

Tobias Fagerli
Thomas Leite
Daniel Thrana

Design av Ramme for Autonomt Redskapsbærende Terrengkjøretøy

Bacheloroppgave i Maskinteknikk
Veileder: Evangelos Tyflopoulos
Mai 2020

Tobias Fagerli
Thomas Leite
Daniel Thrana

Design av Ramme for Autonomt Redskapsbærende Terrengkjøretøy

Bacheloroppgave i Maskinteknikk
Veileder: Evangelos Tyflopoulos
Mai 2020

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel (Både på norsk og engelsk kreves)

Design av Ramme for Autonomt Redskapsbærende Terrenkjøretøy

Design of Frame for Autonomous Utility Terrain Vehicle

Prosjektnr

MTP-K-2020-04

Forfatter(e)

Tobias Fagerli

Thomas Leite

Daniel Thrana

Oppdragsgiver(e) eksternt

AutoAgri AS

Veileder(e) internt

Evangelos Tyflopoulos

Rapporten er ÅPEN/~~LUKKET~~ (stryk ut det som ikke gjelder)

Gradering ÅPEN – Utsettes 3 år, vedlegg ekskluderes

Dato levert

20.05.2020

Kort sammendrag (Både på norsk og engelsk kreves)

I denne oppgaven blir rammen til den første prototypen av AutoAgri AS autonome redskapsbærende terrenkjøretøy utviklet, i samarbeid med AutoAgri AS. Målet er å utvikle en strukturell solid konstruksjon ut fra forhåndsbestemte krav.

In this thesis the frame for the first prototype of AutoAgri AS autonomous utility terrain vehicle is developed in conjunction with AutoAgri AS. The goal is to develop a structural sound construction from predetermined requirements.

Stikkord:

Konstruksjon, tilvirkning, mekanisk, traktor

Keywords:

Construction, production, mechanical, tractor

Abstract

In this thesis the frame for the first prototype of AutoAgri AS autonomous utility terrain vehicle is developed in conjunction with AutoAgri AS. The goal is to develop a structural sound construction from predetermined requirements. Some of the most important design criteria being that it can withstand the physical loads that it will be subjected to regularly, during operation, while not deviating significantly from AutoAgri AS previously established aesthetic design.

The thesis describes how external loads affects the frame in different scenarios and how design variables contribute to a preferable solution. It is an iterative process with emphasis on optimizing these variables. As a natural part of this thesis, several simulations with static and cyclic loads have been performed to improve the structural design of the frame.

Topology simulations have been used to investigate the stress distribution in the structure. Further, this information has been used to implement reinforcements in the frame. Accurate placement of any reinforcements is highly important as a low total weight is one of the main design criteria. AutoAgri AS needs the frame to be as light weight as possible, with a maximum weight of 500kg. Our resulting frame has a weight of 371kg, which is 25,8% lower than AutoAgri AS requirement.

Sammendrag

I denne oppgaven blir rammen til den første prototypen av AutoAgri AS autonome redskapsbærende terrengkjøretøy utviklet, i samarbeid med AutoAgri AS. Målet er å utvikle en strukturell solid konstruksjon ut fra forhåndsbestemte krav. Noen av de viktigste kriteriene er at rammen skal tåle de fysiske belastningene den blir utsatt for under normal bruk, samtidig som rammens estetiske design ikke endrer seg for mye fra det AutoAgri AS på forhånd har fastsatt.

Oppgaven kartlegger hvordan ytre belastninger påvirker rammen i ulike scenarier, og hvordan designvariabler bidrar til en bedre løsning. Oppgaven er løst i en iterativ prosess med fokus på optimalisering av disse designvariablene. Som en naturlig del av oppgaven har det blitt utført en rekke analyser av statiske og sykliske belastninger for å forbedre designet til rammen.

Topologi-analyser er benyttet for å vise hvordan spenninger opptrer i konstruksjonen, for deretter å finne punkter hvor det er effektivt å implementere forsterkninger i rammen. Nøyaktig plassering av forsterkninger er svært viktig, da lav totalvekt er et av hovedmålene i designprosessen. AutoAgri AS ønsker at rammen er så lett som mulig, med en maksimalvekt på 500kg. Vårt endelige design av rammen har en vekt på 371kg, som er 25,8% lavere enn kravet fra AutoAgri AS.

Forord

Vi vil takke AutoAgri AS for en spennende oppgave, og muligheten til å jobbe med dyktige og interessante mennesker. Vi er også takknemlige for den gode måten de har tatt oss imot på, og inkludert oss i miljøet i Leksvik.

Vi ønsker spesielt å takke Jostein Sandvik for god veiledning og muligheten for et tett samarbeid opp mot AutoAgri AS. Takk til resten av teamet; Helge Aanonli, Eirik Hovstein og Magnus Myran Steen.

Takk til Evangelos Tyflopoulos som har veiledet oss i denne oppgaven.

Innholdsfortegnelse

Abstract	ii
Sammendrag	iii
Forord	iv
Forkortelser og begrep	xi
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling	2
1.3 Utgangspunkt	2
1.4 Rammekonsept	3
1.5 Spesifikasjoner og krav	4
1.6 Programvare	5
1.7 Gruppemetodikk.....	5
2 Teori	6
2.1 Finite Element Analysis – Elementmetode	6
2.2 Lineære Statistiske Analyser.....	7
2.3 Ikke-lineær Statisk Analyse	7
2.4 Utmatting.....	7
2.5 Topologistudie.....	8
3 Metode	10
3.1 Plateforklaring	10
3.2 Valg av tverrsnitt.....	12
3.3 Materialvalg	14
3.3.1 Stålkvalitet.....	14
3.3.2 Overflatebehandling	14
3.4 Produksjonsmetode	16
3.4.1 Sammenføyning.....	16

3.4.2	<i>Knekking</i>	18
3.4.3	<i>Valsing</i>	19
3.5	CAD	19
3.5.1	<i>Design studie</i>	20
3.5.2	<i>Topologistudie</i>	21
3.6	Utføring av Lineære Statistiske Analyser	22
3.7	Utmatting – Metode	22
3.8	Metode for Ikke-lineær Statisk Studie	24
4	Resultat	25
4.1	Implementeringer av forsterkninger.....	25
4.2	Opplagring mot HUB	25
4.3	Innfestning til hjulenheter	26
4.4	Rammekomponenter	27
4.4.1	<i>Innvendig (kabelgater/trekkerør)</i>	27
4.4.2	<i>Eksterne komponenter på tverrbjelke</i>	27
4.5	Singularitet	28
4.6	Statisk FEA	29
4.6.1	<i>Scenario 1 – Statisk del</i>	30
4.6.2	<i>Scenario 2 – Statisk del</i>	32
4.6.3	<i>Scenario 3 - Statisk del</i>	33
4.6.4	<i>Scenario 4 - Statisk del</i>	35
4.6.5	<i>Scenario 5 - Statisk del</i>	36
4.6.6	<i>Scenario 6 - Statisk del</i>	38
4.6.7	<i>Scenario 7 – Statisk sammenstilling</i>	39
4.6.8	<i>Scenario 8 – Statisk sammenstilling</i>	42
4.7	Ikke-lineær Statisk Studie	44
4.7.1	<i>Scenario 1 – Ikke-lineær statistisk del</i>	44
4.7.2	<i>Scenario 2 – Ikke-lineær statistisk del</i>	44

4.8	Forskyvning og avstivning	46
4.9	Utmatting i FEA	48
4.9.1	<i>Utmatting scenario 1</i>	48
4.9.2	<i>Utmatting scenario 2</i>	50
4.9.3	<i>Utmatting scenario 3</i>	51
4.10	Designstudie	51
4.11	Kost analyse - Sveising	54
5	Diskusjon	57
5.1	Lineær Statisk Analyse	57
5.2	Ikke-lineære statiske analyser	57
5.3	Diskusjon om utmatting	57
5.3.1	<i>Gjennomførelse av utmattingsanalyser i Solidworks</i>	58
5.4	Designstudie	59
5.5	Vinkel på opplagring mot HUB	59
5.6	Skalamodell	61
6	Konklusjon	61
	Videre arbeid	62
7	Kilder	63

Figurer

Fig. 1.1 AutoAgri AS designutkast (AutoAgri AS, 2020).....	3
Fig. 1.3. Tverrbjelke (Egenprodusert, 2020).....	3
Fig. 1.2. Innfestning til hjulenhhet (Egenprodusert, 2020).....	3
Fig. 1.4. Seksjonssnitt av ramme (Egenprodusert, 2020).	4
Fig. 1.5. Tverrsnitt av ramme som var utgangspunkt for oppgaven (Egenprodusert, 2020).	4
Fig. 3.1 Ulike alternativer til rammetverrsnitt (Egenprodusert, 2020).	12
Fig. 3.2 Ønsket tverrsnitt på ramme (Egenprodusert, 2020).....	13
Fig. 3.3 Ramme som viser konstruert tverrsnitt (Egenprodusert, 2020).....	13
Fig. 3.4. Rammens plasseringstapper 1 (Egenprodusert, 2020).	17
Fig. 3.5 Rammens plasseringstapper 2 (Egenprodusert, 2020).	18
Fig. 3.6. Bakplate som skal knekkes (Egenprodusert, 2020).....	18
Fig. 3.7. Bakplate med knekkeprofiler i grader (Egenprodusert, 2020).	19
Fig. 3.8. Rammebetingelser for designstudiet (Egenprodusert, 2020).	21
Fig. 3.9. SN-kurve DOMEX 550 MC (Egenprodusert, 2020).....	23
Fig. 4.1. Topologistudie. Gul - må beholde, Blå - Kan fjernes (Egenprodusert, 2020).....	25
Fig. 4.2. Avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	25
Fig. 4.3. Rammens lagerbukker (Egenprodusert, 2020).	26
Fig. 4.4. Sideplate med hull for kabelføring (Egenprodusert, 2020).	27
Fig. 4.5. Kabelføring i rammens indre fra HUB til en hjulenhhet (Egenprodusert, 2020).....	27
Fig. 4.6. «Mesh Control» på 0.2mm gir 3521,4 MPa (Egenprodusert, 2020).	28
Fig. 4.7. Maks 40mm, og min 8mm elementnett gir 225,7 MPa (Egenprodusert, 2020).	28
Fig. 4.8. Graf som viser at spenningen ikke konvergerer (Egenprodusert, 2020).	29
Fig. 4.9. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 1 (Egenprodusert, 2020).....	30
Fig. 4.10. Forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).	31
Fig. 4.11. Spenningskonsentrasjoner uten forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).	31
Fig. 4.12. Spenningskonsentrasjoner med forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).	32
Fig. 4.13. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 2 – med forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).....	32
Fig. 4.14. Statisk analyse av ramme – Scenario 3 (Egenprodusert, 2020).	34
Fig. 4.15. ISO Clipping Stress Scenario 3 (Egenprodusert, 2020).	34
Fig. 4.16. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).....	35
Fig. 4.17. Høye spenninger i lagerbukk Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).....	35
Fig. 4.18. Spenningsfordeling i ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).....	35
Fig. 4.19. ISO Clipping av ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).....	36

Fig. 4.20. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 5 (Egenprodusert, 2020).....	37
Fig. 4.21. Spenningsfordeling i ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).....	37
Fig. 4.22. Kjervkonsentrasjoner i innfestning til tverrbjelke Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).	37
Fig. 4.23. ISO Clipping Statisk Scenario 5 (Egenprodusert, 2020).....	38
Fig. 4.24. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 6 (Egenprodusert, 2020).....	38
Fig. 4.25. ISO Clipping Statisk Scenario 6 (Egenprodusert, 2020).....	39
Fig. 4.26. HUB modell som brukes til simulering (Egenprodusert, 2020).....	39
Fig. 4.27. Fastholdninger for Statisk spenningsanalyse av sammenstilling – Scenario 7 (Egenprodusert, 2020).....	39
Fig. 4.28. ISO Clipping i Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).....	41
Fig. 4.29. Spenningsfordeling i sammenstilling av ramme Scenario 7 (Egenprodusert, 2020) .	41
Fig. 4.30. Spenningsfordeling i aksel Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).....	41
Fig. 4.31. Spenninger i lagerbukk Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).	41
Fig. 4.32. Spenninger nært innfestning til hjulenhets Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).....	42
Fig. 4.33. Statisk analyse av sammenstilling – Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).	43
Fig. 4.34. Spenninger i lagerbukk Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).....	43
Fig. 4.35. Spenninger i aksel Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).....	43
Fig. 4.36. Fastholdninger til ikke-lineær statistisk analyse Scenario1 (Egenprodusert, 2020).	44
Fig. 4.37. ISO Clipping av ikke-lineær statistisk analyse Scenario 1 (Egenprodusert, 2020).....	44
Fig. 4.38. ISO Clipping av ikke-lineær statistisk analyse Scenario 2 (Egenprodusert, 2020).....	45
Fig. 4.39. Fastholdninger til ikke-lineær statistisk analyse Scenario 2 (Egenprodusert, 2020).	45
Fig. 4.40. Figur av spenninger i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.41. Figur av spenninger i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.42. Figur viser spenninger i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.43. Figur viser spenninger i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.44. Figur viser 11.35mm forskyvning i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.45. Figur viser 35.45mm forskyvning i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	46
Fig. 4.46. Figur viser plassering av hull for kabler på avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).	47
Fig. 4.47. Figur viser spenninger i avstivningsplaten uten hull (Egenprodusert, 2020).	47
Fig. 4.48. Statisk analyse (Egenprodusert, 2020).	48
Fig. 4.49. Levetid singularitet I front av modellen (Egenprodusert, 2020).	49
Fig. 4.50. Område med minst utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).....	49

Fig. 4.51. Utmatting scenario 2 – Fastholdninger og krefter (Egenprodusert, 2020).	50
Fig. 4.52. Område med lavere utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).	50
Fig. 4.53. Singularitet i utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).	50
Fig. 4.54. Utmatting scenario 3 - Fastholdninger og moment (Egenprodusert, 2020).	51
Fig. 4.55. Område med minst utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).	51
Fig. 4.56. Plassering av fastholdninger og krefter (Egenprodusert, 2020)	52
Fig. 5.1. Skalamodell bak (Egenprodusert, 2020).	61
Fig. 5.2. Skalamodell front (Egenprodusert, 2020).	61
Fig. 5.3. Original rotasjonsakse for ramme, kontaktflaten til bakhjul følger sirkelbane (Egenprodusert, 2020).	60
Fig. 5.4. Alternativ rotasjonsakse for ramme (Egenprodusert, 2020).	60
Fig. 5.5. Utmattingsutsatte områder (Egenprodusert, 2020).	58
Fig. 5.6. Hvordan spenninger fordeler seg i materialet, samt fastholdninger og krefter	Feil!
Bokmerke er ikke definert.	
Fig. 5.7. Innfestning til hjulenhet (Egenprodusert, 2020).	Feil! Bokmerke er ikke definert.

Tabeller

Tabell 3.1. Plateforklaringsliste (Egenprodusert, 2020).	10
Tabell 3.2. DOMEX 550 MC Legeringsblanding. (SSAB, 2009).....	14
Tabell 3.3. DOMEX 550 MC Sveisetilsett (SSAB, 2009)	17
Tabell 3.4. Utmatting (Egenprodusert, 2020).	23
Tabell 4.1. Singularitet (Egenprodusert, 2020).....	28
Tabell 4.2. Oversikt design studie (Egenprodusert, 2020).....	53
Tabell 4.3. Design studie – Scenario 14 og scenario 20 (Egenprodusert, 2020)	53

Vedlegg

- Vedlegg 1. DXF-filer
- Vedlegg 2. Ikke-lineære Statistiske Analyser
- Vedlegg 3. Singularitetsanalyser
- Vedlegg 4. Lineære Statistiske Analyser
- Vedlegg 5. Utmatningsanalyser

Forkortelser og begrep

CAD	Computer Aided Drawing
FEA	Finite Element Analysis
HUB	Refererer til enhet som inneholder motor og generator
Toppramme/ ramme	Refererer til rammen som binder bakhjul til HUB
FAT	Refererer til utmatningsklassen med 2.3% fare for brudd ved 2×10^6 sykluser ved konstant amplitude (SSAB, 2017).
Hjulenhet	Refererer til modul som inneholder motorer for styring og framdrift
Innfestning til hjulenhet	Refererer til dreid modul som sammenbinder hjulenhet og ramme
TIG	Tungsten Inert Welding
MAG	Metal Active Gas
SMAW	Shielded Metal Arc Welding
GMAW	Gas Metal Arc Welding
DXF	Filtype for utskjæringstegninger til plasmaskjærer

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Det er et stort fokus på effektivisering av landbruket på verdensbasis, ettersom befolkningstallet og dermed også matbehovet, øker. FAO (2012) (Food and Agriculture Organization) anslo i 2017 at det må produseres 50% mer mat i 2050 for å dekke behovet for fremtidige generasjoner. For å øke produksjonshastigheten til et konkurransedyktig nivå, blir traktorer og tilhørende redskaper stadig større. I takt med størrelsen på kjøretøyet øker også marktrykket, og i noen tilfeller også dieselforbruket.

AutoAgri AS er en bedrift som utvikler og produserer autonome redskapsbærere tilpasset landbruket, og ble etablert som et ledd i utviklingen av et autonomt redskapsbærende terrengkjøretøy (AutoAgri AS, 2020). AutoAgri AS eies 33% av Robotic Services AS, 33% av Leksvik Industrimekanikk AS og 33% av Haandfast AS. AutoAgri AS ønsker å utvikle et autonomt redskapsbærende terrengkjøretøy som kan konkurrere med større tradisjonelle maskiner. Hovedformålet er at det autonome redskapsbærende terrengkjøretøyet skal erstatte traktorer i størrelsene 50 til 70 hestekrefter, samtidig som betydelig lavere CO₂-utslipp, marktrykk og driftskostnader oppnås. AutoAgri AS baserer seg på et diesel-elektrisk drivverk, men vil senere videreutvikle ideen til et helelektrisk drivverk. Begge versjoner skal utstyres med en elektromotor i hver hjulenheter for fremdrift. Hjulenheter skal kunne svinges 360 grader uavhengig av hverandre, som blant annet vil tillate sideveis kjøring. Dette gjør det mulig å kjøre maskinen inn på redskaper som er bredere enn avstanden mellom bakhjulene. Maskinen skal kunne utføre arbeidsoppgaver autonomt, det vil si selvkjørende, med et lavere marktrykk og lavere driftskostnader enn tilsvarende tradisjonelle maskiner.

Ordinære traktorer har vanligvis posisjonert utstyrsfeste bak kjøretøyet, mens AutoAgri AS har feste for utstyr mellom fram-, og bakhjul, noe som gir jevnere marktrykk. Eksempler på utstyr som festes her er såmaskiner, gressklippingsutstyr, sprøyte- og innhøstingsutstyr.

1.2 Problemstilling

Målet med denne oppgaven er å utvikle rammen til den første prototypen av AutoAgri AS redskapsbærende autonome terrengkjøretøy, med fokus på styrke, estetikk og vekt. Sluttmålet er å utarbeide fullstendig produksjonsunderlag for rammen, slik at AutoAgri AS kan gå i gang med produksjonen av en prototype. I tillegg vil modelleringen fokuseres mot et produksjonsvennlig produkt.

Vi som bachelorgruppe får delta på utviklingsprosessen ved å føre topprammen fra designstadiet, frem til konstruert modell med fullverdig produksjonsunderlag. Vi utvikler rammen samtidig som AutoAgri AS utvikler hjulenheter og HUB. HUB er en modul som huser vitale komponenter som for eksempel motor, batteri, generator, og hydraulikkaggregat.

1.3 Utgangspunkt

Ved arbeidets oppstart ble en presentasjon av produktet gitt av AutoAgri AS, representert av Jostein Sandvik (Haandfast AS), Helge Aanonli (Leksvik Industrimekanikk AS) og Eirik Hovstein (Robotic Services AS). Maskinens ønskede estetiske design og spesifikasjoner ble fremlagt, og en modell av rammen ble presentert. Denne modellen ble utgangspunktet for videre arbeid.

Etter presentasjonen ble det gitt en omvisning i lokalene, og en gjennomgang av maskinparken til Leksvik Industrimekanikk AS. Senere ble det også gitt omvisning hos samarbeidspartnerne CNC Produkter og Lyng Triangel som kan bidra med halvfabrikat. CNC Produkter har en omfattende maskinpark med fokus på CNC fresing og dreining. Lyng Triangel utfører blant annet plasmaskjæring av større plater i forskjellige materialer. Omvisningene har gitt oss innblikk i tilgjengelige produksjonsmuligheter for rammen, og legger føringer for måten modellen bygges opp i Solidworks.

AutoAgri AS hadde allerede testet og produsert noen rammekomponenter som kunne implementeres direkte i vår modell. De aktuelle delene er: innfestning til hjulenheter, bakre tverrbjelke og lagerbukker for innfestning til HUB. Det er flere detaljer i rammen som ikke har bærende egenskaper, eller påfører rammen nevneverdig belastning, og det er derfor valgt å

utelukke disse fra analysene. Dette er detaljer som lys, kabelgater, GPS, radar og lignende komponenter.

1.4 Rammekonsept



Fig. 1.1 AutoAgri AS designutkast (AutoAgri AS, 2020).

Modellen i Fig 1.1 er designet som er utgangspunktet for oppgaven. Ved oppstart fikk vi tilgang til en uthulet 3D-modell av rammen, i tillegg til hjul-innfestning som knytter de bakre hjulenhetene til rammen. Senere fikk vi tilsendt en tverrbjelke som skal holde nødvendige komponenter som radar, GPS og antenner, og samtidig bidra til avstivning av rammen. Modelleringer av hjul-innfestningen og tverrbjelken er vist i henholdsvis Fig. 1.3 og 1.2

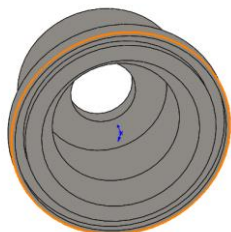


Fig. 1.3. Innfestning til hjulenhet (Egenprodusert, 2020).

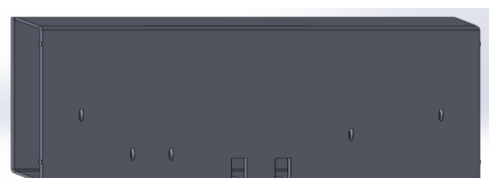


Fig. 1.2. Tverrbjelke (Egenprodusert, 2020).

Modellen har en veggtykkelse på 10mm, og består av et uavbrutt tverrsnitt. Tverrsnittet av rammen er illustrert ved Fig. 1.4 og Fig 1.5.

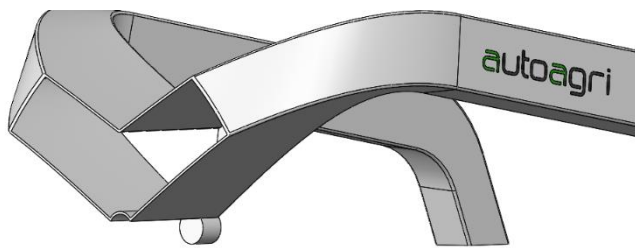


Fig. 1.4. Seksjonssnitt av ramme (Egenprodusert, 2020).

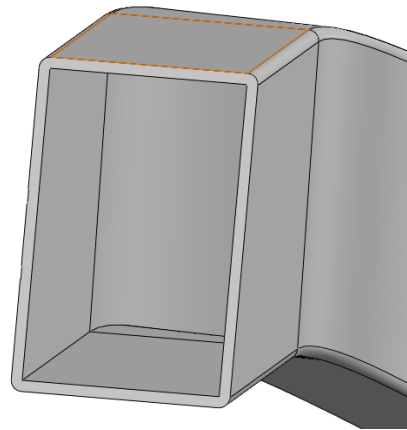


Fig. 1.5. Tverrsnitt av ramme som var utgangspunkt for oppgaven (Egenprodusert, 2020).

1.5 Spesifikasjoner og krav

Under følger en liste over spesifikasjoner og krav som er relevant for maskinen.

- Maskinen skal kunne operere autonomt.
- Samlet egenvekt skal ikke overstige 2300 kg.
- Lengden er begrenset til 4170 mm, bredde er begrenset til 2400 mm.
- Maskinen skal være utstyrt med standard Kat 2 - trepunktsfeste for traktor-redskap.
- Maskinen skal bruke eksisterende traktor-redskap som finnes på markedet i dag.
- Løftekapasitet på hydraulikk armer er satt til 2000 kg, med dobbeltvirkende sylindere.
- Dreiemoment fra hvert hjul er satt til 3500 Nm konstant, og 5000 Nm over korte perioder.
- Hvert hjul kan svinges 360 grader uavhengig av hverandre.
- Hjuldimensjon er satt til 400/55 - 22,5.
- Sluttdesign kan ikke avvike for mye fra grunndesignet.
- Ønske om lavest mulig produksjonskostnader.
- Rammen må tåle de belastninger den skal utsettes for, i styrke og stivhet.
- Krav til at bakhjul kan pendle uavhengig av framhjul.

- Rammens interne komponenter skal skjermes fra omgivelsene.
- Krav til adkomst for montering og vedlikehold av kritiske komponenter.
- Krav til festemulighet for navigeringsutstyr.’
- Det skal gå strøm- og signalkabler fra HUB til bakhjul, disse skal ligge internt i rammen.
- Rammen skal ha referansepunkter som sikrer enkel sammensetting.
- Topphastighet er satt til 15 km/t.
- Maskinen skal designes med tanke på masseproduksjon.

1.6 Programvare

- Til CAD, FEA, og tegninger, ble programmet Solidworks 2019 brukt.
- Adobe Illustrator er benyttet for fremstilling av enkelte illustrasjoner.
- Microsoft Excel har blitt brukt til behandling av forskjellige rapporter generert av Solidworks.

1.7 Gruppemetodikk

Vi som gruppe har gjennom hele oppgaven jobbet veldig tett sammen. Før Covid-19 utbruddet jobbet vi sammen hjemme hos Thomas Leite, der vi hadde en kraftig datamaskin for simulering tilgjengelig. Etter 12.mars jobbet vi individuelt, og hadde møter gjennom Microsoft Teams. På disse møtene har vi fordelt arbeid og diskutert rundt forskjellige problemer og løsninger.

Fra 5.mai begynte vi å jobbe sammen igjen, for å ferdigstille oppgaven. Vi har lagt merke til at effektiviteten i arbeidet øker når vi jobber i samme lokale. Da kan vi diskutere og drøfte problemer kontinuerlig, samtidig som vi modellerer og analyserer rammen i samråd med de andre gruppemedlemmene.

2 Teori

2.1 Finite Element Analysis – Elementmetode

I studier av materialer under belastning er det utviklet matematiske modeller for å beregne utfallet av gitte hendelser. Når tilfellene blir komplekse, og mange faktorer spiller inn, blir regnestykkene for tidkrevende å løse manuelt. Da blir ofte elementmetoder brukt for å utføre beregningene.

«Elementmetoden er en av de viktigste numeriske løsningsmetoder innen en rekke problemstillinger som matematisk lar seg beskrive av partielle differensialligninger eller integralligninger» (Bell, 2019). Avhengig av hva som skal studeres, og geometriens kompleksitet, velges elementtype og størrelse. Det er viktig at det velges en elementstørrelse som gir tilstrekkelig informasjon om detaljene i modellen. Elementstørrelsen velges gjerne til å være større i områder med lite detaljer, for å redusere antall elementer, og dermed datakraften som kreves for å løse studiene. Elementstørrelsen bør reduseres rundt kjerver, kanter, hull og brå endringer for å øke presisjonen i disse områdene (Solidworks Help, 2020a). Elementtypen «Curvature Based Mesh» lager et tettere elementnett i kurvede områder, uten behov for «Mesh-Control» (Solidworks Help, 2020a). Elementmetode er et veldig nyttig verktøy for å definere estimerte spenninger og forskyvninger, noe denne oppgaven vil utforske gjennom FEA-programmet Solidworks Simulation 2019.

«Mesh Control» er en funksjon i Solidworks Simulation 2019 som gjør det mulig å ha forskjellige elementstørrelser, på forskjellige områder av modellen. Dette kan være nyttig for å minske elementstørrelsen rundt hull, kanter, og andre områder der spenningskonsentrasjoner kan oppstå (Solidworks Help, 2020b). I enkelte tilfeller kan spenningene øke i takt med reduksjonen av elementstørrelsen. Dersom spenningene på et punkt i elementnettet ikke konvergerer mot en bestemt verdi, men stadig øker etter hvert som elementstørrelsen minkes, kaller vi punktet for en spenningssingularitet (Visser, 2018). Spenningssingulariteter kan oppstå i skarpe hjørner, ved punktlaster, og områder der to deler kommer i kontakt med hverandre (Visser, 2018).

2.2 Lineære Statistiske Analyser

Ved utføring av lineære statistiske analyser baseres analysen på en rekke antakelser, deriblant at materialet er lineært elastisk. Dette betyr at stivhetsmatrisen baserer seg på Hooks lov, og forholdet mellom resultatene og påførte laster er konstant (Femto, 2017). Hooks lov er gitt på formen:

$$\sigma = E * \epsilon$$

Hvor σ er opptredende spenning, E er materialets stivhet og ϵ er resulterende tøyning. Som det fremgår av ligningen, er forholdet mellom spenningen og tøyningen lineært for konstant stivhet, derav navnet *linear* elastisk analyse. Denne antakelsen stemmer bra så lenge spenningene forblir innenfor flytegrensen til materialet. Som følge av den konstante stivhetsmatrisen er løsningshastigheten på problemene relativt rask, i forhold til en ikke-lineær analyse (Femto, 2017). Studiet antar at lastene blir påført modellen uendelig sakte og gradvis, som fører til at krefter fra støt og dynamiske laster blir neglisjert. Det antas også at lastene er konstant i størrelse, retning og fordeling (Solidworks Help, 2020c).

2.3 Ikke-lineær Statisk Analyse

I en ikke-lineær statisk analyse er ikke sammenhengen mellom lastene og resultatene lineære. Alle konstruksjoner oppfører seg ikke-lineært ved høy nok belastning (Solidworks Help, 2020d). I mange tilfeller er det nok å analysere konstruksjoner med lineær-statistiske analyser, men i andre tilfeller stemmer ikke de lineære antakelsene, og da burde ikke-lineære analyser brukes (Solidworks Help, 2020d). Denne ikke lineære sammenhengen kan komme av store deformasjoner, plastiske deformasjoner i områder der flytegrensen er nådd, eller spesielle forhold der punkter og flater møtes (Solidworks Help, 2020d). I en ikke-lineær studie blir kreftene pålagt over en bestemt tidsperiode, med et gitt antall trinnvise steg (Solidworks Help, 2020e). Dette tillater studiet å ta hensyn til endringer i kraftretning og kraftfordeling som følge av deformasjoner av modellen.

2.4 Utmatting

Utmatting er et fenomen som kan oppstå i materialer utsatt for sykliske belastninger. Utmattingen starter med sprekkdannelser i materialet på et mikroskopisk nivå, og de

mikroskopiske sprekke vil over tid vokse for hver belastningssyklus som følge av høye spenningskonsentrasjoner rundt sprekktuppen (Haagensen, 2012).

Utmattingsbrudd deles i tre faser der den første fasen er sprekkinitering, andre fase er utvidelse av sprekken, og tredje fase er brudd (Haagensen, 2012). Tiden det tar fra sprekkinitering til brudd er tilnærmet lik for de fleste ståltyper, men sprekkiniteringen variere med overflateegenskapene til materialet (Haagensen, 2012). Dette medfører at defekter i overflaten framskynder utmattingen, og dette er særlig gjeldende i sveiste forbindelser, da sveising introduserer defekter (Haagensen, 2013).

For å illustrere levetiden et material utsatt for syklisk belastning har, før et potensielt utmattingsbrudd oppstår, kan S-N kurver benyttes. S-N kurver fremstilles ofte i en logaritmisk graf og viser utmattingsgrensen for et materiale (Haagensen, 2013). Kurvene kalles S-N kurver da grafen fremstiller spenning, S, langs y-aksen og antall sykluser, N, langs x-aksen. Disse kurvene er empirisk fremstilt gjennom forsøk der man påfører syklisk belastning på et prøvestykke frem til brudd, eller til et fastsatt antall sykluser (Haagensen, 2013).

Utmattingsgrensen settes ved 10^7 sykluser (SSAB, 2017). Etter dette anslår man at materialet aldri vil gå til brudd ved belastningssykluser under den angitte spenningen (Haagensen, 2013).

For å benytte S-N kurver for sveiste forbindelser, med ulike typer belastninger, benyttes reduserte S-N kurver. Reduserte S-N kurver tar hensyn til sveiser som er mer utsatte for utmattingsbrudd. En versjon av disse reduserte S-N kurvene er FAT klasser. FAT klasser viser til kurver med utmattingsgrense hvor det er 2.3% sannsynlighet for brudd (SSAB, 2017).

Utmattingskurver generes for forskjellige R-verdier. R-verdien defineres som forholdet mellom maksimal og minimal spenning som opptrer av den den sykliske lasten. $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} = -1$ definerer en syklisk belastning som er reversibel der kraften er like stor i begge retninger (Haagensen, 2012). R=0 definerer en syklisk last som starter fra null men danner strekkspenninger ved amplitude (Haagensen, 2012).

2.5 Topologistudie

Topologistudie i Solidworks for optimalisering av vekt i forhold til stivhet benytter seg av algoritmer for å minimere tøyningsenergien for summen av alle elementer i en modell. Studiet

utfører dette gjennom en iterativ prosess der fjerning av masse og måling av tøyingsenergi utføres (Solidworks Help, 2020).

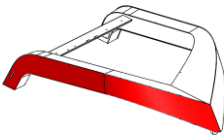
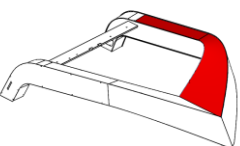
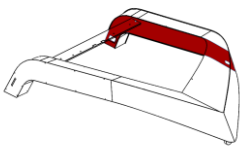
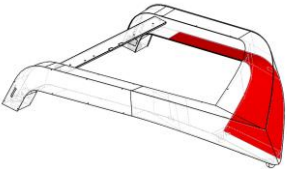
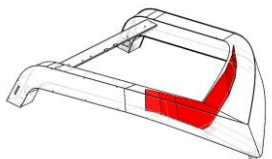
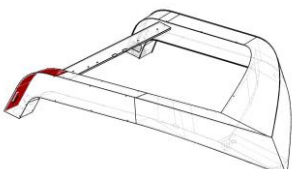
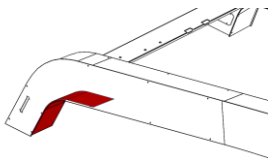
Man starter studiet med en overdrevet modell, som fortsatt er innenfor maksimal fysisk størrelse for delen. Topologistudiet reduserer så modellen for å optimalisere materialutnyttelsen, med bakgrunn i spesifiserte rammebetingelser (Solidworks Help, 2020f).

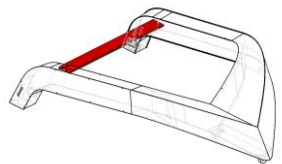
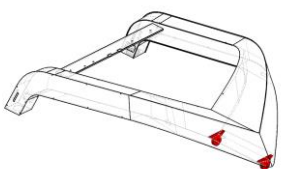
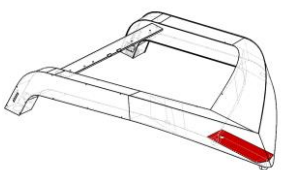
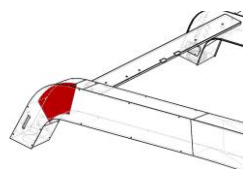
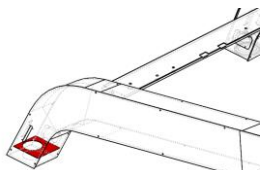
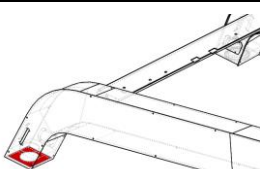
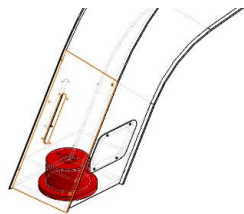
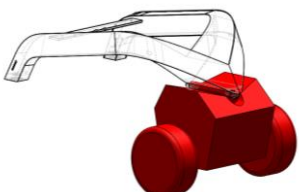
3 Metode

3.1 Plateforklaring

I tabell 3.1 følger en oversikt over betegnelsene vi har definert. Gjennom denne oppgaven kan denne oversikten brukes som kart over hvilken del det refereres til.

Tabell 3.1. Plateforklaringsliste (Egenprodusert, 2020).

Nummer	Figurer	Benevning	Side
1		Ytre sideplate	Høyre
2		Topp-plate	Venstre
3		Indre sideplate	Venstre
4		Bunnplate	Venstre
5		Bakplate	-
6		Valset overplate	Høyre
7		Valset underplate	Høyre

8		Bjelke	-
9		Lagerbukker	-
10		Forsterkningsplate til lagerbukker	-
11		Kurv forsterkningsplate	Høyre
12		Øvre forsterkningsplate for hjulinnfestning	Høyre
13		Nedre forsterkningsplate for hjulinnfestning	Høyre
14		Innfestning til hjulenhets	Venstre
15		HUB	-

3.2 Valg av tverrsnitt

Tverrsnittet ble endret med hensyn til valgt produksjonsmetode. Siden platene skal sveises sammen, er det viktig at det er mulig å oppnå god kvalitet på sveisene. I samarbeid med AutoAgri AS ble det diskutert 3 forskjellige løsninger, som alle hadde sine fordeler og ulemper. De ulike løsningene er illustrert i Fig. 3.1.

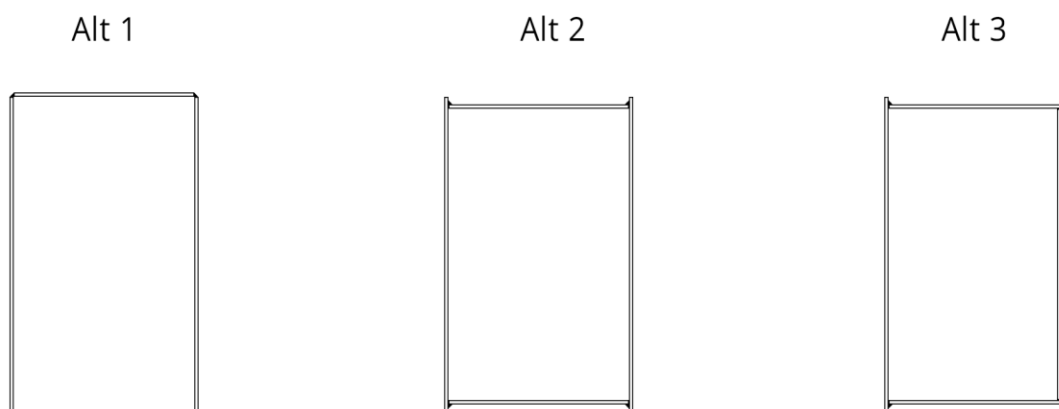


Fig. 3.1 Ulike alternativer til rammetverrsnitt (Egenprodusert, 2020).

Alternativ 1:

I alternativ 1 ligger alle platene kant i kant. Negative aspekter ved dette alternativet er at det blir vanskelig å sammenstille platene nøyaktig før sveising. Kaldforming og sammensetning av platene blir krevende. Et positivt aspekt ved dette tverrsnittet er at vann og skitt ikke har naturlige oppsamlingspunkter på rammen.

Alternativ 2:

I dette alternativet er topp og bunnplate sveiset mellom sideplatene. Sideplatene stikker ut på utsiden av topp og bunnplate, slik at det meste av sveising utføres med kilsveiser. Under sammensetning av platene blir tilpasningen enklere enn i alternativ 1. Topp og bunnplaters posisjonering i forhold til sideplatene blir ikke fullt så kritisk under sammenføring som ved alternativ 1. Negative aspekter med alternativ 2 er at regn og skitt vil samle seg på toppen av rammen. Dette kan føre til korrosjon og forkortet levetid.

Alternativ 3:

Alternativ 3 bygger videre på alternativ 2. Forskjellen er at de indre sideplatene ikke lenger stikker ut fra topp og bunn, men sveises mellom topp- og bunnplate, slik at vann og skitt har mulighet til å renne av. Også her brukes kilsveis ved sammenføring av rammeprofilene. I

dette tilfellet vil det være enklere å sveise fast bakplaten, siden den nå felles inn mellom topp og bunnplate. Bakplaten kan nå knekkes, og sveises mot sideplatene. Dette forenkler sammensetningen, og knekking ville ikke vært mulig med noen av de andre alternativene. Sveisene vil i likhet med alternativ 2 ligge skjult når man ser på kjøretøyet fra siden.

Basert på disse observasjonene ble vi enige om at alternativ 3, som er illustrert i Fig. 3.2 og Fig. 3.3, var det beste valget for produksjonen av rammen.

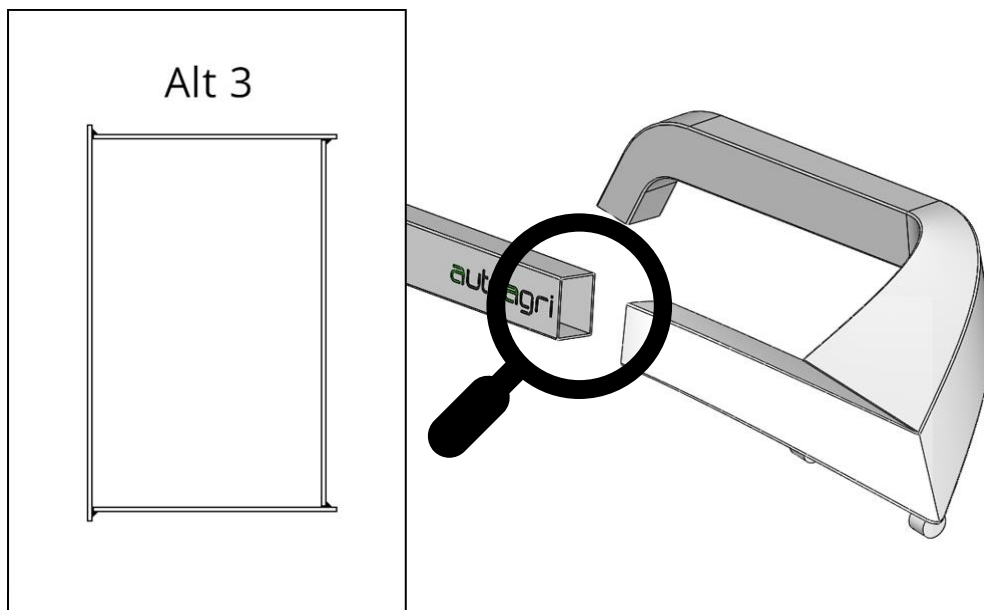


Fig. 3.2 Ønsket tverrsnitt på ramme (Egenprodusert, 2020).

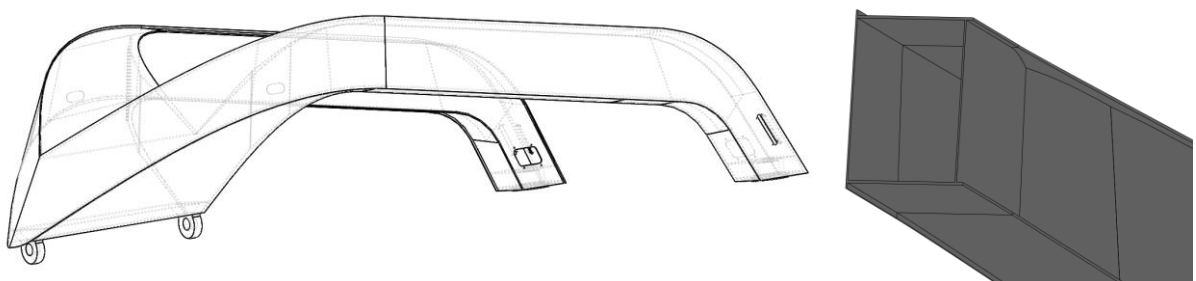


Fig. 3.3 Ramme som viser konstruert tverrsnitt (Egenprodusert, 2020).

3.3 Materialvalg

3.3.1 Stålkvalitet

AutoAgri AS har et godt samarbeid med Lyng Triangel AS. De har gode avtaler med Norsk Stål AS, og har mulighet til å bestille inn stålplater derfra. Lyng Triangel AS har en stor CNC plasmaskjærer med borehode, og platene kjøpes ferdig utskjært fra dem. Med lav vekt i tankene, har AutoAgri AS bestemt at DOMEX 550 skal brukes. DOMEX 550 er en høyfast stålkvalitet som brukes mye i tilhengere, lasterammer, kraner og diverse landbruksredskaper (SSAB, 2009). DOMEX 550 har en flytegrense på 550MPa (SSAB, 2009).

Tabell 3.2. DOMEX 550 MC Legeringsblanding. (SSAB, 2009)

KJEMISK SAMMENSETTING								
C	Si	Mn	P	S	Al	Nb	V	Ti
Wt%	Wt%	Wt%	Wt%	Wt%	Wt%	Wt%	Wt%	Wt%
max	max	max	max	max	Max	max	max	max
0,12	0,10	1,80	0,025	0,010	0,015	0,09	0,20	0,15

DOMEX 550 er et varmvalset høykvalitetsstål beregnet for kaldforming. Oppvarmingen, valsingen, og nedkjølingen blir nøye kontrollert for å oppnå ønskede egenskaper. Som vi ser i Tabell 2.1 har DOMEX 550 lav karbon, svovel og fosfor verdier. Dette muliggjør bruk av alle de vanlige sveisemetodene under produksjonen. Det finnes en rekke forskjellige sveise-tilsett som kan brukes på DOMEX 550, som gir en sveis med samme eller høyere strekkfasthet (SSAB, 2009). Forvarming og ettervarming er ikke nødvendig for å oppnå sveiser med høy kvalitet(SSAB, 2019) . Ifølge SSAB (2019) er den varmepåvirkede sonen etter sveising ikke av noen praktisk betydning for materialeegenskapene. Det finnes også en rekke forskjellige sveisetilsett som gir samme eller høyere strekkfasthet i sveisen som i grunnmaterialet(SSAB, 2019). DOMEX 550 leveres i dimensjoner fra 2mm og oppover (SSAB, 2009).

3.3.2 Overflatebehandling

Korrekt overflatebehandling er veldig viktig for vår konstruksjon. Rammen er optimalisert med tanke på vekt, og vil med dette få store problemer med styrken i materialet dersom det blir utsatt for alvorlig korrosjon. På sikt vil overflatebehandlingen være en avgjørende faktor for senere reparasjonskostnader og konstruksjonens levetid. Forarbeid før overflatebehandling, og valg av malingsystem er de viktigste faktorene å ta stilling til.

Smuss, fett, salter, og forurensninger etter sveising gir dårlig vedheft for malingen, og må derfor fjernes mekanisk og kjemisk før påføring av maling (Mal Proff, 2018). I de fleste tilfeller er det utilstrekkelig forarbeid som er årsaken til malingssvikt (Mal Proff, 2018). Dette kan komme av overmaling av forurensede overflater eller innesperring av vann eller løsemidler (Mal Proff, 2018).

Norsk Standard EN ISO 12944 referert til i (Mal Proff, 2018) definerer seks korrosive miljøer slik at man kan standardisere malingsystemer etter bruksområde. I vårt tilfelle har vi miljøklasse C3 som er definert som “By- og industriatmosfære, moderat forurensning av svoveldioksid. Kystområder med lavt saltinnhold” (Mal Proff, 2018). Det finnes flere malingsystemer som oppnår tilstrekkelig beskyttelse i denne typen miljø. Med tanke på tilgjengelighet og tidligere erfaringer ønsker vi å bruke et malingsystem fra Jotun. For å oppnå beskyttelsesklasse C3 brukes Jotun Pilot ACR til toppstrøk. Denne malingen oppnår klasse C3 ved 60 μm tørrfilmtykkelse (Mal Proff, 2018). Typisk filmtykkelse pr. strøk er 60 – 120 μm ifølge JOTUN (2019), dvs. ett toppstrøk er tilstrekkelig. Jotun Pilot ACR er en én-komponent vannfortynnet akryl emulsjonsmaling som er godt egnet for nye konstruksjoner der tørketid og overmalingstid er viktig (JOTUN, 2019).

Før påføring av toppstrøket grunnes rammen med Pilot QD Primer. Pilot QD Primer er en hurtigtørkende alkyd-primer, som kan brukes som grunning- og mellomstrøk (JOTUN, 2018). Ut ifra tilgjengelighet, arbeidsmengde og korrosjonsbestandighet er Jotun Pilot ACR, i kombinasjon Pilot QD Primer et godt malingsystem for denne konstruksjonen.

3.4 Produksjonsmetode

Produksjonsmetoden som omtales i dette delkapittelet tar kun for seg rammegeometrien som blir utviklet i denne oppgaven. Lagerbukker, tverrbjelke og innfestning til hjulenheter er ikke en del av dette. Produksjonsmetoden er valgt med utgangspunkt i fremstilling av en prototype.

På grunn av geometrien blir platekonstruksjon den eneste hensiktsmessige produksjonsmetoden for denne rammen. Stålplatene blir utskåret med plasmaskjærer av Lyng Triangel AS.

Leksvik Industrimekanikk AS skal stå for montering og sammenføring av de utskjærte platene, og produksjonsmetoden tilpasses derfor de mulighetene som finnes i deres lokaler.

De større platene på rammen må sammenstilles ved hjelp av enten sveisejigg, eller manuell styring med taljer. Utstyr for valsing for fremstilling av de valsede over- og underplatene, og knekking av bakplaten er tilgjengelig i Leksvik Industrimekanikk AS sine produksjonslokaler.

3.4.1 Sammenføring

Alternativene som er tilgjengelig for sammenføring er sveisemetodene MAG (Metal Active Gas), SMAW (Shielded Metal Arc Welding), eller TIG (Tungsten Inert Gas). På grunn av grov konstruksjon med langsgående sveiser, vil sveisingen utgjøre en stor del av den totale produksjonstiden uavhengig av sveisemetode. TIG vil være et godt alternativ for sikring av god sveisekvalitet, men sammenføringsprosessen er svært tidkrevende. SMAW er også en tidkrevende sveisemetode. Det mest hensiktsmessige valget med fokus på økonomisk fremstilling, og god kvalitet, vil være MAG sveising der tilsatsmaterialet mates kontinuerlig. MAG sveising går under fellesbetegnelsen Gas Metal Arc Welding (GMAW). Tabell 3.3 nedenfor viser ulike akseptable tilsett ved MAG sveising av DOMEX 550.

Tabell 3.3. DOMEX 550 MC Sveisetilsett (SSAB, 2009)

EKSEMPLER PÅ TILSETSMATERIALER

MMA	GMAW		Produsent
	Rørtråd	Massiv tråd	
OK 75.75	OK Tubrod 14.02	OK AristoRod 13.29	ESAB
-	OK Tubrod 14.03	OK AristoRod 69	ESAB
Filarc 108	-	-	ESAB
Maxta 110	Elgacore M690	-	ELGA
TENACITO 75	Fluxofil 42	Carbofil NiMol	Oerlikon

For å forenkle sammensetningsprosessen skjæres det ut styrepinner i noen av platene, slik at de kan monteres mot hverandre før sveisingen begynner. Med denne metoden slipper vi å konstruere en sveisejigg før prototypen er utprøvd og godkjent slik at masseproduksjon kan starte.

Tappene, som er illustrert i Fig. 3.4 og Fig. 3.5, har en lengde og bredde på 5mm. Dette er tilstrekkelig da de bare skal brukes til posisjonering av platene, og senere sveises over og pusses ned. Ved å gjøre tappene små vil sveising og sliping av dem ta kort tid. Tappene er konstruert slik at de flukter med utsiden av platen de låser.

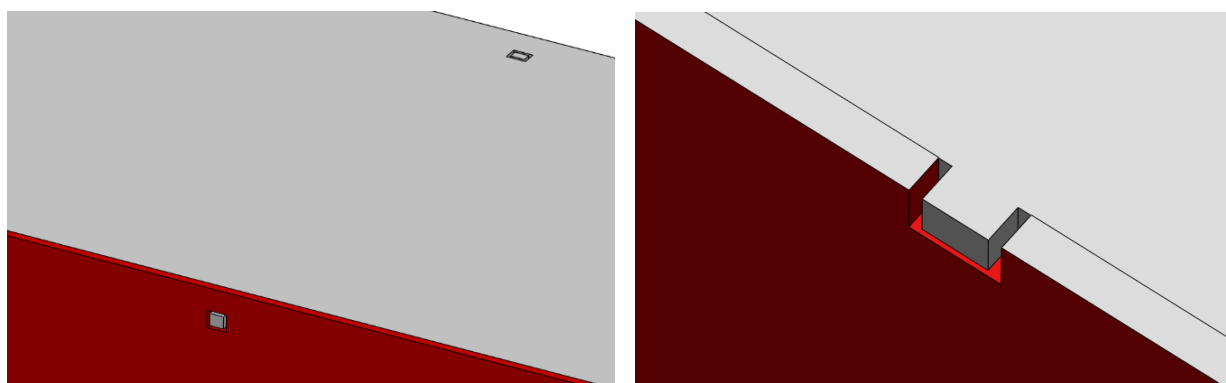


Fig. 3.4. Rammens plasseringstapper 1 (Egenprodusert, 2020).

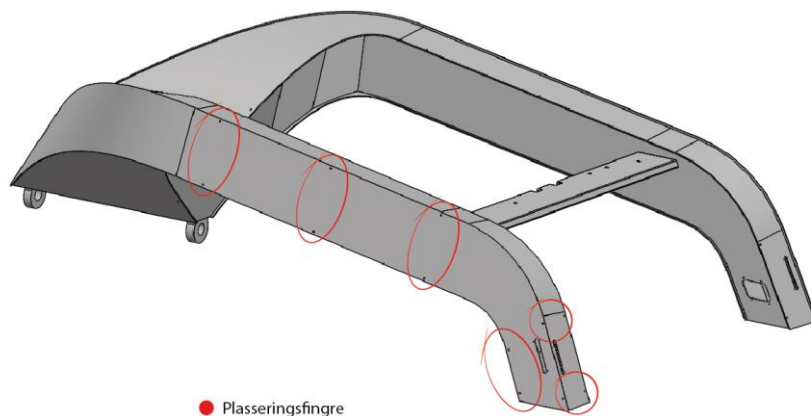


Fig. 3.5 Rammens plasseringstapper 2 (Egenprodusert, 2020).

3.4.2 Knekkning

I løpet av prosessen fra design til produksjonsvennlig modell, har bakplaten endret form. I dialog med AutoAgri AS ble vi enige om at den enkleste måten å innfelle bakplaten i designet var ved å benytte knekking som produksjonsmetode, se Fig. 3.6.

For å redusere utstikket der bakplaten møter topp- og bunnplate, er det gunstig å knekke platen med slak knekkvinkel på en rekke steder. Men for å tilfredsstille AutoAgri AS ønske om et redusert antall arbeidsoperasjoner, ble det bestemt å konstruere bakplaten med fire identiske knekker på 135 grader, se Fig. 3.7. På denne måten kan platen formes uten å endre innstilling på verktøyet. Dette er den eneste platen i modellen som krever knekking.

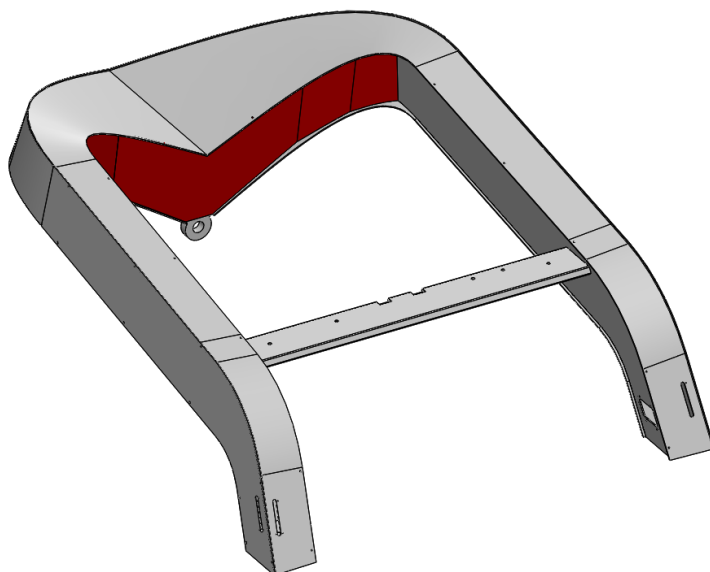


Fig. 3.6. Bakplate som skal knekkes (Egenprodusert, 2020).

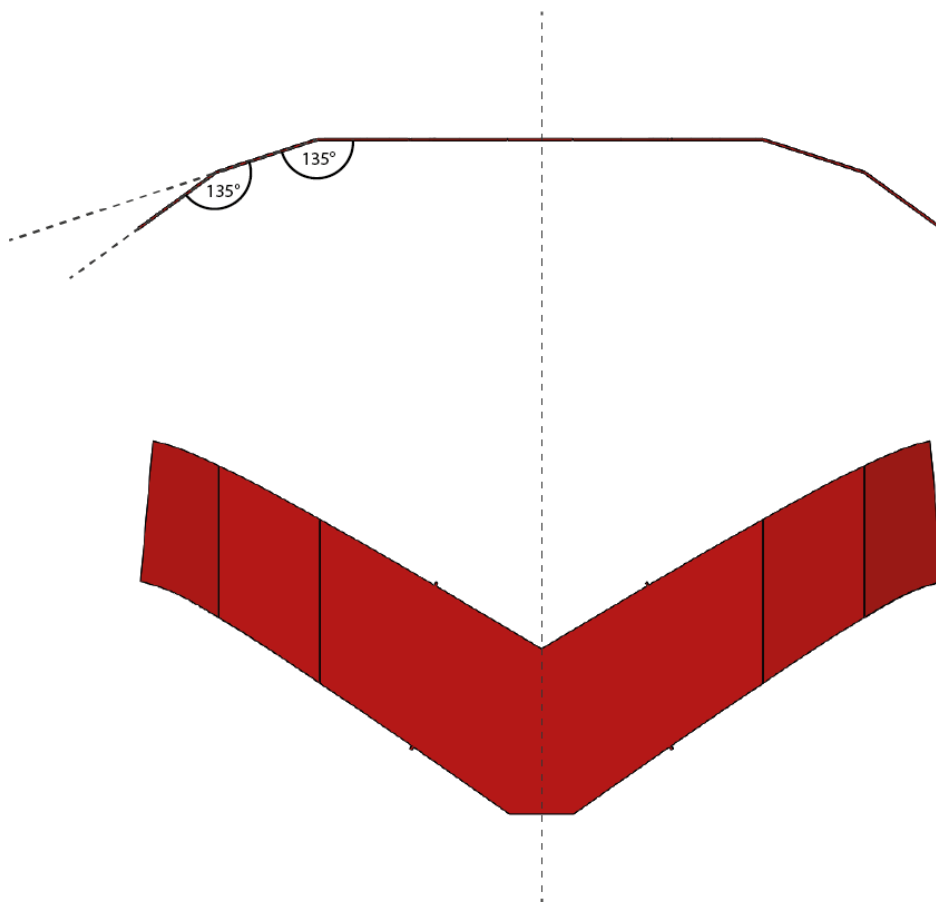


Fig. 3.7. Bakplate med knekkeprofiler i grader (Egenprodusert, 2020).

3.4.3 Valsing

Det er totalt fire plater, to på hver side av rammen, som skal vales. Disse har fått navnet valset overplate og valset underplate i plateforklaringstabellen i kapittel 3.1. Disse platene var opprinnelig en del av topp- og bunnplaten, men ble separert fra sine større halvdeler. Dette ble gjort for å lette gjennomføringen av valsingen, det er enklere å gjennomføre valsingen da man slipper å behandle en plate på over 3 meter i valse. Dette medfører flere sveiser i konstruksjonen ved sammenstilling, men grunnet lave spenninger i området hvor det legges nye sveiser, er ikke dette kritisk.

3.5 CAD

En stor del av arbeidet bak denne oppgaven er gjort i CAD-programmet Solidworks. Konstruksjonens komplekse geometri gjør at den er utfordrende å jobbe med. I dette tilfellet er

CAD-arbeidet en tidkrevende prosess der nøyaktighet er særs viktig for at modellen skal kunne la seg simulere i FEA i senere tid uten å måtte bruke veldig fin elementstørrelse.

Designutkastet for rammen ble levert til oss av AutoAgri AS. Akselens posisjon i forhold til innfestning til hjulenheter var forhåndsbestemt, og kunne ikke endres under arbeidet vårt med optimalisering av rammen. I Solidworks ble det gjort mindre justeringer av opprinnelig design for å gjøre modellen produksjonsvennlig for stålplatekonstruksjon.

Det var utfordrende å modellere rammens stålplater, da Solidworks ikke tillater funksjonen «sheet metal» å bøye plater rundt to akser samtidig. Av den grunn ble funksjonen «offset surface» benyttet. Denne funksjonen endrer modellen fra å være et solid element, til en modell bygget opp av flater. For å oppnå ønsket tverrsnitt, samt tilstrekkelig plass til å utføre sveising ved sammenstilling, ble avstanden mellom platene justert. Flatene ble deretter omgjort til en solid modell igjen ved å bruke funksjonen «thicken». Tykkelsen kan brukerspesifiseres.

Videre ble det modellert avstivningsplater og bakplate. Deretter ble detaljer som plasseringstapper, lys, innfestninger til hjulenheter, lagerbukker og tverrbjelke implementert i modellen. Detaljer som plasseringstapper og lys må modelleres siden rammen skal bli brukt til å eksportere .DXF filer til plasmaskjæring, samt maskintegninger, og disse komponentene definerer utskjæringslokasjoner. Rammen skal også bli brukt til simulering i elementanalyser og dermed fjernes detaljer som plasseringsfingre og lys for disse tilfellene. For å eksportere DXF filer til de kurvede platene brukes funksjonen «offset surface» igjen, deretter funksjonen «flatten surface». Ved å gjøre dette blir platene flate og i riktig profil for utskjæring. Funksjonen «sheet metal» ble deretter brukt for å gjøre flatene solide igjen. Dette er for at eksportering av .DXF filer skal være av god kvalitet og vise hvor i modellen eventuell valsing og knekking skal gjøres.

3.5.1 Design studie

For å dimensjonere tverrsnittet benyttes designstudiefunksjonen (Design Study) i Solidworks. Denne funksjonen tar utgangspunkt i en tidligere utført statisk analyse, og analyserer flere versjoner av modellen med varierende veggtykkelse. Målet er å redusere massen, og forskyvningene som oppstår som følge av belastningene.

Det er ikke ønskelig å anvende flere enn to forskjellige platetykkelser på rammen. Derfor er platene satt sammen parvis i designstudiet. Topp- og bunnplatene avhenger av hverandre, og

det samme gjelder for sideplatene. Platetykkelse mellom 2 til 6 mm velges for topp- og bunnplate, tykkelsen for sideplatene velges til å være mellom 2 til 5 mm. Dette resulterer i 20 konfigurasjoner med varierende veggtykkelse, med endring hver hele millimeter. Målene med studiet spesifiseres til å minimere forskyvning og vekt, med ulik vektning på hver parameter.

Standard innstillingene til Solidworks vokter en massereduksjon på 1 gram likt med en forskyvningsreduksjon på 1 mm. For å oppnå balanse mellom vektingen av målene, ble studiet først kjørt med lik vektning på alle parameterne. Deretter ble endringen i forskyvning og vekt summert for alle målinger, og en faktor ble angitt for å gi den prosentvise endringen lik vektning innenfor sitt område. Den prosentvise beregningen resulterte i en sammenheng der 1 mm mindre forskyvning var vektlagt like mye som 24,6 kg reduksjon av masse.

Som øvrig parameter defineres sikkerhetsfaktor mot flyt til å ligge innenfor et område mellom 1.5 til 2.5. Dette gir god utnyttelse av materialet, samtidig som de svakeste tverrsnittene fra studiet elimineres.

Siden rammen er symmetrisk, kan den deles i to for å forenkle den statiske analysen som brukes som utgangspunkt for designstudiet. Alle små detaljer fjernes, og overdrevne angrepsflater modelleres for å redusere spenningskonsentrasjoner som oppstår der kreftene og fastlåsingene angriper. En last på 10kN legges til. Lasten angriper 1m under innfestningen til hjulenheten, med retning mot kjøretøyets front. Se Fig. 3.8. Denne lasten simulerer maksimalt dreiemoment på hjulet. Det ble også lagt til en kraft på 5kN oppover på innfestningen til hjulenheten, for å simulere påkjenningene fra lastearmene.

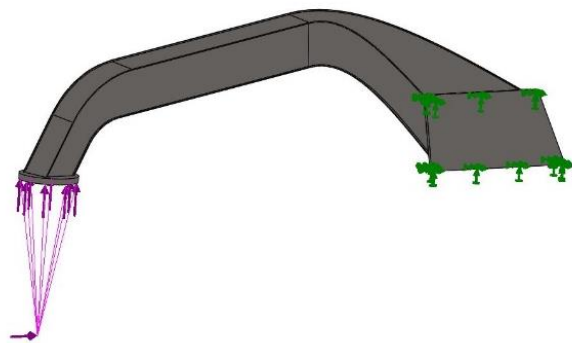


Fig. 3.8. Rammebetingelser for designstudiet (Egenprodusert, 2020).

3.5.2 Topologistudie

For å maksimere utnyttelsen av forsterkningene i rammen, bruker vi topologistudiefunksjonen i Solidworks Simulation. Vi bruker en massiv modell av rammen, for å la Solidworks redusere massen til lavest mulig verdi, som fortsatt opprettholder stivheten. Modellen låses fast i

lagerbukkene, og 5kN påføres rett opp på innfestningene til hjulene. Det velges at analysen skal fokusere på å finne best stivhet til vekt-forhold, ved en 70% reduksjon av massen til rammen. Med en massereduksjon på 70% får vi et godt bilde på hvordan kreftene forplanter seg i rammen. Dette brukes da som hjelp under utarbeiding av forsterkninger i rammen.

3.6 Utføring av Lineære Statistiske Analyser

Det har blitt kjørt en rekke forskjellige statistiske analyser for å sikre at rammen er dimensjonert fornuftig med tanke på styrke og materialutnyttelse. Fra teori kapittelet ser vi at spenningene i materialet må være innenfor flytegrensen for at de statistiske analysene skal være gyldig. Resultater skal ligge godt innenfor flytegrensen, så det er hensiktsmessig å bruke statistiske analyser for å korte ned prosesseringstiden. FEA modellen blir utsatt for laster og fastholdninger som simulerer en kombinasjon av de verste forholdene rammen kan oppleve.

Vi bruker «curvature based mesh» under analyseringen av modellen. Denne metoden skaper automatisk et tettere elementnett i kurvede områder, uten behov for «mesh-control».

3.7 Utmatting – Metode

I denne oppgaven utføres analyser av utmatting i Solidworks 2019.

Lastene settes opp i et statisk studie med belastninger og fastholdninger som virker på modellen. Utmattingsanalysen tar utgangspunkt i den statistiske analysen.

Spesifikke innverdier for utmattingstudiet:

- R verdi defineres som 0
- Antall sykluser oppgis til $2 * 10^6$ sykluser for belastningen.
- Amplituden er konstant

Metoden tar utgangspunkt i nominell stress metode med FAT klasse 90. Fig. 3.9 viser generert utmattingskurve fra Solidworks, tallverdiene som ble benyttet for å generere utmattingskurven står oppført i tabell 3.4.

Tabell 3.4. Utmatting (Egenprodusert, 2020).

N- antall sykluser	σ [N/mm^2]
10^3	1000
10^4	500
10^5	250
10^6	120
10^7	55
10^8	55

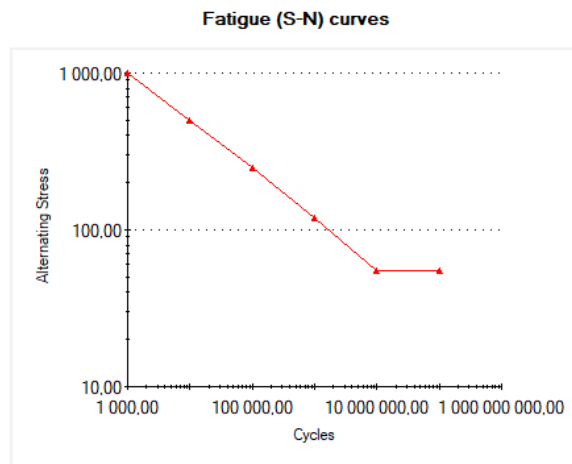


Fig. 3.9. SN-kurve DOMEX 550 MC (Egenprodusert, 2020).

Ifølge SSAB (2017) forventes 2,3% sannsynlighet for brudd i de sveiste forbindelsene ved utmattingsgrensen. Grunnmetallet har en FAT – klasse på 270 MPa, spenninger når ikke disse høydene i noen av de statiske analysene, derfor faller utmattingsanalyser av geometri som ikke er sveist bort.

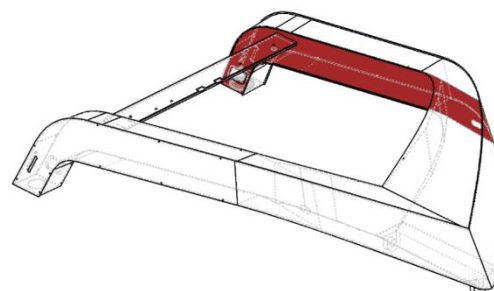
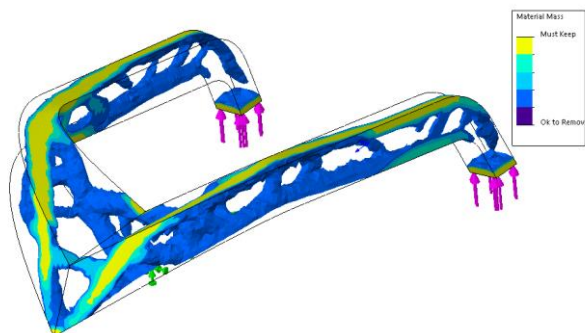
S-N kurven defineres til FAT klasse 90 for hele modellen slik at områder som blir utmattet må visuelt analyseres for å kartlegge om det er en sveis som opplever spenningen. Metoden er en forenklet tilnærming til utmattelsesanalyse, og bør derfor ikke anses som fullverdig løsning.

3.8 Metode for Ikke-lineær Statisk Studie

Det har utført ikke-lineære statiske analyser for å kvalitetssikre de statiske analysene. Siden spenningene i modellen skal ligge langt under flytegrensen, er det rimelig å anta at materialet er lineært elastisk i det spenningsområdet vi analyserer. Kraftretningen kan derimot endre seg ettersom modellen deformeres innenfor det elastiske området. Derfor kjøres to ikke-lineære statiske analyser, for å kunne sammenligne resultatene mot de lineære analysene.

4 Resultat

4.1 Implementeringer av forsterkninger



Topologistudiet har redusert 75 % av den massive modellen i Fig. 4.1, og illustrerer hvordan kreftene forplanter seg i rammen. Det står igjen en konsentrasjon av materiale i området der bak-armene kurver inn mot midten av modellen i front. Solidworks forteller med dette at området burde dimensjoneres kraftigere enn eksempelvis resten av bak-armene. For å få til dette forlenges de indre sideplatene, slik at de møter ytterplatene i fronten av modellen, og et hull skjæres ut for kabelføring som illustrert i Fig.4.2.

4.2 Opplagring mot HUB

Opplagring mellom ramme og HUB tillater bakhjulene å pendle uavhengig av framhjulene. Opplagringen består av akslinger, glidelager og lagerbukker. HUB har motparten til lagerbukkene, der akslingene er boltet fast enkeltvis slik at rammen og HUB er låst i forhold til aksiell og radiell forskyvning.

Lagerbukkene sveises fast til innsiden av rammen, og til en forsterkningsplate. Forsterkningsplaten sveises fast mellom rammen og lagerbukkene for å stive opp innfestningen.

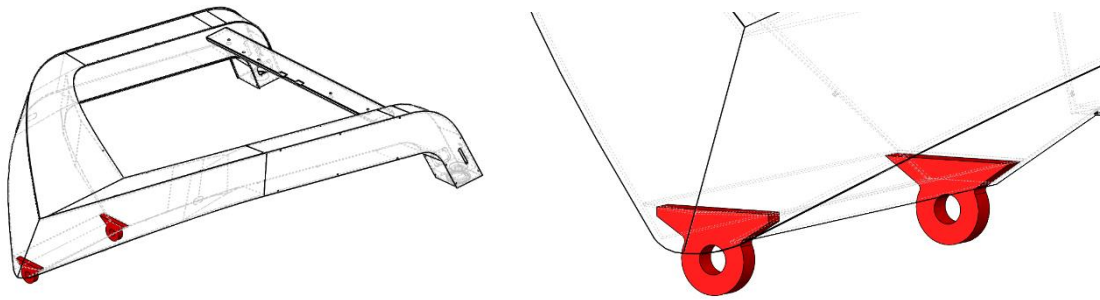


Fig. 4.3. Rammens lagerbukker (Egenprodusert, 2020).

Lagerbukkene ble dimensjonert av AutoAgri AS. Plasseringen av lagerbukkene sto vi fritt til å velge selv, men avstanden mellom dem var fastsatt av AutoAgri AS. Dette skyldes at topprammen må tilpasses HUB, og AutoAgri AS designer HUB parallelt med vår oppgave.

4.3 Innfestning til hjulenheter

Innfestningen til hjulenheter ble modellert av AutoAgri AS. Denne modulen sammenbinder rammen og hjulenheterne, med sveising mot rammen, og bolter mot hjulenheterne. En stor andel av ytre påkjenninger på rammen går gjennom disse innfestningene, og må derfor implementeres kraftig i rammen. For å få dette til skal det sveises to horisontale plater med hull, på hver side av bakrammen.

4.4 Rammekomponenter

4.4.1 Innvendig (kabelgater/trekkerør)

Det skal trekkes flere kabler gjennom rammen. Fra HUB skal det gå $2 \times 16\text{mm}^2$ kabel og CAN-bus til hver hjulinnfestning, samt kabler til lys. Kabelhull er skjært ut i sideplatene på innsiden, og kablene blir lagt langs rammens indre. Se Fig. 4.4 og Fig 4.5 for illustrasjon av kabelføring.

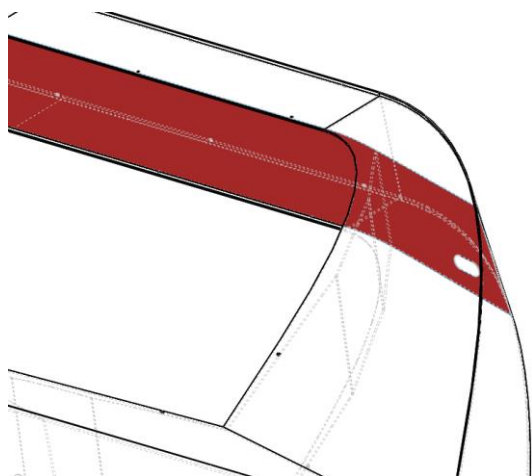


Fig. 4.4. Sideplate med hull for kabelføring (Egenprodusert, 2020).

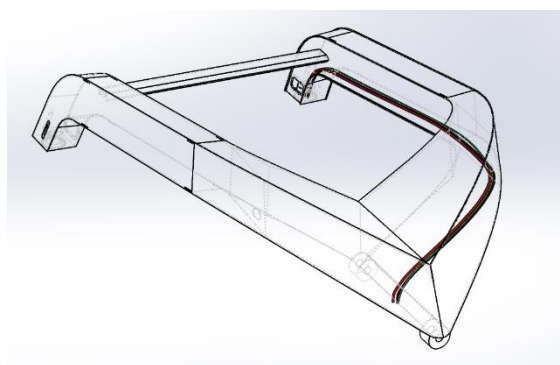
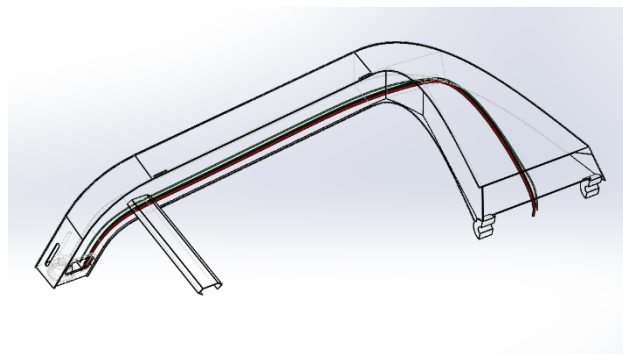


Fig. 4.5. Kabelføring i rammens indre fra HUB til en hjulnhet (Egenprodusert, 2020).

4.4.2 Eksterne komponenter på tverrbjelke

Det vil bli lagt kabler til kamera, radar, og nødvendig utstyr innvendig i rammen. Disse kablene går fra HUB, igjennom rammen og bak til tverrbjelken. Det er laget gjennomføringshull i sideplatene som blir skjult av tverrbjelken.

4.5 Singularitet

På grunn av at maks spenning opptrådte i front i de fleste elementanalysene var det nødvendig å undersøke dette område nærmere. For å finne ut om dette var en reell spenningskonsentrasjon eller en singularitet var neste steg å undersøke om spenningen i det punktet konvergerer eller ikke.

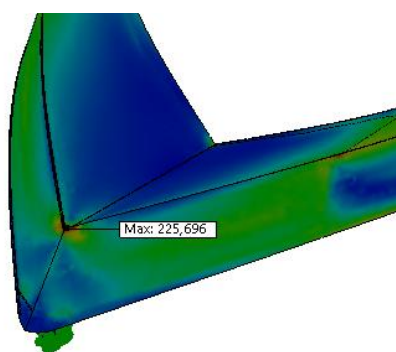


Fig. 4.7. Maks 40mm, og min 8mm elementnett gir 225,7 MPa (Egenprodusert, 2020).

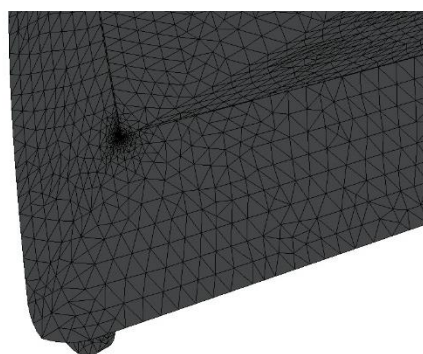


Fig. 4.6. «Mesh Control» på 0.2mm gir 3521,4 MPa (Egenprodusert, 2020).

Det er kjørt 5 studier med ulik elementnett i spenningsområdet. I Fig. 4.7. vises det første studiet med stor elementstørrelse. Siste studie er vist i Fig. 4.6. som bruker en «Mesh Control» som lager elementer på 0.2mm i område med spenningskonsentrasjon. Tabell 4.1 viser detaljer rundt disse studiene.

Tabell 4.1. Singularitet (Egenprodusert, 2020).

Studie	1	2	3	4	5
Elementnett maks (mm)	40	40	40	40	40
Elementnett min (mm)	8	8	8	8	8
Elementnett Control (mm)	-	3	1	0,5	0,2
MPa (MPa)	225,7	581,5	1386,2	2498,2	3521,4
Elementnett Kvalitet	høy	høy	høy	høy	høy

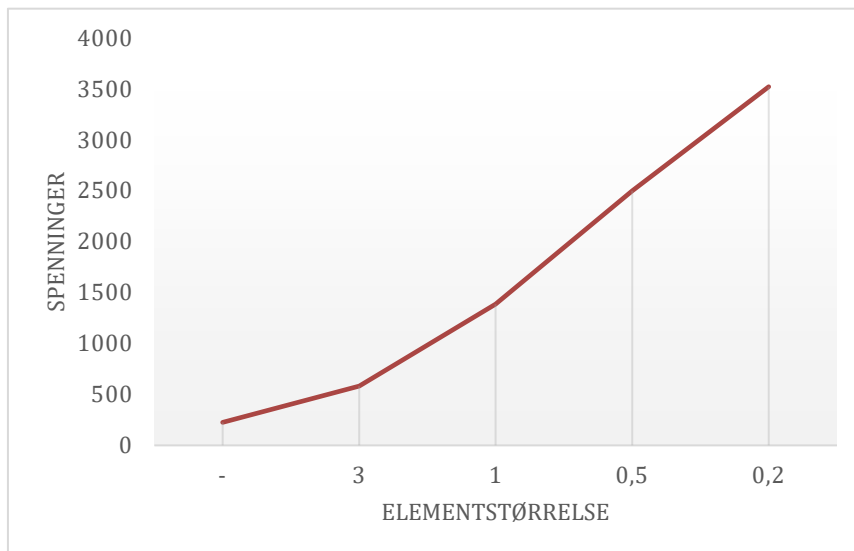


Fig. 4.8. Graf som viser at spenningen ikke konvergerer (Egenprodusert, 2020).

Grafen ovenfor i Fig. 4.8 viser at spenningen øker jevnt med minkende elementstørrelse. Det konkluderes derfor med at dette er en singularitet, da spenningen ikke konvergerer.

4.6 Statisk FEA

For å analysere rammens styrke og stivhet benyttes simuleringer i Solidworks.

Solidworks simulering gir ikke absolutte svar, men metoden gir en indikasjon på hvordan modellen oppfører seg under påkjenninger. Utfordringen med denne fremgangsmåten er å sette opp scenarioer som gjengir de belastninger vi kan forvente på en god måte. Tyngdekraften er ikke medregnet for «statisk del» analysene, dette er gjort for å bedre representere hva kreftene vi analyserer bidrar med av spenninger. Tyngdekraften er medregnet i sammenstillings analysene der flere krefter opptrer.

Det er benyttet «Curvature Based» elementnett med elementstørrelse fra 8 mm til 40 mm på alle statiske analyser. Om ikke annet er spesifisert er spenningsplott visualisert med samme fargeskala der øvre grense er 80 MPa, spenninger høyere enn dette vil være illustrert i kraftig rød farge. Forsterkningsplater blir beskrevet i scenario 1, og er implementert i scenario 2. Alle påfølgende analyser har også disse forsterkningsplatene inkludert. Alle ISO Plot viser kun spenninger som overgår 80 MPa, og fargeskalaen går fra 0-270 MPa der øvre grense representerer en sikkerhetsfaktor på 2.

Under følger en oversikt over analysene der rammebetingelser, hensikt, og resultat er beskrevet. For mer utfyllende informasjon følger rapporter generert av Solidworks som vedlegg.

4.6.1 Scenario 1 – Statisk del

Hensikten med analysen er å simulere den største kraften drivverket til bakhjulene kan utøve på rammen. Analysen krever at modellen er fastlåst. Lagerbukkene angripes av fastholdning da motstanden mot forflytning er tenkt å komme fra redskap, eller framhjul.

For å simulere kraften som drivverket utøver på rammen benyttes «Remote Load» funksjon med kraft på 10 kN. «Remote Load» funksjonen erstatter hjuloppheget, og motorenhet med en rigid forbindelse mellom kraften og hjulinnfestningen. For å posisjonere kreftene benyttes globalt koordinatsystem der kraft fra venstre hjul får koordinatene (-1000, 0, -1000), og kraft fra høyre hjul får koordinatene (1000, 0, -1000). Koordinatene viser til antall millimeter forflytning fra Origo.

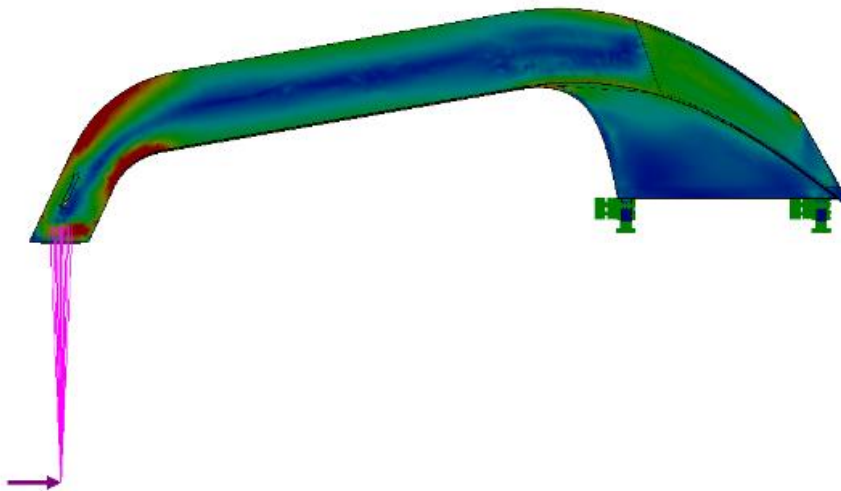


Fig. 4.9. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 1 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning:	10,141 mm
Høyeste Von Mises spenning i modell:	230,014 MPa - Singularitet
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:	2,391 - Singularitet

Fig. 4.9 illustrerer fastholdninger, retning og posisjonering av krefter med visuell fremstilling av spenninger.

Fig. 4.11 viser et nærmere bilde av bak-armen, hvor det fremkommer spenningsoppsamlinger i skjøtene langs buen, disse skjøtene skal sveises, Sveisene tåler den statiske belastningen, men det er sannsynlig at den samme spenningsfordelingen vil oppstå som syklisk belastning under normal bruk, dog i en lavere form. En forsterkningsplate settes inn i et forsøk på å fordele spenningene.

Fig. 4.11 viser et nærmere bilde av spenningene som opptrer rundt venstre bak-arm før forsterkning implementeres. Spenningene opptrer tilnærmet identisk på høyre bak-arm. Fig. 4.10 viser et seksjonssnitt av rammens venstre bak-arm der forsterkningsplaten er fremhevet i blå farge.

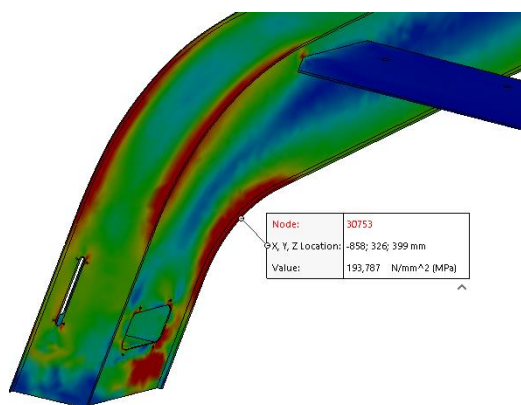


Fig. 4.11. Spenningskonsentrasjoner uten forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).

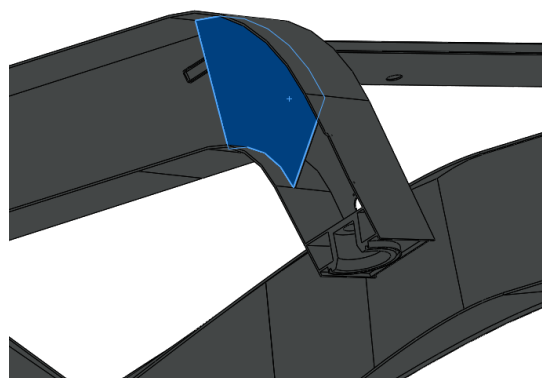
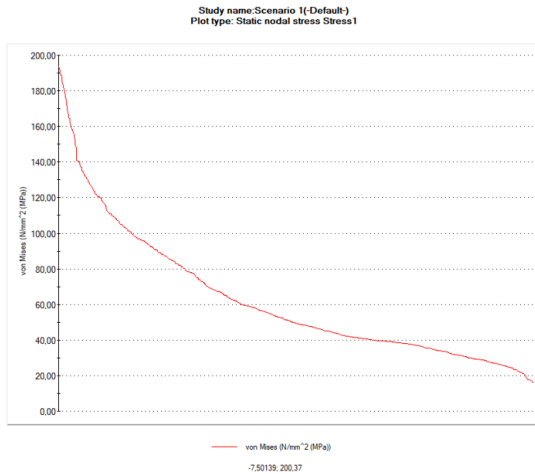


Fig. 4.10. Forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).

Fig. 4.12 viser grafisk fremstilling av spenningene som opptrer i områdene med høy spenning i det buen på bak-arm. Den høyeste spenningen er 193,787 MPa

Maximal stress (MPa) in sensor area



Node Stress Plot Scenario 1

Fig. 4.12. Graf av spenning i utsatt område: (Egenprodusert 2020).

4.6.2 Scenario 2 – Statisk del

Forsterkningsplater er modellert midt i tverrsnittet innvendig i buen på begge bak-armer, som illustrert i Fig. 4.10. Rammebetingelser er identisk med Scenario 1. Hensikten med analysen er å se hvordan spenninger opptrer i rammen etter implementering av forsterkning.

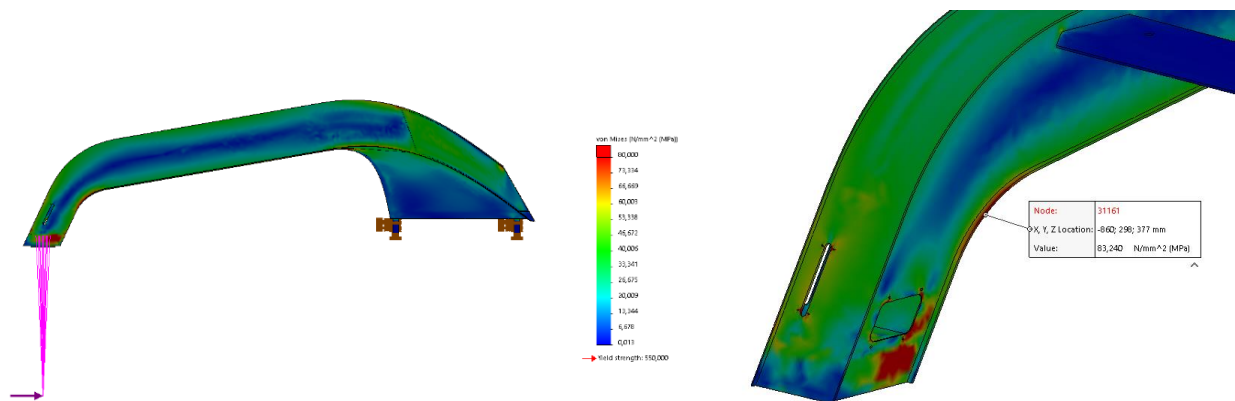


Fig. 4.14. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 2 – med forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).

Fig. 4.13. Spenningskonsentrasjoner med forsterkningsplate (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

- Største forskyvning: 9,555 mm
- Høyeste Von Mises spenning i modell: 225,971 MPa - Singularitet
- Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense: 2,434 - Singularitet

Fig. 4.14 viser spenningsplott og illustrasjon av fastholdninger. Etter forsterkning har spenningene i, og rundt, skjøtene, ved buen på bak-arm blitt redusert i forhold til resultatet fra

Scenario 1. Spenningene blir jevnere fordelt over topp og bunnplate som illustrert i Fig. 4.13 dette skal gi redusert fare for utmatting i det aktuelle området.

Maximum stress (MPa) in sensor area

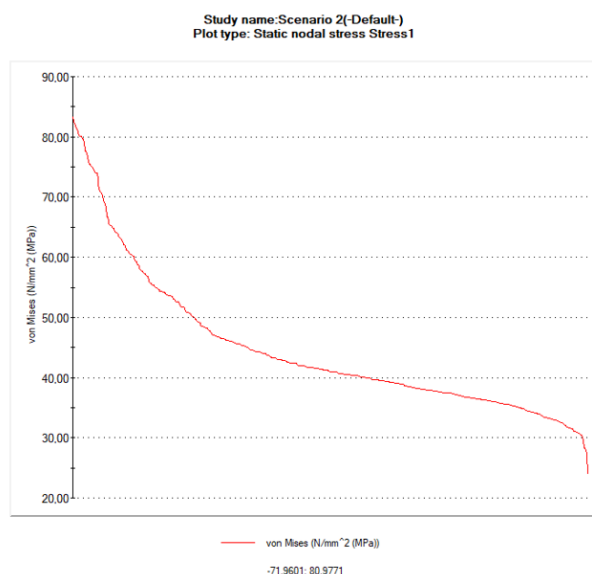


Fig. 4.15 viser Spenningene som oppstår i buen på bak-arm etter implementering av forsterkning. Den høyeste spenningene som opptrer er 83,240 MPa.

Node Stress Plot Scenario 2

Fig. 4.15. Graf av spenning i utsatt område (Egenprodusert 2020)

4.6.3 Scenario 3 - Statisk del

Kreftene, og fastholdning er posisjonert likt som scenario 1. Retningen på kreftene peker bakover og hver av kreftene er på 10 kN. Kraftretningen simulerer at bakhjulene skyver bakover med maksimal kraft samtidig som rammen står fast i lagerbukker foran som illustrert i Fig.4.16.

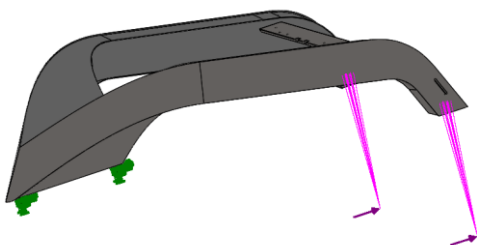


Fig. 4.16. Rammebetingelser scenario3: (Egenprodusert 2020).

Hensikten med analysen er å se hvordan spenning opptrer i rammen når bakhjulene skyver bakover med maksimal kraft og fastholdning hindrer forflytning.

Resultat.

Resultat:

Største forskyvning:

9,555 mm

Høyeste Von Mises spenning i modell:

225,971 MPa - Singularitet

Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:

2,434 - Singularitet

Fig.4.17 Viser spenninger som opptrer i venstre bak-arm, begge armer får tilnærmet lik spenning.

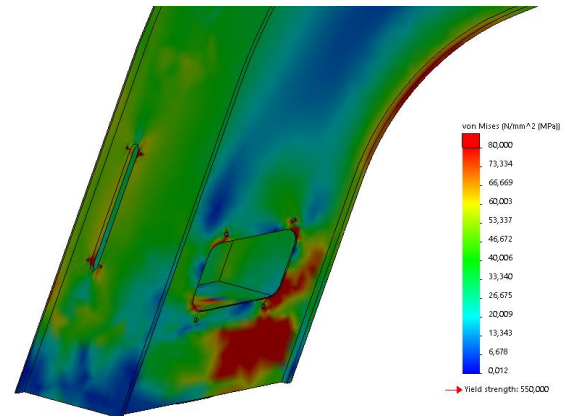


Fig. 4.17. Statisk analyse av ramme – Scenario 3 (Egenprodusert, 2020).

Fig. 4.18 viser «ISO Clipping» for spenninger som overgår 80 MPa, fargeskalaen i Fig. 4.18 går fra 0-270 MPa der øvre grense representerer en sikkerhetsfaktor på 2.

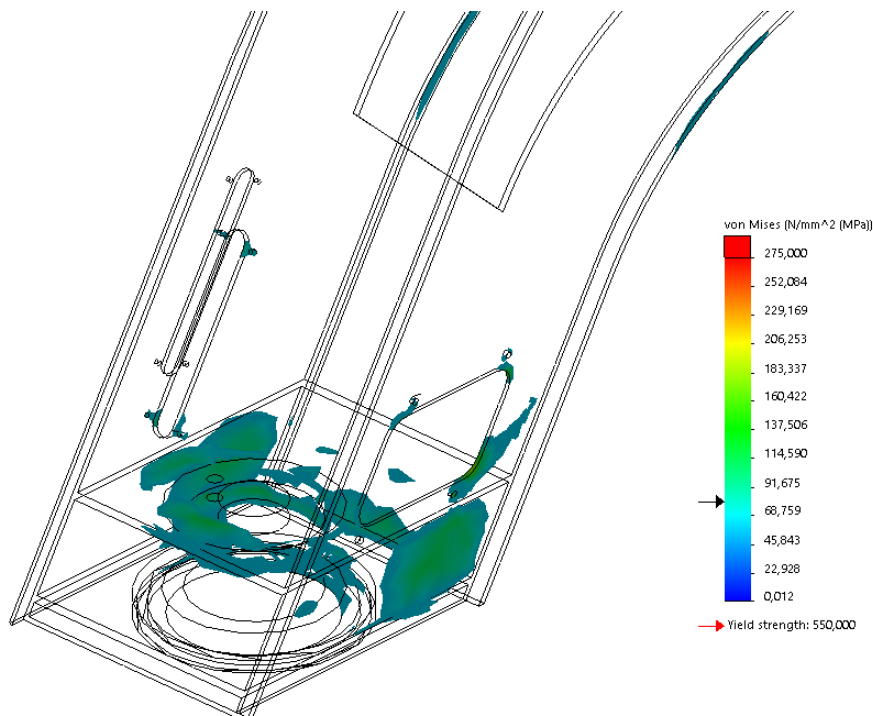
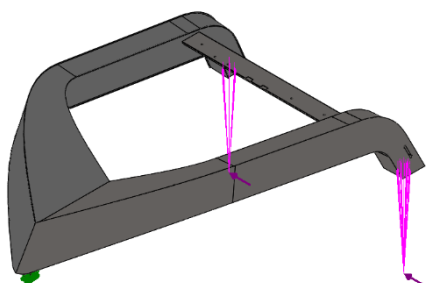


Fig. 4.18. ISO Clipping Stress Scenario 3 (Egenprodusert, 2020).

4.6.4 Scenario 4 - Statisk del

Posisjonering av krefter og fastholdninger er identisk i dette scenarioet som i scenario 1. Kraftene er 10 kN hver, og peker nå til siden som illustrert i Fig. 4.19. Kraftene simulerer at maskinen kjører sidelengs med full kraft fra bakhjulene mens rammen står fast i lagerbukker foran.



Hensikten med denne analysen er å kartlegge hvordan spenninger opptrer i rammen når bakhjulene skyver til siden med maksimal kraft, og fastholdning i lagerbukker hindrer forflytning.

Fig. 4.19. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning:

27,449 mm

Høyeste Von Mises spenning i modell:

645,368 MPa

Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:

0,852

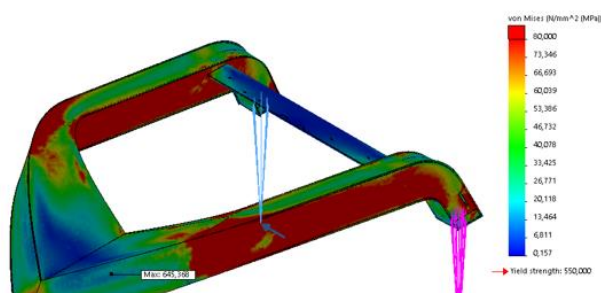


Fig. 4.21. Spenningsfordeling i ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

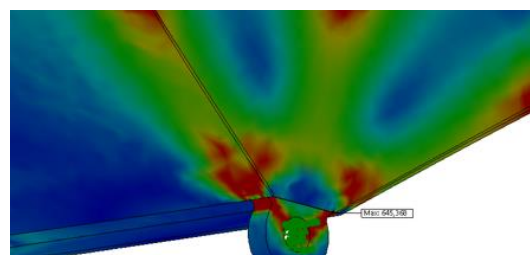


Fig. 4.20. Høye spenninger i lagerbukk Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

Analysen resulterte i spenninger over flytegrensen enkelte steder i modellen, Fig. 4.21. viser spenningsfordelingen i rammen. Den høyeste spenningen oppsto ved overgang mellom lagerbukk og bunnplater som illustrert i Fig. 4.20.

ISO Clipping av spenninger i Fig. 4.22 viser lavere fordelte spenninger.

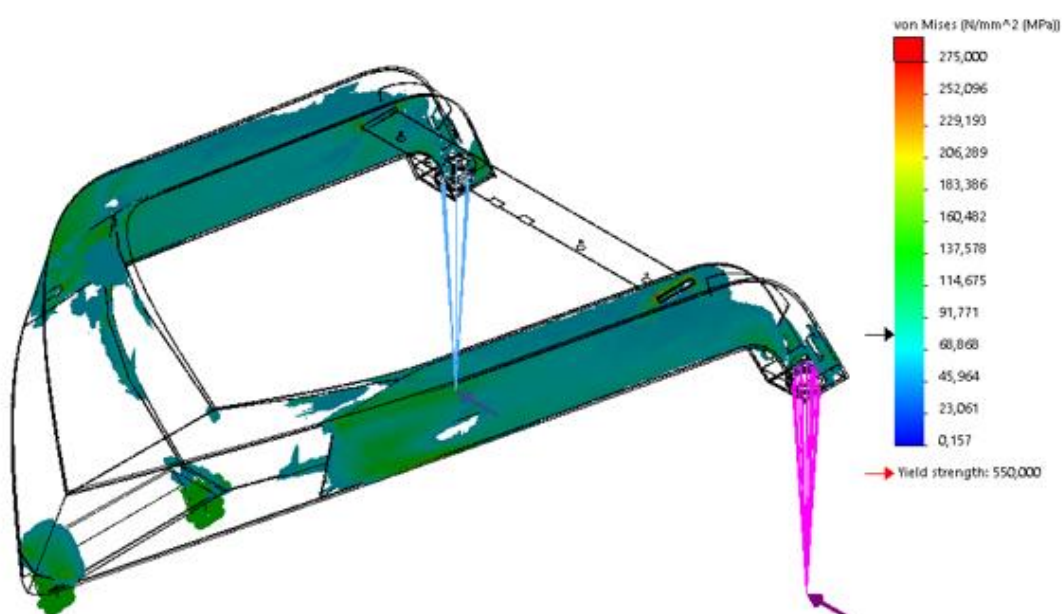


Fig. 4.22. ISO Clipping av ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

4.6.5 Scenario 5 - Statisk del

Statisk analyse av maksimal sideveis kraft (10 kN) fra høyre bakhjul, venstre bakhjul og begge lagerbukker står fast som illustrert i Fig. 4.23.

Hensikten med denne analysen er å redusere effekten av rotasjonen som oppsto rundt lagerbukker i scenario 4, og dermed se nærmere på effekten som maksimal skyvekraft fra ett hjul påfører rammen.

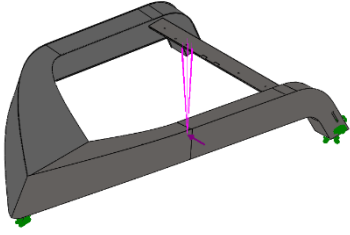


Fig. 4.23. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 5 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning: 13,411 mm
 Høyeste Von Mises spenning i modell: 496,042 MPa
 Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense: 1,109

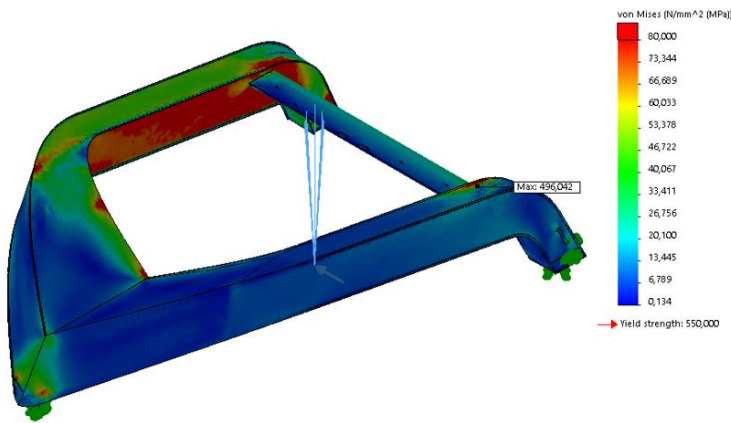


Fig. 4.24. Spenningsfordeling i ramme Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

Fig. 4.24 viser spenningsfordelingen i rammen. Spenningen nærmet seg flytegrensen i kjervkonsentrasjoner rundt innfestning til tverrbjelken som illustrert i Fig. 4.25.

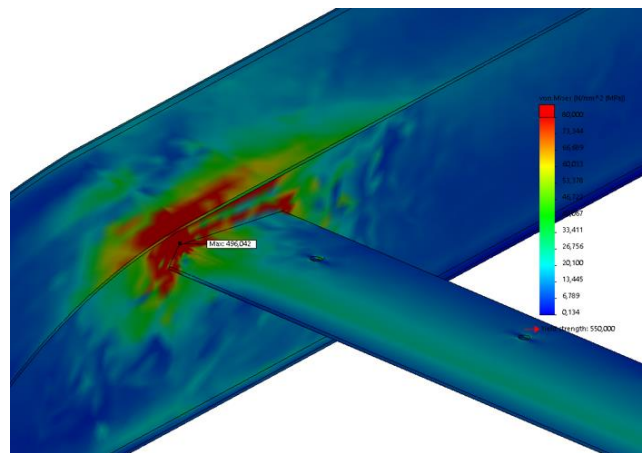


Fig. 4.25. Kjervkonsentrasjoner i innfestning til tverrbjelke Scenario 4 (Egenprodusert, 2020).

Spenningsene i rammen holder seg lave som illustrert i Fig. 4.26. At spenningen er lokal ved innfestningen er tydeligere i ISO clipping da fargeskalaen representerer konsentrasjonen bedre.

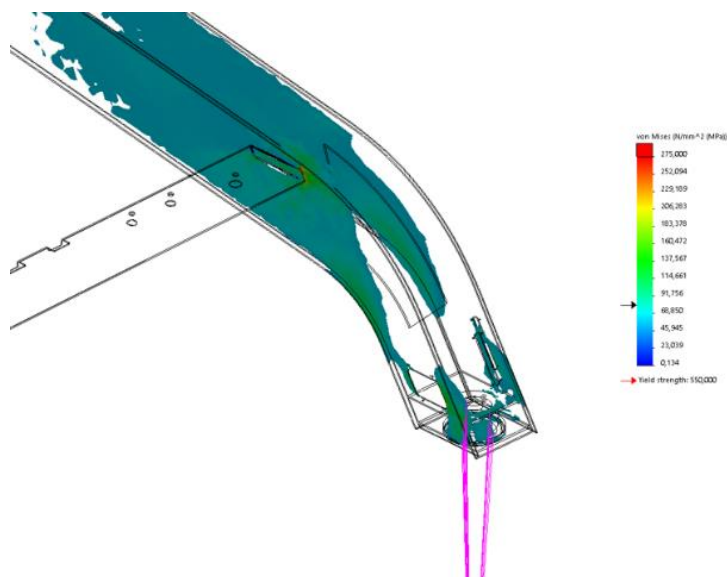


Fig. 4.26. ISO Clipping Statisk Scenario 5 (Egenprodusert, 2020).

4.6.6 Scenario 6 - Statisk del

Statisk analyse av dreiemoment ved sving av styremotorer begge sider bak som illustrert i Fig. 4.27. Dreiemomentet angriper innfestning til hjulenhet, og momentet er 2000Nm for begge styremotorer. Hensikten med forsøket er å analysere hvordan det maksimale dreiemomentet fra styremotorene påvirker rammen.

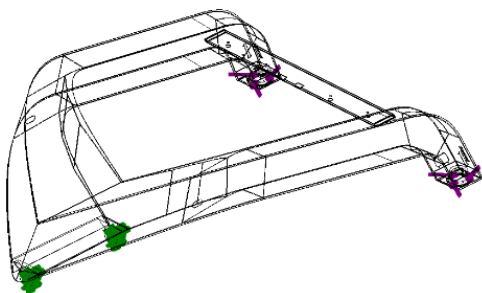


Fig. 4.27. Fastholdninger Statisk Spenningsanalyse Scenario 6 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning:	2,239 mm
Høyeste Von Mises spenning i modell:	143,588 MPa
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:	3,831

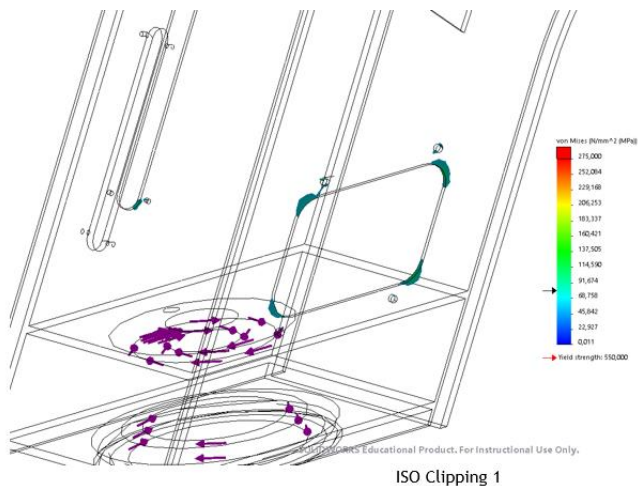


Fig. 4.28. ISO Clipping Statisk Scenario 6 (Egenprodusert, 2020).

Som illustrert i Fig. 4.28. av ISO clipping..

4.6.7 Scenario 7 – Statisk sammenstilling

I denne simuleringen er en grov HUB-modell benyttet for å videreføre krefter fra lastearmer og hjulenheter foran. HUB-modell er definert som «rigid» i analysen slik at den kun bidrar med videreføring av kreftene. HUB og ramme sammenkobles med to akslinger som benytter seg av «Contact Sets» funksjon, som også analyseres. HUB-modell er illustrert i Fig. 4.29.

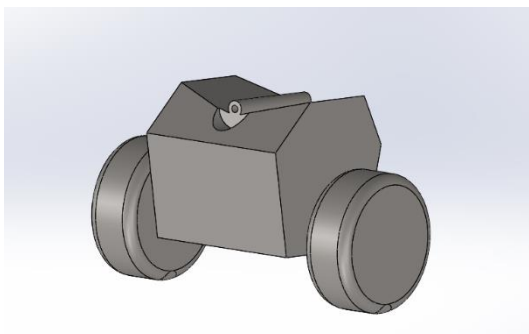


Fig. 4.29. HUB modell som brukes til simulering (Egenprodusert, 2020).

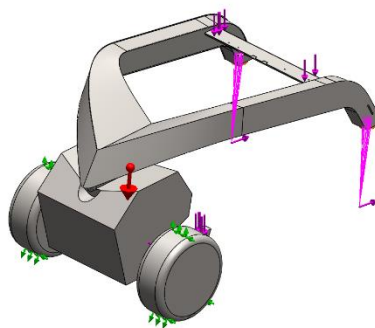


Fig. 4.30. Fastholdninger for Statisk spenningsanalyse av sammenstilling – Scenario 7 (Egenprodusert, 2020).

Det er benyttet «Remote Load» på 10 kN hver for å simulere maksimal skyvekraft fra bakhjulene, disse peker bakover og skal simulere at maskinen forsøker å rygge. Dreiemoment på 5 kNm er påført hver av akslingene til framhjul, dette simulerer at framhjulene forsøker å rotere, men sitter fast i omgivelsene.

Maks tillatt belastning av løftearmer for redskap er simulert med krefter på til sammen 20 kN, disse peker samme retning som tyngdekraften. Det er påsatt krefter på 500N på tverrbjelke for å simulere vekten av GPS, radar og lignende utstyr, kraftretningen følger tyngdekraften. Tyngdekraft er aktivt i scenarioet og simulerer at maskinen står på plant underlag.

Fastlåsing rundt framhjul benytter «Fixed Hinge» funksjon, denne tillater rotasjon rundt aksesenteret til framhjulene men hindrer forflytning.

Bak-armer er støttet opp ved bruk av «Elastic Support» som motstår bevegelse med 1000 kgf/cm i vertikal retning. «Elastic Support» simulerer elastisk motstand fra dekkene og underlaget, og tillater forflytninger langs bakkeplanet. Fastlåsing og krefter er illustrert i Fig. 4.30.

Hensikten med studiet er å kombinere den mest ekstreme belastningen for opplagingsleddet som kan produseres av maskinens systemer for så å analysere hvordan spenninger opptrer i ramme, lagerbukker og akslinger.

Resultat:

Største forskyvning:	17,518 mm
Høyeste Von Mises spenning i ramme:	268,561 MPa – Singularitet!
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense ramme:	2,047 – Singularitet!
Høyeste Von Mises spenning aksling:	146,013 MPa
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense aksling:	Material ikke definert

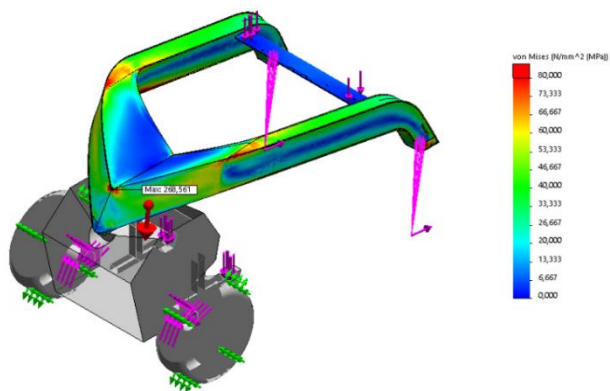


Fig. 4.32. Spenningsfordeling i sammenstilling av ramme Scenario 7 (Egenprodusert, 2020)

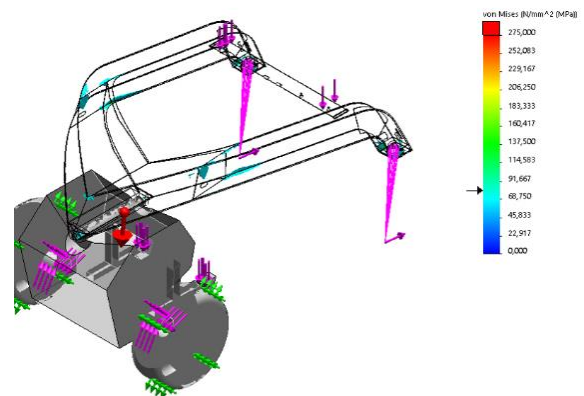


Fig. 4.31. ISO Clipping i Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

Spenningsfordeling i modell er illustrert over i Fig. 4.32, og «ISO clipping» i Fig. 4.31.

Spenningsene i rammen er generelt lave, men det oppstår høye spenninger jevnt fordelt i lagerbukk som illustrert i Fig. 4.33. Spenningsfordeling i aksling er illustrert i Fig. 4.34.

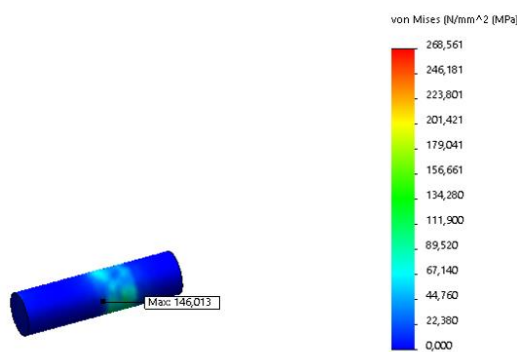


Fig. 4.33. Spenningsfordeling i aksel Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

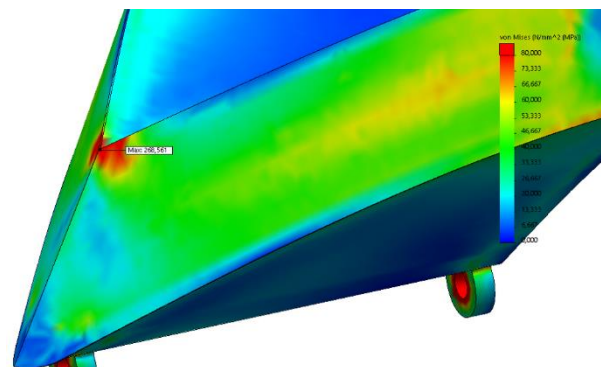


Fig. 4.34. Spenninger i lagerbukk Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

Bak-armene blir for første gang utsatt for tyngdekraft som øker spenninger ved innfestning for hjulenheter da hjulenheter hviler på en elastisk støtte.

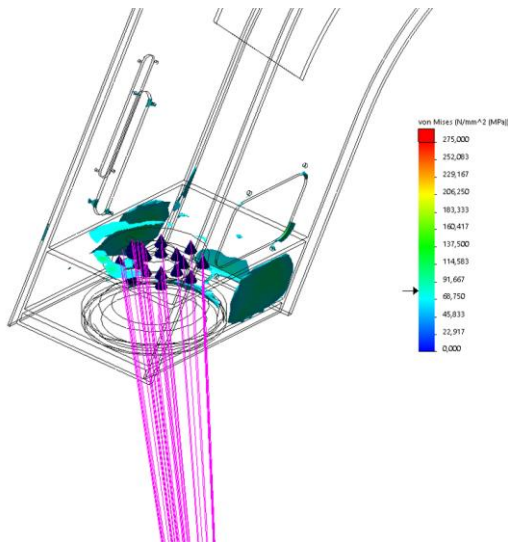


Fig. 4.35. Spenninger nært innfestning til hjulenhet Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

Spenningene i bak-armene er lave, og konsentrasjoner av spenninger opptrer rundt innfestning som vist i Fig. 4.35.

4.6.8 Scenario 8 – Statisk sammenstilling

HUB-modell er definert som «rigid» i analysen slik at den kun bidrar med videreføring av kreftene. HUB og ramme sammenkobles med to akslinger som benytter seg av «Contact Sets» funksjon, som også analyseres.

Krefter på 10 kN angriper hvert hjuls kontaktpunkt i forhold til et tenkt bakkeplan.

Innfestning til hjulenhet på bak-arm er fastlåst mot forflytning med rigid fastlåsning «Reference Geometry Fixture» benyttes på fremhjulene for å simulere glidning mot et tenkt bakkeplan. Rammebetingelser er simulert i Fig. 4.36.

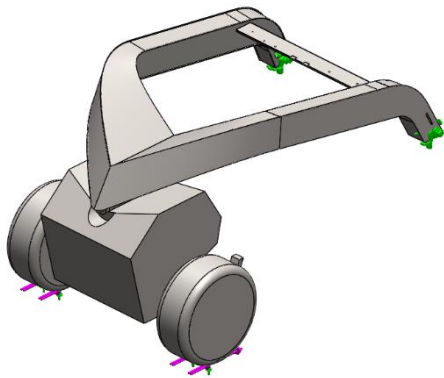


Fig. 4.36. Statisk analyse av sammenstilling – Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

Hensikten med forsøket er å simulere ekstrem oppbremsing på framhjulene, og kartlegge hvilke spenninger som oppstår i ramme og akslinger.

Resultat:

Største forskyvning:	17,518 mm
Høyeste Von Mises spenning i ramme:	225,036 MPa
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense ramme:	2,444
Høyeste Von Mises spenning aksling:	128,103 MPa
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense aksling:	Material ikke definert

De høyeste spenningene oppstår i lagerbukk fremme på ramme, som illustrert i Fig. 4.37. Aksling opplever mindre spenninger, illustrert på Fig. 4.38.

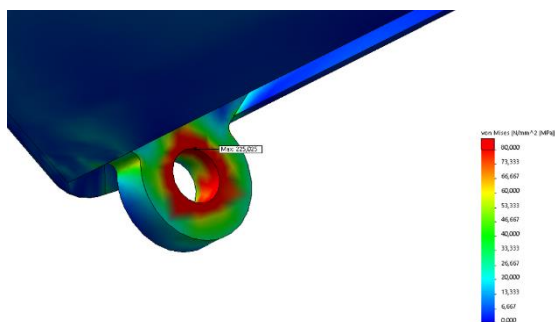


Fig. 4.37. Spenninger i lagerbukk Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

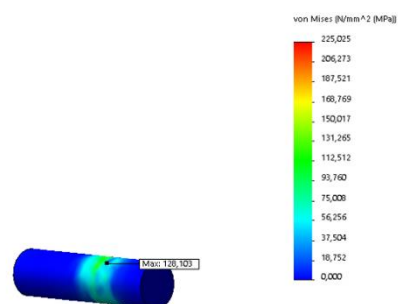


Fig. 4.38. Spenninger i aksel Scenario 8 (Egenprodusert, 2020).

4.7 Ikke-lineær Statisk Studie

4.7.1 Scenario 1 – Ikke-lineær statisk del

Ikke-lineær studie av forsøket som ble utført i statisk studie fra kapittel 4.6.2.

Rammebetingelser er identiske med nevnt statisk studie, og er illustrert på nytt i Fig. 4.39, men kraftretningen endres i takt med forskyvningene. Hensikten med studiet er å danne sammenligningsgrunnlag mellom lineær og ikke-lineær studie av spenninger som oppstår som følge av belastningene fra drivverket.

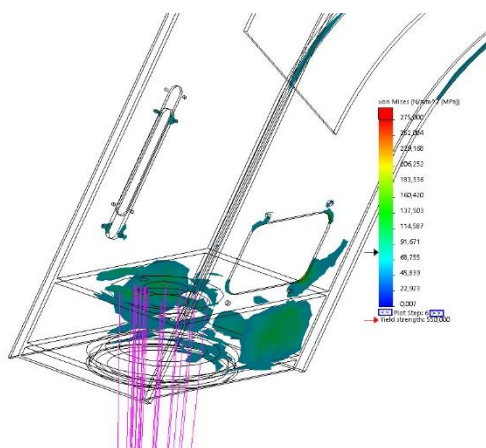


Fig. 4.40. ISO Clipping av ikke-lineær statisk analyse Scenario 1 (Egenprodusert, 2020).

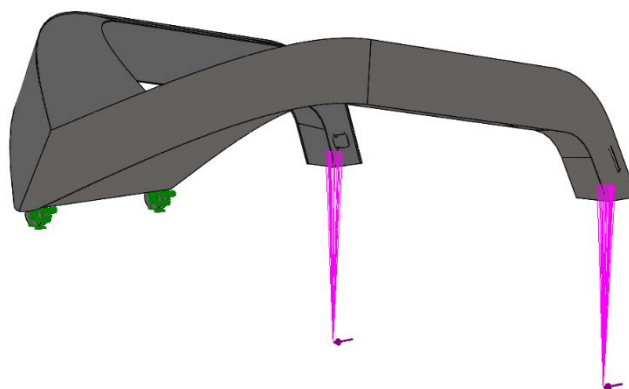


Fig. 4.39. Fastholdninger til ikke-lineær statisk analyse Scenario 1 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning:	9,610 mm
Høyeste Von Mises spenning i modell:	227,204 MPa - Singularitet
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:	2,420

Fig. 4.40 viser spenningsfordelingen ved ikke-lineær studie. Spenningsfordelingen og forskyvning er tilnærmet lik i begge forsøkene.

4.7.2 Scenario 2 – Ikke-lineær statisk del

Non- lineær studie av det samme forsøk som ble utført i statisk studie fra kapittel 4.6.3.

Rammebetingelser er identiske med nevnt statisk studie, og er illustrert på nytt i Fig. 4.42, men kraftretningen endres i takt med forskyvningene. Hensikten med studiet er å danne sammenligningsgrunnlag mellom lineær og ikke lineær studie av spenninger som oppstår som følge av belastningene fra drivverket

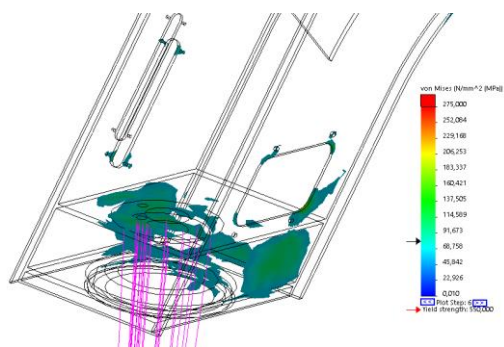


Fig. 4.41. ISO Clipping av ikke-lineær statisk analyse Scenario 2 (Egenprodusert, 2020).

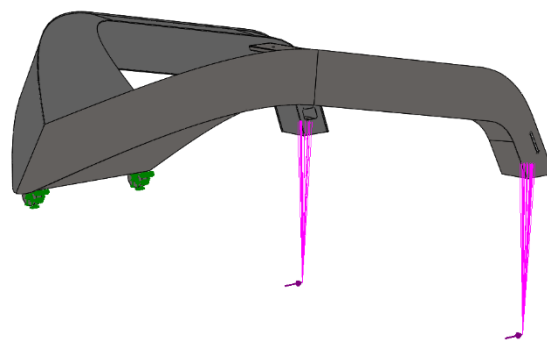


Fig. 4.42. Fastholdninger til ikke-lineær statisk analyse Scenario 2 (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Største forskyvning:	9,502 mm
Høyeste Von Mises spenning i modell:	224,744 MPa - Singularitet
Laveste sikkerhetsfaktor mot flytegrense:	2,447s

Fig. 4.41 viser spenningsfordelingen ved non- lineær studie. Spenningsfordelingen og forskyvning er tilnærmet lik i begge forsøkene.

4.8 Forskyvning og avstivning

Ved å forlenge de indre sideplatene vil de avstive konstruksjonen. Videre simulering av spenninger viser tydelig at avstivningen har virket på ønsket måte. En fordel med denne løsningen er at montering er lettere, og at rammen er stivere i sin helhet. Fig. 4.43 til Fig 4.47 viser før og etter analyser for effekten av forlengelsen av platene.

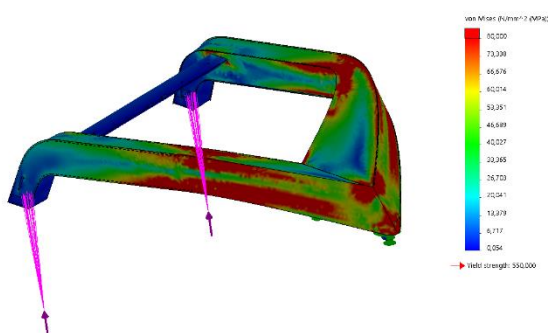


Fig. 4.43. Figur av spenninger i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

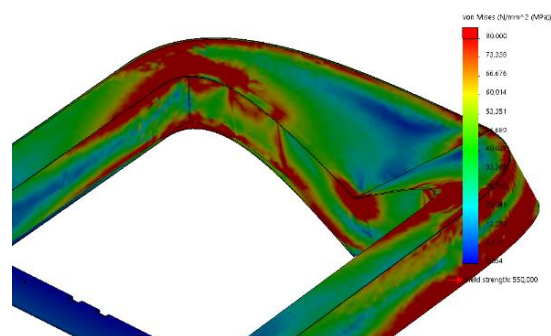


Fig. 4.44. Figur av spenninger i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

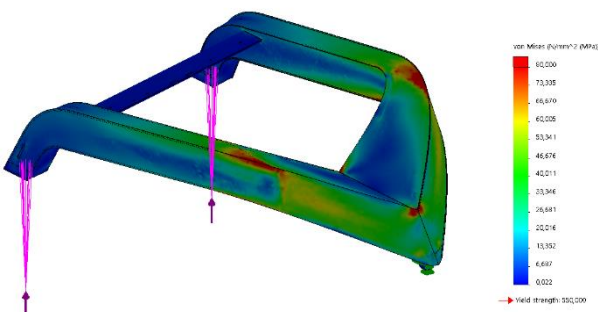


Fig. 4.45. Figur viser spenninger i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

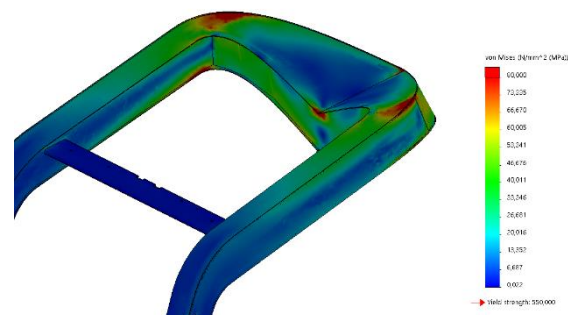


Fig. 4.46. Figur viser spenninger i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

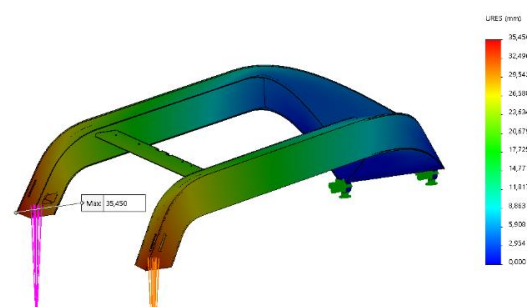


Fig. 4.48. Figur viser 35,45mm forskyvning i ramme uten avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

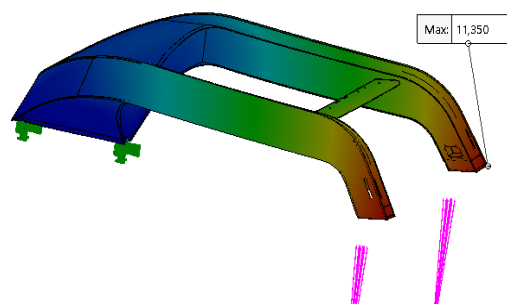


Fig. 4.47. Figur viser 11,35mm forskyvning i ramme med avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

Etter gjennomføring av en spenningsanalyse ble spenningsanalyse utført for å posisjonere hull for kabelgjennomføring i område med lavest spenning i platen som illustrert i Fig.4.50 og Fig. 4.49.

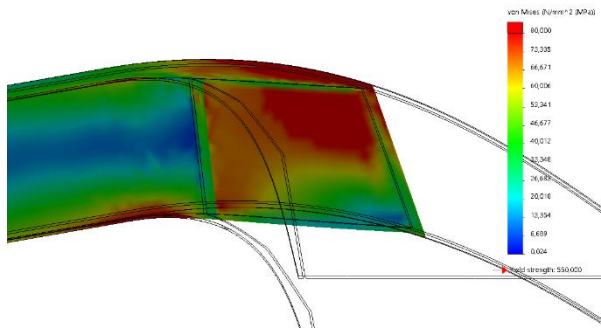


Fig. 4.50. Figur viser spenninger i avstivningsplaten uten hull (Egenprodusert, 2020).

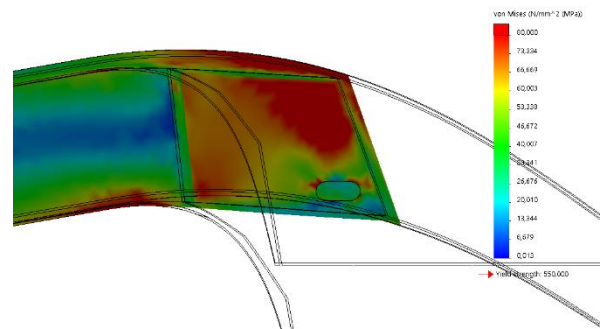


Fig. 4.49. Figur viser plassering av hull for kabler på avstivningsplate (Egenprodusert, 2020).

Med avstivningsplaten blir total forskyvning 11,35mm, i forhold til 35,45mm som oppsto uten avstivningsplaten. Begge målinger er ved bakerste punkt i rammen. Det vises også tydelig at en god del spenninger tas opp i avstivningsplaten som ellers ville resultert i forskyvninger. Totalt ble den opprinnelige forskyvningen redusert med 68%.

4.9 Utmatting i FEA

Utmatningsanalysene i Solidworks er utført som konstant amplitudelast der korreksjonsfaktor for forskjellige S-N kurver regnes ut etter Soderbergs metode, dette ble valgt da det er den mest konservative beregningen (Solidworks, 2018).

Soderbergs metode for beregning benytter følgende uttrykk:

$$S_{ca} = \frac{S_y * S_a}{S_y - S_{mean}} = \frac{S_a}{1 - \left(\frac{S_{mean}}{S_y}\right)}$$

Forklaring:

S_{ca} = Korrigert alternerende spenning

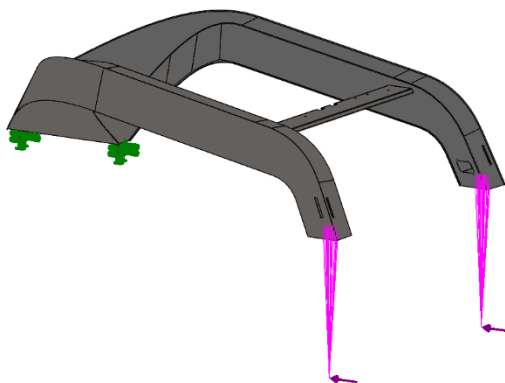
S_y = Flytegrense

S_u = Bruddgrense

S_{mean} = Midlere spenning

4.9.1 Utmatting scenario 1

Analyse av utmatting tar utgangspunkt i en tidligere statisk analyse. Fig. 4.51 illustrerer rammebetingelsene for den statiske analysen som ligger til grunn i dette forsøket. Kraftene angriper innfestning til hjulenheter og er satt til 7000N for hver av dem. Fastlåsning av ramme utføres i lagerbukker.



I utmatningsstudiet defineres antall lastsykluser til to millioner. R verdi for lasten er satt til 0.

Fig. 4.51. Statisk analyse (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Levetiden er illustrert i Fig. 4.53 for inspeksjonsluken, her er levetiden rundt 800 000 sykluser ved belastningen som er påført. Levetid for singulariteten er illustrert i Fig. 4.52 som viser 3,4 millioner sykluser under denne belastningen.

Utmatningslevetid

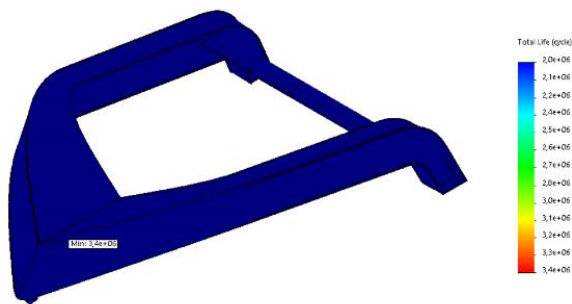


Fig. 4.52. Levetid singularitet I front av modellen (Egenprodusert, 2020).

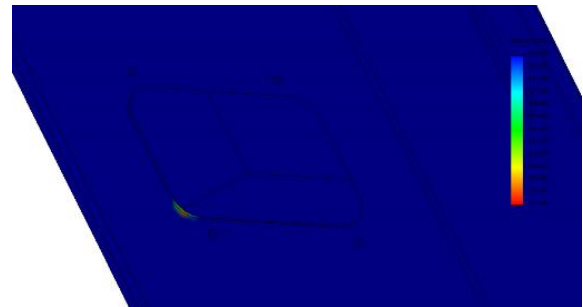


Fig. 4.53. Område med minst utmatningslevetid (Egenprodusert, 2020).

4.9.2 Utmatting scenario 2

Statiske analyse som ligger til grunn for utmatting scenario 2 har lik rammebetingelser med utmatting scenario 1 fra forrige kapittel, men kraftretningen er vendt bakover i dette scenarioet som illustrert i Fig. 4.54.

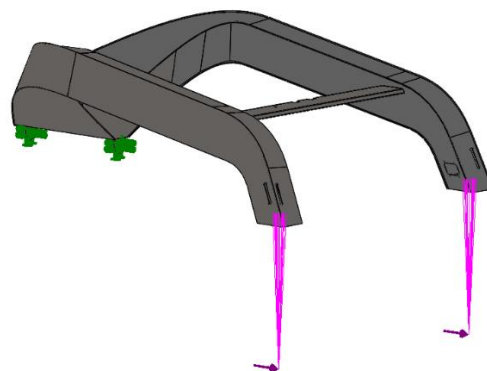


Fig. 4.54. Utmatting scenario 2 – Fastholdninger og krefter (Egenprodusert, 2020).

I utmattingsstudiet defineres antall lastsykluser til to millioner. R verdi for lasten er satt til 0.

Utmattingslevetid

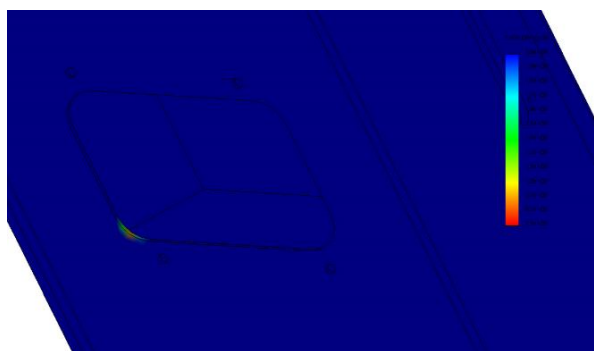


Fig. 4.55. Område med lavere utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).



Fig. 4.56. Singularitet i utmattingslevetid (Egenprodusert, 2020).

Resultat:

Levetiden er illustrert i Fig. 4.55 for inspeksjonsluken, her er levetiden rundt 800 000 sykluser ved belastningen som er påført. Levetid for singulariteten er illustrert Fig. 4.56 som viser litt over 2.2 millioner sykluser.

4.9.3 Utmatting scenario 3

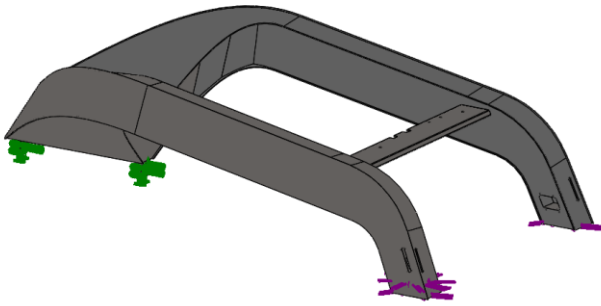


Fig. 4.57. Utmatting scenario 3 - Fastholdninger og moment (Egenprodusert, 2020).

Statisk analyse som ligger til grunn for dette scenarioet har fastholdning i lagerbukkene i front. Det er satt et moment på hver hjulinnfestning. Dette momentet har en styrke på 2000Nm. Sett ovenfra roterer dette momentet med klokken, illustrert i Fig. 4.57.

Resultat:

Levetiden er illustrert i Fig. 4.58 for inspeksjonsluken, her er levetiden rundt 800 000 sykluser ved belastningen som er påført.

Utmatningslevetid

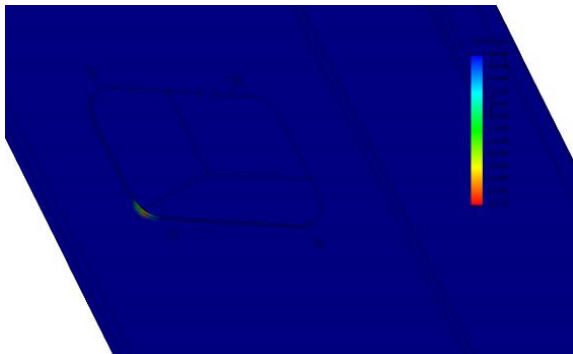


Fig. 4.58. Område med minst utmatningslevetid (Egenprodusert, 2020).

4.10 Designstudie

Motorenes dreiemoment ble omregnet til skyvekraft som så ble benyttet for å belaste rammen. Dekkdiameter, og dreiemomentet tilført hjulene er kjent. En omregning fra dreiemomentet som

driver hjulene, til en kraft som angriper i bakkeplanet, gir kraften som virker tilbake på rammen.

Størrelsen på dekkene er oppgitt til 400/55- 22,5, som vil si at felgen er 22,5 tommer i diameter, og dekkprofilen er 55% av bredden.

$$R_{dekk} = \frac{22,5''}{2} * 25,4mm + 400mm * 0,55 = 505,75mm.$$

Som en forenkling settes radius til 500 mm i neste beregning.

$$\begin{aligned}M_{hjulaksel} &= F_{dekk} * R_{dekk} \\5000 Nm &= F_{dekk} * 0,5 m \\F_{dekk} &= 5000 Nm / 0,5 m = 10\ 000 N\end{aligned}$$

Omregningen fra dreiemoment til skyvekraft tilsvarer en kraft på 10 kN som opptrer mellom dekkene og bakken. Lengden av hjulene er kjent, og denne informasjonen brukes til å generere en statisk analyse der maksimal skyvekraft fra bakhjulene blir tatt opp i rammen.

I tillegg til skyvekraften dimensjoneres bakarmene også for en vertikal kraft. 5 kN ble valgt som et utgangspunkt, for å sikre at design studiet også tok hensyn til stivhet i vertikal retning. Rammebetingelsene er illustrert i Fig. 4.59.

Denne statiske analysen definerer utgangspunktet for design studiet. Vi forenkler studiet ved å undersøke en halvdel av rammen, der alle små detaljer er fjernet. Dette reduserer prosesseringstiden. I tillegg modelleres overdrevne angrepsflater for å redusere spenningskonsentrasjoner som oppstår der kreftene og fastlåsingene angriper.

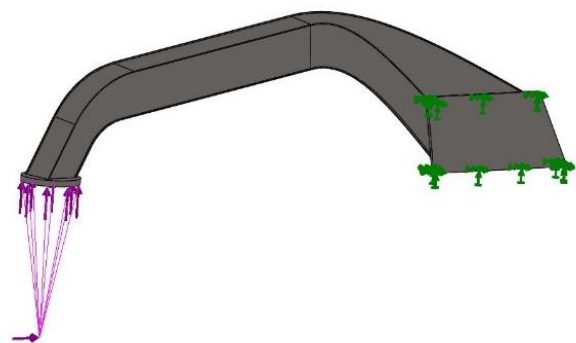


Fig. 4.59. Plassering av fastholdninger og krefter (Egenprodusert, 2020)

Resultatet av analysen var et optimalisert tverrsnitt med 6 mm tykkelse på topp- og bunnplate, og 4 mm på sideplatene som illustrert i Tabell 4.2.

Tabell 4.2. Oversikt design studie (Egenprodusert, 2020)

Design Studie 5						
Scenarioer/Iterasjoner:	20					
Parameter begrensninger eller mål	Format	Enhet	Initial Verdi	Optimal Verdi	Scenario 1	Scenario 2
					Kalkulert	Kalkulert
Sider		mm	5	4	2	3
Topp-Bunn		mm	6	6	2	2
Minimum sikkerhetsfaktor	(1.0 ~ 2.5)		2.496511	2.234689	0.876260	1.133590
Masse	Minimer	g	321747.05377	303827.28614	192921.81624	210823.94857
Forskyvning	Minimer	mm	5.4876	6.18031	20.0765	16.86773

De overflødigte festepunktene, som ble brukt som angrepsflater under studiet, veide 116,3 kg. Når disse ble fjernet fra rammen endte vekten av en ramme-halvdel på 186,25 kg, totalvekten av hele rammen ble 372,5 kg.

Design studiet gir gode data på hvordan vekt og styrke henger sammen med forskjellige konfigurasjoner av tverrsnittet. Sammenligner vi de konfigurasjonene som ligger nærmest det foreslåtte tverrsnittet, som illustrert i Tabell 4.3, ser vi liten endring i forskyvningene som oppstår, men vekten endres dramatisk. Merk at disse målingene er med forsterkningsplater inkludert i vekten, disse legger til ca. 116 kg.

Tabell 4.3. Design studie – Scenario 14 og scenario 20 (Egenprodusert, 2020)

Design Studie 5					
Scenarioer/Iterasjoner:	20				
Parameter begrensninger eller mål	Format	Unit	Scenario 14	Optimal Value	Scenario 20
			Kalkulert		Kalkulert
Sider		mm	3	4	5
Topp-Bunn		mm	5	6	6
Minimum sikkerhetsfaktor	(1.0 ~ 2.5)		1.705194	2.234689	2.496511
Masse	Minimer	g	267145.21517	303827.28614	321747.05377
Forskyvning	Minimer	mm	8.3979	6.18031	5.4876

Endring til et tverrsnitt tilsvarende Scenario 14 i designstudiet, som illustrert i Tabell 4.3, reduserer totalvekten på rammen med 73,2 kg. Økning i platetykkelse til tverrsnitt likt Scenario 20 gir 36 kg økning i totalvekt. Merk at det kun var sideplaten som fikk økt tykkelse i Scenario

20 da begrensningene var satt til 6 mm maks tykkelse. Begrensningen på platetykkelse ble satt i samråd med AutoAgri AS da det var ønskelig å gjøre platene lettere å forme.

4.11 Kost analyse - Sveising

Sveisekostnader er kostnader forbundet med arbeidstimer for ingeniør og fagarbeider, utvikling av sveiseprosedyrer, utstyr, tilsett-material og dekk-gass, drift og vedlikehold av sveiseutstyret.

For manuell sveising kan man regne med at mellom 80-og 90% av kostnadene er arbeidskostnader. Mellom 5- og 15% går til tilsett-material og gass, 3-5% til maskin kostnader, og 1-2% til energikostnader.

Sveiselengden ble kalkulert ved bruk av målefunksjon i Solidworks, denne viste totalt 37 199 mm sveis, eller 37,2 meter.

Under følger en utregning av kostnadene forbundet med sveising av rammen.

Utregning av timekostnad per operatør:

$$T_n = \frac{F * d}{A_e * N}$$

TN = Netto sveisetid pr. meter sveis

F = Arealet av fugetverrsnittet

d = Densiteten til metallet

A_e = Avsettytelse (kg/time) bestemmes av sveisestrømmen

N = Nyttetall – hvor mye av elektrodevekten som havner i sveisen: avsett i kilo av 1 kg elektrode

Fra maskindeler 1: $a_{max} = 0,7 * \text{Minste platetykkelse} = 3mm * 0,7 = 2,1$
 $a_{min} = 3mm$

Minste platetykkelse i dette tilfellet er 3mm. Da blir: a_{max} mindre en a_{min} , og da defineres a-målet til $a = 3mm$

Volumet for sveisen:

$$V = \frac{(3mm)^2 * 37199mm}{1000} = 335 \text{ cm}^3$$

Typiske sveiseparametre for MAG sveising i 3mm plate:

Tråddiameter = 0.8mm

Strømstyrke = 140amp

Matehastighet = 635mm/min

Avsettytelse regnet fra matehastigheten = 1,51kg/time

Bruker nytte tall N=0,68

$$\text{Netto sveisetid: } T_n = \frac{335\text{cm}^3 \cdot 0.00785\text{kg/cm}^3}{1,51\text{kg/time} \cdot 0,68} = 2,56\text{t} = 2\text{t og } 34\text{min}$$

Bruttosveisetid med buetidsfaktor på 0,15, grunnet avansert geometri og sammensetting.

$$T_b = \frac{2,56}{0,15} = 17,0\text{t}$$

Arbeidskostnader regnet med timepris $P_t = 750$ kr/t:

$$K_A = 750\text{kr/t} \cdot 17\text{t} = 12750 \text{ kr}$$

Materialkostnader:

$$\text{Gasskostnad: } P_g = 400 \text{ kr/m}^3$$

$$\text{Kostnad sveisetråd: } P_e = 50 \text{ NOK/kg}$$

$$\text{Avsettytelse: } A_e = 1,5 \text{ kg/t}$$

$$\text{Typisk gassforbruk} = \text{Trådtykkelse} \cdot 10 = 8 \text{ l/min}$$

$$\text{Gassforbruk pr kg tråd: } A_g = \frac{8\text{l/min} \cdot 60\text{min/t}}{1000\text{l/m}^3 \cdot 1,51\text{kg/t}} = 0,32 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Materialkostnadene: } K_m = (P_e \cdot A_e + P_g \cdot A_g \cdot A_e) \cdot T_n$$

$$K_m = (50\text{NOK/kg} \cdot 1,51\text{kg/t} + 400\text{kr/m}^3 \cdot 0,32\text{m}^3/\text{kg} \cdot 1,51\text{kg/t}) \cdot 2,56\text{t} = 688 \text{ NOK}$$

Totalkostnad i forbindelse med sveising:

$$K_t = K_A + K_m = 12750\text{kr} + 688\text{kr} = 13438 \text{ kr}$$

Dette er beregninger som i stor grad baserer seg på antakelser. Det er Leksvik

Industrimekanikk som skal utføre sveisearbeidet. Sveiseparametere og prosedyrer er ikke fastslått foreløpig, så det er vanskelig å anslå korrekte kostnader i forbindelse med sveising. Vi kan med høy sannsynlighet si at anslagene er optimistiske. Da geometrien gjør sammensetting vanskelig, og platene skal formes samtidig som sammenføyning foregår. Dette gjør at det kreves flere arbeidere under sammensetting, og kostnadene vil naturligvis øke.

5 Diskusjon

5.1 Lineær Statisk Analyse

I de statistiske analysene ble det benyttet krefter som skal representere de kreftene vi mener vil oppstå, både det vi mener er overbelastninger, og det vi mener er normal bruk. Vi har forsøkt å konstruere scenarioer som på en god måte gjengir de belastninger vi tror kan oppstå. Disse belastningene er i tillegg noe aggressive, da kreftene angriper kontant i rammen på de fleste statistiske analysene. Dette blir en overdrivelse da maskinen har gummihjul som ville dempet disse belastningene noe. Sannsynligvis vil dekkene mistet grepet, før kreftene fra dreiemomentet til hjulene blir så kraftig som vi har spesifisert i enkelte scenarioer. Scenario 4 og 5 er i utgangspunktet usannsynlige belastninger da maskinen må oppleve total fastlåsing av HUB enhet, samtidig som software i maskinen gir beskjed om å kjøre med 150% effekt. Vi kunne dimensjonert rammen mot å tåle denne belastningen, men måtte da ha gått på kompromiss med andre kriterier, som vekt og produksjonsvennlighet. Det er muligheter for å eliminere et slikt scenario i maskinens software. AutoAgri AS ønsker å se hvor eventuelle svakheter i prototypen befinner seg, derfor er overdrevet dimensjonering ikke nødvendig.

5.2 Ikke-lineære statiske analyser

De ikke-lineære statistiske analysene viser et mer nøyaktig bilde av hvordan kreftene forplanter seg i rammen under belastning. Ikke-lineære analyser krever mye prosesseringskraft, og øker tidsforbruket betraktelig. Derfor ble det bare utført to ikke-lineære analyser, for å sikre at de lineære analysene ikke avviker for mye. Resultatene viser at de høyeste spenningene i de lineære scenarioene er like høye, og opptrer i samme område som i de ikke-lineære analysene.

5.3 Diskusjon om utmatting

Som nevnt i kapittel 2.3 innfører sveising defekter i materialet og materialet blir mer utsatt for utmattingsbrudd. Det er viktig å minimere de negative effektene sveisingen medfører. Riktige sveiseparametere, og sveising utført av en erfaren sveiser, i tillegg til etterbehandling av sveisene kan delvis redusere de negative effektene sveising medfører.

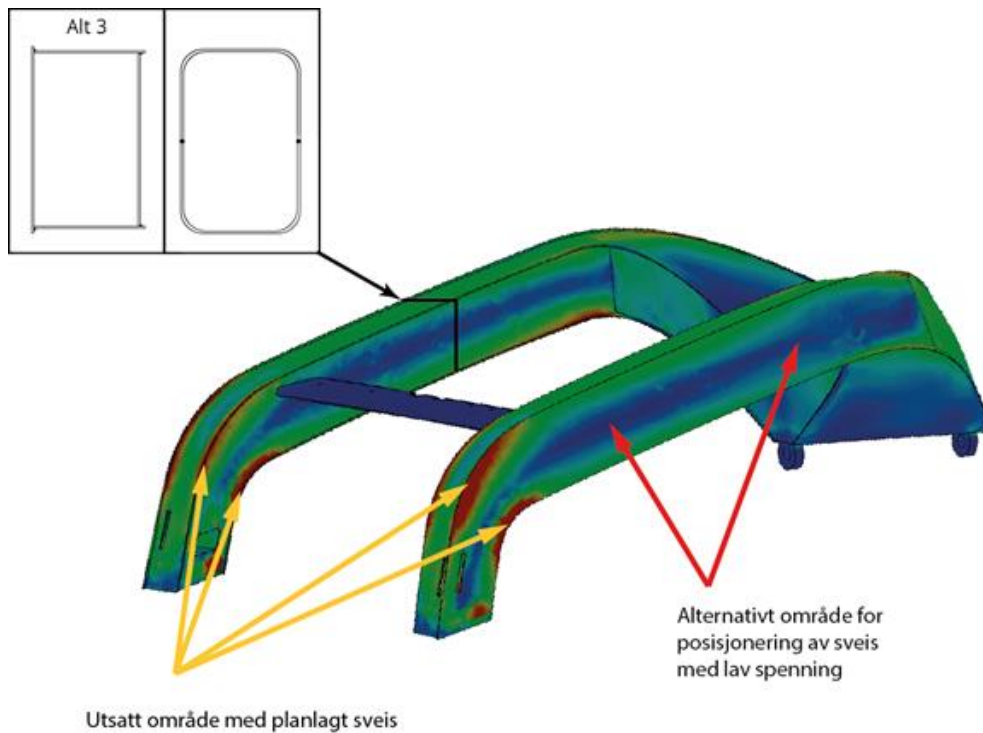


Fig. 5.1. Utmatningsutsatte områder (Egenprodusert, 2020).

Fig. 5.1 viser en eksempel-analyse med påførte krefter som danner et typisk spenningsbilde i rammen. Analysen viser høye spenninger midt i sveisene langs valset under- og overplate, og lavere spenninger i områdene rundt disse. God designpraksis med hensyn til utmatting kan innebære endring av konstruksjonen, for å posisjonere sveisene i områdene med lavere spenning.

En mulig posisjonering av sveis med hensyn til utmatting går på bekostning av produksjonsvennligheten, da det vil resultere i flere arbeidsoperasjoner, og flere oppstykkinger av platene. Det er kun mulig å innføre det alternative tverrsnittet, vist til høyre for alternativ 3 i Fig. 5.1 på den rette delen av bak-armen. Dette vil medføre at bak-armen må konstrueres i flere deler, og arbeidsoperasjonen kompliseres for mye med marginal forbedring mot utmatting.

5.3.1 Gjennomførelse av utmatningsanalyser i Solidworks

Konservative metoder ble benyttet for å fremstille S-N kurven som benyttes i utmatningsstudiene. Kurvene ble definert som FAT klasse 90 fra SSAB (2017), denne FAT-klassen representerer manuelt sveiste, kontinuerlige kilsveiser, sveist fra en side. Belastningene

opptrer i strekk, trykk og bøy med $R=-1$. Våre scenarier benytter $R=0$ ved utmatting, da skal man ifølge SSAB (2017) kunne gå opp to til tre FAT- klasser. I tillegg kan sveisene etterbehandles for økt motstand mot utmatting, og enda to FAT- klasser kan økes, til maksimum 125 MPa. Våre analyser forholder seg til FAT klasser på 90, og resultatene viste kun redusert levetid i områder det ikke var sveiser i modellen. Grunnmaterialet har FAT- klasse 270, og dermed er disse resultatene misvisende. FAT klassene viser i tillegg utmattingsgrenser med 2.3% sannsynlighet for brudd.

5.4 Designstudie

Designstudiet viste en optimal platetykkelse på 4 mm på sidene, og 6 mm på topp- og bunnplatene. Siden AutoAgri AS ønsker lavest mulig vekt på rammen, undersøkte vi scenarioet der platene er 1 mm tynnere over hele modellen. Med denne konfigurasjonen øker forskyvningen med 2,2 mm, og sikkerhetsfaktoren synker fra 2,23 til 1,71. Sikkerhetsfaktoren synker såpass mye, som følge av høye spenninger i spesielle områder. I samråd med AutoAgri AS velger vi å forsterke disse områdene, slik at vi kan velge en platetykkelse på 3 mm på sidene, og 5mm på topp- og bunnplate. Denne reduksjonen av platetykkelsene gir en massereduksjon på 73,2 kg, og gjør formingen av platene til ønsket geometri enklere. Det ville kanskje vært mulig å redusere platetykkelsen enda mere, og implementere flere forsterkninger. Men forsterkningene øker arbeidsmengden for sveiserne, og vanskeliggjør sammensetningen av modellen, da de legger føringer rekkefølgen platene må sammensettes i. Det ytre skallet skal sveises fra utsiden, mens forsterkningsplater må sveises fast på innsiden av tverrsnittet. Derfor begrenses antall forsterkninger som implementeres i rammen.

5.5 Vinkel på opplagring mot HUB

Opplagringen mot HUB er designet av AutoAgri AS, på en slik måte at rotasjonsaksen står parallelt med bakkeplanet. Innfestningen til hjulene, og akslingen, står på samme plan. Dette fører til at det punktet der bakhjulene møter bakken, står 1382mm under rotasjonsaksen.

Fig. 5.2 viser rotasjonsbanen til bakhjulene når opplagringen står parallelt med bakkeplanet. Dette designet fører til at bakhjulene forflytter seg tilnærmet like mye i horisontal og vertikal retning når ramma starter å rotere rundt egen aksling. Dersom rotasjonen blir overdrevet når et hjul løftes høyt, vil motsatt hjul tvinges innover mot senteraksen av maskinen, dette kan føre til uønsket retningsendring.

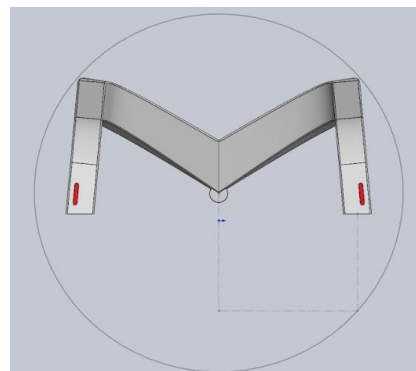


Fig. 5.2. Original rotasjonsakse for ramme, kontaktflaten til bakhjul følger sirkelbane (Egenprodusert, 2020).

Dersom ramma og HUB hadde vært designet slik at akslingen står skråstilt mot bakkeplanet. Og rotasjonsaksen treffer bakken på en tenkt linje som går mellom de punktene der bakhjulene treffer bakken, ville denne effekten reduseres. Som man kan se på Fig. 5.3, vil fartsvektoren til hjulene peke rett opp- og nedover i det øyeblikket ramma starter å rotere. Dette er i prinsippet et bedre design, men i samråd med bedrift ble det avgjort at denne endringen ikke gjennomføres på første prototype.

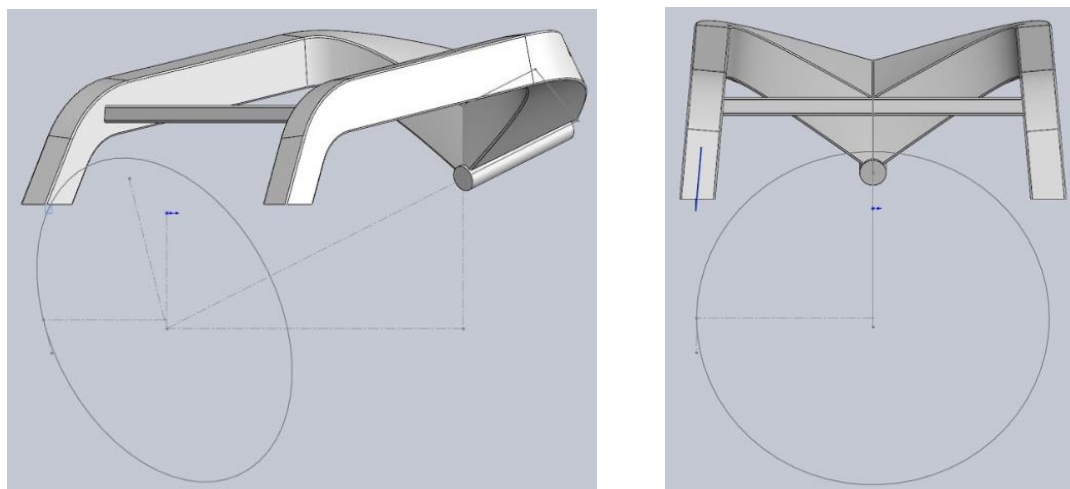


Fig. 5.3. Alternativ rotasjonsakse for ramme (Egenprodusert, 2020)

I praksis vil dette problemet ikke være spesielt stort. Underlaget som hovedsakelig vil være jord, og gummiene fra dekkene vil effektivt ta opp forskyvningene designet forårsaker. Etter diskusjoner med AutoAgri AS ble det bestemt at rammen skal opplagres på HUB, med en aksling som går parallelt med bakkeplanet.

5.6 Skalamodell

Under utviklingen av modellen ble det planlagt å fremstille en modell i skala 1:8. Lyng Triangel skulle skjære ut platene basert på DXF filer. Etter utskjæring var planen at vi skulle TIG-sveise modellen på verkstedet til Leksvik Industrimekanikk. Målet med denne skalamodellen var å kvalitetssikre gjennomførbarheten under sammensetning av platene. Smittevernstiltakene grunnet Covid-19 satte en stopper for plateutskjæringene, og verkstedtilgangen. I et mindre kvalitetssikret forsøkt skjærte vi ut og sammensatte en 1/14 skalamodell i papp, denne fremvises i Fig. 5.4 og Fig. 5.5. Den lot seg fint sammenføye, og vi lærte noe i prosessen om rekkefølgen platene kan monteres i.



Fig. 5.5. Skalamodell front (Egenprodusert, 2020).



Fig. 5.4. Skalamodell bak (Egenprodusert, 2020).

6 Konklusjon

I løpet av denne oppgaven har fremgangsmåten for utviklingen av rammen til AutoAgri AS redskapsbærende terrengkjøretøy blitt presentert. Produksjonsunderlag er utarbeidet og sendt til AutoAgri AS, slik at oppstart av produksjon kan starte i løpet av høsten 2020 som planlagt.

Det er konkludert med at utstikkende ytterplater, og innfelte sideplater er det beste alternativet med tanke på produksjonsvennlighet, og for å unngå oppsamling av vann og skitt.

Designstudiet ga at en veggtykkelse på 6 mm for topp- og bunnplate, og 4 mm for sideplatene er optimalt med tanke på lav vekt og tilstrekkelig stivhet. Denne veggtykkelsen reduserte vi med enda én millimeter, før rammen ble forsterket for å oppnå tilstrekkelig stivhet igjen. Dette resulterte i en ramme som veier 371 kg, som er 25,8% lavere en maksimalkravet på 500 kg.

Modellen har blitt analysert med sykliske laster for å sikre konstruksjonen mot utmattingsbrudd. Det er tatt konservative valg under rammebetingelsene for studiene, og det konkluderes med at rammen ikke er utsatt for utmattingsbrudd.

Modellen er utarbeidet med forsterkninger, og et tverrsnitt som skal gjøre sammenstilling og sammenføring så enkelt som mulig. Modellen har blitt modellert med tanke på det estetiske designet som lå til grunn ved starten av oppgaven. Som resultat av dette fraviker modellen svært lite fra det estetiske designet AutoAgri AS på forhånd hadde fastsatt.

De statiske analysene viste stor repeterbarhet i løpet av prosjektet, singularitet ble kartlagt og de opptredne spenningene under ekstrem belastning holdt seg relativt lave.

Videre arbeid

Før produksjonen av rammen settes i gang må det bestemmes stål kvalitet for akslingene, og hvilke glidelager som skal benyttes. Analysedata fra simuleringene med HUB kan da benyttes for å hente ut spenningsverdiene i akslingene. Når prototypen er ferdig må den testeskjøres og utsettes for harde belastninger, slik at feil og problemer blir kartlagt før kjøretøyet settes inn i serieproduksjon. Produksjonsvennligheten blir satt på prøve under sammensetting av prototypen. Sannsynligvis må en sveisejigg fremstilles, eller andre store endringer i produksjonsmetoden gjøres før prosedyren er egnet for serieproduksjon.

7 Kilder

- AutoAgri AS (2020) *Forside*. Tilgjengelig fra: <https://autoagri.no/no/forside> (Hentet: 12. april 2020).
- Bell, K. (2019) *Elementmetoden*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/elementmetoden> (Hentet: 18. mai 2020).
- FAO (2012) *WORLD AGRICULTURE TOWARDS 2030/2050*. Tilgjengelig fra: http://www.fao.org/fileadmin/templates/esa/Global_persepctives/world_ag_2030_50_2012_rev.pdf (Hentet: 17. april 2020).
- Femto (2017) *Linear static analysis*. Tilgjengelig fra: <https://www.femto.eu/stories/linear-non-linear-analysis-explained/> (Hentet: 16 mai 2020).
- Haagensen, P. P. J. (2012) *Introduction To Fatigue*.
- Haagensen, P. P. J. (2013) *Fatigue Design Of Welded Structures*.
- JOTUN (2018) *Pilot QD Primer*. Tilgjengelig fra: https://www.jotun.com/Datasheets/Download?url=%2FTDS%2FTDS_1537_Pilot+QD+Primer_Euk_GB.pdf (Hentet: 19. mai 2020).
- JOTUN (2019) *Pilot ACR Teknisk Datablad*. Tilgjengelig fra: https://www.jotun.com/Datasheets/Download?url=%2FTDS%2FTDS_11480_Pilot%20ACR_Nor_NO.pdf.
- Mal Proff (2018) *Malingssystemer For Stålkonstruksjoner*. Tilgjengelig fra: https://www.malproff.no/contentassets/6cf23e679dd542dcb95bb6e97d33b3e6/14088_malproff_brosjyre_malingssystemer_a4_30042018_single.pdf?ref=16232.
- Solidworks Help (2020) *Goals and Constraints*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/cworks/hidd_goals_constraints.htm?fbclid=IwAR1TBGbpytG4CqkTicHOaRT7c7e2nWor0IfBgK29-iwi59qvd_50Dy12ULk (Hentet: 19. mai 2020).
- Solidworks (2018) *Mean Stress Correction*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/cworks/c_Mean Stress Correction.htm
- Solidworks Help (2020a) *Mesh PropertyManager*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2018/English/SolidWorks/cworks/IDC_HELP_MESH_SOL_ID.htm (Hentet: 18. mai 2020).
- Solidworks Help (2020b) *Mesh Control Parameters*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/cworks/c_Mesh Control Parameters.htm (Hentet: 18. mai 2020).
- Solidworks Help (2020c) *When to Use Nonlinear Analysis*. Tilgjengelig fra: http://help.solidworks.com/2017/english/SolidWorks/cworks/c_When to Use Nonlinear Analysis.htm?id=9c8cd16b0d6947588f6652eda027743a#Pg0 (Hentet: 19. mai 2020).
- Solidworks Help (2020d) *Nonlinear Static Analysis Overview*. Tilgjengelig fra: http://help.solidworks.com/2017/english/solidworks/cworks/c_nonlinear_static_analysis_overview.htm (Hentet: 19. mai 2020).
- Solidworks Help (2020e) *Solution Procedures for Nonlinear Problems*. Tilgjengelig fra: http://help.solidworks.com/2017/english/SolidWorks/cworks/c_Solution Procedures for Nonlinear Problems.htm?id=2634848b712846e999666821604ab17c#Pg0 (Hentet: 19. mai 2020).
- Solidworks Help (2020f) *Topology Study*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/cworks/c_generative_design_study.htm (Hentet: 18. mai 2020).

- SSAB (2009) *DOMEX 550 MC*. Tilgjengelig fra: https://www.mtladv.com/wp-content/uploads/2016/01/418_Domex-550-MC.pdf.
- SSAB (2017) *Design Handbook*. Tilgjengelig fra: https://www.ssab.com/-/media/Handbooks/Design%20Handbook/ssab_design_handbook.pdf.
- SSAB (2019) *Welding of DOMEX*. Tilgjengelig fra: https://ssabwebsitecdn.azureedge.net/-/media/files/en/domex/299-welding-of-domex-advanced-high-strength-steels_en.pdf?m=20160225150433.
- Visser, M. (2018) *What is stress singularity in SOLIDWORKS simulation?* . Tilgjengelig fra: <https://blogs.solidworks.com/tech/2018/07/what-is-a-stress-singularity-in-solidworks-simulation.html> (Hentet: 18. mai 2020).

