



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

**Masteroppgave 2020 30 stp**

Fakultet for realfag og teknologi

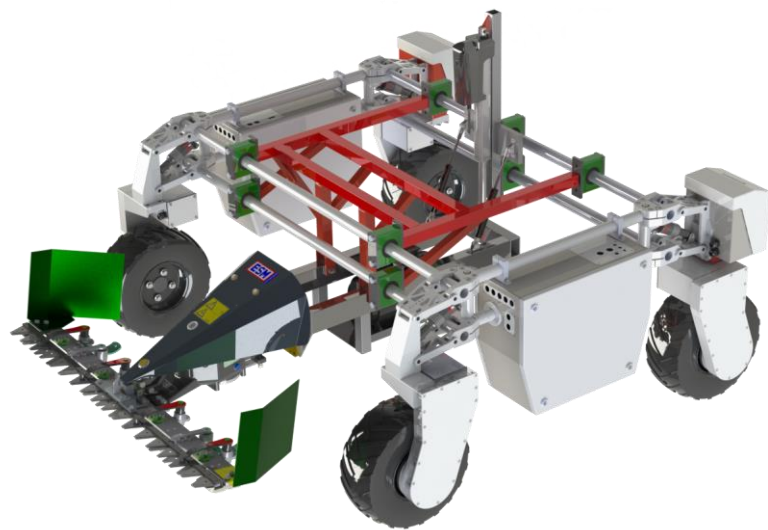
## **Videreutvikling av den autonome landbruksroboten Thorvald – vibrasjonsdemping og mulige designforbedringer for økt funksjonalitet og ytelse**

Further development of the autonomous agricultural robot Thorvald – vibration damping and possible design improvements for enhanced functionality and performance

**Endré Werner Elvheim**

Maskin, prosess- og produktutvikling







# Forord

Dette er mitt mastergradsprosjekt som gjennomføres i forbindelse med avslutningen på sivilingeniørstudiet i masterprogrammet Maskin, prosess- og produktutvikling ved Norges Miljø og Biovitenskapelige Universitet (NMBU). Jeg har fra tidligere en bachelorgrad innen maskinfag fra Oslo Metropolitan University (OsloMet), og har de siste årene studert ved overnevnt masterprogram ved NMBU.

Innhøsting ved bruk av tunge landbruksmaskiner har blitt stadig mer ugunstig grunnet mye nedbør de siste årene, og jordpakking er et sentralt problem i norsk landbruk. Det er derfor ønskelig å ta i bruk lette, autonome roboter for å lettere kunne utnytte et kortere innhøstingsvindu. Dette har ført til dannelsen av *GrassRobotics*, et forskningsprosjekt med flere samarbeidspartnere. I første omgang skal prosjektet vare i fire år, hvor videreutviklingen av en robot med en påmontert klippeanordning danner grunnlaget for denne rapporten.

Da jeg først ble introdusert til prosjektet av dr. Lars Grimstad var jeg litt nervøs for at jeg hadde lite å bidra med innen robotikk og automasjon. Likevel ble det vekket en dyp interesse da prosjektet viste seg å være både relevant, fremtidsrettet og realistisk, samtidig som det ble klart at det fantes et sterkt behov for videreutvikling og forbedring. Jeg har fått muligheten til å tilegne meg kunnskap innen diverse tverrfaglige felt, samt erfaring med å hente relevant informasjon fra industrien. Dette prosjektet har en klar fremtid i norsk landbruk, og denne rapporten kan forhåpentligvis benyttes som et oppslagsverk for videre forskning og utvikling i forbindelse med autonome lettvektsroboter.

En spesiell takk rettes særlig til hovedveileder dr. Lars Grimstad, samt avdelingsingeniør Mikkel Danielsen for gjennomgående god veiledning, og for å ha gitt meg en spennende og fremtidsrettet oppgave. Jeg vil også takke førsteamanuensis Geir Terjesen for nyttige tilbakemeldinger i forbindelse med arbeidet.

Ås

26.05.2020

---

Endré Werner Elvheim



# Sammendrag

Dagens landbruk er preget av store og tunge jordbruksmaskiner som i kombinasjon med større mengder regn har ført til flere utfordringer. Et sentralt problem er komprimering av jorda, jordpakking, som blant annet fører til avlingstap og materielle ødeleggelser. Videre medfører det stadig våtere klimaet et kortere innhøstingsvinduet, og det er derfor viktig at en får utnyttet innhøstingsvinduet så effektivt som mulig. En mulig løsning på problemet er derfor å satse på autonome lettvektsroboter som er i stand til å samhandle og utføre noen av de samme oppgavene som en traktor ute på jorden.

Hovedmålet for oppgaven er at den eksisterende klippekonfigurasjonen av den autonome landbruksroboten Thorvald skal videreutvikles for å sikre en forbedret ytelse og funksjonalitet.

Prosjektet begynte innledningsvis med en kartlegging av dagens innhøstingsmetoder og tilknyttet problematikk, samt den eksisterende løsningen. Det ble også utført en kort gjennomgang av relevant gressteori for videre produktspesifisering og designavgjørelser. Videre er oppgaven delt i to deler: Den første delen tar for seg en generell litteraturstudie av vibrasjon, med fokus på demping og isolering i praksis på roboten Thorvald. Den andre delen kartlegger mulige designendringer for å redusere overkjøring og opphopning av gress, samt forbedring av knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng.

## DEL I

Diverse former for vibrasjon ble kartlagt og definert, med tilhørende generelle eksempler. Vibrasjonsforplantning i mekaniske systemer ble også gjennomgått. Det ble deretter presentert metoder for demping og isolering, før det ble foretatt vibrasjonsmålinger på Thorvald. Hensikten er å benytte målingene i videre arbeid til å kunne dokumentere effekten av eventuelle demping, -og isoleringsstiltak. Slike tiltak blir avslutningsvis presentert.

## DEL II

Designendringer på Thorvald for å redusere overkjøring og opphopning av gress, samt forbedre dagens klippeeve i ulendt terreng har blitt kartlagt, 3D-modellert og presentert. Designforslagene er utformet på en måte som tilrettelegger for enkel implementering i dagens design.





## **Abstract**

Today's agriculture is characterized by heavy machines and equipment, which in combination with increasing amounts of rain has led to several challenges. A major issue is soil compaction, which leads to crop losses and material damages, among other things. Furthermore, a wetter climate has resulted in a shorter harvest window, making it paramount to utilize it as efficiently as possible. A potential solution to the problem is the implementation of autonomous lightweight robots that can interact and perform some of the same tasks as the traditional tractor.

The main objective of this report is to further develop the existing cutting configuration of the autonomous agricultural robot Thorvald to ensure improved performance and functionality.

The project initially began with a survey of today's harvesting methods and associated problems, as well as the existing solution. A brief documentation of relevant grass theory for future product specification and design decisions has also been carried out. The remaining report is divided into two parts: The first part deals with a basic theoretical study of vibration, focusing on damping and isolating vibration that propagates throughout the structure of the robot. The second part examines possible design changes to reduce grass accumulation, as well as to improve the cutter bars ability to cut evenly in uneven terrain.

### **Part I**

Various types of vibration are mapped and defined, with associated general examples, before focusing on vibration propagation in mechanical systems. Possible ways of damping and isolating vibration are then reviewed before two vibration measurements are performed on Thorvald. The intention is to use the measurements in further work to document the effect of any dampening measures. This part concludes with such measures being presented.

### **Part II**

Design changes to reduce grass accumulation on Thorvald, as well as to improve its cutting ability in uneven terrain are discussed, 3D-modeled and presented. The proposals are designed in a way that facilitates easy implementation in today's design.



# Tabelliste

Tabell 1: Oversikt og forklaring over begreper benyttet i rapporten.....	13
Tabell 2: Oversikt over symboler med tilhørende betydning.....	14
Tabell 3: Oversikt over benyttede formler med tilhørende beskrivelse og indeks. ....	16
Tabell 4: Oversikt over kontaktpersoner som har bidratt med dokumentasjon.....	17
Tabell 5: Effektoverslag per meter knivbjelke.....	23
Tabell 6: Materialeegenskaper til konstruksjonsstålet.....	27
Tabell 7: Oversikt over aktuelle produktegenskaper med tilhørende begrunnelse. ....	43
Tabell 8: Produktegenskaper med rangering fra 1-5, med tilhørende begrunnelse. ....	45
Tabell 9: Metrisk grovspesifisering.....	48
Tabell 10: Akselerasjonsverdier i hver enkelt akse - måling 1.....	110
Tabell 11: Akselerasjonsverdier i hver enkelt akse - måling 2.....	110



# Figurliste

Figur 1.1: Et utvalg av slåtteutstyr gjennom tidene .....	2
Figur 1.2: Til venstre - mekanisk slåmaskin, til høyre - hesteslåmaskinen i bruk.....	3
Figur 1.3: En traktor med påsatt, slept, skiveslåmaskin.....	4
Figur 1.4: Selv om marktrykket er det samme .....	5
Figur 1.5: Våt jord overfører trykk dypere ned i jorda. ....	6
Figur 1.6: Et utvalg av de ulike Thorvald-konfigurasjonene.....	8
Figur 1.7: Standard Thorvald II konfigurasjon. ....	8
Figur 1.8: Prosessdiagram som illustrerer de ulike trinnene i gradsarbeidet. ....	18
Figur 2.1: Standardkonfigurasjonen til Thorvald II. ....	20
Figur 2.2: Påmontert knivbjelke. ....	21
Figur 2.3: ESM-Bidux kniv. Avstanden mellom tennene varierer. ....	22
Figur 2.4: En forenklet illustrasjon av effekt og momentkurver .....	23
Figur 2.5: En forenklet illustrasjon av effekt og momentkurver i en elmotor. ....	23
Figur 2.6: Illustrert plassering av diverse hovedkomponenter. ....	24
Figur 2.7: Illustrasjon av knivbjelken med tilhørende elmotor. ....	25
Figur 2.8: En illustrering av dagens opphengsramme. ....	26
Figur 2.9: Lineær aktuatoren som skal festes til braketten i underdelens tverrgående profil. .	27
Figur 2.10: Eksplosjonstegning av festeklammer med bolter. ....	28
Figur 2.11: En oversikt over alle festeklammene i Thorvald .....	29
Figur 3.1: Fôrmiddel brukt til mjølkeku, prosent av energien. ....	32
Figur 3.2: Det er en korrelasjon mellom tap av tørrstoff fra eng til fôrbrett .....	35
Figur 3.3: Til venstre på bildet vises en vanlig smal streng .....	37
Figur 3.4: Bildet viser en samlerive som benyttes på breislått gress. ....	38
Figur 5.1: Aluminiumsstang med lengde $x$ , en påført kraft $F$ og medført forskyvning $dx$ .....	56
Figur 5.2: En fritt opplagret bjelke med en lengde $x$ og en påført punktlast $F$ . ....	57
Figur 5.3: Et lite element $dx$ med angitt nøytralakse og nedbøyning $y$ . ....	57
Figur 5.4: Et lite element $dx$ med angitt nøytralakse og nedbøyning $y$ etter påsatt kraft. ....	57
Figur 5.5: En stav påført et torsjonsmoment $T$ over hele lengden $l$ .....	58
Figur 5.6: Eksitasjon/respons-system. ....	60
Figur 5.7: En enkel pendel .....	62
Figur 5.8: Et masse-fjær-demper-system. ....	63
Figur 5.9: Responsen til et vilkårlig system.....	66

Figur 5.10: En sinuskurve plottet med hensyn til tid.....	67
Figur 5.11: Integrasjonen og dobbeltintegrasjon .....	69
Figur 5.12: Illustrasjon av amplitude, gjennomsnitt- og effektivverdier.....	71
Figur 5.13: a) Beskrivelse av et periodisk signal .....	72
Figur 5.14: Et vibrasjonssignal uttrykt i både tids- og frekvensdomene. ....	72
Figur 5.15: Illustrasjon av diverse elastiske bølger. ....	74
Figur 6.1: Illustrasjon av en vilkårlig dempet sinuskurve .....	80
Figur 6.2: Illustrasjon av et kraft-tøyningsdiagram.....	83
Figur 6.3: Illustrasjon av svingningsforløpet.....	84
Figur 6.4: Illustrasjon av spenning-tøyningsdiagram for et rent elastisk materiale.....	85
Figur 6.5: Spennings-tøyningskurve for bløtt stål ved strekkprøving.....	86
Figur 6.6: Spennings-tøyningskurve for gummi ved strekkprøving.....	87
Figur 7.1: ESM-bidux knivbjelke sett forfra med tilhørende midtkobling. ....	94
Figur 7.2: Knivbjelke sett ovenfra. ....	94
Figur 7.3: Knivbjelke sett fra siden med tilhørende midtkobling.....	95
Figur 7.4: Illustrert tann med stiptet nøytralakse.....	96
Figur 7.5: Illustrering av Thorvald med aktuelle målepunkter .....	98
Figur 7.6: Illustrasjon over Thorvald med tilhørende akser. ....	99
Figur 7.7: Utstyr og oppsett inne på NMBUs robotverksted .....	100
Figur 7.8: LIS3DH - treaksialt akselerometer. ....	101
Figur 7.9: Vibrasjonsnivå på knivbjelken.....	102
Figur 7.10: Vibrasjonsnivå på rammeverk.....	103
Figur 7.11: Vibrasjonsnivå på rammeverk-sidekant.....	104
Figur 7.12: Vibrasjonsnivå på batteriholder.....	105
Figur 7.13: Vibrasjonsnivå på knivbjelke.....	106
Figur 7.14: Vibrasjonsnivå på rammeverk - front.....	107
Figur 7.15: Vibrasjonsnivå på rammeverk - sidekant.....	108
Figur 7.16: Vibrasjonsnivå på batteriholder.....	109
Figur 8.1: Til venstre er et eksempel på bruk av dempende underlagsskiver og ermer.....	117
Figur 8.2: Aktuelle områder for implementering av elastomere underlagsskiver.....	118
Figur 8.3: Et mulig tiltak kan være å legge inn en gummipakning.....	119
Figur 8.4: STAUFFs festeklammer.....	120
Figur 8.5: Aluminiumsprofilene hvor opphengsrammen er påmontert.....	121
Figur 8.6: Kamera og 3D LiDAR sensorplassering.....	122

Figur 8.7: En mulig løsning er å feste sensorstativets bunnplate til Thorvalds rammeverk ...	123
Figur 8.8: SM-serie wiredemper .....	123
Figur 8.9: VIB Type Y antivibrasjonsfeste med innlegg av naturgummi .....	124
Figur 8.10: Et mulig tiltak for å forbedre kvaliteten på fremtidige datasett.....	124
Figur 8.11: VIB vibrasjonsdempende festemekanisme .....	125
Figur 8.12: Opplagerkraften blir fordelt på to fester .....	126
Figur 8.13: ROSTA AGs installasjonsguide .....	127
Figur 8.14: En tenkt implementering av ROSTA Type V.....	129
Figur 8.15: Det kan være aktuelt å implementere en form for fjæringselement.....	130
Figur 9.1: Thorvald på Kjerringjordet.....	136
Figur 9.2: Deler av gresset som blir kuttet havner innunder hjulene .....	137
Figur 9.3: Eksisterende knivbjelker med en form for sideplater .....	138
Figur 9.4: Figuren illustrerer påmonterte skyveplater.....	138
Figur 9.5: To bolter på endekanten.....	139
Figur 9.6: Noen skisser av forskjellige mulige skyveplater for gresset .....	140
Figur 9.7: Skyveplaten monteres på oversiden.....	140
Figur 9.8: Et mulig konsept av en skyveplate .....	141
Figur 9.9: Festebraketten og motoroppheng per dags dato.....	143
Figur 9.10: Motoroppheng og festebrakett har blitt hevet 5 cm .....	143
Figur 9.11: Nytt design av festebrakett og motoroppheng. ....	144
Figur 9.12: Den nye festebraketten (sort) beholder mesteparten av dagens design (rødt) ...	144
Figur 9.13: I dagens design kan lineæraktuatoren festes .....	145
Figur 9.14: Et snitt av en dragende gassfjær.....	146
Figur 9.15: Festene fungerer som opplagre (grønne piler) for klippeutstyret: .....	147
Figur 9.16: Et grovt belastningsbilde over kutteutstyret, oppheng og gassfjær. ....	148
Figur 9.17: En tenkt orientering av gassfjær på Thorvald.....	151
Figur 9.18: Dekomponert fjærkraft. ....	152
Figur 9.19: En plate er sveiset på midtstaget.....	154
Figur 9.20: En mulig implementering av to gassfjærer. ....	154
Figur 9.21: Lineæraktuatorens festebrakett må kunne bevege på seg. ....	155
Figur 9.22: Warner Linear H-Track aktuator. ....	156





# Innholdsfortegnelse

<b>Forord</b>	<b>v</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>Tabelliste</b>	<b>xi</b>
<b>Figurliste</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1 Slåmaskinens historie i korte trekk.....	2
1.2 Dagens innhøstingsforhold og tilknyttet problematikk .....	4
1.3 Den autonome lettvektsroboten Thorvald .....	7
1.4 GrassRobotics.....	9
1.5 Oppdragsbeskrivelse.....	10
1.6 Prosjekt målsetting .....	11
1.6.1 Hovedmål .....	11
1.6.2 Delmål .....	11
1.6.3 Begrensninger .....	12
1.7 Terminologi .....	13
1.7.1 Begreper .....	13
1.7.2 Symboler .....	14
1.7.3 Formler .....	16
1.8 Kvalitetssikring .....	17
1.9 Prosessdiagram.....	18
<b>2 Teknologien til Thorvald</b>	<b>19</b>
2.1 Thorvald .....	20
2.2 Thorvalds kutteutstyr .....	21
2.3 Effektforbruket til knivbjelken .....	22
2.4 Hovedkomponenter .....	24
2.4.1 Knivbjelken med elmotor .....	25
2.4.2 Opphengsrammen .....	26
2.4.3 Lineæraktuatoren .....	27
2.4.4 Festeklammer .....	28
2.5 Dagens problemområder .....	29
2.5.1 Vibrasjon .....	29
2.5.2 Gressopphopning og overkjøring.....	30
2.5.3 Kutteevne i ulendt terreng .....	30

<b>3</b>	<b>Gress og fôrteori</b>	<b>31</b>
3.1	Fôrmiddel .....	32
3.2	Surfôr .....	32
3.3	Sporer .....	34
3.4	Tørrstoff.....	34
3.5	Fortørkingsmetoder .....	36
3.6	Stubbehøyde og gjenvekst .....	39
3.7	Oppsummering av gress og fôrteori .....	39
<b>4</b>	<b>Produktspesifisering</b>	<b>41</b>
4.1	Produktmåling .....	42
4.2	Rangering av produkttegnisger .....	45
4.3	Metrisk grensespesifisering av produktet .....	48
<b>DEL I Vibrasjonsstudie av den autonome landbruksroboten Thorvald</b>		<b>51</b>
<b>5</b>	<b>Vibrasjonsteori</b>	<b>53</b>
5.1	Hva er vibrasjon? .....	54
5.2	Vibrasjonsformer .....	55
5.2.1	Naturlig vibrasjon .....	55
5.2.2	Tvungen vibrasjon .....	55
5.2.3	Dempet vibrasjon .....	56
5.2.4	Langsgående vibrasjon .....	56
5.2.5	Tverrgående vibrasjon .....	56
5.2.6	Torsjonsvibrasjon .....	58
5.2.7	Oppsummering .....	59
5.3	Kontinuerlige og diskrete systemer .....	59
5.3.1	Tilfeldig vibrasjon .....	59
5.3.2	Deterministisk vibrasjon .....	60
5.3.3	Vibrasjonssystemer .....	60
5.4	Matematisk modellering og eksempler .....	61
5.4.1	Matematisk modellering .....	61
5.4.2	Likevektspunkt .....	61
5.4.3	Eksempel 1: Pendel.....	62
5.4.4	Eksempel 2: Masse-fjær-demper-system .....	63
5.4.5	Oppsummering og illustrering av responser.....	66
5.5	Kurveteori .....	67
5.6	Spektrumanalyse .....	71
5.7	Vibrasjonsforplantning i mekaniske systemer.....	73
5.7.1	Grensebetingelser .....	74
5.7.2	Diskontinuiteter .....	75
5.7.3	Bølgeutbredelse i et vilkårlig materiale .....	76
5.8	Konsekvenser av mekanisk vibrasjon.....	77
5.9	Oppsummering av vibrasjonsteori .....	78

<b>6</b>	<b>Vibrasjonddemping og måling</b>	<b>79</b>
6.1	Demping og isolering .....	80
6.1.1	Aktiv vibrasjonsdemping .....	81
6.1.2	Passiv vibrasjonsdemping .....	82
6.2	Elastisk hysteresese .....	82
6.3	Elastomerer.....	84
6.4	Gummifjærer og vibrasjonsdemping .....	85
6.5	Demping ved balansering av masser.....	87
6.6	Demping av støt .....	88
6.7	Måling av vibrasjon og vibrasjonssensorer.....	89
6.7.1	Vibrasjonsmåling .....	89
6.7.2	Akselerometer .....	90
6.7.3	Forskyvningssensorer.....	90
6.8	Oppsummering av vibrasjonsdemping og måling.....	91
<b>7</b>	<b>Vibrasjonsmåling på Thorvald</b>	<b>93</b>
7.1	Systemoversikt .....	94
7.2	Utstyr og metode .....	98
7.2.1	Vibrasjonsmåling 1 .....	100
7.2.2	Vibrasjonsmåling 2 .....	101
7.3	Resultater .....	102
7.3.1	Vibrasjonsmåling 1 - Resultater .....	102
7.3.2	Vibrasjonsmåling 2 - Resultater .....	106
7.4	Oppsummering av måleresultater.....	110
7.5	Målefeil og unøyaktigheter .....	111
7.6	Konklusjon av vibrasjonsmålingene .....	113
<b>8</b>	<b>Dempings, -og isoleringstiltak på Thorvald</b>	<b>115</b>
8.1	Vibrasjonsdemping på Thorvald .....	116
8.2	Mekaniske sammenføyninger.....	116
8.3	Knivbjelkens festebrakett.....	118
8.4	Festeklammer.....	119
8.5	Kameraer og sensorer .....	120
8.6	Elastisk knivbjelkeoppheng.....	125
8.7	Andre mulige tiltak .....	129
8.8	Oppsummering og drøfting av aktuelle dempings, -og isoleringstiltak .....	131
8.9	DEL I - Konklusjon .....	132
8.9.1	DEL I - Anbefalinger for videre arbeid.....	132
<b>DEL II</b>	<b>Designforbedringer på den autonome landbruksroboten Thorvald</b>	<b>133</b>
<b>9</b>	<b>Designendringer på Thorvald</b>	<b>135</b>
9.1	Aktuelle designområder .....	136

9.2	Skyveplater .....	136
9.3	Gressoppnopning under Thorvald .....	142
9.4	Forbedret kutteevne i ulendt terreng .....	145
9.4.1	Gassfjærer .....	146
9.4.2	Dragende gassfjær på Thorvald .....	147
9.4.3	Innledende forslag med overslagsberegninger .....	148
9.5	Elektro - hydraulisk lineæraktuator.....	156
9.6	Oppsummering og drøfting av aktuelle designendringer .....	157
9.7	DEL II - Konklusjon .....	158
9.7.1	DEL II - Anbefalinger for videre arbeid .....	158
	<b>Bibliografi</b>	<b>159</b>
	<b>Vedlegg</b>	<b>167</b>

# 1

---

## Introduksjon

*Kapittelet tar for seg slåttehistorien i korte trekk, samt problematikk som har oppstått tilknyttet dagens løsning. Forskningsprosjektet GrassRobotics introduseres i grove trekk, før det blir presentert en prosjektbeskrivelse med tilhørende mål, begrensninger, terminologi og prosesstrinn.*

## 1.1 Slåmaskinens historie i korte trekk

Antall mennesker i verden øker stadig, og det er forventet at verdensbefolkningen vil vokse til 10 milliarder innen 2057. Dette medfører naturligvis et økende forbruk av blant annet kjøtt, egg og andre husdyrprodukter som igjen skaper et voksende behov for større avlinger og jordbruksarealer. Det er viktig at jordbruksarealene som er tilgjengelige blir utnyttet på en så effektiv og produktiv måte som mulig da gunstige vekstvilkår ikke finnes overalt. Dette må også ses i sammenheng med velstandsutviklingen, da behovet for utbygging står i sterk konkurranse med landbruket om bruken av disse arealene. Dyrking av energivekster (biodrivstoff) er også en konkurrerende faktor. [1]

Dyrking av gress for å føre husdyr har vært en nødvendighet siden mennesket først begynte med jordbruk, til den dag i dag. Gjennom tidene har mennesket erfart at det er mer gunstig å slå gresset for så å bruke det som fôr til husdyrene, enn å la dyrene beite på innmark. Utmarksbeiting har lange tradisjoner i Norge, og har for mange gårdsbruk vært en ren nødvendighet for å ha nok mat til dyrene gjennom vinteren. Grunnen til dette er at innmarksbeitene ofte er for små, og det er derfor gunstig å høste innmarksbeitene som vinterfôr.

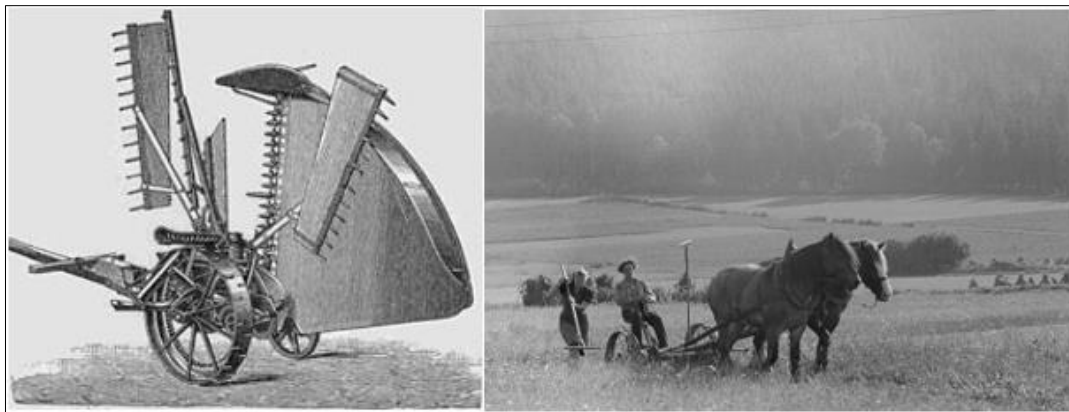
Metodene for å slå gresset har utviklet seg fra enkle håndholdte redskaper, til store traktorer med avansert kutteutstyr. Sigden er et håndholdt landbruksredskap som har blitt mye brukt gjennom tidene, både i Norge og over store deler av verden, til å skjære gress og korn til innhøsting. De eldste sigdene i verden besto av stein og kan spores tilbake til 18000-8000 f.v.t. I norsk historie kan man finne sigder så langt som 5000 år tilbake i tid. Sigden vist i figur 1.1 er en relativt nyere modell fra år 905 som ble laget av jern.



Figur 1.1: Et utvalg av slåtteutstyr gjennom tidene: til venstre - en eldgammel sigd i jern, i midten - en mer moderne ljà med treskaft og et blad av jern, til høyre - en nymotens knivbjelke som kan monteres på diverse kjøretøy. [2, 3, 4]

Gjennom jernalderen og frem til rundt 1900-tallet var ljåen et viktig redskap som bidro til å effektivisere innhøstingen av vinterfôr til husdyr. Dette redskapet benyttes fortsatt i dag, blant annet i utviklingsland og fjellterreng. Ljåen ble i Norge i all hovedsak brukt til slått, men ble erstattet på midten av 1900-tallet som en direkte følge av den industrielle revolusjonen og den påfølgende mekaniseringen i jordbruket. [5]

I Norge kom industrialiseringen på 1840-tallet og mekanisering i jordbruket fulgte sakte men sikkert etter. Den første store forandringen som traff det norske landbruket var slåmaskinen, se figur 1.2. Slåmaskinen besto av en sidemontert knivbjelke som kunne bli trukket av hester. Det var vanlig at personen som satt bak måtte benytte en lang stokk til å fjerne gresset som samlet seg på bjelken. [6]



Figur 1.2: Til venstre - mekanisk slåmaskin, til høyre - hesteslåmaskinen i bruk. [6, 7]

Videre i 1908, Helgeland; Dønnesgodset, kom den første traktoren til Norge. Den hadde store problemer med å holde seg i drift, og traktoren ble derfor behandlet som et teknologisk eksperiment gjennom mellomkrigstiden, så det var ikke før etter 2. verdenskrig at utviklingen fikk fart på seg. Det var da selskapet Ferguson kom med sin gråtass; en 20 hk traktor med driftssikker bensinmotor og trepunksløft. Slåmaskinen som tidligere ble trukket av hester kunne nå modifiseres og settes på traktoren, se figur 1.3. [8]



Figur 1.3: En traktor med påsatt, slept, skiveslåmaskin. [8]

I senere tid har utviklingen av traktorer og slåmaskiner stått sentralt da det er problematikk knyttet til dagens innhøstingsmetoder. Det er ønskelig å fortsette denne utviklingen for å sikre at jordbruksarealene blir utnyttet på en så effektiv og produktiv måte som mulig.

## 1.2 Dagens innhøstingsforhold og tilknyttet problematikk

Dagens innhøstingsmetoder er preget av traktorer med diverse utstyr og stor arbeidskapasitet. Dette er gunstig med tanke på tidsbruk da det er mulig å dekke store landarealer på relativt kort tid. Ulempen er at traktorene og det påsatte utstyret er stort og tungt; dette fører til en kompresjon av jorda, kalt jordpakking. Dette er, i kombinasjon med erosjon, ansett som det mest alvorlige og dyreste miljøproblemet knyttet til konvensjonelt landbruk. [9]

Jordpakking er et fenomen hvor jordas porøsitet (forholdet mellom volum av hulrom og totalvolum) reduseres på grunn av kompresjon (trykk). I forbindelse med landbruk er dette ofte grunnet eksterne statiske eller dynamiske belastninger som rulling (maskinhjul), vibrasjon eller tråkking. [9]

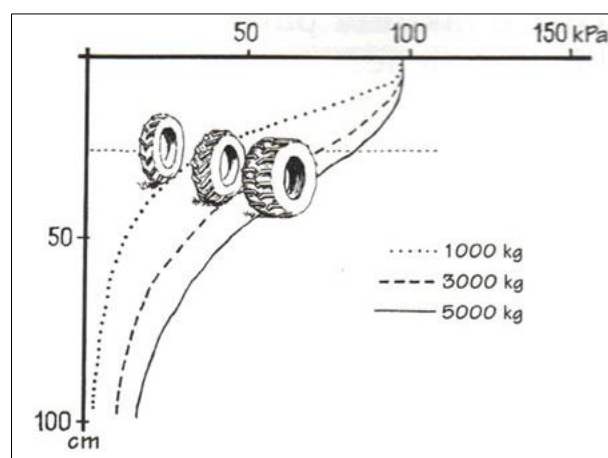


Så godt som alle de fysiske, biologiske og kjemiske egenskapene til jorda påvirkes i varierende grad av jordpakking. Blant annet reduseres oksygeninnholdet, og jorda blir mindre mottakelig for gasser. Dette vil videre påvirke nitrogenoppsamlingen, meitemarken og mikroorganismenes aktivitet. Jordpakking avhenger kraftig av flere faktorer, deriblant vær, klima og jordtype, og deles inn i 2 hovedtyper; dyppakking og grunnpakking. [9]

*Grunnpakking* er den pakkingen som påvirker matjorda (20-25 cm ned i jorda fra overflaten). *Dyppakking* kan deles inn i to undergrupper; 25-40 cm, her kan prosesser som frysing og tining finne sted, som vil påvirke planterøttene. Fra 40-100 cm kan det også forekomme dyppakking ved blant annet gjentatt bruk av tunge maskiner med påfølgende utstyr. [10, 11]

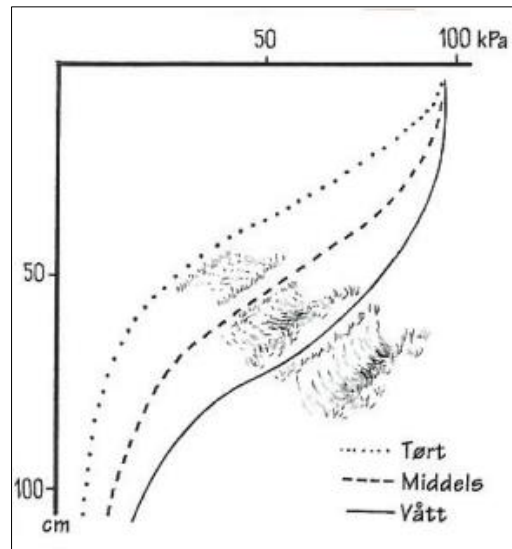
En måte å redusere grunnpakking på er å redusere marktrykket; dette kan bli oppnådd ved å enten bruke flere eller bredere hjul. For et hjul er marktrykket lik hjullast (maskinlast på hjulet + vekt av last) dividert med anleggsflaten til hjulet, lufttrykket i hjulene spiller derfor en stor rolle. [10]

En stor maskin kan ha samme marktrykk som en liten maskin, men en stor tyngde vil medføre at trykket forplanter seg dypere ned i jorda, se figur 1.4. Et maskinhjul er en dynamisk belastning som nevnt ovenfor, og opptrer i et kort tidsrom. En stor traktor med stor kapasitet (arbeidsbredde) kan derfor gjennomføre jordarbeid med mindre overkjøring enn en mindre traktor. Total belastning per dekar er da nødvendigvis ikke større med en større maskin, men virkningen vil gå dypere ned i jorda. Dette vil i praksis si at grunnpakkingen reduseres, men ikke dyppakkingen. [10]



Figur 1.4: Selv om marktrykket er det samme, så overfører en tung maskin trykket dypere ned i jorda enn en lett maskin. [10]

Det var tidligere nevnt at vær og klima har mye å si for hvor mye jordpakking som opptrer, dette er naturlig da jorda er mer utsatt for kompresjon i fuktig tilstand, se figur 1.5. [10, 12]



Figur 1.5: Våt jord overfører trykk dypere ned i jorda.[10]

Det er derfor ugunstig å benytte seg av tunge traktorer og utstyr i våte forhold, da man ødelegger deler av matjordlaget, og avlingen går dermed tapt. Norge har relativt mye nedbør, og man er derfor avhengig av å kunne kjøre ut på jordet med tunge maskiner i de korte innhøstingsperiodene. En annen mulighet er å øke innhøstingsvinduet ved å benytte seg av lettere maskiner. Dette illustrerer også viktigheten av god drenering; jo raskere jorda tørker opp, jo fortere kan man kjøre på den uten å gjøre skade.

Det ble tidligere nevnt at jordpakking sammen med erosjon er det mest alvorlige og dyreste miljøproblemet, det er flere grunner til dette: [10]

- |   |   |
|---|---|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Tydelig avlingstap</li> <li>2. Økt erosjon, samt tap av nitrogen og oksygen i jorda</li> <li>3. Redusert næringsopptak og rotutvikling</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>4. Redusert vannopptak</li> <li>5. Nedsatt drenering</li> <li>6. Økte produksjonskostnader, større trekraftbehov.</li> </ol> |
|---|---|

Som vi ser er de økonomiske konsekvensene knyttet til jordpakking betydelige, ikke bare med tanke på tapte avlinger, men også materielle ødeleggelser på jorda. Ifølge Norsk Landbruksrådgivning kan grunnpakking rettes opp ved årlig jordarbeiding samt fryse/tine prosesser. Dyppakking 25-45 cm under bakken kan ta mellom 5-10 år å bli borte, mens pakkeskader under 60 cm er varige. Oppsummert kan man si at jordpakking er et sentralt problem i norsk landbruk, og dette problemet vil forverres med økte mengder regn, da bonden vil bli tvunget til å operere ute på jordet når det fortsatt er vått. [13]

En mulig løsning på problemet er derfor å satse på autonome lettvektsroboter som er i stand til å samhandle og utføre noen av de samme oppgavene som traktoren ute på jordet. De autonome robotene har ikke behov for bemanning, og en bonde vil derfor ideelt sett kunne ha flere roboter ute på jordet samtidig. Muligheten til å jobbe i alle døgnets tider samt i bratte terreng vil kunne bidra til å opprettholde effektiviteten sammenlignet med dagens traktor. Videre vil robotenes lette vekt kunne redusere jordpakkingen, og slik øke innhøstingsvinduet.

### **1.3 Den autonome lettvektsroboten Thorvald**

I 2014 ble det utviklet en autonom, lettvekts landbruksrobot døpt Thorvald I av robotikkgruppen ved NMBU, ledet av professor Pål Johan From. Den hadde som hensikt å overta noen av arbeidsoppgavene til dagens traktor. Roboten Thorvald I er elektrisk drevet, og har de siste årene blitt utviklet til å bli en svært modulær forskningsplattform; i 2016 tok oppfølgeren Thorvald II over. [14]

Dagens versjon av roboten *Thorvald II* er en veldig konfigurert, mobil, all-værs robot beregnet på applikasjoner i landbruket. Den er designet til å være modulbasert noe som tillater at mange forskjellige typer roboter kan bli bygget, ved å ombygge den grunnleggende modulen med enkle håndholdte verktøy. [15]

Sagt på en annen måte kan roboten lett skaleres etter ønske, og tilpasses med valgfritt antall drivenheter og batteripakker etter behov. Videre utvikles det verktøy som kan oppfylle de ønskede funksjonene både på jordet og i drivhus. Eksempler på dette er UV-behandlingsroboten, gresskjæring til grovfôr, jordbærplukker m.m. Konseptet kan grovskisseres som flere lette og små, førerløse roboter, som vil kunne gi individuell behandling til avlinger. [14]

Dette krever at roboten skal kunne operere veldig presist og grundig, dette er gjort mulig via motorer med svært nøyaktig tilbakekobling. Videre er alle tjenester og produksjon av Thorvald levert av firmaet Saga Robotics, med et utvalg av dagens eksisterende Thorvald flåte illustrert i figur 1.6: [14, 15]



Figur 1.6: Et utvalg av de ulike Thorvald-konfigurasjonene. [15]

Som tidligere nevnt ble Thorvald utviklet for å løse problemer i landbruket, med særlig vekt på jordpakking og våte innhøstingsforhold. Denne forskningsplattformen er en relativt ny tilpasningsstrategi for grovfôrproduksjon under våte dyrkingsforhold, med fokus på høykvalitetsfôr og robotisering. Plattformen er tilknyttet forskningsprosjektet GrassRobotics.



Figur 1.7: Standard Thorvald II konfigurasjon. [14]

## 1.4 GrassRobotics

*GrassRobotics* er et fireårig tverrfaglig forskningsprosjekt som omhandler robotisert innhøsting av gress. Prosjektet er et samarbeid mellom Norges miljø- og biovitenskapelig universitet (NMBU), Norsk institutt for bioøkonomiskforskning (NIBIO), Norwegian Agricultural Extension Service (NLR)- NLR Agder, samt University of Lincoln (UK). Videre er næringsaktørene Orkel, Tine, HMR Voss, Saga Robotics og Felleskjøpet viktige bidragsytere. [16]

*“Prosjektet er i overensstemmelse med matfondavtalen på følgende områder:*

- *Økt bærekraftig matproduksjon basert på norske ressurser*

*Det er ønskelig med lette roboter som er i stand til å innhøste en tilpasset blanding av gress, for å oppnå høyt næringsinnhold i fôr uten å skade jorda. Videre kan systemet tåle et våtere klima, og slik gi et mer stabilt og forutsigbart utbytte. Systemet designes med fokus på norske terrengforhold.*

- *Reduserte klimagasser (GHG) utslipp og produksjon tilpasset nye klimaforhold*

*Det foreslåtte systemet vil redusere klimagassutslipp markant, med redusert jordpakking, redusert bruk av forbrenningsmotorer, og ved en mer lokalisert produksjon av fôr.*

- *Teknologisk utvikling og innovasjon*

*Teknisk innovasjon via nye tekniske systemer og løsninger som involverer lette roboter for høsting av flerartede gressmarksblandinger i vått klima.*

- *Mattrygghet, helse og samfunn*

*Systemet vil sikre stabil produksjon og vil kunne øke nasjonens selvforsyning.”*

- Saga Robotics: *“A novel adaption strategy for forage production under wet growing conditions; robotization and high-quality forages.”* [16]

Motivasjonen bak *GrassRobotics* er generelt økt nedbør de siste årene, særlig da nedbør som påvirker innhøstingsvinduet. Det er antatt at dette vil være en økende trend de neste årene, og våte vekstforhold vil være et faktum. Dette vil medføre grovfôr med mindre næringsinnhold og kvalitet, samt økte skader på dyrkingsarealer grunnet jordpakking. [16]

Prosjektets hovedmål er kort sagt å fremstille et bærekraftig høstingssystem for grovfôrproduksjon ved bruk av lettvektsroboter med påsatt slåtteutstyr. Det er ønskelig at man i en lengere og våtere vekstsesong kan oppnå grovfôr med høyt næringsinnhold ved hjelp av jevne innhøstinger. I prosjektperioden skal det utvikles og bli utført testing av en slik robot, med mulig verktøy for slått, oppsamling og transport til en stasjonær stasjon på enden av jorden. [16]

Resultatene fra forskningsprosjektet skal sammenliknes med dagens toslåttesystem med traktor ved å undersøke diverse hypoteser knyttet til innhøstingsvindu, jordpakking, plantevekst og kostnadseffektivitet. Saga Robotics stiller Thorvald til disposisjon for prosjektet og det aktuelle utstyret vil bli designet, tegnet, produsert og testet i regi av NMBU og HMR Voss. Videre vil det bli utført praktiske forsøk ved NIBIO, og roboten vil bli testet og tilpasset deretter. [16]

## 1.5 Oppdragsbeskrivelse

Arbeidet relatert til gradoppgaven er å designe og videreutvikle dagens klippekonfigurasjon av Thorvald for å sikre en forbedret funksjonalitet og ytelse. Dette kan muliggjøres på flere måter:

- Redusere eller isolere vibrasjon generert av klippeutstyret

*Dette punktet vil oppnås ved å foreta en generell vibrasjonsstudie, med fokus på vibrasjonsforplantning, demping og isolering i Thorvald. Det vil i tillegg bli gjennomført en vibrasjonsmåling.*

- Redusere opphopning av gress på roboten Thorvald og påmontert klippeutstyr

*Dette punktet vil oppnås ved å kartlegge designmuligheter. Designavgjørelser skal være basert på en teoretisk studie som omhandler innhøsting av gress, med hovedvekt på surfôr.*

- Danne grunnlaget for bedre kutteevne i ulendt terreng

*Dette punktet vil oppnås ved å vurdere en mulig løsning som gir dagens lineæraktuatoren en form for fjæring.*

Det er ønskelig at klippeutstyret fortsatt skal drives av Thorvalds eksisterende batterier, samt at en forholder seg til dagens begrensninger og forskrifter. Spesifikke kravspesifikasjoner dekkes i kapittel 4.

## **1.6 Prosjekt målsetting**

Tydelige og klare mål danner grunnlaget for konkrete prosjektrammer for gradsarbeidet, slik at prosjektet blir gjennomført innen gitt tidsfrist. Prosjekt målene for gradsoppgaven deles inn i hovedmål og delmål.

### **1.6.1 Hovedmål**

Prosjektets hovedmål er å designe og videreutvikle dagens klippekonfigurasjon av Thorvald for å sikre en forbedret ytelse og funksjonalitet sammenliknet med dagens løsning. Dette muliggjøres ved å dempe og isolere vibrasjonen generert av det påmonterte klippeutstyret, redusere opphopning og overkjøring av gress samt forbedre klippeeviden i ulendt terreng.

### **1.6.2 Delmål**

Følgende delmål inngår for å oppnå hovedmålet:

- Planlegge prosjektet med tilhørende omfang, begrensninger og prosesstrinn
- Kartlegge og presentere en oversikt over dagens løsning med tilhørende problemområder
- Gjennomføre en produktspesifisering
- Gjennomføre en teoretisk studie som omhandler gress og fôrteori
- Gjennomføre en vibrasjonsstudie, med et fokus på forplantning, demping og testing på roboten
- Presentere aktuelle tiltak for demping og isolering i roboten i samarbeid med aktuelle industriaktører
- Presentere aktuelle designendringer for å forhindre gressoverkjøring og opphopning
- Presentere en mulig løsning for forbedret kutteevne i ulendt terreng
- Ferdigstill rapporten

### 1.6.3 Begrensninger

Grunnet oppgavens begrensede tidsomfang samt prosjektets størrelse er følgende begrensninger satt:

- Det vil ikke bli sett på programmering og automasjon tilknyttet Thorvald.
- Hovedandelen av oppgaven vil være rettet mot vibrasjonsstudiet av Thorvald.
- Det vil kun bli sett på vibrasjon generert av det påmonterte klippeutstyret.
- Det vil ikke bli gjennomført beregninger på den genererte vibrasjonen, fokuset vil være på demping og isolering.
- Det vil kun bli gjennomført en vibrasjonsmåling som uttrykker akselerasjon plottet mot tid, inngående beregninger og målinger på egenfrekvenser, resonans og interferens vil derfor ikke bli dekket.
- Vibrasjonsmålingen skal kun fungere som en pekepinn for å dokumentere effekten av eventuelle dempings, - og isoleringstiltak.
- Grunnet praktiske begrensninger som følge av COVID-19 vil det ikke bli utført FEM-analyser og inngående styrkeberegninger.
- Da det ikke foreligger en oppdatert versjon av roboten fra SagaRobotics i SOLIDWORKS vil enkelte figurer tidvis kunne illustrere en litt utdatert og mangelfull versjon av roboten kontra dagens egentlige design.
- Grunnet prosjektets tidsbegrensning vil eventuell prototyping, ombygging og ettertesting trolig utføres etter ferdigstilling av rapport.



## 1.7 Terminologi

Begreper, formler og symboler som er brukt i gradsoppgaven presenteres i denne seksjonen.

### 1.7.1 Begreper

Potensielle begreper som kan være ukjente eller uklare er listet opp og forklart i tabell 1.

Tabell 1: Oversikt og forklaring over begreper benyttet i rapporten.

<b>Terminologi</b>	
<b>Begreper</b>	<b>Betydning</b>
Ampl	Amplitude - maksimalt utsving fra en nøytralakse
ESM	Ennepetaler Schneid-& Mähetechnik GmbH u. Co. KG, den ledende leverandøren av knivbjelker i Europa
Kuttehastighet	Relativ hastighetsforskjell mellom bakke og knivbjelke
NMBU	Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
NIBIO	Norsk institutt for bioøkonomi
NLR	Norsk landbruksrådgivning
Oscillasjon	Svingning
RMS	Root Mean Square

## 1.7.2 Symboler

Symboler som er brukt i rapporten er listet opp i tabell 2.

Tabell 2: Oversikt over symboler med tilhørende betydning.

<b>Terminologi</b>	
<b>Symbol</b>	<b>Betydning</b>
$F$	Kraft
$m$	Masse
$M$	Moment
$y$	Nedbøyning
$\varphi$	Krumningsvinkel
$\gamma$	Skjærdeformasjon
$g$	Tyngdeakselerasjon
$\theta$	Vinkelforskyvning
$a$	Akselerasjon
$L$	Lengde
$B$	Bredde
$H$	Høyde
$k$	Fjærkonstant
$d$	Demper
$t$	Tid
$v$	Avstand
$f$	Frekvens
$T$	Periode
$\omega$	Vinkelakselerasjon

Tabell 2: Forts.

<b>Terminologi</b>	
<b>Symbol</b>	<b>Betydning</b>
$E$	Elastisitetsmodul
$A$	Tverrsnittsareal
$\rho$	Densitet
$F_r$	Reflektert kraft
$F_o$	Overført kraft
$\sigma$	Spenning
$\epsilon$	Tøyning
$E_k$	Kinetisk energi
$V$	Volt
$X_{rms}$	Effektivverdi av X-akse verdier
$Y_{rms}$	Effektivverdi av Y-akse verdier
$Z_{rms}$	Effektivverdi av Z-akse verdier
$\lambda$	Frekvensforhold

### 1.7.3 Formler

Formler benyttet i utregninger i denne rapporten er listet opp i tabell 3, og er hentet fra relevant faglitteratur.

Tabell 3: Oversikt over benyttede formler med tilhørende beskrivelse og indeks.

<b>Terminologi</b>		
<b>Beskrivelse</b>	<b>Formel</b>	<b>Indeks</b>
Førsteordens differensialligning	$\dot{x} = f(x)$	(5.1)
Hookes lov	$F_{fjær} = kx$	(5.2)
Newtons andre lov	$\Sigma F = m \cdot a$	(5.3)
Masse-fjær-demper-system	$\ddot{x} + \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = 0$	(5.4)
Andreordens differensialligning	$\ddot{x} + p\dot{x} + qx = 0$	(5.5)
Frekvens	$f = 1/T$	(5.6)
Forskyvning - oscillerende	$x = X_{maks} \cdot \sin(\omega t)$	(5.7)
Hastighet - oscillerende	$v = \dot{x} = V_{maks} \cdot \sin(\omega t + \frac{\pi}{2})$	(5.8)
Akselerasjon - oscillerende	$a = \ddot{x} = V_{maks} \cdot \sin(\omega t + \pi)$	(5.9)
Gjennomsnittlig absoluttverdi	$X_{Average} = \frac{1}{T} \int_0^T  x  dt$	(5.10)
Effektivverdi	$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$	(5.11)
Matematiske sammenhenger	$X_{RMS} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \cdot X_{Average} = \frac{X_{maks}}{\sqrt{2}}$	(5.12)
Kraft	$F = m \cdot g$	(9.1)
Moment	$M = F \cdot L$	(9.2)

## 1.8 Kvalitetssikring

For å kvalitetssikre sluttproduktet og rapporten blir det så langt det går benyttet ISO 9000 & ISO 9001: *Quality Management Principles*. Dette er satt som minstekravet for utvikling av nye produkter. Gjennomgående skal det henvises til godt dokumenterte referanser fra relevant faglitteratur. Ukentlige samtaler med hovedveileder eller relevante fagpersoner skal bli gjennomført så langt det lar seg gjøre for å sikre en god og stabil arbeidsgang og metodikk.

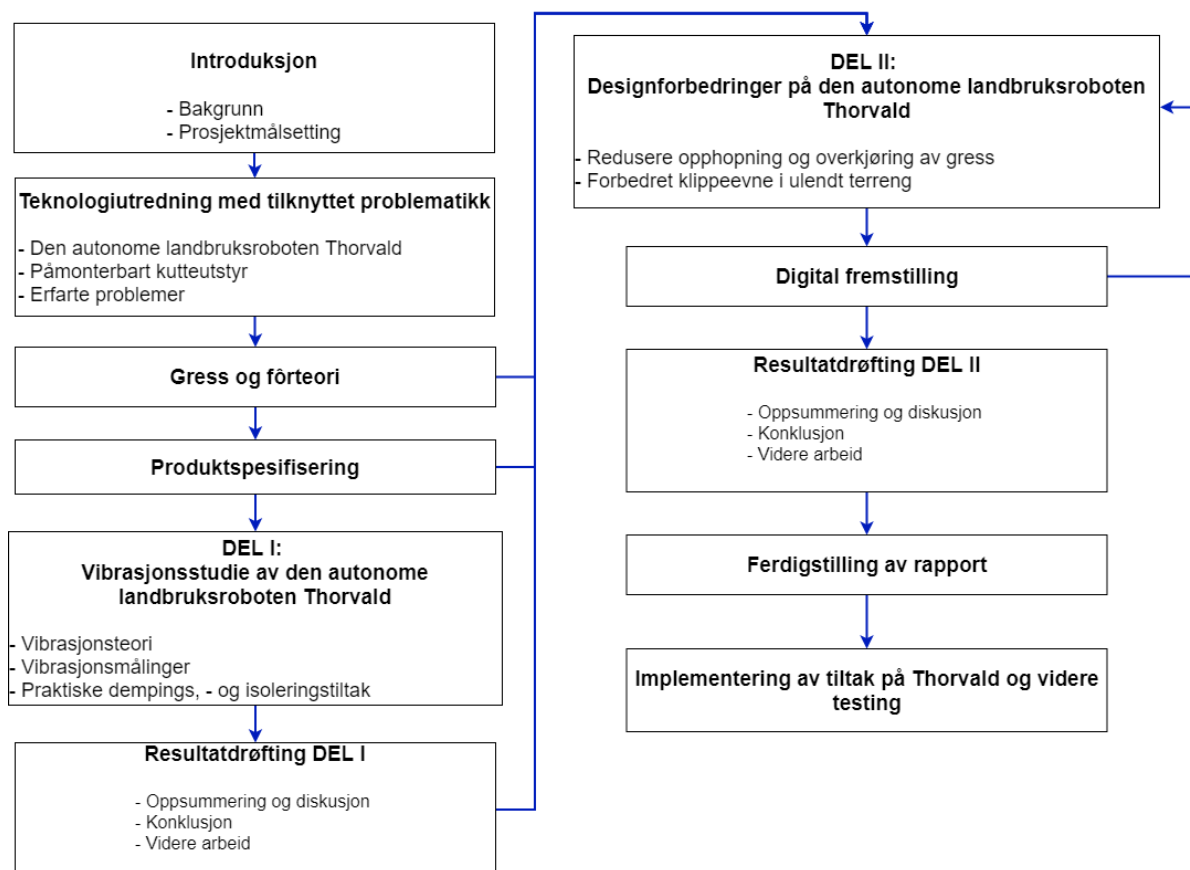
Rapporten er kontrollert for språkfeil gjentatte ganger av flere parter. Nummereringer av figurer, sidetall, referanser og tabeller er sjekket av undertegnede og av eksternt part. I tabell 4 er det listet relevante kontaktpersoner som har bidratt med personlige meddelelser. Disse har bidratt med støtte og relevante data for oppgaven. En stor takk rettes særlig til ROSTA AG for gjennomgående god hjelp samt muligheten til å ta en sertifisering i vibrasjon og spenningshåndtering.

Tabell 4: Oversikt over kontaktpersoner som har bidratt med dokumentasjon i form av personlige meddelelser, rapporter og annet relevant informatikk i forbindelse med prosjektet.

<b>Kontaktperson</b>	<b>Tittel</b>
Mikkel Danielsen	Avdelingsingeniør, NMBU
Geir Terjesen	Førstemanuensis, REALTEK NMBU
Anders Aune	Forsker, NIBIO
Nils Bjugstad	Professor, NMBU
Alen Fakic	Innholdskoordinator, Brüel & Kjær
Valdrin Hoxha	Key account manager, ROSTA AG
Oliverio Pasqual	Salgssjef, ROSTA AG
Lasse Erlandsen	Key account manager, LINAK Norge AS
Bent Storm Halvorsen	Daglig leder, Storm Halvorsen AS
Stuart Cockrill	Salgssjef, C.R.D Devices Specialist UK
Jon Lomsnes	Produktansvarlig, Otto Olsen AS
Jose Carlos Mayoral Banos	Doktorgradsstudent, NMBU
Roar Haukenes	Salgsingeniør, Aratron AS

## 1.9 Prosesdiagram

Figur 1.8 viser en skjematisk fremstilling av de ulike prosesstrinnene underveis i prosjektet.



Figur 1.8: Prosesdiagram som illustrerer de ulike trinnene i gradsarbeidet.

# 2

---

## **Teknologien til Thorvald**

*Dette kapitlet presenterer en kort oversikt og utredning av Thorvald og dets klippeutstyr per dags dato, samt en kartlegging av aktuelle problemområder.*

## 2.1 Thorvald

Utviklingen av roboten Thorvald fortsetter stadig, og sluttmålet er en kommersiell, autonom, modulær robotplattform som vil være i stand til å utrette mange av de samme arbeidsoppgavene til dagens traktor, inkludert luking, såing og innhøsting. Andre oppgaver som å forhindre muggskader på planter uten bruk av plantevernmidler er også under utvikling, inkludert bruken av UV-lys for å bekjempe soppinfeksjoner. [14, 15]

En viktig egenskap hos roboten er dens lave vekt, som lar den operere i våte tilstander uten å forårsake skade på jordstrukturen, som ble nevnt i seksjon 1.2 - *Dagens innhøstingsforhold og tilknyttet problematikk*. Jordkomprimeringen i landbruket har derfor et potensial til å bli redusert, da roboten er betraktelig lettere enn dagens konvensjonelle landbruksmaskiner. [14]

I denne rapporten vil fokuset ligge på Thorvald-konfigurasjonen som er rettet mot innhøsting, rettere sagt kutting av gress. For standardkonfigurasjonen av Thorvald II, se figur 1.7 og figur 2.1.

Denne versjonen har firehjulsdriфт som tillater styring om sin egen akse. Klippekonfigurasjonen har derimot bare styring på bakhjulene, som i praksis betyr at den ikke kan kjøre sidelengs. Den har en sporbredde på 1,5 meter, og rammeverket har en masse på under 200 kg. Rammeverket består av aluminiumsrør som er holdt sammen via spesial designede klammer og braketter, dette gjør det enkelt å rekonfigurere roboten med nødvendig utstyr etter behov. [16]



Figur 2.1: Standardkonfigurasjonen til Thorvald II.[17]



## 2.2 Thorvalds kutteutstyr

Dagens kutteanordning er en knivbjelke med dobbeltkniv, et Busatis-skjæringssystem, som leveres av ESM (Ennepetalen Schneid-& Mähetechnik GmbH u. Co. KG), den ledende leverandøren av knivbjelker i Europa, se figur 2.2. [18]

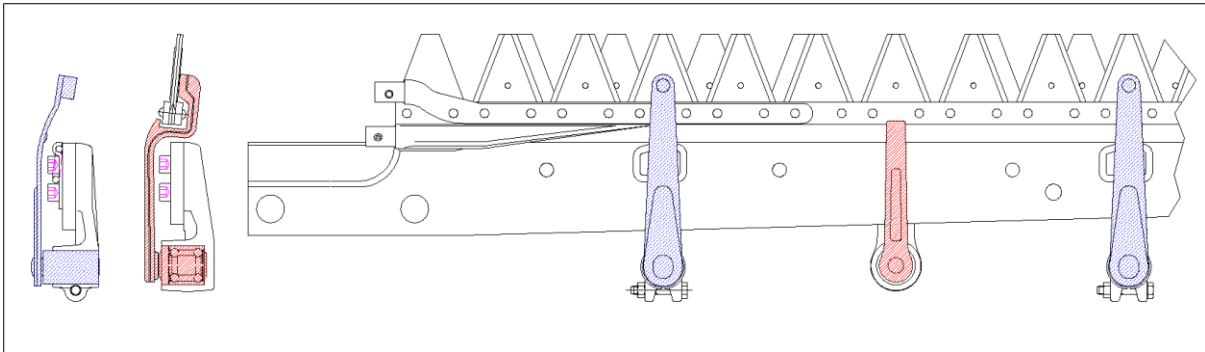
Denne knivanordningen ble ansett som den mest hensiktsmessige av et utall forskjellige klippemetoder; testet og utforsket av NMBU studentene Nickolas Grelland og Andreas Xepapadakis Isaksen i «Utredning av energieffektive metoder for å kutte gress med den autonome landbruksroboten Thorvald». [19]

Kutteevnen til diverse anordninger ble utredet og testet, deriblant ultrasoniske kniver, varmetråd, oksygenskjærer, plasmakutter, vannkutter og dagens knivbjelke. Etter en rekke vurderinger, tester og seleksjonsmatriser ble det konkludert med at knivbjelken var det mest egnede kutteredskapet med tanke på produktmålene de hadde satt. [19]

Knivbjelken vist på figur 2.2 har to motgående knivblad. Dette tillater en høyere frekvens, som i praksis vil muliggjøre høyere kjørehastighet. På roboten Thorvald bør den ikke ha noe problem med kutteevnen, og knivbjelken er designet for å minske sjansen for gressopphopning, noe som ikke er ønskelig med tanke på autonom drift. En annen fordel med knivbjelken er at tennene (knivene) er forskjøvet med ulik avstand seg imellom, noe som fører til at de går i «inngrep» til forskjellig tid; se figur 2.3. [19]



Figur 2.2: Påmontert knivbjelke.



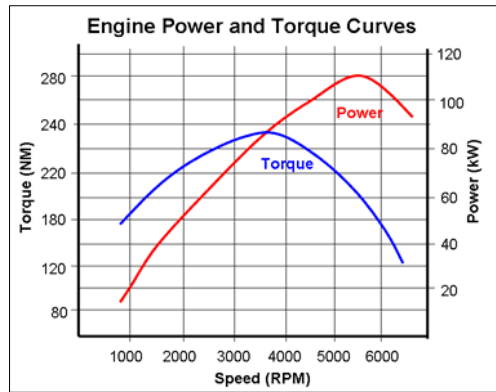
Figur 2.3: ESM-Bidux kniv. Avstanden mellom tennene varierer. [18]

Dette vil resultere i en jevnere belastning på bjelken, effekttoppene unngås, og sluttresultatet er en mer energieffektiv knivbjelke kontra en standard dobbeltniv. Den kommer gunstig ut både med tanke på gjenvekstvilkår og redusert inngrep på insektlivet, samt effektbruk kontra alternative kuttemetoder. Knivbjelken har enkelte ulemper, deriblant økt risiko for driftstans ved uforutsette hindringer på jorden, deriblant steiner, trær eller lignende. [19]

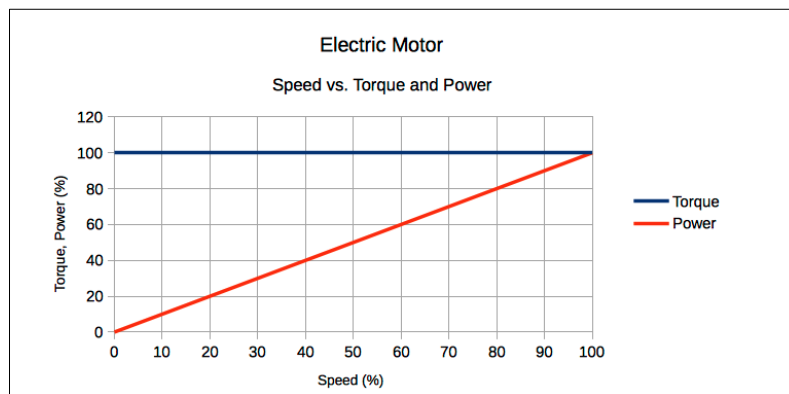
### 2.3 Effektforbruket til knivbjelken

ESM oppgir på sine nettsider en anbefalt effektverdi man burde ha tilgjengelig per meter bjelke. Denne verdien er et overslag som kun tar for seg den maksimale kuttehastigheten knivbjelken er oppgitt med, samt at den brukes i kombinasjon med en forbrenningsmotor. [18]

Når det benyttes en forbrenningsmotor og det skal oppnås maksimalt moment, så er man avhengig av å jage etter et spesifikt turtall. Dette gjør det nødvendig med en høyere effekt på motoren enn det som trengs på knivbjelken, da det ikke er gunstig hvis motoren jobber på et turtall der motorkarakteristikken ikke har størst effekt. Ved å bruke en elmotor kan man unngå dette problemet, ettersom den har en ganske konstant momentkurve, se figur 2.4 og 2.5. [20]



Figur 2.4: En forenklet illustrasjon av effekt og momentkurver i en liten intern forbrenningsmotor. [20]



Figur 2.5: En forenklet illustrasjon av effekt og momentkurver i en elmotor. [21]

Effektene for de diverse forskjellige type knivbjelker som ESM leverer er listet opp i tabell 5:

Tabell 5: Effektoverslag per meter knivbjelke, samt den maksimalt oppgitte kuttehastigheten for de forskjellige knivbjelkene. [18]

Type bjelkekniv	Effekt per meter kuttebredde [kW/m]	Maksimal kuttehastighet [km/t]
Bevegende overkniv	3 kW/m	3,6 km/t
Fingerbjelke med overkniv	2,7 kW/m	3,6 km/t
Dobbeltniv	2,5 kW/m	5 km/t
Bidux-systemet	2,2 kW/t	11 km/t

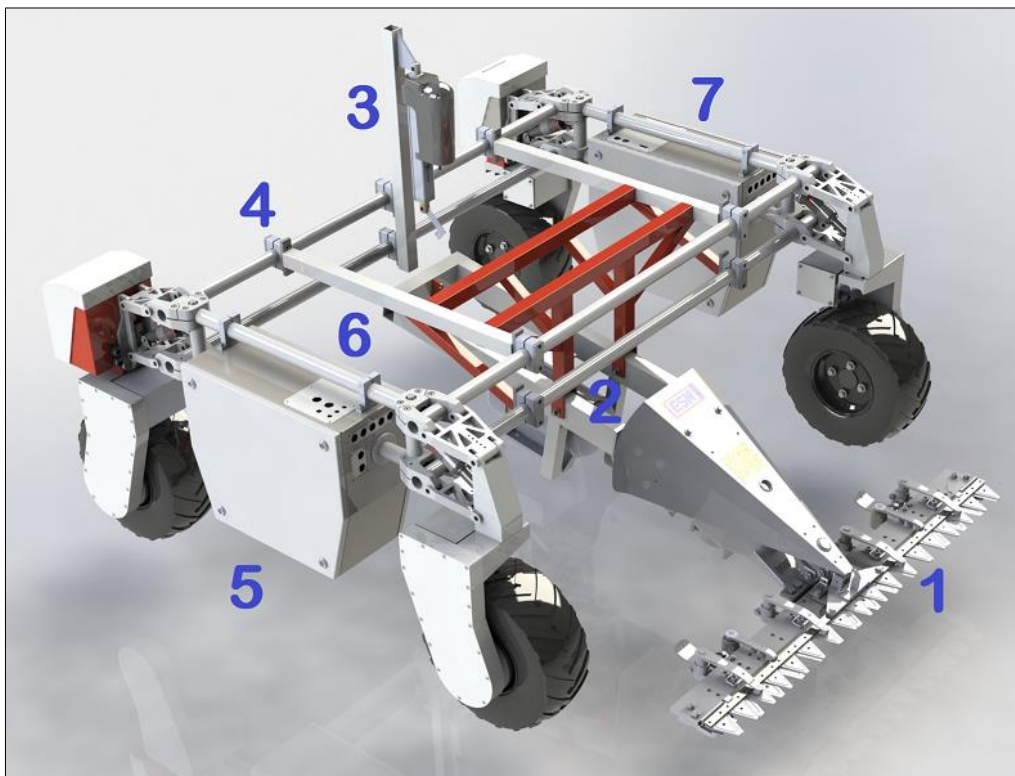
I tabell 5 kan man se en synkende trend i effektforbruket per meter kuttebredde i takt med at knivbjelkene blir mer avanserte. Likevel er det viktig å merke seg at den maksimale kjørehastigheten øker. Ved bruk på den elektrisk drevende Thorvald, som har en maksimal kjørehastighet på 5 km/t vil derfor forbruket kunne være noe redusert. [22]

## 2.4 Hovedkomponenter

Hovedkomponenter i Thorvald kan deles inn i følgende:

1. Knivbjelke med elmotor
2. Opphengsramme
3. Lineæraktuator
4. Festeklammer
5. Batteriholder og batterier
6. Generelt rammeverk
7. Kontrollpanel

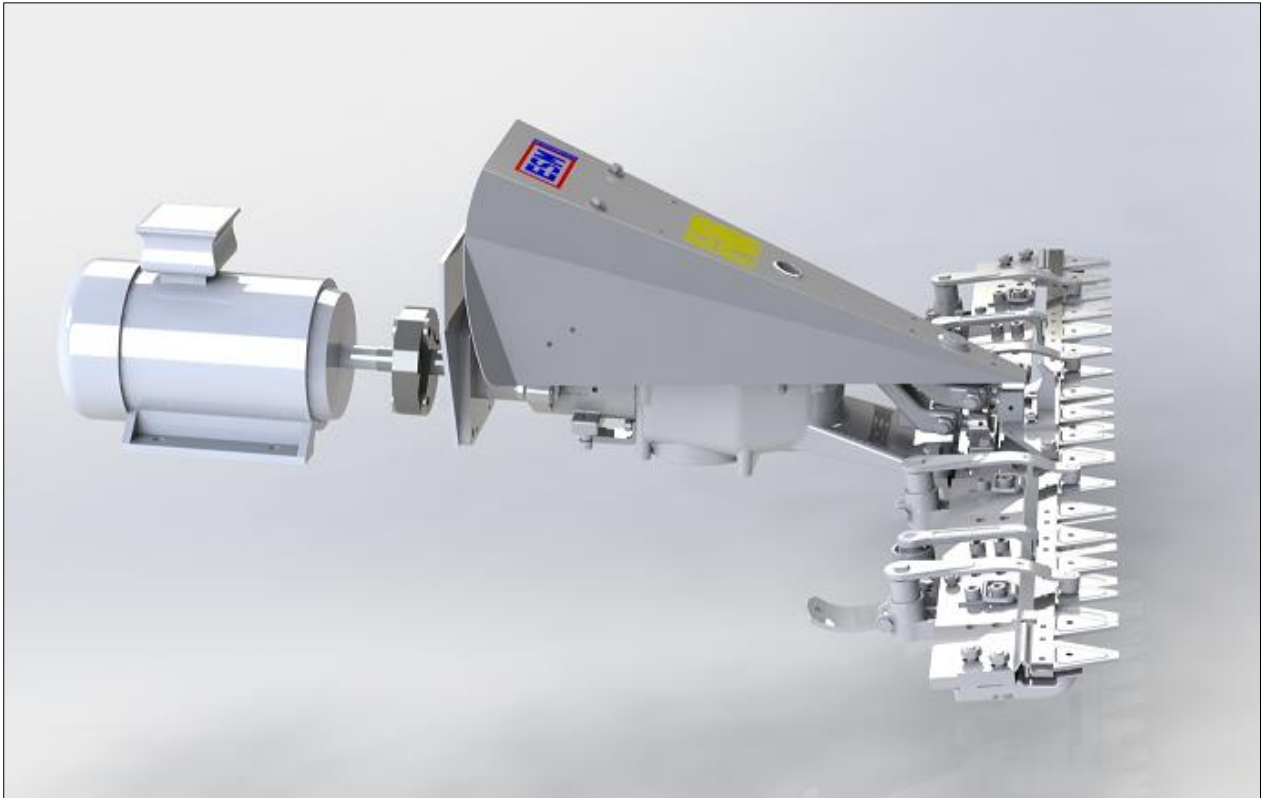
Figur 2.6 illustrerer henholdsvis plassering av de overnevnte komponentene i dagens løsning, med en tenkt plassering av kontrollpanel (7).



Figur 2.6: Illustrert plassering av diverse hovedkomponenter.

I dette delkapittelet er det av interesse å se på de fire første punktene for å få et innblikk i hvordan dagens løsning er designet. Data og figurer er blant annet hentet fra *Isaksen og Grelland*, med oppdatert informasjon der det har blitt foretatt nylige endringer. [19]

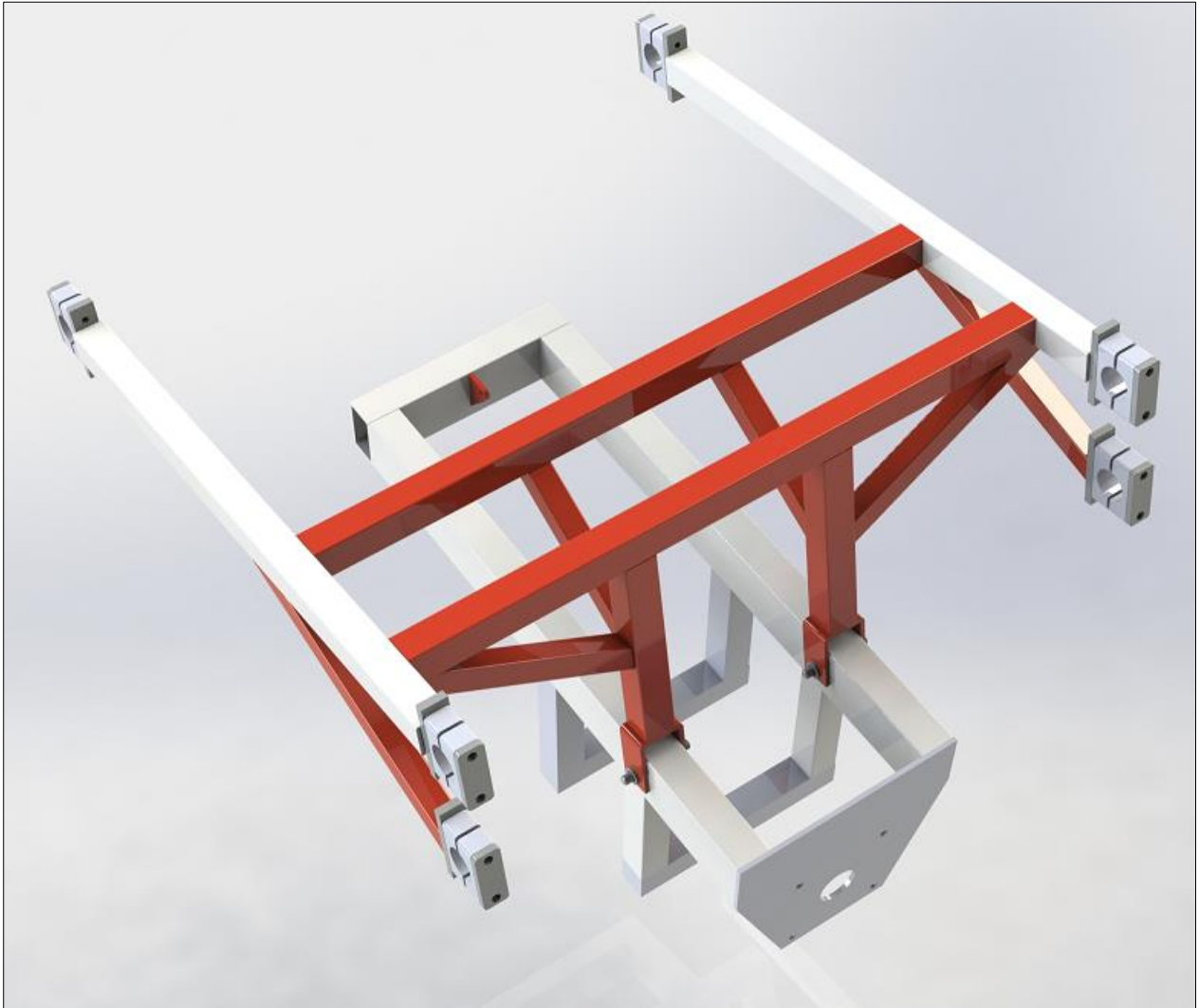
#### 2.4.1 Knivbjelken med elmotor



Figur 2.7: Illustrasjon av knivbjelken med tilhørende elmotor.

Det er et krav at knivbjelken skal drives med robotens eksisterende energikilde som er et 48V batteri. Det er etter anbefaling fra Saga Robotics benyttet en børsteløs 48V elektromotor. Dette er gunstig da den har en høy effekt i forhold til vekt, og det er ønskelig at Thorvald forblir en lettveksrobot. Knivbjelken er festet til opphengsrammen via en festebrakett ved bruk av 4xM10 bolter.

## 2.4.2 Opphengsrammen



Figur 2.8: En illustrering av dagens opphengsramme.

Opphengsrammen består av en overdel og en underdel. Overdelen er den delen som festes med klammer til robotens rammeverk. Overdelen er sveiset sammen med 40x40x4 mm konstruksjonsstål. Sentrert på den tverrgående profilen sitter det en brakett med et 10 mm hull hvor lineæraktuatoren festes. Underdelen er festet med 2xM12 bolter til overdelen (rødt rammeverk), og i fremkant av underdelen er det en brakett som knivbjelken skal festes til via 4xM10 bolter. [19]

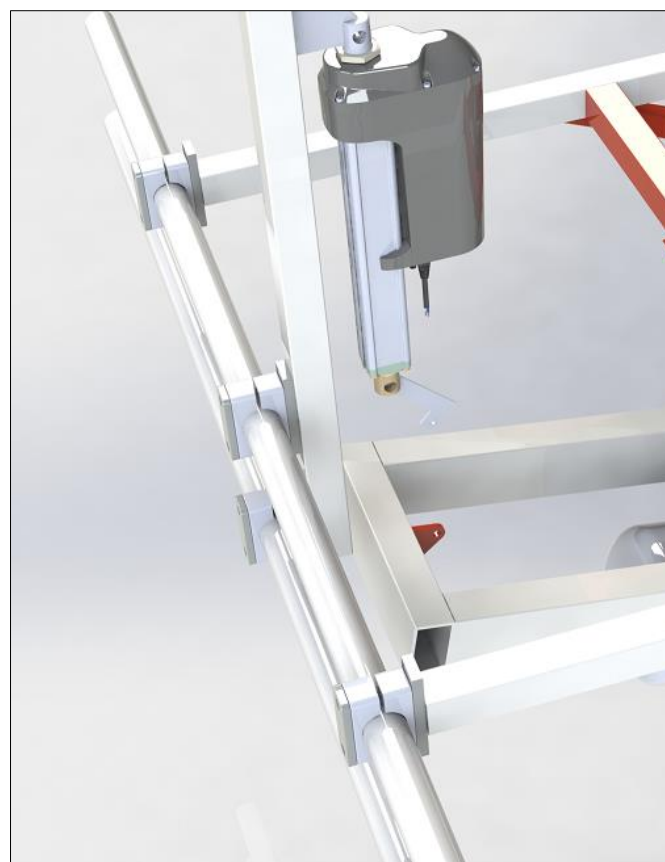
Materialeegenskapene til konstruksjonsstålet er listet i tabell 6.

Tabell 6: Materialegenskaper til konstruksjonsstålet.

NS-EN 10025-2	Strekfasthet $R_m$ [MPa]	Flytegrense $R_e$ [MPa]	Egenvekt [kg/m <sup>3</sup> ]	E-modul [MPa]	Poissons tall
S355J0	510	355	7850	210 000	0,3

### 2.4.3 Lineæraktuatoren

Lineæraktuatoren er festet på et vertikalt profil som igjen er festet til rammeverket via to klammer. Aktuatoren vil festes til braketten påsatt i underdelens tverrgående profil. Dette muliggjør heving og senking av knivbjelken, og skal kunne reguleres fra kontrollpanelet. I første omgang har det ikke blitt utviklet en flytfunksjon da Thorvald allerede har en fjæring i rammen. [19]

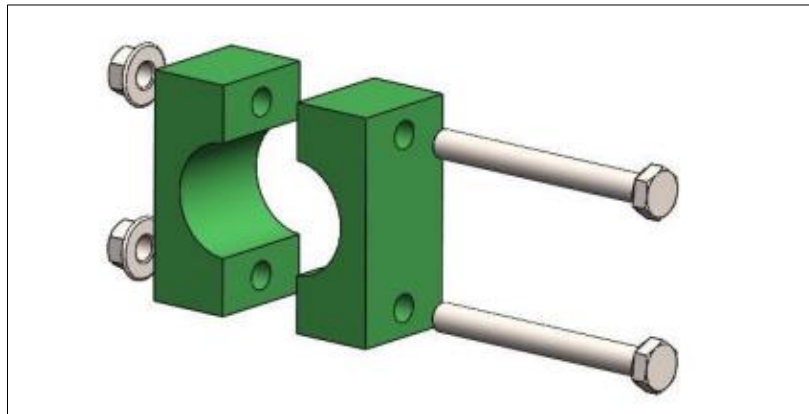


Figur 2.9: Lineær aktuatoren som skal festes til braketten i underdelens tverrgående profil.

Det ble valgt en lineær aktuator LA 36 fra LINAK med følgende spesifikasjoner [23]

- 3400 i hold
- 2600 N i push/pull
- 32 mm/s
- 24 V
- 600 mm + 350 mm utslag
- Vekt: 6 kg
- Mekanisk slurekobling ved overbelastning

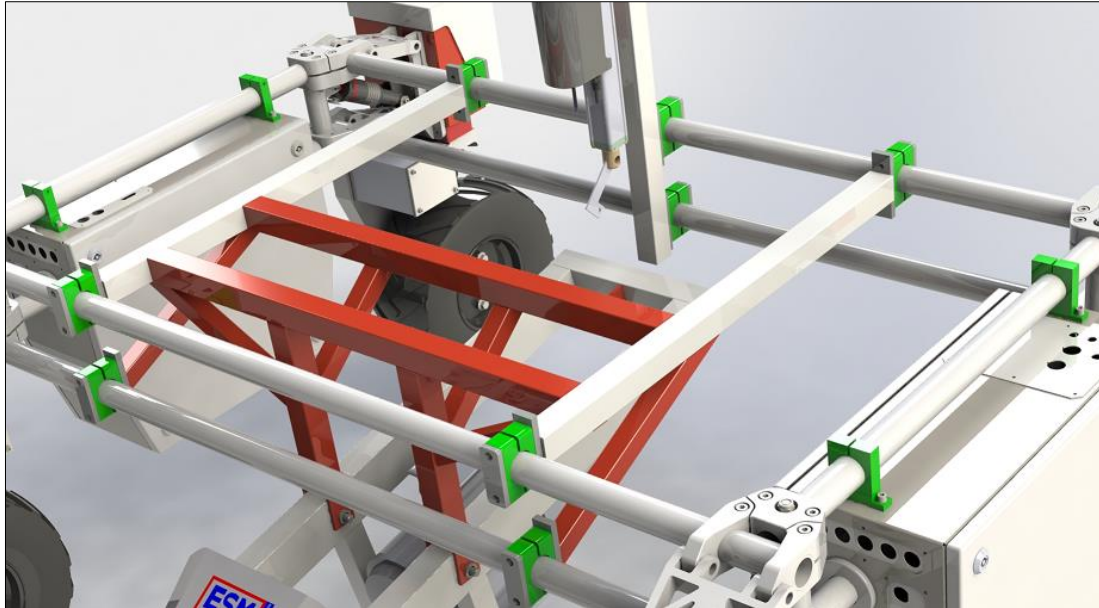
#### 2.4.4 Festeklammer



Figur 2.10: Eksplosjonstegning av festeklammer med bolter. [19]

Opphengsrammen er festet til Thorvalds rammeverk (aluminiumsprofiler) med totalt 4 klammer i forkant og 4 klammer i forbindelse med opphenget av lineæraktuatoren, se figur 2.11. Klammene er festet ved bruk av M10 bolter. Det er også 2 klammer montert på hver batteriholder, dog med en litt annen utforming. Klammene benyttet per i dag består av plast.





Figur 2.11: En oversikt over alle festeklammene i Thorvald (markert i grønt).

## 2.5 Dagens problemområder

Som tidligere beskrevet er denne konfigurasjonen av Thorvald designet for innhøsting, rettere sagt kutting av gress. Dagens versjon er i stand til å utføre denne arbeidsoppgaven på en akseptabel måte, men har mange forbedringsområder. Tiden har nå kommet for å raffinere det eksisterende designet til Thorvald og sørge for en forbedret funksjonalitet og ytelse. Aktuelle problemområder er derfor kartlagt i samarbeid med dr. Lars Grimstad, avdelingsingeniør Mikkel Danielsen samt daværende avdelingsingeniør Eirik Wormdahl ved NMBU, og forsker ved NIBIO; Anders Aune.

### 2.5.1 Vibrasjon

Dagens konfigurasjon av Thorvald har erfart moderate problemer i form av vibrasjon, som har medført at bolter, deksler, sensoroppsett og andre redskaper har ristet fra hverandre under drift. I tillegg introduserer vibrasjoner uønsket støy i sensordata, fra for eksempel laserskannere. Det har blitt uttrykt en bekymring for at vibrasjonen kan føre til defekter på dyre og ømfintlige sensorer som 3D-laserskannere.

Senest 17. oktober 2019 ble det gjennomført en slåtte ved NMBU hvor et deksel løsnet og måtte bli festet igjen. Vibrasjonen stammer i all hovedsak fra knivbjelken og forplantes videre i motoropphenget, og derfra ut i rammeverket. Loctite er flittig brukt, men det er av overnevnte grunner ønskelig å redusere dagens vibrasjonsnivå i Thorvald.

- Det er ønskelig med en forbedret vibrasjonsdemping i roboten Thorvald.

### **2.5.2 Gressopphopning og overkjøring**

Dagens versjon av Thorvald har en tendens til gressopphopning på undersiden av motoropphenget, samt at gresset havner innunder hjulene etter at det har blitt kuttet. Dette er ugunstig da jord og møkk havner i gresset og reduserer kvaliteten på fôret, se kapittel 3.

- Det er ønskelig å redesigne motoropphenget på Thorvald, samt se på muligheten for å montere noe som får gresset til å «gli» innunder Thorvald.

### **2.5.3 Kutteevne i ulendt terreng**

Kutteutstyret til Thorvald gjennomfører jobben på et akseptabelt nivå, men opplever problemer i ulendt terreng. Det har som tidligere nevnt ikke blitt utviklet noen form for flytfunksjon for lineær aktuatoren, og i ulendt terreng medfører dette en ujevn stubbehøyde. Dette er veldig ugunstig da dette i kombinasjon med legde kan føre til svinn, som i praksis vil si tapt avling og økonomisk tap for bonden. I dag kan man, «fra gresset står til kua gomler», regne med et totalt svinn på 20-30%. [24]

- Det er ønskelig å designe en form for flytfunksjon for lineæraktuatoren.

# 3

---

## **Gress og fôrteori**

*Dette kapitlet vil ta for seg en utredning av gress som fôrmiddel, og hva som er ønskelig behandling av gresset før det blir til grovfôr. Dette danner grunnlaget for en produktpesifisering samt designforslag senere i rapporten.*

### 3.1 Fôrmiddel

Husdyr har behov for spesifikke næringsstoffer og spiser derfor fôrmiddel som inneholder energi og varierende mengder av protein, mineraler og vitaminer. De ulike dyreartene fordøyer og utnytter fôrmiddelet i ulik grad, og blir derfor kategorisert som drøvtyggere, svin og fjærkre; i denne rapporten vil drøvtyggere være i fokus.

Gress og gressprodukter utgjør en veldig viktig del av fôret til drøvtyggere i Norge, dette kan ses ut ifra statistikken vist i figur 3.1. Til fôring av husdyr benyttes fullfôr; en blanding av kraftfôr og grovfôr. Eksempel på grovfôr kan være hy, halm, rotfrukter og surfôr. Derimot er kraftfôr forskjellige protein- og energirike kornsorter, og klassifiseres som en butikkvare. [25]

Av tabellen gjengitt i figur 3.1 fremgår det at gress og gressprodukter har utgjort rundt 50-60 prosent av energien til norske melkekyr de siste tiårene. Bruken av kraftfôr ligger i underkant av 40 prosent, mens rotvekstandelen har gått kraftig tilbake gjennom tidene. Bruken av surfôr har derimot økt kraftig siden 60-tallet; i dette kapittelet vil derfor fokuset ligge på surfôr som pakkes i rundballer. Betydningen av tørrstoffprosenten i fôret vil også bli diskutert.

År	Kraftfôr	Beite	Surfôr	Høy	Rotvekstar	Anna
1960	24,2	32,4	7,7	23,5	7,3	4,9
1970	36,4	24,8	20,7	10,9	3,5	3,7
1980	43,5	17,2	30,0	3,6	1,2	4,7
1990	39,1	15,1	37,2	1,9	0,7	5,9
2000	36,4	17,2	41,6	1,2	0,2	3,4
2005	37,7	15,5	43,6	0,6	0,2	2,4

Figur 3.1: Fôrmiddel brukt til mjølkeku, prosent av energien. [25]

### 3.2 Surfôr

I forrige seksjon ble det kommentert at bruken av surfôr har økt kraftig siden 1960-tallet. I dag kan surfôr trolig klassifiseres som det viktigste grovfôret til husdyrene:

*“Når gras og andre fôrvekster blir lagret i lufttett over en 8-ukers periode, dannes surfôr. I denne perioden, gjæringsperioden, synker pH i fôret slik at det blir surt.”*

- Grovfornett “Hva er grovfôr?” [26]

I praksis blir det innhøstet gress og andre vannholdige fôrvekster. Disse blir pakket hardt sammen i siloer eller rundballer for å få presset ut luft, før de dekkes til med plast. Dette kalles å lagre i lufttett tilstand og bygger på en konserveringsform kalt ensilering. Denne konserveringsformen går ut på at man stanser planteåndingen slik at en gjæringsprosess settes i gang. De naturlige melkesyrebakteriene som eksisterer i gresset vil da forbruke sukkeret i gresset, og det dannes melkesyre. Slik senkes pH-verdien og resultatet er surfôr. [27]

Denne gjærings/fermenteringsprosessen kan ta tid, og det er derfor vanlig å sette fart på denne prosessen ved å tilføre gresset syrlige ensileringsmidler før det samles opp. Ved å bruke ensileringsmidler vil de overnevnte melkesyrebakteriene forbruke mindre sukker før det ønskede pH-nivået er nådd. Med andre ord kan det sies at den tilgjengelige energimengden i gresset øker grunnet bruk av ensileringsmidler. Fordeler ved dette er at det forhindrer vekst av sopp, skadelige bakterier og andre ugunstige mikroorganismer. [27]

Det er særlig to fenomener det er viktig å unngå/reducere effekten av, med tanke på ensilering:

- Feilgjæring. Hvis pH-nivået ikke kommer langt nok ned i startfasen (1-14 dager) kan det dannes smørsyrebakterier og dermed smørsyre. Dette vil blant annet medføre en produksjon av ammoniakk, og kvaliteten på foret vil kunne synke til et helseskadelig nivå. [27]
- Varmgang. Ved utfôring vil luft komme til surfôret, og aerobe prosesser vil starte opp og gradvis ødelegge fôret. Mengden gjærsopp vil øke drastisk ved tilgang til luft, og med økende mengde gjærsopp blir det et økende antall prosesser som forbrenner gjæringsprodukter og sukker. Denne effekten kan reduseres ved å fôre ut nok fôr i løpet av en dag til at fôret holder seg friskt. [27]

### **3.3 Sporer**

På stående gress kan sporedannende bakterier finnes helt nederst på stengelen, og disse er veldig resistente. Et eksempel på dette er anaerobe sporedannende bakterier, smørsyrebakterier, som ble nevnt tidligere. De tåler blant annet lave og høye temperaturer, uttørking, desinfeksjonsmidler og UV stråling. I landbruket settes det et stort fokus på å unngå oppvirvling av sporer da dette er uønsket i meieriindustrien, men også da det kan gi alvorlige sykdommer hos sau og storfe. [28]

Husdyrgjødsel som er spredd på et ugunstig tidspunkt og som har blitt med fôret inn igjen er en vanlig årsak til at det havner sporer i fôret, men kan også komme fra planterester og oppskrapet jord. For å unngå dette anbefales det en stubbehøyde på minst 10 cm, men en høyere verdi (11-12 cm) kan være aktuelt ved våte og generelt dårlige innhøstingsforhold (kjøreskader, svært tørr periode mellom husdyrgjødsling og slått m.m.). Til slutt kan også en god ensileringsprosess forhindre smørsyregjæring. [24, 29, 30]

### **3.4 Tørrstoff**

Tørrstoffet er definert som gjenværende stoff etter at vann eller andre væsker har blitt fjernet. Våte omgivelser vil være ugunstige forhold og det vil kunne oppstå varierende mengder vanninnhold i fôret. Dette vil medføre at smørsyrebakteriene hemmes mindre, og en lavere pH-verdi må til for å gi stabilt fôr. [27]

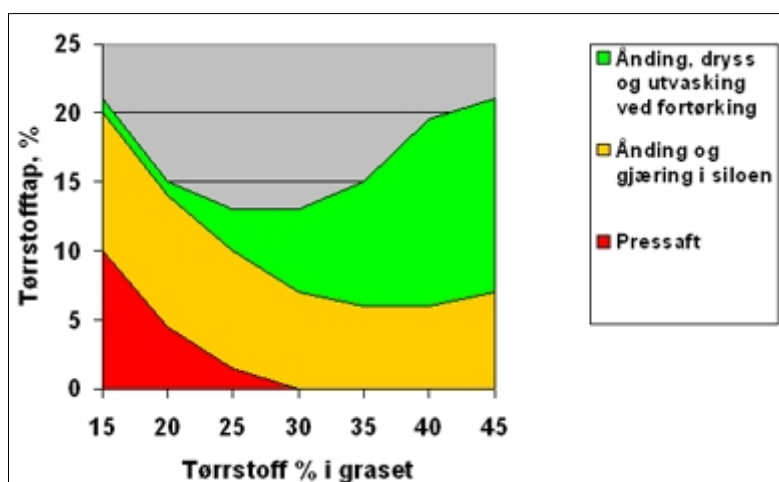
Ved verdier opp til og med 30 % tørrstoff er det satt en kritisk pH-grense til 4,2. Denne verdien kan være noe større ved en høyere tørrstoffprosent, og kvaliteten på surfôret vil fortsatt være god. Som nevnt ovenfor er dannelsen av smørsyrebakterier og smørsyre ikke gunstig, og tørrstoffprosenten må generelt være over 40% før man kan stole på at den alene hemmer disse bakteriene tilstrekkelig. Selv da kan det være enkelte lokale områder med et lavere tørrstoffinnhold som fortsatt vil være utsatt. [24]

En fornuftig tanke kunne da ha vært å alltid tørke gresset til et høyt tørrstoffinnhold og slik unngå problemet med smørsyre. Det er likevel noen kritiske grunner til at dette ikke er mulig, og heller ikke gunstig. [27]

- Vær og klima. Det er ikke alltid værforhold som tillater en slik forlenget tørkeperiode. Dette er særlig relevant i norsk klima.
- Tap. Mens gresset ligger og tørker vil det i form av dryss, planteånding og utvasking tape noe av sine næringsstoffer. Dette tapet øker med tørkeperioden.
- Pakking. Tørt gress pakker seg dårligere i rundballer, og det vil kunne dannes luftrom. Planteåndingen vil da kunne fortsette, og risikoen for varmegang vil øke.
- Tørrere fôr har en tendens til å slå hull på plasten. Dette vil kunne medføre planteånding og varmegang som nevnt ovenfor; dette kan unngås ved å bruke flere lag med plast på rundballen

Det er likevel enkelte fordeler med fortørking. En fordel er at den overnevnte effekten av kjemiske ensileringsmidler vil øke, og slik vil sukkeret i surfôret konserveres på en bedre måte. En annen fordel er at ved en tørrstoffprosent på 30% og oppover, vil man unngå pressaft. Dette er vann som renner av gresset etter at det har blitt pakket i en rundball. Denne væsken vil ligge i bunn av rundballen, og vil kunne medføre flere problemer: dannelse av alger og bakterier, tilfrysning på vinterstid og tap av næringsstoffer. [27]

I en fagartikkel fra grovfornett blir det referert til en serie forsøk som ble gjennomført på 80-tallet, i en rekke land. Disse forsøkene resulterte i en illustrasjon som viser korrelasjonen mellom tap av tørrstoff og fortørkningsgrad, se figur 3.2.



Figur 3.2: Det er en korrelasjon mellom tap av tørrstoff fra eng til fôrbrett og fortørkningsgraden.[27]

I figur 3.2 kan man se at det ideelle tørrstoffinnholdet for surfôret er rundt 30-35%. Her vil tapet av næringsmidler i form av pressaft være minimalt. Det er likevel viktig å påpeke at dette er en gjennomsnittlig modell basert på en rekke forsøk, og må bli ansett som en generell pekepinn. I praksis kan det være vanskelig å finne en gunstig balanse, men en generell oppfattelse er at det er ønskelig med en høyere tørrstoffprosent i gresset, og heller ha litt planteånding og dryss kontra tilstedeværelsen av pressaft.

### **3.5 Fortørkingsmetoder**

Det ble i forrige delkapittel konstatert at et tørrstoffinnhold på 30-35% var ideelt for surfôret. Gresset bør fortørkes til dette prosentintervallet relativt raskt for å stoppe planteåndingen, og slik ivareta næringsstoffene i gresset. Fortørking er prosessen som pågår fra gresset er slått til det er samlet opp fra enga; dette medfører en redusert vannmengde, og dermed redusert vekt og volum.

Dette vil videre føre til en enklere bearbeiding av gresset i form av håndtering, frakt og lagring. For bonden vil dette i praksis være både lettere og mer økonomisk gunstig. Å tørke gresset så kjapt som mulig er derfor essensielt, og blir tradisjonelt gjennomført på én av to måter: strenglegging av gresset eller bredspredning av gresset, se figur 3.3 og 3.4.

#### ***Legge gresset i strenger:***

Å legge gresset i strenger vil medføre lengre tørketid, samt skape et behov for å vende gresset for å redusere tørketiden. Dette vil igjen kunne øke sjansen for oppvirvling av jord og møkk, som kan medføre til at uønskede bakterier og sporer havner i gresset og i lufta. Dersom man vil unngå slik jordsmitte kan det ved behov godtas at strengen er urørt, og dermed et lavere tørrstoffinnhold. Dette er en vurdering som bonden selv må foreta med tanke på vær, vind og utstyr. Andre faktorer som stubbehøyde og hvor jevn jordoverflaten er, vil også spille en rolle på bruken av eventuelt utstyr. [31]





Figur 3.3: Til venstre på bildet vises en vanlig smal streng, til høyre på bildet vises en bred streng. [31]

### **Bredspredning av gresset:**

Å breislå gresset betyr at når gresset er slått, så dekker det minst 80 % av det arealet hvor slåttene har foregått. En fordel med denne metoden er at gresset tørker vesentlig raskere kontra strenglegging. Ifølge norsk landbruksrådgivning kan gresset kunne tørkes på én solskinnsdag, i motsetning til strenglegging som vil kunne kreve opp mot 2 dager. Faktorer som er med på å bestemme tørkingen vil blant annet være gressarten, stubbehøyden, slåttetidspunktet og selvsagt værforholdene. [31]



Figur 3.4: Bildet viser en samlerive som benyttes på breislått gress. [31]

En annen fordel med breislått gress er at stengelbehandling har liten til ingen effekt på gress som skal tørkes opp mot 30%. Det gir muligheten til å benytte seg av lette maskiner uten stengelbehandler. Det muliggjør en stor kapasitet på slått, og innhøstingsvinduet kan derfor være noe mindre. Likevel vil det være en sjanse for jordsmitte ved uforsiktig bruk av samleriver, og det er også ved denne metoden derfor viktig med god stubbehøyde. [31]

I 2006-2010 ble det gjennomført et prosjekt av NLR Sunnmøre, i samarbeid med Bioforsk, NLR Rogaland og Landbruk Nordvest. Konklusjonen var, i korte trekk, at vellykket bruk av bredspredning kan føre til tørrere, bedre og billigere surfôr. Videre var det essensielt at innhøstingsområdet var godt drenert, og det ble brukt en relativt god stubbehøyde. [32]

### 3.6 Stubbehøyde og gjenvekst

Det har i de tidligere delkapitlene blitt referert til «god» stubbehøyde. I praksis vil det si hvor langt ned man velger å slå gresset, og dette er viktig med tanke på gjenvekstvilkår, men også sporer. Ifølge planteforsker Lars Nesheim vil en god stubbehøyde med tanke på gjenvekstvilkår ligge på rundt 10 cm, avhengig av hvor jevn jorda er på innhøstingsområdet. Ved dårlige eller våte innhøstingsforhold bør stubbehøyden være noe høyere. [33]

En annen faktor som spiller inn på gressets gjenvekstvilkår er hvordan det blir slått. Man pleier vanligvis å differensiere mellom et grovt/avrevet kutt, og et fint/rent kutt. Et grovt kutt oppstår ved sløve knivblader og kan føre til at bakterier og sopp-sykdommer kommer til. Videre vil gresset måtte bruke mer energi på helbredning av et grovt kutt kontra et rent kutt, og vil i enkelte tilfeller kunne fremstå som en brun misfarging på gressets tupp. [33]

### 3.7 Oppsummering av gress og fôrteori

I videre arbeid med utviklingen av landbruksroboten Thorvald kan følgende punkter fra gress og fôrteorien være aktuelle:

Fortørking:

- Bredspredning tørker gresset betraktelig raskere kontra strenglegging
- Det er ønskelig med en tørrstoffverdi på 30-35% for å unngå pressaft

For gode gjenvekstvilkår samt forhindre sporer i fôret:

- En stubbehøyde på minst 10 cm
- Opprettholdelsen av et rent/fint kutt

Det er viktig å poengtere at dette er en pekepinn for videre arbeid, men at det ikke finnes en bestemt fasit. Utallige faktorer vil spille inn for bonden, og det er opp til hver enkelt å foreta en vurdering med tanke på maksimering av praktisk og økonomisk gevinst. Faktorene vil inkludere, men ikke være begrenset til: værforhold, innhøstingsvindu, maskiner, utstyr, håndtering og frakt.



# 4

---

## **Produktspesifisering**

*Dette kapitlet tar for seg en kartlegging av aktuelle produktegenskaper, med bakgrunn i angitte produktdelmål. Egenskapene vil deretter bli vektet etter viktighetsgrad, og til slutt vil det bli angitt metriske grensespesifikasjoner for produktet.*

## 4.1 Produktmålsetting

Som nevnt i kapittel 2 er prosjektets hovedmål å designe og videreutvikle dagens klippekonfigurasjon av Thorvald for å sikre en forbedret ytelse og funksjonalitet sammenliknet med dagens løsning. Dette muliggjøres ved å dempe og isolere vibrasjonen generert av det påmonterte klippeutstyret, redusere opphopning og overkjøring av gress, samt forbedre klippeeviden i ulendt terreng. For å kunne treffe hovedmålet på en mest mulig effektiv måte er det viktig at delmålene reflekterer produkttegenskapene på en god måte, og er derfor kategorisert følgende: tekniske, bruks, produksjons og økonomiske mål.

### **Tekniske delmål:**

- *Roboten og påmontert utstyr skal ha en forbedret funksjonalitet*
- *Roboten skal ha forbedret vibrasjonsdemping*
- *Roboten skal ha en redusert sjanse for opphopning og overkjøring av gress*
- *Robotens klippeutstyr skal ha forbedret kutteevne i ulendt terreng*
- *Roboten skal i størst mulig grad beholde sin modulære oppbygning og virkemåte*
- *Roboten skal beholde sitt relativt enkle design så langt det er mulig og fornuftig*
- *Roboten skal i størst mulig grad optimaliseres med tanke på vekt og vektfordeling*

### **Bruksdelmål:**

- *Roboten skal være brukervennlig med relativt enkel påmontering av utstyr*
- *Roboten og dets påmonterte utstyr skal ha god holdbarhet*
- *Roboten og dets påmonterte utstyr skal kunne vedlikeholdes på en brukervennlig samt hensiktsmessig måte*

### **Produksjonsdelmål:**

- *Roboten og dets påmonterte utstyr skal bestå av materialer som er hensiktsmessige med tanke på vekt, bruk, vedlikehold, miljøpåkjennelser, produksjon og kostnader*

### **Økonomiske delmål:**

- *Produktet skal utvikles med et realistisk forhold til komponentkostnader og produksjonskostnader*

Produktdelmålene er utviklet i henhold til kunnskapen som er tilegnet gjennom arbeidet med *kapittel 3 - Gress og fôrteori*, og i henhold til samtaler med relevante fagfolk. Med bakgrunn i de overnevnte delmålene er følgende produkttegenskaper valgt:

Tabell 7: Oversikt over aktuelle produkttegenskaper med tilhørende begrunnelse.

<b>Produkttegenskap</b>	<b>Begrunnelse</b>
<b>Kompleksitet</b>	
Smidige deler	Designede komponenter skal være uttenkt slik at mulige opphopninger av gress reduseres, samt kunne operere under alle realistiske værforhold.
Produksjonsgunstig design	Designede komponenter bør utvikles slik at det er gunstig med tanke på produksjon.
Enkel påmontering	Designede komponenter bør utvikles på en slik måte at det er enkelt å montere/avmontere på Thorvald.
<b>Ytelse</b>	
Forbedret vibrasjonsdemping i robotens rammeverk samt batteriholder	Vibrasjoner som stammer fra knivbjelken skal reduseres fra dagens nivå for å hovedsakelig unngå at bolter, deksler, sensorer, kameraer m.m. løsner fra hverandre under bruk og får skader.
Forbedret flyteevne på knivbjelken	Knivbjelken skal kunne kutte gress bedre i ulendt terreng, dvs. en jevnere stubbehøyde.
Forbedret gressforskyvning fra knivbjelken	Det er viktig at gresset som kuttet ikke havner innunder hjulene på Thorvald, da dette reduseres kvaliteten på fôret, videre er det viktig at det ikke forekommer gressopp hopning på knivbjelken eller under roboten som kan forårsake driftsstans.

Tabell 7: Forts.

<b>Produktegenskap</b>	<b>Begrunnelse</b>
<b>Vekt</b>	
Thorvald skal ha en totalvekt på under 330 kg	Lav vekt er gunstig med tanke på redusert jordpakking, og energibesparende med tanke på kjøring, særlig i brattlendt terreng. Dette vil i praksis bety økt driftstid.
Thorvalds tyngdepunkt skal flyttes litt bakover	Et mer sentrert tyngdepunkt for Thorvald vil medføre lettere kjøring og styring, en mer uniform fordeling av hjultrykk samt mulig forbedret vibrasjonsdemping.
<b>Vedlikehold</b>	
Holdbarhet	Det skal brukes slitesterke deler med lang levetid slik at robotens funksjon er ivaretatt, samt gjøre den mer konkurransedyktig sammenlignet med dagens slåmaskiner.
Utskiftbare deler	Alle mulige slitedeler skal konstrueres på en slik måte at de er enkle å bytte ut ved eventuelle skader og ødeleggelser.
Enkelt vedlikehold	Designede komponenter bør i størst grad være vedlikeholdsfrie. Ved behov for vedlikehold skal det være mulig for sluttbruker å gjennomføre dette på egenhånd i størst mulig grad.
<b>Ergonomi</b>	
Skal ikke utøve fare for hverken mennesker, insekter eller dyr	Dagens knivbjelke, og dets utforming, skal beholdes slik at skader på mennesker, dyr og insekter i nærheten forebygges i størst mulig grad.
<b>Konstruksjon</b>	
Maksimalt tillatt akslings-trykk	Design, utforming og vekt skal ikke medføre at det maksimale tillatte akslingstrykket på 100 kg overskrides, dette vil blant annet kunne medføre styringsproblemer.



## 4.2 Rangering av produktegenskaper

Produktegenskapene som ble kartlagt i forrige seksjon skal nå rangeres og begrunnes, se tabell 8. Rangeringen går fra 1 til 5 hvor 5 representerer et ufravikelig behov.

Tabell 8: Produktegenskaper med rangering fra 1-5, med tilhørende begrunnelse.

<b>Produktegenskap</b>	<b>Rangering</b>	<b>Begrunnelse</b>
<b>Kompleksitet</b>		
Smidige deler	4	Designede komponenter skal gjøre det mulig å gjennomføre arbeidsoppgaven uten fare for opphopning av gress, selv når det har vært kraftig vind og regn som har ført til legde.
Produksjonsgunstig design	2	Denne produktegenskapen danner grunnlaget for at Thorvald skal kunne bli økonomisk konkurransedyktig på markedet ved en mulig serieproduksjon, men Thorvald er først og fremst en forskningsplattform.
Enkel montering	4	Det er gunstig at på og av montering av utstyr beholder dagens relativt brukervennlige design.
<b>Ytelse</b>		
Forbedret flyteevne på knivbjelken	5	Knivbjelken skal kunne følge bakken bedre ved ulendt terreng enn dagens design gjør per dags dato. Dette vil medføre en jevnere stubbehøyde samt redusere svinn.
Forbedret vibrasjonsdemping	5	Thorvald skal vibrasjonsdempes på en slik måte at klippefunksjonen og ytelse er forbedret i størst mulig grad kontra dagens løsning.
Forbedret gressforskyvning fra knivbjelken	5	Ved kutting av gress er det viktig at det ikke blir forurenset av jord, møkk og andre urenheter. Det er derfor ønskelig å finne en løsning som forbedrer hvordan gresset faller over knivbjelken uten at det havner innunder forhjulene.

Tabell 8: Forts.

<b>Produktegenskap</b>	<b>Rangering</b>	<b>Begrunnelse</b>
<b>Vekt</b>		
Thorvald skal ha en total vekt på under 330 kg	4	Ettersom designede komponenter skal monteres på en lettveksrobot er det viktig at vektbidraget er lite. Ved å opprettholde robotens relativt lave vekt er det større mulighet for lengre operasjonstid. Dette er viktig da roboten er batteridreven, med begrenset kapasitet.
Thorvalds tyngdepunkt skal flyttes bakover	3	Det er ønskelig at robotens tyngdepunkt flyttes litt lenger bak i forhold til dagens eksisterende løsning. Dette kan føre til et mer balansert tyngdepunkt og medføre lettere kjøring og styring, samt en mer uniform fordeling av hjultrykk. Kan trolig ha en positiv effekt på vibrasjonsdempingen i systemet.
<b>Vedlikehold</b>		
Holdbarhet	4	Det er viktig at produktet består av slitesterke deler med lang levetid slik at det ikke påløpes mange ekstrakostnader for sluttbrukeren i form av reparasjon og vedlikehold.
Utskiftbare deler	4	Det er viktig at eventuell utskifting av deler ikke krever mer arbeid enn nødvendig. Robotens arbeidsoppgave skal gjennomføres i løpet av et kort innhøstingsvindu og det er derfor viktig at en eventuell reparasjon skal kunne gjennomføres på en rask og effektiv måte.
Enkelt vedlikehold	2	Dette er først og fremst et forskningsprosjekt og det anses derfor som mindre viktig at sluttbrukeren med alminnelig kompetanse skal kunne utføre eventuelt vedlikehold på egenhånd.

Tabell 8: Forts.

<b>Produktegenskap</b>	<b>Rangering</b>	<b>Begrunnelse</b>
<b>Ergonomi</b>		
Skal ikke utøve fare for hverken mennesker, insekter eller dyr	4	Insekter og dyr har en sentral rolle i næringskjeden, og det er derfor viktig at disse skånes så mye som mulig. Videre er det viktig at roboten beholder sitt brukervennlige design slik at det ikke oppstår fare for mennesker. Med andre ord bør videreutviklingen av roboten skje med HMS-verdier i baktankene.
<b>Konstruksjon</b>		
Justerbar kutte høyde	5	For gode gjenvekstvilkår er det et absolutt krav at roboten beholder dagens mulighet til å kunne kutte med en stubbehøyde på 10 cm. Evnen til å kunne kutte i en annen høyde skal også ivaretas.
Maksimalt tillatt akslingstrykk	5	Det maksimale tillatte akslingstrykket skal ikke overskrides da dette vil medføre problemer med styring av roboten. Dette skjer da svingning av hjulene begrenses av vekten på akslingen i den nåværende versjonen av Thorvald.

### **Oppsummering av hva som ønskes av Thorvald**

Det er viktig at Thorvald består av deler som reduserer vibrasjonsforplantning, forebygger opphopning og overkjøring av gress samt forbedrer klippeevnen i ulendt terreng. Da dette i første omgang er en forskningsplattform så skal faktorer som serieproduksjon legges på hyllen. Det er likevel anbefalt at eventuelle designavgjørelser har økonomiske baktanker da Thorvald på et eller annet tidspunkt burde ha en konkurransedyktig pris. Det er også viktig å kunne se på mulighetene man måtte ha til å benytte seg av ny og avansert teknologi som er tilgjengelig på markedet.

Videreutvikling og design skal bestå av slitesterke deler som ikke påløper mange ekstrakostnader for sluttbrukeren. Designet burde være enkelt, både med tanke på montering, reparasjon, utbytting og vedlikehold da innhøstingsvinduet er antatt å bli kortere på grunn av våtere vær.

Videre er det viktig at produktet er så energieffektivt som mulig for å sikre lengre operasjonstid, det er derfor ønskelig at Thorvalds totale vekt ikke overstiger 330 kg da batterikapasiteten er begrenset og høy vekt vil medføre et økt energiforbruk. Maksimale akslingstrykk bør ikke overstige 100 kg da dette kan medføre problemer med robotens styringsegenskaper.

Det vil i første omgang vektlegges å senke dagens vibrasjonsnivå i Thorvald som er generert av klippeutstyret for å unngå løsning av bolter, deksler, sensorer og kameraer, samt redusere muligheten for sensorstøy og påføring av defekter på dyrt og ømfintlig utstyr.

### 4.3 Metrisk grensespesifisering av produktet

De metriske grensespesifikasjonene danner rammeverket for konseptgenerering og er satt i henhold til klippekonfigurasjonen av roboten Thorvald. Det er ønskelig at dagens versjon av kutteutstyret og dets midtstilte plassering beholdes slik det er i dag. Data presentert i tabell 9 er hentet fra *Isaksen og Grelland*, da dagens versjon av Thorvald delvis er basert på deres bidrag til forskningsprosjektet. [19]

Tabell 9: Metrisk grovspefisering.

<b>Dimensjon</b>	<b>Min [mm]</b>	<b>Maks [mm]</b>
Bredde	1700	6000
Lengde	1400	1650
Høyde på gras for kutting	100	1000
Vekt inkludert klippeutstyr	-	330 kg
Kuttehastighet	3,7 km/t	5 km/t

Det er satt en minimumsbredde på Thorvald på 1700 mm og maksimum 6000 mm, ettersom den største eksisterende løsningen har denne bredden. Minimumslengden er satt til 1400 mm. Dette er lengden fra midten av Thorvald der hurtigfestet designes og 500 mm foran framhjulene. Den totale vekten til Thorvald, inkludert påmontert klipperedskap er satt til å maksimalt være 330 kg. Kuttehastigheten på klippeutstyret er satt til minst 3,7 km/t, med en maksimal hastighet på 5 km/t.

Det er et gitt krav at dagens knivbjelke og monteringsmåte skal beholdes slik det er i dag, og at eventuelle designforbedringer skal foregå på rammeverket og hurtigfestet til Thorvald. Potensielle unntak kan oppstå hvis det skulle vise seg å være gunstig med tanke på forbedret vibrasjonsdemping, det vil da bli foreslått mulige løsninger.

Mitt videre bidrag til forskningsprosjektet er delt i to deler:

#### **DEL I - VIBRASJONSSTUDIE AV DEN AUTONOME LANDBRUKSROBOTEN THORVALD**

Del I innleder med en generell introduksjon til vibrasjonsteori, demping og isolering. Det blir deretter gjennomført to relativt enkle vibrasjonsmålinger på Thorvald. Avslutningsvis blir det presentert en rekke aktuelle dempings, -og isoleringstiltak.

#### **DEL II - DESIGNFORBEDRINGER PÅ DEN AUTONOME LANDBRUKSROBOTEN THORVALD**

Del II presenterer noen aktuelle designforbedringer på Thorvald med hensyn på opphopning og overkjøring av gress, samt knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng.

Muligheten til å blant annet foreta ytterligere praktiske tester og målinger på verkstedet har vært begrenset grunnet COVID-19. Som følge av dette vil Del II bli noe mindre enn opprinnelig planlagt, og aktuelle tiltak presentert i denne rapporten kan ha en tendens til å være litt generelle. Det anbefales derfor at denne rapporten benyttes som et oppslagsverk for fremtidige arbeid tilknyttet klippekonfigurasjonen av Thorvald.



**DEL I**

**Vibrasjonsstudie av den autonome  
landbruksroboten Thorvald**





# 5

---

## Vibrasjonsteori

*Dette kapitlet vil først kartlegge aktuell vibrasjonsteori, med vekt på ulike vibrasjonsformer med tilhørende eksempler. Det vil videre bli sett på vibrasjonsresponser og bølgeteori, med påfølgende utredning av vibrasjonsforplantning og konsekvenser av dette i mekaniske systemer.*

## 5.1 Hva er vibrasjon?

Vibrasjon og vibrasjonsforplantning er et utrolig viktig fenomen og kan være en kilde til både glede og irritasjon. Det er positivt da det muliggjør tale og bruken av musikalske instrumenter, men negativt hvis et klimaanlegg fører til at noe skrangler på kveldstid og holder deg våken. Videre kan et mekanisk system bestå av belter, gir, kompressorer, pumper og andre elementer, alle med en eller annen form for oscillasjon. Vibrasjon i industrielt utstyr kan være et tegn på at noe er galt, mens andre ganger er det en helt naturlig del av maskindriften. Spørsmålet er derfor hvordan en kan differensiere mellom en normal og akseptabel vibrasjon, og en type vibrasjon som krever øyeblikkelig overvåking og vedlikehold.

Vibrasjon forekommer i utallige mekaniske systemer og må gjøres rede for og kontrolleres, hvis ikke kan det få et katastrofalt utfall. Et eksempel på dette kan være store dynamiske spenninger grunnet jordskjelv; dette kan medføre strukturell svikt og i verste fall tap av liv. Et annet eksempel kan være vibrasjon i maskinverktøy som medfører feilmaskinering. Det er en liten sjanse for at liv går tapt, men det kan fort bli en kostbar affære. I alle situasjoner med uønsket vibrasjon er det derfor essensielt å raskt kunne fastslå både kilden til vibrasjonen samt størrelsesnivået, og slik minimalisere risikoen for ulykker, nedetid i daglig drift, og økonomiske tap.

Uønsket mekanisk vibrasjon kan ofte føre til kortere levetid for komponenter, redusert driftstid og ineffektiv drift, samt produsere en støy som kan være til skade og ubehag for mennesker. Det er derfor vanlig å ha ergonomiske krav i en bedrift for å unngå helseplager og skader som følge av mekanisk vibrasjon. Slike generelle krav er ofte gitt av Arbeidstilsynet. [34]

Vibrasjon er derfor et viktig fenomen en må ta hensyn til, både med tanke på design av mekaniske systemer, men også ved drift, sikkerhet og vedlikehold. Men hva er egentlig vibrasjon?

Ifølge Merriam-Webster ordboken defineres vibrasjon som:

*“En periodisk bevegelse av partikler i et elastisk legeme eller medium i vekselvis motsatte retninger fra likevektsposisjonen når likevekten er forstyrret.”* [35]

En tilsvarende definisjon oppgis på Wikibooks:

*“Vibrasjon er definert som måling av en periodisk svingningsprosess med hensyn til et likevektspunkt.” [36]*

Det finnes mange definisjoner, og de fleste har omtrent samme formulering. Det vil i de neste seksjonene bli sett på forskjellige former for vibrasjon, samt enkle eksempler for å få en klarere forståelse av hva de overnevnte definisjonene faktisk betyr.

## **5.2 Vibrasjonsformer**

Vibrasjon kan deles inn i to typer: naturlig vibrasjon, også kalt fri vibrasjon, og tvungen vibrasjon. Begge formene for vibrasjon vil i praksis være utsatt for demping. Videre kan vibrasjoner være langsgående, tverrgående eller roterende. Hver type har sine spesifikke kjennetegn og vil bli kartlagt med tilhørende definisjoner og eksempler.

### **5.2.1 Naturlig vibrasjon**

Frie vibrasjoner oppstår i et gitt system ved fravær av ytre krefter, det vil når ingen eksterne krefter virker på systemet. I dette tilfellet vil systemet svinge med en av sine egenfrekvenser, også kalt naturlig frekvens, som bare vil avhenge av systemets stivhet og massefordeling. Antall naturlige frekvenser vil avhenge av systemets antall grader av frihet; et system med én grad av frihet har en naturlig frekvens, et system med to grader av frihet har to naturlige frekvenser, osv. [37]

### **5.2.2 Tvungen vibrasjon**

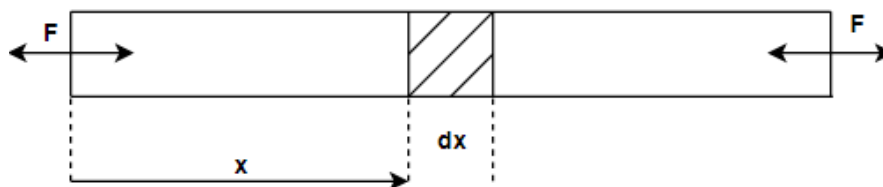
Når et gitt legeme vibrerer under påvirkning av en ekstern kraft, sies legeme å ha tvungen vibrasjon. Den ytre kraften som påføres legeme er en forstyrrende kraft som kan være periodisk og jevn, forbigående eller tilfeldig. Eksempler på dette kan være en vaskemaskin som rister på grunn av ubalanse, en bil som rister grunnet ulendt terreng, eller jordskjelv som ble nevnt tidligere. I mekaniske systemer er tvungen vibrasjon ofte forårsaket av motordrevne krefter. For enkle lineære systemer er frekvensen til den påtvungne vibrasjonen lik frekvensen til den påførte ytre kraften, også kalt eksitasjonsfrekvens. Hvis eksitasjonsfrekvensen er lik et av systemets naturlige frekvenser vil amplituden kunne mangedobles; dette fenomenet kalles resonans. [38, 39]

### 5.2.3 Dempet vibrasjon

Når det er en reduksjon i maksimalt utsving over hver vibrasjonssyklus kalles dette for dempet vibrasjon. Vibrasjonssystemet inneholder energi, og en viss mengde av denne energien går med til å overvinne friksjonsmotstanden til systembevegelsen. Denne friksjonen kan for eksempel være luftmotstand for en pendel eller overflaten som en kloss ligger på. Dempet vibrasjon kan finnes i både naturlig vibrasjon og tvungen vibrasjon, men blir ofte ansett som en tredje vibrasjonsform. I praksis vil alle former for vibrasjon nemlig bli utsatt for demping i varierende grad. Dette vil bli utdypet i kapittel 6. [38, 39]

### 5.2.4 Langsgående vibrasjon

Langsgående vibrasjon er definert som når partiklene i et gitt legeme beveger seg parallelt med legemets akse. Legemet kan for eksempel være en aluminiumsstang og er illustrert i figur 5.1.

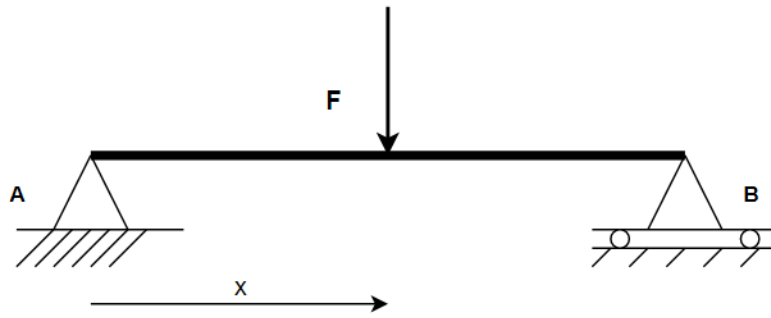


Figur 5.1: Aluminiumsstang med lengde  $x$ , en påført kraft  $F$  og medført forskyvning  $dx$ . [40]

I dette tilfellet vil stangen vekselvis bli strukket og forkortet grunnet påført kraft  $F$  som enten kan være konstant, periodisk eller initial. Stangen har en gitt lengde  $x$  og den påførte kraften medfører en liten forskyvning  $dx$ . Resultatet er at stangen blir periodisk utsatt for strekk- og trykkspenninger. [40]

### 5.2.5 Tverrgående vibrasjon

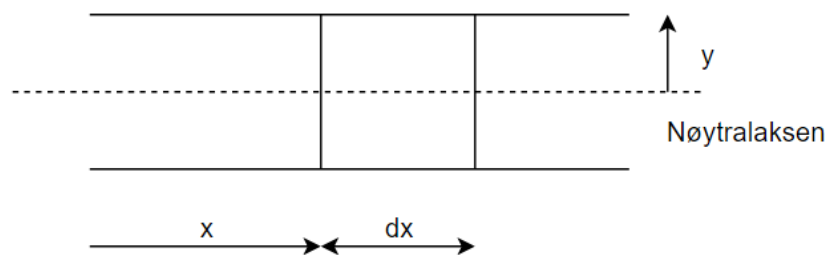
Tverrgående vibrasjon er definert som når partiklene i et gitt legeme beveger seg vinkelrett på legemets akse. Legemet kan for eksempel være en fritt opplagret bjelke som illustrert i figur 5.2.



Figur 5.2: En fritt opplagret bjelke med en lengde  $x$  og en påført punktlast  $F$ . [40]

Denne kraften vil medføre en deformasjon, og vi er interessert i å se på et lite element  $dx$  (fra  $x$  og mot høyre):

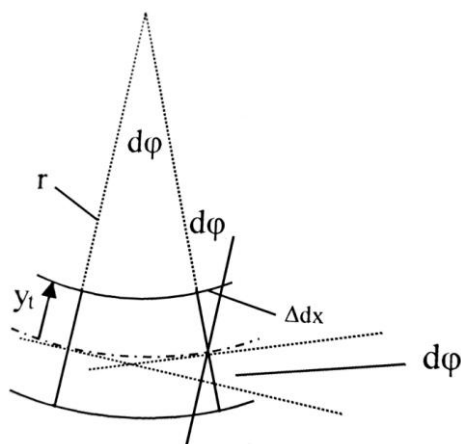
Før påsatt kraft:



Figur 5.3: Et lite element  $dx$  med angitt nøytralakse og nedbøyning  $y$ . [40]

Et lite element med gitt nøytralakse blir påsatt en kraft  $F$ .

Etter deformasjon:



Figur 5.4: Et lite element  $dx$  med angitt nøytralakse og nedbøyning  $y$  etter påsatt kraft. [40]

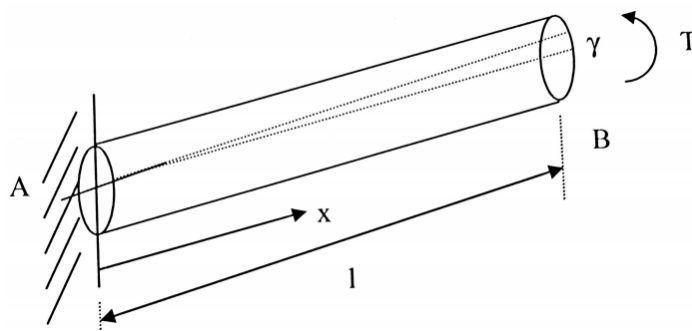
Hvor:

- $r$  radius i buen for element  $dx$ ,
- $\Delta dx$  tøyningen av elementet  $dx$  på trykksiden
- $d\varphi$  krumningsvinkelen for element  $dx$

Det er mange likheter som kan trekkes mellom vibrasjon i et gitt element og bjelketeori. I praksis vil forskjellen være at dette ikke vil være en varig tøyning, men at «legeme» varierer mellom å være rett og bli bøyd vekselvis. Dette induserer bøyespenninger i legeme. [40]

### 5.2.6 Torsjonsvibrasjon

Torsjonsvibrasjon er definert som når partiklene i et gitt legeme beveger seg i en sirkel rundt legemets akse. Legemet kan for eksempel være en stav påført et torsjonsmoment, og er illustrert i figur 5.5.



Figur 5.5: En stav påført et torsjonsmoment  $T$  over hele lengden  $l$ . [40]

Staven på figuren er påført et torsjonsmoment  $T$  over hele lengden  $l$ . Staven får dermed en rotasjon (skjærdeformasjon) uttrykt ved vinkelen  $\gamma$ . I dette tilfellet vil legeme veksle mellom å bli vridd og være rett, og det oppstår skjærspenninger (torsjonsspenninger). [40]

### **5.2.7 Oppsummering**

Det er i all hovedsak to former for vibrasjon; naturlig og tvungen. Disse kan opptre både langsgående, tverrgående og roterende på et gitt legemet, og kan videre være dempet. Dempet vibrasjon kan blir ofte klassifisert som en tredje form for vibrasjon. Etter en initial forskyvning kan systemet enten bli påvirket av en ytre kraft, eller forbli upåvirket. Det er videre mulig å anse vibrasjon som en midlertidig deformasjon av et gitt legeme, og bjelketeori kan derfor anvendes for å illustrere praktiske tilfeller.

## **5.3 Kontinuerlige og diskrete systemer**

Mekaniske systemer kan kategoriseres som enten kontinuerlige eller diskrete. Et kontinuerlig system er et system hvor en vilkårlig tilstandsvariabel endres kontinuerlig med tiden. Tilsvarende vil et diskret system være et system hvor tilstandsvariabelen bare endres ved et gitt sett med tidspunkter. De aller fleste mekaniske systemer vil være kontinuerlige og vil derfor ha et teoretisk uendelig antall grader av frihet, så et aktuelt spørsmål å stille er da hvorfor systemer med én frihetsgrad er relevant med tanke på vibrasjon? [39, 41]

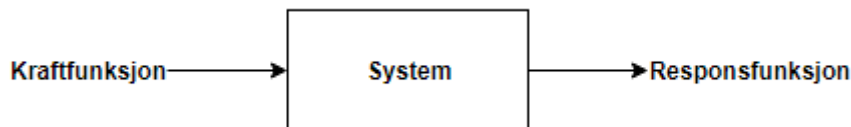
Vurder en vilkårlig aluminiumsstang: dette er et kontinuerlig system, og har derfor et teoretisk uendelig antall grader av frihet. Likevel, når det er snakk om vibrasjon så er det prinsipielt enkelt å tenke på vibrasjonen til et legeme som en naturlig frekvens av gangen, ofte kalt en naturlig modus. Det er derfor mulig å modellere den naturlige modusen ved bruk av dets tilhørende ekvivalentsystem med én frihetsgrad. Det vil si at hvis en bestemt modus til et legeme kan isoleres, så kan det faktisk modelleres som et masse-fjær-demper-system, se seksjon 5.4. Denne modelleringen vil i praksis avhenge av om vibrasjonen er deterministisk eller tilfeldig. [39, 42, 43, 44]

### **5.3.1 Tilfeldig vibrasjon**

En vibrasjon som bare kan analyseres statistisk kalles tilfeldig. Med andre ord kan ikke den fremtidige atferden estimeres presist på forhånd. Vanlige eksempler på dette kan være bølgehøyde eller belastningen på en flyvinge under en flytur. Den strukturelle responsen vil derfor måtte bli en form for numerisk tilnærming. [44]

### 5.3.2 Deterministisk vibrasjon

En vibrasjon som kan karakteriseres nøyaktig kalles deterministisk. Med andre ord kan den fremtidige atferden estimeres presist av et eksakt matematisk uttrykk. Et klassisk eksempel på dette er en sinusbølget vibrasjonsform, som for øvrig vil bli gjennomgått i neste hovedseksjon. I mekaniske systemer er det eksitasjoner (introduksjon av energi til et vilkårlig system i form av en kraft) som fremkaller en respons fra gitt system. Skjematikken er vist i figur 5.6: [44]



Figur 5.6: Eksitasjon/respons-system. [44]

Enkelt sagt påføres det en kraft som kan være kontinuerlig, periodisk, midlertidig eller tilfeldig på et system, og det genereres en respons. Som oftest er både systemet og eksitasjonen kjent, og det er ønsket å finne responsen, det vil si vibrasjonsresponsen. For eksempel vil en vibrerende knivbjelke (kraft) påmontert en robot (system) generere en vibrasjon (respons).

### 5.3.3 Vibrasjonssystemer

Vibrasjonssystemer kan være lineære eller ikke-lineære, samt kontinuerlige eller diskrete. I alle tilfeller kan et vibrasjonssystem ha en, to eller tre dimensjoner, med andre ord kan systemet modelleres i et tredimensjonalt koordinatsystem. Det ble tidligere nevnt at kontinuerlige systemer har et teoretisk uendelig antall grader av frihet, tilsvarende vil et diskret system ha et begrenset antall grader av frihet. [44]



## 5.4 Matematisk modellering og eksempler

### 5.4.1 Matematisk modellering

Matematisk modellering defineres som det å sette opp differensialligninger som beskriver en gitt prosess eller system. Med andre ord er det en prosess hvor et fysisk system vurderes og et sett med differensialligninger som beskriver systemet er resultatet. [45]

Differensialligninger brukes for å beskrive hvordan tilstander eller variabler endrer seg med tiden. Den deriverte av en variabel eller tilstand  $x$  kan uttrykkes med forskjellig notasjon; for eksempel differensialformen  $\frac{dx}{dy}$  som betyr den deriverte av  $x$  med hensyn på  $y$ . Dette kalles også for en førsteordens derivert, og en andreordens derivert vil dermed være på formen:

$$\frac{d^2x}{dt^2}$$

I denne rapporten vil det bli benyttet notasjonen med prikker over variabelen som deriveres:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = x', \quad \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = x''$$

Det er her innforstått at prikk-notasjonen betyr at det deriveres med hensyn på tiden  $t$ . Hvis det deriveres med hensyn på en annen størrelse vil dette skrives eksplisitt.

### 5.4.2 Likevektspunkt

Det ble tidligere konstatert at vibrasjon er en svingningsprosess med hensyn til et likevektspunkt, ofte kalt nøytralakse eller referansepunkt. Et slikt punkt defineres på følgende måte:

Gitt en førsteordens differensialligning der  $x$  er en tilstand, og det deriveres med hensyn på tiden  $t$ , kan dette skrives som

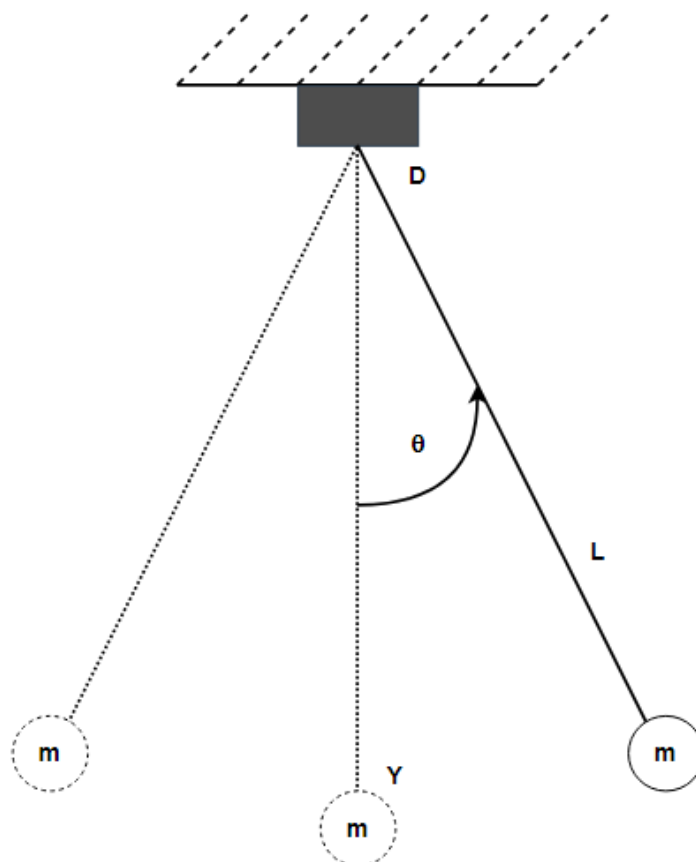
$$\dot{x} = f(x) \tag{5.1}$$

Der  $f$  er en generell funksjon av  $x$ . Denne formen kalles for et tilstandsromsform, eller sagt med andre ord: den matematiske modellen er en tilstandsrommodell.

Et punkt  $x = \bar{x}$  er et likevektspunkt for (5.1), hvis det er tilfellet at systemet starter i  $\bar{x}$  og forblir der i all fremtid. Likevektspunktene vil være gitt av de reelle røttene av ligningen  $f(\bar{x}) = 0$ . Merk at ulineære systemer kan ha flere likevektspunkter; lineære systemer har kun ett. Når det er snakk om vibrasjon vil likevektspunktet være der systemet hviler, med andre ord der systemet vil falle til ro hvis ingen ytre eller indre krefter påvirker systemet. [45]

### 5.4.3 Eksempel 1: Pendel

Et sentralt og populært eksempel som kan benyttes for å illustrere et likevektspunkt er den tradisjonelle pendelen. Figur 5.7 illustrerer en pendelsituasjon hvor en kule med masse  $m$  er festet i en masseløs snor med lengde  $L$  som henger fra et dreiningspunkt  $D$  og som svinger rundt et likevektspunkt  $Y$ . [45, 46]



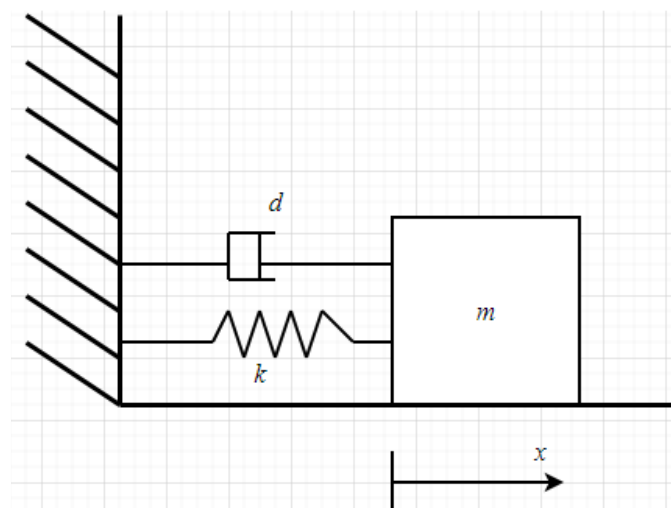
Figur 5.7: En enkel pendel består av en kule med masse  $m$  som henger i en masseløs snor med lengde  $L$  fra et dreiepunkt  $D$ . [46]

Pendelen vil etter en initell vinkelforsyning  $\theta$  svinge frem og tilbake i en periodisk bevegelse om likevektspunktet  $Y$  før den til slutt faller til ro i dette punktet. Alle vibrasjoner vil tilsvarende oscillere rundt sine respektive likevektspunkter, og vil ved fravær av ytre krefter også kunne «falle til ro». Hvis systemet derimot er kontinuerlig påvirket av en ytre kraft vil naturligvis ikke bevegelsen dempes før denne kraften forsvinner. Dette er fornuftig hvis en trekker frem tennene på en knivbjelke som eksempel:

Hvert knivblad vil «svinge» frem og tilbake over sitt respektive likevektspunkt, og vil fortsette å gjøre dette til knivbjelken blir slått av. De enkelte vibrasjonssvingningene vil i praksis forplante seg videre ut i systemet, og oppleve demping. Dette kan illustreres ved et masse-fjær-demper-system, vist i neste eksempel. Demping vil også bli utdypet mer detaljert i kapittel 6.

#### 5.4.4 Eksempel 2: Masse-fjær-demper-system

Figur 5.8 viser et masse-fjær-demper-system som består av en kloss med masse  $m$  som er festet i en vegg via en demper og en fjær. Det ble tidligere i seksjonen poengtert at alle systemer i teorien kan modelleres som et masse-fjær-demper-system, hvor demperen kan anses som en sum av all demping i systemet.



Figur 5.8: Et masse-fjær-demper-system. [45]

Det settes opp en kraftbalanse ved å benytte Newtons andre lov; dette blir en differensialligning som beskriver bevegelsen til klossen  $m$ . Fjæren følger Hookes lov og trekker i klossen med en fjærkraft:

$$F_{fjær} = kx \quad (5.2)$$

Der  $k$  er fjærkonstanten.

Den påsatte demperen  $d$  i systemet vil gi en kraft som er proporsjonal med hastigheten  $\dot{x}$ , slik at

$$F_{demper} = d\dot{x} \quad (5.3)$$

Følgende vil Newtons andre lov gi:

$$\begin{aligned} \sum F &= ma \\ -kx - d\dot{x} &= m\ddot{x} \\ \ddot{x} + \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x &= 0 \end{aligned} \quad (5.4)$$

Den andrederiverte opptrer, og en ser at dette er en andreordens differensialligning som har den generelle formen

$$\ddot{x} + p\dot{x} + qx = 0 \quad (5.5)$$

Der  $p$  og  $q$  er konstanter. Dette er naturlig da andre ordens differensialligninger dukker opp i systemer der det er behov for å beskrive akselerasjon, hastighet og posisjon til et mekanisk system, og disse er det mange av; merk at dette også dukket opp i eksempel 1.

Ligning (5.4) og (5.5) er på samme form og konstantene  $p$  og  $q$  er henholdsvis

$$p = \frac{d}{m} \quad q = \frac{k}{m}$$

Ligning (5.5) kalles for en såkalt homogen ligning, det vil si at høyresiden i ligningen er lik null. Både homogene og ikke-homogene ligninger kan løses, og ligning (5.4) kan derfor løses ved behov, men i dette eksempelet holder vi oss til å se på den generelle formen oppgitt i ligning (5.5).

For å kunne løse en andreordens, homogen, differensialligning må det først finnes en karakteristisk ligning gitt ved

$$r^2 + pr + q = 0$$

Dette er et andregradsuttrykk og har derfor to røtter gitt av løsningsformelen for andregradsligninger:

$$r_{1,2} = \frac{-p \pm \sqrt{p^2 - 4q}}{2}$$

For denne ligningen er det tre følgende mulige løsninger, og disse er angitt nedenfor. [46] Responsen til et andreordens system er oppsummert i seksjon 5.4.5.

### **En reell rot**

Hvis røttene er like, det vil si  $r_1 = r_2$  så er løsningen:

$$x(t) = Ce^{rt} + Dte^{rt}$$

Der C og D er vilkårlige konstanter. Innen reguleringsteknikk kalles dette for et kritisk dempet system, se figur 5.9 for illustrering av responsen.

### **To reelle røtter**

Dersom  $r_1 \neq r_2$  så er løsningen til:

$$x(t) = Ce^{r_1 t} + De^{r_2 t}$$

Der C og D er vilkårlige konstanter. Innen reguleringsteknikk kalles dette for et overdempet system, se figur 5.9.

### **To komplekse røtter**

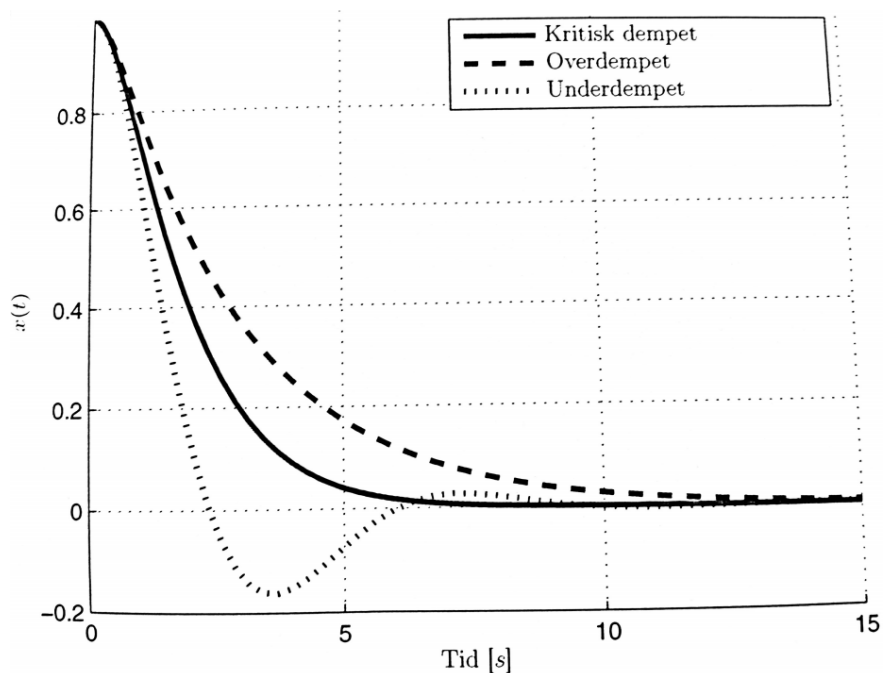
Det tredje og siste tilfellet er at  $r_1 = a + ib$  og  $r_2 = a - ib$ , da vil løsningen være:

$$x(t) = e^{at}(C \cdot \cos(bt) + D \cdot \sin(bt))$$

Der C og D er vilkårlige konstanter. Innen reguleringsteknikk kalles dette for et underdempet system, se figur 5.9.

### 5.4.5 Oppsummering og illustrering av responser

Førsteordens ligninger, samt de to første tilfellene på forrige side har løsninger som er en kombinasjon av eksponentialfunksjoner. Det tredje og siste tilfellet introduserer komplekse røtter, og genererer løsninger som inneholder svingninger. En potensiell responskurve for et kritisk dempet, overdempet og underdempet system er angitt i figur 5.9. [45]

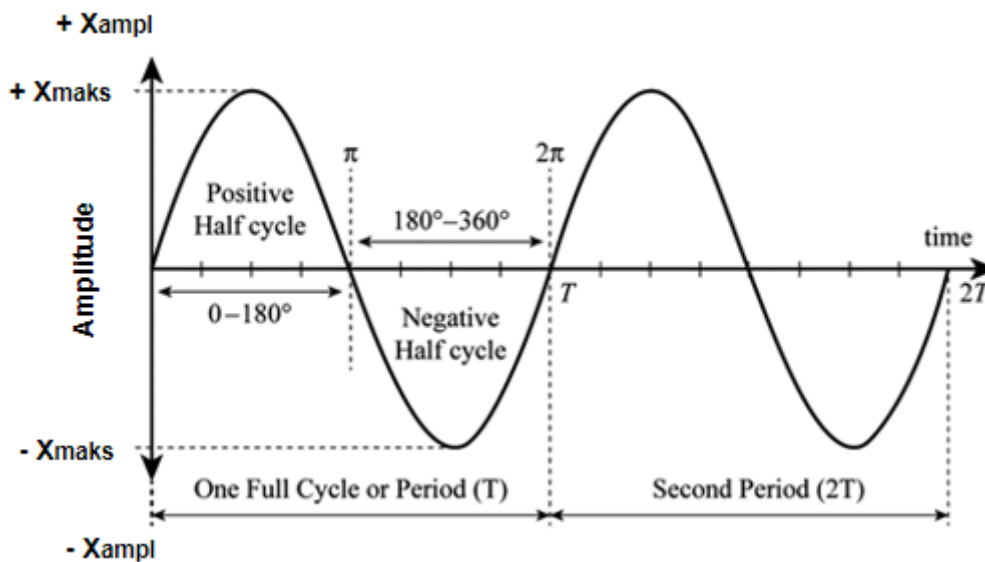


Figur 5.9: Responsen til et vilkårlig system for et kritisk dempet, overdempet og underdempet system. [45]

Fra figur 5.9 ser man at det har blitt introdusert oscillasjoner i den underdempet responsen, og en ser at kurven er avtagende, som en bølge. Vibrasjon er jo en form for bølger, og i praksis er alle bølger forbigående. Dette er fornuftig da vibrasjonen fra for eksempel en motor vil avta kort tid etter at den har blitt slått av, grunnet diverse former for friksjon. Det er derfor av interesse å studere en slik kurveform og kort definere grunnleggende begreper.

## 5.5 Kurveteori

Periodisk vibrasjon kan anses som en oscillerende bevegelse av en partikkel eller et legeme rundt en nøytralakse; bevegelsen gjentas altså etter at en viss tid har gått. Den klart enkleste formen for periodisk vibrasjon er en harmonisk svingning som plottet med tiden kan representeres i form av en sinuskurve, se figur 5.10.



Figur 5.10: En sinuskurve plottet med hensyn til tid. [47]

En sinuskurve er en matematisk oscillerende bølge som representerer periodiske svingninger. I figur 5.10 er ligningen for forskyvning plottet langs en vilkårlig akse  $x$ , merk at amplituden på figuren er uendret, det vil i praksis tilsi en ideell situasjon uten demping.  $T$  markerer en full syklus eller periode, det vil si tiden som har gått mellom to like, påfølgende bevegelser.

Frekvensen til vibrasjonen er gitt ved:

$$f = 1/T \quad (5.6)$$

Frekvens er et mål på antall ganger en hendelse gjentar seg, den oppgis enten i sykler per sekund eller Hertz.

Størrelsen til vibrasjonen kan karakteriseres på flere måter, og de vil alle ha et matematisk forhold til hverandre så lenge det er en harmonisk bevegelse som blir vurdert. Hvis vibrasjonen har en bølgelignende, oscillerende bevegelse langs én akse (x) kan den øyeblikkelige forskyvningen av partikkelen eller legemet fra nøytralaksen beskrives matematisk: [48]

$$x = X_{maks} \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T}\right) = X_{maks} \cdot \sin(2\pi ft) = X_{maks} \cdot \sin(\omega t) \quad (5.7)$$

Hvor

- $X_{maks}$  er kurvens maksimale utsvingning (amplitude) fra topp/bunnpunkt til nøytralaksen
- $\omega$  er vinkelhastigheten, det vil si vinkelforandringen per tidsenhet, oppgis i radianer/sekund eller  $s^{-1}$
- $t$  er tid

Ettersom hastigheten (v) til en partikkel eller et legeme er den deriverte av forskyvningen med hensyn på tid, kan bevegelsen også beskrives i form av hastigheten:

$$v = \dot{x} = \omega \cdot X_{maks} \cdot \cos(\omega t) = V_{maks} \cdot \cos(\omega t) = V_{maks} \cdot \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (5.8)$$

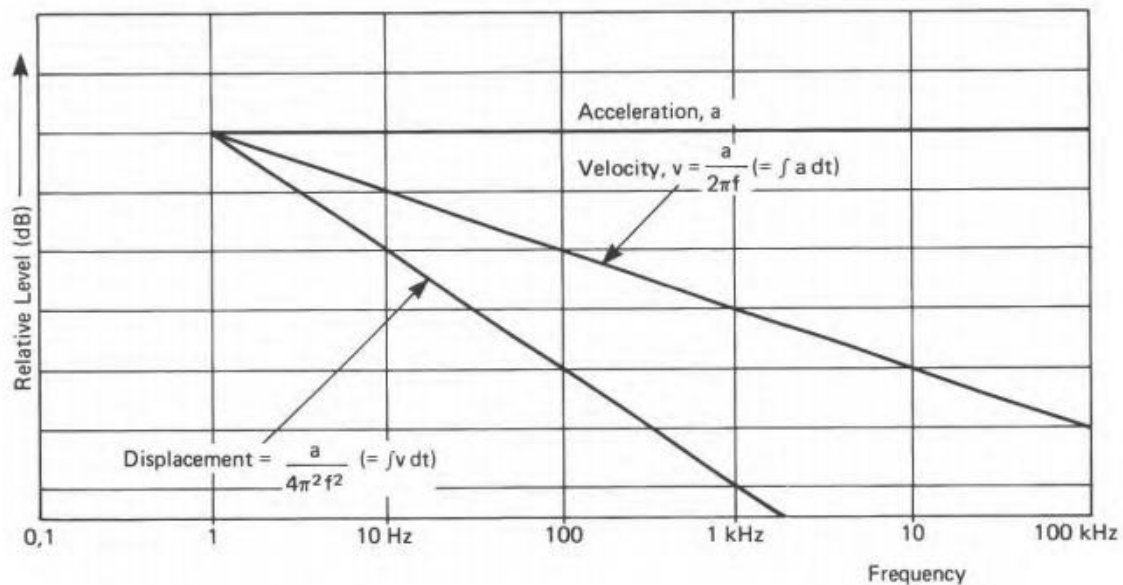
Videre kan akselerasjonen (a) til bevegelsen beskrives som den deriverte av hastigheten med hensyn på tid:

$$a = \ddot{x} = -\omega^2 \cdot X_{maks} \cdot \sin(\omega t) = A_{maks} \cdot \sin(\omega t) = V_{maks} \cdot \sin(\omega t + \pi) \quad (5.9)$$

Fra ligningene ovenfor observeres det at både vibrasjonens periode og form forblir den samme, uavhengig om det er snakk om forskyvningen, hastigheten eller akselerasjonen. I midlertidig vil hastigheten ha en faseforskyvning på  $90^\circ$  i forhold til forskyvningen, og akselerasjonen vil igjen ha en faseforskyvning på  $90^\circ$  i forhold til hastigheten.

Merk at faseforskjellen er neglisjerbar ved tidsgjennomsnittlige målinger, noe som betyr at hastigheten ved en gitt frekvens oppnås ved å dele akselerasjonen med en faktor  $\omega$ . På samme måte kan forskyvningen finnes ved å dele akselerasjonen med en faktor  $\omega^2$ . Forholdet mellom parameterne er illustrert i figur 5.11. Det vil i teorien derfor være irrelevant hvilken parameter som blir benyttet for å måle vibrasjonen. [48]





Figur 5.11: Integrasjonen og dobbeltintegrasjon av akselerasjon for å finne hastighet og forskyvning; logaritmisk skala. [48]

Størrelsesordenen er karakterisert ved bruk av toppverdier,  $X_{maks}$ ,  $V_{maks}$  og  $A_{maks}$ , for henholdsvis forskyvning, hastighet og akselerasjon. Amplitudeverdier er gunstig å benytte da de kan direkte knyttes til ligningene vist på forrige side, så lenge det er snakk om harmoniske svingninger. Ofte er det derimot tilfellet at vibrasjonen er mer kompleks, og andre verdier er mer hensiktsmessig å benytte. En grunn til dette er at en amplitude-verdi beskriver en øyeblikkelig vibrasjonsstørrelse, og tar derfor ikke hensyn til tids-historien. [48]

En verdi som tar hensyn til den overnevnte tidshistorien over en periode  $T$  er *gjennomsnittlig absoluttverdi* og har følgende definisjon:

$$X_{Average} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt \quad (5.10)$$

I praksis har det likevel vist seg at denne verdien har en begrenset applikasjonsverdi. En verdi som derimot har vist seg å være av interesse er effektivverdi, også kalt RMS-verdi. [49]

Effektivverdi er definert som:

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (5.11)$$

Denne verdien er ansett som den mest relevante målingen av amplitudeverdi da den både tar hensyn til kurvens tidshistorie og samtidig gir en verdi som direkte reflekterer energiinnholdet i vibrasjonen. Med andre ord, det blir dannet et mer presist bilde over vibrasjonens skadepotensial. [48, 49]

For en rent harmonisk svingning er det følgende sammenheng mellom de ulike verdiene:

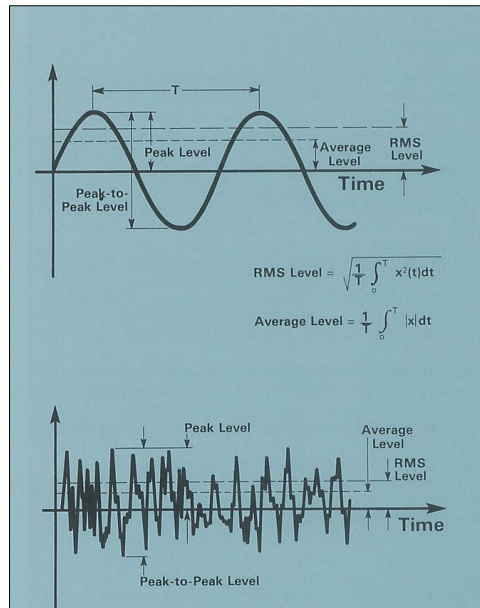
$$X_{RMS} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \cdot X_{Average} = \frac{X_{maks}}{\sqrt{2}} \quad (5.12)$$

De fleste vibrasjonene er i praksis ikke harmoniske, selv om de ofte kan karakteriseres som periodiske. I mange situasjoner benyttes likevel de matematiske forholdene vist i ligning (5.12) da de gir en god nok tilnærming, eksempel på dette er vist i figur 5.12. Ved behov er det likevel mulig å innføre formfaktorer som bedre beskriver vibrasjonens bølgeform.<sup>1</sup>

I noen tilfeller kan man med god tilnærming modellere et vibrasjonssystem ved hjelp av kurveteori. Likevel er mange systemer så kompliserte at denne tilnærmingen ikke lenger holder, og det vil i praksis være umulig å forutsi alle de diverse effektene vibrasjonen kan påføre et mekanisk system, andre metoder må derfor benyttes.

---

<sup>1</sup> En stor takk til Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S, samt innholdskoordinator Alen Fakic, for veiledning og lån av relevante tekster og bilder i seksjon 5.5 og 5.6.



Figur 5.12: Illustrasjon av amplitude, gjennomsnitt- og effektivverdier. [48, 49]

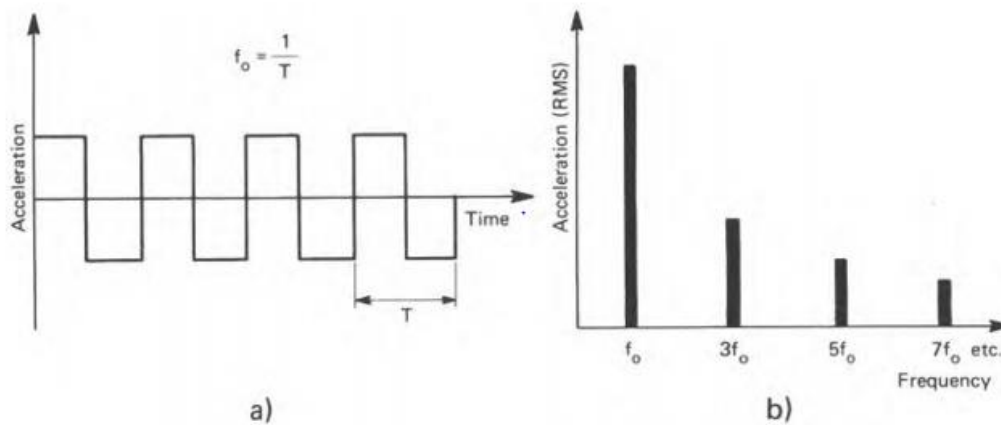
## 5.6 Spektrumanalyse

En av de mest benyttede metodene for å beskrive et vibrasjonsforløp har sin rot i et matematisk teorem formulert av Fourier:

*“Enhver periodisk kurve, uansett hvor kompleks, kan anses som en kombinasjon av et antall rene sinusformede kurver med harmonisk relaterte frekvenser.”*

– Joseph Fourier [48]

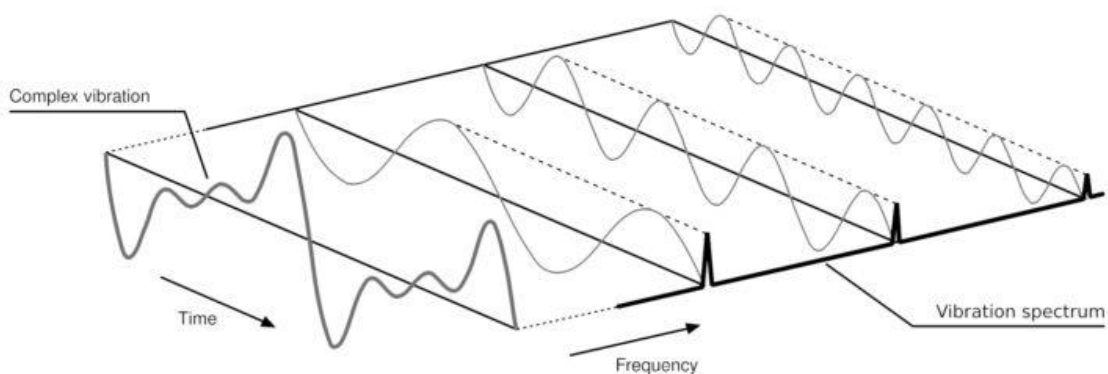
Vibrasjonen i et mekanisk system er ofte analysert via målinger tatt av vibrasjonsfrekvensen, forskyvningen, hastigheten eller akselerasjonen, hvorav de sistnevnte tre er målinger hvor amplituden er plottet mot tid. Da mange vibrasjonsrelaterte problemer forekommer ved spesifikke frekvenser kan en identifisere årsaken og dets plassering mer nøyaktig ved å uttrykke disse parameterne i frekvensområdet. Et eksempel er vist i figur 5.13 og 5.14.



Figur 5.13: a) Beskrivelse av et periodisk signal i tidsdomene, b) Beskrivelse av et signal i frekvensdomene. [48]

Hver bølgeform kan derfor uttrykkes som en sum av enkle sinusbølger med varierende amplituder, frekvenser og faser. En Fourier-transformasjon er en prosess hvor en bølgeform i tidsdomene konverteres til individuelle bølgekomponenter i frekvensdomenet, ofte kalt spektrumanalyse. Dette benyttes ofte for å kartlegge eventuelle resonansfrekvenser i et system. [50]

Med resonansfrekvens menes det at ved en gitt frekvens vil systemet svinge med en maksimal amplitude, skulle systemet deretter bli påvirket av en ytre kraft med tilsvarende frekvens vil systemet vibrere med en enda høyere amplitude. Thorvald vil i praksis ha et uendelig antall grader av frihet, og et tilsvarende antall mulige resonansfrekvenser. [48]



Figur 5.14: Et vibrasjonssignal uttrykt i både tids- og frekvensdomene. [50]

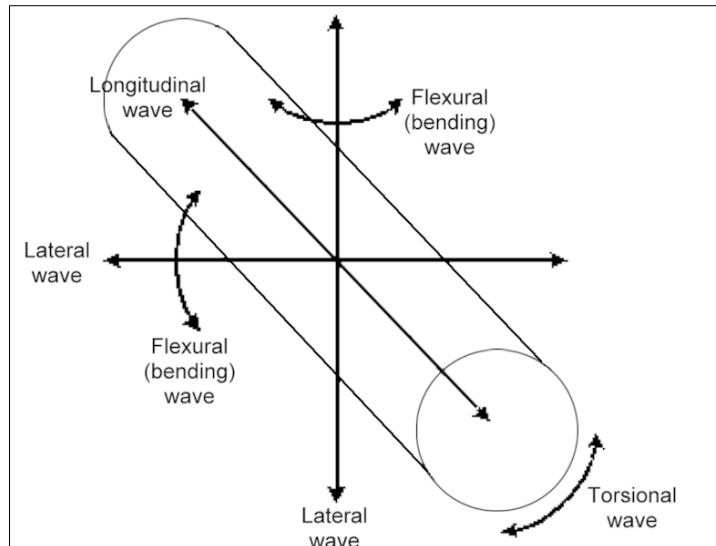
I tillegg vil knivbjelken til Thorvald kunne operere med varierende hastighet, det vil si vibrere med varierende frekvens, og komplisere systemet ytterligere. Grunnet prosjektets omfang og tidsbegrensning vil det ikke bli sett på resonansfrekvenser eller spektrumanalyse, og fokuset vil være å redusere dagens vibrasjonsnivå på Thorvald via passiv demping, se kapittel 6.

Den passive dempingen vil i første omgang baseres på at kilden og plasseringen til vibrasjonen i Thorvald er kjent, og hvilke frekvenser den oppstår i er derfor ikke like sentralt. Skulle det vise seg at eventuelle dempingstiltak foreslått i denne rapporten ikke er tilstrekkelige, anbefales det derfor å gjennomføre en spektrumsanalyse på Thorvald, kartlegge problematiske frekvensområder og iverksette nye tiltak basert på disse.

## **5.7 Vibrasjonsforplantning i mekaniske systemer**

Måten vibrasjon forplanter seg igjennom et system kalles ofte for bølgeutbredelse. Når en ekstern kraft blir puttet på et elastisk legeme så vil punktet hvor kraften først kommer i kontakt reagere først, og det blir startet en type domino-effekt. For å lettere forstå dette fenomenet kan en betrakte et materiale som en samling av samvirkende partikler. Dette medfører at hvis en partikkel forstyrres så vil denne forstyrrelsen forplante seg til neste partikkel, og til neste partikkel der igjen, osv. [44]

Denne serien av reaksjoner er en form for bølgeforplantning og vil utbre seg med en bestemt hastighet over en bestemt periode. Merk at det i bølgeutbredelse og vibrasjonsforplantning er snakk om overføring av energi, ikke masse. Det er da innforstått at et tyngre system vil kreve mer energi for å få en forskyvning eller vibrasjonsamplitude kontra et lettere system. En oversikt over elastiske bølger er illustrert i figur 5.15. Langsgående, tverrgående og roterende bølgebevegelser ble dekket i seksjon 5.2.4 - 5.2.6. [44, 51]



Figur 5.15: Illustrasjon av diverse elastiske bølger. [44]

Alle former for mekanisk vibrasjon har til felles at vibrasjonsbølgene må forplante seg gjennom et eller flere materialer samt det mekaniske systemets geometri. Denne geometrien kan være uniform, som for eksempel i en enkel aluminiumsstang, eller den kan inneholde en rekke diskontinuiteter. Det sistnevnte er som oftest tilfellet i praksis.

Et sentralt emne innen vibrasjon er derfor hvordan vibrasjonsbølger, og forplantningen av disse bølgene, samhandler med geometriske diskontinuiteter og diverse materialer med ulike materialegenskaper.

### 5.7.1 Grensebetingelser

Innen bølgeutbredelse finnes det to grensebetingelser som kan begrense bølgeutbredelse; en fri ende og en fast ende. Andre grensebetingelser vil dirigere systemresponsen ved å begrense antall grader av frihet.

**En fri ende** er intuitivt nok en ende som er fri til å bevege på seg. Spenningen i en slik ende vil derfor alltid være lik null. I seksjon 5.2.4 ble det sett på et legeme utsatt for langsgående vibrasjon, og hvordan det direkte medførte til strekk og trykkbølger. Gitt at en slik trykkbølge møter en fri ende vil denne reflekteres som en spenningsbølge, og motsatt. [44, 51]

**En fast ende** vil si en grensetilstand der det er null forskyvning. I henhold til bølgeteori vil spenningen i den faste enden fordobles i perioden bølgen traverserer denne grensetilstanden. Rettere sagt vil en kompresjonsbølge bli reflektert som en

kompresjonsbølge; og motsatt. Disse grensebetingelsene samt systemets starttilstand er også viktige initialverdier i differensialligninger for å kunne frembringe spesifikke løsninger. Dette ble dekket i seksjon 5.3. [44, 51]

### 5.7.2 Diskontinuiteter

Som oftest vil en vibrasjonsbølge treffe på en endring i tverrsnittsareal. Fra bølgeteorien vil dette medføre at noe av bølgen reflekteres, og resten overføres i den forstand at det oppstår en endring i bølgeretningen. Dette fenomenet kalles refraksjon og avhenger deriblant av den relative endringen i tverrsnittsareal og materialegenskaper. Er innfallskraften  $F$  som medfører vibrasjonsbølger kjent, kan den overførte kraften  $F_o$  og den reflekterte kraften  $F_r$  ved en endring i tverrsnittsareal beregnes på følgende måte: [44, 51, 52]

$$F_o = \frac{\sqrt{\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1}}}{\sqrt{\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1} \cdot \frac{A_2}{A_1} + 1}} \cdot F$$

Og

$$F_r = \frac{\sqrt{\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1} \cdot \frac{A_2}{A_1}} - 1}{\sqrt{\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1} \cdot \frac{A_2}{A_1} + 1}} \cdot F$$

Overnevnte formler vil i denne rapporten ikke bli benyttet i beregninger, men er aktuelle for å danne en forståelse av hva som skjer ved en diskontinuitet. Ut ifra formlene ovenfor kan en se at sammenhengen mellom  $F$  og henholdsvis  $F_o/F_r$  er et rent forholdstall, som er avhengig av  $E$ ,  $\rho$  og  $A$ , hvor  $E$  er materialets elastisitetsmodul,  $\rho$  er materialets densitet, og  $A$  er tverrsnittsarealet: [53]

- Hvis vibrasjonsbølgen går fra et *mindre område til et større område* vil det mesteparten av bølgen overføres, men bli noe redusert.
- Hvis derimot vibrasjonsbølgen går fra et *større område til et mindre område* vil mesteparten av bølgen reflekteres.

I de fleste mekaniske systemer så er det mange geometriske diskontinuiteter, men det kan også oppstå refleksjoner og refraksjoner grunnet *materielle* diskontinuiteter, noe som forklarer implementeringen av materialeegenskaper i ligningene på forrige side. Ifølge Petroleum Engineering Handbook avhenger faktisk vibrasjonsbølgehastigheten først og fremst av “*Materialets densitet og elastisitetens modul, men påvirkes også av demping og frekvens.*” [53]

### 5.7.3 Bølgeutbredelse i et vilkårlig materiale

Det genereres en periodisk vibrasjonsbølge som forplanter seg gjennom et vilkårlig mekanisk system. Bølgen vil i de fleste mekaniske systemer på et eller annet tidspunkt treffe en diskontinuitet, noe av bølgen vil på dette tidspunktet reflekteres tilbake til kilden, mens resten overføres videre ut i systemet. Denne prosessen skjer ved enhver diskontinuitet, og den overførte vibrasjonen vil til slutt være null grunnet demping og indre friksjon i systemet. Den delen av bølgen som reflekteres tilbake vil derimot kunne forårsake ytterligere problemer:

- Hvis refleksjonsbølgen når kilden samtidig som en ny bølge genereres vil de to bølgene kombinere, og synkronisere i fase, dvs. en økt amplitudeverdi. Videre vil de to bølgenes refleksjon møte på en tredje generert bølge, og alle tre blir kombinert, teoretisk sett kan dette fortsette i det uendelige. Dette fenomenet ble nevnt tidligere og kalles *resonans*, bølgeforsterkning. Hvis denne bølgeforsterkningen ikke blir hindret vil systemet enten ødelegges eller oppleve utmattelsessvikt. I praksis vil et mekanisk system kunne ha like mange resonansfrekvenser som grader av frihet. [44, 53]
- Hvis refleksjonsbølgen ikke når kilden samtidig som en ny bølge genereres vil det oppstå *interferens*; to eller flere bølger møtes mens de forplanter seg gjennom et vilkårlig materiale. Interferens kan enten være konstruktiv (den totale amplituden blir midlertidig økt) eller destruktiv (den totale amplituden blir midlertidig redusert). Legg merke til at et møte mellom to bølger langs et materiale *ikke* vil forandre de enkelte bølgenes oppførsel eller forplantningsmåte. Med andre ord vil to bølger som møtes føre til en kort endring i totalt resulterende bølgeamplitude, før de enkelte bølgene fortsetter å forplante seg slik de gjorde før forstyrrelsen. [44, 53]



## 5.8 Konsekvenser av mekanisk vibrasjon

Det ble i starten av dette kapittelet konstatert at vibrasjon i mekaniske systemer enten er et tegn på normal drift, eller at noe er galt. Det oppstår som et resultat av en rekke forhold, som kan opptre alene eller i kombinasjon med hverandre. En uønsket og ukontrollert vibrasjon vil kunne medføre alvorlige konsekvenser, kraftig avhengig av både størrelse og varighet. En akselerasjon av slitasjegraden kan forventes, og vil kunne redusere levetiden betraktelig, videre vil uønsket vibrasjon kunne skape unødvendig støy, forårsake sikkerhetsproblemer og i verste fall medføre komplett driftsstans. [37]

Andre ganger kan vibrasjon være mer irriterende enn ødeleggende, for eksempel kan vibrasjoner som forplantes ut i et system forstyrre sensitive enheter som sensorer (sensorstøy), kameraer og medføre en mer ujevn drift. Utsatte systemer kan for eksempel være autonome lettvektsroboter, hvor navigeringen ofte har sin rot i diverse typer kameraer og sensorer. Andre mulige problemer kan være at pluggen, ledninger og bolter m.m. løsner og fører til utallige problemer og lange feilsøkningsperioder.

Noen konsekvenser vil derimot ikke kunne oppdages uten grundig vedlikehold og overvåkning, et eksempel på dette er vibrasjonsutmattning. Utmattning er dannelse og vekst av sprekker under dynamisk belastning, og kan i verste fall medføre utmattingsbrudd. Merk at den periodiske varierende spenningen (vibrasjonen) må være av en viss størrelse, det vil si at en i mange tilfeller med vibrasjon ikke trenger å anse utmattning som det mest pressende problemet. Hvis man likevel har en sterkt vibrerende konstruksjon, vil det være av interesse å kartlegge risikoen for utmattning samt gjennomføre nødvendige endringer i vedlikeholdsrutiner for å raskt kunne avdekke eventuelle sprekkdannelse. [54]

Vibrasjon kan ha mange uønskede konsekvenser som lett kan forverres i kombinasjon med andre dynamiske belastninger, temperaturendringer, dårlig maskinerte komponenter, utilstrekkelig festing og montering m.m. Det er derfor viktig å kjenne til metoder for å dempe vibrasjonen i et system, og slik optimalisere driftstiden og redusere økonomiske kostnader knyttet til reparasjon og driftsstans. Det vil også være av interesse å kjenne til hvilke frekvensområder som kan forårsake de overnevnte mekaniske problemene; følgende tommelfingerregler er gitt av Otto Olsen AS: [37]

- Systemer med en eksitasjonsfrekvens på 1-2 Hz: liten sjanse for problemer.
- Systemer med en eksitasjonsfrekvens på 2-20 Hz: moderat sjanse for problemer.
- Systemer med en eksitasjonsfrekvens på 20-1000 Hz: høy sjanse for problemer.

## 5.9 Oppsummering av vibrasjonsteori

Vibrasjon er et vanlig fenomen, og kan enklest beskrives som en svingende bevegelse rundt en likevektstilstand. Det er mange former for vibrasjon, og de kan modelleres matematisk ved å anvende bølgeteori, da vibrasjon kan anses som en type elastisk bølge. I mange tilfeller er de mekaniske systemene likevel så kompliserte at vibrasjonens fremtidige atferd bare kan analyseres statistisk. Videre vil vibrasjonsforplantningen i et gitt system være kraftig avhengig av grensebetingelser, material-egenskaper og geometri.

Ved en vibrasjonsanalyse er det derfor tre aspekter som burde kartlegges:

- Materialeegenskaper
- Likevektstilstanden
- Systemets geometri; tilkoblinger og grensebetingelser

Resonans og konstruktiv interferens er to vibrasjonsrelaterte fenomener som medfører en midlertidig eller konstant økning av amplitudeverdi, og burde derfor reduseres så mye som mulig. Ved behov kan det også være av interesse å kartlegge mulige resonansfrekvenser, og foreta aktuelle frekvensmålinger.

Det er viktig å skille mellom komponenter hvor vibrasjonen vil ha en negativ innvirkning og komponenter som er relativt upåvirket. Konsekvensene av en ukontrollert og uønsket vibrasjon kan i verste fall forårsake sikkerhetsproblemer, redusert systemlevetid og driftsstans. Økonomiske kostnader knyttet til tapt driftstid, ødeleggelser, reparasjon og vedlikehold kan bli store, og det er derfor viktig å kjenne til metoder for å dempe og kontrollere uønskede vibrasjoner i et mekanisk system.

# 6

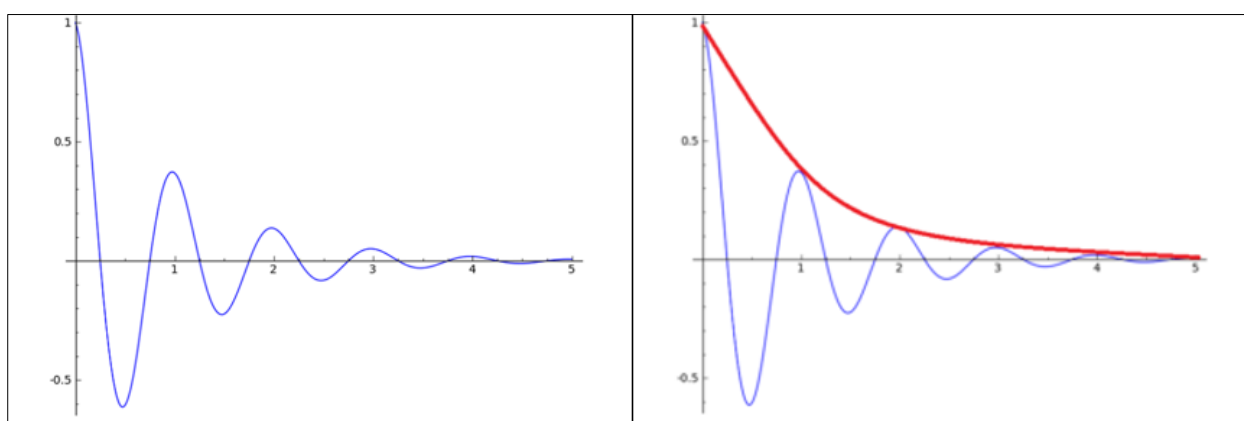
---

## **Vibrasjonsdemping og måling**

*Dette kapitlet vil gjennomgå vibrasjonsdemping, samt metoder for demping i praksis. Elastisk hysteresis og bruken av elastomer som vibrasjonsabsorbent vil også bli kartlagt. Det vil til slutt foreligge en kort gjennomgang av vibrasjonsmåling i praksis med en tilhørende oversikt over vanlig sensorutstyr.*

## 6.1 Damping og isolering

I seksjon 5.2.3 ble det nevnt at alle former for vibrasjon er utsatt for en form for damping. Damping er definert som spredning av energi over tid eller avstand; den spredte energien omdannes til varme grunnet en eller annen form for friksjon. Mens en vibrasjonsbølge som forplanter seg i et gitt system tilfører dette systemet energi, vil damping fjerne deler av denne energien. En grov illustrasjon over svingningsforløpet til pendelen i seksjon 5.4.3 kan benyttes til å presentere damping i praksis, se figur 6.1: [53, 55]



Figur 6.1: Illustrasjon av en vilkårlig dempet sinusurve, med tilhørende forfallskurve vist i rødt til høyre. [56]

Energien i systemet blir gradvis spredt ut i omgivelsene grunnet luftmotstanden, og vibrasjonsbølgen blir dempet. I praksis vil dette tilsi en redusert maksimal amplitudeverdi for hver periode, illustrert til venstre på figur 6.1. Dampingskurven, også kalt forfallskurven er en eksponentiell kurve som legger seg langs amplitudetoppene, og indikerer hvor fort en tenkt vibrasjon dempes i systemet. Dette er illustrert til høyre i figuren 6.1, hvor en eksponentiell forfallskurve er markert i rødt. [56]

I mekaniske systemer vil damping forekomme i varierende grad, men det kan gå mange, mange perioder før vibrasjonen er dempet til et tilfredsstillende nivå. Dette avhenger kraftig av systemets egenfrekvenser, eksitasjonsfrekvenser, størrelsen på vibrasjonen, hvilke dampingstiltak som benyttes samt egenfrekvensen til disse. Merk at det kun er snakk om damping av de individuelle vibrasjonsbølgene; frekvensen vil kunne variere drastisk fra system til system. Ved varierende turtall vil eksitasjonsfrekvensen også innad i systemet kunne variere. [53]

I mekaniske systemer ville det mest ideelle vært å fjerne vibrasjon fullstendig, og slik eliminere risikoen for ødeleggelser, skade på utstyr, sensorstøy m.m. Da vibrasjon ikke bare forårsakes av ytre krefter, men også strukturelle resonanser i varierende grad er dette i praksis umulig. I mekaniske systemer er det derfor to metoder for å redusere effekten av vibrasjon: demping og isolering. [57]

Begrepene demping og isolering brukes ofte om hverandre, men den terminologiske forskjellen er at vibrasjonsdempere absorberer vibrasjonsenergien og slik reduserer mengden energi som forplantes ut i systemet. Vibrasjonsisolering hindrer derimot vibrasjonsenergi fra å gå inn eller ut av et gitt system eller komponent. En god isolator vil senke systemets naturlige frekvenser og slik redusere sjansen for vibrasjonsproblemer, deriblant resonans, et klassisk eksempel på dette er fjæringssystemet på en bil. Da Thorvald allerede har en tilsvarende form for fjæring i hjulene vil ikke dette bli utdypet nærmere i denne rapporten. [57]

Metoder for demping og isolering kan klassifiseres som enten aktive eller passive. Aktive metoder benytter et lukket system med tilbakekobling mens passive metoder benytter enkle mekaniske innretninger, elastomere materialer eller væsker. [57]

### **6.1.1 Aktiv vibrasjonsdemping**

Aktiv vibrasjonsdemping benytter elektronisk styrte aktuatorer og sensorer i et lukket sløyfesystem til å proaktivt fjerne uønskede vibrasjoner. Fordelen med aktiv demping er at systemene kan innstilles til å fjerne uønskede resonansfrekvenser; slik kan et system trygt tillates å operere ved en frekvens som opprinnelig ikke var gunstig. Dette gjøres ved at det aktive dempingssystemet genererer like, men motsatt rettede krefter som kansellerer de forventede inngående vibrasjonene i systemet. [57]

Aktiv demping er derfor generelt ansett som en mer effektiv dempingsmetode kontra passiv demping, men en stor ulempe er den høye installasjonskostnaden som ofte ligger på rundt 50000,- NOK eller mer. Aktive dempingssystemer benyttes derfor hovedsakelig i forskning, medisinsk utstyr og i industrier hvor en høy grad av målenøyaktighet er viktig, deriblant ved produksjon av microchiper. På grunn av de høye kostnadene anses det som uaktuelt å implementere et slikt system på Thorvald; passive dempingstiltak vil derfor vektlegges videre i denne rapporten. [57, 58]

### **6.1.2 Passiv vibrasjonsdemping**

Passiv vibrasjonsdemping benytter ofte billige og enkle mekaniske innretninger (f.eks. fjærer), viskoelastiske materialer (f.eks. gummiputer) eller væsker (f.eks. silikon) til å redusere vibrasjoner i et mekanisk system. I samtlige løsninger konverteres deler av vibrasjonsenergien om til varme. Selv om passiv demping har den fordelen at metoden er billigere enn aktiv demping er det likevel en ulempe; passive vibrasjonsdempere er ikke så veldig gode til å redusere vibrasjoner som oppstår i flere akser. Sagt med andre ord er passive dempere mest effektive til å redusere vibrasjoner som oppstår i én bestemt akse. [57]

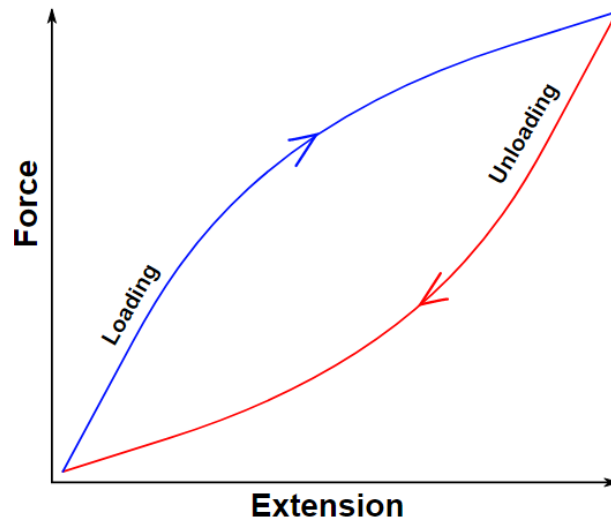
Den universelle «løsningen» i passiv demping og isolering er knyttet til monteringen av kilden eller det tilhørende utstyret. Dette kan illustreres med et masse-fjær-demper-system, lik det som ble gjennomgått i seksjon 5.4.4. Systemet inneholder altså en masse, fjær(er), samt dempende elementer som forårsaker spredning av vibrasjonsenergien og medfører en generell reduksjon av vibrasjonsnivået i det mekaniske systemet.

Passiv vibrasjon er et stort tema og det finnes diverse produkter og teknikker for utallige applikasjoner. Ved valg av mulige passive dempere i denne rapporten vil det derfor bli lagt vekt på faktorer som systemkarakteristikk (størrelse, vektfordeling, material-egenskaper og systembevegelsen) og driftsmiljø (temperatur, korrosjon og vær-forhold). [57]

## **6.2 Elastisk hysteres**

Det ble tidligere nevnt at passiv vibrasjonsdemping ofte benytter viskoelastiske materialer, deriblant diverse former for gummi. Hovedgrunnen til dette er elastisk hystere, en materialegenskap som har mye å si for materialets dempingsegenskaper.

I et vilkårlig materiale er elastisk hysteres definert som forskjellen mellom tøyings-energien påkrevd for å generere en gitt spenning i materiale, og den elastiske energien ved denne spenningen. For å forklare dette nærmere velges det å se på en pålastning og avlastningsyklus i et kraft-tøyingsdiagram for en ideell gummistrikk, se figur 6.2. [59]



Figur 6.2: Illustrasjon av et kraft-tøyningsdiagram for en ideell gummistrikk. [59]

### **Pålastningsfasen:**

- Gummistrikken blir påsatt en gradvis økende kraft, som genererer en spenning og en tilhørende tøying. Det absorberes elastisk energi i materialet; denne energien vil over tid bli spredt i materialet i form av varme grunnet indre friksjon mellom materialmolekylene. [59]

### **Avlastningsfasen:**

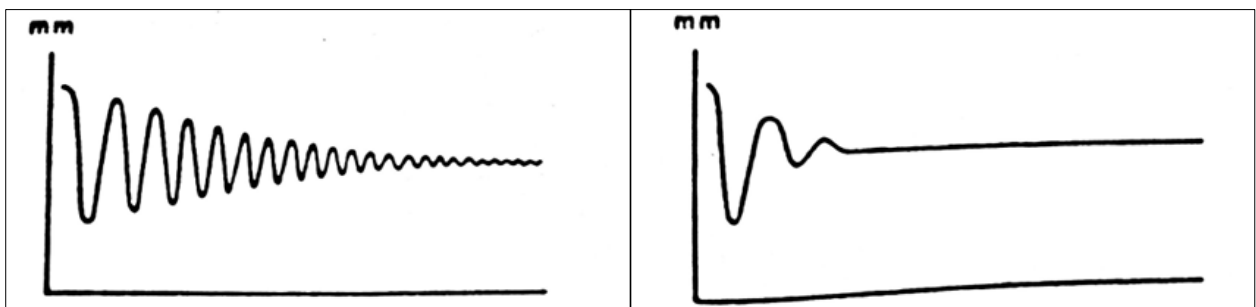
- Den påsatte kraften blir fjernet, og materialet tillates å returnere til sin opprinnelige tilstand. Gummiens fjæringskarakteristikk ved avlastning er annerledes enn ved pålastning. Dette er et uttrykk for at en del av det utførte arbeidet i pålastningsfasen går tapt til ytre friksjon, eller indre friksjon i materialets molekylstruktur. Energitalpet representeres som arealet mellom kurvene i figur 6.2. [59, 60]

Kort sagt kan en si at i gummi vil det allerede ved en liten spenning bli generert en stor tøying. Denne tøyingen er ikke proporsjonal med spenningen og elastisitetsmodulen er ikke konstant; Hookes lov gjelder ikke. Dette vil bli sett nærmere på i seksjon 6.4.

Ulike materialer vil ha varierende grad av elastisk hysteres. Mens elastomerer har et relativt høyt nivå av hysteres vil hardmetaller ha et mye lavere nivå. For å sikre effektiv

vibrasjonsdemping i et system er det ønskelig å fjerne så mye vibrasjonsenergi som mulig. Det er derfor ønskelig å benytte materialer med høy grad av elastisk hysteresis hvis en vil dempe vibrasjoner i et system på en effektiv måte. Dette er grunnen til at elastomerer er så populære når det kommer til vibrasjonsdemping og isolering i praksis. [59]

Et eksempel på dette er vist i figur 6.3 som illustrerer svingningsforløpet mellom fjærer i henholdsvis stål og gummi, etter å ha blitt utsatt for et støt. Som en ser fra figuren vil stål ha en svak demping (til venstre), og gummi vil ha en sterk demping (til høyre). Dette er selvsagt en veldig skjematisk illustrasjon og viser bare forskjellen mellom gummi og stål som materiale i fjærer, men poengterer likevel viktigheten av gode materialvalg. [60]



Figur 6.3: Illustrasjon av svingningsforløpet til en stålfjær (til venstre) og en gummifjær (til høyre). [60]

### 6.3 Elastomerer

*“Elastomerer brukes som vibrasjonsabsorbenter da molekylstrukturen i ubelastet tilstand er sammenviklet og kan strekkes. Ved tøyning og komprimering kan potensiell energi lagres og vil forsvinne sakte. Tilsvarende vil det under vibrasjoner lagres kinetisk energi som vil frigjøres sakte. Elastomerer besitter altså en høy grad av elastisk hysteresis.”*

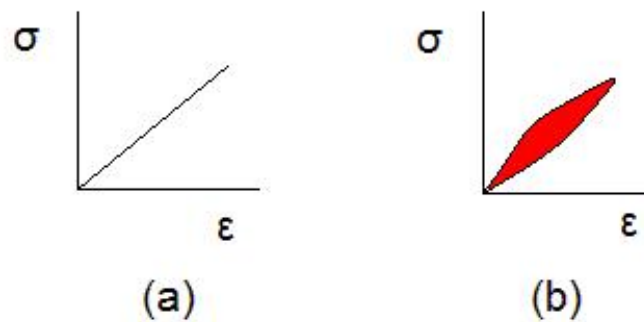
- Pokharel Saugat [61]

Elastomer er en fellesbetegnelse på naturlige og syntetiske polymerer som innenfor et gitt temperaturintervall besitter svært gode elastiske egenskaper. Vanlige kjennetegn er generelt lav elastisitetsmodul og stor kapasitet for midlertidig deformasjon.

Gummi er et eksempel på en naturlig elastomer, likevel benyttes uttrykket «gummi» i praksis til å beskrive en mengde materialer med gode elastiske egenskaper. [62]



En elastomer er en viskoelastisk polymer, hvor viskoelastisitet er en materialegenskap som representerer både viskøse og elastiske egenskaper. Elastiske materialer vil etter å ha blitt belastet vende tilbake til sin opprinnelige tilstand relativt øyeblikkelig. Viskøse materialer vil, grunnet indre friksjon, bruke lenger tid på å returnere til sin opprinnelige form etter å ha blitt deformert; se figur 6.4. [62]



Figur 6.4: Illustrasjon av spenning-tøyningsdiagram for et rent elastisk materiale (a) og et viskoelastisk materiale (b). [62]

Ved valg av elastomer vil det alltid være en balansegang i de tilbudte materialegenskapene; hvis en elastomer er god til én ting er den ofte dårlig i en annen. Det finnes derfor en rekke serviceguider på markedet en kan benytte seg av for valg av elastomerer. Eksempler på dette er AERO Rubber Company®, Inc. og Gumeta AG. En serviceguide fra Gumeta foreligger i vedlegg. [63] [64]

## 6.4 Gummifjærer og vibrasjonsdemping

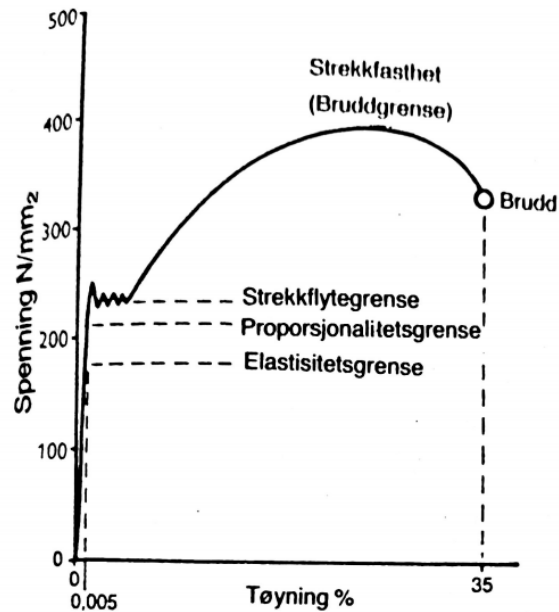
Gummifjærer er et maskinelement som er i stand til å ta opp store elastiske formforandringer. De er mye brukt i forbindelse med demping og isolering, da en del av vibrasjonsenergien omdannes til varme ved friksjon enten i fjærmaterialet eller mellom de enkelte komponentene i elementet. [60]

I all hovedsak er gummifjærer formet som klosser i mange diverse fasonger og størrelser. I biler blir for eksempel membraner eller belger av gummi i kombinasjon med gass eller olje under trykk benyttet som fjæringselementer. På samme måte som stålfjærer blir gummideler benyttet som fjæringselementer, men først og fremst blir de benyttet som vibrasjonsdempere. [60]

Karakteristikken til en gummidemper avhenger av materialets hardhet, dimensjoner, form og øvrige fasthetsegenskaper. Ved testing av gummiens hardhet finnes det en

rekke metoder for hardhetsmåling, hvor de vanligste er °shore (shoregrader) og °IRH (International Rubber Hardness Degrees). Gummiens hardhet blir målt som den motstanden materialet gjør mot innpressing av en kule eller en kjegleformet spiss. [60]

Stålfjærer har en veldig liten forlengelse da en ikke kan belaste materialet mer enn opp til elastisitetsgrensen, se figur 6.5. For gummi vil derimot en spennings-tøyningskurve ha en annen form, se figur 6.6.

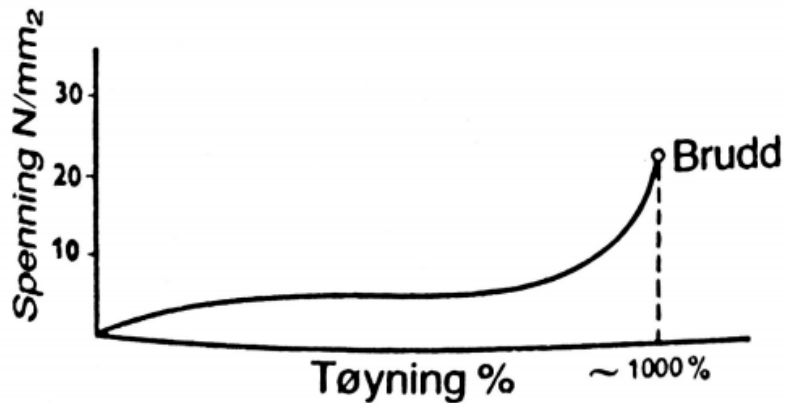


Figur 6.5: Spennings-tøyningskurve for bløtt stål ved strekkprøving.[60]

Denne tøyningskurven er kjent fra fasthetslæren, og her gjelder Hookes lov, det vil si at spenningen er proporsjonal med forlengelsen eller vinkeldeformasjonen.

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

Dette er som kjent ikke alltid tilfellet, et unntak er som tidligere nevnt gummi.



Figur 6.6: Spennings-tøyningsskurve for gummi ved strekkprøving. [60]

I gummi vil det som sagt ved en liten spenning bli generert en stor tøyning. Denne tøyningen er ikke proporsjonal med spenningen og elastisitetsmodulen er ikke konstant; Hookes lov gjelder ikke. Tøyningen er fortsatt elastisk nesten helt til brudd. I gummi som vanligvis benyttes i vibrasjonsdemping ligger elastisitetsmodulen oftest i området 2-12 N/mm<sup>2</sup>. [60]

Gummi har en annen fordel som vibrasjonsdemper: det angripes ikke av fuktig luft eller vanlige syrer. Videre er de fleste gummitypene aldri bestandige, det vil si at dets fysiske og kjemiske egenskaper opprettholdes. Gummi har likevel enkelte svakheter: det bør ikke benyttes der hvor driftstemperaturen overstiger 75°C og hvor ozonkonsentrasjonen er høy (for eksempel ved elektriske apparater og utstyr). Til slutt anbefales det ikke å bruke gummi i ekstremt kalde omgivelser da den blir stiv og deretter sprø ved temperaturer i intervallet -30 til -40°C. [60]

## 6.5 Demping ved balansering av masser

I tillegg til et fornuftig materialvalg kan vibrasjon potensielt reduseres ytterligere ved å balansere de bevegende massene i systemet, det vil si sørge for at statisk og dynamisk ubalanse ikke inntreffer. Alle maskiner som har en ubalanse i sin fram-, - og tilbakegående eller roterende bevegelse vil kunne oppleve et økt vibrasjonsnivå. Hvis vibrasjonen genereres av et eller flere elementer, så kan den reduseres ved å avbalansere disse elementene. [60, 65]

Det er flere mulige årsaker til statisk og dynamisk ubalanse: [65]

- Unøyaktigheter i monteringen
- Unøyaktigheter ved maskinering av deler
- Generell ubalansert massefordeling i systemet

En balansert massefordeling er særlig viktig i systemer med et høyt turtall. Ubalansen vil nemlig generere kinetisk energi som øker med kvadratet av farten,  $E_k = \frac{1}{2}mv^2$ . Det vil tilsi at den kinetiske energien firedobles hvis farten dobles. Vibrasjon grunnet ubalanse vil derfor være mer fremtredende ved høyere turtall. [65]

Det er derfor viktig å ha massebalanse og avbalansering i fokus, både med tanke på systemdesign og montering av utstyr. Det kan hjelpe å foreta en eller flere vibrasjonsmålinger på eksisterende systemer for å estimere hvor stor den genererte vibrasjonen er, og hvordan den forplanter seg. På en slik måte kan systemet ved behov bli redesignet slik at vibrasjonsnivået reduseres.

## 6.6 Damping av støt

Støt er et begrep som ofte knyttes tett til vibrasjon, og kan defineres som en ikke-periodisk impuls som virker på et vilkårlig system. Med andre ord er støt en overføring av kinetisk energi til et system over en kort tidsperiode. Begrepet antyder en plutselig og alvorlig akselerasjon i systemet og eksempler på dette kan være et fall, et spark eller eksplosjon. Alle Thorvald-konfigurasjoner vil oppleve støt i praksis når roboten kjører over en grøft, stein eller lignende. Dette støtet vil måtte dempes i dekkene, for å hindre mesteparten av vibrasjonen fra å forplante seg videre ut i roboten. [48]

Klippekonfigurasjonen er særegen da det er den eneste Thorvald-konfigurasjonen som har en ekstern vibrasjonskilde montert på selve rammeverket. Grunnet prosjektets omfang og tidsbegrensning vil støt ikke bli utdypet nærmere i denne rapporten, da vibrasjonsforplantning fra knivbjelken anses som betraktelig mer kritisk. Det er likevel innforstått at ethvert støt Thorvald opplever under drift vil medføre en midlertidig økning av vibrasjonsnivåene.

## 6.7 Måling av vibrasjon og vibrasjonssensorer

I mange mekaniske systemer er det av interesse å foreta vibrasjonsmålinger. Dette er ofte tilfellet i systemer med mange komponenter og diskontinuiteter hvor en matematisk tilnærming ofte vil være for kompleks, unøyaktig og tidkrevende. Ved å foreta målinger kan man på en nøyaktig måte kartlegge vibrasjonsnivået i gitte kritiske komponenter i et system, og deretter komme med målrettede dempings, - og isolerings-tiltak. En vibrasjonsmåling vil ofte være kompleks og inneholde mange forskjellige parametere. Det finnes derfor en rekke ulike måleteknologier på markedet, alle med sine respektive fordeler og ulemper.

Som det ble poengtert i kapittel 5 er det viktig å bemerke seg at vibrasjon ikke nødvendigvis må dempes i hele systemet; ofte er man bare ute etter å redusere vibrasjonsforplantningen i enkelte deler av strukturen eller i noen få komponenter.

### 6.7.1 Vibrasjonsmåling

Det ble tidligere stadfestet at vibrasjon i sin enkleste form kan beskrives som en svingende bevegelse rundt en likevektstilstand. Det ble også nevnt flere faktorer som spiller en rolle i vibrasjonens størrelse og forplantning:

- Systemets egenfrekvens og materialegenskaper
- Ytre krefter og dets eksitasjonsfrekvens
- Tilkoblinger og grensebetingelser

I kapittel 5 ble det nevnt at vibrasjon kan måles som en forskyvning, hastighet eller akselerasjon, men også som et frekvensspektrum. Videre kan målingen være øyeblikkelig eller over et frekvensintervall, og kan måles som en totalverdi, gjennomsnittsverdi eller amplitudeverdi. Ved amplitudeverdier anbefales det å beregne effektivverdier da disse danner et mer nøyaktig bilde over vibrasjonen. [66]

Vibrasjonsmåling brukes noen ganger som en indirekte måling av en alternativ verdi. Dette kan for eksempel være tilfellet i utmattelsesberegninger der det er av interesse å overvåke kinetisk energi og krefter som virker på et system. Andre ganger er man ute etter å kartlegge potensielle forskyvninger i et system, da utilsiktede forskyvninger kan redusere, og i verste fall ødelegge, ytelsen til systemet. I praksis er akselerometere og forskyvningssensorer de mest benyttede sensorene ved måling av vibrasjon. [66]

### 6.7.2 Akselerometer

Et akselerometer er en liten elektronisk sensorenhet som installeres direkte på, eller under, systemets overflate. Ofte er denne enheten en liten masse som er hengt opp av fleksible deler som fungerer som fjærer, ikke helt ulikt den som ble sett på i seksjon 5.4.4. Enheten består av en eller flere små magnetiske sensorer, og det finnes både enkelakse-, dobbelakse og trippelaksemodeller for å kunne gi et bedre bilde over vibrasjonen i de ulike aksene. Når vibrasjon opptrer i systemet vil akselerasjonen og tyngdekraften den gjennomgår måles i  $m/s^2$ , ofte oppgitt i antall g. Andre ganger måles vibrasjonen i antall volt, og er kalibret slik at det er en definert sammenheng mellom volt og akselerasjon. [66]

Å feste et akselerometer til et system vil endre systemets masse, og dermed de naturlige resonansfrekvensene; for mindre objekter er derfor et akselerometer lite egnet til vibrasjonsmåling. Dette vil ikke være et problem for en autonom landbruksrobot da effekten av den påførte massen til et akselerometer vil være neglisjerbar kontra massen til roboten. [66]

Ofte plottes akselerasjon mot et frekvensspektrum, dette er vanlig i situasjoner hvor kilden til vibrasjonen i det mekaniske systemet er ukjent. I tilfeller hvor vibrasjonskilden er kjent, og det er av interesse å estimere alvorlighetsgraden, er det vanlig å plote akselerasjonen mot tid. Kort sagt indikerer vibrasjonsamplituder alvorlighetsgraden, mens vibrasjonsfrekvensen indikerer kilden. [48]

### 6.7.3 Forskyvningssensorer

En forskyvningssensor benyttes til å måle den relative forskyvningen til et objekt fra et definert referansepunkt. Hvilken sensor som skal bli benyttet vil måtte bli en teknisk vurdering basert på applikasjon, bruksforhold og nødvendig målepresisjon. Forskyvningssensorer kategoriseres i to hovedgrupper: berøringsfrie sensorer som benytter seg av lydbølger, lys eller magnetiske felt, eller sensorer som er i direkte kontakt med det vibrerende systemet. [67, 68]

## 6.8 Oppsummering av vibrasjonsdemping og måling

Alle former for vibrasjon er i varierende grad utsatt for demping eller isolasjon. Demping er definert som spredning av energi over tid eller avstand. Isolering er definert som forhindring av vibrasjonsenergi fra å gå inn eller ut av et gitt system eller komponent. Dempings-, - og isoleringstiltak i et vilkårlig mekanisk system kan enten være aktive eller passive. Da den økonomiske kostnaden forbundet med aktive dempingstiltak er veldig høy er det ikke aktuelt å implementere et slikt system på Thorvald.

Det finnes utallige passive vibrasjonsdempere og de består ofte av enkle mekaniske innretninger som fjærer, viskoelastiske materialer eller væsker. Materialer med en høy grad av elastisk hystere har per definisjon stor kapasitet for energiabsorpsjon. Et praktisk eksempel på dette er gummi, som ofte blir benyttet som billige og effektive vibrasjonsdempere i mekaniske systemer. En annen metode for å redusere vibrasjonen i et mekanisk system er å sikre en jevn massefordeling i systemet da en ubalansert masse kan ha en drastisk negativ effekt på vibrasjonsnivået, særlig ved høye turtall.

For å på en rask og effektiv måte kartlegge vibrasjonsnivået i kompliserte mekaniske systemer er det ofte lurt å foreta vibrasjonsmålinger. Vibrasjon kan måles som en forskyvning, hastighet eller akselerasjon, og det benyttes som oftest enten akselerometere eller forskyvningssensorer i slike målinger. Krav til driftsforhold, montering og målepresisjon vil diktere valg av måleutstyr og sensorer; en teknisk vurdering i hvert enkelt tilfelle vil derfor være nødvendig.





# 7

---

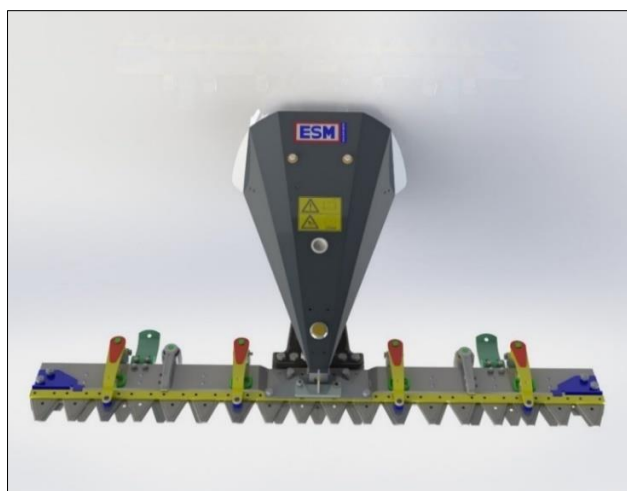
## **Vibrasjonsmåling på Thorvald**

*Dette kapitlet vil presentere hovedkilden til vibrasjon i Thorvald; den påsatte knivbjelken. Videre vil det bli gjennomført vibrasjonsmålinger på Thorvald i kritiske punkter, med tilhørende beskrivelse av prosess, måleutstyr og eventuelle unøyaktigheter. Det vil avslutningsvis bli presentert resultater fra målingene.*

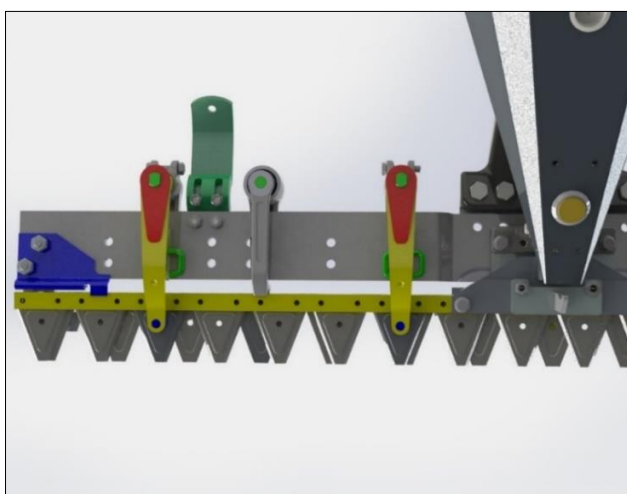
## 7.1 Systemoversikt

I seksjon 2.5 ble det konstatert at dagens klippekonfigurasjon av Thorvald har erfart moderate vibrasjonsproblemer. Dette har medført at bolter, deksler, sensoroppsett og andre redskaper har ristet fra hverandre eller løsnet under drift. Det er også uttrykt bekymring for introduksjonen av uønsket støy i sensordata, samt muligheten for at dyre og ømfintlige sensorer blir skadet under drift.

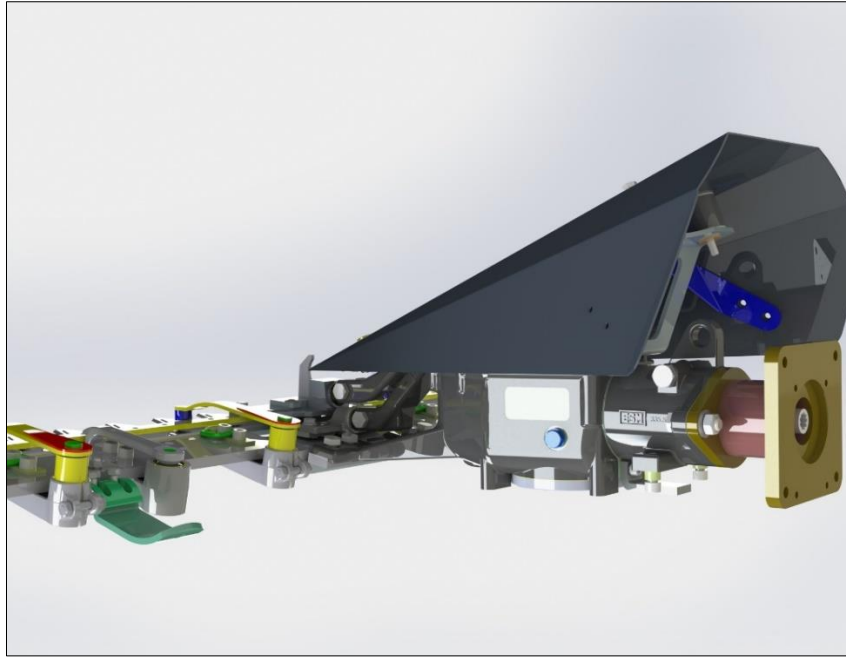
Vibrasjonen stammer i all hovedsak fra knivbjelken og forplantes videre i knivbjelkeopphenget og ut i Thorvalds rammeverk. Vibrasjonen generert av motoren er liten i forhold og blir ansett som neglisjerbar i denne rapporten. Vibrasjonsmåling og mulige dempingstiltak vil derfor omhandle vibrasjonen generert av knivbjelken som er vist i figur 7.1, 7.2 og 7.3.



Figur 7.1: ESM-bidux knivbjelke sett forfra med tilhørende midtkobling.



Figur 7.2: Knivbjelke sett ovenfra.

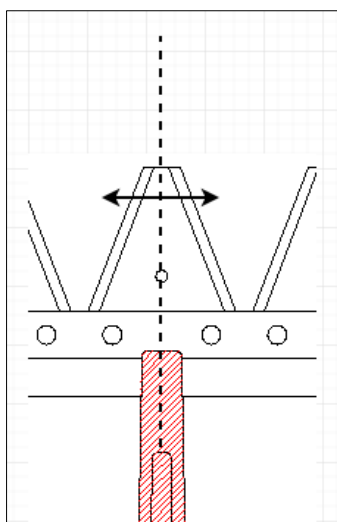


Figur 7.3: Knivbjelke sett fra siden med tilhørende midtkobling.

Vibrasjonen som forplanter seg ut i roboten vil treffe på en rekke diskontinuiteter. Vibrasjonen vil derfor delvis reflekteres tilbake til kilden, mens resten vil overføres videre ut i systemet. Legg særlig merke til braketten til høyre i figur 7.3; denne festes til opphengsrammen med fire M10 bolter. Deler av den genererte vibrasjonen fra knivbjelken vil forplante seg gjennom disse boltene da dette er det eneste punktet som kan overføre vibrasjon. Med andre ord fungerer M10 boltene som rene overføringsbaner for vibrasjonen.

### **Vibrasjonstype og forplantning**

Knivbjelken består som nevnt i kapittel 2 av to motgående knivblad, med en rekke tenner, se figur 2.2 og 2.3. Hver tann vil periodisk bevege seg frem og tilbake over en nøytralakse, enkelt illustrert i figur 7.4. Dette er derfor i prinsippet en deterministisk vibrasjonsform, men som kompliseres ved utallige geometriske diskontinuiteter som er vist på figur 7.3.



Figur 7.4: Illustrert tann med stiplet nøytralakse.

Spennet for antall slag per minutt for knivbjelken er ifølge ESMs hjemmeside på 800-1200 slag. Dette er antall ganger tennene går frem og tilbake over sitt likevektspunkt; det vil i praksis tilsi en maksimal eksitasjonsfrekvens på 20 Hz. Overbladet har en mulig slaglengde på 42-60 mm, og underbladet har en slaglengde på 30-48 mm. Dette fører til en forbedret klippeeve og forhindrer gressopphopning, men kan gjøre vibrasjonsforløpet litt mer uforutsigbart da vibrasjonsbølgene generert fra over og underbladet ikke vil være i fase. [18]

Vibrasjonsbølgene vil forplante seg over hele knivbladet og delvis igjennom midtkoblingen som i starten er å betrakte som en fri ende. Grunnet knivbjelkens frem- og tilbakegående bevegelse vil det oppstå vekselvis trykk og strekkspenninger. I faste ender hvor det er null forskyvning, for eksempel i bolter, vil spenningsnivået fordobles så lenge vibrasjon forplanter seg gjennom den. Dette vil være tilfellet så lenge knivbjelken er i drift. Vibrasjonen vil forplante seg fra midtkoblingen, gjennom knivbjelkeoppheget og videre ut i rammeverket til Thorvald.

Underveis vil vibrasjonsbølgene treffe på utallige endringer i tverrsnittsareal. Mesteparten av bølgene vil derfor reflekteres eller overføres, kraftig avhengig av geometrien og eventuelle materialendringer. Noe av vibrasjonen vil også dempes grunnet indre friksjon i materialer. Resonans og interferens vil også kunne oppstå, men det er i første omgang ansett som mest hensiktsmessig å kartlegge vibrasjonens størrelse. Det velges derfor å benytte akselerometere til å plote akselerasjonen i systemet mot tid. På en slik måte kan også den totale effekten av eventuelle dempings tiltak dokumenteres via en ettermåling.

## Aktuelle målepunkter

Vibrasjon i knivbjelken er av minimal betydning og vil godtas som den er. Dette er i all hovedsak grunnet ESM reklamasjon som går god for at knivbjelken og påkobling er bygd for å tåle den genererte vibrasjonen. For å få et bilde over den initiale vibrasjonen som forplantes fra knivbjelken og videre ut i rammeverket er det likevel av interesse å foreta en måling på selve knivbjelken. [18]

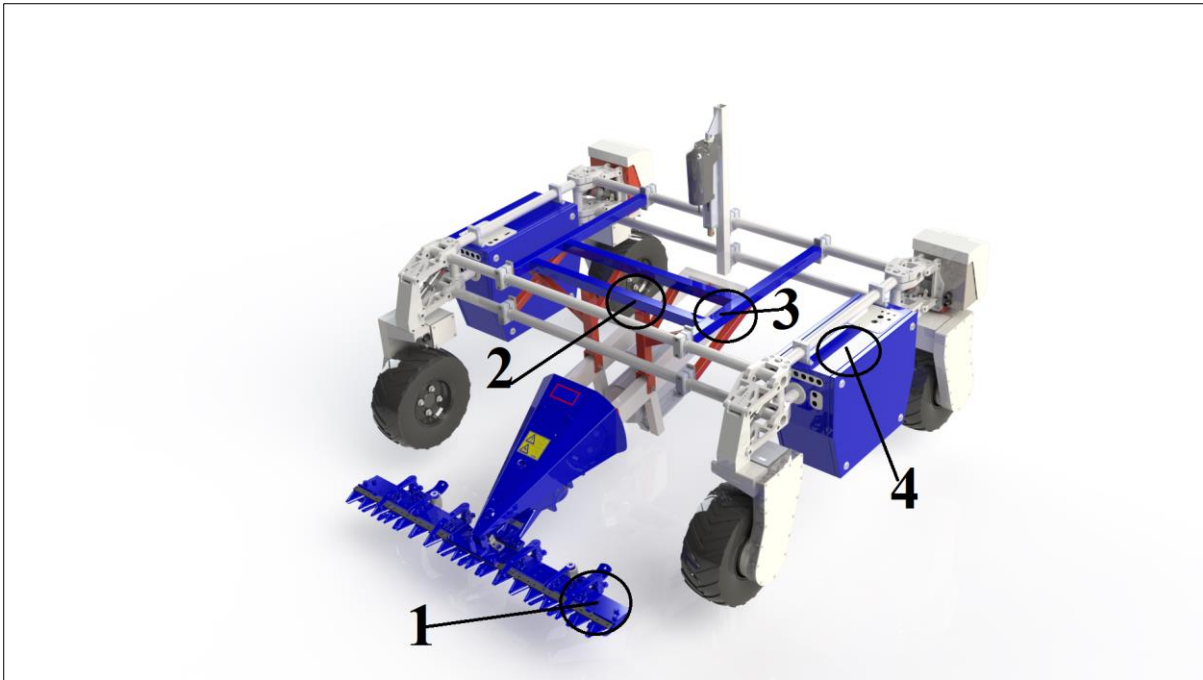
Thorvald vil videre oppleve varierende grader av vibrasjon i hele sin struktur. Det er ikke ønskelig med dagens vibrasjonsnivå i selve rammeverket til Thorvald av følgende årsaker:

- Det er i fremtiden ønskelig å kunne påmontere ytterligere sensorutstyr på rammeverket til Thorvald. Vibrasjon i rammeverket vil kunne medføre sensorstøy og i verste fall påføre defekter på dyre og ømfintlige sensorer. Merk at dette også avhenger kraftig av sensorkvalitet og påmonteringsmetode.
- Det har blitt erfart at bolter har løsnet og deksler har falt av under drift. Dette kan skyldes dårlig montering, men også for høye vibrasjonsnivåer i strukturen.
- Batteriholderen er også kritisk da det er en risiko for at pluggen, ledninger og annet løsner under drift, dette vil i verste fall kunne føre til driftsstans og mye tid som går med til feilsøking.

Basert på resonnetet ovenfor er derfor følgende punkter kategorisert som aktuelle:

1. *Knivbjelken* - Aktuelt for å kartlegge vibrasjonen som genereres av knivbjelken.
2. *Rammeverk front* - Et kritisk punkt da det her er påmontert ømfintlig sensorutstyr, og det skal i fremtiden kunne påmonteres ytterligere utstyr.
3. *Rammeverk sidekant* - Et kritisk punkt da det ikke er ønskelig at vibrasjonen forplanter seg ut i Thorvalds ytre rammeverk og påvirker batteriholderne, deksler og andre komponenter.
4. *Batteriholder* - Det er ønskelig at vibrasjonsnivået her er så lavt som mulig, og reduseres ytterligere fra dagens nivå.

For å kunne danne seg et bilde over vibrasjonsnivået og forplantningen i disse punktene vil det bli gjennomført to vibrasjonsmålinger ved bruk av tilgjengelig sensorutstyr. Figur 7.5 viser punktene nevnt ovenfor.



Figur 7.5: Illustrering av Thorvald med aktuelle målepunkter markert.

## 7.2 Utstyr og metode

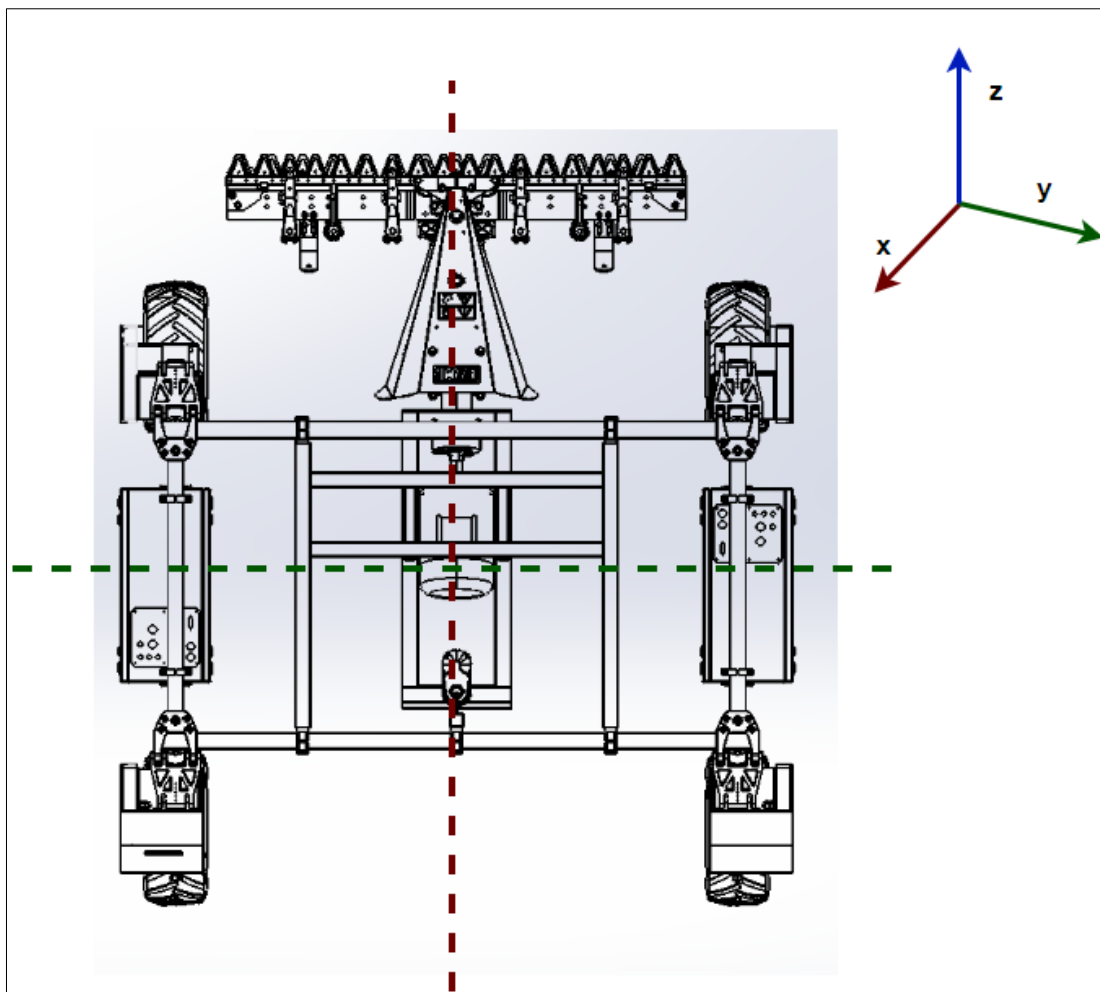
For å sikre at resultatene har en høyere grad av nøyaktighet vil det bli gjennomført 2 uavhengige vibrasjonsmålinger. Det vil bli benyttet to forskjellige akselerometer, med ulike loggemetoder. Målingene vil bli gjennomført på de samme 4 punktene og presenteres på følgende måte:

- Vibrasjonsmåling nummer 1 vil presentere sanntidskurver og benytter en ekstern logger for å lese sensordata og visualisere dette via en pc. Utgangen vil være i volt, og har forhold 1:1 med akselerasjonen i systemet etter sensor-kalibrering. En samplingsrate på 100 Hz blir benyttet, med andre ord 100 målinger i sekundet.
- Vibrasjonsmåling nummer 2 vil lagre sensordata i form av en csv fil og vil deretter bli bearbeidet i Excel for å kunne presentere aktuelle akselerasjonskurver. En samplingsrate på 1kHz blir benyttet, med andre ord 1000 målinger i sekundet.
- I begge målingene vil akselerasjonen bli plottet mot tid. Dette er fornuftig da kilden til vibrasjonen er kjent, og det er av interesse å kartlegge vibrasjonens energinivå og skadepotensial, viser til kapittel 5 og 6.

Roboten Thorvald vil stå stille inne på verkstedet under testingen. Den minste vibrasjonen Thorvald utsettes for under drift vil forekomme hvis knivbjelken står og går uten ekstra støt fra ulendt terreng. Det vil med andre ord ikke dannes et bilde av det verste vibrasjonstilfellet; det er to grunner til dette:

- Vibrasjonsnivået i Thorvald forårsaker allerede problemer. Hvilke vibrasjonsnivåer som oppstår er derfor ikke veldig relevant i seg selv, men er essensielt for å kunne dokumentere effekten av potensielle dempingsmetoder, via før og etter målinger.
- Det er innforstått at ethvert støt på Thorvald under drift vil medføre et økt vibrasjonsnivå over en kort tidsperiode. Likevel, grunnet oppgavens omfang og tidsbegrensning er det i første omgang av interesse å prioritere demping av vibrasjon som genereres fra knivbjelken.

Orienteringen av aksene er lik for begge målingene og illustreres i figur 7.6.



Figur 7.6: Illustrasjon over Thorvald med tilhørende akser.

### 7.2.1 Vibrasjonsmåling 1

I den første vibrasjonsmålingen blir det benyttet et treaksialt akselerometer, to sammenteipede litiumbatterier, en pc og en logger: HIOKI 8430-20 Memory-HiLOGGER. Sensoren er magnetisk og kan festet på punkter hvor det er interessant å se vibrasjonsnivået. En oversikt over oppsatt utstyr på verkstedet er vist i figuren 7.7. Grunnet tekniske begrensninger er det nødvendig å benytte medfølgende programvare til loggeren i kombinasjon med en pc for å samle og presentere relevante data.



Figur 7.7: Utstyr og oppsett inne på NMBUs robotverksted, TF fløy 4.

*Litiumbatteri*ene fungerer som en ekstra spenningskilde for loggeren slik at utstyret kan benyttes uten bruk av AC-adapter.

*HIOKI 8430-20 MEMORY HILOGGER* er en elektronisk enhet som registrerer data over tid i kombinasjon med en eller flere sensorer. Loggeren kan brukes som en frittstående enhet, men da det benyttes en samplingsrate på 100 Hz er det nødvendig å benytte medfølgende programvare på en bærbar PC. [69]

*Sensoren* er magnetisk og kan plasseres på kritiske punkter. Grunnet tekniske begrensninger blir det benyttet én sensor med et tilhørende spenn på 1.5 g; det vil bety at vibrasjonsnivåer over dette vil føre til at sensoren går i metning (maks ut på 1,5 g).



Akselerometeret vil gi en kontinuerlig spenning som er proporsjonal med akselerasjonen, med følgende nullpunktsakser:

x-akse: 1,5730 V, det vil si metning ved henholdsvis 0,074V og 3,073 V. Indikerer frem, - og tilbakegående bevegelse.

y-akse: 1,6890 V, det vil si metning ved henholdsvis 0,189 V og 3,189 V. Indikerer sideveis bevegelse.

z-akse: 0,6480 V, det vil si metning ved henholdsvis -0,852 V og 2,148 V. Indikerer opp, - og nedgående bevegelse.

Sensoren og loggeren kalibreres slik at en økning på 1,5 V tilsvarer en økning på 1,5 g, dvs. rundt  $14,7 \text{ m/s}^2$ .

Merk at her ville det teknisk sett vært ønskelig å «nullstille» loggeren slik at nullpunktsaksene tilsvarte origo. Det oppsto i midlertidig tekniske problemer tilknyttet loggeren og programvaren på pc-en; hver gang dette ble utprøvd sluttet programvaren å fungere.

## 7.2.2 Vibrasjonsmåling 2

I den andre vibrasjonsmåling av Thorvald blir det benyttet et LIS3DH treaksialt akselerometer på et brødbrett fra Adafruit, i kombinasjon med en Arduino Due. Loggingen lagres i en csv fil på PC via USB, og det benyttes Putty som terminalprogram. Oppsettet er ellers ganske likt med vibrasjonsmåling 1, illustrert i figur 7.7. Figur 7.8 viser akselerometeret. Grunnet store mengder data blir det valgt å plote vibrasjonen i et sekund, tre sekunder etter oppstart. På den måten reduseres muligheten for at eventuelle midlertidige maksimal amplituder ved oppstart blir tatt med i videre beregninger. [70]



Figur 7.8: LIS3DH - treaksialt akselerometer.

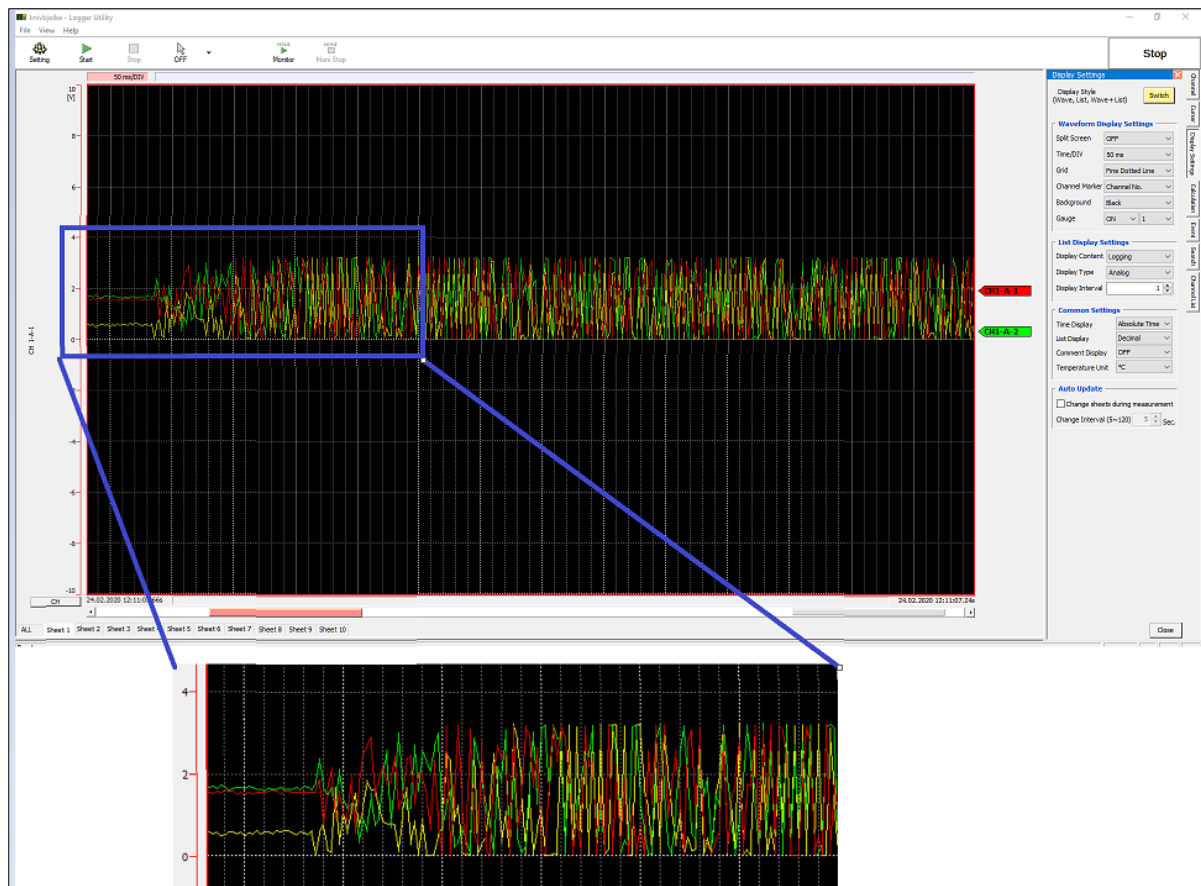
En stor takk rettes til avdelingsingeniør Mikkel Danielsen for gjennomgående god hjelp med vibrasjonsmålingene.

## 7.3 Resultater

Denne seksjonen vil presentere resultatene fra henholdsvis vibrasjonsmåling 1 og 2. En oppsummering av resultatene foreligger i seksjon 7.4.

### 7.3.1 Vibrasjonsmåling 1 - Resultater

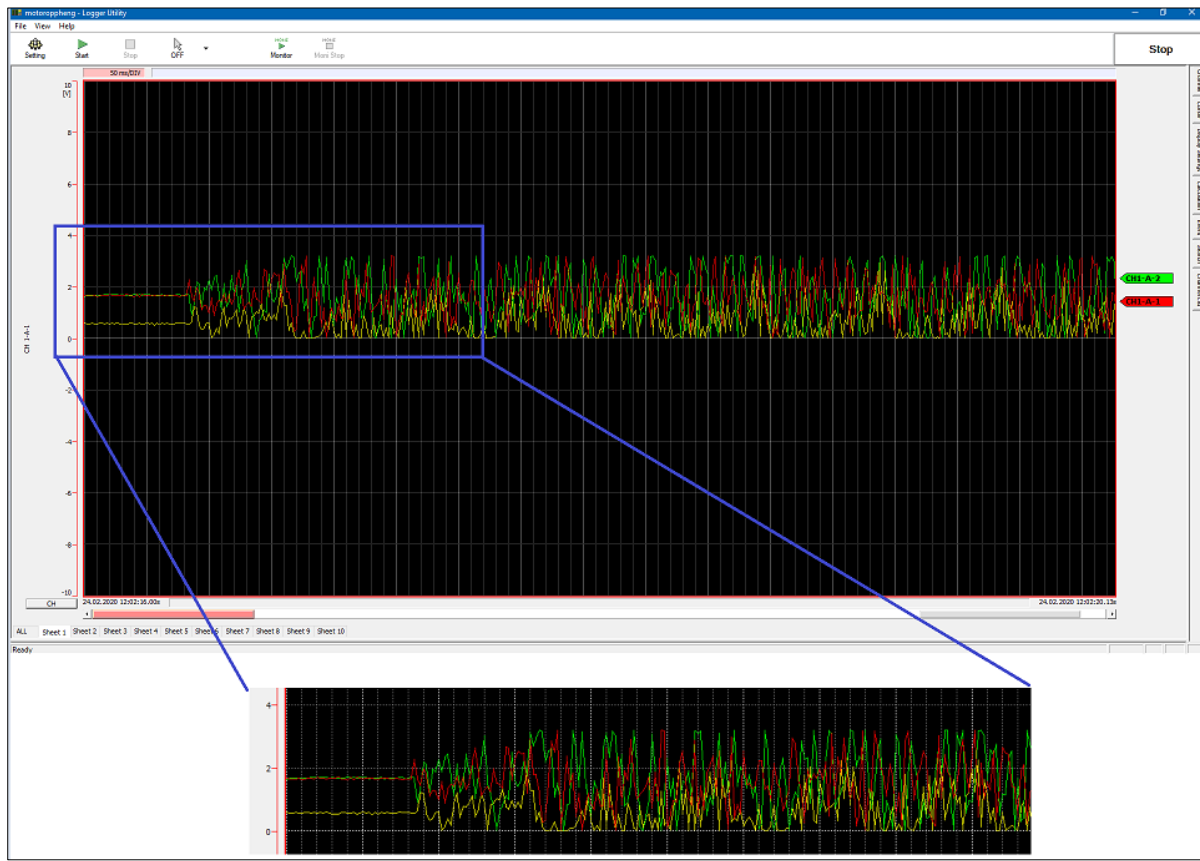
#### 1) Knivbjelke



Figur 7.9: Vibrasjonsnivå på knivbjelken, x-akse i rødt, y-akse i grønt og z-akse i gult.

Figur 7.9 viser en sanntidskurve over vibrasjonsnivået i knivbjelken. På figuren er det lett å se at sensoren går i metning når knivbjelken blir skrudd på; dette kjennetegnes ved de markante avkuttingene på kurvetoppene. Akselerometeret er rett og slett ikke designet for et slikt vibrasjonsnivå.

## 2) Front - rammeverk



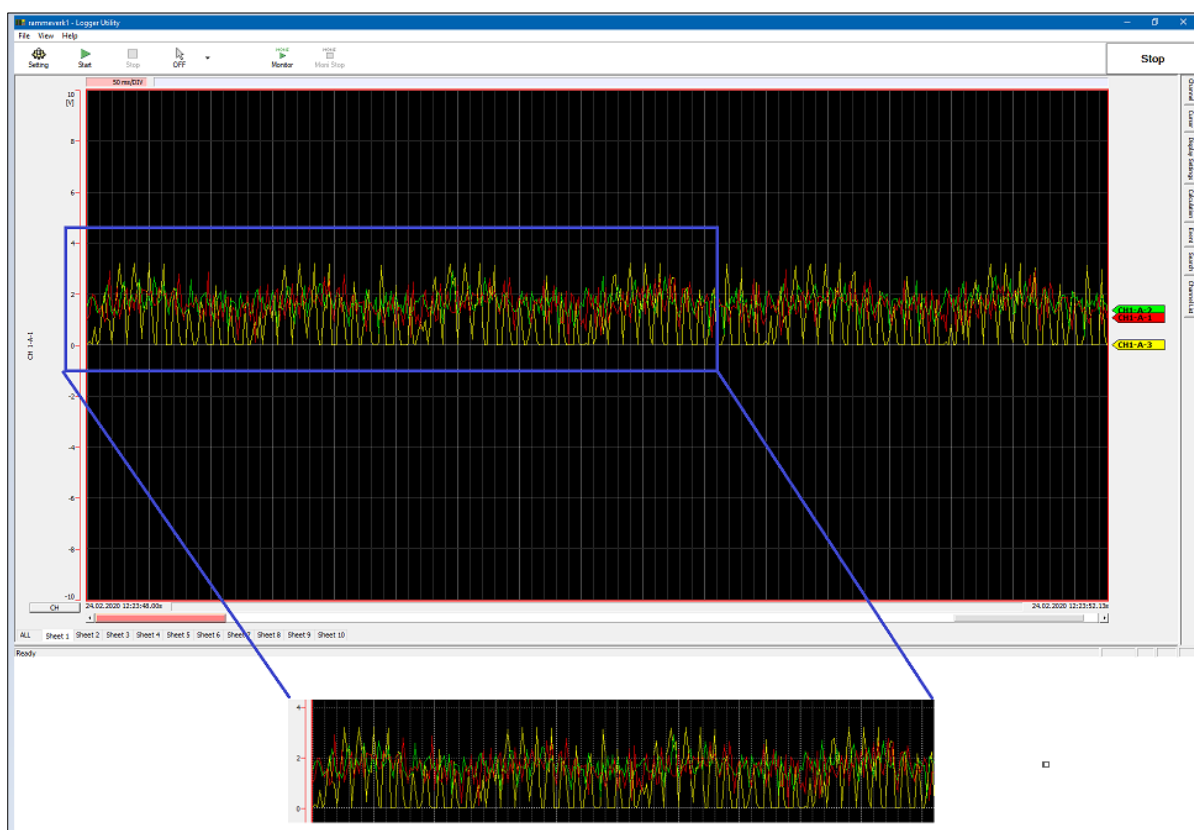
Figur 7.10: Vibrasjonsnivå på rammeverk - front, x-akse i rødt, y-akse i grønt og z-akse i gult.

Figur 7.10 viser en sanntidskurve over vibrasjonsnivået på toppen av rammeverket foran på Thorvald. Ut ifra figuren kan en se at sensoren fortsatt går i metning når knivbjelken blir skrudd på. Markante avkuttninger på kurvetoppene forekommer i både x og y-retning. Vibrasjonen er generelt minst i z-retning og størst i y-retning. Effektivverdien på z-aksen kan beregnes:

$$Z_{RMS} = \frac{Z_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{0,5 g}{\sqrt{2}} \approx \frac{4,91 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} \approx 3,5 \frac{m}{s^2}$$

I praksis betyr dette at roboten rister mer fra side-til side, dette er fornuftig da knivbjelken har en sidegående bevegelse under drift. Vibrasjon i x-retning er gjennomsnittlig litt lavere enn i y-retning. Grunnet relativt store avlesningsvansker og komplisert kalibrering foreligger de endelige effektivverdiene for resterende målinger oppsummert i seksjon 7.4.

### 3) Sidekant - rammeverk

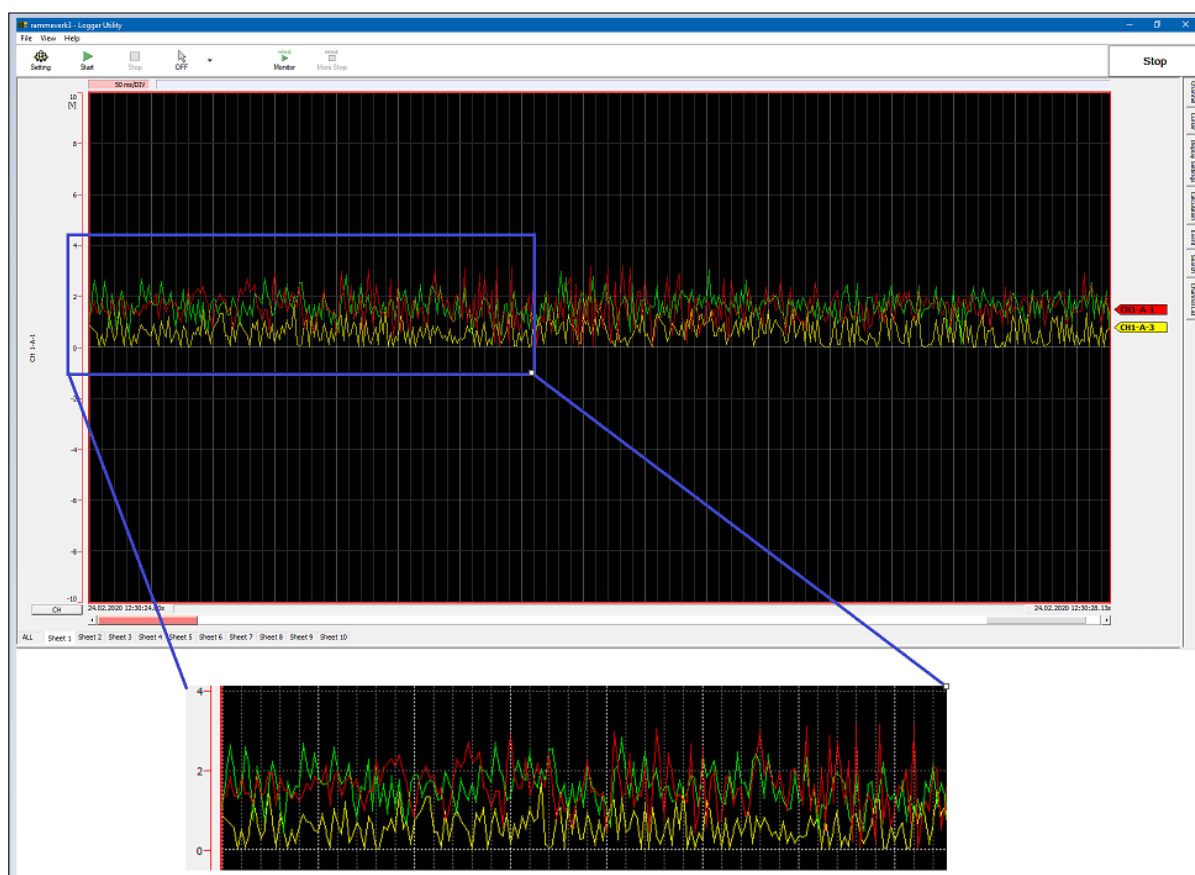


Figur 7.11: Vibrasjonsnivå på rammeverk-sidekant, x-akse i rødt, y-akse i grønt og z-akse i gult.

Figur 7.11 viser en sanntidskurve over vibrasjonsnivået på siden av rammeverket. Her har det skjedd en interessant utvikling: vibrasjonene i x og y-retning har senket seg mens vibrasjonen i z-retning har tatt seg opp. Særlig interessant er de 4 toppene som gjentar seg omtrent hver 130 ms, og som nesten bringer sensoren i metning.

I praksis betyr dette at roboten i siden på rammeverket vibrerer mer opp og ned. Vibrasjonene i x og y-retning er noenlunde like, med noen få markante topper i x-retning.

#### 4) Batteriholder



Figur 7.12: Vibrasjonsnivå på batteriholder, x-akse i rødt, y-akse i grønt og z-akse i gult.

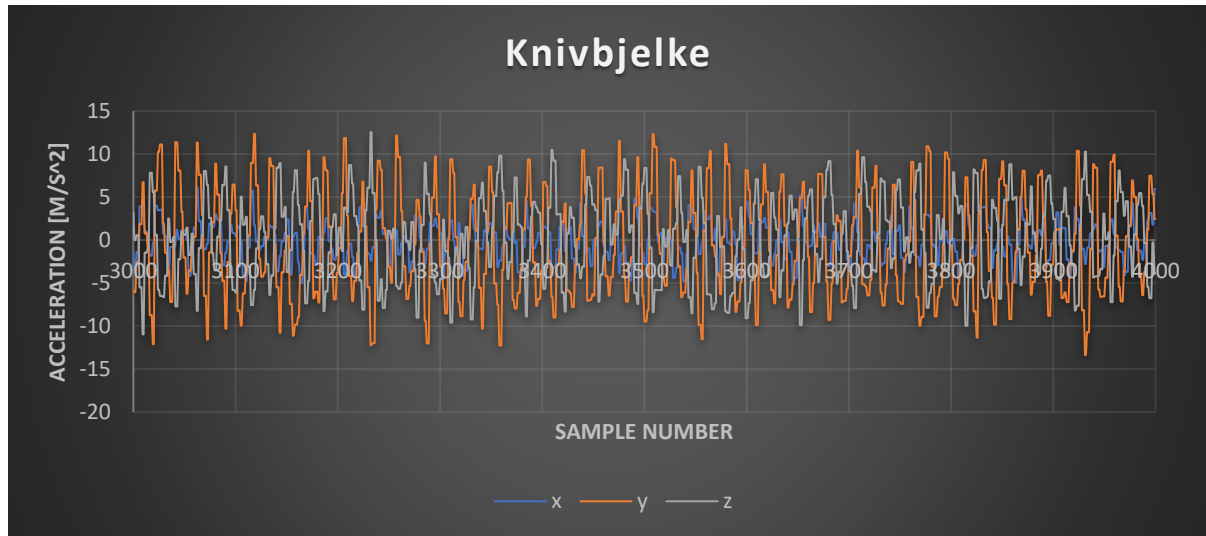
Figur 7.12 viser en sanntidskurve over vibrasjonsnivået på batteriholderen. Her har vibrasjonen i z-retning blitt noe redusert, mens vibrasjonen i x og y-retning har blitt noe mer sporadisk. Særlig markant er de periodiske «kaninørene» i y-retning som dukker opp med intervaller på rundt 40 ms, med noen unntak.

I praksis betyr dette at batteriholderen til Thorvald vibrerer mer i x og y-retning, med verdier godt under metningspunktet på 1,5 g.

### 7.3.2 Vibrasjonsmåling 2 - Resultater

De enkelte vibrasjonskurvene per akse foreligger i vedlegg.

1) Knivbjelke



Figur 7.13: Vibrasjonsnivå på knivbjelke

Figur 7.13 viser et plott over vibrasjonsnivået på knivbjelken. Det oppstår ikke metning da det ikke er avkutting på kurvetoppene. Vibrasjonen er størst i y og z-retning, med topper på rundt 12,5 m/s<sup>2</sup>. Vibrasjonen i x-retning er relativt liten med topper på rundt 6 m/s<sup>2</sup>.

Følgende effektivverdier beregnes ut ifra csv filen. Fra kapittel 5 vet en at effektivverdier gir et mer presist bilde på vibrasjonens egentlige verdi og derfor skadepotensial:

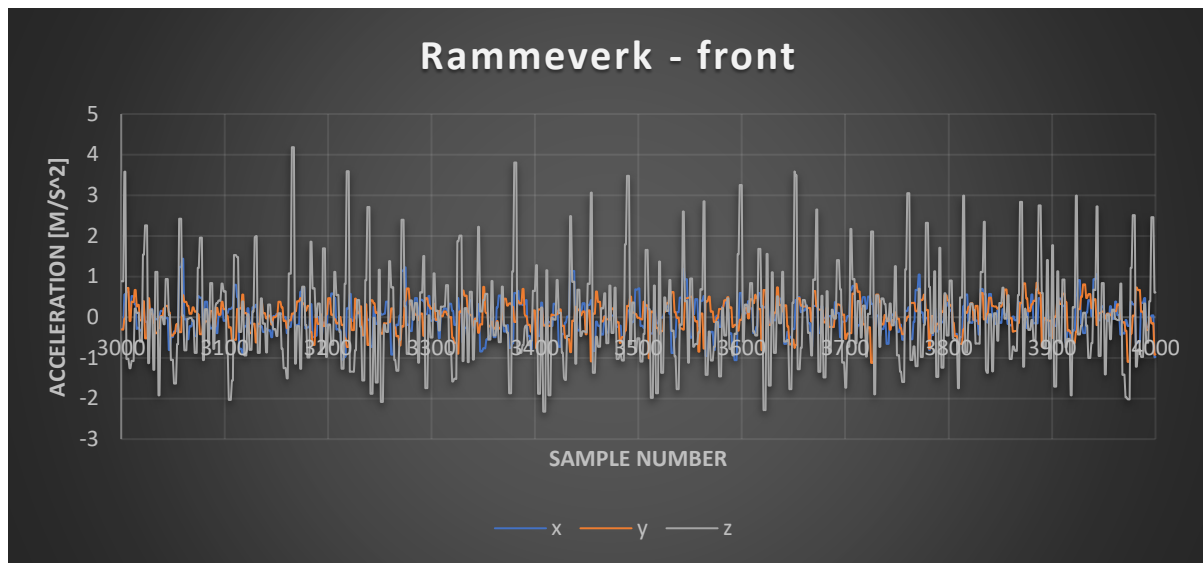
$$X_{RMS} = \frac{X_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{6,05 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 4,28 \frac{m}{s^2}$$

$$Y_{RMS} = \frac{Y_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{12,32 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 8,71 \frac{m}{s^2}$$

$$Z_{RMS} = \frac{Z_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{12,53 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 8,86 \frac{m}{s^2}$$

I praksis betyr dette at knivbjelken vibrerer mer opp og ned (z), samt side til side (y), kontra frem og tilbake (x), dette virker fornuftig når en betrakter knivbjelkens bevegelse og de definerte aksene i figur 7.6.

## 2) Front - rammeverk



Figur 7.14: Vibrasjonsnivå på rammeverk - front

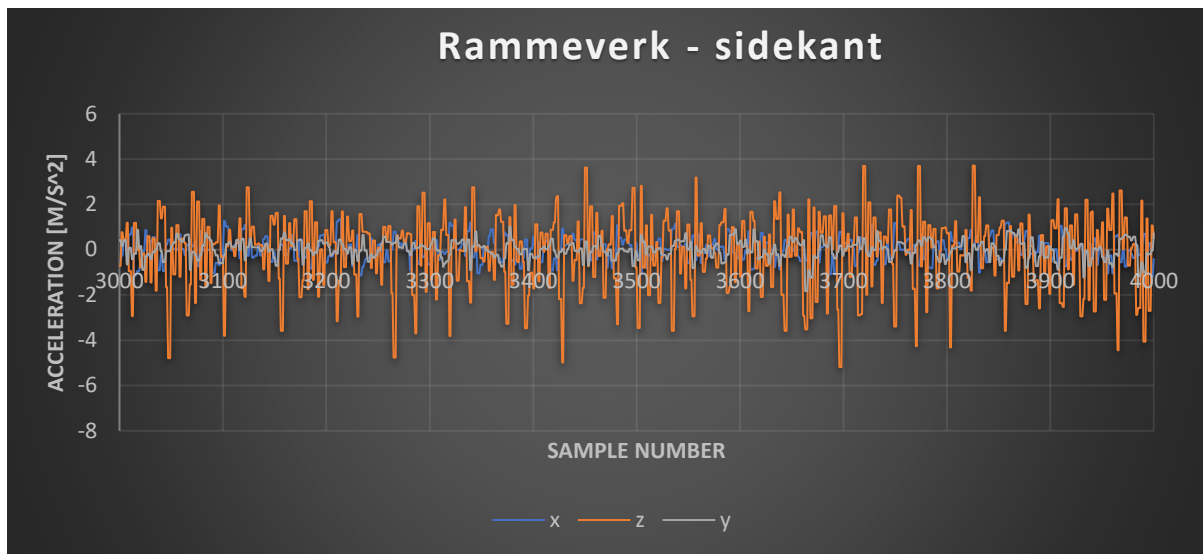
Figur 7.14 viser et plott over vibrasjonsnivået på fronten av rammeverket foran på Thorvald. Helt klart og tydelig er vibrasjonen størst i z-retning, med amplitudeverdier på rundt  $4,2 \text{ m/s}^2$ . Vibrasjonsnivået har derfor blitt mer enn halvert sammenliknet med knivbjelken, som er å forvente, da mye av energien vil bli spredt ut i systemet, samt reflekteres og overføres grunnet en rekke diskontinuiteter. Vibrasjonen i x-retning er større enn i y-retning, med flere små karakteristiske topper på rundt  $1,4 \text{ m/s}^2$ .

$$X_{RMS} = \frac{X_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,44 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 1,02 \frac{m}{s^2}$$

$$Y_{RMS} = \frac{Y_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,12 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 0,78 \frac{m}{s^2}$$

$$Z_{RMS} = \frac{Z_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{4,18 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 2,96 \frac{m}{s^2}$$

### 3) Sidekant - rammeverk



Figur 7.15: Vibrasjonsnivå på rammeverk - sidekant

Figur 7.15 viser et plott over vibrasjonsnivået på siden av rammeverket. Her har vibrasjonen i x retning blitt noe redusert med amplitudeverdier på rundt  $1,33 \text{ m/s}^2$ , mens vibrasjonen i y og z-retning har tatt seg opp, og blitt forsterket, med toppverdier på henholdsvis  $1,8$  og  $5,1 \text{ m/s}^2$ . I praksis betyr dette at rammeverkets sidekant vibrerer mer opp og ned og fra side til side enn fronten på rammeverket.

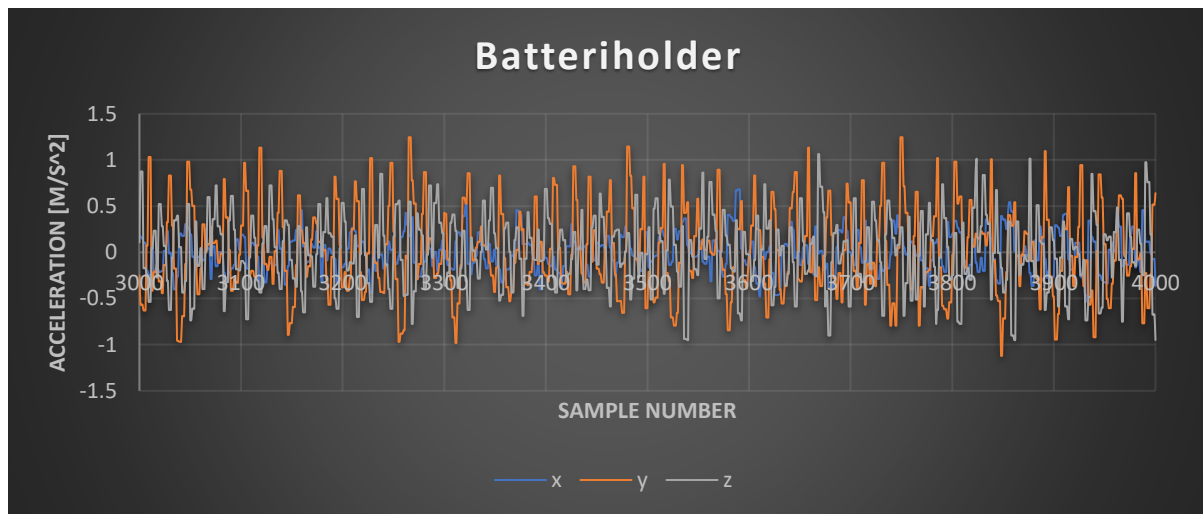
$$X_{RMS} = \frac{X_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,33 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 0,94 \frac{m}{s^2}$$

$$Y_{RMS} = \frac{Y_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,82 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 1,28 \frac{m}{s^2}$$

$$Z_{RMS} = \frac{Z_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{5,17 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 3,66 \frac{m}{s^2}$$



#### 4) Batteriholder



Figur 7.16: Vibrasjonsnivå på batteriholder

Figur 7.16 viser et plott over vibrasjonsnivået på batteriholderen. Her har vibrasjonen blitt redusert i alle akser sammenliknet med rammeverkets sidekant. Den største vibrasjonen opplevs i y-retning og har amplitudeverdier på rundt 1,2 m/s<sup>2</sup>. I praksis betyr dette at batteriholderen vibrerer mer opp og ned, og fra side til side enn frem og tilbake.

$$X_{RMS} = \frac{X_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{0,68 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 0,48 \frac{m}{s^2}$$

$$Y_{RMS} = \frac{Y_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,24 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 0,87 \frac{m}{s^2}$$

$$Z_{RMS} = \frac{Z_{Ampl}}{\sqrt{2}} \approx \frac{1,06 \frac{m}{s^2}}{\sqrt{2}} = 0,75 \frac{m}{s^2}$$

## 7.4 Oppsummering av måleresultater

### Vibrasjonsmåling 1

Tabell 10: Akselerasjonsverdier i hver enkelt akse - måling 1.

Målepunkt	Akselerasjonsverdier per akse (m/s <sup>2</sup> )		
	x	y	z
<b>Knivbjelke</b>	Metning	Metning	Metning
<b>Front - ramme</b>	Metning	Metning	3,5
<b>Sidekant - ramme</b>	1,9	2,3	4,9
<b>Batteriholder</b>	0,7	1,2	1,1

- Sensoren går i metning på knivbjelken i samtlige akser, dette skulle ikke være tilfelle sammenliknet med måling 2.
- Sensoren går i metning i x og y-retning på fronten av rammeverket, dette skulle heller ikke være tilfelle sammenliknet med måling 2.
- De beregnede verdiene er et grovt overslag grunnet problemer knyttet til avlesning for de enkelte aksene, og har derfor en lavere nøyaktighet kontra måling 2.

### Vibrasjonsmåling 2

Tabell 11: Akselerasjonsverdier i hver enkelt akse - måling 2

Målepunkt	Akselerasjonsverdier per akse (m/s <sup>2</sup> )		
	x	y	z
<b>Knivbjelke</b>	4,28	8,71	8,86
<b>Front - ramme</b>	1,02	0,78	2,96
<b>Sidekant - ramme</b>	0,94	1,28	3,66
<b>Batteriholder</b>	0,48	0,87	0,75

- Vibrasjonen i x-retning har for det meste de lavest målte verdiene, og vibrasjonen blir gradvis redusert gjennom robotstrukturen.
- Vibrasjonen på sidekanten i rammen er litt større i både y og z-retning kontra fronten på rammen.

Vibrasjonsmålingene gjennomført på Thorvald har enkelte fellestrekk og noen ulikheter. Begge målingene får store vibrasjonsverdier på knivbjelken, som blir gradvis mindre etter hvert som vibrasjonen forplanter seg ut i systemet, med en minsteverdi som opptrer ute på batteriholderen. Dette er å forvente, da vibrasjonsenergien vil bli spredt ut i systemet etter hvert som den forplanter seg gjennom Thorvald.

Verdiene på målingene har klare likhetstrekk, men avviker enkelte steder ganske kraftig. Fronten på rammeverket er et eksempel på dette: vibrasjonen var minst i z retning på måling 1, men størst i måling 2. Generelt sett ble de største verdiene målt under vibrasjonsmåling 1, med generelt liten demping i systemet, og sensoren gikk ofte i metning i områder hvor dette ikke skulle være tilfellet

Et interessant resultat fra måling 2 er at vibrasjonsnivået på sidekanten av rammeverket er høyere kontra fronten på rammeverket. Måling 2 viste videre litt mer moderate verdier, som kan tenkes å være mer korrekte, og sensoren gikk ikke i metning. Måling 1 hadde flere problemer tilknyttet kalibrering, programvare og avlesning. Grunnet disse usikkerhetene anbefales det å se bort ifra disse verdiene i videre arbeid. Flere kilder til målefeil, usikkerhet og unøyaktigheter var til stede, og vil bli drøftet i neste seksjon.

## **7.5 Målefeil og unøyaktigheter**

Målingene presentert i seksjon 7.4 avvike enkelte steder ganske kraftig og det kan være flere grunner til dette. Det er også viktig å kartlegge eventuelle faktorer som kan ha hatt en innvirkning på sensormålingene.

### **Oppsett:**

Det ble tatt i bruk én sensor i hver måling. En litt ulik plassering av akselerometer kan derfor medføre ulike avlesninger. Sjansen for dette kan reduseres ved å ta i bruk flere sensorer, og på en slik måte dekke flere målepunkter samtidig. Flere avlesninger reduserer sjansen for unøyaktige data. Videre er vibrasjonsmåling 2 litt mer raffinert kontra måling 1, både med tanke på sensorutstyr og databehandling. Sensoren i måling 2 er relativt rimelig, men er klart bedre enn den benyttet i måling 1.

### **Kalibrering:**

Særlig under vibrasjonsmåling 1 ble det erfart store problemer med kalibrering av sensor og logger. Grunnet tekniske begrensninger ble det også nødvendig å benytte seg av HIOKI loggerens dataprogramvare. Det ble i tillegg erfart at denne programvaren periodevis sluttet å fungere under testingen.

### **Sensor:**

Det ble benyttet en bedre sensor under vibrasjonsmåling 2, med betraktelig høyere spenn og avlesningskapasitet. Det ble erfart problemer med metning i vibrasjonsmåling 1, ikke under måling 2. Det ble oppgitt en sensitivitet på sensoren i måling 1 på 1,5g, men sensoren gikk i metning før dette nivået ble nådd. Dette kan være grunnet dårlig sensor orientering, kvalitet eller kalibrering.

### **Måling, lagring og avlesning:**

I måling 1 ble det logget 100 målinger per sekund, mens i måling 2 ble det logget 1000 målinger per sekund, og har derfor en klart høyere målenøyaktighet. Måling 1 kunne ikke generere csv filer grunnet tekniske problemer og begrensninger. Dette gjorde sann-tidskurvene ekstremt vanskelige å tolke, og ga et generelt uoversiktlig bilde av vibrasjonen i systemet. I motsetning ble datasettene i måling 2 lagret i csv format, og kunne senere bearbeides Excel og presenteres på en oversiktlig måte.

Det ble i starten av kapittelet kartlagt at tennene på knivbjelken går frem og tilbake med en hastighet på 800-1200 slag per minutt. Dette tilsvarer en frekvens på henholdsvis 13,33-20 Hz (slag per sekund). Nyquist-Shannon samplingsteorem sier at samplingsfrekvensen må være lik eller større enn 2.56 ganger maksimal frekvens i systemet; det vil si

$$20 \text{ Hz} \cdot 2.56 = 51.2 \text{ Hz}$$

Begge målingene har derfor en teoretisk tilstrekkelig høy målefrekvens. Fordelen med en høy samplingsfrekvens er mer presise avlesningsdata. Ulempen med dette er rett og slett mengden data som tilegnes, og som kompliserer prosesseringen av nevnte data. [71, 72]

En annen kilde til unøyaktigheter er avlesningstidspunktet. I måling 1 blir de første sekundene etter oppstart av knivbjelken presentert. I måling 2 blir det presentert data tilegnet mellom sekund 3 og 4 etter oppstart av knivbjelken. Avlesningsperioden er derfor noe mindre i måling 2 og kan gi opphav til unøyaktige avlesninger. Dette anses som mindre kritisk da verdiene fra måling 2 fortsatt kan benyttes som referanseverdier for å sjekke effekten av eventuelle dempings, -og isoleringstiltak ved fremtidige målinger.

### **Praktisk avvik:**

Knivbjelken vil gå frem, - og tilbake i en viss vinkel, det vil si at knivbladene ikke står fullstendig horisontalt. Dette medfører at vibrasjonsbølgene blir generert i en vinkel, og kompliserer helhetsbilde ytterligere. Hvis knivbjelken har vært orientert litt annerledes under testingen kan dette kanskje ha medvirket til ulike avlesninger. Videre kan det hende at ikke alle komponenter har vært skikkelig påmontert før testingen, noe som kan ha bidratt til å gi unøyaktige avlesninger.

## **7.6 Konklusjon av vibrasjonsmålingene**

Det ble gjennomført to separate vibrasjonsmålinger på Thorvald. I begge målingene ble knivbjelken kjørt mens roboten var stasjonær inne på verkstedet. Det ble foretatt målinger på knivbjelken, front og side på robotens rammeverk samt batteriholderen.

- Vibrasjonsmåling 1 viste flere tilfeller av at sensoren gikk i metning, samtidig som det ble erfart noen tekniske problemer i forbindelse med dataprogramvare, logger og kalibrering. Det er en korrelasjon mellom målingene, men grunnet flere tekniske problemer, måleunøyaktigheter og tolkningssvakheter anbefales det å forkaste resultatene fra måling 1.
- Vibrasjonsmåling 2 viste en klar reduksjon i vibrasjonsnivå fra knivbjelken og videre ut i Thorvald. Klare effektivverdier ble beregnet og kan lett benyttes for å dokumentere effekten av eventuelle dempings og isoleringstiltak ved hjelp av en ettermåling.
- Vibrasjonsnivået i x-retning blir jevnt og gradvis redusert gjennom Thorvald.
- Sidekanten på rammeverket har et høyere vibrasjonsnivå i både y og z-retning kontra fronten på rammeverket.



# 8

---

## **Dempings, -og isoleringstiltak på Thorvald**

*Dette kapitlet vil presentere en rekke mulige passive dempings, -og isoleringstiltak på den autonome landbruksroboten Thorvald. Tiltakene omhandler blant annet mekaniske sammenføyninger, gummipakninger og festeklammer, men også andre produkter som wiredempere og ROSTA fjæringslementer.*

## 8.1 Vibrasjonsdemping på Thorvald

Konsekvensene av dagens vibrasjonsnivå i Thorvald har tidligere blitt beskrevet, og dette kapittelet vil omhandle mulige dempings, -og isoleringstiltak. Per dags dato er det minimalt med passive dempere i Thorvald. Det anses derfor som fornuftig å implementere slike dempingstiltak så nærme vibrasjonskilden som mulig.

Grunnet prosjektets omfang og størrelse vil demping og isolering av vibrasjonen være begrenset til følgende områder:

- Mekaniske sammenføyninger
- Knivbjelkens festebrakett
- Festeklammer
- Isolering av kameraer og sensorer
- Elastisk knivbjelkeoppheng
- Kort beskrivelse av andre mulige tiltak

Hovedmålet vil være å integrere et eller flere tiltak på Thorvald, og deretter foreta en ny vibrasjonsmåling. Effekten av dempingstiltakene vil ved videre arbeid kunne dokumenteres ved å sammenlikne de nye vibrasjonsnivåene med de som er tilegnet i vibrasjonsmåling 2. Effekten av eventuell vibrasjonsisolering av utstyr vil også kunne dokumenteres ved å analysere introdusert støy i sensoravlesninger.

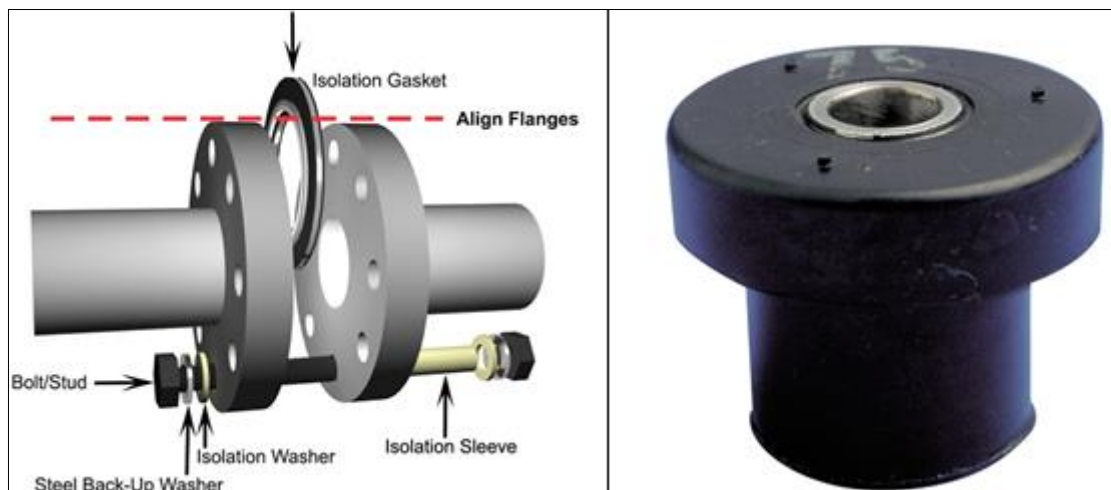
## 8.2 Mekaniske sammenføyninger

Mekaniske sammenføyninger refererer til metoder som bolting, nagling, klinking og skruing. Disse har i økende grad blitt erstattet av diverse sveisemetoder, men er fortsatt aktuelle i strukturer som benytter seg av aluminium eller aluminiumslegeringer. Dette er ofte tilfellet i systemer hvor lav vekt er essensielt, som for eksempel i den autonome lettvektsroboten Thorvald. [73]

Med mekaniske sammenføyninger er det i denne rapporten referert til bolter og skruer i Thorvald med tilhørende påmontert utstyr. Disse fungerer som overføringsbaner for vibrasjonen, og gjør det derfor mulig for vibrasjonen å forplante seg videre ut i roboten. Da det ikke anses som praktisk å dempe eller isolere vibrasjonen på selve knivbjelken velges det derfor å ses på boltene i knivbjelkeoppheng.

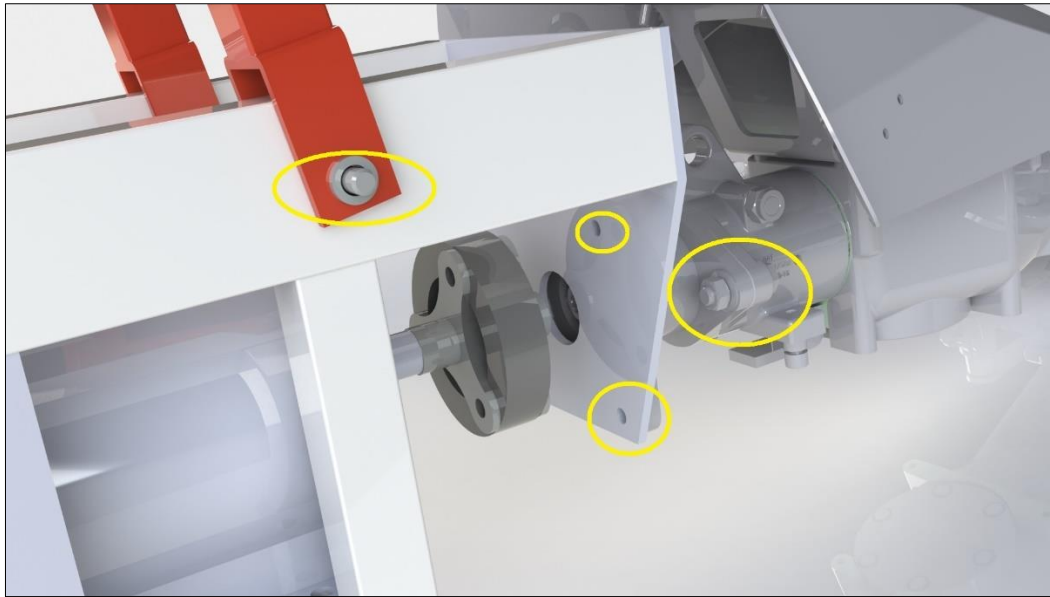


Når en skrue eller en mutter trekkes til vil det oppstå et trykk mellom skruehode/mutteren og underlaget. I praksis benyttes det underlagsskiver hvis det skulle vise seg at underlagstrykket er for høyt. Disse underlagsskivene kan leveres i stål, men det er også mulig å få dem levert i diverse elastomerer; avhengig av konstruksjonen kan det også benyttes ermer med isolerende egenskaper på boltene, eller vanlige anti-vibrasjonsfester. Eksempler på dette er SHUK Engineering Distributors tetningsløsning og Storm Halvorsens S.T.C. antivibrasjonsfeste; vist i figur 8.1. [74, 75]



Figur 8.1: Til venstre er et eksempel på bruk av dempende underlagsskiver og ermer i en industriell tetningsløsning, til høyre illustreres et standard antivibrasjonsfeste. [74, 75]

Når knivbjelken er i gang, vil den genererte vibrasjonen ha én vei å forplante seg: gjennom knivbjelkeoppheng. Dette opphenget har en rekke sammenføyninger, blant annet braketten illustrert i figur 7.3 i kapittel 7. Ved å implementere overnevnte løsninger kan en del av vibrasjonsenergien dempes så nærme kilden som mulig. Et konkret tiltak vil derfor være å introdusere elastomere underlagsskiver og ermer på bolter i Thorvald-strukturen; eventuelt introdusere antivibrasjonsfester. Noen aktuelle områder er markert i figur 8.2. Se vedlegg for mer info om S.T.C. festene.



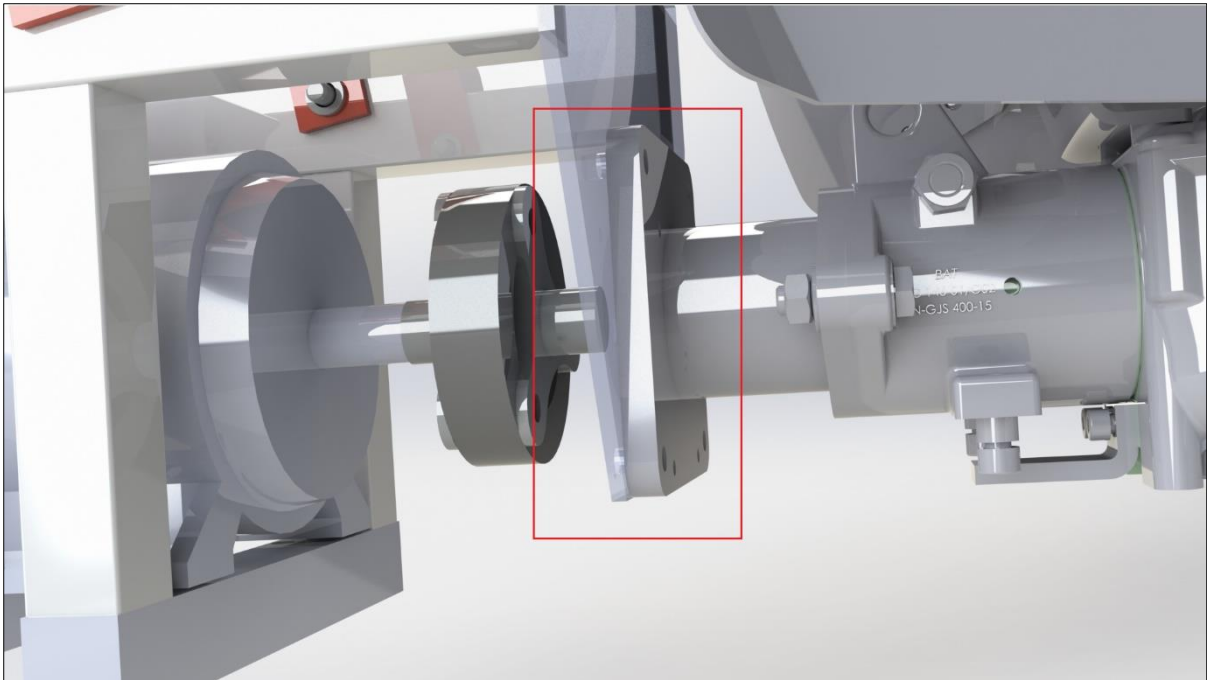
Figur 8.2: Aktuelle områder for implementering av elastomere underlagsskiver, ermer og antivibrasjonsfester.

Merk at områdene markert som aktuelle i figur 8.2 er et innledende forslag. Enhver underlagsskive introdusert i roboten vil ha en dempende effekt da en viss mengde av vibrasjonsenergien vil absorberes i materialet. Ved festing av kameraer og sensorer anbefales det også å integrere overnevnte forslag der det er praktisk mulig og hensiktsmessig.

### 8.3 Knivbjelkens festebrakett

I forrige seksjon ble det konstatert at vibrasjonen vil forplante seg gjennom knivbjelkeopphengene. Et annet tiltak vil være å introdusere en vibrasjonsdempende gummipakning mellom festebrakettene som er illustrert i figur 8.3. Dette tiltaket vil trolig ha en merkbar effekt da dagens løsning består av metall mot metall, og har derfor minimal dempingsevne. En slik pakning vil også kunne fungere godt i kombinasjon med elastomere underlagsskiver nevnt i forrige seksjon.

En produsent og leverandør av slike gummipakninger kan for eksempel være Norsk Gummi. Naturgummi eller neoprengummi er aktuelle gummikvaliteter da de er godt egnet i applikasjoner hvor vær, vind og aldring spiller en større rolle. De er godt egnet for både støt og trykk og kan anskaffes i en rekke størrelser. Et innledende forslag kan derfor være en 10 mm tykk (standardstørrelse) pakning i naturgummi. Se vedlegg for mer info om de ulike gummikvalitetene. [76, 77]



Figur 8.3: Et mulig tiltak kan være å legge inn en gummipakning mellom festebrakettene.

## 8.4 Festeklammer

Knivbjelkeopphenget er påmontert Thorvalds rammeverk via festeklammer. Vibrasjonen vil forplante seg gjennom dette opphenget, gjennom festeklammene, ut i rammeverket og til slutt batteriholderne. Det blir benyttet totalt tolv festeklammer i Thorvaldstrukturen: fire ved festing av selve opphengsrammen, fire ved oppheng av lineæraktuatoren og til slutt fire klammer (med en litt annen utforming) til festing av batteriholderne. Klammenes plassering ble illustrert i figur 2.8-2.11 i kapittel 2.

Da dagens klammer består av ren plast med begrensede dempingsegenskaper kan et fornuftig tiltak være å introdusere et mer elastomert materiale eller innlegg i klammene. En mulig løsning kan for eksempel være STAUFFs festeklammer med elastomert innlegg, se figur 8.4. STAUFF er et selskap med lang erfaring knyttet til design, produksjon og levering av diverse rørutstyr, deriblant festeklammer. [78]



Figur 8.4: STAUFFs festklammer (venstre), med elastomert innlegg (høyre). [78]

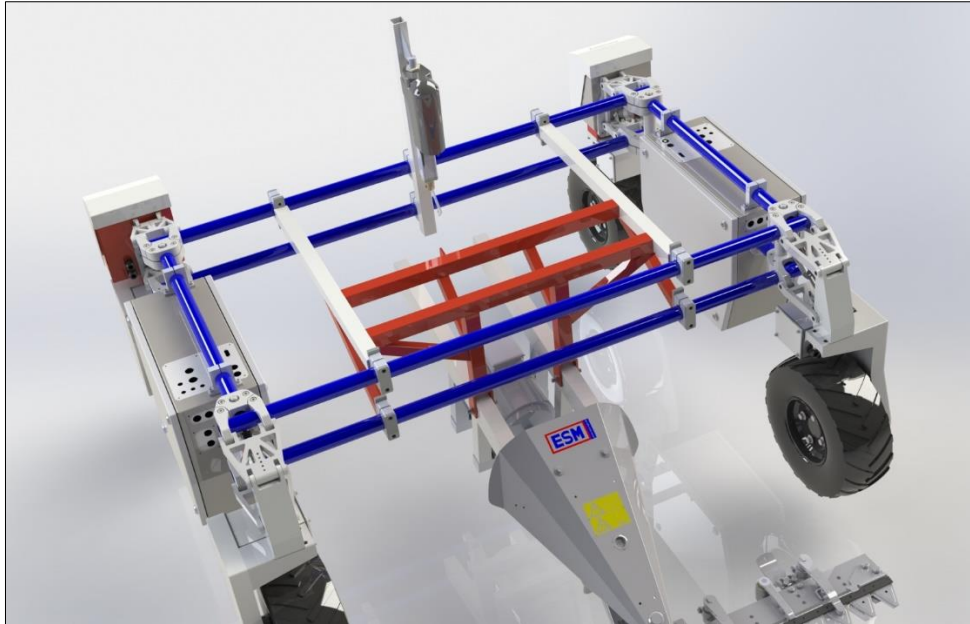
Klammene med tilhørende innlegg kan anskaffes i diverse størrelser og materialer; alt ettersom hvor alvorlige vibrasjonsproblemene er. I samråd med STAUFF er det i Thorvalds tilfellet anbefalt å benytte seg av EPDM (ethylene propylene diene monomer) gummi som elastomert innlegg. Dette er en syntetisk gummi med svært gode dempingsegenskaper som kan benyttes i utallige driftssituasjoner. Et referanseskjema for aktuelle festklammer foreligger under vedlegg. [79, 80]

Da aluminiumsrørene i Thorvald har en ytre diameter på 40 mm vil en konkret anbefaling kunne hentes ut ifra referanseskjemaet:

*Heavy Series: RI-Version with Elastomer Insert, 6S DIN Group 4.*

## 8.5 Kameraer og sensorer

Vibrasjonen vil forplante seg gjennom festklammene og videre ut i Thorvald strukturen via aluminiumsprofilene vist på figur 8.5. Det ble tidligere nevnt at vibrasjonen fra knivbjelken introduserer uønsket støy i sensordata. Det er ikke snakk om store forstyrrelser, men likevel nok til at det er mulig å visualisere vibrasjonsmønstre i datasettene. Det har også blitt uttrykt en bekymring for at vibrasjonen kan føre til defekter på dyre og ømfintlige sensorer som 3D-laserskannere (3D-LiDAR). Blant annet løsnet en skrue som var benyttet til å feste LiDAR sensoren. [81]



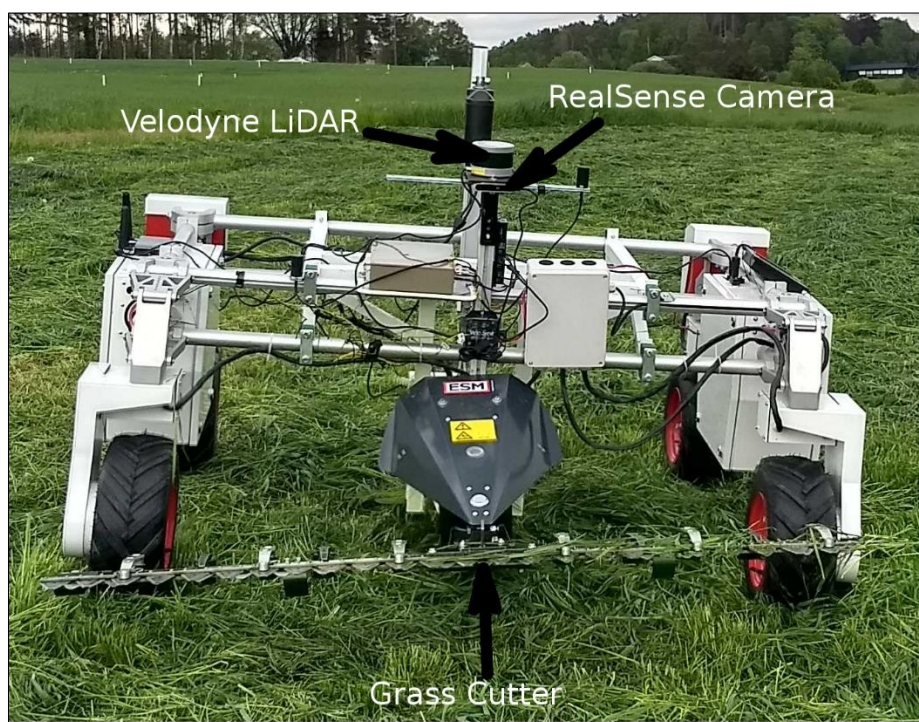
Figur 8.5: Aluminiumsprofilene hvor opphengsrammen er påmontert ved bruk av festeklammer er illustrert i blått.

I foregående seksjoner har det til nå blitt diskutert metoder for å dempe vibrasjonen som forplanter seg ut i Thorvald. En annen mulighet vil derimot være å isolere påmonterte kameraer og sensorer. Da det per i dag er knyttet stor usikkerhet til plassering av kameraer og sensorutstyr vil det i denne rapporten kun foreligge et innledende forslag til mulig løsning.

### **Tidligere erfaring med kameraer og sensorutstyr:**

Montering av kameraer og sensorer på fronten av robotens rammeverk virker å være mest fornuftig da Thorvald i all hovedsak vil kjøre rett fremover. Sensorer med 360° rekkevidde (deriblant 3D-LiDAR) må i tillegg monteres høyere opp enn selve roboten. Dette er fornuftig da roboten må kunne differensiere mellom klippet og uklippet gress.

Per i dag foreligger det ingen bestemt spesifisering for plassering av LiDAR sensoren, men en veiledende verdi er oppgitt av doktorgradsstudent Jose Banos til å være på rundt 75 cm over bakken. Videre kan fremtidige eksperimenter og resultater gjøre det aktuelt å montere sensorer og kameraer på siden av roboten, tilsvarende det en kan finne installert på biler fra Tesla. [81, 82]



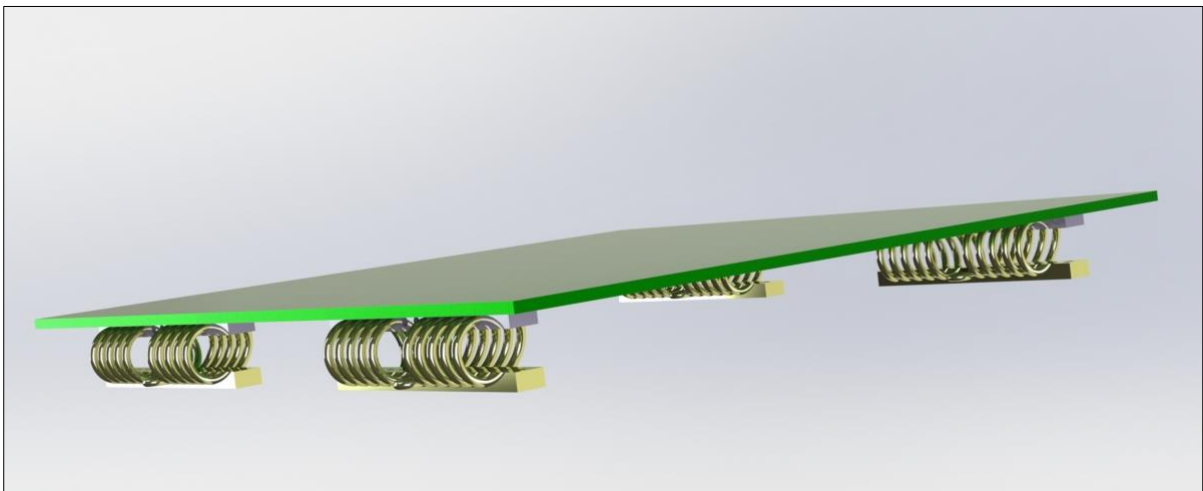
Figur 8.6: Kamera og 3D LiDAR sensorplassering ved tidligere testing. En takk rettes til Jose Banos for dette bilde.

Figur 8.6 viser kamera og LiDAR-plasseringen ved tidligere testing. Utstyret ble festet ved bruk av enkle klammer og skruer.

### **Innledende forslag til løsning:**

Å samle mesteparten av kameraer og sensorer på en felles monteringsplattform virker som et fornuftig tiltak som Thorvald ville hatt godt av. Ved å samle mye av utstyret på et sensorstativ ville det forenklet oppsettet for nesten alle fremtidige eksperimenter, og samtidig gjort det enklere å introdusere dempings-, - og isoleringstiltak. Design av et slikt sensorstativ vil ikke bli dekket i denne rapporten, og følgende tiltak vil derfor kun benyttes som en generell pekepinn for videre arbeid. Det er likevel av interesse å poengtere enkelte punkter ved utformingen av et mulig sensorstativ:

Et godt utformet sensorstativ bør være skalerbart da påmontering av ytterligere utstyr kan være aktuelt. Videre burde stativet ha en enkel metode for av-, - og påmontering slik at eventuelt vedlikehold og reparasjon av sensorutstyr kan bli gjort på en rask og brukervennlig måte. I forslaget nedenfor er det derfor lagt til grunn at sensorstativet har en solid festeplate i bunn som kan festes på Thorvalds rammeverk. Utstyr i sensorstativet kan derfor delvis isoleres ved at man introduserer en form for demping i selve koblingen mellom Thorvald og festeplaten. Denne kan gjøres på flere måter, for eksempel ved hjelp av wiredempere, se figur 8.7.



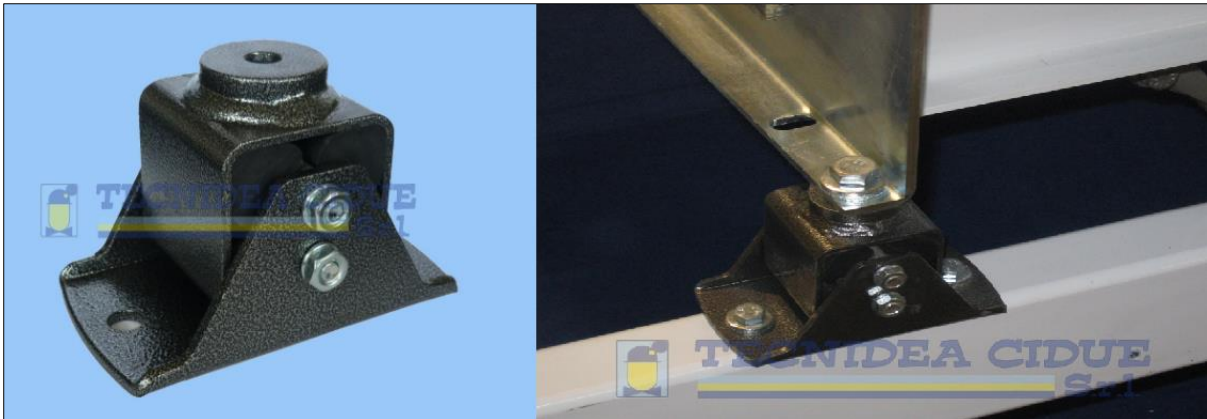
Figur 8.7: En mulig løsning er å feste sensorstativets bunnplate til Thorvalds rammeverk ved hjelp av wiredempere. Merk at antall wiredempere kan justeres etter behov.

Wiredempere har gode dempingsegenskaper i flere akser, samtidig som de besitter god korrosjonsbestandighet, har lang levetid og er vedlikeholdsfrie. De er derfor godt egnet til å isolere sensorutstyret på stativet. Storm Halvorsen har en rekke mulige wiredempere i mange former og størrelser som potensielt kan benyttes, avhengig av sensorstativets totale vekt. Figur 8.8 viser noen aktuelle wiredempere. [83, 84]



Figur 8.8: SM-serie wiredemper (venstre), og M-serie wiredemper fra Storm Halvorsen. [83]

En annen mulig festemetode for bunnplaten til sensorstativet kan være VIB® anti-vibrasjonsfester fra Otto Olsen, se figur 8.9. VIB-fester har et innlegg av naturgummi og benyttes ofte i applikasjoner hvor demping og absorbering av vibrasjon er viktig. Et eksempel på dette er for eksempel ved isolering av måleenheter. [85, 86]



Figur 8.9: VIB Type Y antivibrasjonsfeste med innlegg av naturgummi egner seg blant annet til isolering av måleutstyr. [87]

### Montering av kameraer og sensorer:

I tillegg til å isolere selve sensorstativet kan også hvert enkelt kamera og sensor isoleres. Dette kan gjennomføres ved bruk av elastomere klammer og underlagsskiver til festing, eller via mer kostelige wiredempere som nevnt på forrige side. Det finnes en rekke wiredempere for kamera- og sensormontering ute på markedet, for eksempel «Proaim Vibration Isolator Wire Mount» vist i figur 8.10.



Figur 8.10: Et mulig tiltak for å forbedre kvaliteten på fremtidige datasett kan være å benytte en form for wire-dempere. Bilder er brukt med tillatelse fra Proaim. [88]



Denne typen isolator er designet for å håndtere en rekke diverse kameraer og sensorer. Den er også egnet til å dempe vibrasjoner forårsaket av støt, kjøring på ujevnt terreng m.m. Isolatoren kan benyttes til å feste utstyr med en vekt på 4 til 15 kg og er derfor aktuell å bruke på Thorvald. [88]

## 8.6 Elastisk knivbjelkeoppheng

Skulle de overnevnte tiltakene ha en begrenset effekt kan det være en mulighet å designe et elastisk knivbjelkeoppheng hvor mye av vibrasjonen kan dempes. En implementering av VIB<sup>®</sup> oscillerende festemekanismer, type Y antivibrasjonsfester eller ROSTAs tilsvarende fjæringselement type V er blant annet noen muligheter, se figur 8.9 og 8.11.



Figur 8.11: VIB vibrasjonsdempende festemekanisme eller en form for ROSTA fjæringselement kan også vurderes. [87, 89]

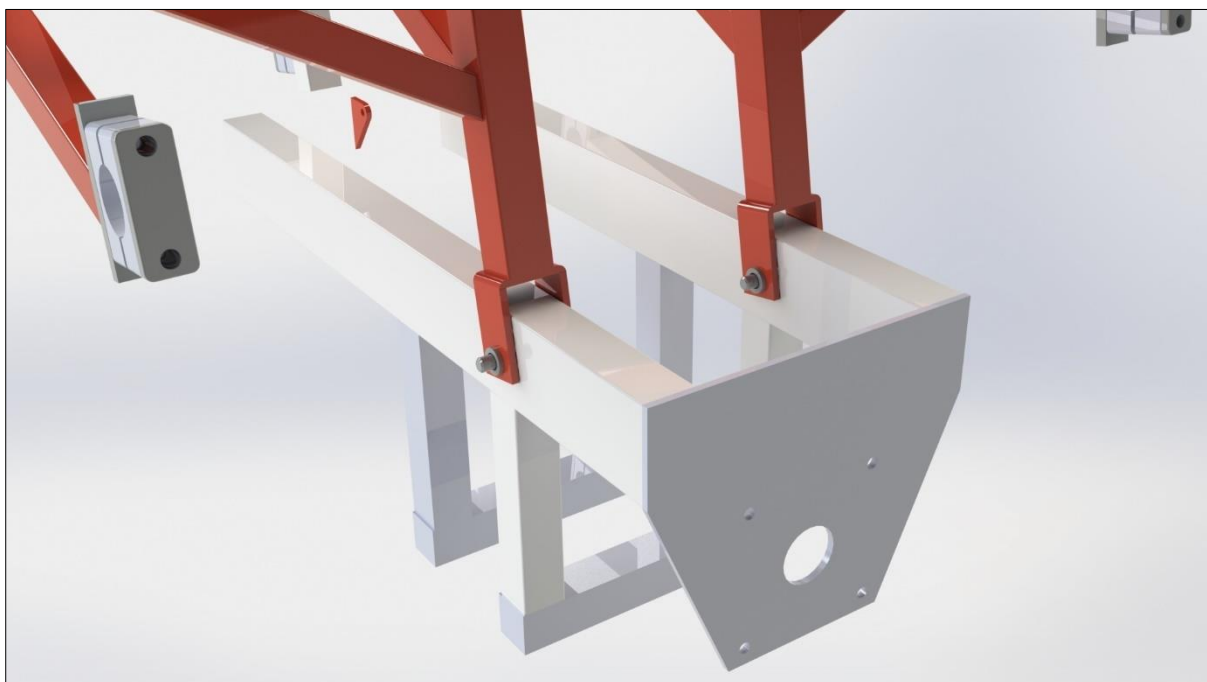
ROSTA fjæringselementer består av et ytre profil, typisk i stål eller aluminium som fungerer som en hylse. Innenfor ligger det et kvadratisk rør som er dreid 45 grader i forhold til det ytre røret. Det dannes da fire trekantede mellomrom hvor det er presset inn gummiklosser. Hovedfjæringen oppstår ved at ytre og indre profil dreies i forhold til hverandre, og gummiklossene blir da påkjent i trykk. Elementet er rivesikkert og kan ta opp torsjonskrefter, strekkrefter og skjærkrefter. Elementer kan anskaffes i mange størrelser og kan benyttes som fjærer, svinglagre for oscillerende bevegelser, isolatorer samt dempere for støy og vibrasjon. [60, 89]

Det ble tatt kontakt med ROSTA AG, og etter en kort presentasjon av Thorvald og den aktuelle problemstillingen ble det anbefalt å benytte type V antivibrasjonsfeste, illustrert i figur 8.11. Disse festene er særlig aktuelle å benytte i underkritiske maskininstallasjoner; det vil si at frekvensen til maskinsystemet er mindre enn den naturlige frekvensen til dempingselementet. Dette vil mest sannsynlig være tilfellet i Thorvald da knivbjelken bare har en maksimal slag hastighet på 1200 slag i minuttet. [90]

Skulle det ved behov være aktuelt å implementere slike fester på Thorvald er det essensielt å velge riktig størrelse og orientering for å oppnå en god grad av isolasjon. En teknisk veiledning for beregning og plassering av antivibrasjonsfester fra ROSTA AG foreligger i vedlegg. Et innledende forslag er presentert nedenfor. [90, 91]

#### **FORSLAG TIL ELASTISK OPPHENG:**

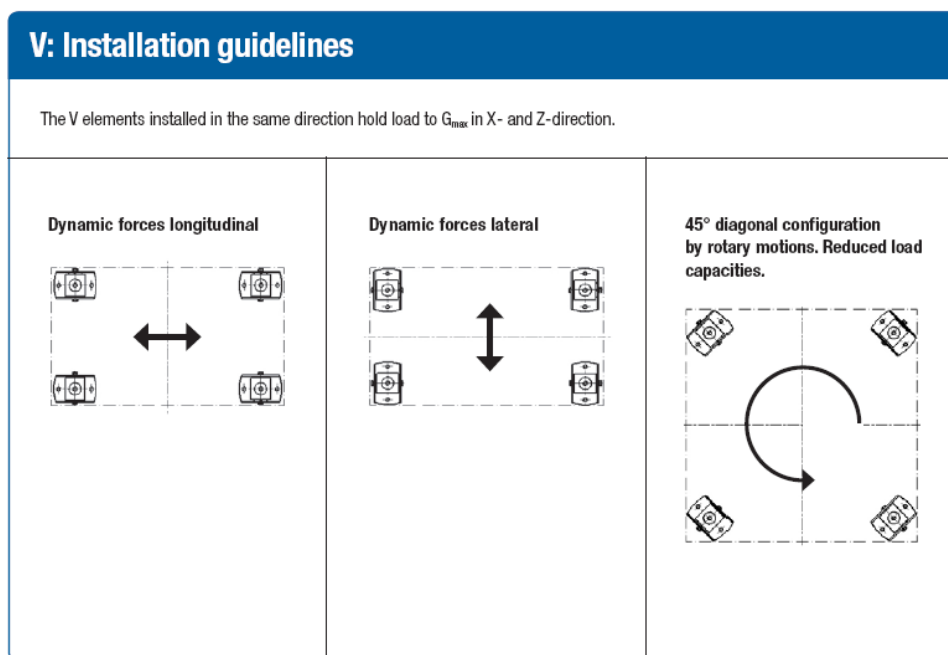
Det er i all hovedsak tre parametere som bestemmer valg av størrelse og orientering på antivibrasjonsfestene: belastning på festene, frekvensforholdet mellom festet og Thorvald og vibrasjonens retning. Det anses videre som fornuftig å montere vibrasjonsfestene i overkant av disse opplagringsfestene, da det er ønskelig å beholde dagens «vippe» design av opphengsrammen, se figur 8.12. [90]



Figur 8.12: Opplagerkraften blir fordelt på to fester som har en «vippe» funksjon, kontrollert av aktuatoren.

## ORIENTERING

For å sikre en høyest mulig grad av demping må antivibrasjonsfestene orienteres riktig. Fra vibrasjonsmåling 2 ble det konkludert at vibrasjonen i all hovedsak er størst i y og z-retning. ROSTA AG kommer med følgende installasjonsanbefalinger for type V anti-vibrasjonsfester; komplett sett foreligger i vedlegg:



Figur 8.13: ROSTA AGs installasjonsguide for type V antivibrasjonsfester. [91]

Ut ifra figuren 8.13 og etter anbefaling fra ROSTA AG velges det å orientere festene på en tilsvarende måte som «Dynamic forces longitudinal». Merk at festene bør orienteres i samme retning, uavhengig av antall. [91]

## FREKVENSFORHOLD OG BELASTNING

Innledningsvis i kapittel 7 ble det fastsatt at knivbjelken har en maksimal frekvens på 20 Hz. I henhold til ROSTAs tekniske veiledning er dette også referert til som eksitasjonsfrekvensen. For å en god grad av demping i overkritiske maskininstallasjoner bør antivibrasjonsfestene vanligvis velges med en naturlig egenfrekvens slik at frekvensforholdet blir:

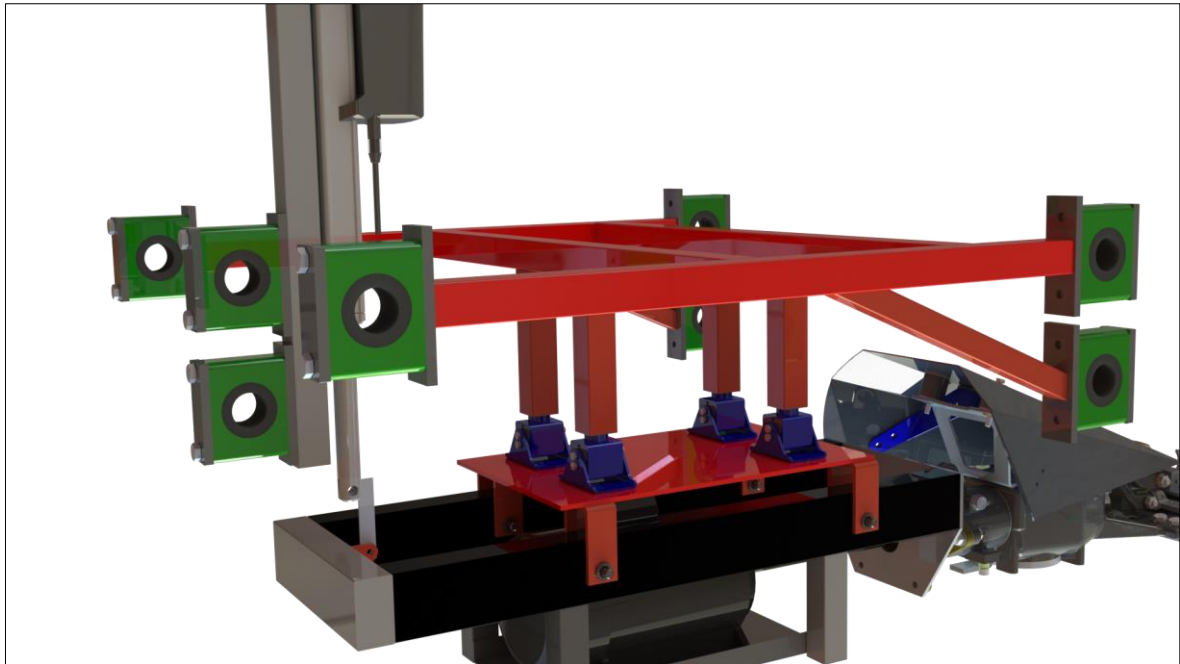
$$\lambda = \frac{\text{Eksitasjonsfrekvens (maskin)}}{\text{Naturlig frekvens (demper)}} > \sqrt{2}.$$

I underkritiske systemer som for eksempel Thorvald vil  $\lambda < 1$ . I henhold til vedlagt teknisk veiledning vil den resulterende effekten av dempingselementene derfor ikke kunne beregnes; den kan bare bestemmes ved å sammenligne verdier før og etter. Legg merke til at ved  $\lambda = 1$  vil det oppstå resonans; uønskede og ukontrollerbare svingninger som kan påføre skader på både dempingselementer og maskin. Merk at eksitasjonsfrekvensen påvirkes av demping som allerede er til stede i systemet, i tillegg til støt og andre oscillasjoner. Den reelle eksitasjonsfrekvensen vil derfor kunne variere noe fra knivbjelkens 20 Hz.

Belastningen per antivibrasjonsfeste bør ikke være utenfor det oppgitte belastningsintervallet da dette vil medføre redusert dempingsevne. Både egenfrekvenser og belastningsparametere for ulike fester kan finnes i vedlegg.

Ved videre arbeid bør det bli gjennomgått en spektrumsanalyse hvor vibrasjonssignalet uttrykkes i frekvensdomene, mens Thorvald er i drift. Vibrasjoner skapt av knivbjelke, terreng, motor samt eventuelle støt kan derfor kartlegges, og en mer realistisk eksitasjonsfrekvens kan kartlegges. En kan slik også sikre seg bedre mot eventuelle resonansfrekvenser. Belastningen per feste bør videre beregnes slik at det velges riktig størrelse på antivibrasjonsfestene. Ved behov må vekten omfordes for å unngå at festene får en redusert dempingseffekt.

I en tenkt situasjon kan det tenkes at Thorvald trenger fire opplagringsfester, samt fire type V 15 antivibrasjonsfester, illustrasjon vist i figur 8.14. Merk at opphengsrammen må tilpasses etter behov, basert på belastningen og størrelsen på antivibrasjonsfestene.



Figur 8.14: En tenkt implementering av ROSTA Type V antivibrasjonsfester på Thorvald.

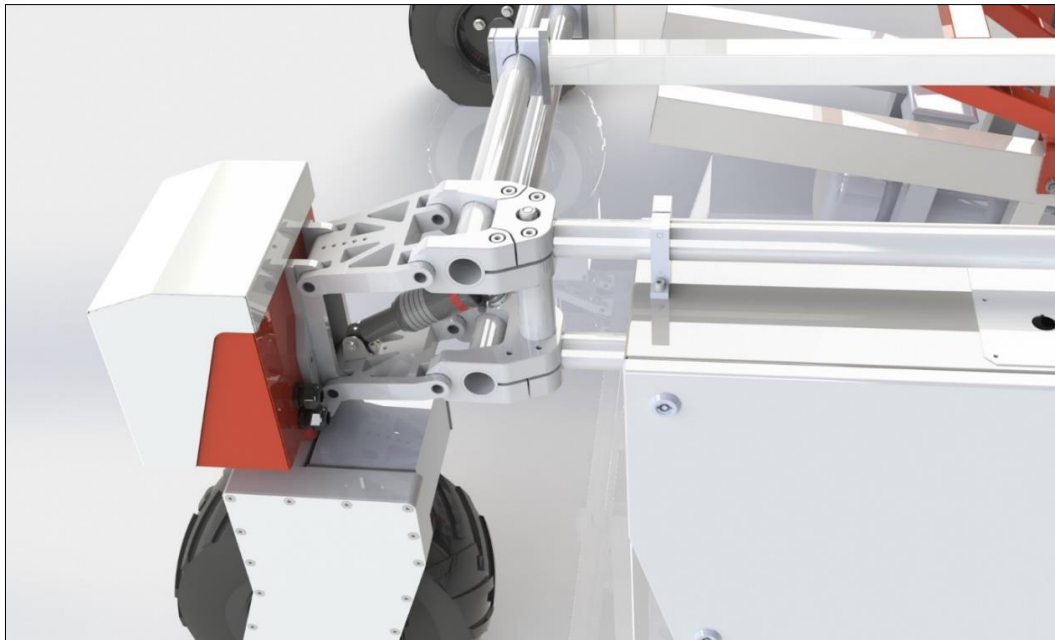
## 8.7 Andre mulige tiltak

Tiltakene nevnt i dette kapittelet vil sammenlagt trolig ha en tilstrekkelig grad av demping og isolering slik at problemer tilknyttet vibrasjonen generert av knivbjelken ikke lenger forekommer. Skulle det likevel være behov for ytterligere dempings, - og isoleringstiltak på den autonome landbruksroboten Thorvald anbefales det å se nærmere på følgende områder:

- En form for fjæringselement der hvor aluminiumsrørene går i inngrep, se figur 8.15
- Nøyaktig montering og balansering av masser

I kapittel 6 ble det nevnt at alle maskiner som har en form for ubalanse i fram, -og tilbakegående eller roterende bevegelser gir opphav til ytterligere vibrasjon. En nøyaktig montering for å hindre løse komponenter og festeanordninger kan derfor ha en positiv innvirkning.

Klippekonfigurasjonen av Thorvald veier videre rundt 300 kg, hvorav kutteutstyret veier rundt 100 kg. Dette medfører at robotens tyngdepunkt er lokalisert noe lenger framme, og medfører en mulig ubalanse som forsterkes med økende kjørehastigheter. Et konkret tiltak vil derfor kunne være å redesigne Thorvald slik at tyngdepunktet kommer litt lenger bak. Dette vil kunne innebære å flytte motoren bakover og da forlenge motorakslingen.



Figur 8.15: Det kan være aktuelt å implementere en form for fjæringselement hvor aluminiumsrørene tilkobles Thorvald.

Aluminiumsrørene går i inngrep på koblingsenheten illustrert i figur 8.15. Her finnes det en rekke mulige løsninger, deriblant elastomere klammer og gummipakninger. ROSTA AG driver for tiden og utvikler en plastisk enhet (ROSTA Plastic Unit – RPU) som også kan være aktuell å benytte. Dette produktet er ikke tilgjengelig på markedet, men vil trolig lanseres i løpet av de neste par årene. Fjæringselementet kan anskaffes i alle mulige former og størrelser samt tilpasses etter behov. Små elementer på så lite som 5x5x5 mm har vist seg å ha gode dempingsegenskaper ved diverse eksitasjonsfrekvenser. Ved videre arbeid anbefales det å vurdere behovet samt muligheten for en eller flere slike plastiske enheter fra ROSTA. [90]

## 8.8 Oppsummering og drøfting av aktuelle dempings, -og isoleringstiltak

En rekke konkrete dempings, - og isoleringstiltak har i dette kapittelet blitt presentert:

1. Elastomere underlagsskiver og ermer på bolter
2. Gummipakninger
3. Festeklammer med elastomere innlegg
4. Isolering av kameraer og sensorer både individuelt og samlet
5. Antivibrasjonsfester til generell demping og isolering
6. Nøyaktig montering av roboten

Det ble også foreslått noen generelle tiltak. Disse er i første omgang aktuelle å se nærmere på hvis tiltak 1 til 6 ovenfor skulle vise seg å være utilstrekkelige.

7. Elastisk knivbjelke-oppheng ved bruk av antivibrasjonsfester
8. Balansering av robotens tyngdepunkt

Tiltak 1 til 5 anses som relativt enkle tiltak som trolig vil være nok til å eliminere de opplevde vibrasjonsproblemene. Det anbefales derfor i første omgang å introdusere disse tiltakene, foreta en ny vibrasjonsmåling, og sammenligne det nye datasettet med vibrasjonsmåling 2 som ble presentert tidligere i kapittel 7. Merk at tiltakene kan benyttes i varierende grad, samt kombineres ved behov. Et eksempel kan være å benytte gummipakninger og wire-dempere i kombinasjon ved isolering av et sensorstativ. Tiltak 6 er en generell anbefaling da løse komponenter og festeanordninger kan gi strukturell ubalanse. Dette vil være opphav til ytterligere vibrasjoner i Thorvald som lett kunne vært unngått.

Tiltak 7 og 8 kan anses som mer avanserte tiltak og det anbefales derfor kun å benytte seg av disse ved et markant redesign av Thorvald, eller i det tilfellet at tiltak 1 til 6 ikke holder.

Per dags dato er den autonome landbruksroboten Thorvald et forskningsprosjekt. Det er derfor innforstått at det i fremtiden kan bli fastsatt at roboten skal lages både større, tyngre og mer effektiv for å gjøre den mer egnet til norsk landbruk. Denne rapporten, med overnevnte tiltak, kan i så fall benyttes som et veiledende oppslagsverk.

## **8.9 DEL I - Konklusjon**

Hovedmålet for prosjektet var å videreutvikle klippekonfigurasjonen av Thorvald for å sikre en forbedret ytelse og funksjon sammenlignet med dagens utgave. I del I av rapporten har det derfor blitt gjennomgått aktuell vibrasjonsteori og mulige metoder for demping og isolering av vibrasjon i mekaniske systemer. Det har blitt gjennomført vibrasjonsmålinger på Thorvald, samt blitt presentert en rekke mulige tiltak for demping og isolering.

Det er per i dag lite demping og isolering i Thorvald-strukturen. En rekke konkrete passive tiltak har derfor blitt presentert. Blant disse er elastomere festeklammer og underlagsskiver, wiredempere og gummipakninger. Andre mulige tiltak som ROSTA fjæringselementer har også blitt vurdert. Tiltakene kan benyttes i varierende grad, alene eller i kombinasjon, også ved en eventuell oppskalering av roboten. Det anbefales at denne rapporten benyttes som et veiledende oppslagsverk for videre arbeid med klippekonfigurasjonen av den autonome landbruksroboten Thorvald.

### **8.9.1 DEL I - Anbefalinger for videre arbeid**

Ved videreutvikling av klippekonfigurasjonen gis det følgende anbefalinger:

- Dempings-, - og isoleringstiltakene 1 til 6 nevnt i seksjon 8.8 bør i størst mulig grad implementeres på Thorvald.
- Effekten av tiltak 1 til 6 bør dokumenteres ved å gjennomføre en ettermåling av vibrasjonen. De nye verdiene kan sammenliknes med de som ble tilegnet under vibrasjonsmåling nummer 2, se seksjon 7.4.
- Vibrasjonen i Thorvald bør måles mens den er i drift ute på jordet slik at vibrasjonsnivået er mer realistisk og tar hensyn til motor, terreng og mulige støt. Det anbefales at det blir gjennomført en spektrumsanalyse slik at den reelle eksitasjonsfrekvensen i kritiske deler av roboten kan kartlegges.
- Hvis vibrasjonsnivået i Thorvald fortsatt medfører problemer etter implementering av tiltak 1 til 6 bør det vurderes å designe et elastisk knivbjelkeoppheng. Det anbefales i så fall å benytte ROSTA fjæringselementer type V.
- Eventuelle resonansfrekvenser i Thorvald bør avdekkes. Dette er særlig viktig med tanke på valg av ROSTA fjæringselementer.



**DEL II**

**Designforbedringer på den  
autonome landbruksroboten  
Thorvald**



# 9

---

## **Designendringer på Thorvald**

*Kapittelet vil presentere mulige designforbedringer hvor det har blitt lagt vekt på å minimalisere opphopning og overkjøring av gress, samt mulige tiltak for å forbedre knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng.*

## 9.1 Aktuelle designområder

I kapittel 2 ble det blant annet beskrevet noen aktuelle problemer tilknyttet dagens design av Thorvalds gresskonfigurasjon. I del I ble det avslutningsvis foreslått en rekke mulige tiltak for å redusere dagens vibrasjonsnivå. I dette kapittelet vil det derfor bli presentert mulige designendringer som kan bidra til å redusere opphopning og overkjøring av gress, samt forbedre knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng.

## 9.2 Skyveplater

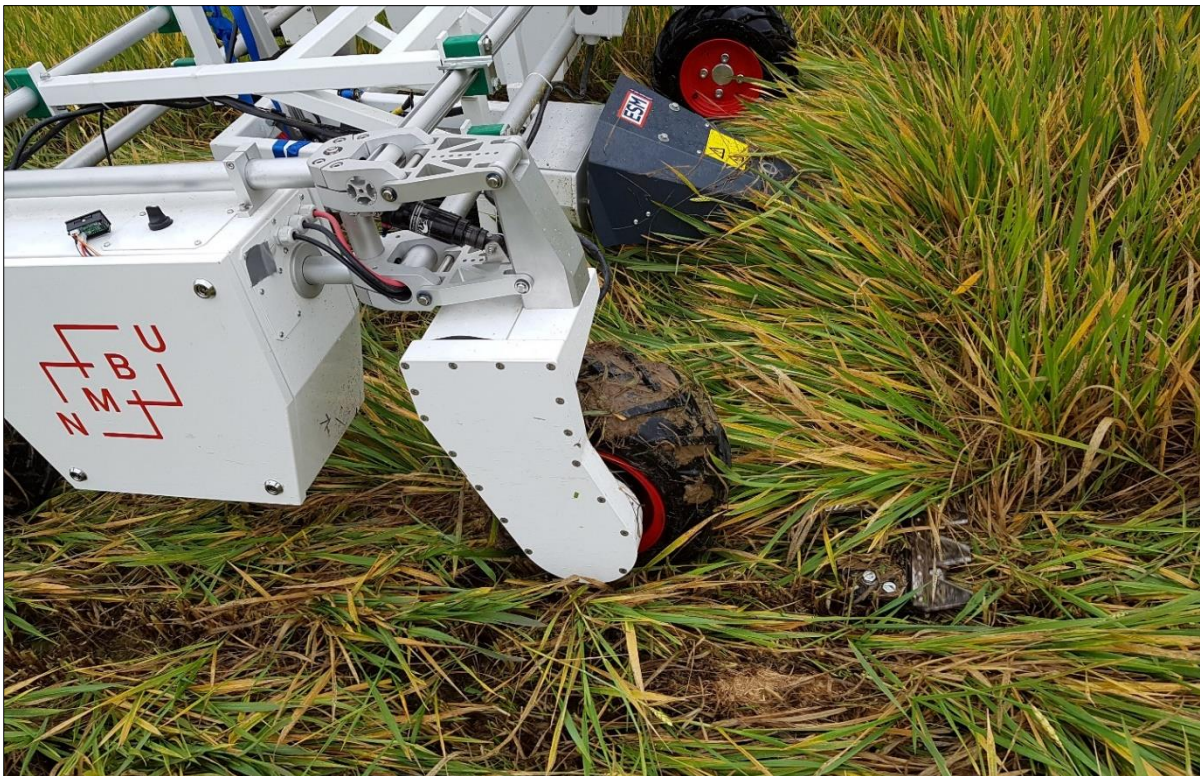
Den 17. oktober 2019 ble det gjennomført en liten slått på Kjerringjordet ved NMBU. Det hadde regnet noen dager tidligere, og det var derfor våtere enn man kanskje hadde foretrukket. Det ble ikke erfart problemer med gressopp hopning på selve knivbjelken. Dette var som forventet da det benyttes en dobbeltniv der begge knivene går i hver sin retning. Knivbjelkens deksel viste også en tendens til å skyve unna gress. Thorvald kjøres i tillegg med en hastighet på under 6 km/h, mer enn sakte nok til at knivene rekker å skjære over det gressarealet som oppstår som funksjon av kjørehastigheten. I praksis kunne antagelig Thorvald ha gått 15 km/h uten at dette hadde vært et problem. [92]



Figur 9.1: Thorvald på Kjerringjordet.

Knivbjelken beholdes derfor slik den er per dags dato. Dette er også gunstig da effektforbruket er lavere ved kutt med en slik kniv, kontra det å slå gresset av, slik det gjøres med en rotasjonsklipper. Dette benyttes i landbruket da det ikke er noe problem med energibehovet ved bruken av fossil motor; Thorvald skal være batteridrevet og et lavt effektforbruk er derfor essensielt. [92]

Det ble derimot erfart at gresset som ble slått på endekantene av knivbjelken havnet innunder hjulene; dette er veldig ugunstig da jord og møkk havner i gresset, se eksempel fra den overnevnte slåtten i figur 9.2. Dette kan medføre at kvaliteten på foret reduseres, noe som igjen kan medføre økonomiske tap for bonden. Det er også en sjanse for at sporer virvles opp i lufta med påfølgende negative konsekvenser, se kapittel 3.



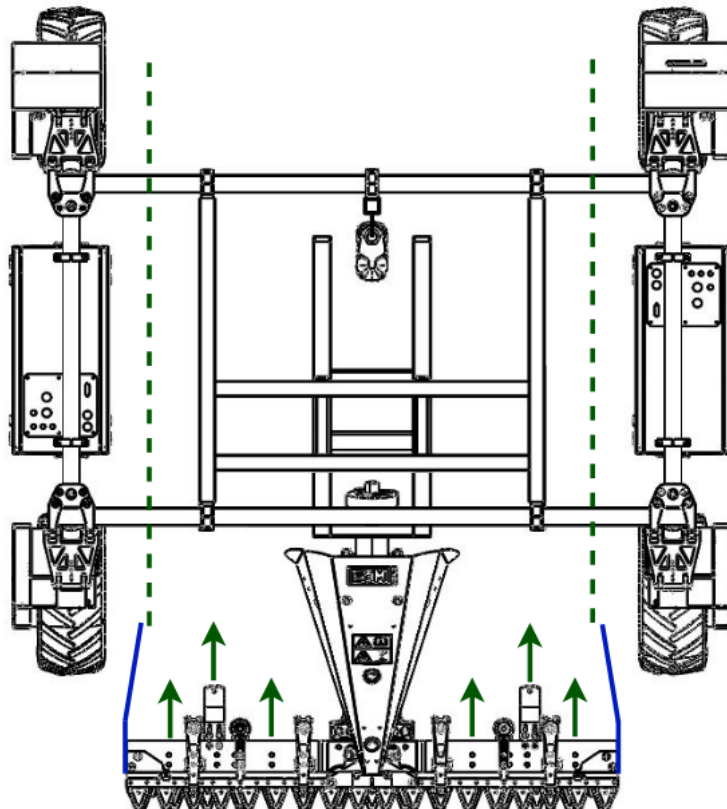
Figur 9.2: Deler av gresset som blir kuttet havner innunder hjulene til Thorvald.

En mulig løsning på dette problemet kan være å montere en form for skyveplater på hver enden av knivbjelken slik at gresset skyves unna dekkene og innunder roboten. Det finnes flere tilfeller av dette ute i industrien, se eksempler i figur 9.3.



Figur 9.3: Eksisterende knivbjelker med en form for sideplater for å skyve unna klippet gress. [93, 94]

En form for skyveplater på Thorvald vil redusere mengden gress som blir overkjørt og samle det kuttede gresset mer sammen. Dette vil trolig medføre litt lenger tørketid, men oppsamlingsprosessen vil mest sannsynligvis bli betraktelig enklere via denne ordningen. Prinsippet er illustrert i figur 9.4.

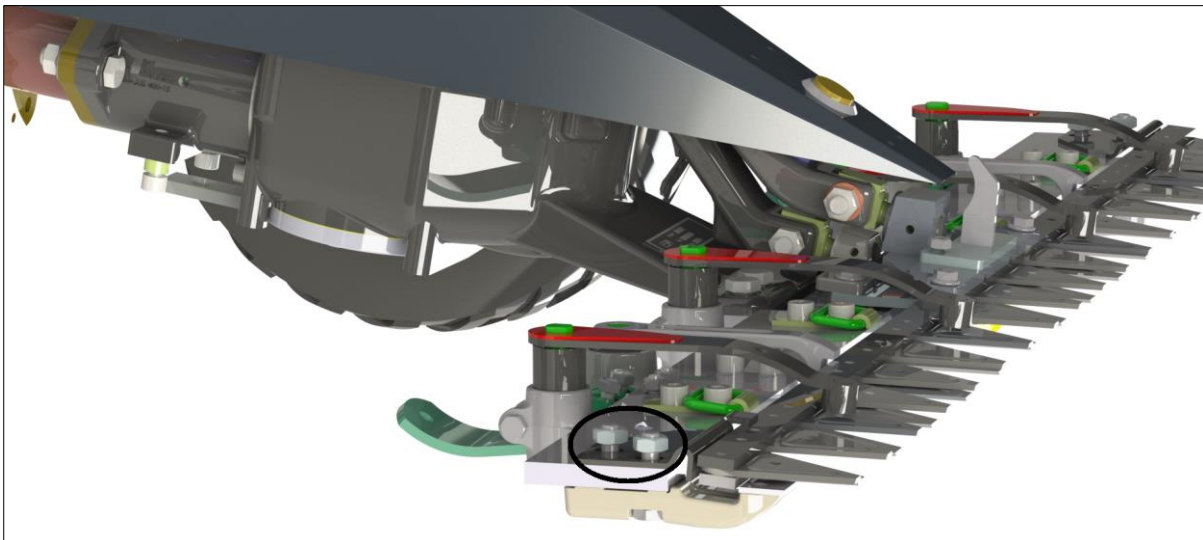


Figur 9.4: Figuren illustrerer påmonterte skyveplater (blått) og gress (grønt).

Ved design av skyveplatene settes følgende krav:

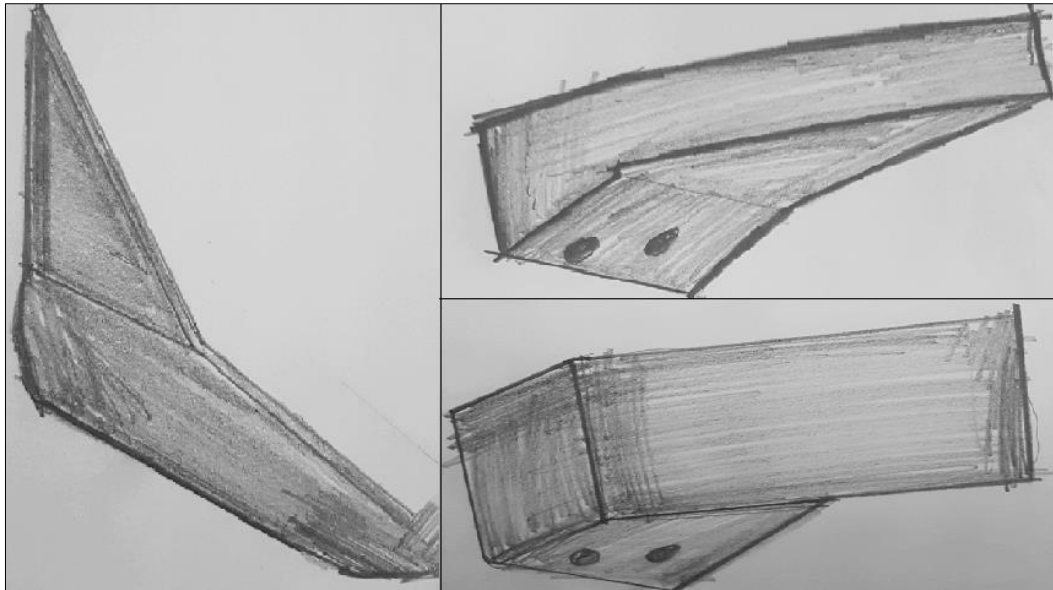
- Gresset som kappes har en gjennomsnittlig høyde på 30 - 40 cm
- Stubbehøyden er på minst 10 cm
- Gresset som legger seg mot skyveplatene har en veldig liten vekt, og belastningen anses derfor som neglisjerbar
- Skyveplatene skal ha en hurtig og brukervennlig festemetode
- Skyveplatene skal legges relativt nærme forhjulene for å sikre et så stort «spenn» som mulig, se figur 9.4. Dette vil redusere sjansen for gressopphopning på underside av Thorvald.

Å benytte knivbjelkens eksisterende bolter til å feste skyveplatene anses som en hensiktsmessig løsning. Boltene er illustrert i figur 9.5 og ligger relativt nærme endekanten av knivbjelken.



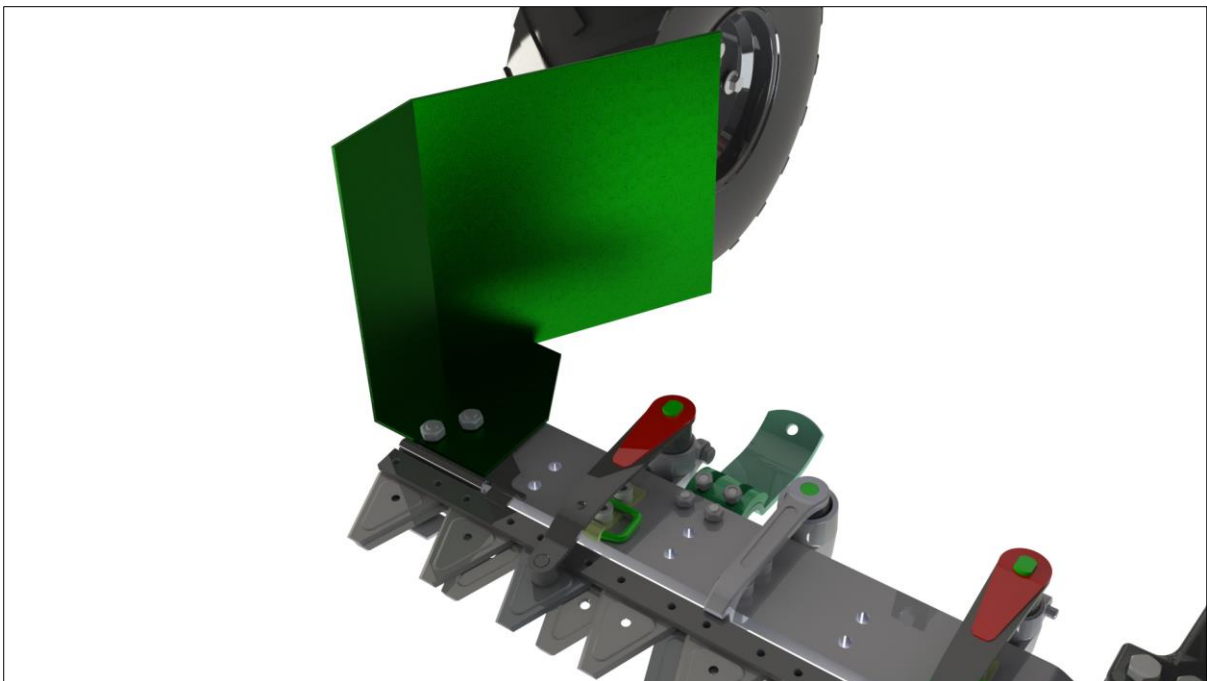
Figur 9.5: To bolter på endekanten er aktuelle å benytte ved montering av en skyveplate.

Potensielle utforminger av skyveplatene ble enkelt skissert, se figur 9.6.



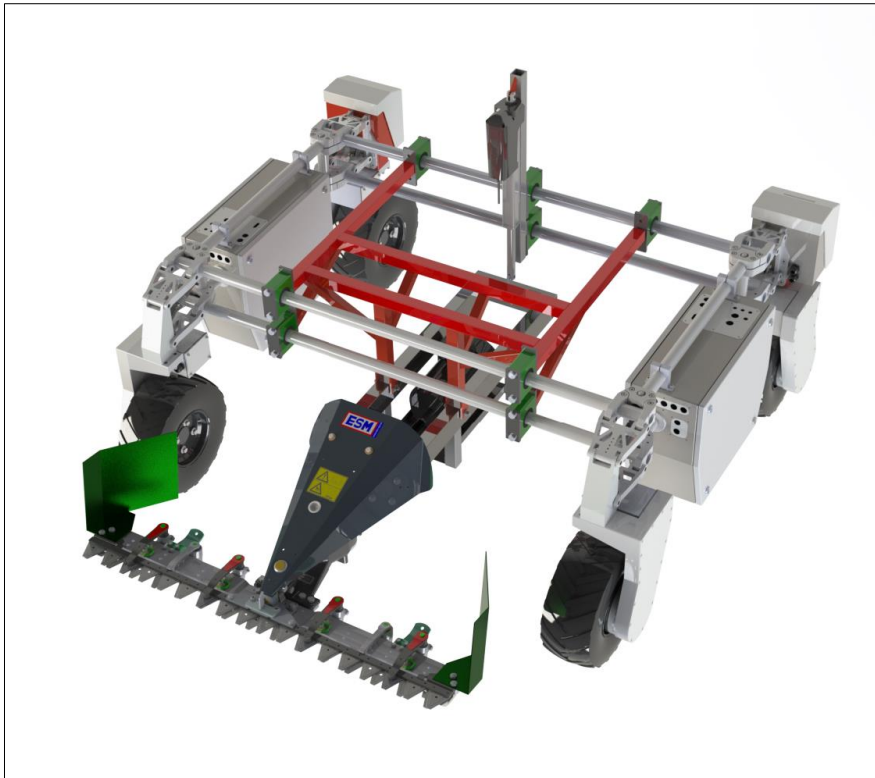
Figur 9.6: Noen skisser av forskjellige mulige skyveplater for gresset

Det er mulig å feste skyveplatene på oversiden eller undersiden av knivbjelken ved å benytte 2 av knivbjelkens M10 bolter. Det blir i første omgang valgt at skyveplaten skal monteres på oversiden, da dette trolig vil gjøre av- og påmontering litt enklere, samt spyling og vasking. Et mulig konsept er illustrert i figur 9.7 og 9.8.



Figur 9.7: Skyveplaten monteres på oversiden ved bruk av knivbjelkens M10 bolter.





Figur 9.8: Et mulig konsept av en skyveplate montert på Thorvald.

Skyveplaten består av en enkel brakett som kan festes ved bruk av knivbjelkens M10 bolter på endekanten. Et vertikalt profil sikrer at det kuttete gresset ikke havner innunder hjulene. Det er antatt at gresset som skal kuttes har en høyde på omtrent 40 cm, med en stubbehøyde på rundt 10 cm er det derfor valgt en høyde på vertikalprofilen på 25 cm for å sikre at gresset ikke legger seg over skyveplaten. Profilet har en tykkelse på 3 mm.

Fremtidige anbefalinger for skyveplatene:

- Det anbefales å bruke aluminium som materialet da det er relativt lett og ekstrudering gir nesten ubegrensede kombinasjonsmuligheter for profiler og formvalg. 6000-serien (AlMgSi) har blant annet god korrosjonsbestandighet, maskinbarhet, formbarhet og sveiseegenskaper. [95]
- Store vibrasjonsnivåer på knivbjelken kan medføre at boltene løsner. Dette kan løses ved tilstrekkelig forspenning eller ved bruk av Loctite. Det kan også vurderes en form for låsemutter; for eksempel Spiralock<sup>®</sup>. [96, 97]
- Dimensjoner og utforming på skyveplaten er et innledende forslag og bør finjusteres i kombinasjon med testing i praksis.

### 9.3 Gressoppnopning under Thorvald

Den 28.09.2018 ble det gjennomført en slått ved Vollehaugen - Ås, av daværende avdelingsingeniør Eirik Wormdahl og dr. Lars Grimstad. Gresshøyden var på ca. 30 cm og forholdsvis vått. Det ble blant annet erfart at vått gress klitrer seg lettere til roboten enn tørt, samt at knivbjelkens festebrakett med tilhørende motor henger litt for lavt. Dette medførte at det klippede gresset hadde en tendens til å hope seg opp under lengre klippeperioder. Problemet ble gradvis mindre med tørrere gress, samt lavere kjørehastighet, men kan fortsatt utgjøre et problem ved kutting av høyere gress. Det ble også poengtert at knivbjelken hadde hatt godt av en litt mer vannrett angrepsposisjon.

Videre ble det erfart at robotens tyngdepunkt blir plassert veldig langt fremme med det påmonterte klippeutstyret. Dette problemet har blitt delvis løst ved å kun ha styring på bakhjulene, da forhjulene hadde store vanskeligheter med å foreta svingninger.

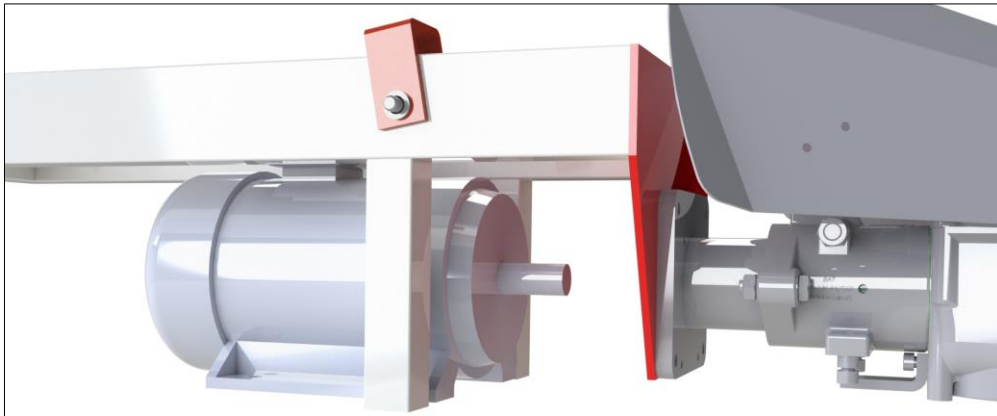
Det er fortsatt ønskelig å bringe tyngdepunktet til Thorvald litt lenger bakover, da dette kan føre til et noe likere marktrykk foran og bak. I henhold til del I kan det også tenkes at vibrasjonen i rammeverket vil kunne reduseres litt hvis tyngdepunktet i systemet blir mer sentrert.

Det velges derfor å gjøre følgende designtiltak på Thorvald:

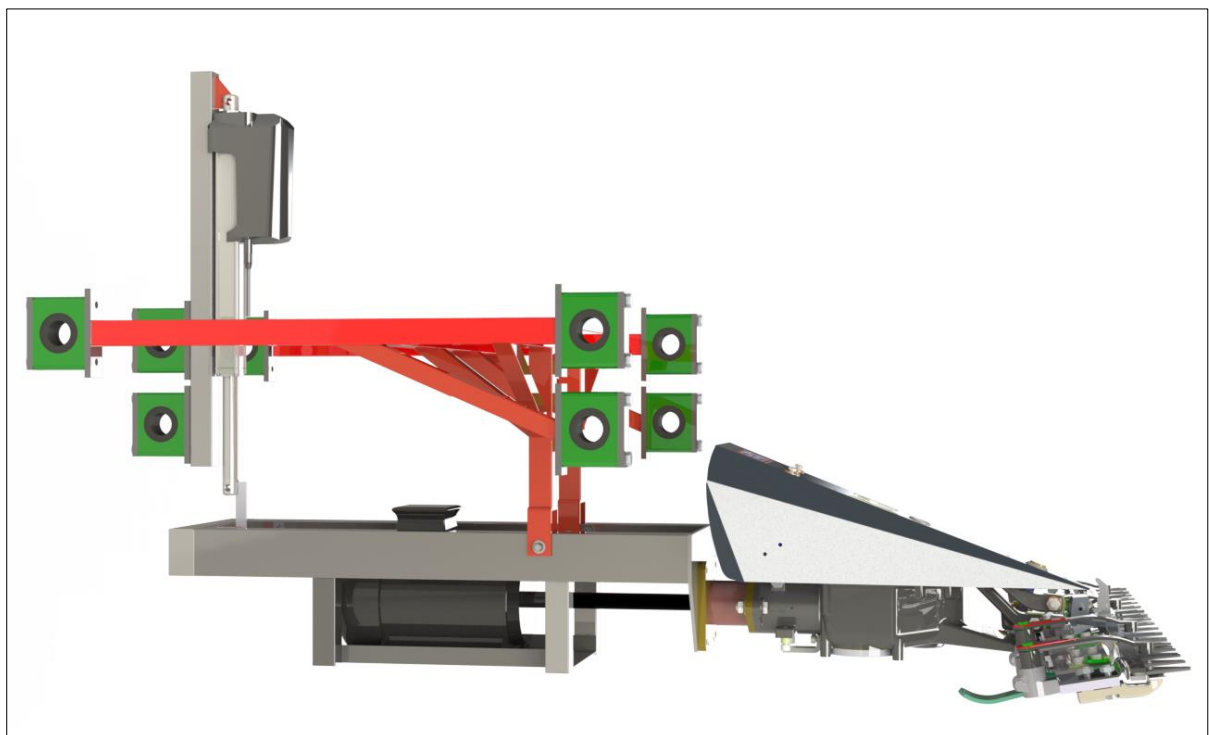
- Da opphopningen av gress er forholdsvis begrenset velges det innledningsvis å heve motoren med tilhørende oppheng og festebrakett med 5 cm. Dette vil samtidig medføre at knivbjelken får en litt mer vannrett angrepsposisjon, samt at festebraketten kan gjøres mindre.
- Festebraketten vil forkortes med 5 cm, men vil beholde hovedandelen av dagens geometri. Platetykkelsen på 6 mm beholdes.
- For å flytte tyngdepunktet i Thorvald litt lenger bakover velges det i første omgang å flytte motoren 10 cm lenger bak ved å øke lengden på motorakslingen. Legg merke til at det er festebraketten som er belastet, ikke akslingen.

Å flytte motoren 10 cm bakover vil kunne bidra til å redusere opphopning av gress, da det kuttede gresset får litt mer plass til å legge seg flatt. En annen fordel er at dette medfører en liten forflytning av robotens tyngdepunkt.

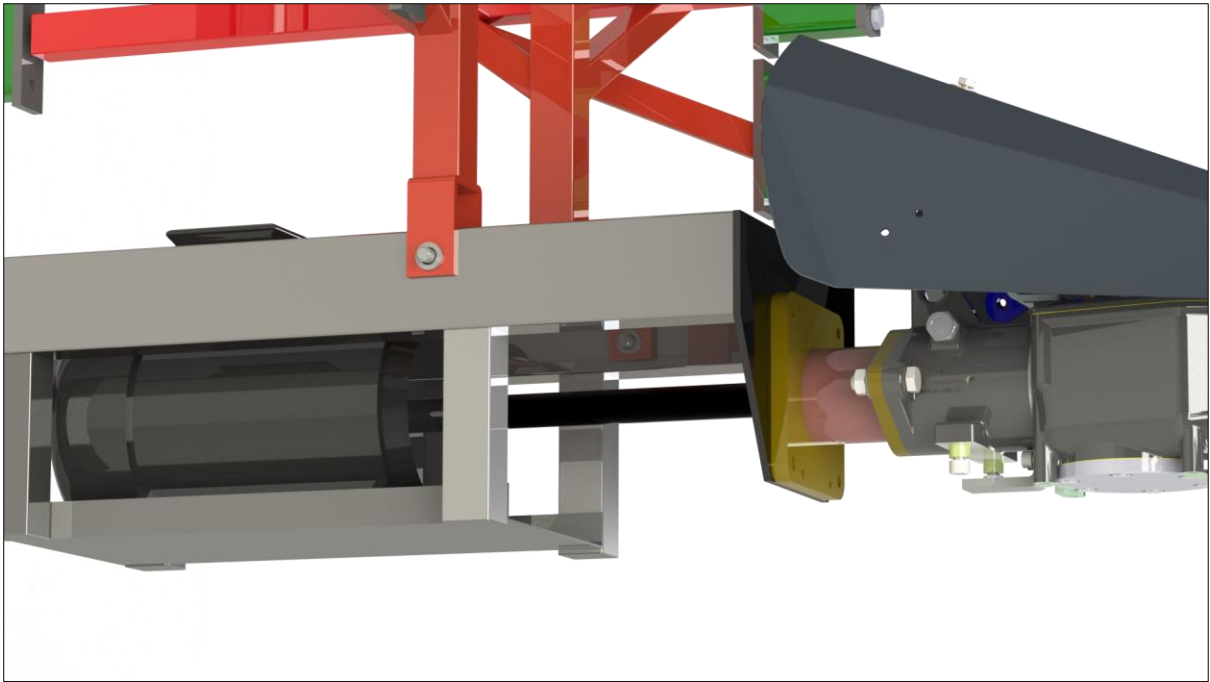
Forflytningen er trolig ikke nok til å utgjøre en praktisk forskjell, men anses likevel som en god startverdi med tanke på gressoppnopning. Skulle det i fremtidige tester og forsøk vise seg at tyngdepunktet bør plasseres enda lenger bak på Thorvald anbefales det å skyve motoroppheget betraktelig lenger bak, og forlenge motorakslingen.



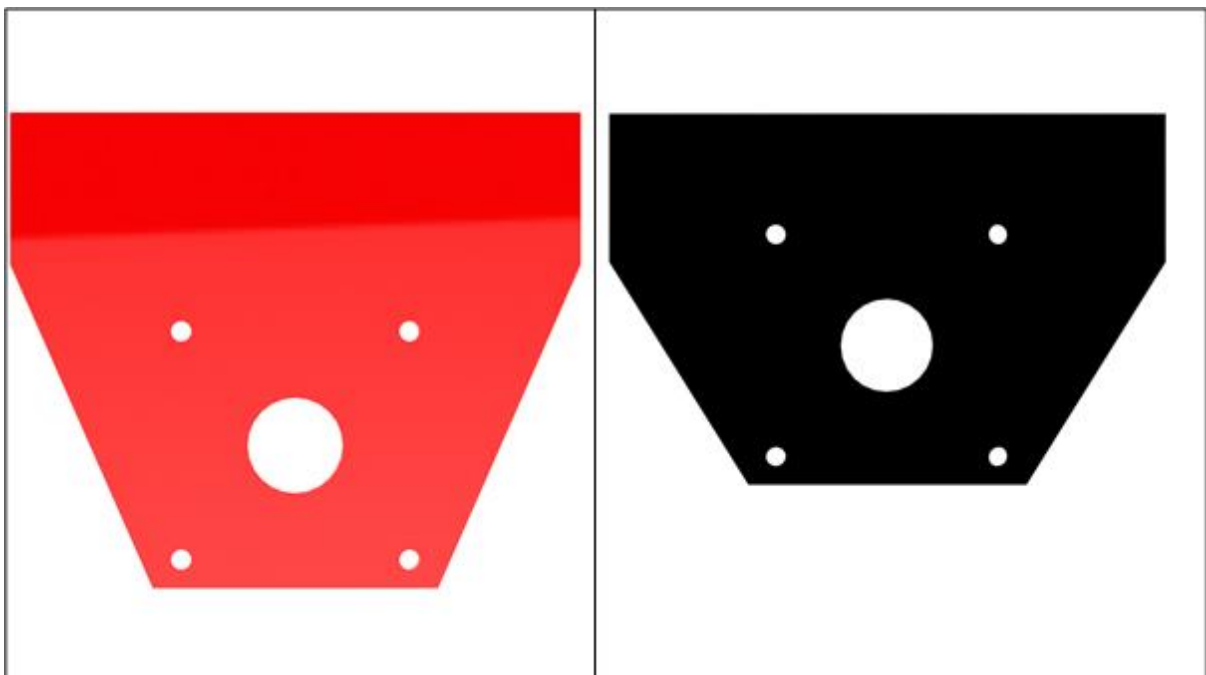
Figur 9.9: Festebraketten og motoroppheget per dags dato.



Figur 9.10: Motoroppheng og festebrakett har blitt hevet 5 cm. Motoren er i tillegg flyttet 10 cm lenger bak.



Figur 9.11: Nytt design av festebrakett og motoroppheng.

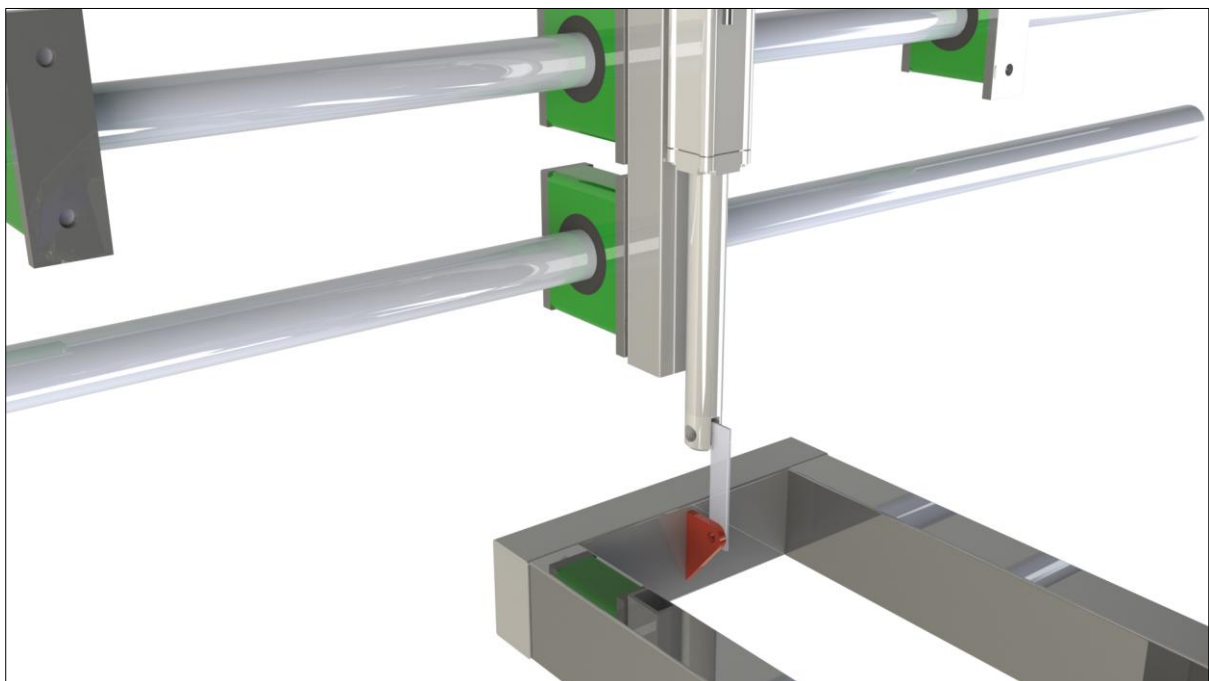


Figur 9.12: Den nye festebraketten (sort) beholder mesteparten av dagens design (rødt), men er forkortet med 5 cm.

Hovedmålsettingstegninger av dagens festebrakett samt ny brakett foreligger i vedlegg.

## 9.4 Forbedret kutteevne i ulendt terreng

Det ble i kapittel 2 nevnt at knivbjelken per i dag gjennomfører jobben på en akseptabel måte. I ulendt terreng finnes det likevel rom for forbedringer og det er ønskelig at knivbjelken skal kunne følge bakken enda bedre. Dette kan oppnås ved å gi aktuatoren en form for fjæring eller flyteevne. Per i dag blir det benyttet en LA36 elektrisk lineæraktuator fra LINAK, som ble beskrevet i seksjon 2.4.3. Aktuatoren er festet til knivbjelkeoppheng via en brakett, se figur 2.9 i kapittel 2 og 9.13. Den muliggjør heving og senking av knivbjelken ved at opphengene kan rotere rundt opplagerne som kan ses på figur 9.11 og 9.15.



Figur 9.13: I dagens design kan lineæraktuatoren festes til opphengsrammen via en brakett.

Strengt tatt er det ikke mulig med en form for flyteevne på en elektrisk lineæraktuator, i henhold til LINAK. Det ble likevel foreslått at aktuatoren i kombinasjon med en gassfjær muligens kan gi knivbjelken litt ekstra fjæring. Dette er tilsvarende det en kan finne på snøsporsettere, hvor sporsetteren er avhengig av å kunne følge snøens kontur. [98]

### 9.4.1 Gassfjærer

En gassfjær består av en presisjonsstang festet til et skyvestempel som beveger seg innenfor en forseglet sylinder, fylt med enten nitrogengass eller olje under trykk. Kraften til dette skyvestempelet er lik trykkdifferansen mellom trykket inne i sylindere og atmosfæretrykket utenfor, fordelt på stangens tverrsnittsareal. Gassfjærer kan tilpasses i henhold til en rekke krav, og benyttes derfor i utallige applikasjoner. De vanligste kategoriene er trykkende, dempende, blokkerbare og dragende gassfjærer. Hver kategori har sine respektive undergrupper designet for diverse bruksområder. [99, 100]

I tråd med tekniske anbefalinger gitt av leverandør Aratron AS ble det vurdert som mest hensiktsmessig å benytte en eller to dragende gassfjærer på Thorvald. Disse vil kunne gi knivbjelken en form for fjæring som trolig vil kunne forbedre klippeeviden i ulendt terreng. Oppbyggingen av en dragende gassfjær er illustrert i figur 9.14. [101]



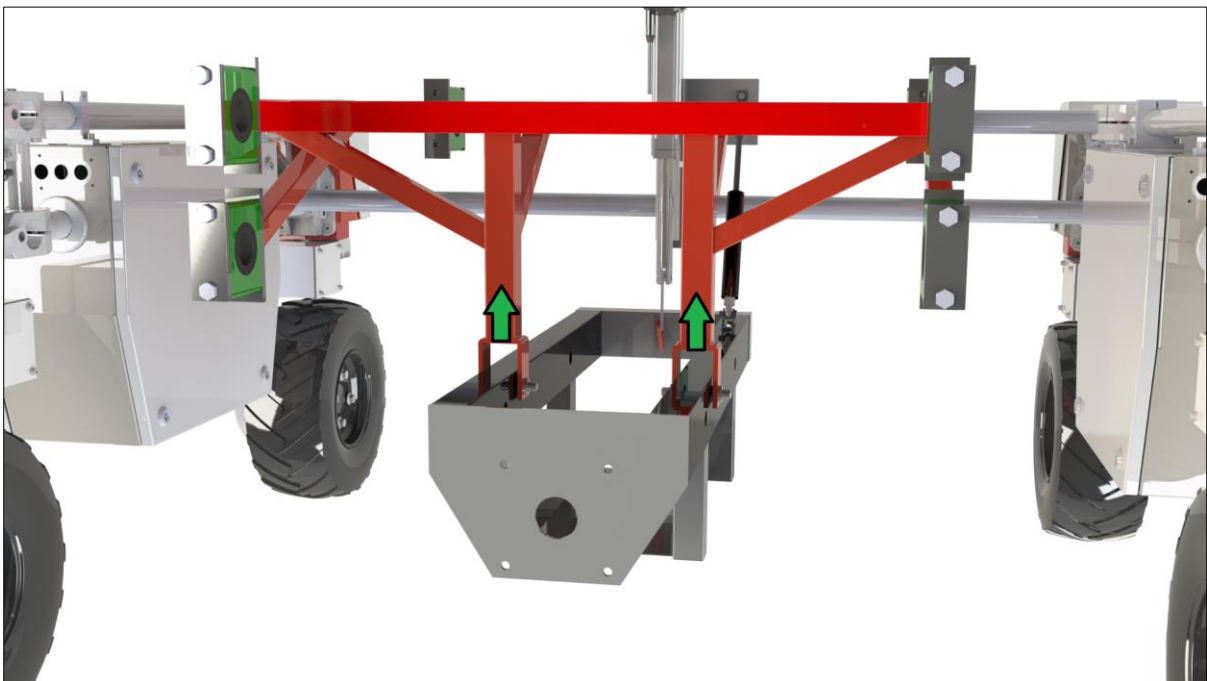
Figur 9.14: Et snitt av en dragende gassfjær. [102]

En dragende gassfjær fungerer stikk motsatt av en vanlig trykkende gassfjær. I praksis vil det si at når det ikke virker en ytre kraft på fjæren så vil skyvestempelet trekkes tilbake til sylindere. Slike fjærer gir god støtdemping, og har også en god demping i forlengelsesretningen. Da de også støtter bruken av manuell kraft benyttes de ofte i applikasjoner hvor det er særlig viktig med en kontrollert bevegelse, og deriblant ved lukking av dører, lokk, landingsutstyr m.m. [102]

### 9.4.2 Dragende gassfjær på Thorvald

Festene vist i figur 9.15 fungerer som opplagere for det påmonterte klippeutstyret med påfølgende oppheng. Det vil si at under drift vil belastningen på gassfjæren være neglisjerbar og skyvestempelet er derfor inne i sylindren. Ved ulendt terreng som grøfter og humper vil derimot gassfjæren belastes og skyvestempelet forlenges. Dette vil medføre at opphenget roterer om festene og knivbjelken heves. Tilsvarende vil fjæren ved flatmark igjen vende tilbake til komprimert tilstand og knivbjelken vil derfor senkes. [100]

Dette vil medføre at knivbjelken heves og senkes i takt med terrenget og vil derfor trolig kunne følge bakken noe bedre sammenlignet med dagens design. Merk at dragende gassfjærer leveres med ventil som standard, som kan benyttes til å bestemme farten til skyvestempelet. [101]

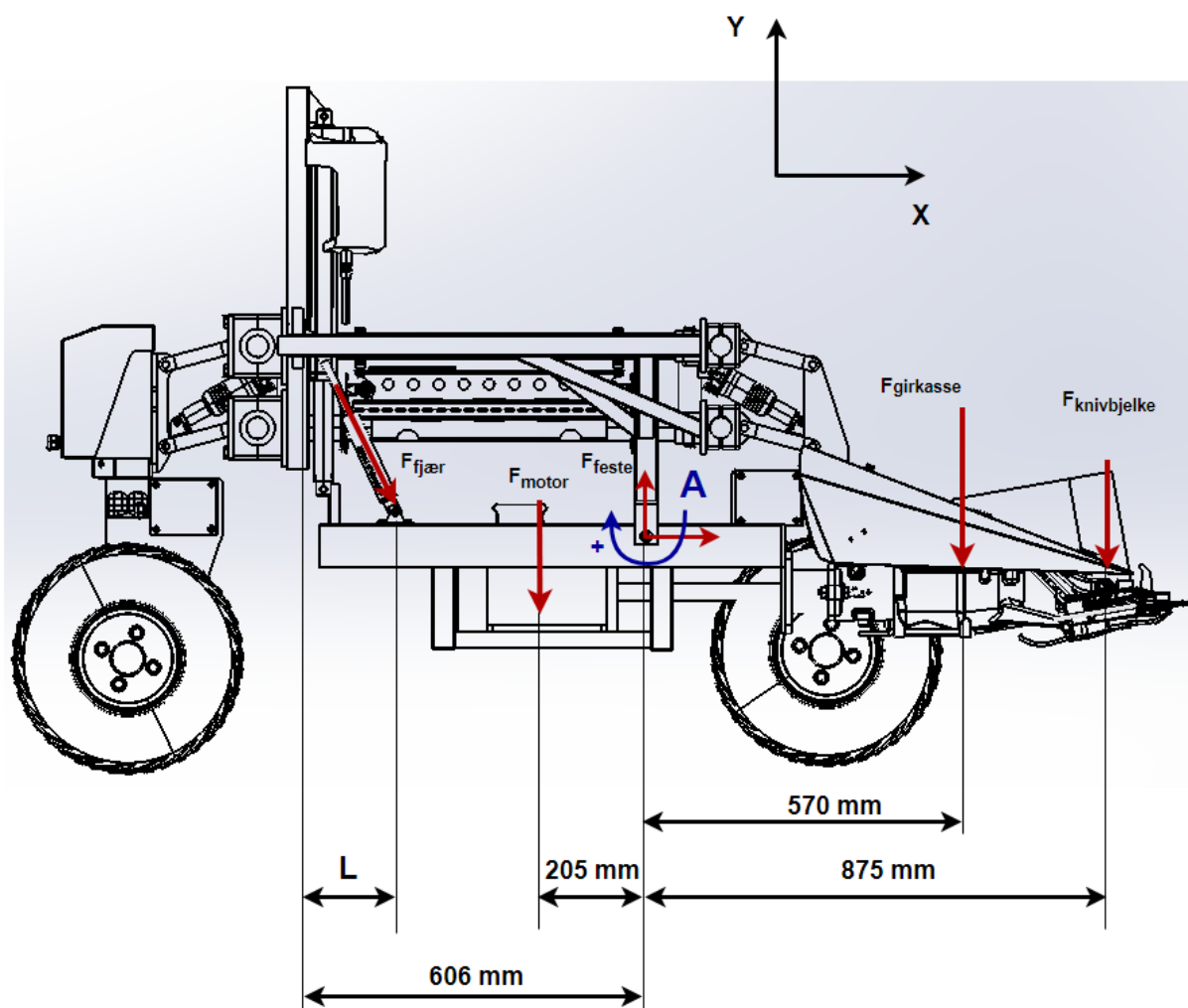


Figur 9.15: Festene fungerer som opplagre (grønne piler) for klippeutstyret: knivbjelk, motor og underamme.

### 9.4.3 Innledende forslag med overslagsberegninger

Gassfjæren vil måtte kunne skyve knivbjelkeopphenget slik at knivbjelken kan heves. Et grovt illustrert belastningsbilde er vist i figur 9.16. Legg merke til at plasseringen til motoren i forhold til rotasjonsledd A (blå pil) har mye å si for hvor kraftig gassfjæren må være for å senke opphenget og slik heve knivbjelken. En innledende verdi på 205 mm fra motorens tyngdepunkt til ledd A er benyttet i videre utregninger.

Orienteringen og posisjonen til gassfjæren vil også spille en stor rolle for kraftbilde. Den horisontale avstanden mellom gassfjærens festebraketter er satt til en vilkårlig lengde  $L$ . Tallverdier er hentet ut ifra CAD-modellen anskaffet fra SagaRobotics. Legg merke til at rotasjonsledd A kan ta opp krefter i x og y-retning, og roterer om z-aksen (normalt på papirplanet).



Figur 9.16: Et grovt belastningsbilde over kutteutstyret, oppheng og gassfjær.



Ved belastning vil gassfjæren måtte skyve opphenget nedover slik at knivbjelken heves. For at dette skal kunne skje må motoren og gassfjæren motvirke momentet skapt av kutteutstyret. Det er derfor av interesse å se på momentbalansen om rotasjonsledd A.

For å forenkle beregningene velges det å se bort i fra kraften fra motoren. Dette vil videre gi en innebygd sikkerhetsfaktor da motoren i praksis vil hjelpe gassfjæren da den opptrer på venstre side av punkt A. En annen forenkling er at det i første omgang beregnes at fjærkraften bare virker vertikalt. Dette er ikke riktig, og denne kraften vil dekomponeres utover i seksjonen. Fjærkraften vil derfor ha en indeks  $y$  som indikerer retningen, se figur 9.16

De forskjellige kreftene hentes ut i fra *Isaksen og Grelland* [19]:

$$F = m \cdot g \quad (9.2)$$

$$F_{gir\,kasse} = 42 \, kg \cdot \frac{9,81N}{kg} = 412 \, N$$

$$F_{kniv\,bjelke} = 34 \, kg \cdot \frac{9,81N}{kg} = 334 \, N$$

Fjærkraften vil i dette tilfellet måtte være sterk nok til at momentet i rotasjonspunkt A blir null. Setter opp følgende momentbalanse i punkt A,  $M_A$ ; positiv retning med klokka:

$$M = F \cdot L \quad (9.2)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{kniv\,bjelke} \cdot 875 \, mm + F_{gir\,kasse} \cdot 570 \, mm - (F_{fjær-y} \cdot (606 \, mm - L)) = 0$$

$$334 \, N \cdot 875 \, mm + 412 \, N \cdot 570 \, mm - (F_{fjær-y} \cdot (606 \, mm - L)) = 0$$

$$292250 \, Nmm + 234840 \, Nmm = F_{fjær-y} \cdot (606 \, mm - L)$$

$$527090 \, Nmm - F_{fjær-y} \cdot (606 \, mm - L) = 0$$

Ligningen ovenfor kan bli tilfredsstilt på følgende måter: Den horisontale avstanden  $L$  mellom gassfjærens festbraketter kan reduseres slik at momentarmen blir så lang som mulig, eller det kan velges en sterkere gassfjær.

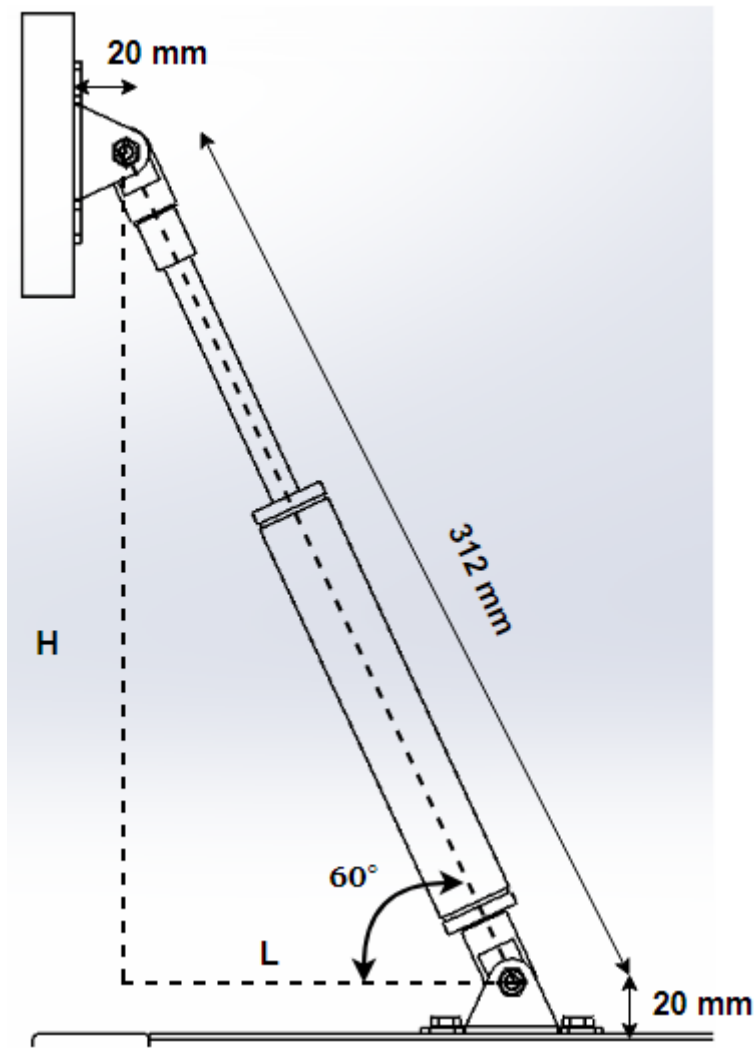
Aratron AS tilbyr en rekke forskjellige kraftkategorier for dragende gassfjærer: Z6-19 (30-300 N), Z10-40 (200-2000 N) og Z28-40 (500-5000 N). Selv med to gassfjærer vil den minste belastningen per fjær trolig overgå 300 N og det velges derfor å benytte Z10-40 i første beregningsrunde. Da gassfjæren skal benyttes utendørs anbefales det å benytte enten rustfritt stål (AISI 304), eller syrefast stål (AISI 316); på Thorvald holder det å benytte rustfritt stål. [101]

Etter teknisk rådføring med Aratron AS velges det i første omgang en slaglengde på 50 mm. Dette anses som mest hensiktsmessig da det ikke er ønskelig at fjæren blir for lang. Dette vil kunne medføre problemer da avstanden skyvestempelet må bevege seg blir for lang, og fjæren blir for treg til å kunne tilpasse seg endringer i terrenget på en rask og effektiv måte. Gassfjærene kan videre bli levert med en rekke forskjellige endefester og monteringsbraketter, og kommer som tidligere nevnt med en ventil som standard. Det blir valgt å benytte tosidig M8-øye som endefester, med tilhørende fotbraketter, se vedlegg. [102]

I henhold til tekniske anvisninger som finnes i vedlegg vil den totale fjærlengden ved belastning være:

$$L1 + L + L2 = L1 + 2 \cdot \text{slaglengde} + 150 + L2 = \\ (42 + 2 \cdot 50 + 150 + 20) \text{ mm} = \mathbf{312 \text{ mm}}$$

Legg merke til at L i dette tilfellet representerer fjærlengden og må ikke forveksles med lengden L i momentlikningen. Med en installasjonsvinkel på 60° vil orienteringen til gassfjæren være tilnærmet lik illustrasjonen vist i figur 9.17.



Figur 9.17: En tenkt orientering av gassfjær på Thorvald.

Med en installasjonsvinkel på  $60^\circ$  vil følgende avstander kunne beregnes:

Vertikal avstand fra senter - senter fotbrakett:

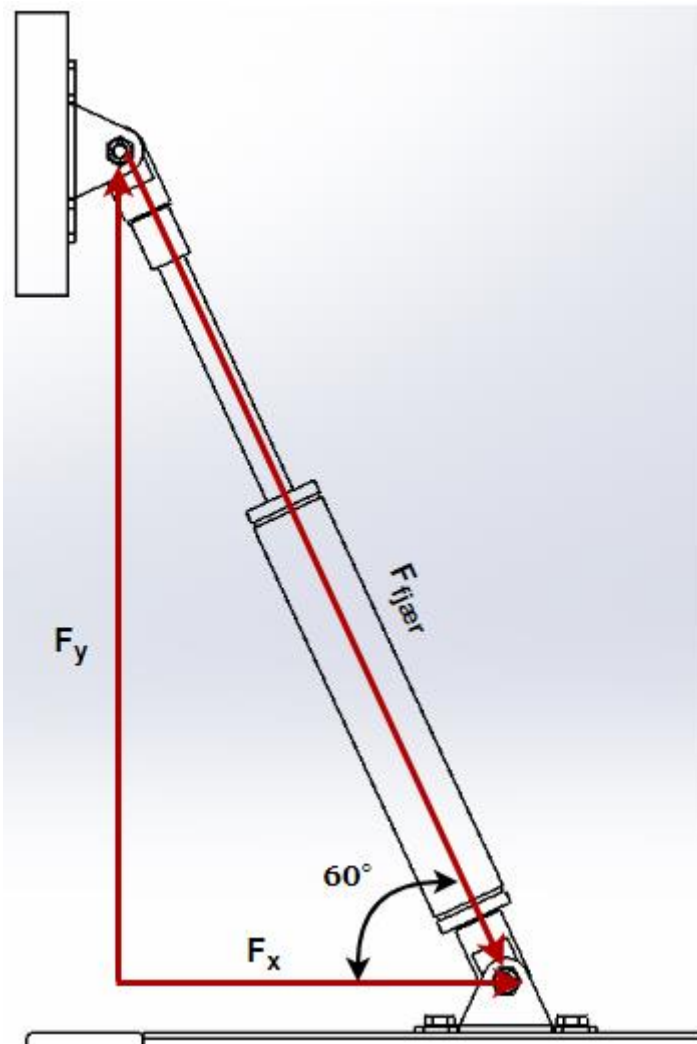
$$H = \sin 60^\circ \cdot 312 \text{ mm} \approx 270 \text{ mm}$$

Horisontal avstand fra senter - senter fotbrakett:

$$L = \cos 60^\circ \cdot 312 \text{ mm} = 156 \text{ mm}$$

For å kunne feste den vertikale fotbraketten velges det å sveise på en aluminiumsplate på siden av staget hvor lineæraktuatoren er festet. Den horisontale fotbraketten kan festes på dagens eksisterende knivbjelkeoppheeng.

Kraftsituasjonen til gassfjæren vil nå kunne tegnes opp og kontrolleres:



Figur 9.18: Dekomponert fjærkraft.

En gassfjær i kategori Z10-40 kan som nevnt tidligere tåle en maksimal belastning på 2000 N i fjærretningen. Da fjæren er installert i en vinkel må denne kraften dekomponeres.

$$F_y = F_{fjær-y} = \sin 60^\circ \cdot 2000\text{N} = 1732\text{ N}$$

Videre vil avstanden L fra gassfjærens endefeste til punkt A nå kunne beregnes:

$$L = 606\text{ mm} - 156\text{ mm} - 20\text{ mm} = 430\text{ mm}$$

Momentlikningen kan nå kontrolleres med de nye verdiene:

$$527090 \text{ Nmm} - F_{fjær-y} \cdot (606 \text{ mm} - L) = 0$$

$$527090 \text{ Nmm} - 1732 \text{ N} \cdot 430 \text{ mm} = -217670 \text{ Nmm}$$

Gassfjæren er dermed sterk nok til å skyve knivbjelkeopphenget med påfølgende utstyr slik at knivbjelken heves. Det negative momentet indikerer at det fortsatt er noe kraft til overs, denne kraften vil fungere som en ekstra sikkerhet:

$$527090 \text{ Nmm} - F_{fjær-y} \cdot 430 \text{ mm} = 0$$

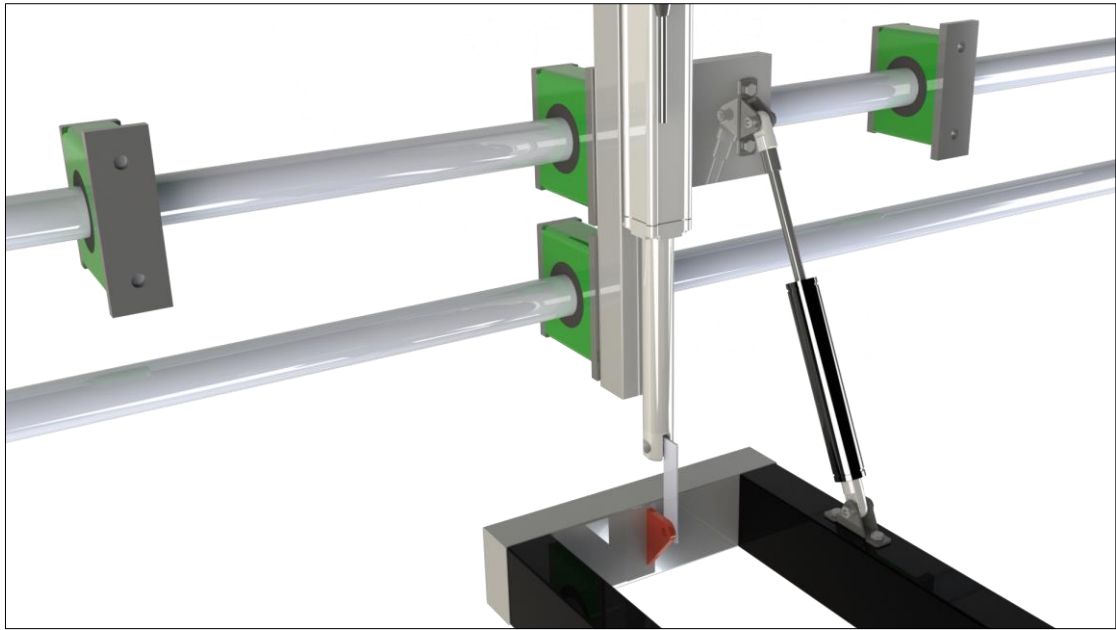
$$F_{fjær-y} = \frac{527090 \text{ Nmm}}{430 \text{ mm}} = 1226 \text{ N}$$

Sikkerheten er dermed på:

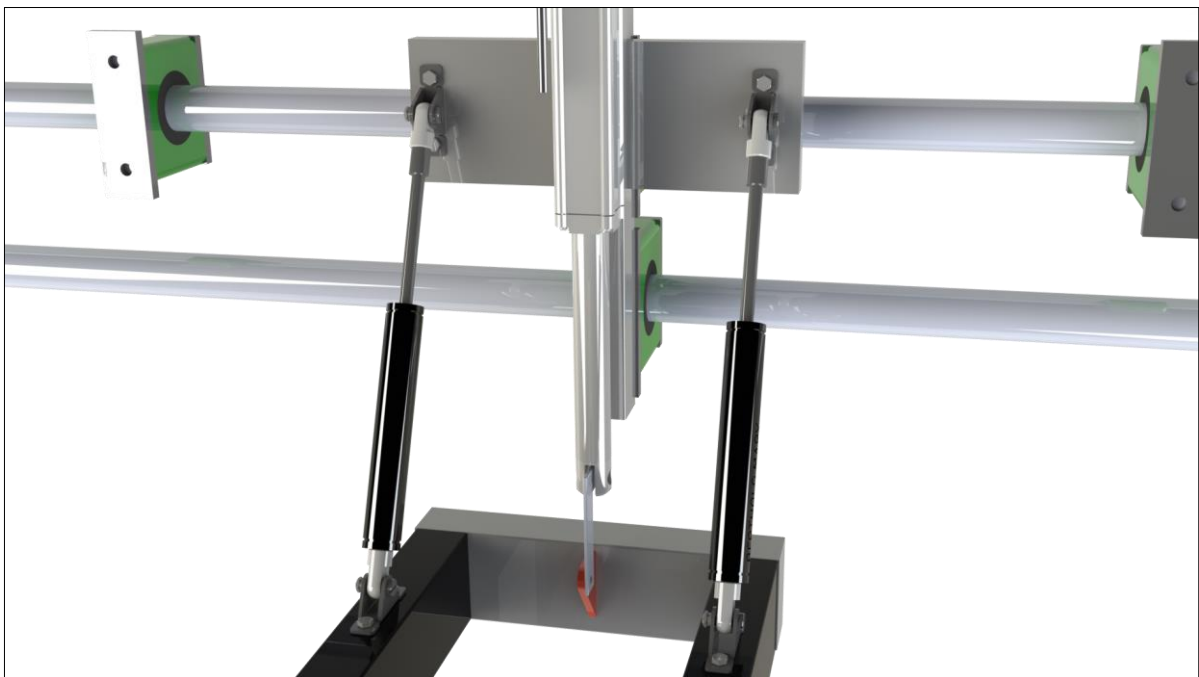
$$\frac{1732 \text{ N}}{1226 \text{ N}} = 1,41$$

I praksis vil denne sikkerheten være enda større da motoren også vil bidra til å motvirke momentet generert av kutteutstyret. Det kan argumenteres for at denne fjæren er overdimensjonert, men da det er knyttet usikkerhet til tall fra CAD-modellen samt vekten til de forskjellige komponentene godtas dette resultatet i første omgang.

Skulle det ved fremtidige tester og forsøk vise seg at fjæren er overdimensjonert anbefales det å se på muligheten til å redesigne rammeverket, neddimensjonere fjæren eller eventuelt benytte to fjærer i kategori Z10-28 (150-1200 N). En mulig installering av én og to gassfjærer er vist i henholdsvis figur 9.19 og figur 9.20.



Figur 9.19: En plate er sveiset på midtstaget. Den benyttes til å påmontere en gassfjær med tilhørende fotbraketter.

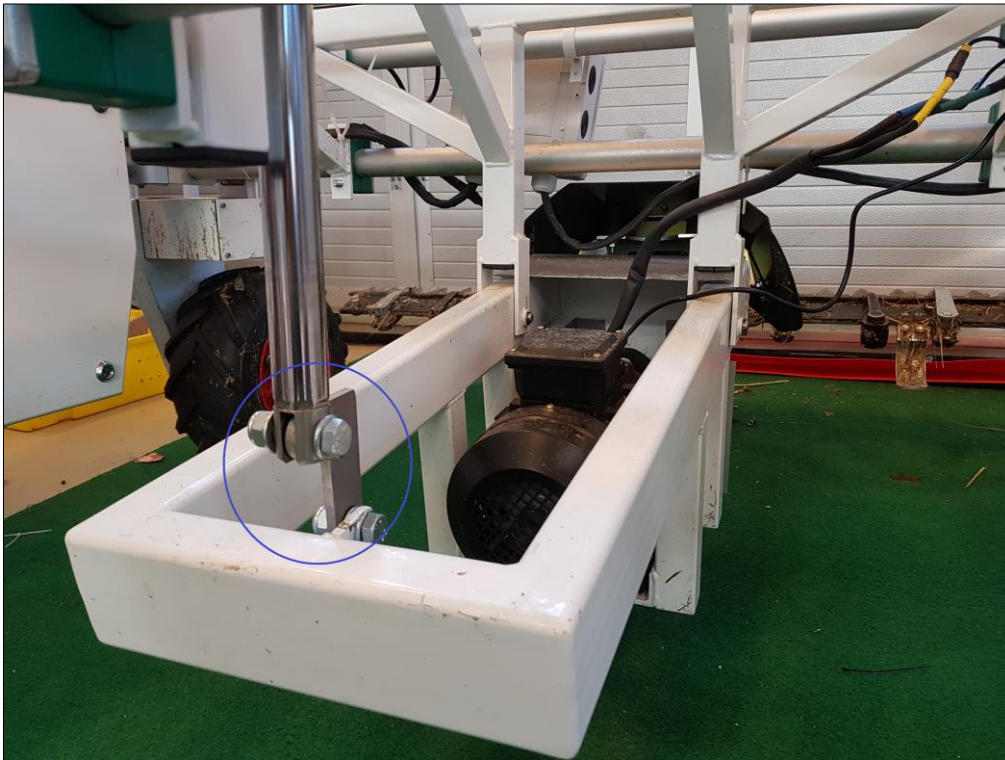


Figur 9.20: En mulig implementering av to gassfjærer.

## Potensielle problemer tilknyttet en dragende gassfjær:

1. For at gassfjæren skal ha en effekt må lineæraktuatorens festebrakett vist i figur 9.21 være fri til å bevege på seg. Hvis den er stiv vil den ta opp krefter og fjæren vil ikke ha noen effekt. Dette problemet kan trolig løses ved å feste aktuatorstempelet til festebraketten med en spline slik at den er fri til å rotere ved en eventuell forlengelse av aktuatorstempelet. En annen mulig løsning kan muligens være å erstatte braketten med et fleksibelt ledd som muliggjør fri bevegelse.

Det anbefales at dette ses nærmere på i fremtiden når det er mulig å foreta praktiske tester og forsøk på verkstedet ved NMBU. Det anbefales å ta nærmere kontakt med LINAK AS og Aratron AS for videre veiledning og teknisk assistanse ved behov.



Figur 9.21: Lineæraktuatorens festebrakett må kunne bevege på seg.

2. En dragende gassfjær forlenges ved at den blir dratt i av en ekstern kraft. I tidligere seksjoner er det antatt at kraften som en grøft eller hump i terrenget påfører kutteutstyret er nok til å forlenge gassfjæren. Dette er nødvendigvis ikke tilfellet og det anbefales at dette testes ut i praksis. Problemet vil mest sannsynligvis kunne løses ved å velge en mer følsom fjær. [101]

Av overnevnte eller andre praktisk årsaker kan det vise seg at en dragende gassfjær ikke utfører jobben, eller at jobben rett og slett ikke utføres på et tilfredsstillende nivå. Skulle dette være tilfellet anbefales det å se nærmere på muligheten til å erstatte dagens elektriske lineæraktuator med en elektro-hydraulisk lineæraktuator.

## 9.5 Elektro - hydraulisk lineæraktuator

Altra er en global designer og produsent av en rekke løsninger orientert mot bevegelseskontroll og kraftoverføring. I 2018 anskaffet de seg selskapet Thomson som nylig lanserte en elektro-hydrauliske løsning; Warner H-Track elektro - hydraulisk lineæraktuator. [101, 103]

H-Track aktuatorer er designet for applikasjoner med høye støtkrefter, deriblant ved kjøring over ulendt terreng. Den benytter en ekstern girpumpe koblet til et reservoar og selve aktuatoren. Selve systemet er designet for å være kompakt, men samtidig tilbytelsen til hydraulikk uten de store kostnadene ofte forbundet med hydraulikkanlegg.

Aktuatoren har en maksimal skyvekraft på 21350N med en maksimal hastighet på sylinderen på nær 100 mm/s. I tillegg til å være spylesikker og korrosjonsbestandig kan aktuatoren bli satt i en såkalt flytemodus. Dette tillater aktuatorstangen å bevege seg fritt i takt med terrenget. En slik løsning hadde derfor vært aktuell å benytte på den autonome landbruksroboten Thorvald. Enheten kan anskaffes av Aratron AS og tilpasses etter behov. Informasjon, - og datablad foreligger i vedlegg. [101, 104]



Figur 9.22: Warner Linear H-Track aktuator.[105]



## 9.6 Oppsummering og drøfting av aktuelle designendringer

En rekke forslag til designendringer på Thorvald har i dette kapittelet blitt presentert. Grunnet COVID-19 har det vært begrenset tilgang til verksted og dermed ingen mulighet til å foreta tester, forsøk og målinger. Ved videre arbeid anbefales det derfor at forslagene til designendringer gjennomgås ytterligere og justeres etter behov.

For å unngå at gress blir overkjørt eller hoper seg opp under roboten er følgende designendringer anbefalt.

1. Enkle skyveplater som monteres på hver av endekantene av dagens knivbjelke ved å benytte to M10 bolter. Med bakgrunn i fastsatte krav ble det valgt at skyveplatens vertikalprofil skal ha en høyde på 25 cm; dette er ansett som en tilstrekkelig høyde for å unngå at gress legger seg over skyveplaten.
2. Motoren med tilhørende oppheng og festebrakett heves i første omgang med 5 cm; det velges også å flytte motoren 10 cm lenger bak ved å forlenge akslingen.

Skyveplatene har en forholdsvis enkel utforming og monteringsmetode som trolig vil bidra til å redusere opphopning av gress på knivbjelken. En annen klar fordel er at gresset kuttet på knivbjelkens endekanter nå skyves innunder roboten i stedet for å havne under hjulene. Å heve motor, oppheng og festebrakett med 5 cm anses som en ukomplisert og trygg avgjørelse som vil kunne redusere sjansen for gressoppnopning.

For å forbedre knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng er følgende tiltak anbefalt:

3. En eller flere dragende gassfjærer kan i kombinasjon med dagens lineæraktuator tenkes å gi knivbjelken en form for fjæring, slik at den følger terrenget bedre enn den gjør per i dag. Aktuatorens vil fortsatt styre heving og senking av knivbjelken, men gassfjæren vil nå gi den en form for fjæring.
4. En annen mulig løsning vil være å erstatte dagens elektriske lineæraktuator med en elektrohydraulisk lineæraktuator. Det vil da være mulig for selve aktuatorstangen å ha en form for flyteevne; knivbjelken vil derfor kunne heves og senkes i takt med terrenget.

En form for fjæring eller flyteevne på dagens knivbjelke er strengt tatt ikke mulig ved bruken av en elektrisk lineæraktuator. Det kan likevel tenkes at en form for fjæring kan oppnås ved å kombinere dagens aktuator med en dragende gassfjær. Skulle det i praksis vise seg at denne fjæringen ikke er tilstrekkelig så anbefales det å vurdere muligheten for en elektrohydraulisk lineæraktuator.

## **9.7 DEL II - Konklusjon**

Hovedmålet for prosjektet var å videreutvikle klippekonfigurasjonen av den autonome landbruksroboten Thorvald for å sikre en forbedret ytelse og funksjon sammenlignet med dagens utgave. I del II av rapporten har det derfor blitt presentert noen mulige designendringer for å redusere overkjøring og opphopning av gress, samt forbedre knivbjelkens kutteevne i ulendt terreng.

For å redusere overkjøring av gress har det blitt presentert et design for en form for skyveplater som lett kan monteres på knivbjelken. Det har videre blitt valgt å heve motoren med tilhørende oppheng og festebrakett for å redusere opphopning av gress. Motoren flyttes samtidig litt lenger bak ved å forlenge akslingen. Knivbjelken kan gis en form for fjæring ved å introdusere dragende gassfjærer i kombinasjon med dagens lineæraktuator. Et innledende designforslag har blitt presentert og 3D - modellert. En alternativ løsning i form av en elektro-hydraulisk lineæraktuator har også blitt foreslått.

Grunnet praktiske begrensninger tilknyttet COVID-19 burde overnevnte designendringer justeres etter behov i kombinasjon med praktiske forsøk og tester. Det anbefales at denne rapporten benyttes som et veiledende oppslagsverk for videre arbeid med klippekonfigurasjonen av den autonome landbruksroboten Thorvald.

### **9.7.1 DEL II - Anbefalinger for videre arbeid**

Ved videreutvikling av klippekonfigurasjonen gis det følgende anbefalinger:

- Behovet for å finjustere skyveplatenes utforming bør kartlegges i kombinasjon med praktiske tester og forsøk.
- Effekten av å heve motoren med tilhørende oppheng og festebrakett bør testes i praksis. En gresshøyde på nærmere 40 cm anbefales for å avdekke eventuelle svakheter eller problemområder.
- Knivbjelkens oppnådde fjæringseffekt ved å benytte en dragende gassfjær bør dokumenteres, med eventuelle designsvakheter. Ved behov bør det ses nærmere på muligheten til å kunne erstatte dagens aktuator med en elektro-hydraulisk lineæraktuator.
- En klart mulig designsvakhet som bør utredes videre er linearaktuatorens festebrakett. For at gassfjæren skal ha en effekt må denne braketten kunne være fri til å bevege seg.

# Bibliografi

- [1] «Current World Population,» WorldOmeter, [Internett]. Available: <https://www.worldometers.info/world-population/>. [Funnet 20 10 2019].
- [2] A. Petch, «Agricultural tools used for harvesting cereal crops,» [Internett]. Available: <https://england.prm.ox.ac.uk/englishness-harvesting-tools.html>. [Funnet 21 10 2019].
- [3] «Ljå,» Egge museum, [Internett]. Available: <https://digitaltmuseum.no/021025691835/lja>. [Funnet 21 10 2019].
- [4] «Knivbjelke,» Norsk Treteknikk, [Internett]. Available: [http://www.norsktreteknikk.no/varebilder\\_vis.pl?artID=tohjulstraktorfingerbjelke122](http://www.norsktreteknikk.no/varebilder_vis.pl?artID=tohjulstraktorfingerbjelke122). [Funnet 21 10 2019].
- [5] «Scythe,» Wikipedia, [Internett]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/Scythe>. [Funnet 21 10 2019].
- [6] «Slåmaskin,» Wikipedia, [Internett]. Available: [https://no.wikipedia.org/wiki/Slåmaskin#/media/Fil:Fotothek\\_df\\_roe-neg\\_0006001\\_028\\_Pferdegespann\\_auf\\_einer\\_Wiese.jpg](https://no.wikipedia.org/wiki/Slåmaskin#/media/Fil:Fotothek_df_roe-neg_0006001_028_Pferdegespann_auf_einer_Wiese.jpg). [Funnet 21 10 2019].
- [7] «Slåmaskin i bruk,» Wikipedia, [Internett]. Available: [https://no.wikipedia.org/wiki/Slåmaskin#/media/Fil:Self-rake\\_reaper,\\_19th\\_century\\_illustration,\\_tp.jpg](https://no.wikipedia.org/wiki/Slåmaskin#/media/Fil:Self-rake_reaper,_19th_century_illustration,_tp.jpg). [Funnet 21 10 2019].
- [8] «Slåmaskin i bruk,» Kverneland, [Internett]. Available: <https://no.wikipedia.org/wiki/Slåmaskin#/media/Fil:Skiveslåmaskin.jpg>. [Funnet 21 10 2019].
- [9] L. Alakukku, «Sustainable Agriculture,» [Internett]. Available: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:603516/FULLTEXT01.pdf>Jun. [Funnet 21 10 2019].
- [10] S. Skøien, «Jordkultur,» Oslo, Tun Forlag, 2011, pp. 200-203.
- [11] B. S. & C. v. Ouwerkerk, «Implications of soil compaction in crop production for the quality of the environment,» [Internett]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0167198795004758?via%3Dihub>. [Funnet 21 10 2019].
- [12] «Vinterskader i eng, 5: Drift og overvintring, 2 - maskinbruk og kjøreskader,» [Internett]. Available: <https://www.fylkesmannen.no/globalassets/fm-nordland/dokument-fmno/landbruk-og-mat-dokumenter/jordbruk-dokumenter/vinterskader-i-eng-5.-drift-og-overvintring---maskinbruk-og-kjoreskader.pdf>. [Funnet 21 10 2019].
- [13] «Målsetting med jordarbeiding,» Norsk Landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://nordnorge.nlr.no/publikasjoner/grovforskolen/4-jordarbeiding/maalsettingen-med-jordarbeiding/>. [Funnet 21 10 2019].

- [14] L. Grimstad og P. J. From, «The Thorvald II Agricultural Robotic System,» [Internett]. Available: <https://www.mdpi.com/2218-6581/6/4/24/htm>. [Funnet 22 10 2019].
- [15] «Her er roboten som skal redde jordbær fra soppangrep,» Forskning.no, [Internett]. Available: <https://forskning.no/partner-nmbu-norges-miljo-og-biovitenskapelige-universitet-mat/her-er-roboten-som-skal-redde-jordbaer-fra-soppangrep/351554>. [Funnet 22 10 2019].
- [16] Grassrobotics, A novel adaptation strategy for forage production under wet growing conditions - robotization and high quality forages, 2019, pp. 1-9.
- [17] «Roboten Thorvald vil bli jordbærbondens beste venn,» Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, [Internett]. Available: <https://historier.nmbu.no/roboten-thorvald-jordbaerbondens-venn/>. [Funnet 11 11 2019].
- [18] «Double-knife Cutting System,» ESM (Ennepetaler Schneid-& Mähetechnik GmbH u. Co. KG),, [Internett]. Available: <https://www.esm-ept.de/en/products/oscillating-mowing-technology/sickle-bars/double-knife-cutting-system-bidux-busatis-system/>. [Funnet 11 11 2019].
- [19] «Utredning av energieffektive metoder for å kutte gras med den autonome landbruksroboten Thorvald,» 2018. [Internett]. Available: <https://nmbu.brage.unit.no/nmbu-xmlui/handle/11250/188647/browse?type=author&value=Isaksen%2C+Andreas+Xepapadakis>. [Funnet 25 10 2019].
- [20] «Combustion Engines Information,» Engineering 360, IEEE GlobalSpec, [Internett]. Available: [https://www.globalspec.com/learnmore/motion\\_controls/engines\\_components/industrial\\_engines](https://www.globalspec.com/learnmore/motion_controls/engines_components/industrial_engines). [Funnet 03 12 2019].
- [21] «Electrical Motors - Power and Torque vs. speed,» The Engineering Toolbox, [Internett]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/electrical-motors-hp-torque-rpm-d\\_1503.html](https://www.engineeringtoolbox.com/electrical-motors-hp-torque-rpm-d_1503.html). [Funnet 03 12 2019].
- [22] «Thorvald - platform,» Sagarobotics, [Internett]. Available: <https://sagarobotics.com/pages/thorvald-platform>. [Funnet 03 12 2019].
- [23] «Linear actuator la36 datasheet,» Linak, [Internett]. Available: <https://cdn.linak.com/-/media/files/data-sheet-source/en/linear-actuator-la36-data-sheet-eng.ashx>. [Funnet 5 12 2019].
- [24] A. Aune, *Forsker, Norsk Institutt for Bioøkonomi*.
- [25] T. Gjefsen, *Husdyrlære*, Oslo: Tun Forlag, 2009, pp. 66-71.
- [26] «Hva er grovfôr,» NIBIO & Norsk Landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://grovfornett.nlr.no/fagartikler/6964/>. [Funnet 01 11 2019].

- [27] «Konservering av surfôr,» NIBIO & Norsk Landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://grovfornett.nlr.no/fagartikler/6706/>. [Funnet 03 11 2019].
- [28] «Hvordan unngå SPORER i Grovforet,» Økologisk landbruk, [Internett]. Available: <https://okologisklandbruk.nlr.no/fagartikler/hvordan-unngaa-sporer-i-grovforet/>. [Funnet 21 04 2020].
- [29] «Sporer,» Norsk landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://nordnorge.nlr.no/publikasjoner/grovforskolen/16-konserveringsmetoder/sporer/>. [Funnet 21 04 2020].
- [30] «Surfor - grovfordyrking og ensilering,» TINE, [Internett]. Available: <https://medlem.tine.no/fagprat/geit/surf%C3%B4r-grovf%C3%B4r-ryrking-og-ensilering>. [Funnet 21 04 2020].
- [31] «Fortørkning av gras til surfôr i vått klima,» BUSKAP, [Internett]. Available: [https://www.buskap.no/journal/2016/3/m-990/Fortørking\\_av\\_gras\\_til\\_surfôr\\_i\\_vått\\_klima](https://www.buskap.no/journal/2016/3/m-990/Fortørking_av_gras_til_surfôr_i_vått_klima). [Funnet 05 11 2019].
- [32] «Fortørkning av gras,» Norsk landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://nordvest.nlr.no/fagartikler/fortoerking-av-gras/>. [Funnet 06 11 2019].
- [33] «Tidspunkt for hausting, tal haustingar og driftsmåte på avlingsmengd og avlingskvalitet i eng,» NIBIO & Norsk Landbruksrådgivning, [Internett]. Available: <https://grovfornett.nlr.no/fagartikler/6702/>. [Funnet 07 11 2019].
- [34] «Vibrasjoner,» Arbeidstilsynet, [Internett]. Available: <https://www.arbeidstilsynet.no/tema/ergonomi/vibrasjoner/>. [Funnet 20 01 2020].
- [35] «Vibration,» Merriam - Webster, [Internett]. Available: <https://www.merriam-webster.com/dictionary/vibration>. [Funnet 20 01 2020].
- [36] «Mechanical Vibration,» Wikibooks, [Internett]. Available: [https://en.wikibooks.org/wiki/Mechanical\\_Vibration](https://en.wikibooks.org/wiki/Mechanical_Vibration). [Funnet 20 01 20].
- [37] «VIB: Oscillating mountings, Anti-vibrating mounts, Rubber suspension units.,» Otto Olsen.
- [38] «Types of vibration,» My Tutorial World, [Internett]. Available: <http://mytutorialworld.com/home/subjects/mechanical/theory-of-machines/vibration/types-of-vibration/>. [Funnet 21 01 2020].
- [39] «Introduction to Dynamics and Vibrations,» School of Engineering Brown University, [Internett]. Available: [https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations\\_forced/vibrations\\_forced.htm](https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations_forced/vibrations_forced.htm). [Funnet 21 01 2020].
- [40] P. E. Thoresen, Kompendium I & II i statikk, 3rd red., p. 115.

- [41] M. Xiannon, «Discrete and Continuous Systems,» Bucknell University, 18 10 2002. [Internett]. Available: <https://www.eg.bucknell.edu/~xmeng/Course/CS6337/Note/master/node6.html>. [Funnet 30 03 2020].
- [42] K. V. J., «Engineering Dynamics - Lectures; Introduction to Mechanical Vibration,» MITopencourseware, Massachusetts Institute Of Technology, [Internett]. Available: <https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-003sc-engineering-dynamics-fall-2011/>. [Funnet 22 01 2020].
- [43] «Sinusoidal and Random Vibration Testing Primer,» Delserro Engineering Solutions, [Internett]. Available: <https://www.desolutions.com/blog/2013/04/sinusoidal-and-random-vibration-testing-primer/>. [Funnet 23 01 2020].
- [44] «Vibration Theory,» PetroWiki, [Internett]. Available: [https://petrowiki.org/Vibration\\_theory](https://petrowiki.org/Vibration_theory). [Funnet 23 01 2020].
- [45] J. T. Gravdahl og P. J. From, Innføring i dynamikk og reguleringsteknikk, Ås, 2013, p. 187.
- [46] J. O. Kleppe, Andreordens differensialligninger, Oslo, 2014, p. 22.
- [47] «Physics Definitions - sine wave,» Chegg Study, [Internett]. Available: <https://www.chegg.com/homework-help/definitions/sine-wave-2>. [Funnet 23 01 2020].
- [48] B. & Kjær, Mechanical Vibration and Shock Measurements, 2nd red., 1984, p. 372.
- [49] B. & Kjær, «Measuring vibration,» [Internett]. Available: <https://www.bksv.com/media/doc/br0094.pdf>. [Funnet 05 03 2020].
- [50] «How are fast Fourier transforms used in vibration analysis,» Motion Control Tips, [Internett]. Available: <https://www.motioncontroltips.com/how-are-fast-fourier-transforms-used-in-vibration-analysis/>. [Funnet 28 03 2020].
- [51] J. Wiley & Sons, Dynamic Behaviour of Materials, New York, USA, 1994, p. 688.
- [52] «Reflection, Refraction and Diffraction,» The Physics Classroom, [Internett]. Available: <https://www.physicsclassroom.com/class/waves/Lesson-3/Reflection,-Refraction,-and-Diffraction>. [Funnet 24 01 2020].
- [53] «Mathematics of Vibrating Systems,» Petroleum Engineering Handbook, PetroWiki, [Internett]. Available: [https://petrowiki.org/PEH:Mathematics\\_of\\_Vibrating\\_Systems](https://petrowiki.org/PEH:Mathematics_of_Vibrating_Systems). [Funnet 24 01 2020].
- [54] G. Terjesen, «Grunnleggende om utmatting i metaller,» REALTEK, NMBU - Ås, 2018.
- [55] «Pocket Handbook: Sound and Vibration,» Brüel & Kjær: Sound & Vibration Measurement A/S, [Internett]. Available: <https://www.bksv.com/downloads/svpockethandbook/index.html>. [Funnet 30 03 2020].
- [56] «Damped sine wave: Definition, Example, Formula,» Calculus How To, [Internett]. Available: <https://calculushowto.com/damped-sine-wave/>. [Funnet 27 01 2020].

- [57] «Vibration Damping: What's the difference between passive and active methods,» MotionControlTips, [Internett]. Available: <https://www.motioncontroltips.com/vibration-damping-whats-the-difference-between-passive-and-active-methods/>. [Funnet 06 04 2020].
- [58] «Active vs Passive Vibration Control,» Herzan: Acoustic, Vibration & EMI Isolation Specialists, [Internett]. Available: <https://www.herzan.com/resources/tutorials/active-vs-passive-vibration-control.html>. [Funnet 06 04 2020].
- [59] «Glossary of Materials Testing Terms - Elastic Hysteresis,» Instron, [Internett]. Available: <https://www.instron.co.hu/hu-hu/our-company/library/glossary/e/elastic-hysteresis>. [Funnet 28 01 2020].
- [60] G. Dahlvig, S. Christensen og G. Strømsnes, Konstruksjonselementer, 2nd red., Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS 2000, 2014, pp. 433-476.
- [61] «Q&A from Wave and optics: HSEB Notes,» Letslearnnepal, [Internett]. Available: <https://letslearnnepal.wordpress.com/2015/05/12/very-important-questions-and-answers-from-wave-and-optics-hseb-notes/>. [Funnet 28 01 2020].
- [62] «Viscoelasticity,» Wikipedia, [Internett]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/Viscoelasticity>. [Funnet 28 01 2020].
- [63] «How to Choose Elastomers: When You Do Not Have a Specification Already,» [Internett]. Available: <https://www.aerorubber.com/wp-content/uploads/2017/09/How-to-choose-an-elastomer-original-rev-3.pdf>. [Funnet 07 04 2020].
- [64] «Solutions in Rubber,» GUAMETA AG, [Internett]. Available: <http://www.gumeta.ch/>. [Funnet 07 05 2020].
- [65] C. H. M og A. P. G, Harris' Shock And Vibration Handbook, 5th red., 2002, pp. 1-20, 25-40, 65-102.
- [66] «Vibration Measurement; Vibration Sensors; Measuring Vibration Precisely,» LionPrecision, [Internett]. Available: <https://www.lionprecision.com/vibration-measurement-vibration-sensors-measuring-vibration-precisely/>. [Funnet 29 01 2020].
- [67] «Displacement Sensor Probe Mounting,» 05 2013. [Internett]. Available: <https://www.lionprecision.com/wp-content/uploads/2019/04/general-0020-vibration-measurement.pdf>. [Funnet 29 01 2020].
- [68] «What are Displacement Sensors?,» KEYENCE Measurement Library, [Internett]. Available: [https://www.keyence.com/ss/products/measure/measurement\\_library/basic/products\\_info/](https://www.keyence.com/ss/products/measure/measurement_library/basic/products_info/). [Funnet 29 01 2020].
- [69] «Instruction Manual 8430-20 MEMORY HiLOGGER,» 10 2008. [Internett]. Available: [https://assets.tequipment.net/assets/1/26/Documents/Hioki/8430\\_20/8430\\_20\\_doc\\_2.pdf](https://assets.tequipment.net/assets/1/26/Documents/Hioki/8430_20/8430_20_doc_2.pdf). [Funnet 26 02 2020].

- [70] «LIS3DH Triple-Axis Accelerometer,» Adafruit, 16 11 2015. [Internett]. Available: <https://learn.adafruit.com/adafruit-lis3dh-triple-axis-accelerometer-breakout/arduino>. [Funnet 04 03 2020].
- [71] «Vibration Analysis Basics - Time waveform acquisition,» OneProd, ACOEM Group, [Internett]. Available: <https://www.oneprod.com/blog/vibration-analysis-basics/>. [Funnet 30 03 2020].
- [72] A. Brandt og K. Ahlin, «Sampling and Time-Domain Analysis,» [Internett]. Available: <http://www.sandv.com/downloads/1005bran.pdf>. [Funnet 30 03 2020].
- [73] A. Henriksen, *Maskindeler leksjon 9: Grunnlag for skrueforbindelser*, Oslo, 2015, p. 39.
- [74] «SHUK Rubber & Gaskets,» SHUK Engineering Distributors, [Internett]. Available: <https://www.shuk.co.nz/major-products/flange-insulation-kits/>. [Funnet 09 04 2020].
- [75] «S.T.C. Mount Datasheet,» [Internett]. Available: <https://www.paulstra-industry.com/upload/product/documentation/stc-uk.pdf>. [Funnet 09 04 2020].
- [76] «Gummipakninger og tetninger,» Norsk Gummi, [Internett]. Available: <https://www.norsk gummi.no/gummipakninger-og-tetninger>. [Funnet 09 04 2020].
- [77] «Gummi kvaliteter,» Norsk Gummi, [Internett]. Available: <https://www.norsk gummi.no/gummikvaliteter>. [Funnet 09 04 2020].
- [78] «STAUFF Clamps,» [Internett]. Available: <https://www.stauff.com/1/en/STAUFF-Catalogue-1-STAUFF-Clamps-English.pdf>. [Funnet 19 03 2020].
- [79] *STAUFF Deutschland*, 58791 Werdohl: Germany, Walter Stauffenberg HmbH & Co. KG.
- [80] «What is EPDM,» ERA; EPDM Roofing Association, [Internett]. Available: <https://epdmroofs.org/what-is-epdm/>. [Funnet 10 04 2020].
- [81] J. C. M. Banos, *Stipendiat; doktorgradsstudent*, NMBU - Fakultet for realfag og teknologi.
- [82] «Autopilot,» Tesla, [Internett]. Available: [https://www.tesla.com/no\\_NO/autopilot?redirect=no](https://www.tesla.com/no_NO/autopilot?redirect=no). [Funnet 10 04 2020].
- [83] «Elastisk Opplagring,» Storm Halvorsen: Komponenter til industrien, [Internett]. Available: <https://www.stormhalvorsen.no/wp-content/uploads/2016/06/Storm-Halvorsen-Elastisk-Katalog-2016.pdf>. [Funnet 11 04 2020].
- [84] «Wire Rope Isolator,» Vibratec, [Internett]. Available: <http://vibratec.no/products/wire-rope-isolator-series-a10-2/>. [Funnet 11 04 2020].
- [85] «VIB Anti Vibration Mounts,» [Internett]. Available: [http://www.tecnideacidue.com/sites/default/files/vib\\_anti-vibrating\\_mounts\\_catalogue.pdf](http://www.tecnideacidue.com/sites/default/files/vib_anti-vibrating_mounts_catalogue.pdf). [Funnet 11 04 2020].
- [86] *Jon Lomsnes; Produktansvarlig: vibrasjonsdempere og kompensatorer.*, Otto Olsen.



- [87] «VIB,» Technidea Cidue (S.R.L.), [Internett]. Available: <http://www.tecnideacidue.com/prodotto/vib>. [Funnet 11 04 2020].
- [88] «Proaim Vibration Isolator Wire Mount For Camera Gimbals,» Proaim, [Internett]. Available: <https://www.proaim.com/products/proaim-vibration-isolator-wire-mount-for-camera-gimbals>. [Funnet 04 11 2020].
- [89] «Rubber Suspension Technology,» ROSTA, [Internett]. Available: <https://www.rosta.ch/en/products/rubber-suspension-technology/anti-vibration-mounts/Type-V/49>. [Funnet 19 03 2020].
- [90] P. Oliverio, *Area Sales Manager International ROSTA AG*, Erlinsbach, Canton of Aargau - Switzerland, 2020.
- [91] V. Hoxha, «ROSTA AG: Lunch&Learn - Vibration Dampeners,» Area Sales Manager; ROSTA AG, Aargau, Switzerland. [Internett].
- [92] N. Bjugstad, *Professor*, Fakultet for realfag og teknologi, NMBU.
- [93] «Fingerbjelke,» Maskinimportøren, [Internett]. Available: <https://www.maskinimp.no/products/bcs-ferrari-fingerbjelke>. [Funnet 15 04 2020].
- [94] «Reform216,» Agriaffaires, [Internett]. Available: <https://www.agriaffaires.cn/二手/机动割草机/34807515/reform-216.html>. [Funnet 15 04 2020].
- [95] J. K. Bøe, *Konsept og produktrealisering: Materialer, fysiske og bruksmessige egenskaper*, 2018, Institutt for Matematiske Realfag og Teknologi, NMBU - Ås.
- [96] «Self-loosening of Bolts and Nuts,» Bolt Science, [Internett]. Available: <https://www.boltscience.com/pages/vibloose.htm>. [Funnet 16 04 2020].
- [97] «Stanley Engineered Fastening: Self-Locking Threaded Solutions,» [Internett]. Available: [https://www.clarendonsf.com/usercontent/doc/15049/spirallock\\_catalog\\_eu\\_rev\\_9may2017.pdf](https://www.clarendonsf.com/usercontent/doc/15049/spirallock_catalog_eu_rev_9may2017.pdf). [Funnet 16 04 2020].
- [98] L. Erlandsen, *Key Account Manager*, LINAK Norge AS.
- [99] «How gas springs work; what is a gas spring?,» Industrial Gas Springs Ltd, Inc., [Internett]. Available: <https://industrialgassprings.com/how-gas-springs-work/>. [Funnet 28 04 2020].
- [100] «Gassfjærer,» Aratron AS, [Internett]. Available: <https://aratron.no/category/produkter/lineaermekanikk/gassfjaerer/>. [Funnet 28 04 2020].
- [101] R. Haukenes, «Salgsingeniør - Aratron AS,» [Internett].
- [102] «HAHN Tension springs; Technology that moves,» HAHN Gasfederen, [Internett]. Available: <https://www.hahn-gasfedern.de/en/products/tension-springs.html>. [Funnet 28 04 2020].
- [103] «Motion Control and Power Transmission Solutions,» Altra, [Internett]. Available: <https://www.altramotion.com/>. [Funnet 29 04 2020].

- [104] «Warner Linear H-Track: Electric Linear Actuator System,» [Internett]. Available: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Warner\\_HTrack\\_Actuators\\_cten.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Warner_HTrack_Actuators_cten.pdf). [Funnet 29 04 2020].
- [105] «Warner Linear H-Track Electric Actuator,» Altra, [Internett]. Available: <https://www.altramotion.com/newsroom/2018/02/h-track-electric-actuator-for-snow-plows>. [Funnet 29 04 2020].

## Vedlegg

1. GUMETA AG Gummikvaliteter
2. Vibrasjonskurver for hver enkelt akse
3. Storm Halvorsen S.T.C. antivibrasjonsfeste
4. STAUFF klammer
5. ROSTA AG beregningsguide ved TYPE V antivibrasjonsfeste/ elastisk oppheng
6. Dragende gassfjær Z10-28 guide fra HAHN Gasfederen/ fra Aratron AS
7. Festebraketter for gassfjær
8. Hovedmålstegning for original festebrakett fra Saga Robotics
9. Hovedmålstegning for ny festebrakett
10. Hovedmålstegning for original aktuatorfeste/klammer fra Saga Robotics
11. Hovedmålstegning for ny aktuatorfeste/klammer
12. Hovedmålstegning for mulig festebrakett for gassfjær
13. Hovedmålstegning for skyveplate på knivbjelken
14. Elektro-hydraulisk lineæraktuator fra Warner Linear.

# RUBBER QUALITY LIST

Commercial name	Perbunan						
	Acrylic rubber	Polyboron rubber	Epichlorohydrin rubber	Butyl rubber	Hydrogenated NBR	Natural rubber	Acrylonitrile butadiene rubber
	Good resistance to high temperatures and mineral oils, high resistance to oxygen and ozone, unfavourable low-temperature properties.	High mechanical strength, good resistance ozone, medium resistance to oil, flexibility/damping property can be varied as required, excellent resistance to water, slight permanent set.	Low gas permeability, very good low-temperature properties, good resistance to mineral oils, ozone and high temperatures.	Very slightly permeable to air, steam and other gases, good resistance to heat, oxygen, ozone and many chemicals and solvents, good electrical properties (isolating), good resistance to abrasion and tear propagation.	High resistance to heat, ozone and oil, good mechanical properties also at high temperatures, excellent resistance to wear and tear.	Characterized by flexibility, strength and low-temperature resistance as well as excellent physical properties ideal for bonded rubber/metal elements. Not suitable for petrol, grease, oils and ozone.	Highly resistant to abrasion and tearing, particularly resistant to ageing. Particularly recommended for crude oil products, high temperatures, heating and lubricating oils, petrol and paraffin oil.
<b>International designation</b>	<b>ACM</b>	<b>PNR</b>	<b>ECO</b>	<b>IIR</b>	<b>HNBR</b>	<b>NR</b>	<b>NBR</b>
Hardness available	50 – 80 Shore A	10 – 80 Shore A	50 – 90 Shore A	40 – 85 Shore A	40 – 90 Shore A	25 – 95 Shore A	25 – 95 Shore A
Resistance to temperatures	-35° C to +175° C	-40° C to +80° C	-40° C to +130° C	-40° C to +130° C	-40° C to +175° C	-40° C to +80° C	-40° C to +140° C
Short-time peak temperature	+ 200° C	+ 100° C	+ 150° C	+ 150° C	+ 200° C	+ 100° C	up to + 160° C
Tensile strength in kp/sq. cm (N/sq. mm)	160 (16)	170 (17)	170 (17)	170 (17)	300 (30)	250 (25)	250 (25)
Tensile elongation in %	up to 350	300 to 700	150 to 500	400 to 800	150 to 600	800	500
<b>Properties</b>							
Abrasion	moderate	good	moderate	good	very good	good	very good
Resistance to flex cracking	moderate	moderate	good	moderate	very good	good	moderate
Elongation/tensile strength	good	good	good	good	very good	excellent	good
Flexibility	low	as required	moderate	slight	good	excellent	good
Notch strength/strength of structure	–	moderate	good	good	good	excellent	good
Resistance to light	good	good	good	very good	good	bad	bad
Resistance to oxidizing	very good	good	good	very good	good	moderate	moderate
Resistance to ozone	very good	good	very good	very good	good	moderate	moderate
Resistance to wear and tear	good	good	–	good	good	very good	very good
Weathering effect	very good	good	good	very good	good	good	moderate
<b>Resistance to</b>							
Lyes	not suitable	moderate	bad	very good	good	good	good
Petrol	not suitable	not suitable	good	not suitable	good	not suitable	excellent
Benzole	not suitable	not suitable	good	not suitable	moderate	not suitable	bad
Foodstuffs*	not suitable	not suitable	not suitable	suitable	not suitable	suitable	suitable
Solvents, aliphatic	bad	not suitable	good	not suitable	very good	not suitable	very good
Solvents, aromatic	bad	not suitable	good	not suitable	conditional	not suitable	conditional
Solvents, halogene	bad	not suitable	not suitable	not suitable	conditional	not suitable	bad
Oils and greases	very good	conditional	very good	not suitable	very good	not suitable	excellent
Acids	not suitable	moderate	moderate	very good	moderate (conditional)	conditional	conditional
Water	good	excellent	moderate	good	very good	good	good

\*with special formulations only · The properties referred to above are given for guidance only

The properties indicated here are affected by temperature, concentration etc. in specific applications and cannot be guaranteed.

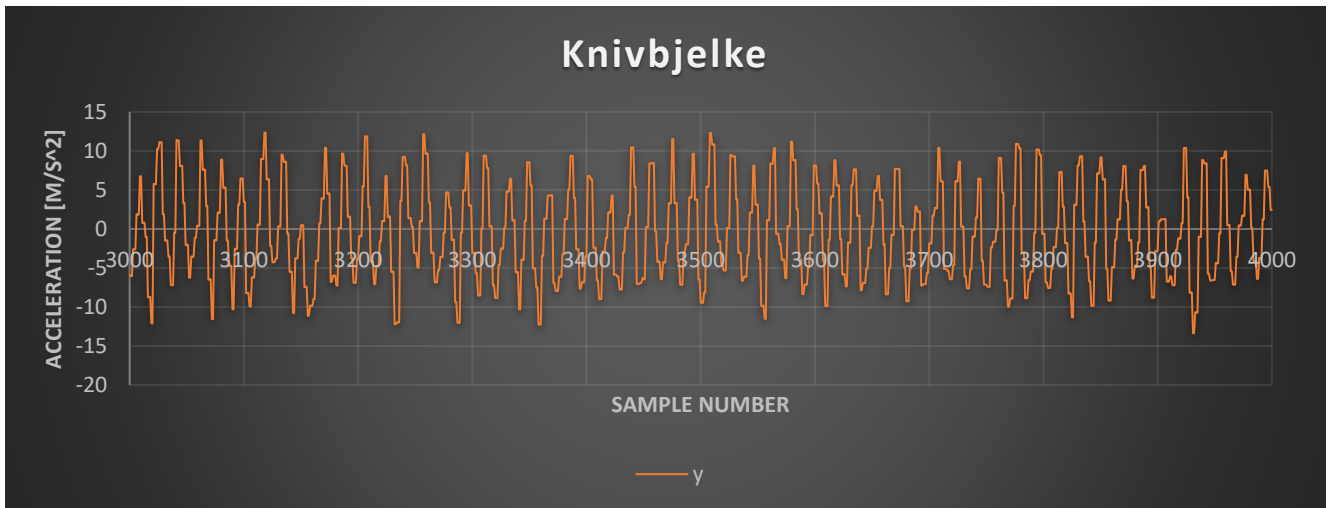
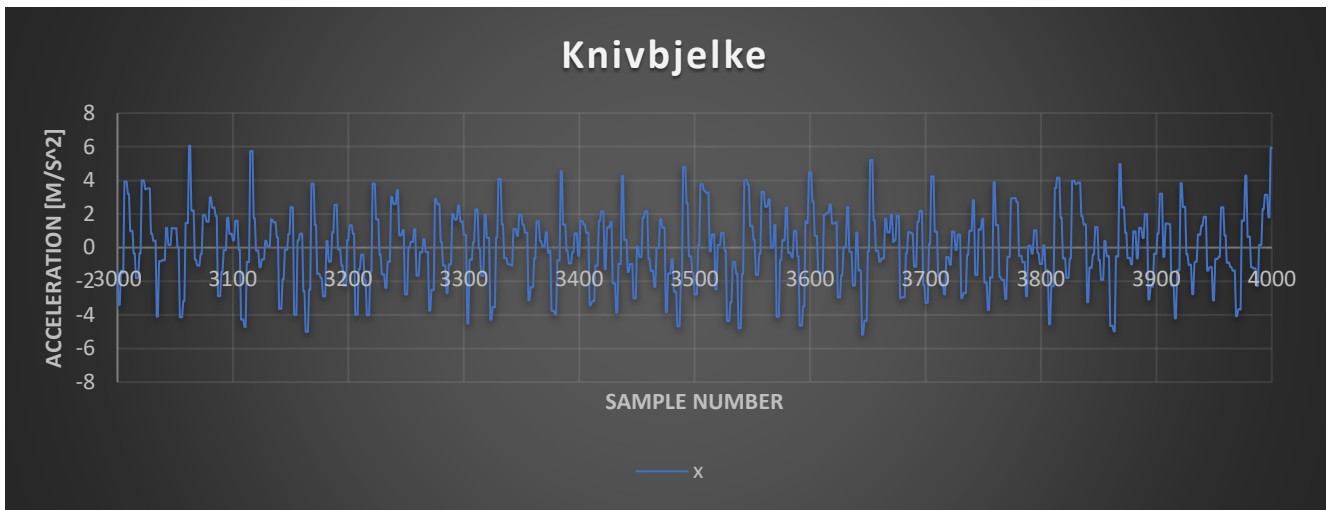
# RUBBER QUALITY LIST

Commercial name	Neoprene	SBR	Polyurethane	Silicone	APTK rubber	Hypalon	Viton
	<b>Chloroprene rubber</b>  All-purpose synthetic rubber, flame resistant, resistant to abrasion, very robust, good dielectric strength, particularly recommended for exposure to ozone and weathering.	<b>Styrene butadiene rubber</b>  Similar to natural rubber, resistant to abrasion, rubbing in, good resistance to high temperatures and cracking, resistance to extreme low temperatures, not resistant to petrol, benzene, greases and oils.	<b>Polyurethane</b>  Excellent resistance to wear and tear, best flexibility with high shore hardness of all the elastomers, good resistance to oil, not resistant to hydrolysis.	<b>Silicone rubber</b>  Resistant to high temperatures, odourless and tasteless, nontoxic, can be sterilized in accordance with foodstuffs regulations, resistant to sea water and corrosive salt solutions, not to be used in conjunction with steam, concentrated acids and lyes, swells strongly under the effect of aromatic solvents.	<b>EPDM Ethylene-propylene diene-rubber</b>  Versatile in use, very good flexibility, resistant to abrasion, resistant to wear and tear, resistant to ozone and weather, resistant to low temperatures, can be used to protect against washing and spraying agents, excellent for profile cords, not usable in conjunction with petrol, solvents and mineral oils.	<b>Chlorosulphonated polyethylene</b>  Fast to light, colour-fast, flame-resistant, good dielectric strength, particularly recommended for exposure to sunlight, ozone, weather and oxidizing, chemicals, however, it has a very low tensile strength.	<b>Fluorinated rubber</b>  Hexafluoropropylene vinylidene, fluoride copolymer. Resistant to extreme temperatures even over 200° C. Very good mechanical properties and high resistance to tearing even at high temperatures. Excellent for exposure to sunlight, ozone and weather. Not recommended for use in conjunction with esters and ketones.
<b>International designation</b>	<b>CR</b>	<b>SBR</b>	<b>PUR</b>	<b>MQV/ SI</b>	<b>EPDM/EPM</b>	<b>CSM</b>	<b>FPM</b>
Hardness available	30 – 90 Shore A	35 – 95 Shore A	55 – 98 Shore A	40 – 80 Shore A	30 – 90 Shore A	50 – 95 Shore A	65 – 90 Shore A
Resistance to temperatures	-30° C to +120° C	-30° C to +110° C	-30° C to +80° C	-70° C up to +180° C	-40° C up to +150° C	-40° C to +120° C	-30° C up to +225° C
Short-time peak temperature	up to + 150° C	up to + 150° C	up to + 100° C	up to + 225° C	up to + 180° C	up to + 175° C	up to + 350° C
Tensile strength in kp/sq. cm (N/sq. mm)	250 (25)	250 (25)	300 (30)	80 (8)	200 (20)	180 (18)	200 (20)
Tensile elongation in %	450	450	800	250	450	300	400
<b>Properties</b>							
Abrasion	good	very good	excellent	moderate	good	moderate	moderate
Resistance to flex cracking	very good	good	–	bad	very good	good	good
Elongation/tensile strength	good	good	excellent	bad	good	good	good
Flexibility	good	good	good	good	good	good	moderate
Notch strength/strength of structure	good	good	excellent	moderate	moderate	good	almost good
Resistance to light	very good	moderate	good	excellent	excellent	excellent	excellent
Resistance to oxidizing	good	moderate	good	very good	excellent	excellent	excellent
Resistance to ozone	very good	moderate	good	excellent	excellent	excellent	excellent
Resistance to wear and tear	very good	very good	excellent	bad	good	good	almost good
Weathering effect	very good	good	moderate	excellent	excellent	excellent	excellent
<b>Resistance to</b>							
Lyes	very good	good	not suitable	not suitable	excellent	very good	very good
Petrol	moderate	not suitable	very good	not suitable	not suitable	moderate	excellent
Benzole	not suitable	not suitable	not suitable	not suitable	not suitable	not suitable	good
Foodstuffs*	suitable	suitable	not suitable	excellently suitable	suitable	suitable	not suitable
Solvents, aliphatic	moderate	not suitable	very good	not suitable	bad	moderate	very good
Solvents, aromatic	moderate	not suitable	moderate	not suitable	not suitable	moderate	good
Solvents, halogene	bad	not suitable	bad	not suitable	not suitable	moderate	good
Oils and greases	good	not suitable	very good	good	bad	good	good
Acids	good	conditional	not suitable	not suitable	very good	very good	very good
Water	very good	very good	not suitable	good	very good	good	good

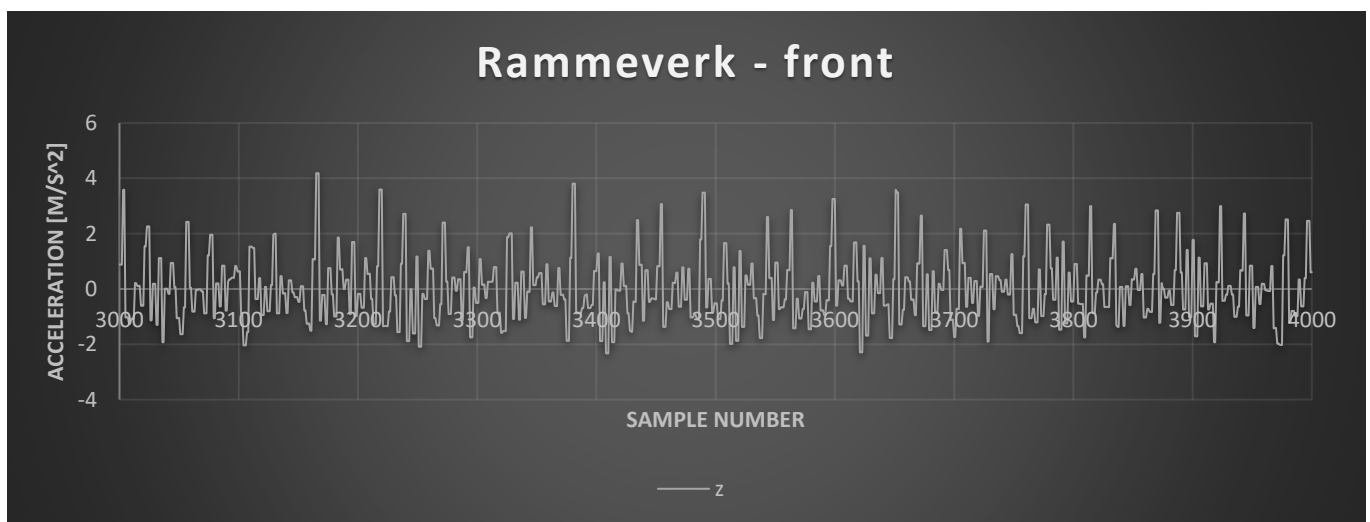
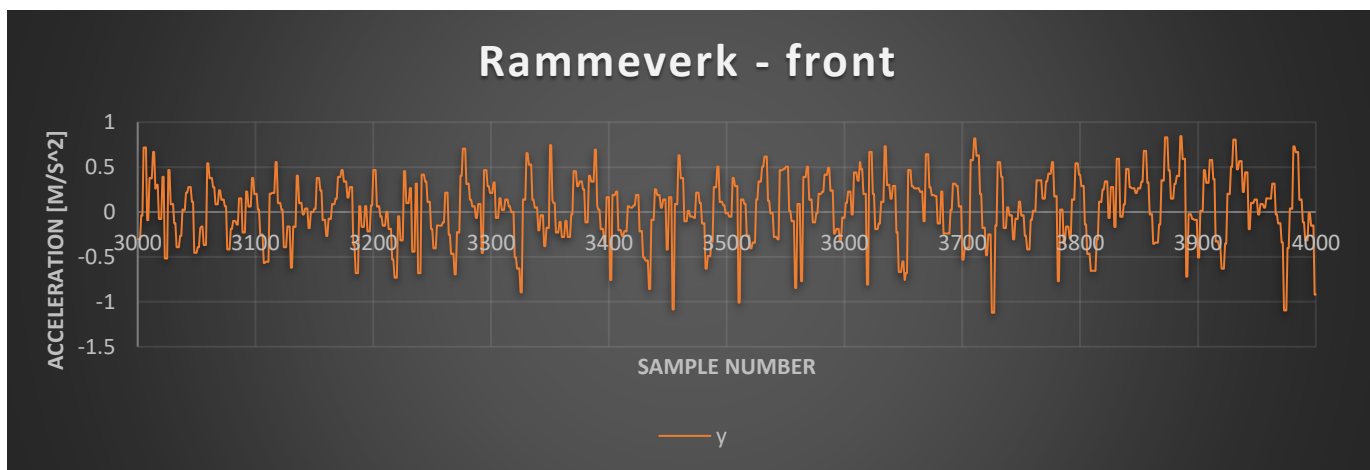
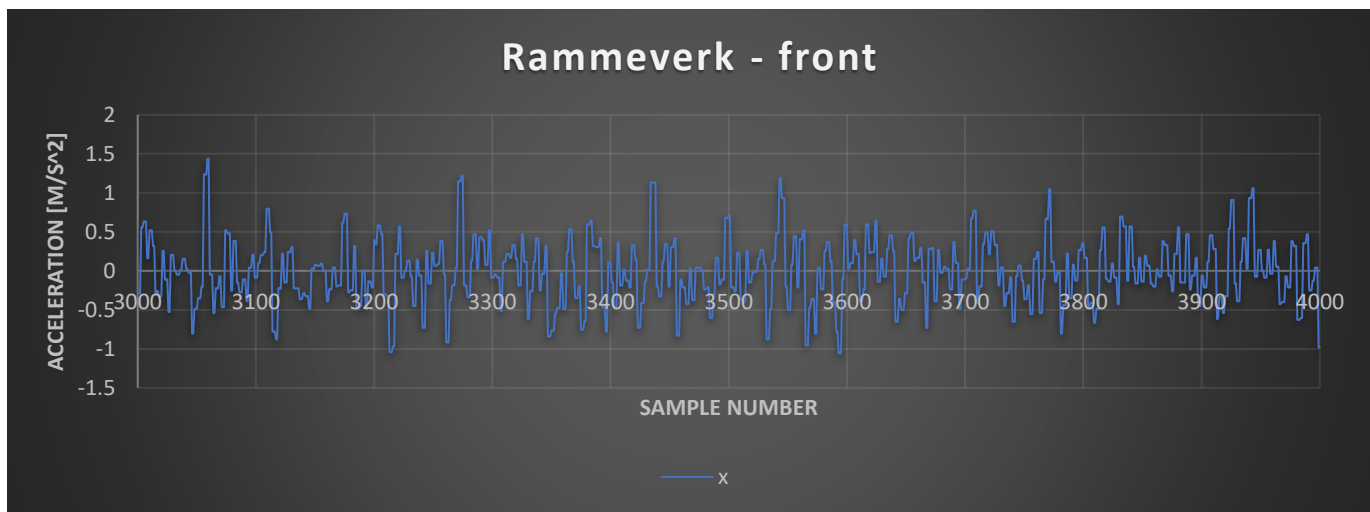
\*with special formulations only · The properties referred to above are given for guidance only

The properties indicated here are affected by temperature, concentration etc. in specific applications and cannot be guaranteed.

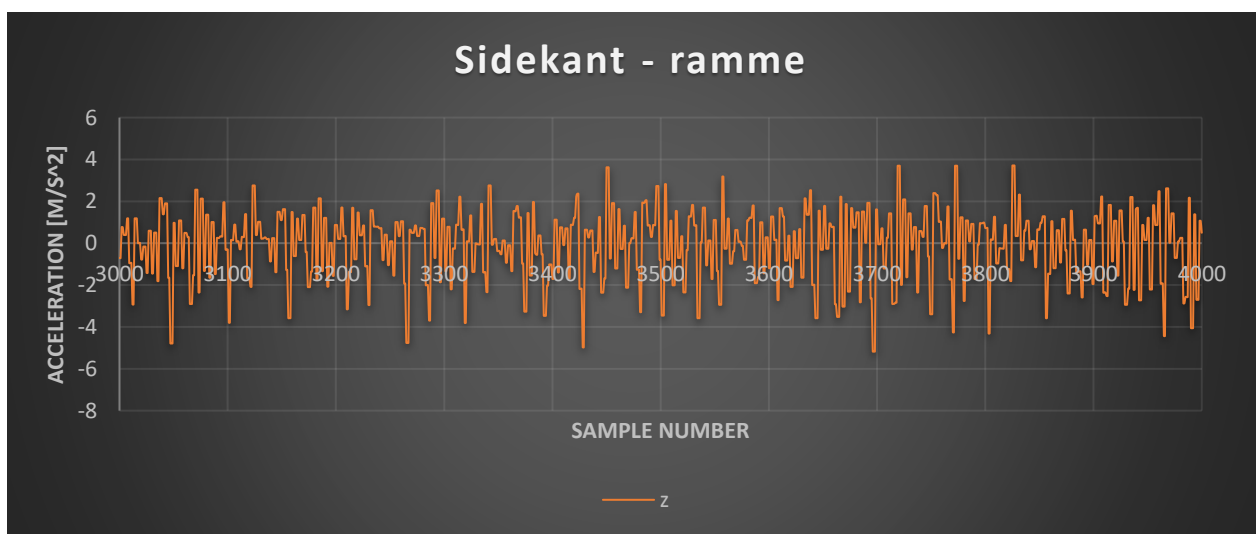
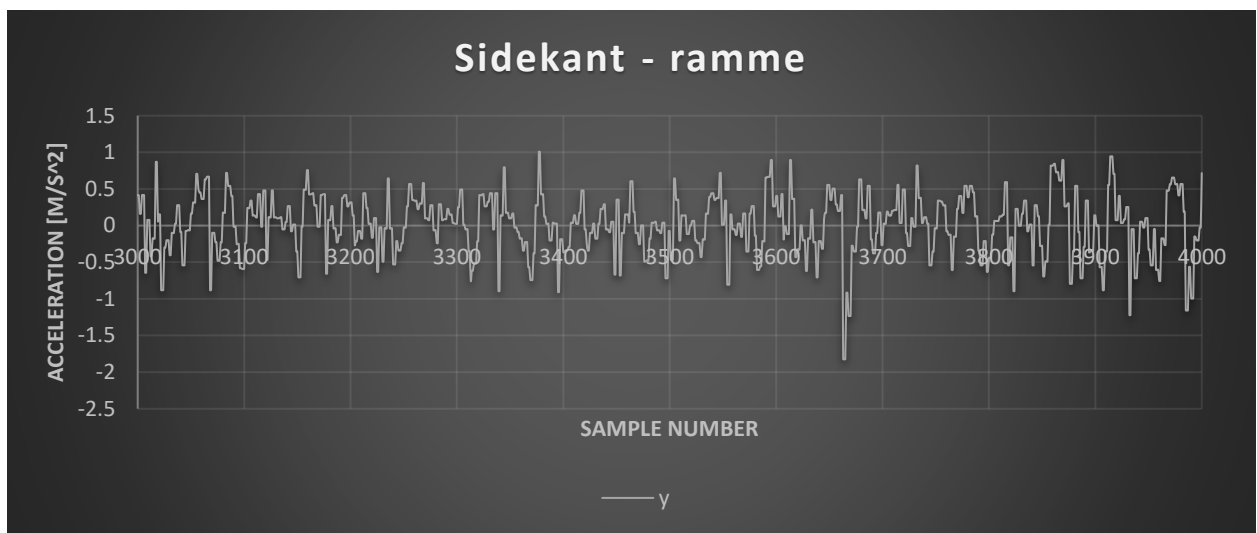
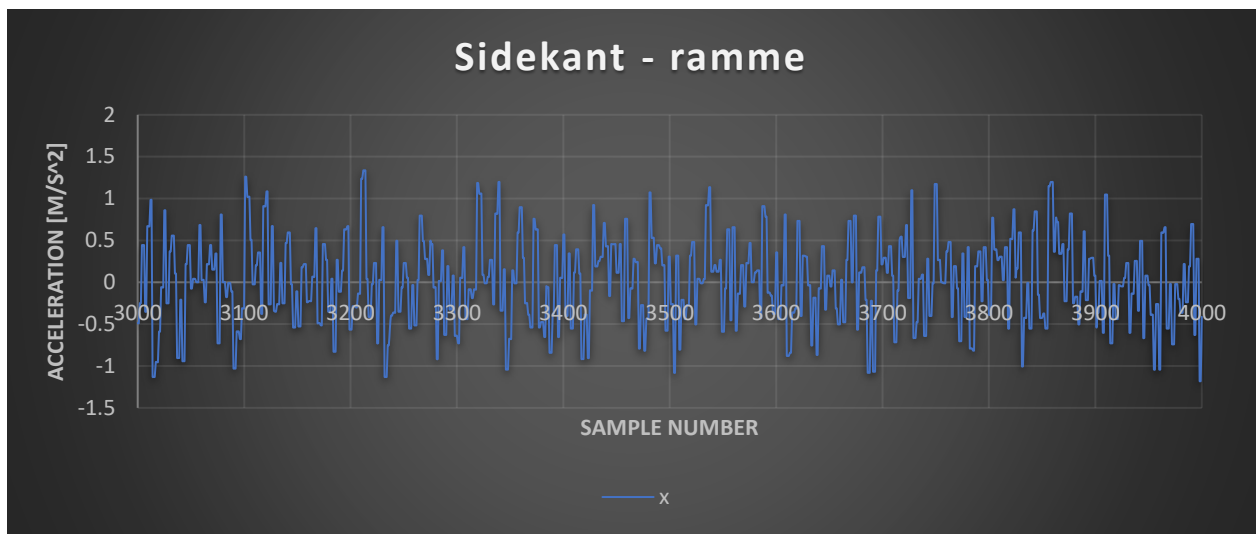
# 1. Knivbjelke: x, y og z retning



## 2. Front - ramme: x, y og z retning

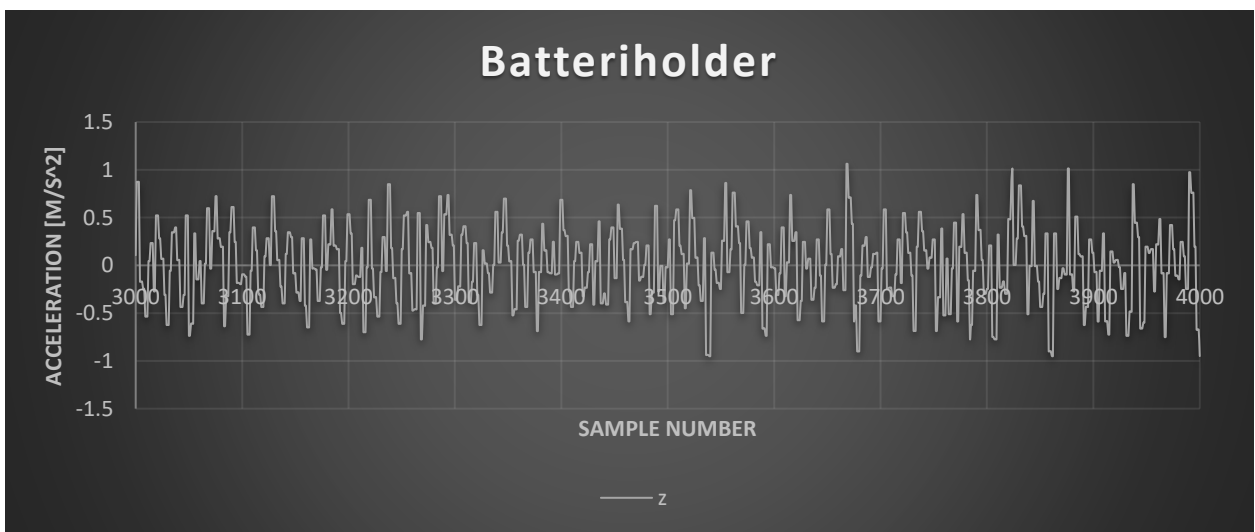
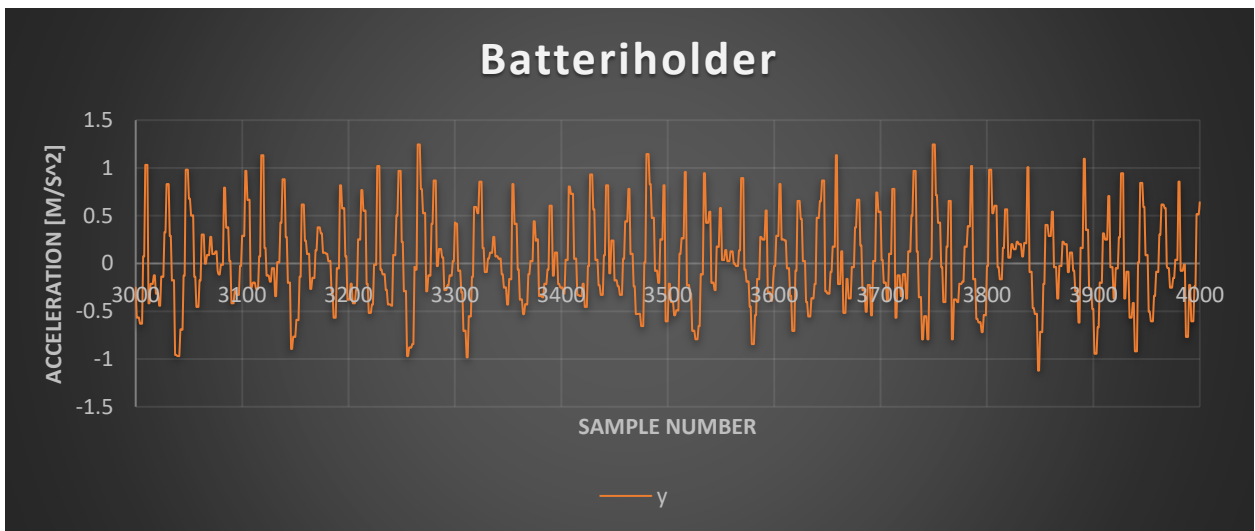
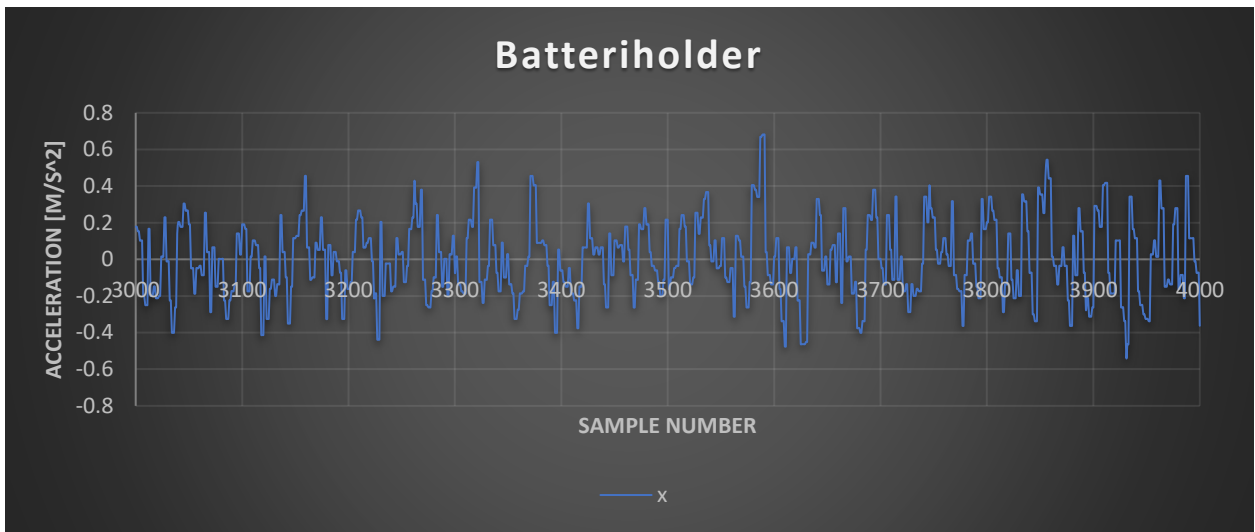


### 3. Side - ramme: x, y og z retning





#### 4. Batteriholder: x, y og z retning



# S.T.C

Natural frequency : (1)  
10 to 25 Hz



## DESCRIPTION

The S.T.C. mount comprises a rubber ring bonded to a central tube.

- Inner tube : mild steel.
- Bonded rubber in the form of a ring at the top with a collar below which is used for fixing.

## OPERATION

The design of the S.T.C. mount gives the following basic characteristics :

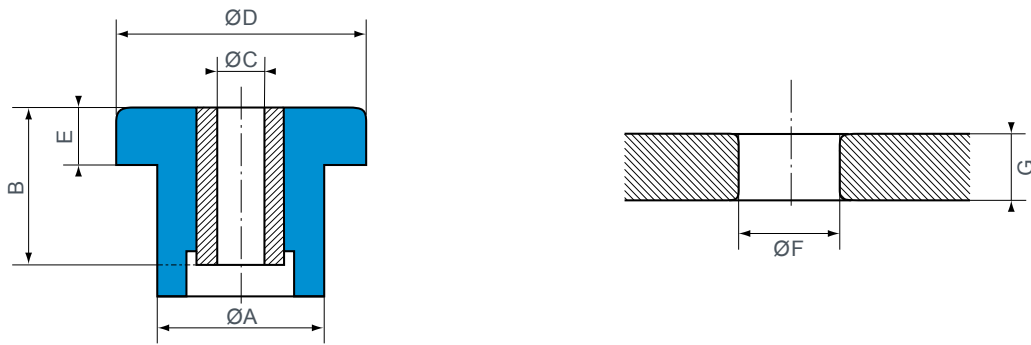
- the rubber works in compression;
- anti-rebound;
- can be used as safety mounting.

### Advantages

- Simple to fix.
- Simple and economical.
- Extensive range of loads.

1) the indicated natural frequency, are valid for the maxi loads of the ranges of use quoted in the paragraph : TECHNICAL CHARACTERISTICS.

# DIMENSIONS



Reference	Ø A (mm)	B (mm)	Ø C (mm)	Ø D (mm)	E (mm)	Ø F (mm)	G (mm)
539887	20,6	17,5	10	27,7	5,6	20,6	8
539190	31,5	25,4	13	44,5	10,4	31,5	10
539886	34,3	35	13	50,8	13,5	34,3	16
539191	41,1	44,5	16	63,5	15,7	41,1	19
*539920	38	23	16	64	16	38,5	19
539951	56,6	50,8	20	95	25,4	56	20

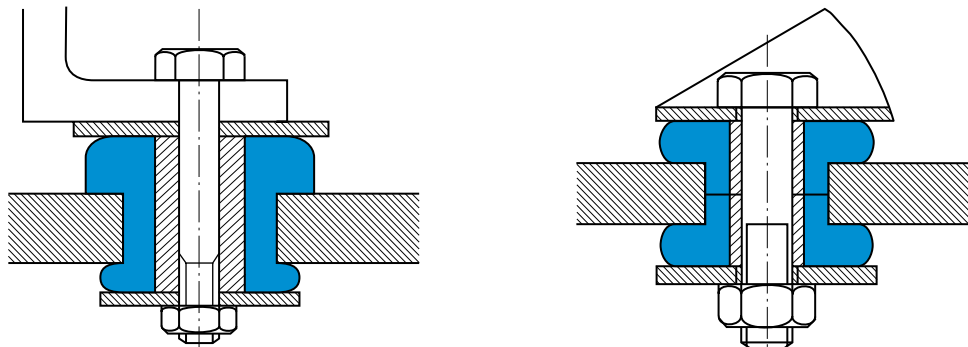
\* This S.T.C. is mounted in pairs : see assembly  
See current price list for availability of items.

# OPERATING CHARACTERISTICS

Reference	Hard. Shore A	Nominal static load (daN)	Deflection (mm)
539887	45	8-35	0,7
	60	10-50	0,7
539190	45	15-75	1,2
	60	25-100	1,2
539886	60	35-150	1,2
	75	80-330	1,2

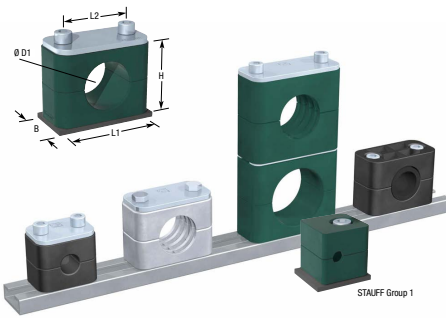
Reference	Hard. Shore A	Nominal static load (daN)	Deflection (mm)
539191	60	60-250	2
	75	125-500	2
539920	45	100-400	2
	75	250-1 000	1
539951	45	175-700	3
	65	250-1 000	3

# ASSEMBLY



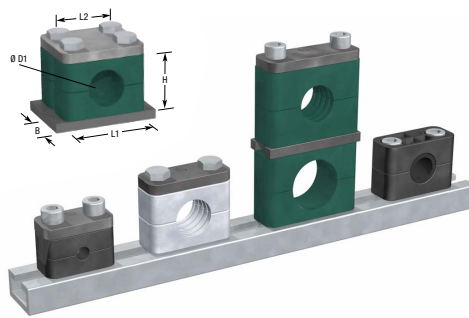
For **539920**

This S.T.C. is mounted in pairs : see assembly



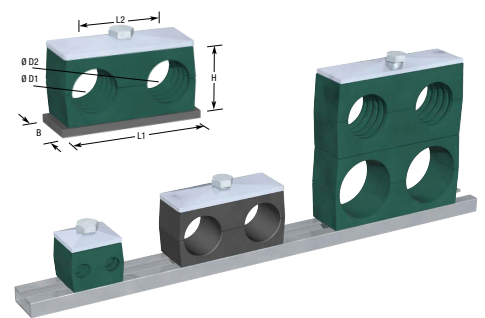
## Standard Series

according to DIN 3015, Part 1



## Heavy Series

according to DIN 3015, Part 2



## Twin Series

according to DIN 3015, Part 3

Groups, Sizes and Diameters								
STAUFF Group	DIN Group	Ø D1 [mm]	Ø D1 [inch]	Nominal Bore Pipe [inch]	H max	L1	L2	B
1	0	6 - 12	1/4" - 3/8"	1/8"	27	28	-	-
1A	1	6 - 12	1/4" - 3/8"	1/8"	27	37	20	-
2	2	12.7 - 18	1/2" - 5/8"	1/4" - 3/8"	33	42	26	-
3	3	19 - 25.4	3/4" - 1"	1/2"	36	50	33	-
4	4	26.9 - 30	-	3/4"	42	59	40	30
5	5	32 - 42	1-1/4" - 1-1/2"	1" - 1-1/4"	58	71	52	-
6	6	44.5 - 50.8	1-3/4" - 2"	1-1/2"	66	86	66	-
7	7	57.2 - 76.1	2 - 2-1/4" - 3"	2 - 2-1/2"	93	121	94	-
8	8	88.9 - 102	4"	3 - 3-1/2"	118	147	120	-

Groups, Sizes and Diameters								
STAUFF Group	DIN Group	Ø D1 [mm]	Ø D1 [inch]	Nominal Bore Pipe [inch]	H max	L1 max	L2	B
3S	1	6 - 18	1/4" - 5/8"	1/8" - 3/8"	32	55	33	30.5
4S	2	19 - 30	3/4" - 1"	1/2" - 3/4"	48	70	45	30.5
5S	3	30 - 42	1-1/4" - 1-1/2"	1" - 1-1/4"	60	85	60	30.5
6S	4	38 - 70	1-1/2" - 2-3/4"	1-1/4" - 2"	89	115	90	45
7S	5	65 - 88.9	2-3/4" - 3-1/2"	2-1/2" - 3"	120	154	122	60
8S	6	88.9 - 133	3-1/2" - 5-1/4"	3" - 4"	168	206	168	80
9S	7	133 - 168	5" - 6"	5" - 6"	200	251	205	91
10S	8	168 - 219	8"	6" - 8"	270	336	265	120
11S	9	219 - 324	-	8" - 12"	410	470	385	162
12S	10	356 - 406	-	14" - 16"	530	630	534	182

Groups, Sizes and Diameters								
STAUFF Group	DIN Group	Ø D1 / Ø2 [mm]	Ø D1 / Ø2 [inch]	Nominal Bore Pipe [inch]	H max	L1 max	L2	B
10	1	6 - 12	1/4" - 3/8"	1/8"	27	36	20	-
20	2	12.7 - 18	1/2" - 5/8"	1/4" - 3/8"	27	53	29	-
30	3	19 - 25.4	3/4" - 1"	1/2"	37	67	36	30
40	4	26.9 - 30	-	3/4"	40	80	45	-
50	5	32 - 42	1-1/2"	1 - 1-1/4"	53	106	56	-

Materials and Designs of Clamp Bodies			
Standard-Version: Profiled Inside with Tension Clearance	H-Version: Smooth Inside without Tension Clearance	RI-Version with Elastomer Insert (only for STAUFF Groups 4 and 6)	
PP PA SA AL*	PP-H PA-H SA-H	PP-R PA-R	

PP = Polypropylene, PA = Polyamide, SA = Santoprene, AL = Aluminum | Special materials and designs are available on request.  
\*Type AL only for STAUFF Groups 1A to 6.

Materials and Designs of Clamp Bodies			
Standard-Version: Profiled Inside with Tension Clearance	H-Version: Smooth Inside without Tension Clearance	RI-Version with Elastomer Insert (only for STAUFF Groups 4S to 6S)	
PP PA SA* AL	PP-H* PA-H* SA-H*	PP-R	

PP = Polypropylene, PA = Polyamide, SA = Santoprene, AL = Aluminum | Special materials and designs are available on request.  
\*Types SA, PP-R, PA-R-H and SA-H only for STAUFF Groups 4S to 6S.

Materials and Designs of Clamp Bodies			
Standard-Version: Profiled Inside with Tension Clearance	H-Version: Smooth Inside without Tension Clearance		
PP PA	PP-H PA-H		

PP = Polypropylene, PA = Polyamide | Special materials and designs are available on request.

Types of Mounting	
<b>Single Weld Plate</b> SP	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6 7 8
Length L	31.5 36 42 50 60 71 88 122 148
<b>Elongated Weld Plate</b> SPV	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6 7 8
Length L1	58 64 70 78 87 100 115 150 178
Length L2	44 50 56 64 73 86 100 136 162

Types of Installation	
<b>Cover Plate</b> DP	
<b>Hexagon Head Bolt</b> AS	
<b>Cover Plate</b> DP	
<b>Socket Cap Screw</b> IS	
<b>Insert (Plastic / Steel)</b> E	
<b>Hexagon Head Bolt</b> AS	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6 7 8
Bolt M6 x	30 30 35 40 45 60 70 100 125

Types of Mounting	
<b>Single Weld Plate</b> SPAL	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S 11S 12S
Length L	74 86 100 140 180 226 270 340 520 680
Width B	30 30 30 45 60 80 90 120 160 180
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30 30
<b>Weld Plate for Double Clamps</b> SPAS	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S 11S 12S
Length L	74 86 100 140 180 226 270 340 520 680
Width B	60 60 60 90 120 160 180 240 324 364
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30 30

Types of Installation	
<b>Cover Plate for Single Clamps</b> DPAL	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S 11S 12S
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30 30
<b>Cover Plate for Double Clamps</b> DPAS	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S 11S 12S
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30 30
Bolt	M10 x 30 M10 x 40 M12 x 70 M12 x 80 M16 x 150 M20 x 250 M24 x 450 M28 x 550
<b>Socket Cap Screw</b> IS	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S
Bolt	M10 x 30 M10 x 40 M10 x 50 M12 x 80

Types of Mounting	
<b>Weld Plate</b> SP	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Length L	37 55 70 85 110
<b>Group Weld Plate</b> RAP	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Length L1	196 288 358 358 558
Length L2	40 58 72 90 112
Number of Clamps	5 5 5 5 5

Types of Installation	
<b>Cover Plate</b> GD	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Bolt	M6 x 35 M8 x 35 M8 x 45 M8 x 50 M8 x 60

Types of Mounting	
<b>Twin Weld Plate</b> DSP	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6
Length L	87 77 86 102 120 145 178
Pipe Center Spacing A	40 37 44 52 60 75 90
<b>Group Weld Plate</b> RAP	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6
Length L	314 373 442 521 300 378 450
Number of Clamps	10 10 10 10 5 5 5
Pipe Center Spacing A	31 37 44 52 60 75 90

Types of Installation	
<b>Socket Cap Screw (with Washer)</b> IS	
<b>Socket Head Screw (with Washer)</b> LI	
LI only for STAUFF Groups 1A to 6	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6 7 8
Bolt M6 x	20 20 25 30 35 50 60 90 110

Types of Mounting	
<b>Elongated Weld Plate for Single Clamps</b> SPAL / DUEB	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S 11S 12S
Length L1	113 125 140 187 238 309 370 440 590 750
Length L2	85 97 112 155 198 259 310 380 530 690
Width B	30 30 30 45 60 80 90 120 160 180
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30 30
<b>Channel Rail Adaptor</b> CRA	
STAUFF Group	3S to 6S
Length L	38 45 28
Width B	22 28 25

Types of Installation	
<b>Safety Locking Plate</b> SIP	
STAUFF Group	3S to 7S
Stacking Bolt AF	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S

Types of Mounting	
<b>Channel Rail Adaptor</b> CRA	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Length L	40 38 38 38 38
Width B	16 53 53 80 80
Height H	20.5 27.5 27.5 27.5 27.5
<b>Hexagon Rail Nut</b> SM	
STAUFF Group	10 20 to 50
Length L	25.5 25.5
Width B	10.4 10.4
Height H	14.2 13

Types of Installation	
<b>Safety Locking Plate</b> SI	
<b>Stacking Bolt</b> AF	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Bolt	M6 x 20 M8 x 20 M8 x 29 M8 x 34 M8 x 46

Types of Mounting	
<b>Channel Rail Adaptor</b> CRA	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Length L	40 38 38 38 38
Width B	16 53 53 80 80
Height H	20.5 27.5 27.5 27.5 27.5
<b>Hexagon Rail Nut</b> SM	
STAUFF Group	10 20 to 50
Length L	25.5 25.5
Width B	10.4 10.4
Height H	14.2 13

Types of Installation	
<b>Safety Locking Plate</b> SIG	
<b>Stacking Bolt</b> AF	
STAUFF Group	1 1A 2 3 4 5 6 7 8
Bolt M6 x	20 20 25 30 35 50 60 90 110

Types of Mounting	
<b>Hexagon Rail Nut</b> GMV	
STAUFF Group	3S to 6S
Diameter D	24 24
Height H	21 23
<b>Mounting Rail</b> STSV	
STAUFF Group	3S to 6S
Length L	1000 or 2000

Types of Installation	
<b>Stacking Bolt</b> AF	
STAUFF Group	3S 4S 5S 6S 7S 8S 9S 10S
Thickness S	8 8 8 10 10 15 15 25 30
Bolt	M10 x 25 M10 x 40 M10 x 51 M16 x 82 M20 x 110 M24 x 180 M30 x 236
Width across flats SW	15 15 15 17 21 27 30 46

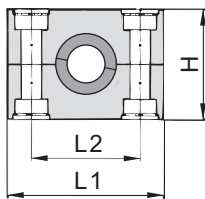
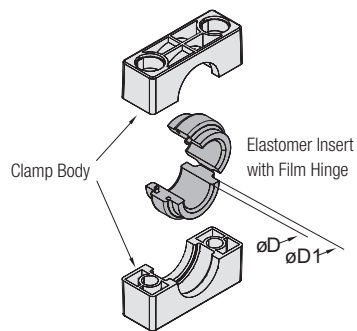
Types of Mounting	
<b>Hexagon Rail Nut</b> SM	
STAUFF Group	10 20 to 50
Length L	25.5 25.5
Width B	10.4 10.4
Height H	14.2 13
<b>Mounting Rail</b> TS	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Bolt	M6 x 20 M8 x 20 M8 x 29 M8 x 34 M8 x 46
Width across flats SW	11 12 12 12 12

Types of Installation	
<b>Stacking Bolt</b> AF	
STAUFF Group	10 20 30 40 50
Bolt	M6 x 20 M8 x 20 M8 x 29 M8 x 34 M8 x 46
Width across flats SW	11 12 12 12 12

Materials and Surface Finishings of Metal Components			
W1 = Steel, untreated	W2 = Steel, phosphated	W3 = Steel, zinc / nickel coated	All metal components are also available in stainless steel V2A and V4A.

Unless otherwise stated, all dimensions in mm. This poster shows our most popular components and assemblies. Please contact STAUFF or your local sales partner and ask for the complete catalogue.

Clamp Body with Elastomer Insert  
Type RI



B

Group	STAUFF	DIN	Outside Diameter		Ordering Codes	(**R = Clamp Body Material)	Clamp Body Material	Insert *	Dimensions (mm/in)					
			Pipe / Tube / Hose	Ø D					Clamp Assembly	(Clamp Body + Insert)	(2 Clamp Halves)	Ø D1	L1	L2
4S	2	6		4006-**-R	4S-**-R	4S-**-R	RI-06-4/4S		25	70	45	46,5	30,5	
		8	5/16	4008-**-R										RI-08-4/4S
		10		4010-**-R										RI-10-4/4S
		12		4012-**-R										RI-12-4/4S
		12,7	1/2	4012.7-**-R										RI-12.7-4/4S
		14		4014-**-R										RI-14-4/4S
		15		4015-**-R										RI-15-4/4S
		16	5/8	4016-**-R										RI-16-4/4S
		17,2		4017.2-**-R										RI-17.2-4/4S
		18		4018-**-R										RI-18-4/4S
19	3/4	4019-**-R	RI-19-4/4S											
5S	3	20		5020-**-R	5S-**-R	5S-**-R	RI-20-6/5S		38	85	60	58	30,5	
		21,3		5021.3-**-R										RI-21.3-6/5S
		22	7/8	5022-**-R										RI-22-6/5S
		25		5025-**-R										RI-25-6/5S
		26,9		5026.9-**-R										RI-26.9-6/5S
		28		5028-**-R										RI-28-6/5S
		30		5030-**-R										RI-30-6/5S
		32	1-1/4	5032-**-R										RI-32-6/5S
		32	1-1/4	6032-**-R										RI-32-6S
		33,7		6033.7-**-R										RI-33.7-6S
35		6035-**-R	RI-35-6S											
38,7		6038.7-**-R	RI-38.7-6S											
40		6040-**-R	RI-40-6S											
42		6042-**-R	RI-42-6S											
45,5		6045.5-**-R	RI-45.5-6S											
48		6048-**-R	RI-48-6S											
51	2	6051-**-R	RI-51-6S											
53,4		6053.4-**-R	RI-53.4-6S											
56,4		6056.4-**-R	RI-56.4-6S											
7S	5	55		7055-**-R	7S-**-R	7S-**-R	RI-55-7S		88	154	122	120	60	
		57	2-1/4	7057-**-R										RI-57-7S
		60		7060-**-R										RI-60-7S
		63,5	2-1/2	7063.5-**-R										RI-63.5-7S
		65		7065-**-R										RI-65-7S
		70	2-3/4	7070-**-R										RI-70-7S
		72		7072-**-R										RI-72-7S
		76	3	7076-**-R										RI-76-7S
		80		8080-**-R										RI-80-8S
		88,9	3-1/2	8088.9-**-R										RI-88.9-8S
102		8102-**-R	RI-102-8S											
9S	7	114		9114-**-R	9S-**-R	9S-**-R	RI-114-9S		150	251	205	200	91	
		133	5-1/4	9133-**-R										RI-133-9S
		140		9140-**-R										RI-140-9S
10S	8	150		10150-**-R	10S-**-R	10S-**-R	RI-150-10S		200	336	265	270	120	
		165		10165-**-R										RI-165-10S
		168		10168-**-R										RI-168-10S
		172		10172-**-R										RI-172-10S

**Ordering Codes**

**Clamp Assembly** \*4\*006-\*PP-R

One assembly is consisting of one clamp body and one insert.

\* 1<sup>st</sup> part of STAUFF Group 4  
 \* Exact outside diameter Ø D (mm) 006  
 \* Material code (see below) PP-R

**Clamp Body** \*4S-\*PP-R

One clamp body is consisting of two clamp halves.

\* STAUFF Group 4S  
 \* Material code (see below) PP-R

**Elastomer Insert** \*RI-\*06-\*4/4S

\* Elastomer Insert RI  
 \* Exact outside diameter Ø D (mm) 06  
 \* STAUFF Group 4S (Heavy) and 4 (Standard) 4/4S  
 5S (Heavy) and 6 (Standard) 6/5S  
 6S (Heavy) 6S  
 7S (Heavy) 7S  
 8S (Heavy) 8S  
 9S (Heavy) 9S  
 10S (Heavy) 10S

**Standard Materials**

**Polypropylene**  
 Colour: Black  
 Material code: **PP-R**

**Polyamide**  
 Colour: Black  
 Material code: **PA-R**

**Elastomer Insert**  
 4S to 6S: **Thermoplastic Elastomer** (73 Shore-A)  
 7S to 10S: **EPDM** (70 Shore-A)  
 Colour: Black

See pages 154 / 155 for material properties and technical information.

**Special Materials**

Please contact STAUFF for further details on fire-proof clamp body materials, tested and approved according to several international fire-protection standards (such as BS 6853, EN 45545-2, UL 94 and many more).

See pages 156 / 157 for material properties and technical information.

- Product Features**
- Proven, tested and trusted product in various markets
  - Either for the extra vibration/noise reducing installation of pipes and tubes or the extra gentle installation of hoses and cables
  - Available for all commonly used outside diameters
  - Excellent weathering resistance, even under extreme conditions

\* Elastomer Inserts for Heavy Series clamp bodies, STAUFF Group 4S also fit into Standard Series clamp bodies, STAUFF Group 4. Elastomer Inserts for Heavy Series clamp bodies, STAUFF Group 5S also fit into Standard Series clamp bodies, STAUFF Group 6.

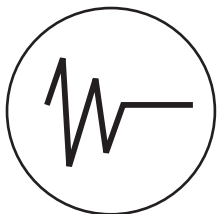
Additional outside diameters are available upon request. Please contact STAUFF for further information.

# VIBRATION DAMPERS

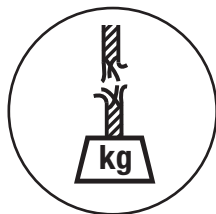
## Highly elastic and tearproof mounts for passive and active vibration dampening

- Vibration-free mounting of motor test stands, emergency generators, compressors, etc.
- Tearproof mounting of suspended loads such as crane tracks and cable car cabins
- Anti-vibration machine leveling feet with balancing ball joints
- Impact-resistant vibration dampers for energy dissipation at belt transfer stations
- Standardised product range for high load capacities

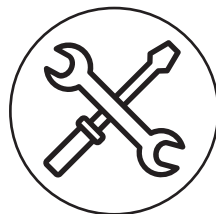
### Product advantages:



high degree  
of isolation










tearproof

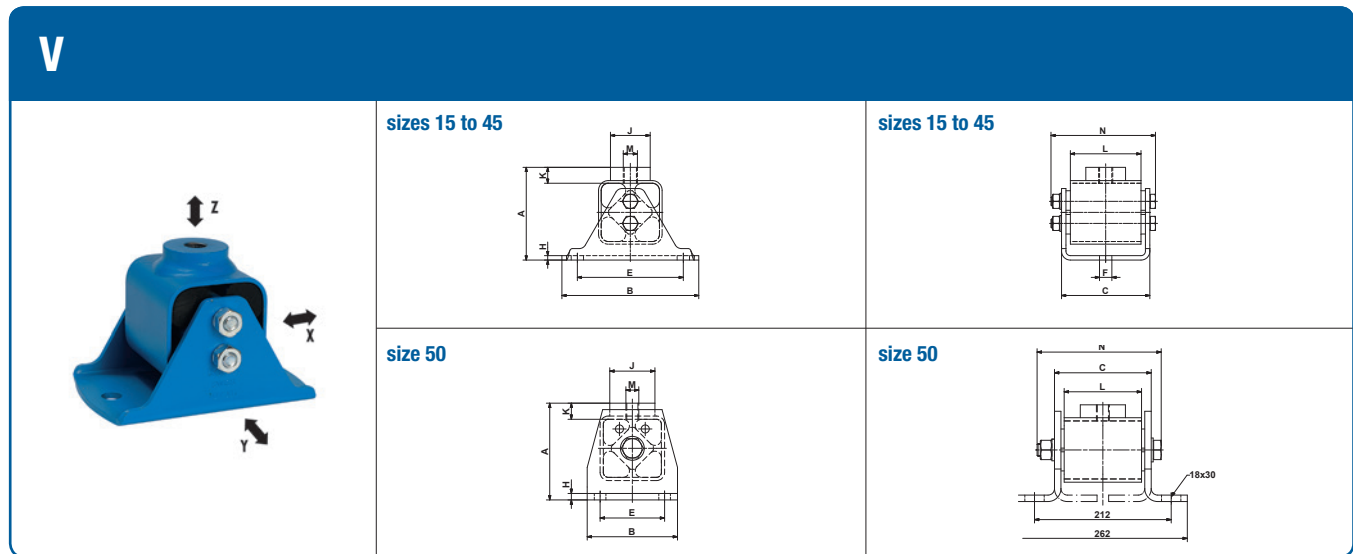


maintenance-free

# Selection table vibration dampers

	Illustration	Type	Description	Page
Vibration dampers basic types		<b>ESL</b>	Vibration dampers for the absorption of tensile, pressure and shear load. Also ideal for wall and ceiling installations. 8 element sizes from 200 N to 19 000 N. Natural frequency between 3.5–8 Hz. Mounts are mainly used for overcritical machine installations (machine frequency > mount frequency).	4.3
		<b>AWI</b>	Vibration dampers for to absorb tensile and pressure loads. 7 element sizes from 180 N to 16 000 N. Natural frequency between 3–7 Hz. Mounts are mainly used for overcritical machine installations (machine frequency > mount frequency).	4.4
		<b>V</b>	Vibration dampers for the absorption of tensile, pressure and shear load. Also ideal for wall and ceiling installations. 6 element sizes from 300 N to 12 000 N. Natural frequency between 10–30 Hz. Mounts can be used for subcritical machine installations (machine frequency < mount frequency).	4.5
Vibration dampers additional types		<b>N</b>	Mounting feet consisting of insulating plate, top cover with built-in levelling jack-screw with spherical joint for compensation of up to 5° of floor unevenness. Insulating plate oil- and acid-proof. 3 element sizes from 1 500 N to 20 000 N. Natural frequency between 19–25 Hz.	4.6
		<b>NOX</b>	Mounting Feet consisting of insulating plate, stainless steel top cover with built-in stainless levelling jackscrew with spherical joint to compensate of up to 5° of floor unevenness. Insulating plate oil- and acid-proof. 2 element sizes from 5 000 N to 20 000 N. Natural frequency between 19–22 Hz.	
		<b>Base plate P</b>	Accessories for N and NOX for high shear forces or for assembling on a base or frame. The base plate must be bolted to the floor.	4.7
		<b>NE</b>	Adhesive cushioning plates made of closed-cell polyether urethane, no water absorption and good oil resistance. 3 element sizes from 500 N to 130 000 N. Natural frequency between 14–25 Hz.	4.8

# Vibration damper



Part no.	Type	Load $G_{min.} - G_{max.}$ on X- and Z-axis	A	B	C	E	$\phi F$	H	$\phi J$
05 011 001	<b>V 15</b>	300–800	49	80	51	55	9.5	3	20
05 011 002	<b>V 18</b>	600–1 600	66	100	62	75	9.5	3.5	30
05 011 003	<b>V 27</b>	1 300–3 000	84	130	73	100	11.5	4	40
05 011 024	<b>V 38</b>	2 600–5 000	105	155	100	120	14	5	45
05 011 005	<b>V 45</b>	4 500–8 000	127	190	122	140	18	6	60
05 011 006	<b>V 50</b>	6 000–12 000	150	140	150	100	–	10	70

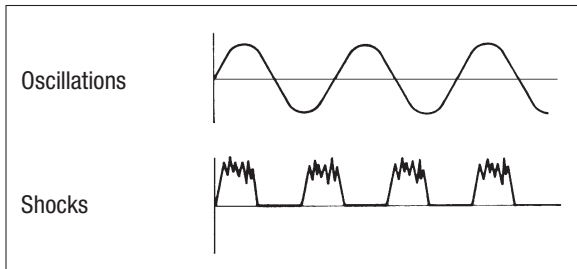
Part no.	Type	K	L	M	N	Weight [kg]	Natural frequency $G_{min.} - G_{max.}$ [Hz]	Material structure
05 011 001	<b>V 15</b>	10	40	M10	59	0.3	30–23	Aluminium profile, welded steel housings, painted blue, zinc-plated couplings
05 011 002	<b>V 18</b>	13	50	M10	74	0.6	25–15	
05 011 003	<b>V 27</b>	14.5	60	M12	85	1.2	28–20	
05 011 024	<b>V 38</b>	17.5	80	M16	117	2.5	14–12	
05 011 005	<b>V 45</b>	22.5	100	M20	143	4.5	15–12	
05 011 006	<b>V 50</b>	25	120	M20	193	7.5	12–10	

If no other units are specified, the numbers given are in mm.  
 The max. load on Y-axis should not exceed 20 % of the X- resp. Z-axis capacity.  
 Momentary shock loads of 2.5 g in X- and Z-axis admissible.  
 Applicable on tensile, pressure and shear load.  
 V 50: Alternativ mounting position 180° turned.



# Vibration dampers

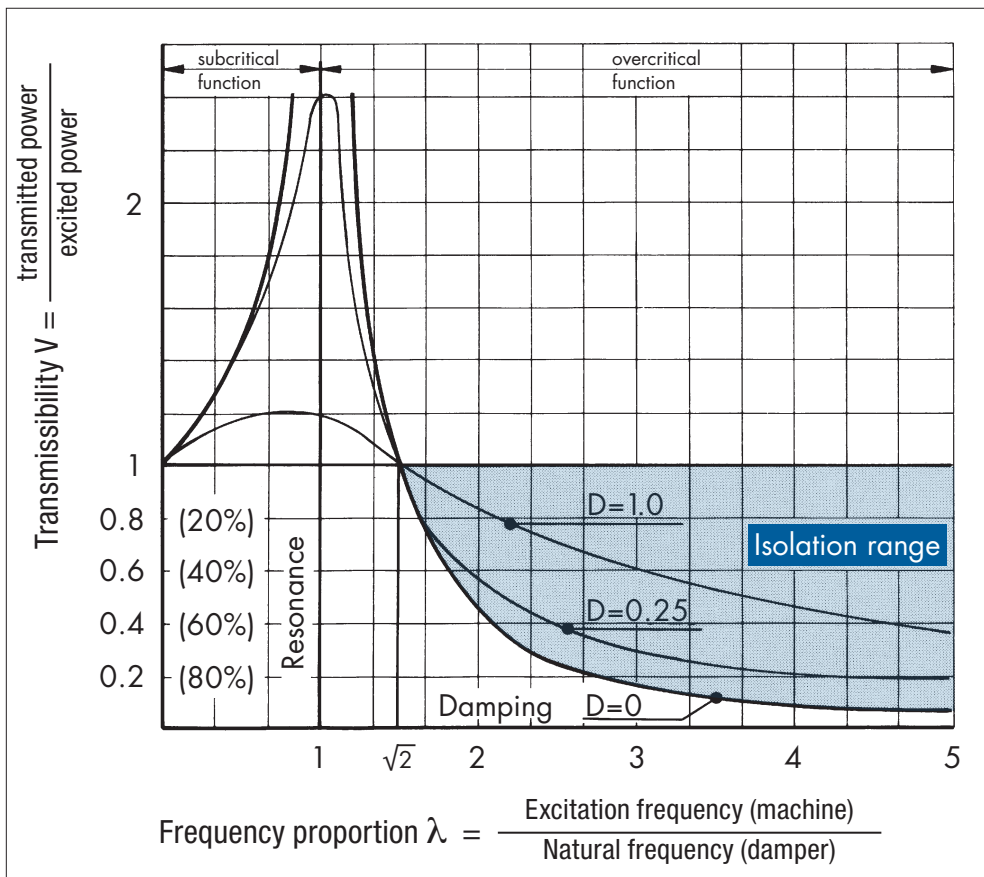
## Isolation of oscillations and shocks



Manufacturers of vibration dampers usually offer different designs of machine mounts with varying natural frequencies, to meet the required detuning between the excitation frequency of the machine to be mounted and the natural frequency of the damper.

The vibration technology basically differentiates between two different oscillation patterns. Oscillations are usually eradicated with supercritical designed machine mounts, while shocks are eradicated with subcritical ones.

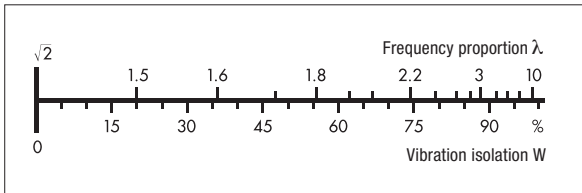
## Frequency proportion $\lambda$



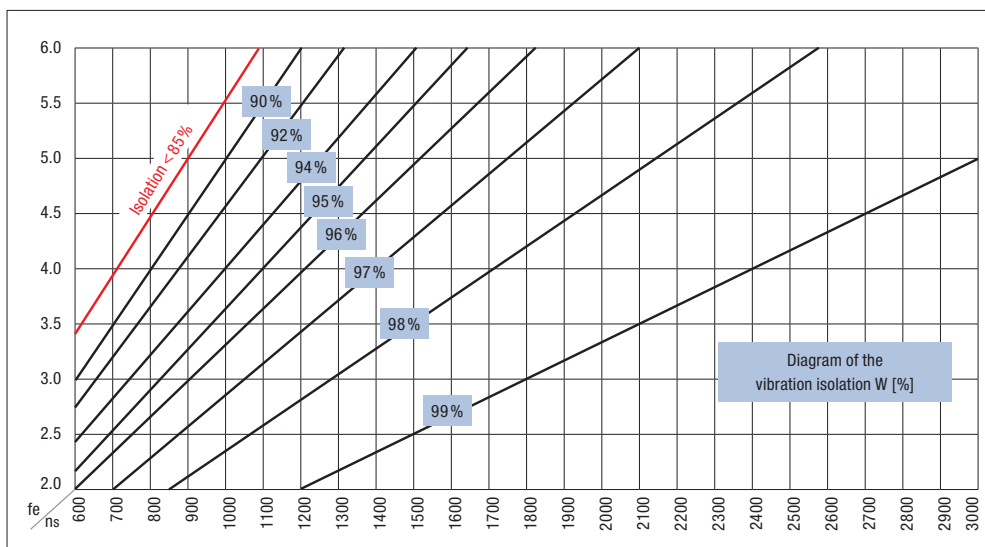
- $\lambda > \sqrt{2}$ : Overcritical: vibration isolation, definable effectiveness  $W$ , and efficient structure-borne sound insulation
- $\lambda = 1$ : Resonance range: amplified resonance, maximum values depend on the internal insulation  $D$  within the resonance range
- $\lambda < 1$ : Subcritical: no definable vibration isolation and lower structure-borne sound insulation

# Vibration dampers

## Overcritical installations ( $\lambda > \sqrt{2}$ )



For overcritical mounts, the natural frequency values of the mounts must be at least  $\sqrt{2}$  below the excitation frequencies of the machine or unit. As a rule, a damper with a relatively large spring deflection performance under load is selected. Most units, compressors, motors, blowers and generators are mounted overcritical making them relatively «soft». The resulting frequency ratio provides information about the expected isolation effectiveness of the mount. The line scale opposite and the calculation give the expected insulation W as a %.



$$W = 100 - \frac{100}{\left(\frac{n_s}{60 \cdot f_e}\right)^2 - 1} [\%]$$

$n_s$  =  
Revolution exciter  
(machine) [ rpm ]

$f_e$  =  
Natural frequency damper  
[ Hz ]

Diagram of the  
vibration isolation W [%]

## Subcritical installations ( $\lambda < 1$ ) and resonance range ( $\lambda = 1$ )

### Subcritical installations

A damper with high mechanical strength and low deflection behaviour (high mounting stability) is usually used on subcritical mounts. With this type of mounting, it is possible to damp impacts and shocks from relatively slow-moving machines such as mixers, crushers (cone crushers), punching presses, shears, etc. On machines with subcritical mounts, the resulting efficacy of the isolation insulation cannot be calculated – it can only be determined by comparing the values before and after.

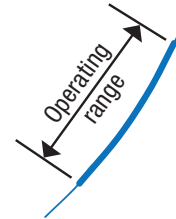
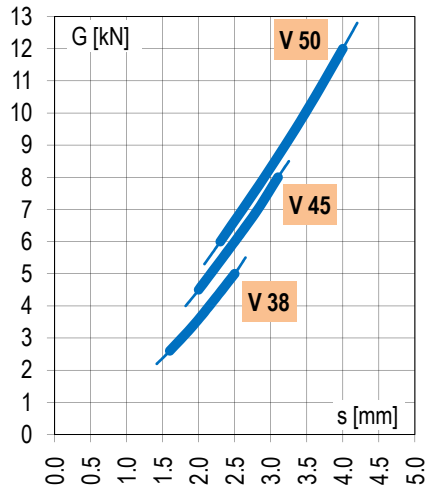
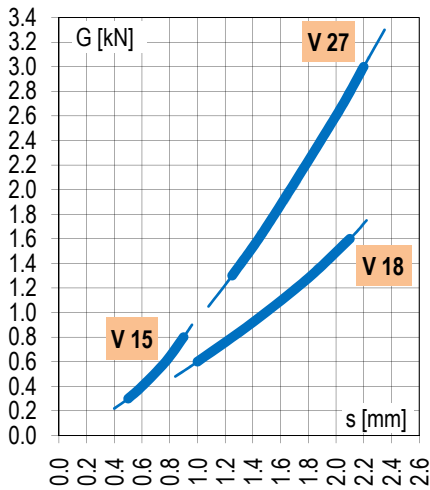
### Resonance range

Any coincidence between the exciter frequency and the natural frequency of the damper lead to an undesired, uncontrollable swinging up of the machine to be stored.

# Vibration dampers

## V: Deflection curves and cold flow behaviour

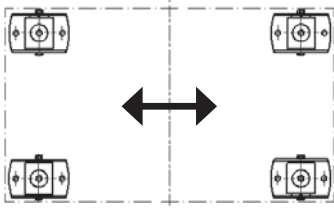
These deflection values are based on our catalogue data and are to be taken as guidelines. Please also refer to our tolerance data in chapter 7 «Technology – ROSTA Basics».



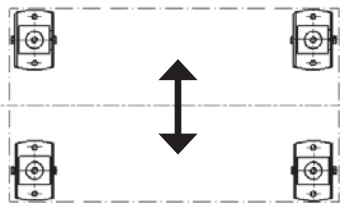
## V: Installation guidelines

The V elements installed in the same direction hold load to  $G_{max}$  in X- and Z-direction.

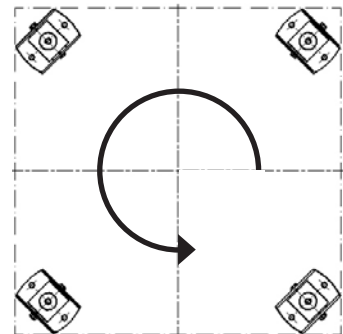
### Dynamic forces longitudinal



### Dynamic forces lateral



### 45° diagonal configuration by rotary motions. Reduced load capacities.

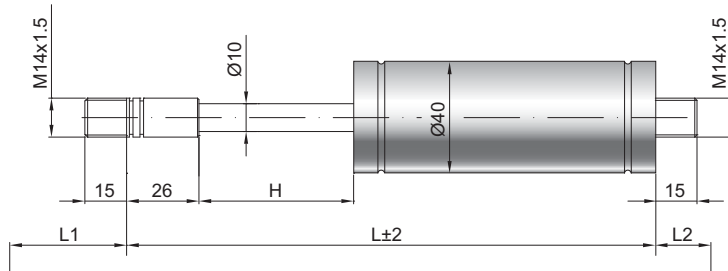


# Gaszugfeder Z 10-40 V2

<b>Zugkraft F1</b>	200 - 2000 Newton
<b>Progression</b>	40 %
<b>Kolbenstange</b>	Ø 10 mm, W. 1.4305 / AISI 303
<b>Druckrohr</b>	Ø 40 mm, W. 1.4301 / AISI 304
<b>Anschlüsse</b>	W. 1.4305 / AISI 303

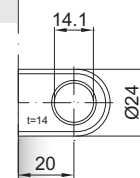
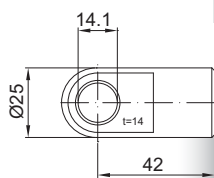
GZ 15

GZ 15



AU 42

AZ 20



**Details**

**Standardhöhe H (mm)**  
40, 50, 70, 90, 110, 140, 170, 190,  
240, 290, 340, 390, 490

**Standardlänge GL**  
 $L = 2 \times H + 150$   
 $GL = L + L1 + L2$

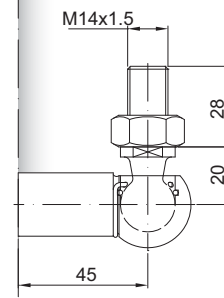
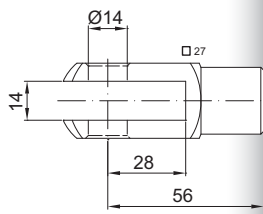
**Standardlieferumfang**  
Ventil an der Kolbenstange

**Extras**  
4 - Fettkammer  
6 - Schutzrohr  
B3 - Dichtsystem  
NT - Niedertemperaturlösung  
HT - Hochtemperaturlösung

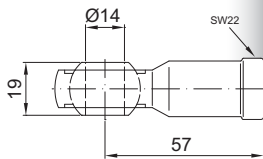
Nur am Zylinder möglich

GA 56

WG 45



AG 57

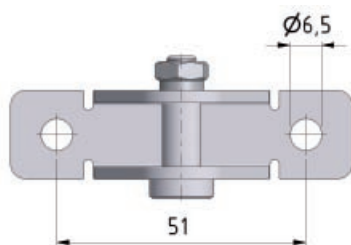
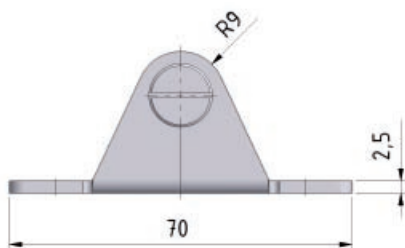
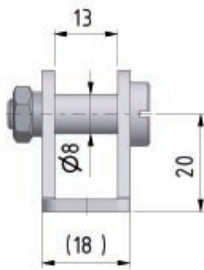
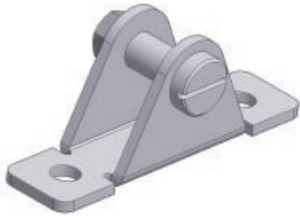


# Lagerschuh

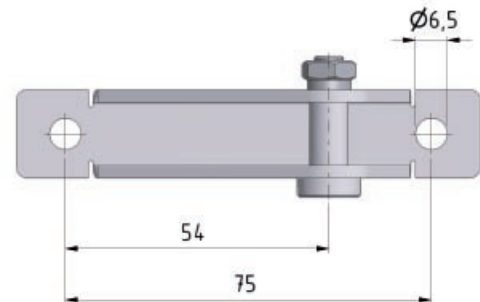
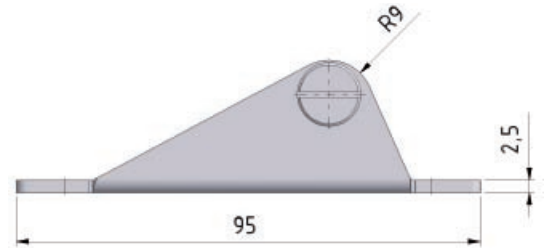
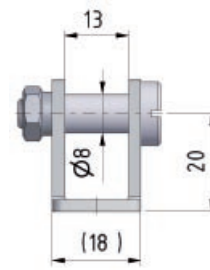
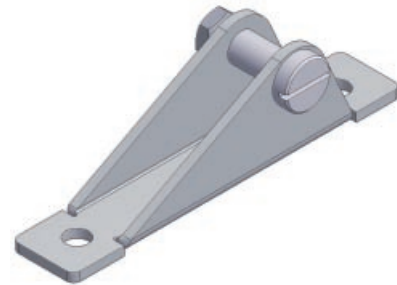
**Material** Stahl blau verzinkt

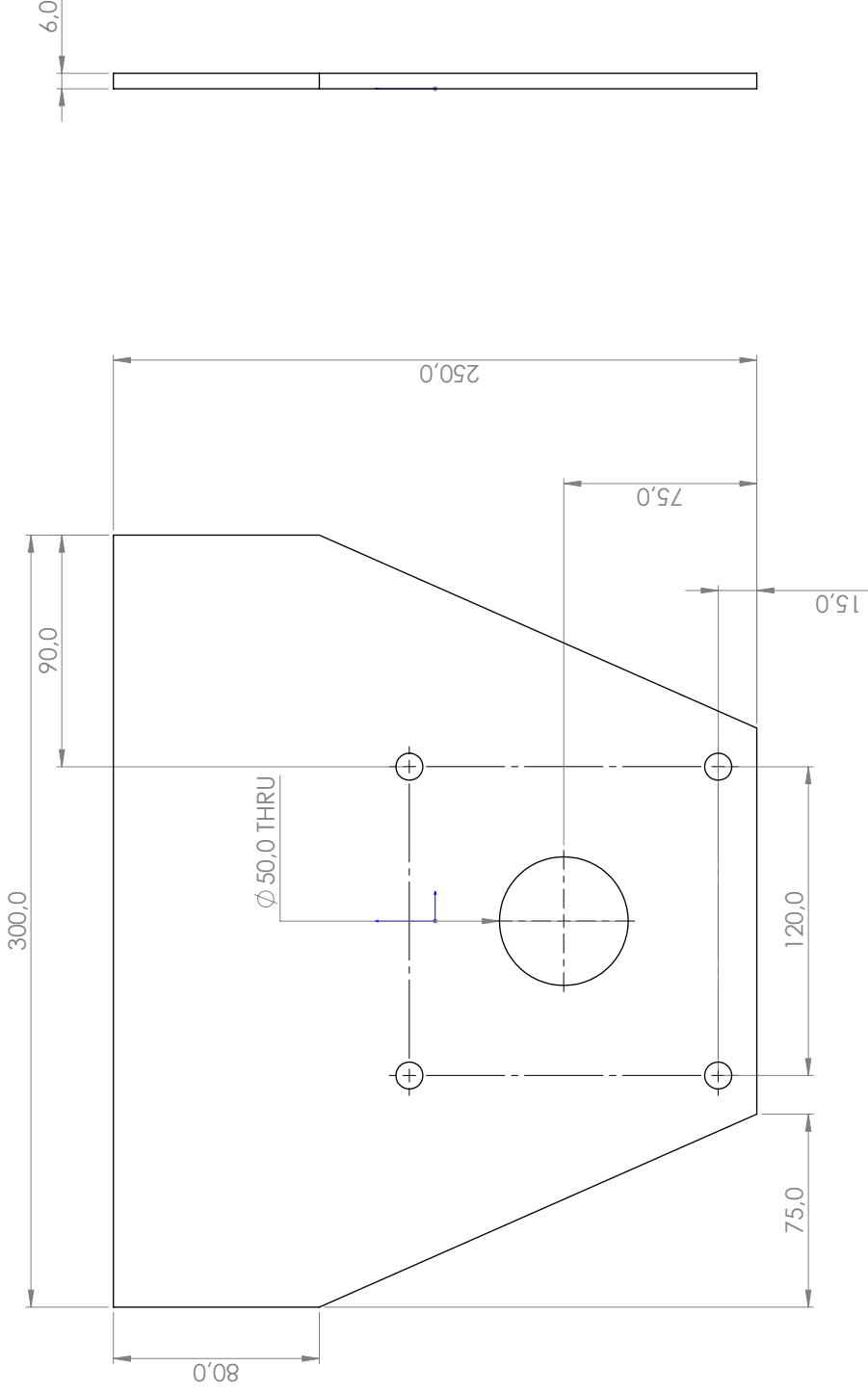
**Optional** Edelstahl W.1.4404/AISI 316 (V4)

**BC 01 / BC 01 V4**



**BC 04 / BC 04 V4**



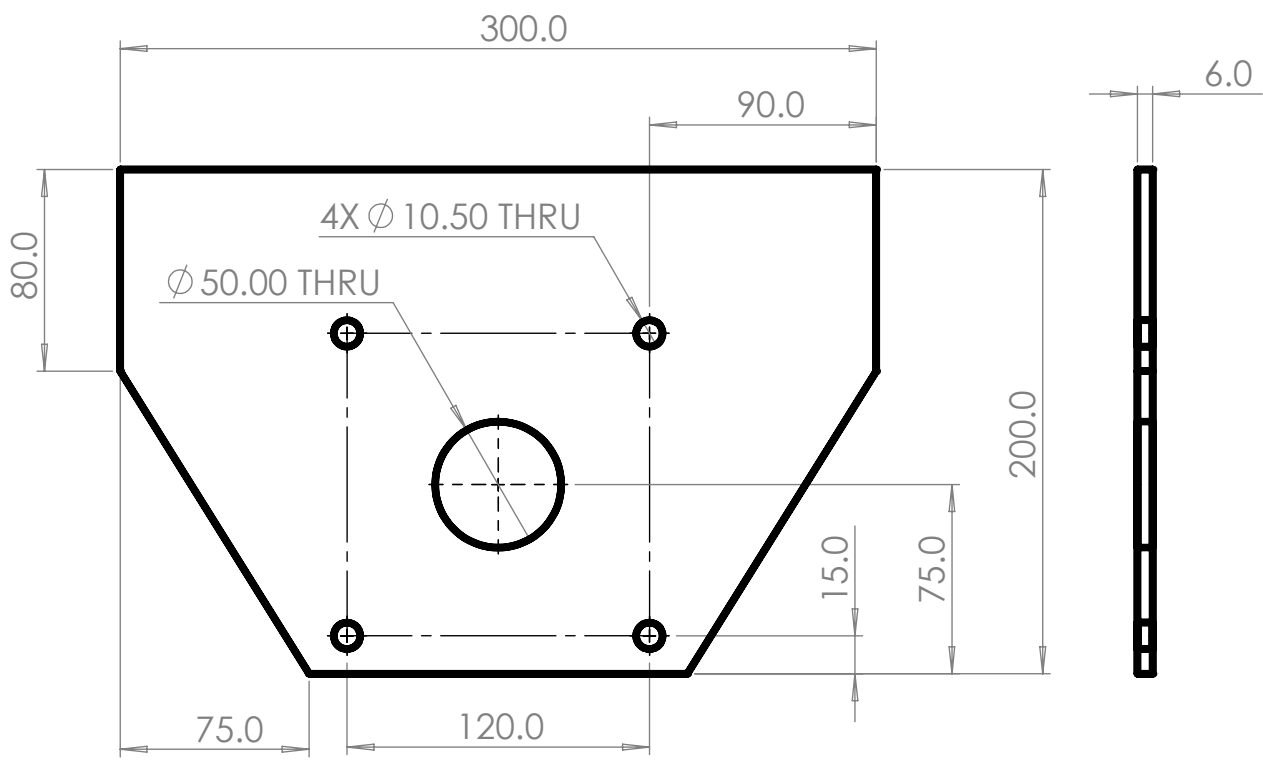


General Tolerances (ISO2768-1):		ATTA/CH/EM/IS:		DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE	DWG Standard:	First-angle Projection
CHKD			26.02.2019	ISO 128	
APP'VD				TITLE:	
MFG				FINISH:	
G.A.				TREATMENT:	
				MATERIAL:	
				DWG NO.:	Brakett
				SCALE: 1:2	SHEET 1 OF 1
				WEIGHT:	



**Sagaveien 3, 1430 Ås, Norway**  
 This drawing and any information or descriptive material set out on it are the confidential and copyright property of SAGA Robotics AS, © and MUST NOT BE DISCLOSED, COPIED, LOANED in whole or part or used for any purpose without the written permission of SAGA Robotics AS.

UNLESS OTHERWISE STATED:	DWG NO.:	SCALE:	SHEET
Linear Tol: <b>+0.2</b> Angular Tol: <b>0°15'</b> Surface Finish: <b>0.8µm</b> All Dimensions: <b>.mm</b>	Brakett	1:2	1



General tolerances (ISO2768-1):

DWG Standard:  
ISO128

Title  
HOVEDMÅL NY FESTEBRACKETT

First-Angle Projection



Unless Otherwise Stated:  
Linear Tol.: ±0.2,  
Angular Tol.: 0°15'  
Surface Finish: 0.8 µm  
All Dimensions: mm

Date: 07.05.2020

SCALE 1:3      A4

SHEET 1 OF 1

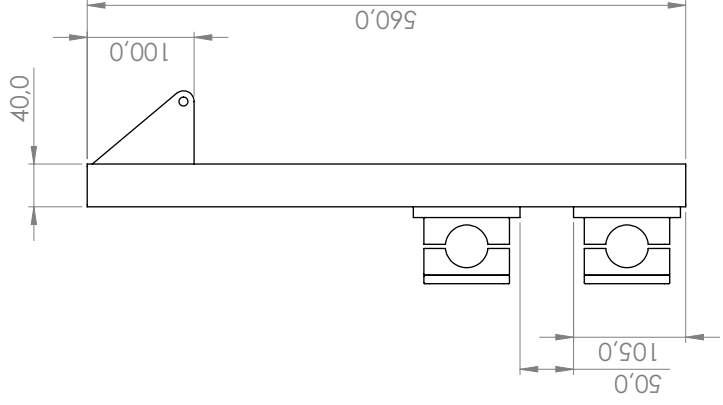
Alt skal på midtten

Alt skal på midtten

Alt skal på midtten

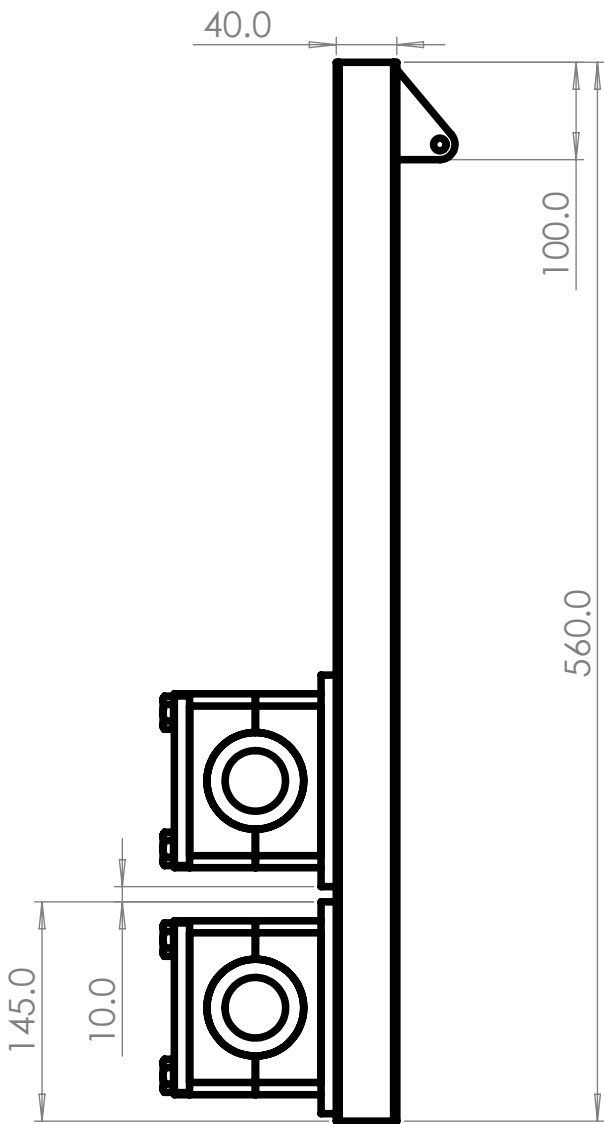
Alt skal på midtten

Alt skal på midtten



ATTACHMENTS:		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION
NAME	SIGNATURE	DATE	DWG Standard:	First-angle Projection
DRAWN		25.03.2019	ISO 128	
CHKD				
APP'VD				
MFG				
G.A.				
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES				
<p><b>SAGA ROBOTICS</b></p> <p><b>Sagaveien 3, 1430 Ås, Norway</b>            This drawing and any information or descriptive material set out on it are the confidential and copyright property of SAGA Robotics AS. © and MUST NOT BE DISCLOSED, COPIED, LOANED in whole or part or used for any purpose without the written permission of SAGA Robotics AS.</p>				
<p>General Tolerances: (ISO2768-1):</p>				
<p>Unless Otherwise Stated:            Linear Tol.: <b>+0.2</b>            Angular Tol.: <b>0°15'</b>            Surface Finish: <b>0.8µm</b>            All Dimensions: <b>.mm</b></p>				
MATERIAL:		DWG NO. aktuatoorfeste		A3
TREATMENT:		SCALE: 1:5		SHEET 1 OF 1
FINISH:		WEIGHT:		





ALT SKAL PÅ MIDTEN  
 ALT SKAL PÅ MIDTEN  
 ALT SKAL PÅ MIDTEN  
 ALT SKAL PÅ MIDTEN  
 ALT SKAL PÅ MIDTEN

General tolerances (ISO2768-1):

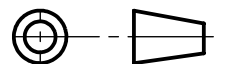
DWG Standard:

ISO128

Title

HOVEDMÅL AKTUATORFESTE

First-Angle Projection



Unless Otherwise Stated:  
 Linear Tol.: ±0.2,  
 Angular Tol.: 0°15'  
 Surface Finish: 0.8 µm  
 All Dimensions: mm

Date: 07.05.2020

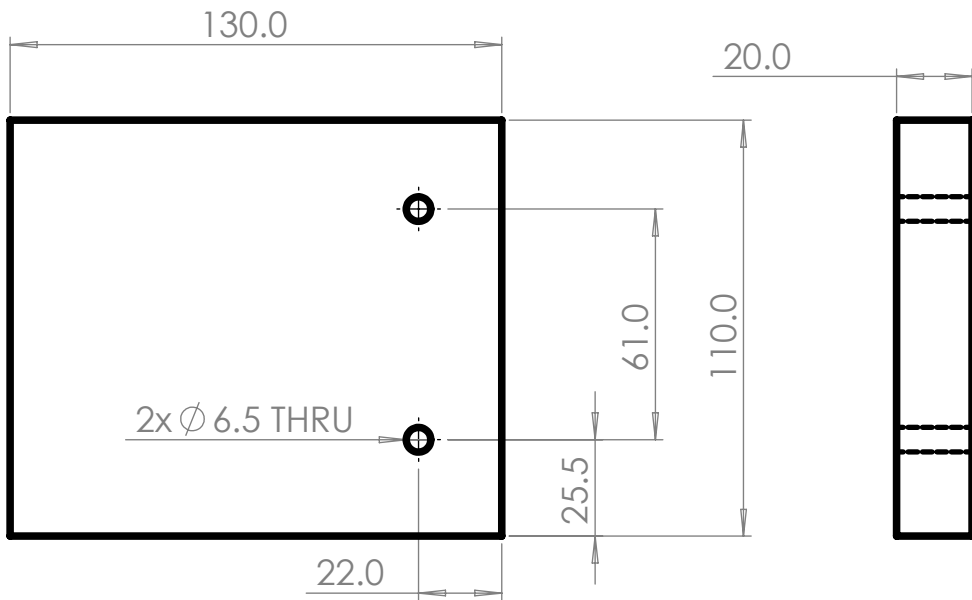


Norges miljø- og  
 biovitenskapelige  
 universitet

SCALE 1:3

A4

SHEET 1 OF 1



Title HOVEDMÅL BRAKETT TIL MONTERING AV GASSFJÆR



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

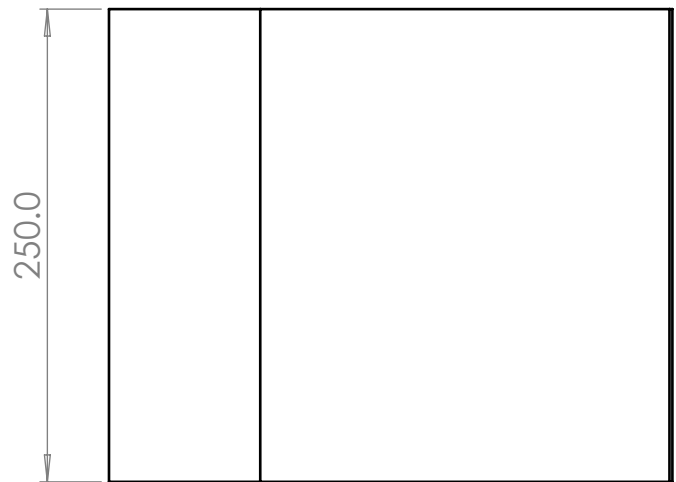
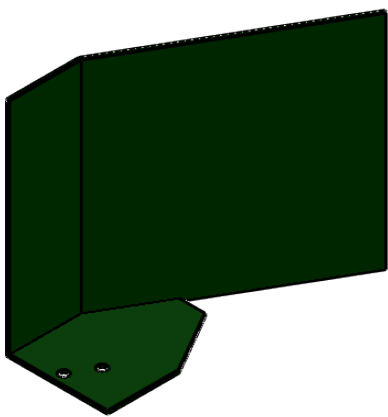
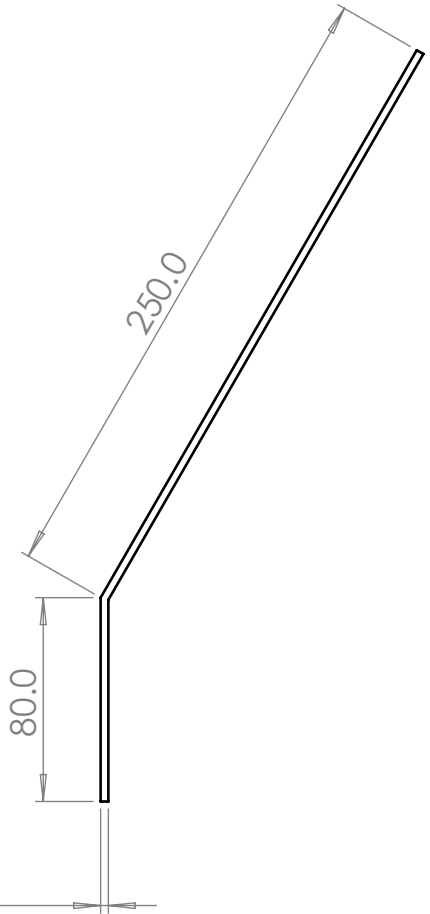
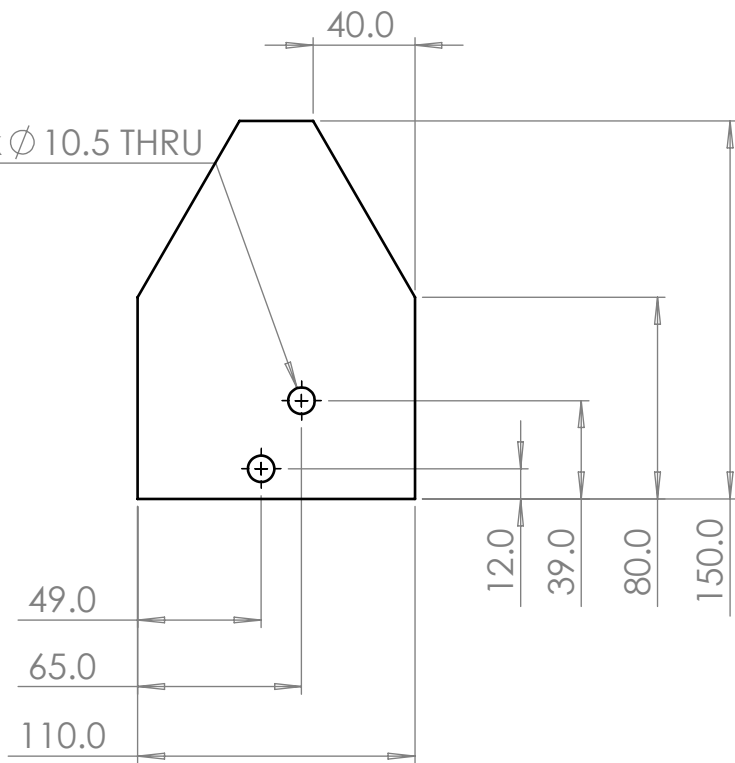
Date: 08.05.2020

SCALE 1:2

A4

SHEET 1 OF 1

2x Ø 10.5 THRU



Title

SKYVEPLATE PÅ KNIVBJELKE



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Date: 08.05.2020

SCALE 1:5

A4

SHEET 1 OF 1



## Warner Linear H-Track Actuators

More Power in Less Space



**Designed for use in extreme applications requiring high load capacity in a small footprint**

The H-Track provides the performance of hydraulics without the expansive space requirements nor the prohibitive cost of full-sized hydraulic systems.

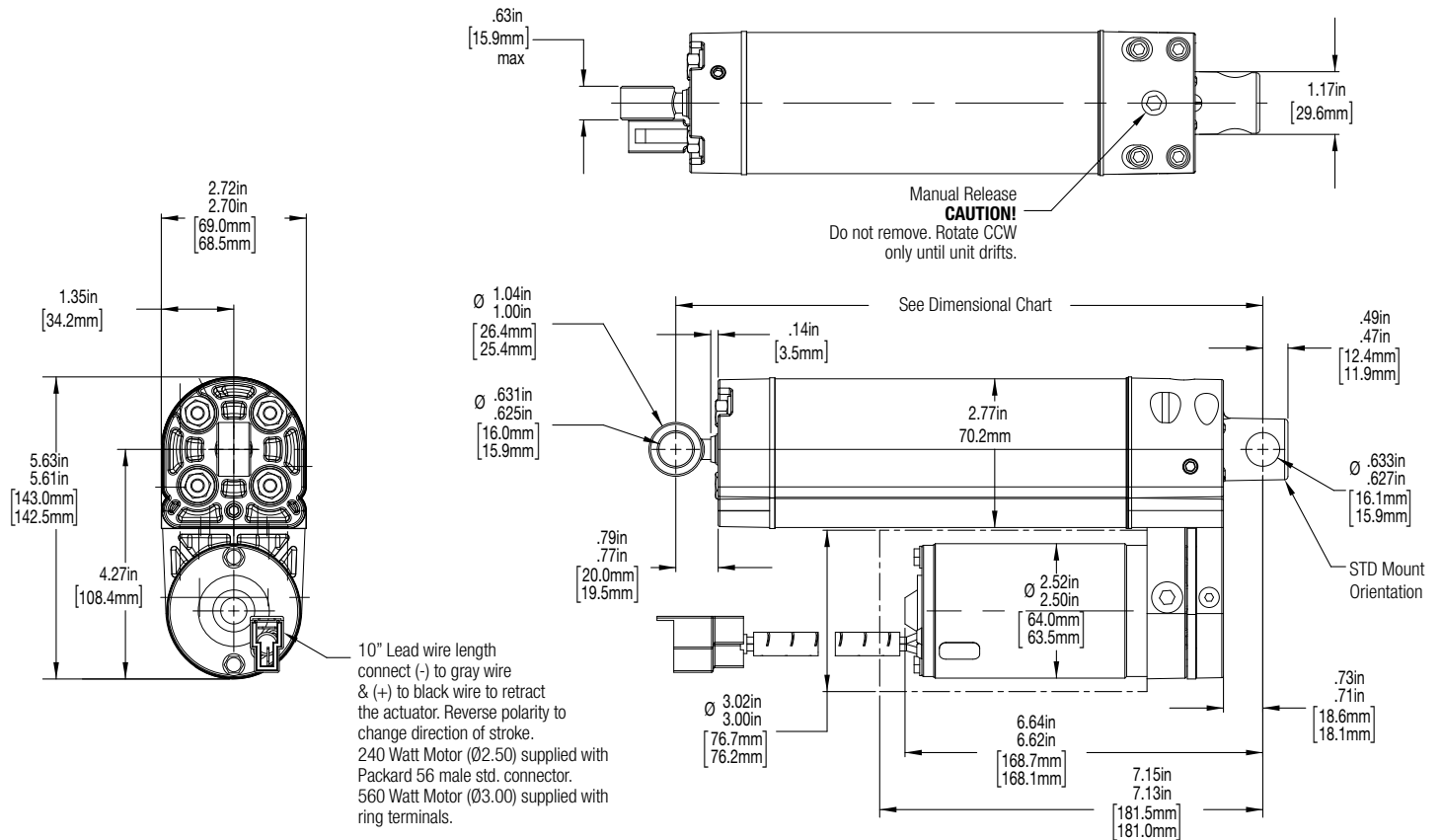


The H-Track is a robust electric actuator solution with a force up to 4800 lbs (21350 N) and travel speeds near 4 inches (100 mm) per second. The H-Track family feature the smallest mounting envelope in their class with a patented valve and reservoir design that provides significant space savings compared to competitive models.

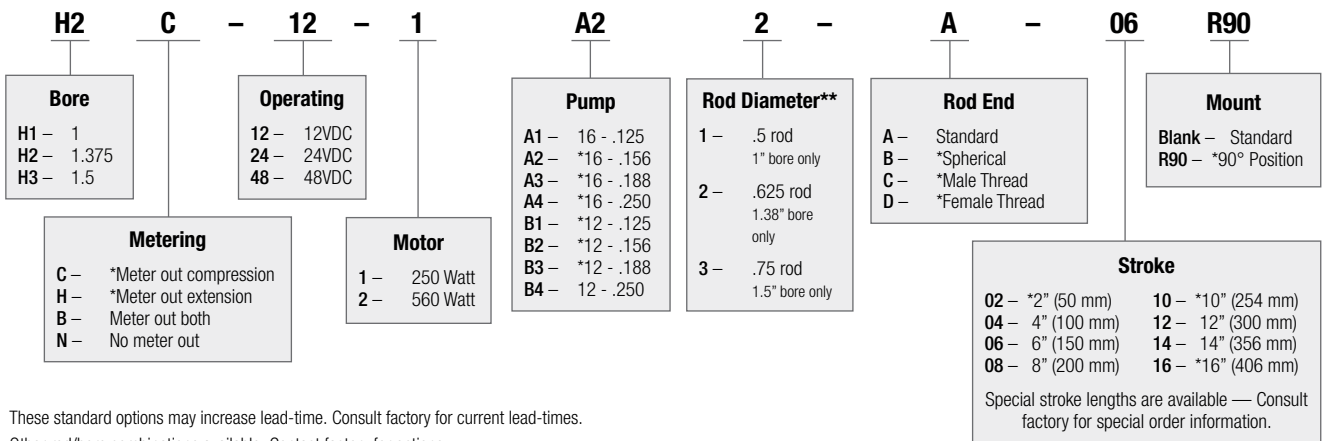


The completely sealed H-Track models are weather-proof, dust tight, corrosive resistant, and IP67 static (temporary submersion) and IP69K (high pressure wash-down) tested. The H-Track features three different hydraulic fluid options that allow the units to operate in temperatures as low as -40 °F (-40 °C) to as high as 180 °F (82 °C), making the H-Track an ideal option for use in demanding conditions. With stroke lengths up to 16 inches (406 mm), end switch options, and multiple configurations available, the H-Track is an exciting new addition to the actuator market.

## Specifications and Configurations



## H-Track Configurator



### North and South America

Phone: 1-540-633-3549

E-mail: thomson@thomsonlinear.com

### Europe and Asia

Phone: +44 (0) 1271 334 500

E-mail: sales.europe@thomsonlinear.com

www.thomsonlinear.com

THOMSON-P-7854-WL-LETTER | 20190430TJ

Specifications are subject to change without notice. It is the responsibility of the product user to determine the suitability of this product for a specific application. All trademarks property of their respective owners. © 2019 Thomson Industries, Inc.



**Norges miljø- og biovitenskapelige universitet**  
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet  
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
Norway