 2
Elementtype	BEAM189	Sirkulært tverrsnitt
Materiale	Structural, linear, elastic, isotropic	E-modul = 210 000
Mesh	Lines	10 elementer



Figur 6.6: Figur en viser nedbøyningen (DMX) og den jevnførende spenningen (SMX) regnet ut i ANSYS for tannhjulaksling med $d = 15$ mm i stål.



Figur 6.7: Figur a viser situasjon og mål for formel 6.1, mens figur b viser situasjon og mål for formel 6.2 [12].

nedbøyningen på midten av akslingen, en for senterlast, og en for forskjøvet last [12]. For å kombinere disse må hver krafts bidrag til nedbøyningen regnes ut individuelt, for så å kombineres via superposisjon. De to formlene er

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{192EI} \quad (6.1)$$

$$y_{AB}(x) = \frac{Fb^2x^2}{6EIb^3} [x(3a+b) - 3al] \quad (6.2)$$

Her er E elastisitetsmodulen beskrevet i avsnitt 2.3.1, mens I er annet arealmoment. For tilfellet skissert i figur 6.5 brukes ligning 6.1 for den midtre lasten, mens ligning 6.2 brukes for lasten til høyre, og ganges med to for å få med den siste lasten, noe som kan gjøres på grunn av symmetri. Da blir $l = 288 \text{ mm}$, $a = 248 \text{ mm}$ og $b = 40 \text{ mm}$ ut fra figur 6.5 og 6.7.

Diameteren settes til 15 mm, E-modulen $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ og annet arealmoment I for et sirkulært tverrsnitt finnes ved

$$I = \frac{\pi}{64}d^4 = \frac{\pi}{64}15^4 = 2485 \text{ mm}^4 \quad (6.3)$$

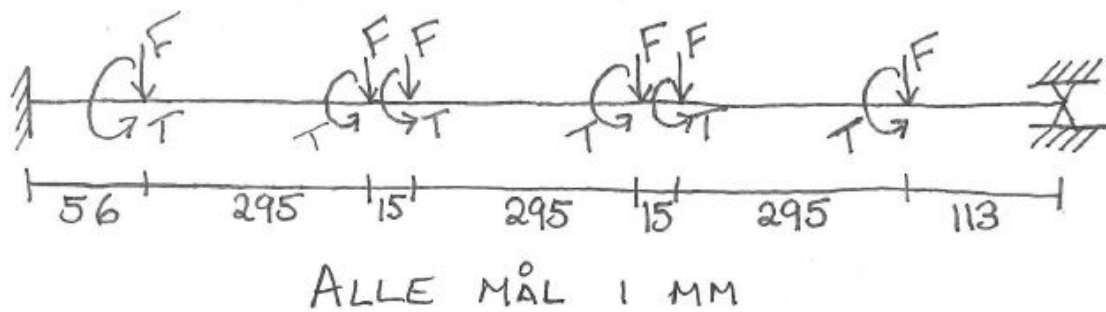
Ligning 6.1 gir en nedbøyning på midten av akslingen lik

$$y_{max} = \frac{-196,2 \cdot 288^3}{192 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2485} = -0,0468 \text{ mm}$$

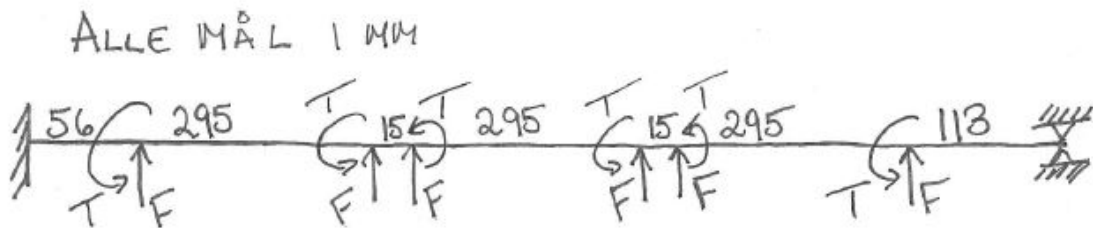
Ligning 6.2 gir tilsvarende en nedbøyning på midten av akslingen lik

$$\begin{aligned} y_{AB}(144) &= \frac{196,2 \cdot 40^2 \cdot 144^2}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2485 \cdot 288^3} [144(3 \cdot 248 + 40) - 3 \cdot 248 \cdot 288] \\ &= -0,0088 \text{ mm} \end{aligned}$$

Ved å plusse sammen de tre nedbøyningene blir den totale nedbøyningen $y = 0,0468 + 2 \cdot 0,0088 = 0,0644 \text{ mm}$. Som man kan se samsvarer dette bra med resultatet fra ANSYS, og vi kan anta at oppsettet er godt nok.



(a) Øvre posisjon



(b) Nedre posisjon

Figur 6.8: Skissene viser free body diagram av belastningssituasjonene for modulakslingen.

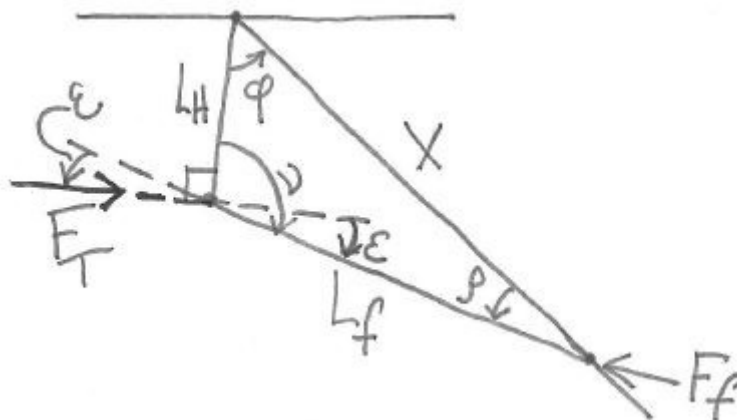
I beregningene her er verdier for stål benyttet. Nedbøyningen er omvendt proporsjonal med E-modulen. Det betyr at dersom aluminium velges som materiale for akslingen vil nedbøyningen bli ca tre ganger større enn for stål, da forholdet mellom deres E-moduler er ca 3:1. Samtidig er nedbøyningen også omvendt proporsjonal med annet arealmoment, som gir diameter i fjerde for en aksling, slik at en liten økning i diameter hjelper mye på nedbøyningen. Likevel vil en spare relativt lite vekt ved å velge aluminium, og da gå opp i diameter, så stål velges for stabilitet og sikkerhet mot for eksempel slag.

6.3.2 Modulaksling

Modulakslingen fra figur 6.1 vil oppleve to ulike belastningssituasjoner på grunn av modulene. En når modulene er nede på bakken under drift, heretter kalt nedre posisjon, og en når modulene er heist opp for eksempel under transport, heretter kalt øvre posisjon.

Nedre posisjon Også modulakslingen må dimensjoneres for minimal nedbøyning. Det hjelper lite at tannhjulakslingen holder kravet dersom modulakslingen bøyer seg mye. Den må selvsagt også dimensjoneres for flyt. Kraften som virker i hvert feste er $F = 196,2 * 3/2 = 294,3 \text{ N}$, da kraften fra tre tannhjul fordeles på to hevarmer. I tillegg vil mekanismen for marktrykk påføre akslingen et torsjonsmoment. Kraften vinkelrett på det roterende festet fjæren er festet i, beskrevet i avsnitt 6.1.2, vil være $F_T = F_f * \cos(\varepsilon)$, der $\varepsilon = \nu - 90^\circ$, og ν kan finnes fra de kjente parameterne fra avsnitt 6.1.2. En skisse av de ulike kreftene og vinklene er vist i figur 6.9. Det samme regnearket som ble brukt i avsnitt 6.1.2 ble benyttet videre her, og det resulterende torsjonsmomentet ble $T = F_T * L_H = 62078 \text{ Nm}$. En skisse av belastningssituasjonen når modulene er nede kan studeres i figur

6.8b. Den faste innspenningen, som tilsvareer snekkegiret, er satt på den siden modulene er forskjøvet mot, da dette gir mindre nedbøyning enn motsatt.



Figur 6.9: Figuren viser vinkler og krefter benyttet i utregningen av torsjonsmomentet om modulakslingen i nedre posisjon.

Det er naturlig å benytte det samme oppsettet i ANSYS som gitt i tabell 6.3, men med nye keypoints, grensebetingelser og krefter. Første beregning ble gjort med $d = 20$ mm, noe som ga en nedbøyning på over 8 mm. Dette er uholdbart i vårt tilfelle. En diameter på 25 mm ga en nedbøyning på omtrent 3,7 millimeter. Dette er fremdeles mye med tanke på en sådybde på rundt 25 mm. Dermed ble det testet for $d = 30$ mm, noe som ga en nedbøyning $y = 1,82$ mm. Dette tilsvareer et avvik på ca 7 %, og faller innenfor avvik man må regne med ellers i konstruksjonen. Derfor bør akslingene ha en diameter på 30 mm.

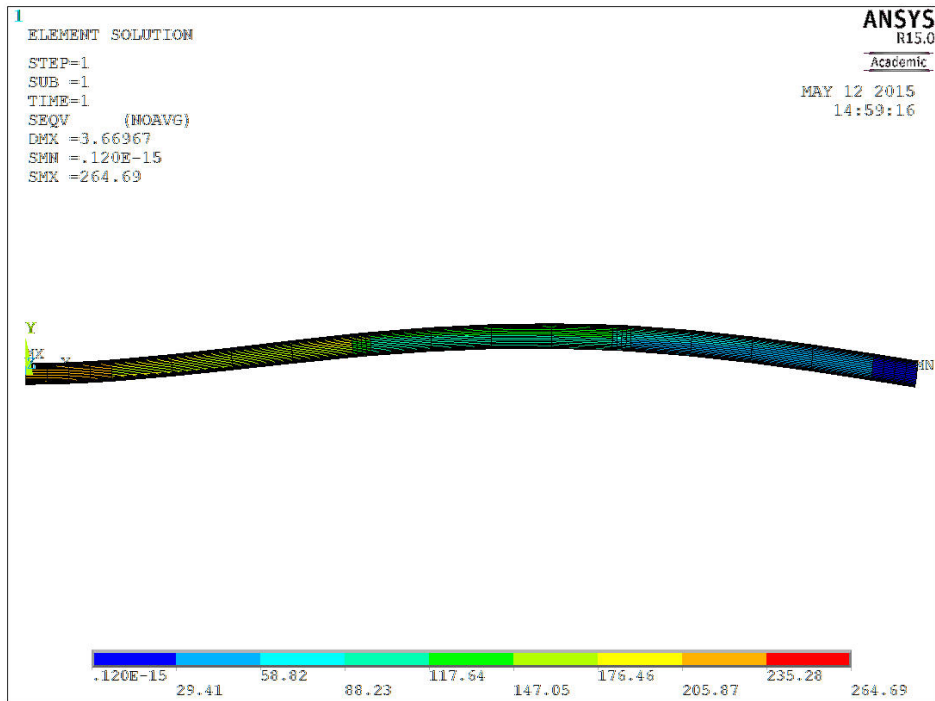
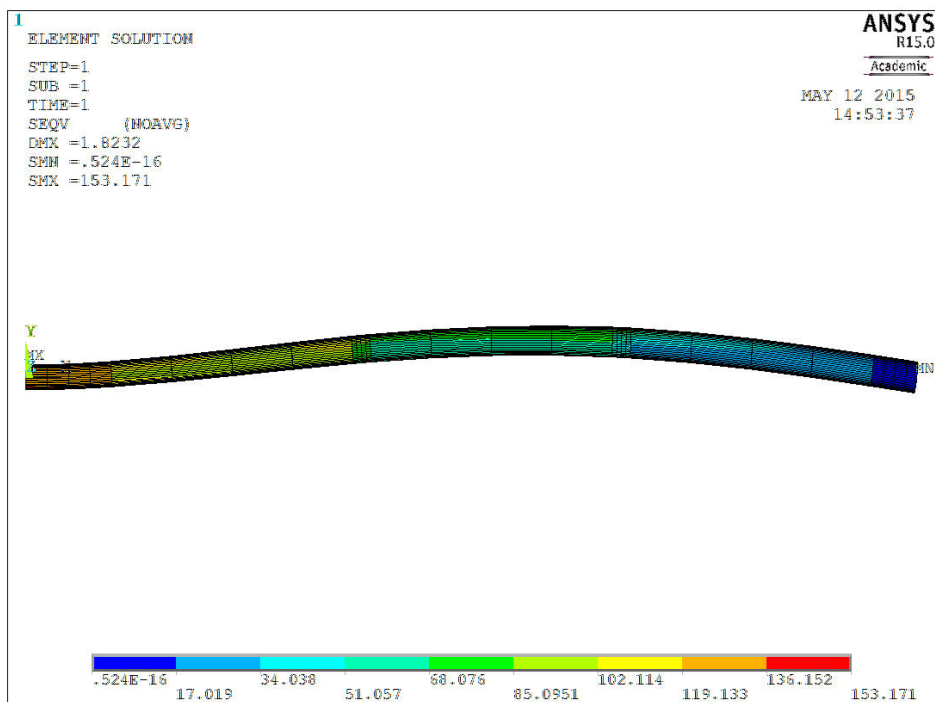
Resultatene for de to største tverrsnittene er gjengitt i figur 6.10. Som man kan se blir største jevnførende spenning $\sigma_{jf} = 153,2$ MPa, noe som gir en sikkerhetsfaktor mot flyt for stål S355, med flytegrense $R_e = 355$ MPa, lik

$$SF_{flyt} = \frac{R_e}{\sigma_{jf}} = \frac{355}{153,2} = 2,32 \quad (6.4)$$

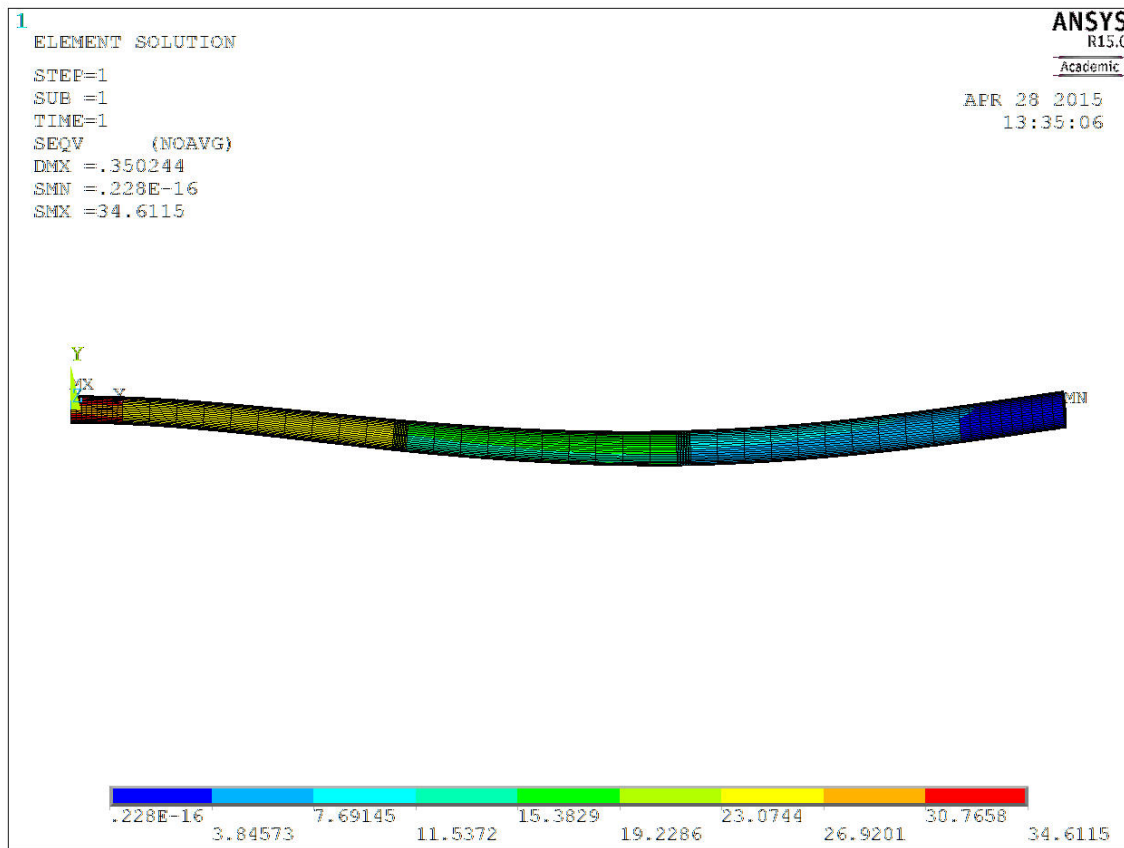
Øvre posisjon I øvre posisjon har vi et litt annet belastningstilfelle. Her vil hevarmene stikke utover, og på den måten skape et torsjonsmoment om modulakslingen, i tillegg til den vertikale kraften fra modulenes vekt. Hevarmene vil aldri stikke rett ut fra akslingen, så dersom den tåler dette er vi på trygg side. Vekten av modulene er ifølge SolidWorks snaut 21 kg. Dette skal fordeles på fire hevarmer, og gir et torsjonsmoment

$$T = F * l = \frac{21}{4} * 9,81 * 300 = 15451 \text{ Nmm} \quad (6.5)$$

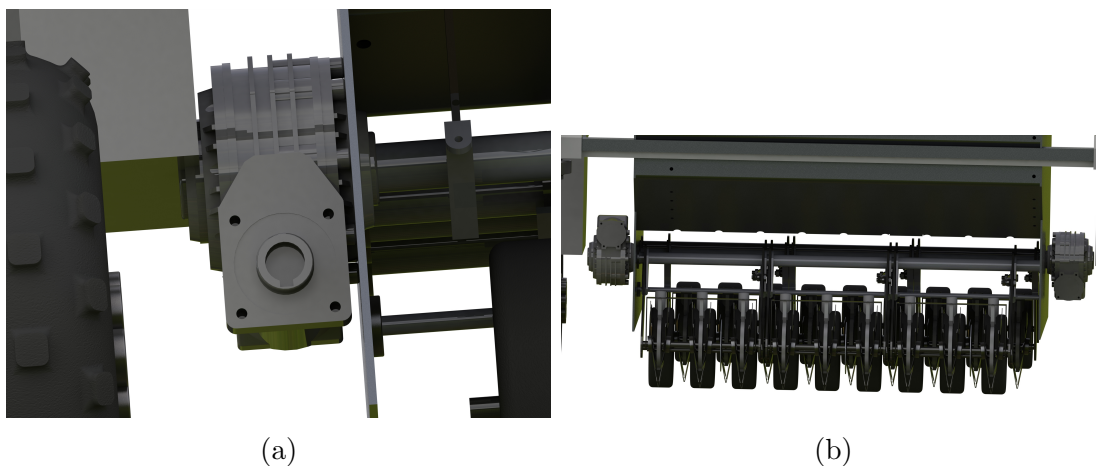
Belastningstilfellet er skissert i figur 6.8a. Legges torsjonsmomentene og kreftene inn i ANSYS-modellen får man en største jevnførende spenning lik $\sigma_{jf} = 34,6$ MPa, som man kan se av figur 6.11. Dette er altså ingen fare, og det er nedbøyningen og spenning i nedre posisjon som blir dimensjonerende.

(a) $d = 25$ mm(b) $d = 30$ mm

Figur 6.10: Figurene viser nedbøyning (DMX) og jevnførende spenning (SMX) regnet ut i ANSYS for modulaksling i stål, i nedre posisjon.



Figur 6.11: Plottet viser nedbøyning (DMX) og jevnførende spenning (SMX) funnet i ANSYS for modulaksling i stål, med $d = 30$, i øvre posisjon.



Figur 6.12: Figur a viser plassproblemet for snekkegiret. I figur b er såmaskinen laget så smal som overhode mulig, og det er da akkurat plass til snekkegirene. Giret er hentet fra Mekanex sine sider [2].

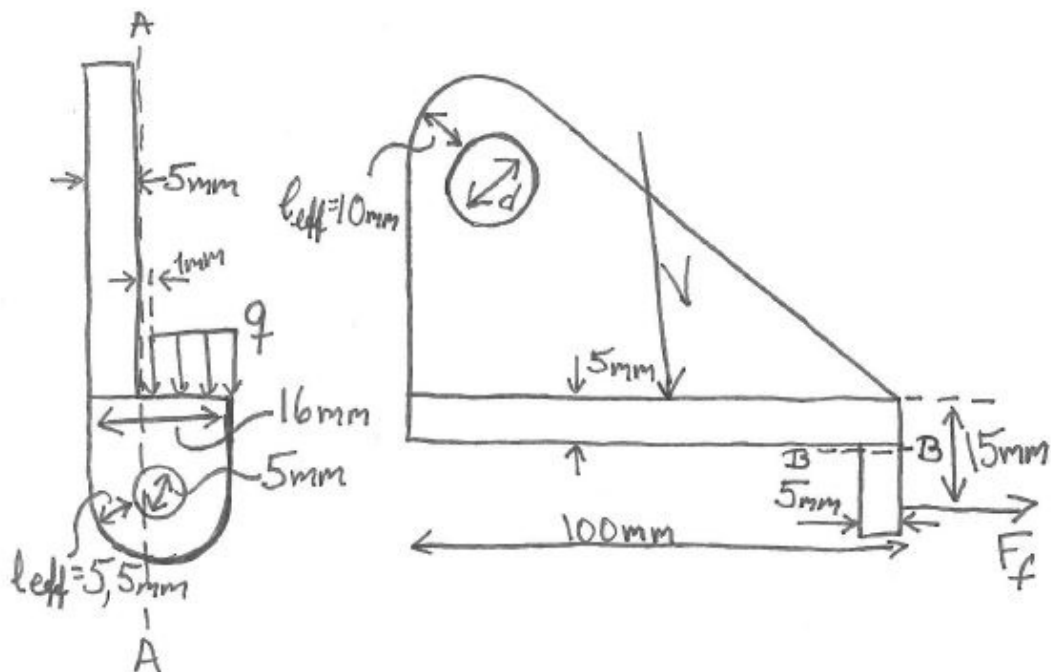
6.3.3 Snekkegir

ANSYS regner også ut reaksjonskreftene i opplagerne. Ved å hente ut en liste over disse (tillegg A) fra beregningene for modulakslingen i nedre posisjon, hvor torsjonen var størst, får en at momentet om x-aksen, altså torsjonen, i innfestningen med snekkegir er på 373 Nm. Snekkegiret må altså tåle minst dette.

For et snekkegir beregnet for 400 Nm nominelt dreiemoment fra Hydromec viser det seg at dette gir problemer med girets dimensjoner [2]. Som man kan se av figur 6.12a var det i utgangspunktet ikke plass til giret slik såmaskin og robot var designet. Såmaskinen ble derfor gjort så smal som det var mulig med samme antall moduler, noe som akkurat holder, som vist i figur 6.12b. Dette er likevel helt på grensen av hva som er mulig plassmessig, og en løsning med feste for snekkegiret inn i selve platen bør vurderes.

6.3.4 Heisefunksjon

I avsnitt 5.4 ble heisemekanismen skissert. For at den fortløpende høydejusteringen skal fungere må dog hevarmene, som nevnt i avsnitt 6.1.2, kunne rotere fritt om akslingen de holdes oppe av. Dermed trengs en ekstra liten plate for hver arm som sitter fast på akslingen, og tar med seg armen opp når akslingen roteres. Denne platen kan kombineres med festet til fjæren omtalt i avsnitt 6.1.2. Dermed får en to ulike belastningssituasjoner for denne platen, som for modulakslingen beskrevet i avsnitt 6.3.2. En øvre posisjon (under transport og lagring), og en nedre posisjon (under drift). Platen er skissert i figur 6.13. Diameteren d er lik den for modulakslingen.



Figur 6.13: Figuren viser hvordan heveplaten vil se ut i utforming, med de ulike målene og belastningene.

Nedre posisjon

I nedre posisjon er ikke heveplaten i kontakt med hevarmen annet enn gjennom fjæren, og fjærkraften F_f er altså eneste kraft som virker. Den maksimale kraften denne kan ha er ifølge tabell 6.2 $F_f = 757 \text{ N}$.

Utrivning av grunnmaterialet i hullet Vi får et redusert tverrsnitt på grunn av hullet der heveplaten er festet til akslingen, og der fjæren er festet til heveplaten, noe som kan føre til utrivning av grunnmaterialet [54]. Siden fjærfestet har det minste effektive arealet blir dette dimensjonerende. l_{eff} i utregningen er vist i figur 6.13, mens t er platens tykkelse.

$$\tau = \frac{F}{2l_{eff}t} = \frac{757}{2 * 5,5 * 5} = 13,8 \text{ MPa} \quad (6.6)$$

Hullkanttrykk Hullkanttrykket p_h er trykket som påføres flaten i hullet som ligger an mot henholdsvis aksling og fjærende [54]. Igjen blir fjærfestet dimensjonerende da dette har det minste projiserte hullarealet. I utregningen er d_h hulldiametere, mens n er antall hull kraften F er fordelt på.

$$p_h = \frac{F}{td_hn} = \frac{757}{5 * 5} = 30,3 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Avskjær langs B Vi risikerer avskjær i grunnmaterialet langs tverrsnitt A på grunn av skjærkreftene. Denne skjærspenningen blir

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{757}{16 * 5} = 9,5 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

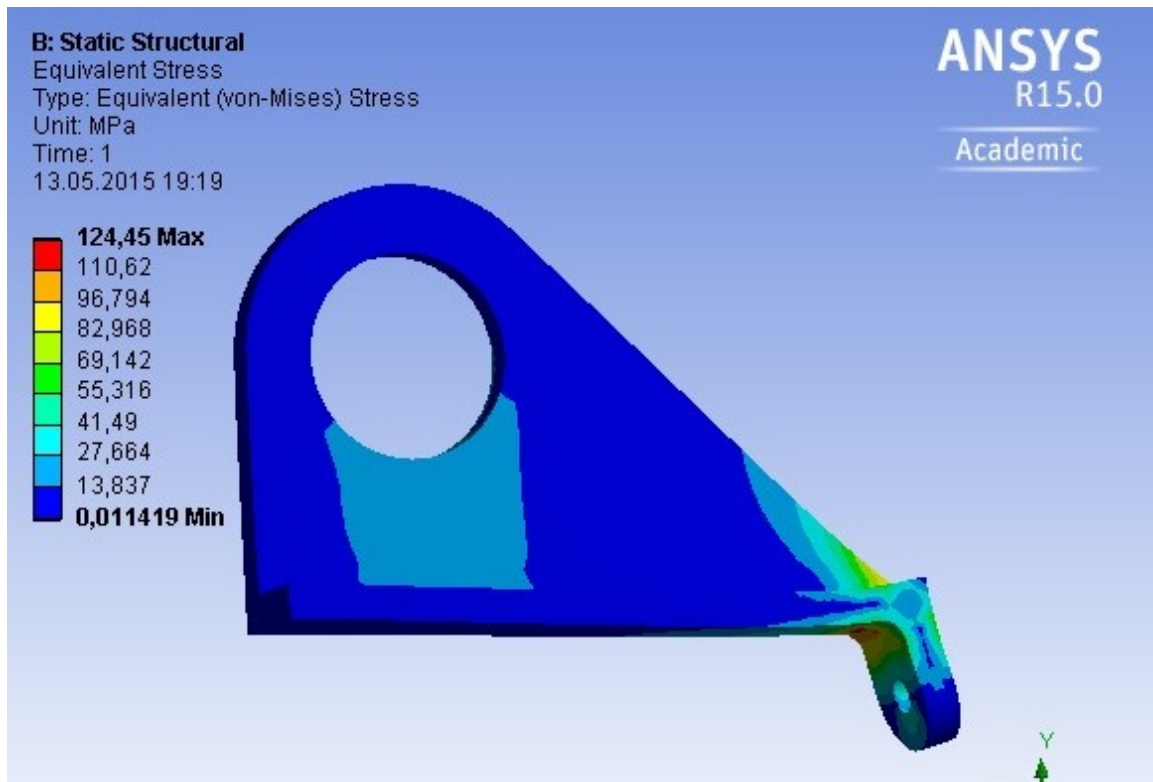
V er her skjærkraften, mens A er tverrsnittets areal.

Bøyespenning Fjærkraften vil også gi en bøyespenning ved B på grunn av armen ned til festet. Denne er enkel å finne.

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{757 * 10}{\frac{1}{6} * 16 * 5^2} = 113,6 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

Her er M momentet, mens W er tverrsnittsmodulen.

Spenningen ble også kontrollert i ANSYS Workbench, med en kraft på 757 N ut fra det lille hullet, og med det store hullet satt som fixed support. Som man kan se av figur 6.14 ga dette en spenning $\sigma_{jf} = 124,5 \text{ MPa}$.



Figur 6.14: Figuren viser sideopphenget med ulike mål for akselinnfestningene. Grunnlengden er 880mm. Den røde markeringen er en tenkt kritisk utrivningsform.

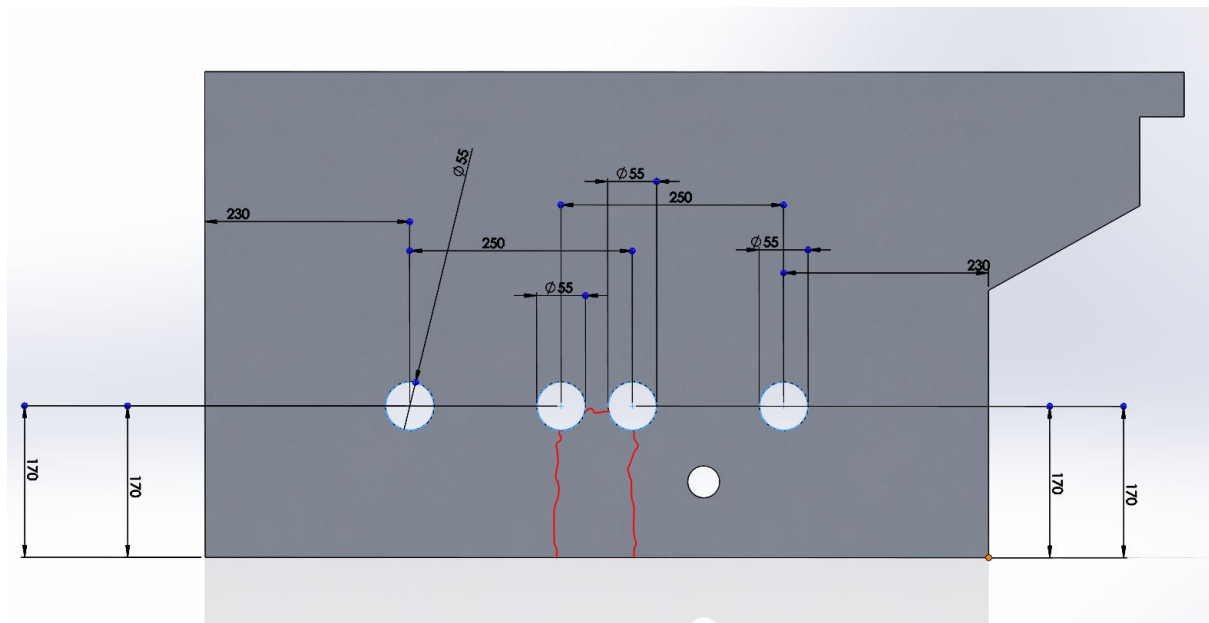
Konklusjon Heveplatene vil tåle påkjenningene påført av fjærmekanismen. Ved tverrsnitt B vil den jevnførende spenningen være tilnærmet bøyespenningen i håndberegningene, da skjærspenningen er så lav som den er. ANSYS beregnet en noe høyere spenning, men ikke veldig ulik den håndberegnete. Dimensjoneres det etter svaret til ANSYS med stål S355, ender en opp med en sikkerhetsfaktor mot flyt $SF_{flyt} = 355/124,5 = 2,85$.

Øvre posisjon

I øvre posisjon er fjæren i sin hvileposisjon, og utøver ingen krefter. Det er da kun vekten av modulen heveplaten må bære. Denne settes som tidligere til 21 kg. Det vil være to av disse heveplatene per modul, for å gi jevnt trykk nedover, så kraften hver heveplate vil oppleve blir

$$F = mg = 1/2 * 21 * 9,81 = 103,0 \text{ N} \quad (6.10)$$

Denne kraften er betydelig mindre enn fjærkraften fjærmekanismen påfører, så nedre posisjon blir dimensjonerende med tanke på innfestningen til akslingen. Da gjenstår styrken i grunnmaterialet langs tverrsnittet A i figur 6.13.



Figur 6.15: Figuren viser sideoppheget med ulike mål for akselinnfestningene. Grunnglengden er 880mm. Den røde markeringen er en tenkt kritisk utrivningsform.

Avskjær langs A Vi risikerer her avskjær i grunnmaterialet langs tverrsnitt A på grunn av skjærkreftene. Denne skjærspenningen blir

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{103,0}{100 * 5} = 0,21 \text{ MPa}$$

Bøyespennning Det må også her sjekkes mot bøyespenningen påført av kraften. Kraften er jevnt distribuert utover flaten, og en kan dermed bruke symmetri for å regne ut momentet.

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{103,0 * 6}{\frac{1}{6} * 100 * 5^2} = 1,48 \text{ MPa}$$

Konklusjon Heveplatene vil tåle påkjenningene av å løfte modulene under transport og lagring med god margin, og det er fjærmekanismen i nedre posisjon som påfører de største spenningene.

6.3.5 Sideoppheng

Modulakslingene må naturlig nok ha noen festepunkter på sidene. Dette opphenget kan samtidig kombineres med sideplatene for frømagasinet, og dermed også koble hele såmaskinen sammen. En skisse av opphenget kan studeres i figur 6.15.

Disse platene blir relativt store, så det hadde vært en fordel om disse kunne være i aluminium for å spare vekt. Som man kan se av tettheten i tabell 2.4 vil man kunne spare nesten to tredjedeler av vekten man ville fått med stål. Modulakslingene holder halve vekten til tre moduler av 21 kg hver når disse er i øvre posisjon. Dette fordeles så igjen på ett feste på hver side, slik at kraften som virker ned i festepunktet blir $F =$

$21 * 9,81 * 3 / (2 * 2) = 154,5 \text{ N}$. I nedre posisjon vil kreftene være som skissert i avsnitt 6.3.2, $F = 6 * 294,3 / 2 = 882,9 \text{ N}$. Vi velger en fem millimeter tykk plate, som er en standard platetykkelse, og ser om denne vil holde i aluminium.

Hullkanttrykk Hullkanttrykket blir som i ligning 6.7. Her er opplagt nedre posisjon dimensjonerende.

$$p_h = \frac{F}{td_h} = \frac{882,9}{5 * 55} = 3,21 \text{ MPa}$$

Utrivning av grunnmaterialet I figur 6.15 er det skissert inn en mulig utrivningsform for grunnmaterialet når modulene er i øvre posisjon. For denne utrivningen virker både strekk og skjær, og jeg velger å dimensjonere etter utrivning av skruegruppe fra Eurokode 3 [53]. Grunnmaterialets kapasitet mot denne utrivningen blir da, med aluminium 6082

$$V_{eff,Rd} = \frac{f_u}{\gamma_{M2}} * A_{nt} + \frac{f_y}{\gamma_{M0} * \sqrt{3}} * A_{nV} \quad (6.11)$$

$$V_{eff,Rd} = \frac{205}{1,25} * 25 * 5 + \frac{110}{1,05\sqrt{3}} * 142,5 * 5 * 2 = 106690 \text{ N}$$

Her er:

f_u materialets bruddgrense

f_y materialets flytegrense

A_{nt} netto areal påkjent av strekk

A_{nV} netto areal påkjent av skjær

γ_{M0} materialfaktor som settes lik 1,05

γ_{M2} materialfaktor som settes lik 1,25

Hvis man velger aluminium 6082, med $f_u = 205 \text{ MPa}$ og $f_y = 110 \text{ MPa}$ [3], som grunnmateriale, tåles altså nesten 107 kN før det oppstår utrivning av området skissert, noe som er langt over de kreftene som virker.

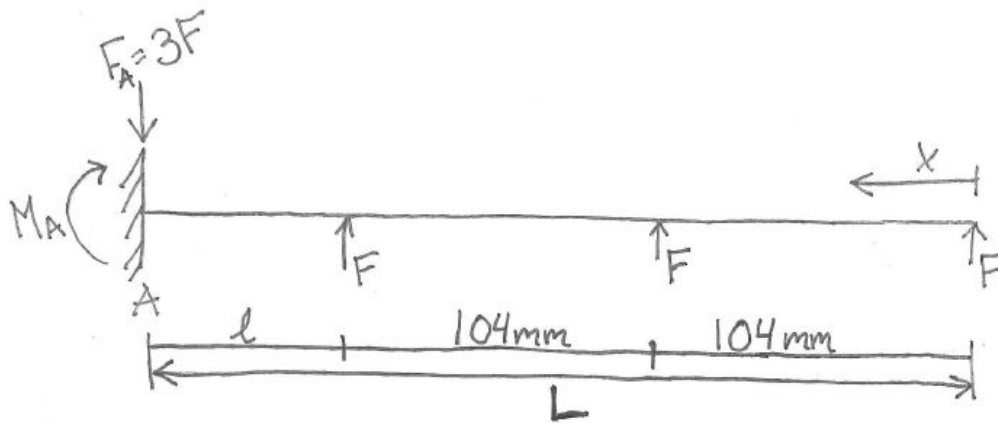
Vi kan med andre ord trygt velge å lage sideopphenget i aluminium for å spare vekt.

6.4 Plassbesparelse

En av de store utfordringene med dette konseptet er plassbruken. For å få til det ønskede mønsteret beskrevet av Hoås og Hafnor må tannhjulene stå i en bestemt avstand i forhold til hverandre, noe som har skapt plassproblemer for tannhjulakslingen, og moduloppsettet. [21]

6.4.1 Moduloppheng

En av løsningene som ble vurdert for å spare plass mellom modulene var å bruke kun en hevarm mellom modul og modulaksling. Dette gir et nytt belastningstilfelle for tannhjulakslingen, skissert i figur 6.16. For å finne den nye nedbøyningen til den elastiske linjen beskrevet i avsnitt 2.2.4 for dette tilfellet ble Macaulay brukt [52].



Figur 6.16: Figuren viser belastningssituasjonen for tannhjulakslingen med en enkelt hevarm.

$$EIy'' = -M(X)$$

Her y nedbøyningen, M momentet, I annet arealmoment og E Elastisitetsmodulen. Dermed har man følgende momentligning, og nedbøyning.

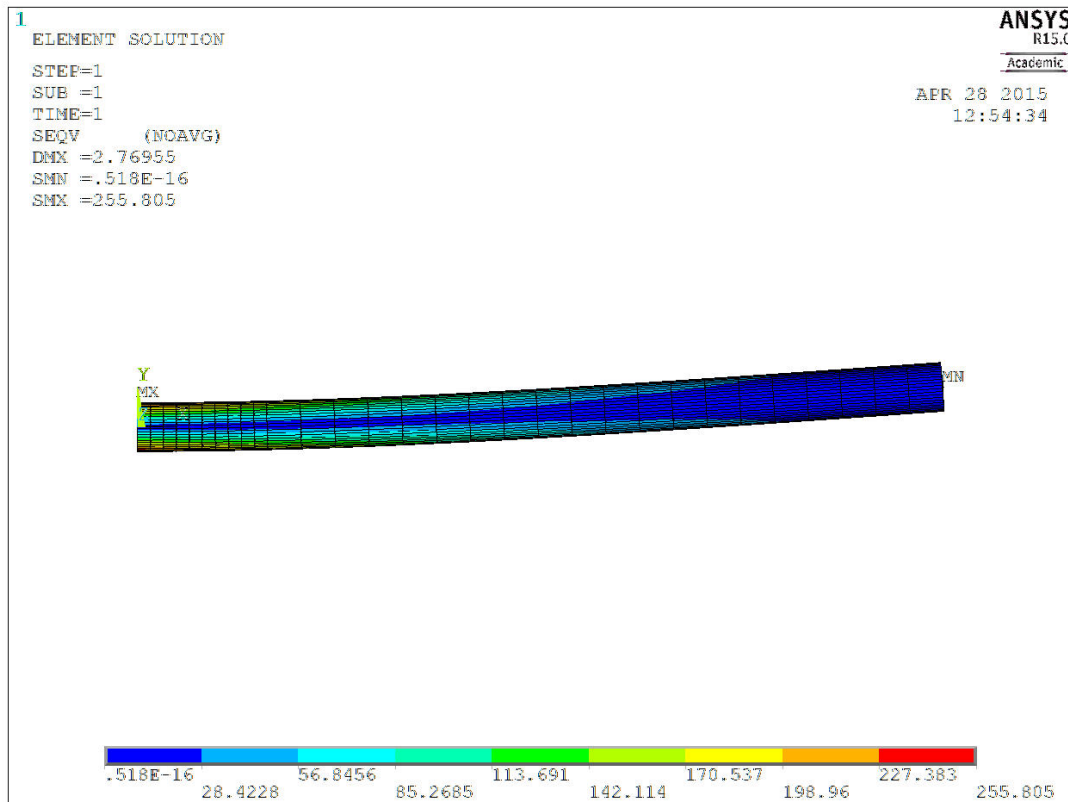
$$\begin{aligned} M(x) &= Fx + F \langle x - 104 \rangle + F \langle x - 208 \rangle \\ EIy'' &= -Fx - F \langle x - 104 \rangle - F \langle x - 208 \rangle \\ EIy' &= -\frac{F}{2}x^2 - \frac{F}{2} \langle x - 104 \rangle^2 - \frac{F}{2} \langle x - 208 \rangle^2 + C_1 \\ EIy &= -\frac{F}{6}x^3 - \frac{F}{6} \langle x - 104 \rangle^3 - \frac{F}{6} \langle x - 208 \rangle^3 + C_1x + C_2 \end{aligned}$$

For å finne de to integrasjonskonstantene C_1 og C_2 benyttes at når $x = 248$, altså i opplagringen, er både nedbøyningen $y = 0$ og vinkelen $y' = 0$.

$$\begin{aligned} 0 &= -\frac{F}{2} * 248^2 - \frac{F}{2} \langle 248 - 104 \rangle^2 - \frac{F}{2} \langle 248 - 208 \rangle^2 + C_1 \\ C_1 &= 41920F \\ 0 &= -\frac{F}{6} * 248^3 - \frac{F}{6} \langle 248 - 104 \rangle^3 - \frac{F}{6} \langle 248 - 208 \rangle^3 + 41920F * 248 + C_2 \\ C_2 &= -7,35 * 10^6 F \end{aligned}$$

Dette gir oss da nedbøyningen

$$\begin{aligned} y &= \frac{1}{EI} \left(-\frac{F}{6}x^3 - \frac{F}{6} \langle x - 104 \rangle^3 - \frac{F}{6} \langle x - 208 \rangle^3 + 41920Fx - 7,35 * 10^6 F \right) \\ &= -2,76 \text{ mm} \end{aligned}$$



Figur 6.17: Figuren viser resultatplottet fra ANSYS for belastningssituasjonen i figur 6.16 for tannhjulaksling i stål med $d = 15$.

Dette tilsvarer det funnet i ANSYS i figur 6.17. Dette er en større nedbøyning en vi aksepterer, særlig kombinert med den for modulakslingen.

Siden I (ligning 6.3) er det eneste som avhenger av diameteren kan man løse ligningen for nedbøyning med hensyn på denne.

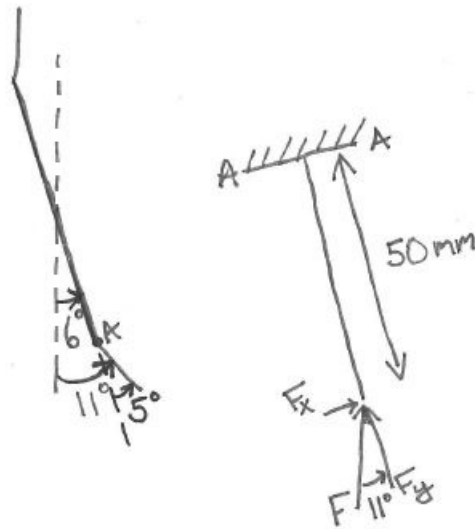
$$d = \left[\frac{64}{\pi y E} \left(-\frac{F}{6} x^3 - \frac{F}{6} \langle x - 104 \rangle^3 - \frac{F}{6} \langle x - 208 \rangle^3 + 41920 F x - 7,35 * 10^6 F \right) \right]^{\frac{1}{4}}$$

Hvis en setter et krav om maksimal nedbøyning $y = -0,5 \text{ mm}$ for $x = 0$ inn i denne formelen, noe som tilsvarer en total nedbøyning over 2 mm kombinert med modulakslingen, får en ut en nødvendig akseldiameter på 23 mm. Dette vurderes som for stort, og denne løsningen blir derfor forkastet.

6.4.2 Utforming av tannhjul

Siden tannhjulene må stå i en vinkel mot hverandre tar dette forholdsvis stor plass, da taggene i overkant kommer ganske langt fra hverandre. Denne avstanden kan reduseres ved å vinkle taggene innover mot midten, og rette opp festet til tannhjulet noe. Dette fører dog til en ekstra bøyespenning på taggene.

For å regne på dette må kreftene dekomponeres. Et passende oppsett på tannhjulene ut fra tegninger i SolidWorks er en vinkel mellom tannhjulaksling og tannhjulbase på 6° ,



Figur 6.18: Figuren viser en enkel skisse av de tildede taggene på tannhjulene, samt de dekomponerte kreftene som virker på spissen.

en vinkel mellom tannhjulsbasen og taggene på 5° . Taggene har en lengde $l = 50 \text{ mm}$. Se forøvrig figur 6.18. De dekomponerte kreftene blir da

$$F_x = \sin(11^\circ) * 196,2 \text{ N} = 37,4 \text{ N}$$

$$F_y = \cos(11^\circ) * 196,2 \text{ N} = 192,6 \text{ N}$$

Her gir F_x opphav til bøyespenning og skjærspenning, mens F_y fører til trykkspenning. Annet arealmoment for et rektangulært tverrsnitt, og trykkspenning regnes ut på følgende måte

$$I = \frac{1}{12}BH^3 \quad (6.12)$$

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \quad (6.13)$$

Dette gir de tre spenningene

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{\frac{1}{12}BH^3} * \frac{H}{2} = \frac{37,4 * l * 6}{BH^2}$$

$$\sigma_s = \frac{F_y}{A} = \frac{192,6}{BH}$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{F_x}{A} = \frac{37,4}{BH}$$

Bøyespenningen varierer her med lengden l fra spissen av taggen. Dette gir igjen en jevnførende spenning ifølge Von Mises hypotese lik

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{1870 * 6}{BH^2} + \frac{192,6}{BH}\right)^2 + 3 * \left(\frac{37,4}{BH}\right)^2}$$

Ved hjelp av et Excel regneark kan en enkelt se at denne er jevnt økende med lengden l , der B er en funksjon av l og H er konstant. Det dimensjonerende punktet blir altså i overgangen mellom taggen og tannhjulsbasen, der en tykkelse på 1,5 mm gir en spenning $\sigma_{jf} = 170,5 \text{ MPa}$. Stålkvalitet S355 vil dermed gi en sikkerhetsfaktor mot flyt $SF_{flyt} = 355/170,5 = 2,08$. Excelarket er lagt ved i vedlegg A.

Det vil alltid være en risiko for å treffe steiner ute på et jorde, særlig under norske forhold, og dette vil føre til en ekstra støtbelastning på taggene. Ifølge Terjesen[55] vil man for et profil laget i et lineærelastisk materiale ha sammenhengen

$$\frac{\Delta l_{maks}}{\Delta l_{stat}} = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{stat}} \quad (6.14)$$

Der

Δl_{maks} er lengdeendringen under støtbelastningen

Δl_{stat} er lengdeendringen ved tilsvarende statisk belastning

σ_{maks} er spenningen under støtbelastningen

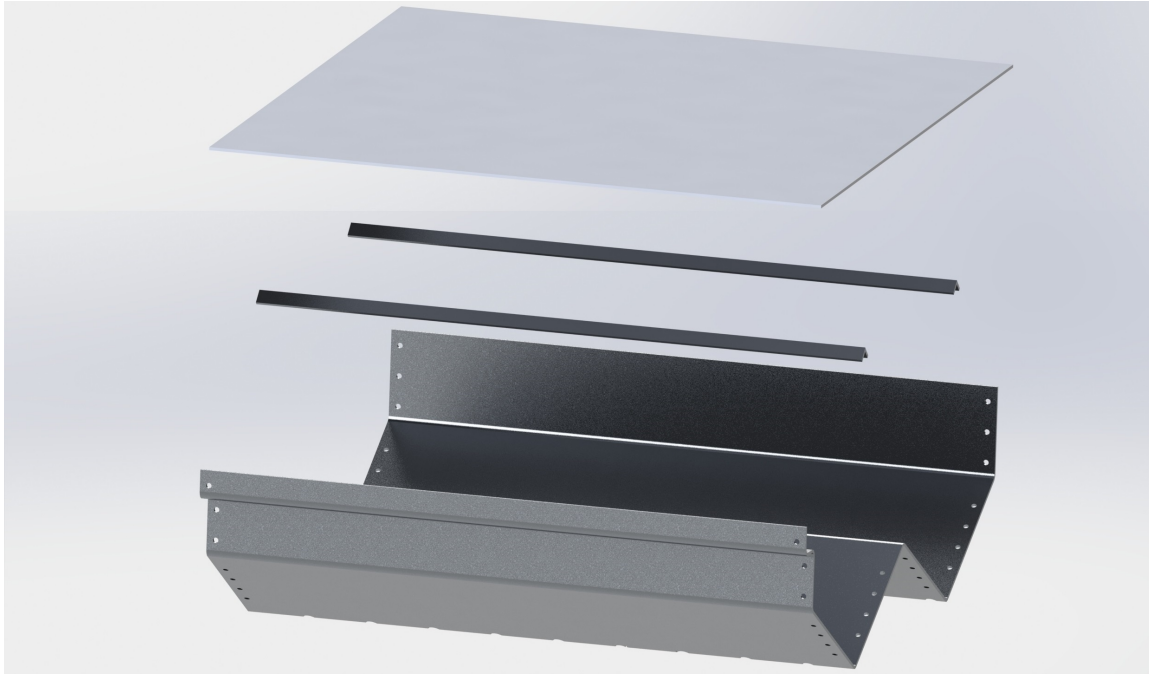
σ_{stat} er spenningen ved tilsvarende statisk belastning

Videre er

$$\Delta l_{maks} = \Delta l_{stat} + \sqrt{\Delta l_{stat}^2 + 2h\Delta l_{stat}} \quad (6.15)$$

Der h er høyden et objekt har idet dette blir sluppet ned på profilet. Sammenhengen forutsetter at underlaget profilet står på ikke gir etter, slik at all energi absorberes av materialet. I vårt tilfelle har vi en fjærmekanisme som vil gi etter for den ekstra belastningen, og dermed absorbere det meste av støtenergien. Likevel vil støtet øke spenningen i forhold til om belastningen ble påført statisk. Dersom høyden h i formel 6.15 går mot null vil man fremdeles ende opp med $\Delta l_{maks} = 2\Delta l_{stat}$, noe som igjen gir $\sigma_{maks} = 2\sigma_{stat}$. Det er ikke urimelig å anta at fjæringen vil lede til en lignende situasjon som denne, og at man med en sikkerhetsfaktor på 2 dermed burde være trygg også for støt i møte med steiner på jorden.

Det bør med andre ord gå fint å tilte taggene for å spare plass langs tannhjulakslingene. Diameter og antall tagger på tannhjulet har forøvrig Hoås og Hafnor sett nærmere på i sin oppgave [21].



Figur 6.19: Figuren viser utformingen av magasinbunnen, vinkler for å redusere trykket fra frømengden, og lokket.

6.5 Frøoppbevaring

Kravene til frøoppbevaring er ifølge Hafnor og Hoås at man skal kunne fylle 260 liter korn, noe som tilsvarer 200 kg [21]. Magasinet må altså kunne romme dette, samtidig som vi ønsker et så lavt tyngdepunkt som mulig for å opprettholde robotens stabilitet på jordet. Dette er det plass til inne i selve rammen, med kun en liten del av magasinet stikkende opp over robotens rammekonstruksjon. Dersom en lar denne delen stikke ut over robotens rammebjelke i forkant, slik at denne får støtte av rammen, vil det kunne bidra til å fordele såmaskinens vekt på rammen. Som tidligere nevnt vil sideopphevet fungere som vegger for magasinet, mens plater vil fungere som lokk. Det vil i tillegg være to vinklede elementer over trakthullene i bunnen av magasinet for å sørge for at trykket fra frøene ikke blir for stort inn mot matemekanismen. Utformingen av magasinet kan studeres i figur 6.19.

6.6 Eksterne komponenter

En del komponenter er standard deler som det er lettest å kjøpe inn fra eksterne leverandører. Dette gjelder særlig ulike kulelagre, bolter, fjærer og gir. I tabell 6.4 gis det en oversikt over alle større slike komponenter. I tillegg kommer vanlige skruer, muttere og rørsplinter.

Tabell 6.4: Tabellen gir en oversikt over viktige komponenter som må kjøpes inn.

Beskrivelse	Varenummer	Antall	Bestillingsside
Kulelager 30x55x9	TL1010109	32	www.tess.no
Kulelager 20x42x8	TL1010107	36	www.tess.no
Kulelager 15x32x8	TL1010106	18	www.tess.no
Kulelager 12x30x8	TL1010812	2	www.tess.no
Hjul 200x50x20	TOP 200x50-20	18	www.landgraff.no
Strekkefisk	HG-226 7,94x114	6	www.certex.no/
Snekkegir	P085FB08C0-EB3	2	www.mekanex.se/no
Kjede	RE110046	6 x 1 meter	Tess
Kjedehjul 158,6 x 1/2 Boring: 32	RE212480	6	Tess
Kjedehjul 49,9 x 1/2 Boring: 12	RE212452	6	Tess
Fjær	DF-A 9678	12	www.lesjoforsab.com

6.7 Endelige valg

De endelige valgene tatt underveis i designprosessen oppsummeres samlet i tabell 6.5.

Tabell 6.5: Tabellen oppsummerer de ulike valgene gjort underveis.

Egenskap	Løsning	Materiale	Dimensjon
Fortløpende høydejustering	Følgehjul		
Generell høydejustering	Strekfisker		
Marktrykk	Mekanisk fjær		Se tabell 6.2
Synkronisering	Kjede		
Moduloppsett	To moduler i dybden av tre tannhjul med etterfølgende følgehjul		
Aksling tannhjul		Stål S235	$d = 15 \text{ mm}$
Modulaksling		Stål S355	$d = 30 \text{ mm}$
Heisefunksjon	Heveplate	Stål S355	Se figur 6.13
Sideoppheng	Kombinert med magasin	Aluminium	Se figur 6.15
Matemekanisme	Utplukkerceller integrert i tannhjulene	ABS	
Moduloppheng	To hevarmer	Stål	
Tannhjul	Tilting av tagger	Stål S355	$t = 1,5 \text{ mm}$

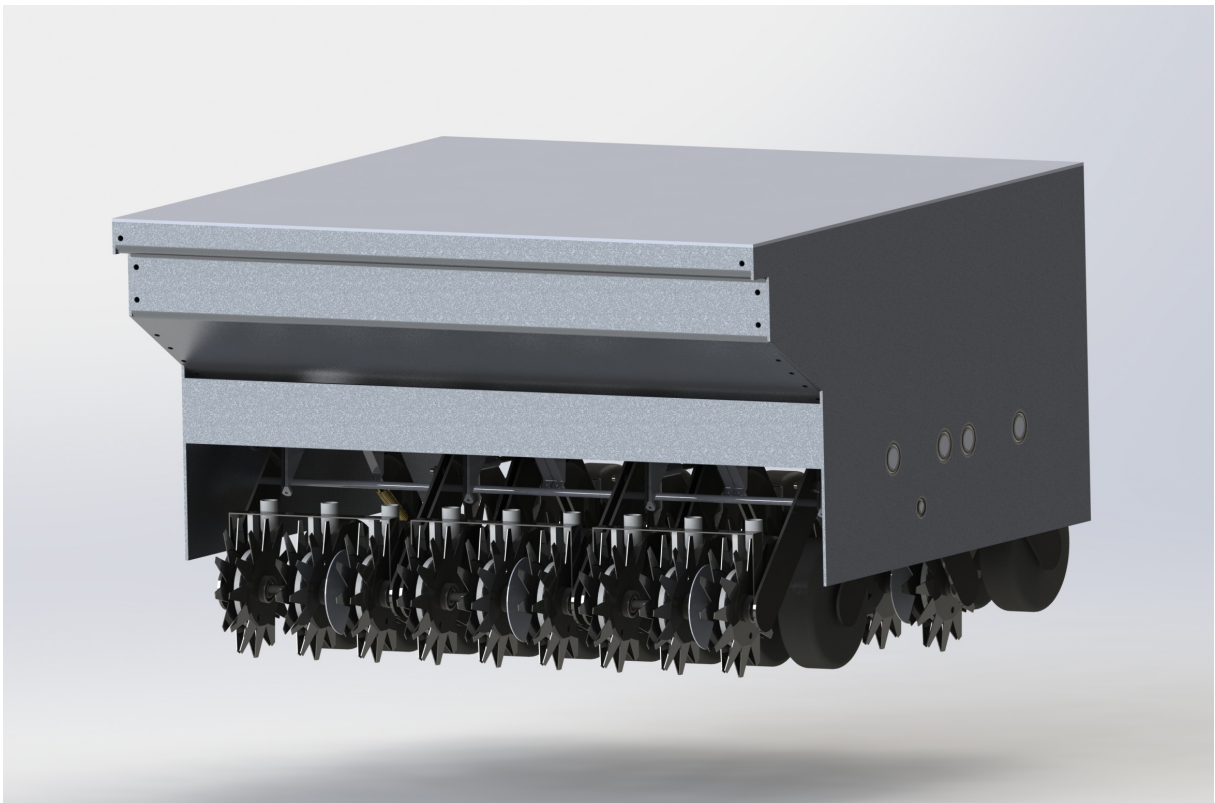
Kapittel 7

Løsningspresentasjon

I dette kapitlet vil jeg presentere de viktigste resultatene av løsningsvalgene gjort i utvelgelses-, og designdelen.

7.1 Sammenstilling

I figur 7.1 kan man se såmaskinen i sin helhet, slik den faktisk vil ende opp. Den består av seks såmoduler, holdt sammen av to sideoppheng, med et frømagasin på toppen. Av praktiske årsaker er fjærer til fjærmekanismen, og rør mellom utplukker og magasin utelatt.



Figur 7.1: Den endelige utformingen av såmaskinen.



Figur 7.2: Figuren viser en sammenstilling av en enkelt modul.

Figur 7.2 viser sammenstillingen av en enkelt såmodul. Som man kan se er det fire hevarmer som holder de to akslingene med tannhjul og følgehjul. Her kan man også se strekkfisken beskrevet i avsnitt 6.1.1, som koordinerer de to akslingene i forhold til hverandre.

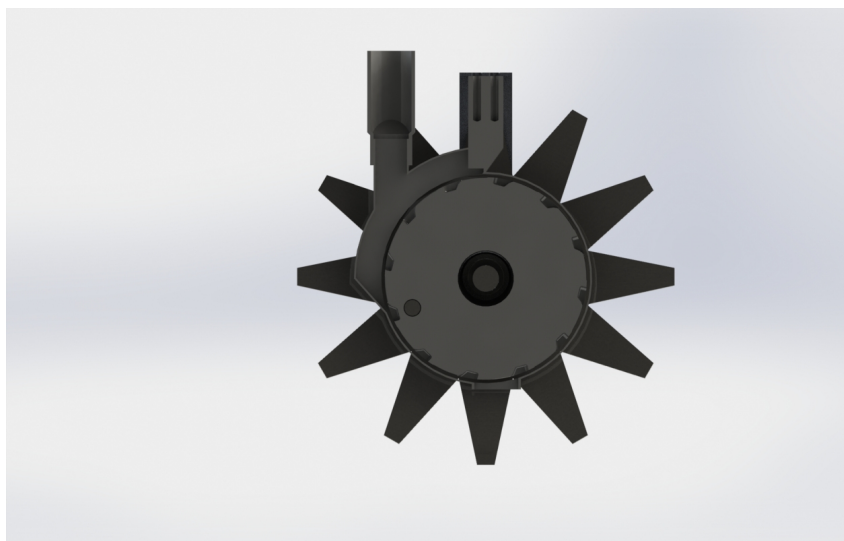
7.2 Hovedelementer

Noen av elementene i såmaskinen er viktigere enn andre, og vil derfor vises i nærmere detalj her.

7.2.1 Tannhjulmodul

Selve frøplasseringen er en viktig funksjon for vårt konsept, og i figur 7.3 er hele denne modulen gjennomskåret. Her får man et litt bedre inntrykk av hvordan frøene kommer ned gjennom røret oppe til venstre, blir plukket opp ett og ett av koppene på utplukkercellen, før det blir tatt med rundt til hullet på undersiden og detter ned i gropa tannhjulet har laget.

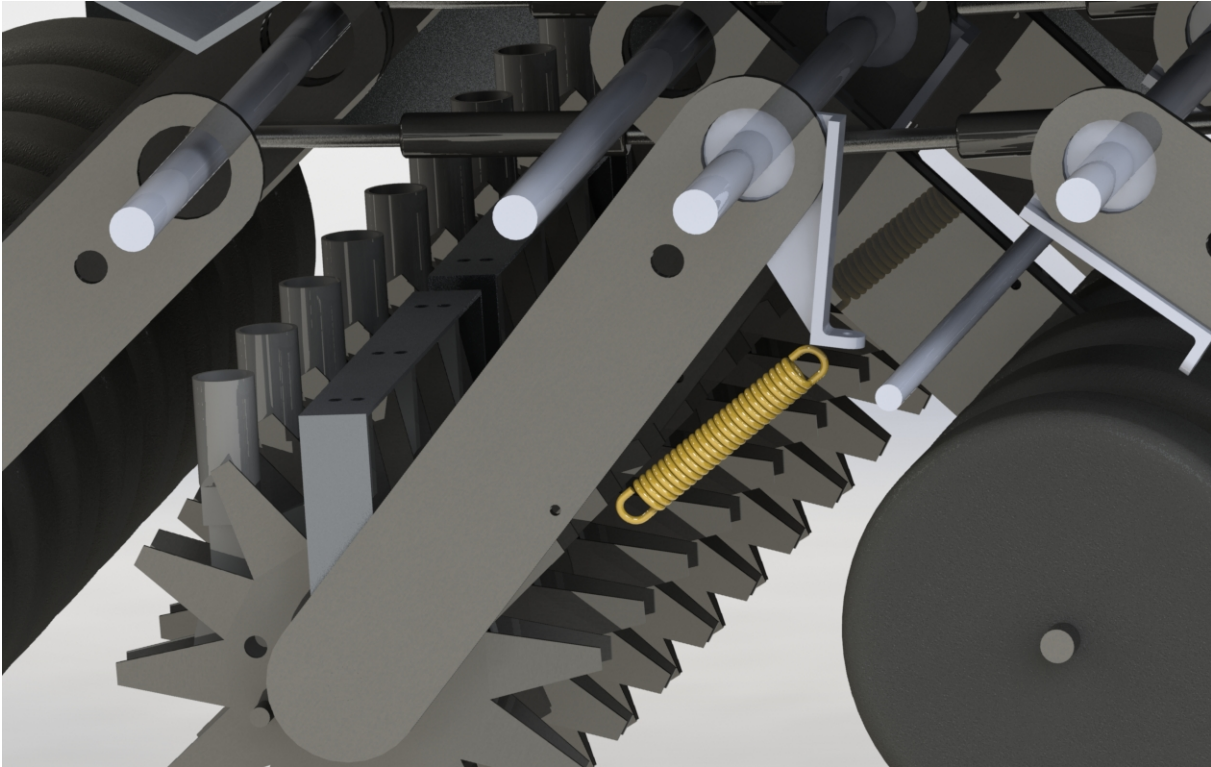
Figur 7.4 viser et snitt av tannhjulene på en modul sett forfra. Som man kan se er korntrakten og hylsteret som omslutter utplukkercellen festet sammen med et eget stativ, som igjen er festet til akslingen. Følgehjulene kommer tett etter tannhjulene.



Figur 7.3: Figuren viser et tverrsnitt gjennom midten av tannhjulmodulen.



Figur 7.4: Figuren viser et snitt av tannhjulene vist forfra.



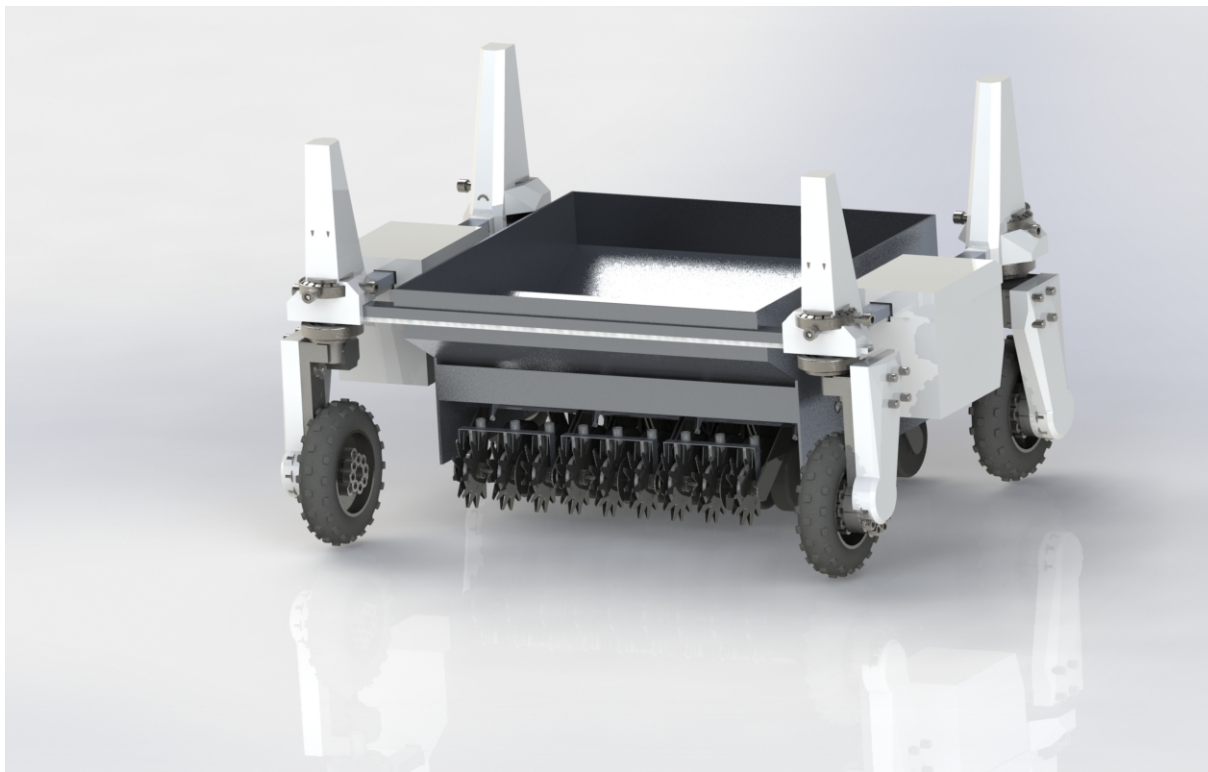
Figur 7.5: Utsnittet av såmaskinen viser fjæringsmekanismen med heveplaten i nedre posisjon.

7.2.2 Fjæringsmekanisme og heveplate

Fjæringsmekanismen skissert i avsnitt 6.1.2 er vist i figur 7.5. Her vil hevarmen følge med heveplaten ned, men stoppe idet hjulene treffer jorda. Heveplaten roterer videre med akslingen og spenner fjæra, som dermed opprettholder marktrykket på tannhjulene. Når såingen er ferdig roterer akslingen med heveplaten tilbake, slakker fjæra, og tar med seg hevarmene opp igjen.

7.3 Markedspresentasjon

Den endelige såmaskinen er i figur 7.6 vist montert i landbruksroboten den er laget til. Figur 7.7 viser hele maskinen ute på jobb, slik den vil se ut mens den sår på et jorde.



Figur 7.6: Den endelige såmaskinen plassert i Thorvald.



Figur 7.7: Her vises Thorvald med såmaskinen i sitt naturlige miljø.

Kapittel 8

Prosessevaluering og diskusjon

Såmaskinen er fremdeles inne i en tidlig utviklingsfase, og det har dukket opp en del ting underveis som bør vurderes videre i prosessen. Dette kapitlet tar for seg ulike problemer som har oppstått, hvordan disse kunne vært unngått, og hvordan de kan løses videre. Forbedringspotensialer som kan vurderes videre:

- Vertikal heisemekanisme
- Evaluering av snekkegir
- En tannhjulplate istedenfor to
- Revisjon av synkroniseringsmekanismen

Heisemekanismen er i seg selv enkel, men fjærkraften som trengs for å opprettholde marktrykket blir relativt stor, noe et rent vertikalt heisesystem for modulene kunne unngått. Da ville en samtidig unngått torsjonsmomentene om modulakslingen. Også dybdejustering kunne blitt enklere med en slik løsning, og dette burde vært utredet nøyere. En fjæring vil dog fremdeles ha nytteverdi i form av fortløpende høydejustering, og demping mot støt fra steiner og andre fremmedlegemer på jordet.

Et reelt snekkegir ble funnet sent i utviklingsprosessen, og viste seg å ta i overkant mye plass. Det førte til en sen revisjon av designet for å spare så mye plass som mulig i bredden av maskinen. Her bør det utredes ulike muligheter for montering, for å på best mulig måte sikre at funksjonen fungerer som ønsket. Dette er forøvrig nok et problem som vil forsvinne med et vertikalt heisesystem.

Når det gjelder synkroniseringsmekanismen vil denne utsettes for mye søle og sand, og er ingen optimal løsning. Den er samtidig helt avgjørende for at systemet skal fungere tilfredsstillende slik det er i dag. I en senere revisjon av denne første utgaven vil dette likevel kunne være et forbedringspotensial, for eksempel i et lukket system på siden av modulen.

På den positive siden viste testene av den siste prototypen at en enkelt tannhjulplate kan være nok for hver frøplasserer. Det er samtidig fare for at dette gjør mekanismen mer usikker. Dette må derfor utredes nøyere om resultatet skal følges opp.

Såmaskinens totale vekt, ifølge SolidWorks, blir på ca 170 kg. Dette er i området postulert av fjorårets masterstudenter. I tillegg kommer frømengden på ca 200 kg. Så lenge såmodulene er nede i jorda vil denne vekten fordeles utover tannhjulene, og er nødvendig for at disse skal trenge dypt nok ned i jorda, som testen i avsnitt 5.5.2 viste.

Kapittel 9

Konklusjon

Denne oppgaven har tatt for seg utredning, testing og styrkeberegninger for en såmaskin tilpasset landbruksroboten ved NMBU, som plasserer ett og ett enkelt frø i et forhåndsbestemt mønster, med tanke på bedre arealutnyttelse i jordbruket.

For plassering av frøene ble en tannhjuløsning med to vinklede tannhjul valgt. De utførte testene viste ikke de store forskjellene i energibruk, så nøyaktighet og egnethet i stubb ble avgjørende for valget. En utplukker celle montert mellom de to vinklede tannhjulene vil mate enkeltfrø ned til frøplasseren. Løsningen er testet ut som en enkel prototype, og resultatene er lovende.

Heising av verktøyet vil bli gjort ved at heveplater festet til modulakslingen tar med seg hevarmer opp når akslingen roteres. På denne måten spares energi ved at resten av verktøyet holdes i ro. Et snekkegir står for låsing av hevemekanismen i øvre posisjon slik at motoren slipper å jobbe for å holde modulene oppe. Justering av sådybde vil bli gjort fortløpende av følgehjul, som samtidig sørger for tildekking av såhullene. Den generelle sådybden stilles inn ved hjelp av strekkfisker. Marktrykket på tannhjulene i jorda vil opprettholdes av en strekkfjær som spennes mellom heveplaten og hevarmen.

På bakgrunn av styrkeberegninger vil akslingene produseres i stål for å minimere nedbøyning, og dermed øke nøyaktigheten i sådybden. Hevarmer og heveplater vil også produseres i stål for styrke og stabilitet. Plater til oppheng og magasin produseres i aluminium for å redusere vekten mest mulig. Total vekt endte på ca 170 kg uten frø.

Videre arbeid En fullskala prototype er nå inne til produksjon. Denne må testes ut på et faktisk jorde, og resultatene brukes til å gjøre forbedringer basert på erfaringene.

Andre områder som må utredes før såmaskinen er klar til bruk i kombinasjon med landbruksroboten er en universell innfestning for automatisert verktøybytte. Det må også innlemmes sensorer for måling av frønivå i magasinet, samt automatisering av heisemekanismen. En vertikal heisemekanisme bør utredes for å unngå problemer med stor fjærkraft og plasskrevende snekkegir, som styrkeberegningene avdekket. I tillegg kommer en rekke sikkerhetsforskrifter inn i bildet i forbindelse med slike maskiner, og særlig når disse skal fungere autonomt.

Maskinen har totalt sett vist stort potensiale, og med noe videre arbeid vil løsningene basert på landbruksrobotens egenskaper kunne føre til en mye bedre utnyttelse av verdens landbruksareal enn det som er tilfelle i dag.

Bibliografi

- [1] Lesjöfors AB. Dragfjadrer. <http://www.lesjoforsab.com/standard-fjadrar/standard-dragfjadrar.asp>. Besøkt: 09.04.2015.
- [2] Mekanex Maskin AB. Leverandør av mekaniske løsninger. <http://www.mekanex.se/no/>. Besøkt: 03.05.2015.
- [3] Astrup AS. Materialer. <http://astrup.no/Materialer-Produkter/Materialer>. Besøkt: 24.04.2015.
- [4] CERTEX NORGE AS. Certex strekkfisker. http://www.certex.no/no/7-lftekomponenter--tilbehr/strekkfisker__12996. Besøkt: 24.04.2015.
- [5] Kverneland AS. Kverneland accord mc-drill pro. <http://ien.kverneland.com/Seeding-Equipment/Seed-Drills/Mechanical-seed-drill/Kverneland-Accord-mc-drill-PRO>. Besøkt: 22.04.2015.
- [6] Kverneland AS. Produktkatalog, såmaskiner. <http://no.kverneland.com/Saamaskiner/Saamaskiner/3-punkt-monterte-saamaskiner/Kverneland-Accord-DL>. Besøkt: 13.02.2015.
- [7] Kverneland AS. Seeding heart mini air nova. <http://ien.kverneland.com/Seeding-Equipment/Precision-Drills/Pneumatic-Precision-Drills/Kverneland-Accord-Mini-air-Nova>. Besøkt: 20.02.2015.
- [8] C. J. Baker, K. E. Saxton, W. R. Ritchie, W. C. Chamen, D. C. Reicosky, F. Ribeiro, S. E. Justice, and P. R. Hobbs. *No-tillage Seeding in Conservation Agriculture*. Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2nd edition, 2007.
- [9] Jan Kåre Bøe. *TIP300 Konsept- og Produktrealisering*. Institutt for matematiske realfag og teknologi NMBU, 2014.
- [10] Brian Bell. *Farm machinery*. Old Pond Publishing, 5th edition, 2008.
- [11] Stig Berge. Materialteknologi, havromsteknologier. 2011. Besøkt: 08.04.2015.
- [12] Richard G. Budynas and Keith Nisbett. *Mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 9th edition, 2011.
- [13] Deere & Company. John deere planting equipment. http://www.deere.com/en_US/docs/html/brochures/publication.html?id=0ebce22c#1. Besøkt: 23.04.2015.

- [14] Gunnar Dahlvig, Sigmund Christensen, and Gunnar Strømsnes. *Konstruksjonssele-
menter*. Yrkesopplæring, 2th edition, 1991.
- [15] INO BREZICE d.o.o. Ino seeding drill aeromat a. [http://www.inobrezice.com/
eng/seeding-drill-aeromat-a.html](http://www.inobrezice.com/eng/seeding-drill-aeromat-a.html). Besøkt: 22.04.2015.
- [16] E. B. Elbanna and B. D. Witney. Cone penetration resistance equation as a function
of the clay ratio, soil moisture content and specific weight. *Journal of Terraraechnics*,
Vol. 24 nr. 1, 1987.
- [17] Douglas R. Frabetti, Ricardo C. Resende, Daniel M. Queiroz, Haroldo C. Fernandes,
and Caetano M. Solza. Development and evaluation performance of a punch planter
for direct sowing of corn. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*,
page 199204, 2011.
- [18] K. Gopinath and M. M. Mayuram. *Machine Design II, Module 2 - GEARS Lecture 1
- INTRODUCTION*. Indian Institute of Technology Madras, 2014. [http://nptel.
ac.in/courses/IIT-MADRAS/Machine_Design_II/pdf/2_1.pdf](http://nptel.ac.in/courses/IIT-MADRAS/Machine_Design_II/pdf/2_1.pdf).
- [19] Lars Grimstad. Powertrain, steering and control components for the nmbu agricul-
tural mobile robotic platform. Ma thesis, Norwegian Unisversity of Life Sciences,
2014.
- [20] SKF Group. Rolling bearings. [http://www.skf.com/binary/12-121486/SKF%
20rolling%20bearings%20catalogue_tcm_12-121486.pdf?WT.oss=Catalog&WT.
z_oss_boost=1&tabname=All&WT.z_oss_rank=1](http://www.skf.com/binary/12-121486/SKF%20rolling%20bearings%20catalogue_tcm_12-121486.pdf?WT.oss=Catalog&WT.z_oss_boost=1&tabname=All&WT.z_oss_rank=1). Besøkt: 09.03.2015.
- [21] Dagfinn Klem Hafnor and Kristian Hoås. Såmaskin for autonom landbruksrobot;
agronomisk og bærekraftig design. Ma thesis, Norges miljø- og biovitenskapelige
universitet, 2015.
- [22] Truls Ove Terjesønn Hansen. Den optimale radavstand i kornproduksjon, et litte-
raturstudie i radavstand kornproduksjon. *Norwegian Unisversity of Life Sciences*,
2014.
- [23] Hermann J. Heege. Site-specific sowing. *Springer Science+Business Media Dordrecht*,
pages 171–192, 2013.
- [24] R. C. Hibbeler. *Mechanics of materials*. Pearson Prentice Hall, 8th edition, 2011.
- [25] B. Hoel, U. Abrahamsen, M. Åssveen, and H. Stabbetorp. Tiltak for å forbedre
avlingsutviklingen i norsk kornproduksjon. Vol. 8 nr. 14, 2013. Bioforsk Øst Apelsvoll.
- [26] Wolfram Research Inc. Sfærisk kulepakking. [http://mathworld.wolfram.com/
HyperspherePacking.html](http://mathworld.wolfram.com/HyperspherePacking.html). Besøkt: 16.02.2015.
- [27] Global Harvest Initiative. 2014 gap report, global revolutions in agriculture: The
challenge and promise of 2050. 2014.

- [28] Wikimedia Commons Jean-Jacques MILAN. Ressort de compression. http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ressort_de_compression.jpg. Besøkt: 04.04.2015.
- [29] Henning Johansen. Komposittmaterialer, kompendium materiallære, hig. <http://materialteknologi.hig.no/materiallaere.htm>, 2008. Besøkt: 24.04.15.
- [30] Henning Johansen. Varmebehandling av stÅl, ikke-likevektstrukturer. <http://materialteknologi.hig.no/materiallaere.htm>, 2010. Besøkt: 04.05.15.
- [31] AMAZONEN-Werke H. Dreyer GmbH & Co. KG. Amazone citan. <http://www.amazone.net/264.asp>. Besøkt: 22.04.2015.
- [32] Store Norske Leksikon. Ekstrudering. <https://snl.no/ekstrudering>. Besøkt: 24.04.2015.
- [33] Store Norske Leksikon. Elastisitetsteori. <https://snl.no/elastisitet%2Ffysikk>. Besøkt: 20.03.2015.
- [34] Store Norske Leksikon. Fjær - teknikk. <https://snl.no/fj%C3%A6r.%2Fteknikk>. Besøkt: 04.04.2015.
- [35] Store Norske Leksikon. Keramer. <https://snl.no/keram>. Besøkt: 20.03.2015.
- [36] Store Norske Leksikon. Kulelager. <https://snl.no/kulelager>. Besøkt: 09.03.2015.
- [37] Store Norske Leksikon. Metallbinding. <https://snl.no/metallbinding>. Besøkt: 24.03.2015.
- [38] Store Norske Leksikon. Plast. <https://snl.no/plast>. Besøkt: 24.04.2015.
- [39] Store Norske Leksikon. Tannstang. <https://snl.no/tannstang>. Besøkt: 17.02.2015.
- [40] Gunnar G. Løvås. *Statistikk for universiteter og høyskoler*. Universitetsforlaget, 2th edition, 2011.
- [41] Maskinbladet.dk. Trykruller som nyhed hos fynsk producent af såmaskiner. <http://www.maskinbladet.dk/artikel/trykruller-nyhed-hos-fynsk-producent-samaskiner>. Besøkt: 23.04.2015.
- [42] LLC MatWeb. Material property data. <http://matweb.com/>. Besøkt: 23.04.2015.
- [43] J. P. Molin. A punch planter with adjustable seed spacing. *Written for presentation at the 2002 ASAE Annual International Meeting/CIGR XVth World Congress*, 2002.
- [44] J. P. Molin, L. L. Bashford, K. Von Bargen, and L. I. Leviticus. Design and evaluation of a punch planter for no-till systems. *American Society of Agricultural Engineers*, 41:307–314, 1998.
- [45] Department of the Army. Hydraulics. *Field manual*, 1997. <http://www.derijcke.com/dl/manual.pdf>.

- [46] Timo Oksanen. Guidance of autonomous tractor with four wheel steering. [http://fieldrobot.com/ieeeras/Webinar\(011\).html#Abstract](http://fieldrobot.com/ieeeras/Webinar(011).html#Abstract), 2013. Besøkt: 26.04.15.
- [47] Herman Qvam. Hydraulikkurs IMT. 2012. Forelesningsgrunnlag TMP220.
- [48] Wikimedia Commons Qz10. Springs 009. http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Springs_009.jpg. Besøkt: 04.04.2015.
- [49] CBS Interactive Inc. ROBERT GERRISH. Scamper your creativity. <http://www.cbsnews.com/news/scamper-your-creativity/>, 2008. Besøkt: 24.04.2015.
- [50] Hutchinson Snc. Belt transmissions. <http://www.hutchinsontransmission.com/products-solutions/products/poly-v>. Besøkt: 05.04.2015.
- [51] Erling Strand. *Korn og korndyrking*. Landbruksforlaget, 1st edition, 1984.
- [52] Geir Terjesen. Deformasjon av bjelker og aksler. Undervisningsforedrag i emnet TMP301, 2014. Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås.
- [53] Geir Terjesen. Prosjektering av stålkonstruksjoner, tema: Skrueforbindelser. Kompendie i emnet TMP301, 2014. Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås.
- [54] Geir Terjesen. Skrueforbindelser. Undervisningsforedrag i emnet TMP301, 2014. Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås.
- [55] Geir Terjesen. Tmp301: Noen sammenlikninger aluminium vs stål. Undervisningsforedrag i emnet TMP301, 2014. Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås.
- [56] Geir Terjesen. Tmp301: Spenningsanalyse og trykkbeholdere. Kompendie i emnet TMP301, 2014. Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås.
- [57] Vogel&Noot. Pneumatiske landbruksmaskiner. <http://www.vogel-noot.co.uk/Products/Seed-drills/Pneumatic-seed-drills/MasterDrill-D-DF/Metering-system-Precise-and-cost-effective>. Besøkt: 13.02.2015.
- [58] Douglas Wright. Design and analysis of machine elements. <http://school.mech.uwa.edu.au/~dwright/DANotes/>, 2005. Besøkt: 04.04.2015.

Appendices

Tillegg A

Diverse vedlegg

1. Excelark for dimensjonering av fjær til løftemekanismen (formler)
2. Excelark for jevnførende spenning tannhjulstann
3. Utskrift av kjøring for variansanalysen av testresultatene i R-commander
4. Utskrift av reaksjonskrefter for modulasklingen i nedre posisjon

Oppsettet brukt for å finne riktig fjær

B	C	D	E	F	G	H	I
7	F Theta	F_r	F_fr	Phi	x	L_h	L_f
8	196,2	50	=300/G8*D8	33	=C11+H8-5	100	=ROT(G8^2+H8^2-2*G8*H8*COS(F8/180*PI()))
9							
10	FO	L1	c	F_f	rho	F_fr ut	
11	114,29	123	25,4	=B11*(D11-C11)*E11	=ARCCOS((B^2+G8^2-H8^2)/(2*G8*18))	=COS(PI()/2-G11)*F11	
12							
13		nu	Epsilon	F_T	T_f		
14		=180-F8-(G11*180/PI())	=D14-90	=F11*COS(E14*PI()/180)	=F14*100		

Utrekning av Von Mises spenning ved ulike bredder av taggen

X	L	I	x	B	H	VM
30	50	0	10	10	1,5	13,5467979
30	50	2,5	11	11	1,5	34,5630917
30	50	5	12	12	1,5	52,3793334
30	50	7,5	13	13	1,5	67,4971826
30	50	10	14	14	1,5	80,4686703
30	50	12,5	15	15	1,5	91,7163102
30	50	15	16	16	1,5	101,560873
30	50	17,5	17	17	1,5	110,248879
30	50	20	18	18	1,5	117,972547
30	50	22,5	19	19	1,5	124,883844
30	50	25	20	20	1,5	131,10445
30	50	27,5	21	21	1,5	136,732926
30	50	30	22	22	1,5	141,849947
30	50	32,5	23	23	1,5	146,522176
30	50	35	24	24	1,5	150,80518
30	50	37,5	25	25	1,5	154,745642
30	50	40	26	26	1,5	158,383069
30	50	42,5	27	27	1,5	161,751118
30	50	45	28	28	1,5	164,878643
30	50	47,5	29	29	1,5	167,790516
30	50	50	30	30	1,5	170,508299

Kjøring av ANOVA-analyse i R-commander

```
> library(relimp, pos=25)

> Torr_sand <- read.table('clipboard', strip.white=FALSE, sep='\t',
+   na.strings='NA', header=TRUE, dec=',')

> str(Torr_sand)
'data.frame':   5 obs. of  3 variables:
 $ Disk      : num  0.819 0.835 0.817 0.755 NA
 $ Tannhjul  : num  1.003 0.987 1.014 0.956 NA
 $ Disk.og.kniv: num  0.986 0.969 0.983 0.977 0.958

> showData(Torr_sand, placement='-20+200', font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> StackedTorrSand <- stack(Torr_sand[,
+   c("Disk", "Disk.og.kniv", "Tannhjul")])

> names(StackedTorrSand) <- c("Verktøy", "factor")

> showData(StackedTorrSand, placement='-20+200',
+   font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> editDataset(StackedTorrSand)

> showData(StackedTorrSand, placement='-20+200',
+   font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> AnovaModel.1 <- aov(Måling ~ Verktøy, data=StackedTorrSand)

> summary(AnovaModel.1)
              Df Sum Sq Mean Sq F value    Pr(>F)
Verktøy       2  0.08517  0.04258   69.78 1.34e-06 ***
Residuals    10  0.00610  0.00061
---
Signif. codes:  0 '***' 0.001 '**' 0.01 '*' 0.05 '.' 0.1 ' ' 1
2 observations deleted due to missingness

> numSummary(StackedTorrSand$Måling , groups=StackedTorrSand$Verktøy,
+   statistics=c("mean", "sd"))
      mean      sd data:n data:NA
Disk    0.806500 0.03504159     4     1
Disk.og.kniv 0.974440 0.01119053     5     0
Tannhjul  0.989925 0.02528522     4     1

> library(gmodels, pos=26)

> print(fit.contrast(model=AnovaModel.1, varname='Verktøy', df=TRUE,
+   coeff=c(0, 1, -1), conf.int=0.95))
              Estimate Std. Error    t value Pr(>|t|) DF lower
CI
Verktøy c=( 0 1 -1 ) -0.015485 0.01657168 -0.9344255 0.3720987 10 -
0.052409
              upper CI
Verktøy c=( 0 1 -1 ) 0.021439
```

```

> VåtSand <- read.table('clipboard', strip.white=FALSE, sep='\t',
+   na.strings='NA', header=TRUE, dec=',')

> str(VåtSand)
'data.frame':   6 obs. of  3 variables:
 $ Disk.og.kniv: num  2.16 2.21 2.14 2.04 2.01 ...
 $ Tannhjul    : num  2.19 2.08 2.21 2.1 2.04 ...
 $ Kniv        : num  1.78 1.68 1.63 1.9 1.78 ...

> showData(VåtSand, placement='-20+200', font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> StackedVåtSand <- stack(VåtSand[, c("Disk.og.kniv","Kniv","Tannhjul")])

> names(StackedVåtSand) <- c("Verktøy", "Måleverdi")

> showData(StackedVåtSand, placement='-20+200', font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> editDataset(StackedVåtSand)

> showData(StackedVåtSand, placement='-20+200', font=getRcmdr('logFont'),
+   maxwidth=80, maxheight=30)

> AnovaModel.2 <- aov(Måleverdi ~ Verktøy, data=StackedVåtSand)

> summary(AnovaModel.2)
          Df Sum Sq Mean Sq F value    Pr(>F)
Verktøy    2  0.4792  0.23961    30.4 8.05e-06 ***
Residuals 14  0.1104  0.00788
---
Signif. codes:  0 '***' 0.001 '**' 0.01 '*' 0.05 '.' 0.1 ' ' 1
1 observation deleted due to missingness

> numSummary(StackedVåtSand$Måleverdi , groups=StackedVåtSand$Verktøy,
+   statistics=c("mean", "sd"))
          mean          sd data:n data:NA
Disk.og.kniv 2.089067 0.09535797     6     0
Kniv         1.754583 0.09390573     6     0
Tannhjul     2.123520 0.07210359     5     1

> print(fit.contrast(model=AnovaModel.2, varname='Verktøy', df=TRUE,
+   coeff=c(1, 0, -1), conf.int=0.95))
              Estimate Std. Error    t value Pr(>|t|) DF
lower CI
Verktøy c=( 1 0 -1 ) -0.03445333 0.05376052 -0.6408668 0.5319602 14 -
0.1497582
              upper CI
Verktøy c=( 1 0 -1 ) 0.08085152

```

Modulaksling nede med torsjon d = 30 mm

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
1	0.0000	-1072.0	0.49460E-11	-0.37251E+06	-0.15152E-10	-0.24652E+06
50	0.0000	-693.76	-0.75873E-26			

TOTAL VALUES

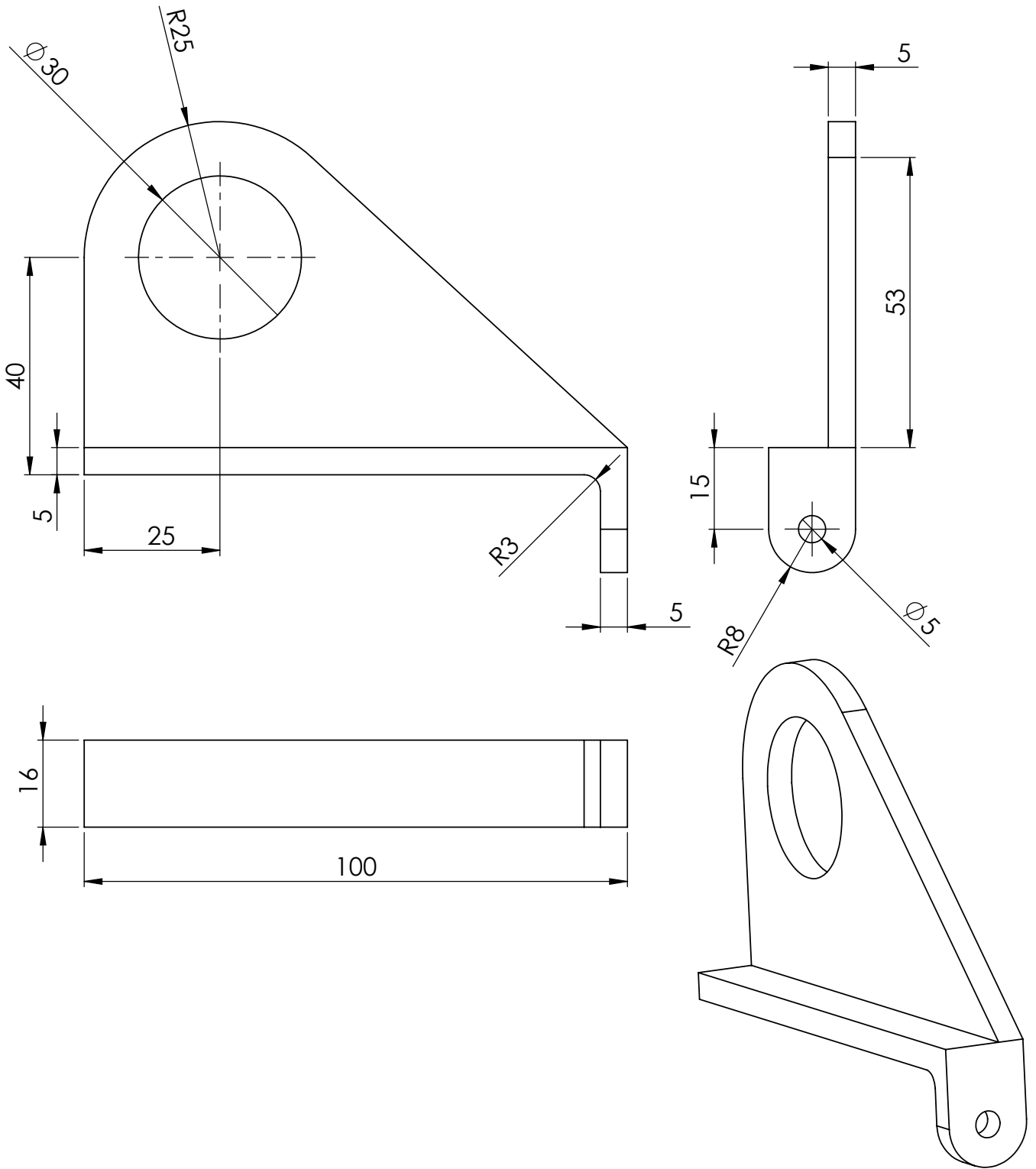
VALUE 0.0000 -1765.8 0.49460E-11-0.37251E+06-0.15152E-10-0.24652E+06

Tillegg B

Arbeidstegninger SolidWorks

Her legges ved tegninger av de viktigste delene, samt sammenstillinger av større moduler.

1. Hevestøtte
2. Tannhjulsplaten
3. Utplukkercelle
4. Korntrakt
5. Magasinbunn
6. Oppheng sideplate
7. Sammenstilling tannhjulmodul
8. Sammenstilling tannhjulmodul (eksplosjon)
9. Sammenstilling hel modul
10. Sammenstilling hel såmaskin (eksplosjon)



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

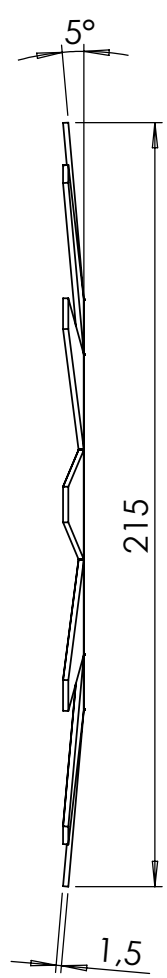
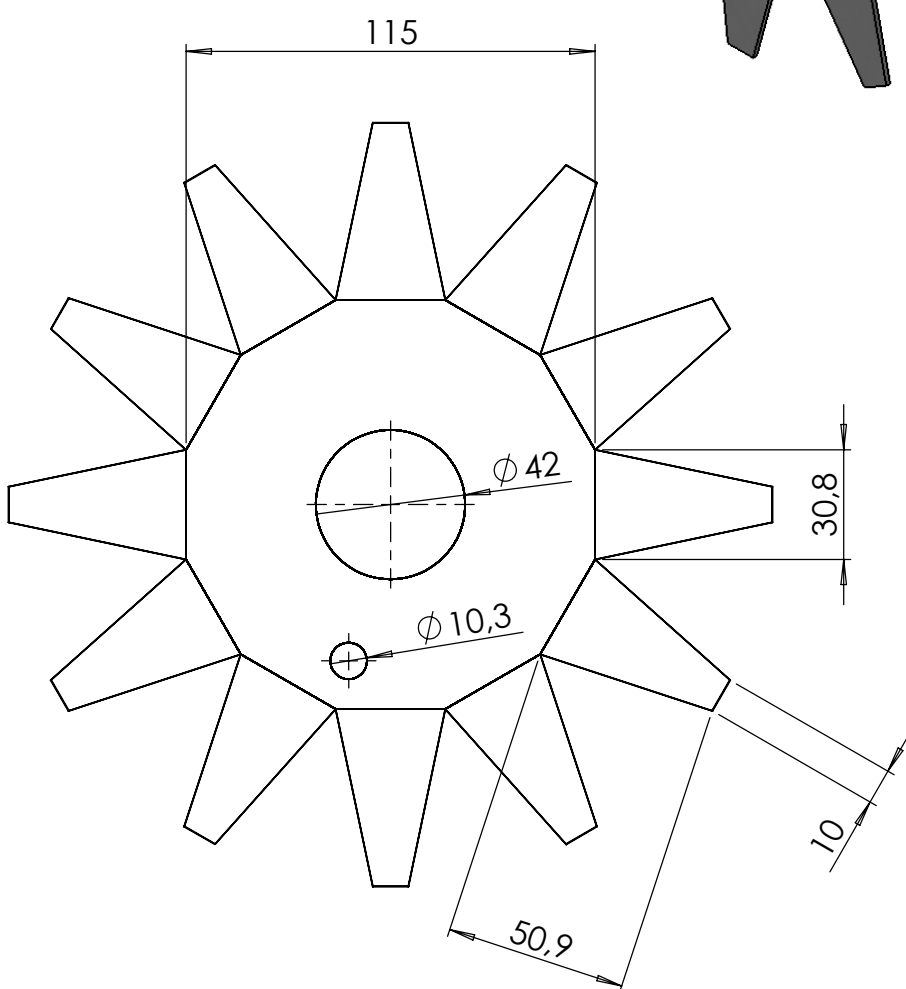
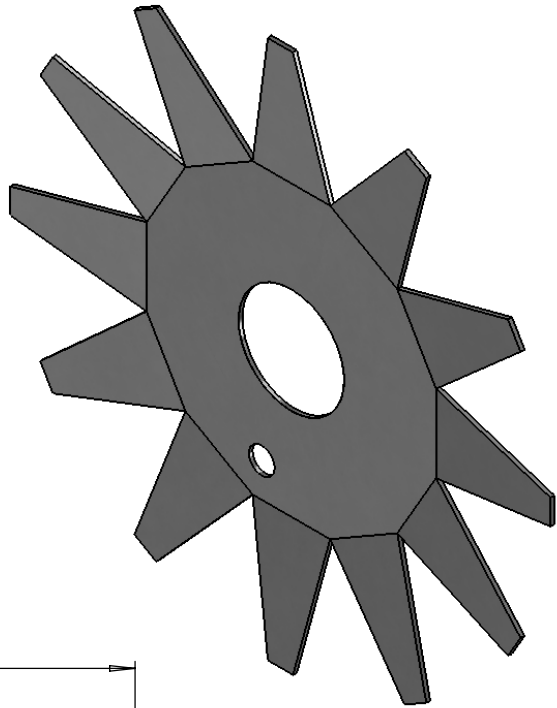
DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

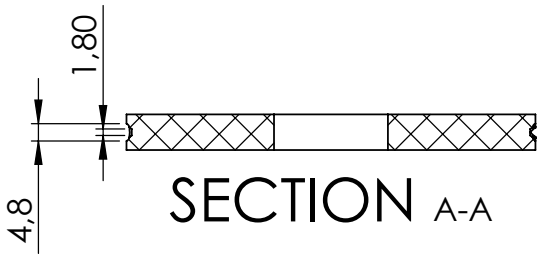
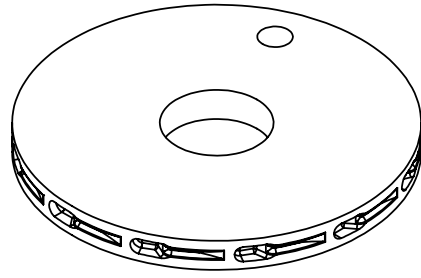
REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	R.L.				
CHK'D					
APP'VD					
MFG					
Q.A.					
				MATERIAL:	
				Steel	
				WEIGHT:	

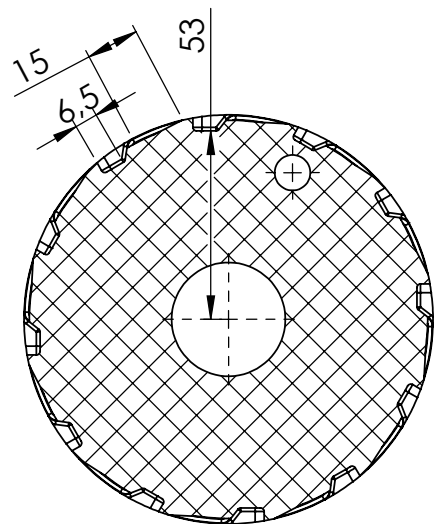
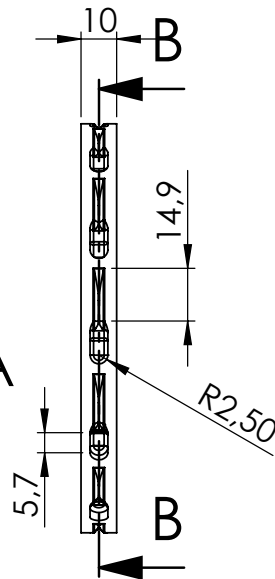
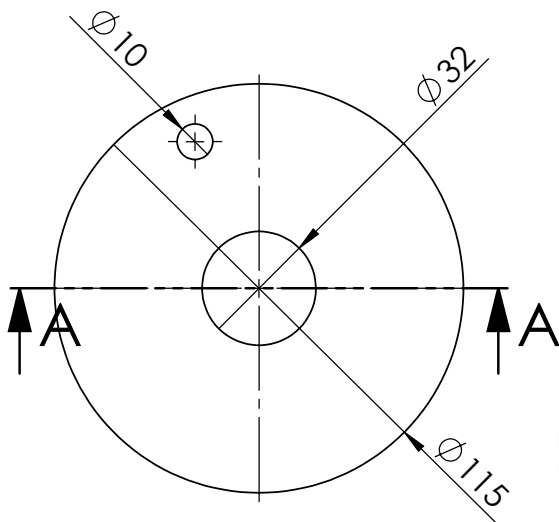
TITLE:		Hevestøtte	
DWG NO.		9	
SCALE: 1:1		SHEET 1 OF 1	
		A4	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN: K.H. og R.L.				SIGNATURE		DATE		TITLE: Tannhjul 12 tagger			
CHK'D								MATERIAL: Steel			
APPVD											
MFG											
Q.A.								DWG NO. 17		A4	
WEIGHT:								SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	



SECTION A-A



SECTION B-B

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

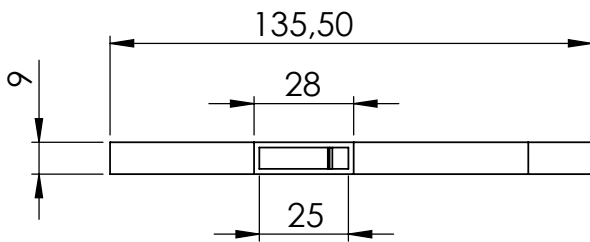
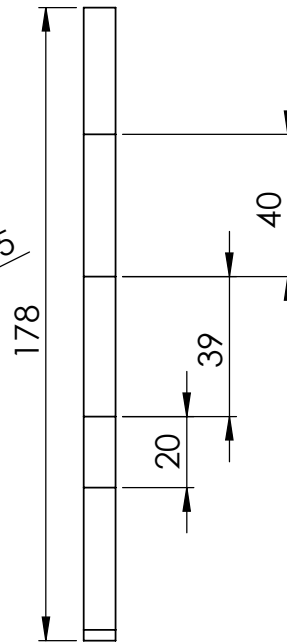
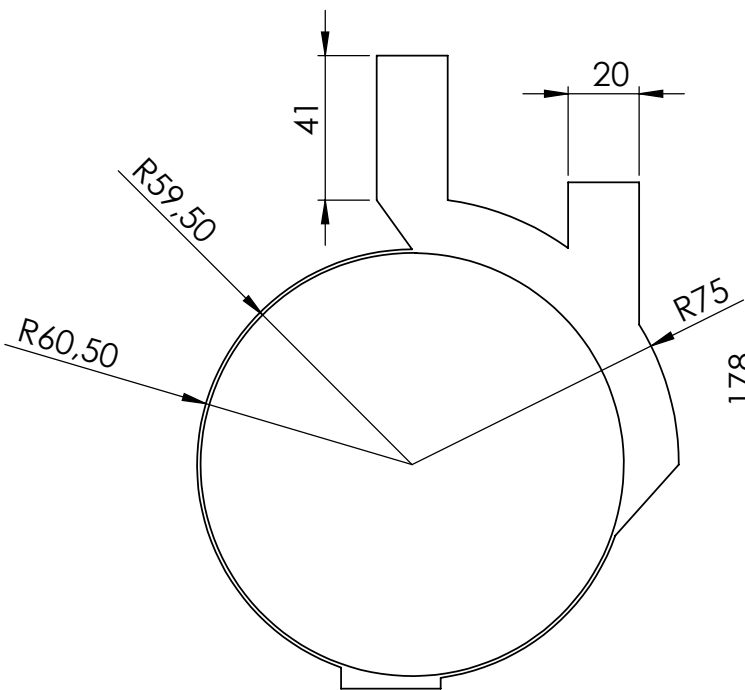
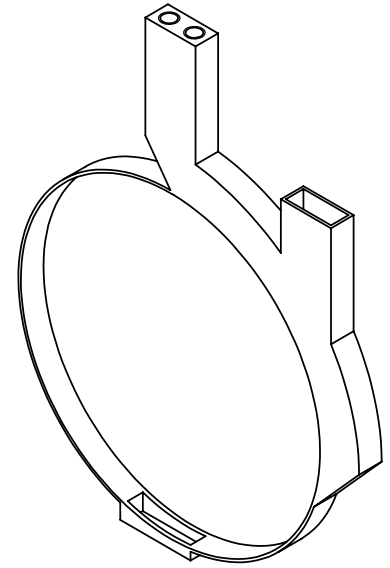
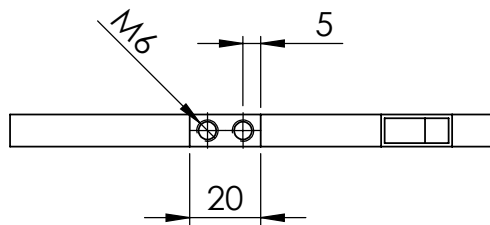
DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	D.K.H, K.H.				
CHK'D					
APPVD					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				ABS	
				WEIGHT:	

TITLE:		Enkelcelle	
DWG NO.			
		A4	
SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

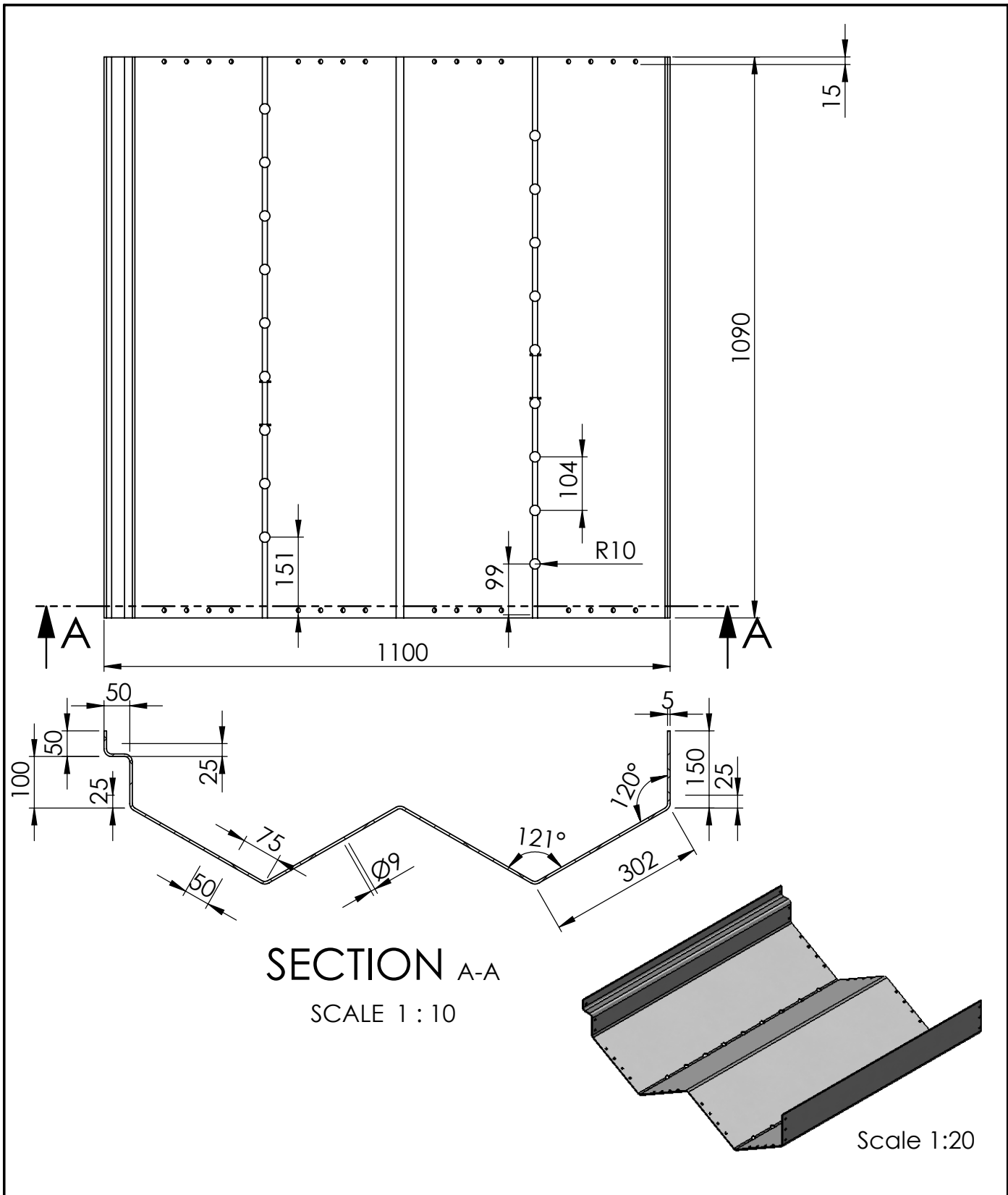
DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	D.K.H., K.H.				
CHK'D					
APPVD					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				ABS	
				WEIGHT:	

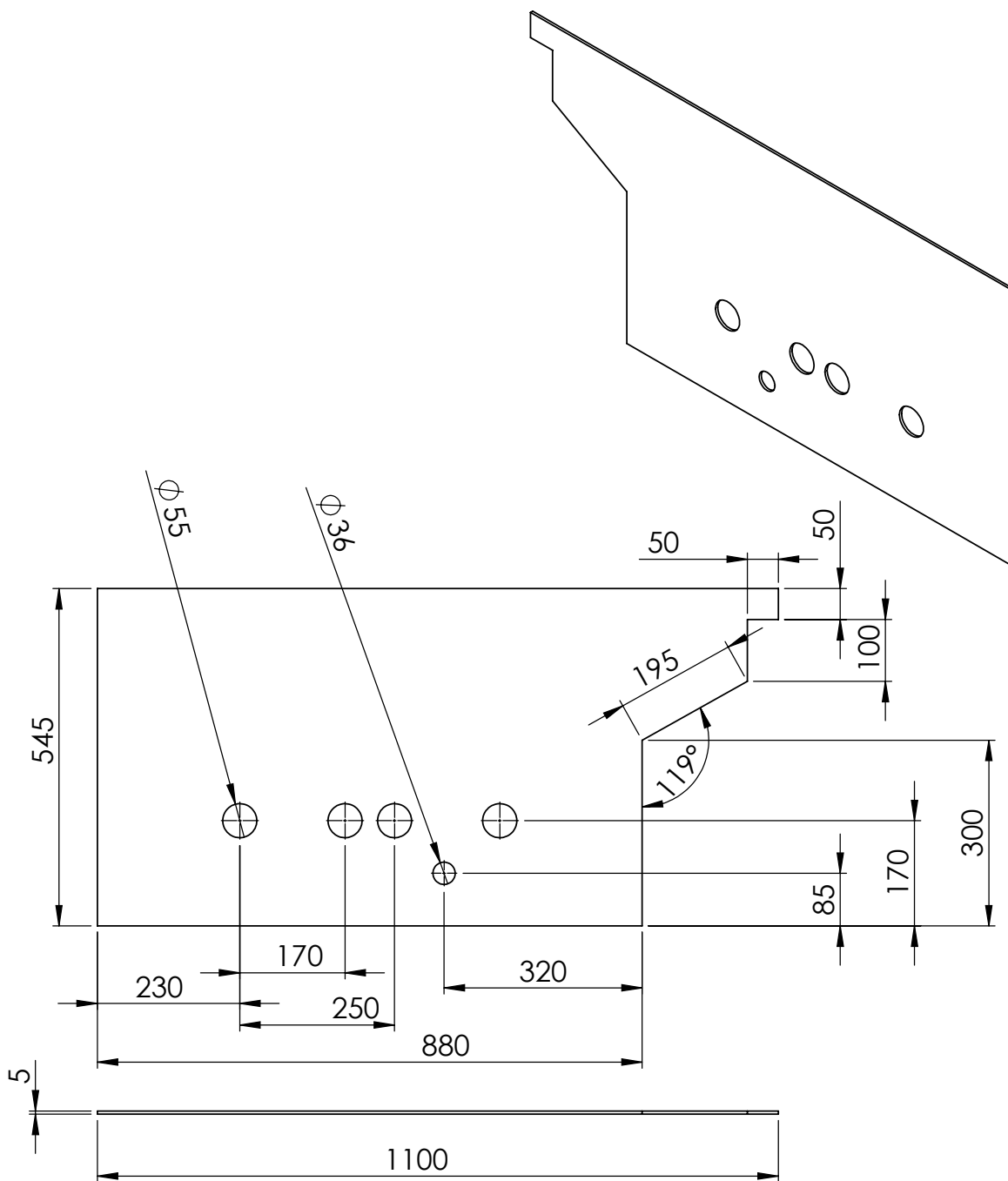
TITLE:		Korntrakt_versjon2	
DWG NO.	39	A4	
SCALE:	1:2	SHEET 1 OF 1	



SECTION A-A
SCALE 1 : 10

Scale 1:20

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN R.L., D.K.H. og K.H.		SIGNATURE		DATE		TITLE: Magasin_uten_plater			
CHK'D						DWG NO. 10		A4	
APPVD						SCALE:1:10		SHEET 1 OF 1	
MFG						MATERIAL: Aluminum			
Q.A						WEIGHT:			



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	R.L.				
CHK'D					
APPVD					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				Aluminum	
				WEIGHT:	

TITLE:

Oppheng_aternavtivt

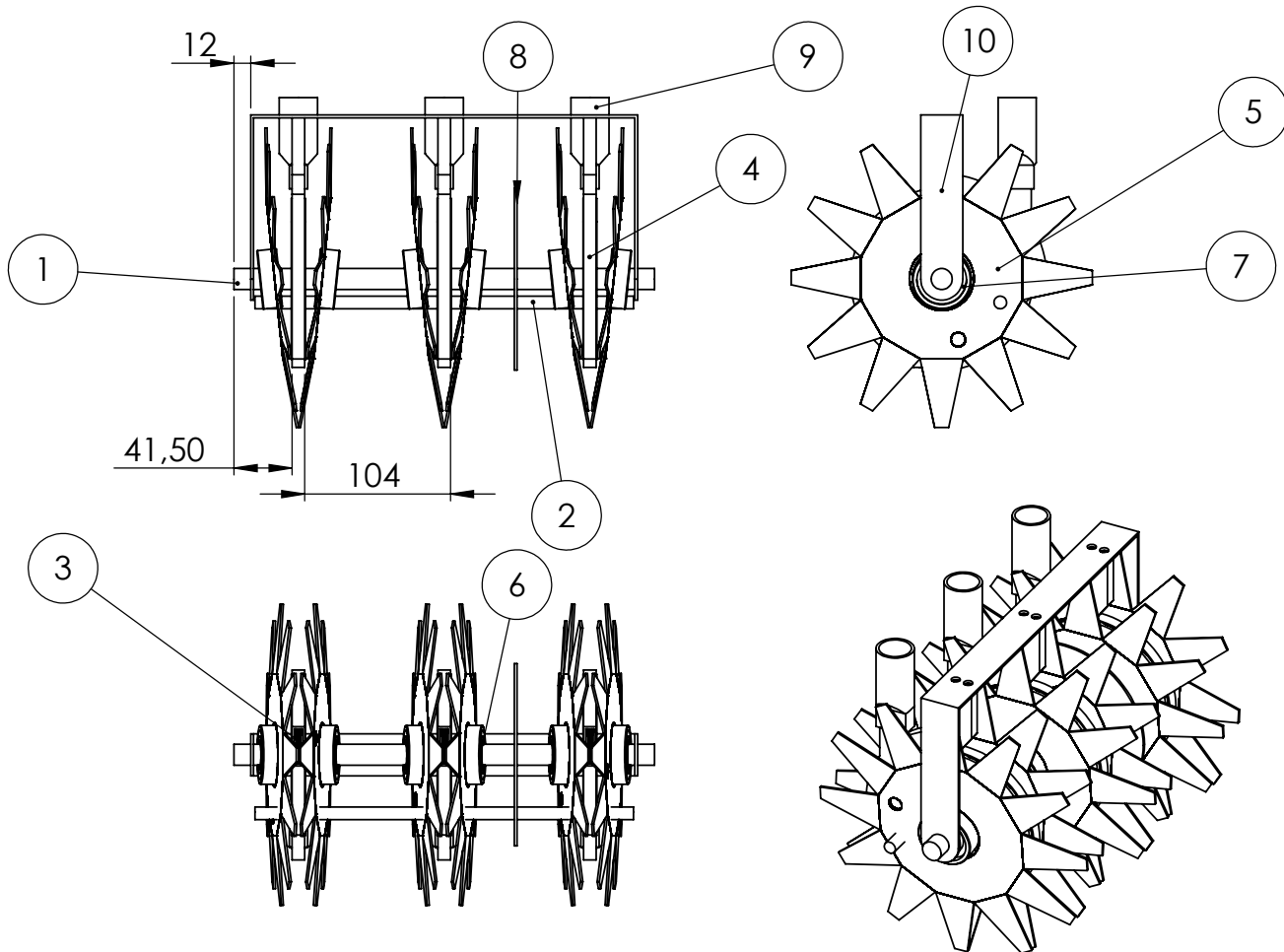
DWG NO.

7

A4

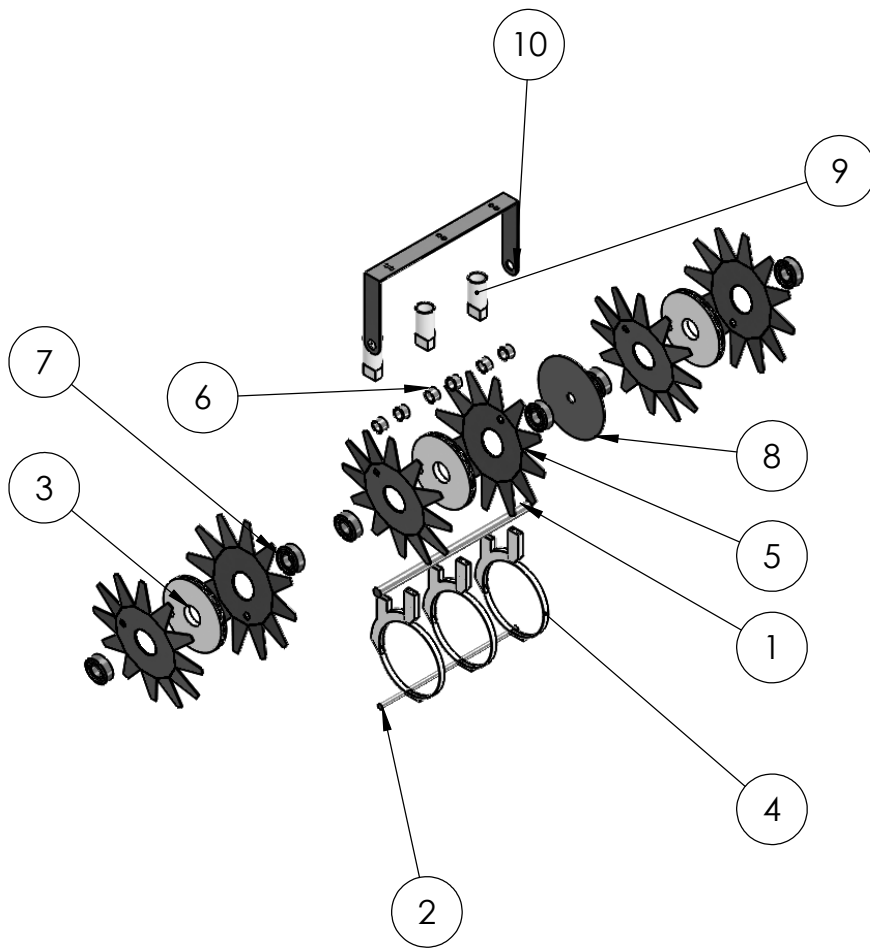
SCALE: 1:10

SHEET 1 OF 1



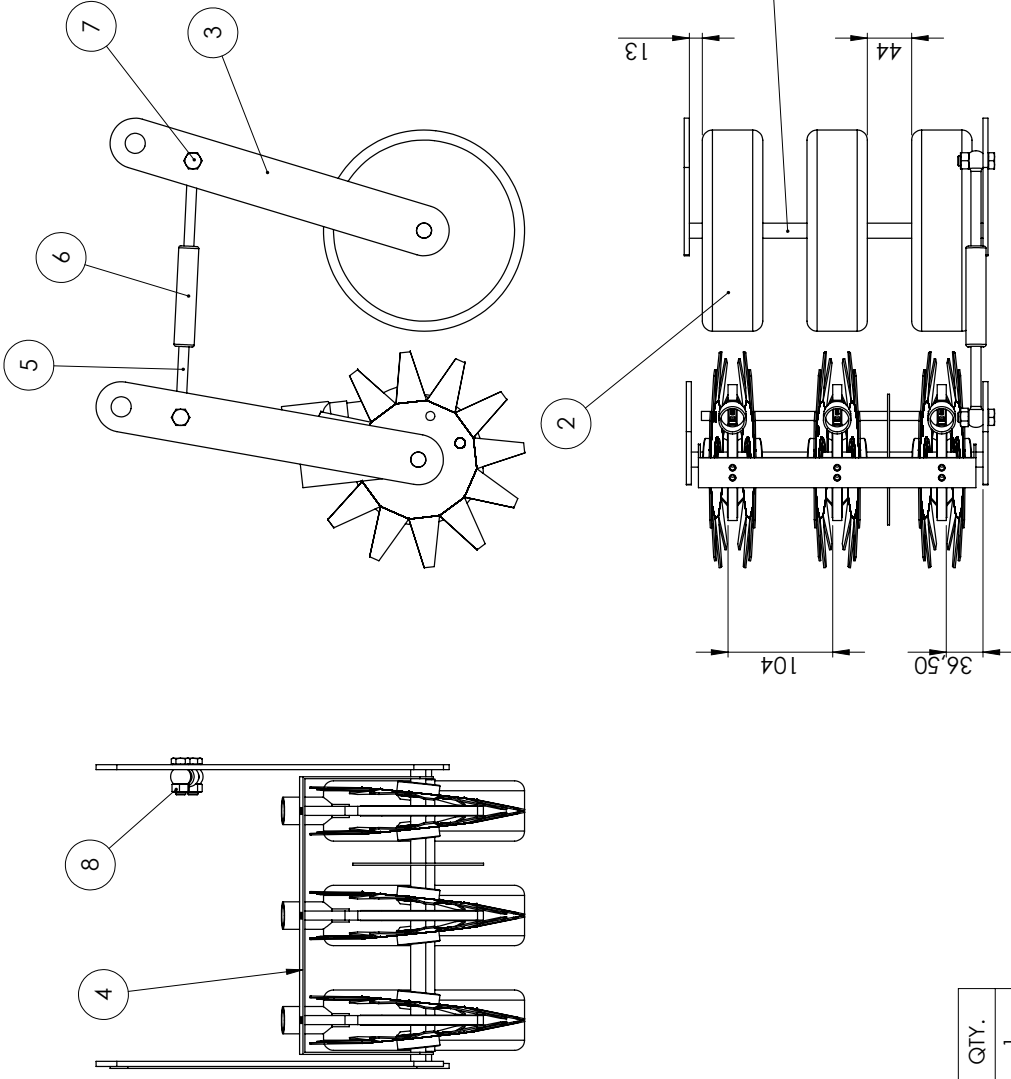
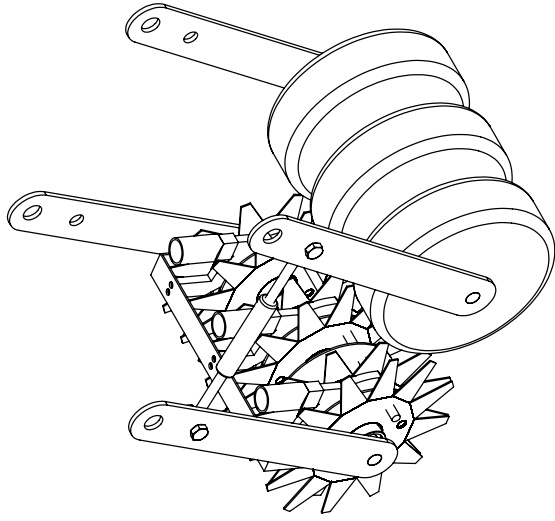
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	aksel		1
2	stang		1
3	Enkelcelle		3
4	Korntrakt_versjon2		3
5	Dobbeltannhjul_12_tagger_boyd		6
6	Fylle_fing_alt		6
7	ISO 15 RBB - 2020 - 12,SI,NC,12_68		6
8	Tannhjul_dummy		1
9	Skjøt_korntrakt_3Dprint		3
10	Feste_korntrakt		1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
D.K.H. og K.H.						Modul_tannhjul_ett_feste_alt			
CHK'D						DWG NO.		A4	
						35			
APPVD						SCALE: 1:5		SHEET 1 OF 1	
MFG									
Q.A.				MATERIAL:					
				WEIGHT:					



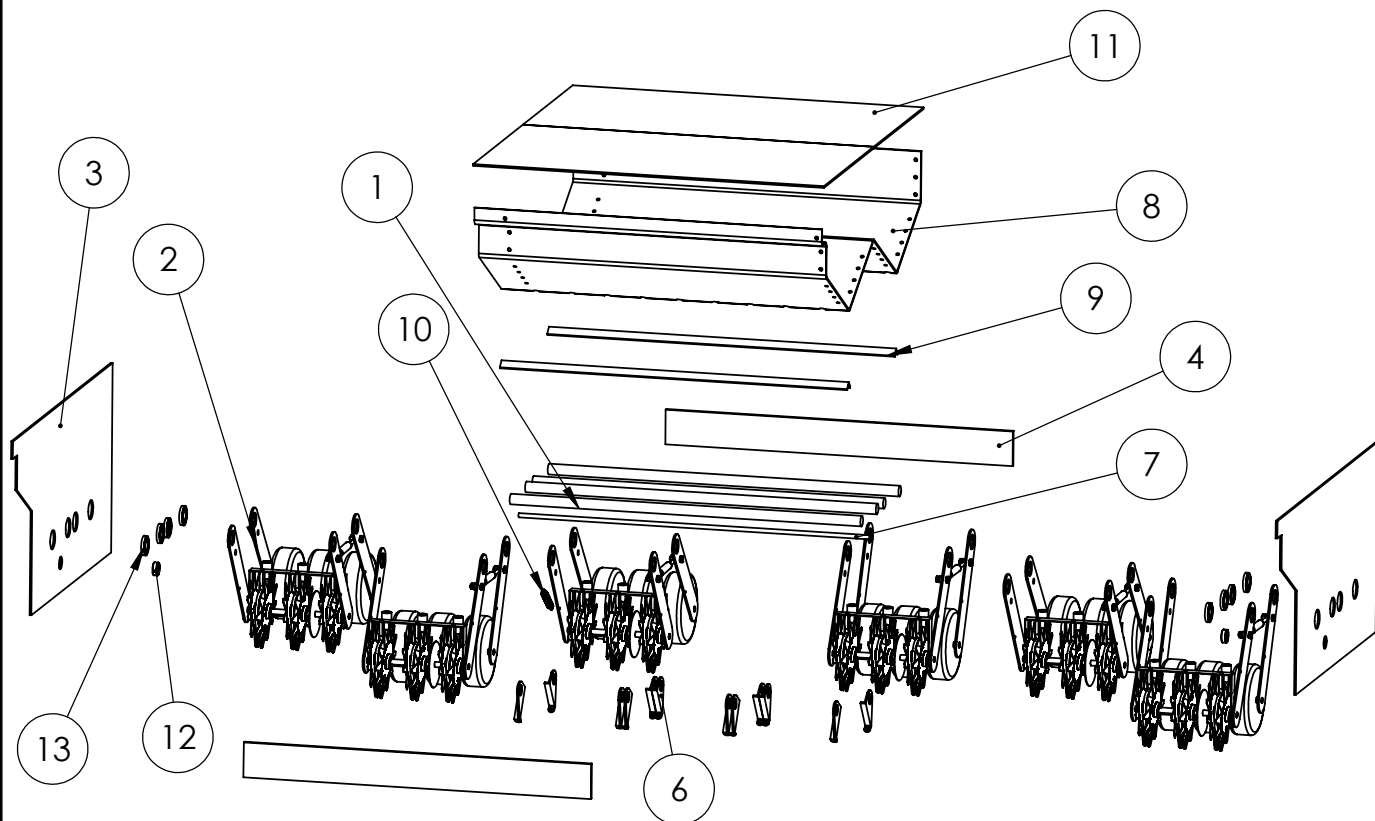
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	aksel		1
2	stang		1
3	Enkelcelle		3
4	Korntrakt_versjon2		3
5	Dobbeltannhjul_12_tagger_boyd		6
6	Fylle_fing_alt		6
7	ISO 15 RBB - 2020 - 12,SI,NC,12_68		6
8	Tannhjul_dummy		1
9	Skjøt_korntrakt_3Dprint		3
10	Feste_korntrakt		1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		SIGNATURE		DATE		TITLE: Modul_tannhjul_ett_feste_alt_eksplasjon			
CHK'D						DWG NO. 36			
APPVD									
MFG									
Q.A.									
				MATERIAL:		SHEET 1 OF 1		A4	
				WEIGHT:		SCALE: 1:20			



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Aksling_modul		1
2	Følgenjøl		3
3	Hevarm_modul		4
4	Modul_tannjøl_ett_fes		1
5	DIN 444 - A M10 x 110 - -- 92N		2
6	Høydejustering_hylster		1
7	ISO 4017 - M10 x 30-N		2
8	Hexagon Nut ISO 4032 - M10 - W - N		2
9	ISO 15 RBB - 170.6 - 8,SI,NC,8_68		6

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
TOLERANCES: ANGULAR:									
NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:						
DRAWN K.H., R.L. OG D.K.H.			Modul_alf_dobbel						
CHKD			DWG NO. 6						
APPVD			SCALE: 1:5						
MFG			SHEET 1 OF 1						
QA			MATERIAL:						
			VEGHT:						



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Aksling_modulfeste		4
2	Modul_alt_dobbel		6
3	Oppheng_aternativt		2
4	Stabilitetsplate		2
5	Hevestøtte		6
6	Hevestøtte_bak		6
7	Synkroniseringsaksling		1
8	Magasin_uten_plater		1
9	V-stag_magasin		2
10	Spring-9666-Lesjofors		1
11	Lokk_magasin		2
12	SKF - 6301 - 8,SI,NC,8_68		2
13	SKF - 16006 - 14,SI,NC,14_68		8

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		SIGNATURE		DATE		TITLE: <h1>Såmaskin eksplodert</h1>			
CHK'D						DWG NO.		A4	
APPVD						40			
MFG						SCALE: 1:20		SHEET 1 OF 1	
Q.A.				MATERIAL:					
				WEIGHT:					



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no