

# UTVIKLING AV FREMRE DEL AV MOTORSYKKELCHASSIS

DEVELOPMENT OF FRONT PART OF MOTORCYCLE CHASSIS

ODD ARNE SKJONG

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP

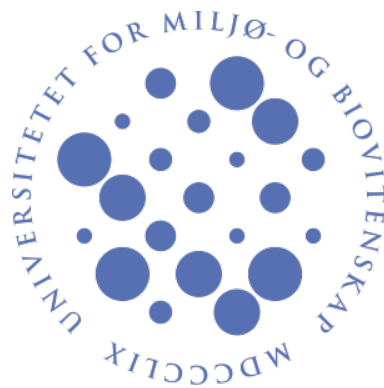
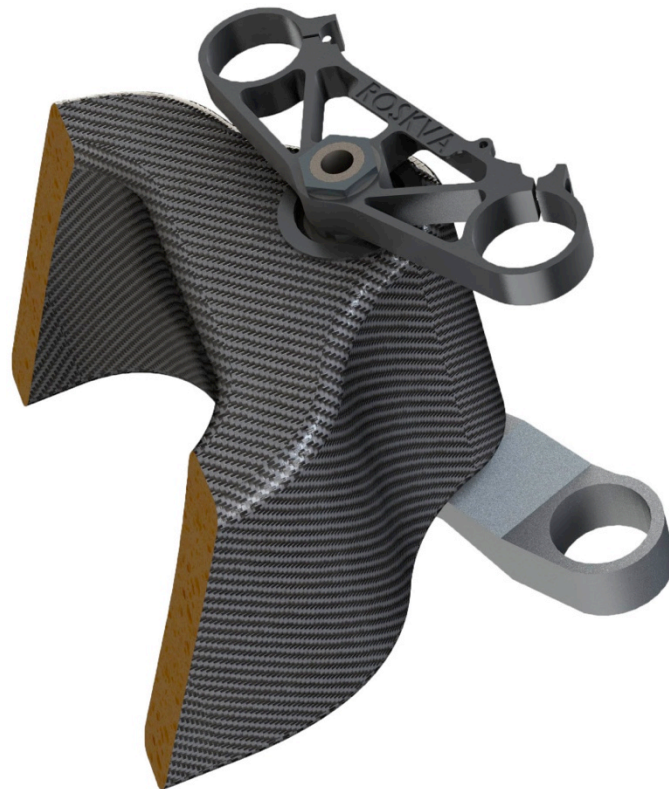
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2012



# UTVIKLING AV FREMRE DEL AV MOTORSYKKELCHASSIS

av  
Odd Arne Skjong

---



**Mastergradsarbeid ved Universitetet for Miljø og Biovitenskap  
Institutt for Matematiske Realfag og Teknologi  
Vårsemesteret 2012**





## FORORD

Fra 10-årsalderen har motorsykler vært min store interesse. Jeg har gått gradene med moped da jeg var 15, førerkort klasse A1 og lett motorsykel da jeg fylte 16, førerkort klasse A og mellomtung da jeg fylte 18. Jeg kjøpte min første 1000 cc i en alder av 20 år. Det er nok denne interessen som gjorde at jeg fikk jobb på delelageret til Norges største MC butikk (MC Oslo AS) da jeg flyttet til Ås.

Jeg eier i dag flere motorsykler selv: En 1985 Yamaha RD 350 YPVS, en 2001 Aprilia RSV Mille R som er min faste følgesvenn på langturer og banedager, og prosjektet, en 1997 Aprilia RS 250 Max Biaggi replika som er trimmet, gjort lettere og ombygd etter alle kunstens regler.

Dette med å bygge en motorsykel fra grunnen av er noe jeg har drømt om i mange år. Jeg kjenner meg privilegert både fordi jeg får lov til å oppfylle drømmen min, men også fordi jeg får samarbeide med så dyktige og motiverte medstudenter.

Bruken av komposittmaterialer i motorsykelrammer er i dag svært begrenset, og vi håper at ved å bygge en fullt funksjonell prototype vil bransjen se fordelene med våre løsninger. Kanskje vil fremtidens MC-er dele mange tekniske løsninger med Roskva, og når noen spør om hvor det hele begynte, kan vi si at det var på Universitetet for Miljø og Biovitenskap en vårdag i 2010.

Vi er heldige som har hatt så gode samarbeidspartnere i industrien og motorsykelbransjen. Uten hjelp fra dem hadde ikke prosjektet vært gjennomførbart. Det samme gjelder den massive støtten vi har fått fra universitetet, både sentralt, fra instituttet og maskin-seksjonen. Jeg vil takke verkstedet på IMT for alt arbeidet de har bidratt med og for at de alltid har tid til å gi råd og tips om produksjonsmetoder, utforming osv. Takker også administrerende direktør ved UMB, Siri M. Løksa, som har innvilget støtte til prosjektet.

Media har også vært interessert i prosjektet vårt, og det var ganske god stemning da vi kom på forsiden av Østlandets blad og da vi ble intervjuet av Bike, Norges største motorsykelblad.

Det har vært mange tidlige morgener og sene kvelder med prosjekt Roskva, men resultatet tatt i betraktning har det vært et fint prosjekt der alle de involverte har lært mye både faglig, men også sosialt om produktutviklingsarbeid i grupper.

Til slutt vil jeg rette en takk til de som har lest korrektur for meg: Peter Hanken, Tomas Hånde, Harald Skjong og Lars Vedø.

Odd Arne Skjong

Ås, 10.05.12



## SAMMENDRAG

Denne masteroppgaven inngår i Prosjekt Roskva. Prosjektgruppen består av Hans Ola Krog, Espen Kultorp, Lars Norberg Erik Olsvik og undertegnede. Mitt ansvarsområde er å designe og styrkeberegne den fremre delen av chassiset, i tillegg til å være leder for gruppen.

Hovedmålet for denne oppgaven er å utvikle og konstruksjonsoptimere fremre ramme- og chassiskonstruksjon for motorsykelkonseptet Roskva Electric, med vekt på kjøretøysikkerhet og konstruksjonsintegrasjon i hovedkonsept.

På grunn av fokuset på vektbesparelse ble det valgt å konstruere mest mulig av komponentene i karbonfiberarmert epoksy.

Det ble utført målinger av hvilke krefter som virker på de forskjellige delene av en motorsykel i forskjellige situasjoner. Beregninger ble deretter utført med grunnlag i de målte verdiene, for å kartlegge hvilke krefter som virker hvor, og hvilke krefter som er dimensjonerende. Et worst-case scenario ble funnet, og kreftene her ble brukt til å dimensjonere styrehodet og øvre styrebrom.

Et styrehode ble utviklet ved å se på utformingen av gode aluminiumsrammer. En FEM-analyse ble gjennomført. Denne analysen viste at den valgte fiberkonfigurasjonen ikke ville holde. På grunn av problematikken rundt styrkeanalyser av ortotrope materialer ble det valgt å lage et prototypeelement og utføre en destruktiv test for å verifisere resultatet fra analysen. Det viste seg at prototypeelementet tålte 16 % mer enn de dimensjonerende kreftene. En optimalisering ble utført med bakgrunn i testen for å gjøre styrehodet enda sterkere. Det ble også gjort visse endringer for å tilpasse styrehodet til den indre ramma i Olsviks oppgave<sup>[14]</sup>.

En øvre styrebrom ble tegnet med bakgrunn i et tidligere prosjekt. Denne ble så optimalisert gjennom FEM-analyse. Siden materialet (aluminium 6082 T6) her er så kjent og analyseverktøyene så velprøvde, ble det konkludert med at en test ikke var nødvendig.

Det optimaliserte styrehodet har ytre mål 243 x 330 x 184 mm, vekt av kjernemateriale Divinycell H200 925 g inkludert aluminiumshylse og total vekt 2 550 g. Pris på utvikling av denne komponenten har vært 456 000 kr og pris på prototyping har vært 19 501 kr.

Øvre styrebrom er konstruert i aluminium 6082 T6, har ytre mål 96 x 270 x 22 mm og vekt 330 g. Pris på utvikling av denne komponenten har vært kr 84 000 kr og pris på prototyping har vært 24 831 kr.

Det har også blitt kjøpt inn andre komponenter relatert til den fremste delen av chassiset til prototypen av Roskva til en total verdi av 56 500 kr.

Total sum for utvikling og kjøp av komponenter i denne oppgaven: **640 832 kr**



## ABSTRACT

This Master's thesis is a part of Project Roskva. The team consists of Hans Ola Krog, Espen Kultorp, Lars Norberg, Erik Olsvik and myself. My responsibility is to design and analyse the front part of the chassis, in addition to being the team leader.

The object of this thesis is to develop and optimize the construction of the front part of the chassis of the motorcycle concept "Roskva Electric", with focus on vehicle safety and integration of the construction in the main concept.

Where applicable, we have chosen to use carbon fibre reinforced epoxy for all components because of our focus on weight reduction.

A series of tests were conducted in order to determine which forces act upon a motorbike in given situations. Calculations were then performed using the measured values to determine which forces act where and which forces are critical. A worst-case scenario was found and these forces were used to design the top yoke (top triple clamp) and the steering head.

The steering head was designed with inspiration from good conventional chassis. A finite element analysis was conducted. This analysis showed that the chosen fibre configuration would not be sufficient. Due to problems related to structural analysis of orthotropic materials it was decided to construct a prototype element and perform a destructive test to verify the results of the analysis. The test showed that the prototype element withstood 16 % more than the critical forces. Optimization was performed using the test results in order to further strengthening the steering head. Changes were also made to adapt the steering head to the inner chassis in Olsvik's thesis<sup>[14]</sup>.

A top yoke (top triple clamp) was designed with basis in earlier work. This design was then optimized through finite element analysis. Since this material (aluminium 6082 T6) is so well known and the analytical tools are so proven it was concluded that testing was unnecessary.

The optimized steering head has outer measurements of 243 x 330 x 184 mm, the weight of the core material Diviniycell H200 including the aluminium insert is 925 g and the total weight is 2 550 g. The development cost for this component was 456 000 NOK and the price of the prototyping was 19 501 NOK.

The top yoke (top triple clamp) is designed in aluminium 6082 T6, has outer measurements 96 x 270 x 22 mm and weights 330 g. The development cost for this component was 84 000 NOK and the price of the prototyping was 24 831 NOK.

Other components related to the front part of the chassis for the Roskva prototype have also been purchased at a total value of 56 500 NOK.

Total sum for development and purchase of components in this thesis: **640 832 NOK.**





## INNHALDSFORTEGNELSE

	Side
<b>FORORD</b> .....	<b>III</b>
<b>SAMMENDRAG</b> .....	<b>IV</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>V</b>
<b>1. INNLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1. Bakgrunn.....	1
1.1.1. Miljøhensyn og omsetningsutvikling.....	1
1.1.2. Tidligere utredninger.....	2
1.1.3. Organiseringen av prosjektet.....	2
1.1.4. Bakgrunn om motorsysselrammer.....	4
1.2. Idébeskrivelse.....	5
1.3. Konkurrerende løsninger.....	7
1.4. Profilanalyse.....	9
<b>2. PROSJEKTPLANLEGGING</b> .....	<b>10</b>
2.1. Hovedmål.....	10
2.2. Delmål og prosesstrinn.....	10
2.3. Milepælplan.....	10
2.4. Begrensninger.....	10
<b>3. TERMINOLOGI</b> .....	<b>11</b>
3.1. Terminologi.....	11
3.2. Fysiske konstanter.....	11
3.3. Geometriske verdier for ramma.....	12
3.4. Beregnede verdier.....	12
3.5. Formler.....	12
<b>4. METODE</b> .....	<b>13</b>
4.1. Feltesting.....	13
4.1.1. Måleoppsett.....	13
4.1.2. Testprosedyre.....	15
4.2. Testresultater.....	18
<b>5. DIMENSJONERING</b> .....	<b>19</b>
5.1. Styrehodet.....	19
5.1.1. Overslag over moment.....	19
5.1.2. Beregning av moment med målte verdier.....	19
5.1.3. Dimensjonerende moment.....	21
5.2. Øvre styrebrot.....	21
<b>6. TEORI OM FIBERMATERIALER</b> .....	<b>22</b>
6.1. Karbonfiber.....	22
6.2. Feilkriterie: Tsai-Wu.....	23
6.3. Spenningstransformering.....	24
6.4. Kjernemateriale.....	24
<b>7. UTFORMING AV KOMPONENTER</b> .....	<b>25</b>
7.1. Styrehodet.....	25
7.2. Øvre styrebrot.....	27



	Side
<b>8. STRUKTURANALYSE.....</b>	<b>28</b>
8.1. DAK-tegning av styrehodet .....	28
8.2. FEM-analyse av styrehodet.....	30
8.3. FEM-analyse av øvre styrebros .....	39
<b>9. VERIFISERING .....</b>	<b>45</b>
9.1. Sammenstilling og utforming av kjernemateriale.....	45
9.2. Støyping med karbonfiber .....	50
9.3. Destruktiv testing.....	55
9.4. Tolkning av testresultatet.....	58
<b>10. OPTIMALISERING .....</b>	<b>66</b>
10.1. Optimalisering av styrehodet .....	66
10.2. Optimalisering av øvre styrebros .....	69
<b>11. INNKJØPTE KOMPONENTER .....</b>	<b>70</b>
11.1. Forstilling .....	70
11.2. Bremseser.....	72
11.3. Felger.....	74
11.4. Dekk.....	75
<b>12. SAMMENSTILLING .....</b>	<b>77</b>
12.1. Styrebrosene.....	77
12.2. Styrehodet.....	78
<b>13. ØKONOMI .....</b>	<b>81</b>
<b>14. DISKUSJON OG PROSESSEVALUERING .....</b>	<b>83</b>
<b>15. KONKLUSJON .....</b>	<b>85</b>
15.1. Resultater .....	85
15.2. Anbefalinger.....	85
15.3. Videre arbeid .....	86
<b>16. REFERANSER .....</b>	<b>87</b>
16.1. Skriftlige kilder .....	87
16.2. Personlige meddelelser .....	87
16.3. Nettkilder .....	87
<b>VEDLEGG .....</b>	<b>89</b>



## 1. INNLEDNING

### 1.1. Bakgrunn

Prosjekt Roskva startet som en samtale mellom meg, Espen Kultorp og Hans Ola Krog våren 2010 der vi diskuterte masteroppgavene våre og hva vi ville gjøre. Vi ble fort enige om at vi ville bygge noe fysisk i tillegg til å skrive en teoretisk oppgave. Siden miljøvennlige løsninger er ett av de største satsningsområdene her på UMB og vi alle er interessert i motorsykler så bestemte vi oss for å bygge en elektrisk motorsykkel. Det er spesielt viktig for oss at motorsykkelen skal være både morsom å kjøre og miljøvennlig samtidig.

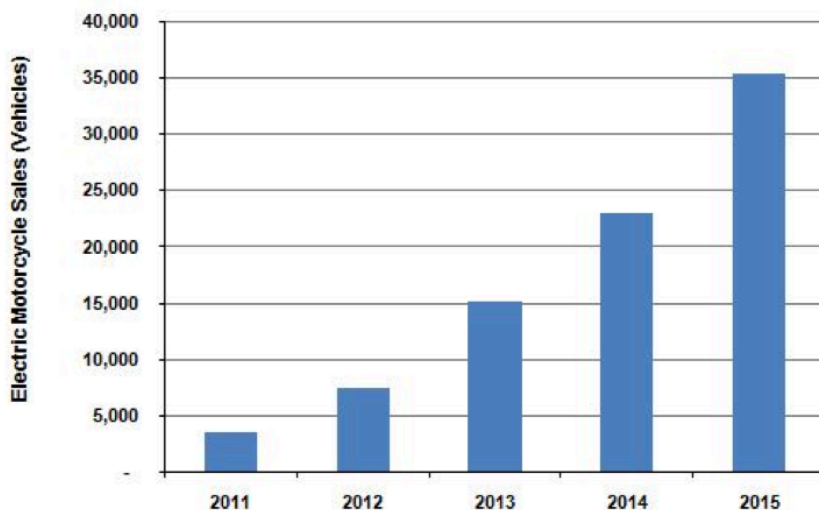
Navnet Roskva er hentet fra norrøn mytologi og betyr "den raske". Hun og broren Tjalve var tordenguden Tors trelles. Navnet mener vi er passende fordi det er unikt, kort og enkelt, samtidig som det har en solid historisk betydning.<sup>[4]</sup>

#### 1.1.1. Miljøhensyn og omsetningsutvikling

I store byer er stor trafikk et økende problem, det samme gjelder mangel på parkeringsplasser. Siden man som regel bare frakter seg selv kan man i de aller fleste tilfeller erstatte bilen med en motorsykkel, i hvert fall store deler av året. Dette vil redusere belastningen på veinettet og gjøre det enklere å finne parkeringsplass. I tillegg vil en elektrisk motorsykkel ha null utslipp lokalt, noe som vil redusere problematikken rundt svevestøv og lokal forurensning.

Elektrisk drift vil avgi mindre driftsstøy enn en bensinmotor, dermed får man også redusert støyforurensningen. Dette vil også kunne gjøre det enklere å få anlagt motorsportsanlegg, siden man slipper støyproblematikken som tradisjonelt har vært forbundet med slike anlegg. *Figur 1-1* viser forventet salg av elektriske motorsykler i USA fra 2011 til 2015. Selv om disse tallene er fra USA så sier de fortsatt mye om utviklingen av markedet for elektriske motorsykler generelt.

*Annual Electric Motorcycles Sales, United States: 2011-2015*

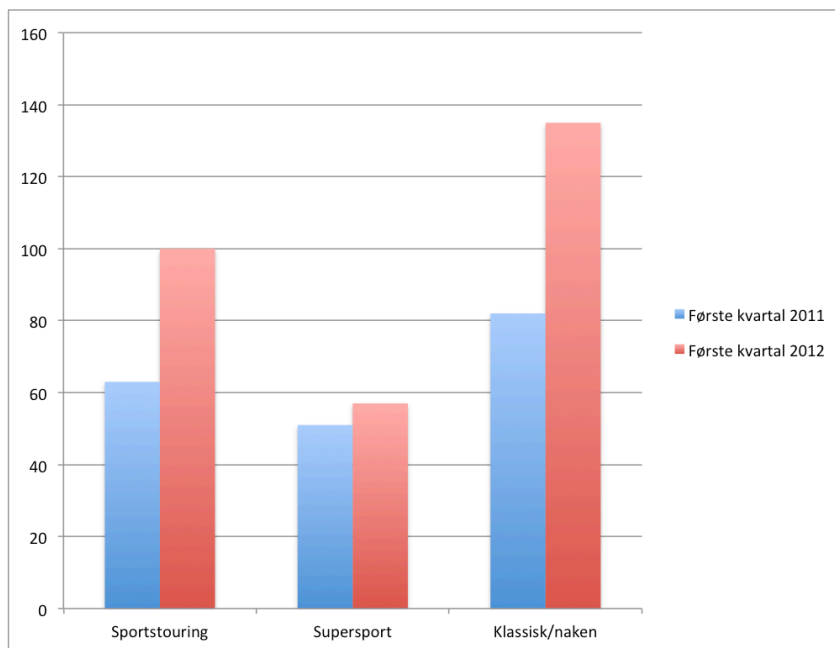


*Figur 1-1<sup>[8]</sup>: Forventet salg av elektriske motorsykler i USA fra 2011 til 2015.*





Det er flere indikasjoner på at motorsykkemarkedet i Norge er økende. I første kvartal 2011 ble det solgt 423 nye motorsykler mot 647 i første kvartal i år<sup>[29]</sup>. Dette er en stor økning som bare delvis kan forklares med tidligere vår i år enn i fjor. I *Figur 1-2* kan man se en sammenligning av antall nyregistrerte motorsykler i Norge innenfor de segmentene vi finner det naturlig å sammenligne oss med. Som det går frem av figuren er det en klar økning i antall nyregistrerte motorsykler i Norge.



*Figur 1-2<sup>[19]</sup>: Antall nyregistrerte motorsykler i segmentene sportstouring, supersport og klassisk/naken første kvartal 2011 og 2012. Som vi ser er det en klar økning i antall nyregistrerte motorsykler.*

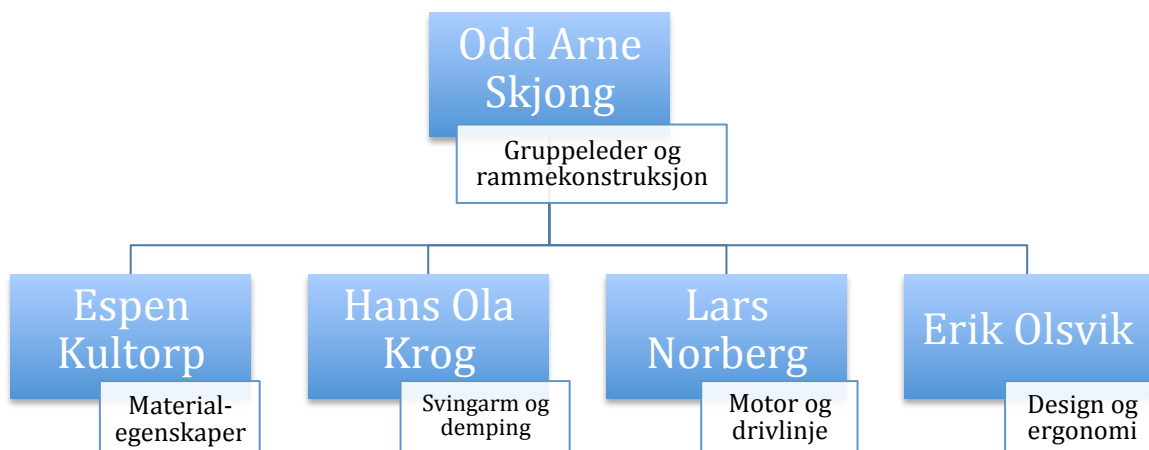
### 1.1.2. Tidligere utredninger

Lars Norberg ble med oss på høsten 2010 og Erik Olsvik tidlig på våren 2011. Vi har skrevet en rekke oppgaver og forprosjekt om Prosjekt Roskva, alle løsningene er godt utredet og derfor har vi gode muligheter for å bygge en god prototype. Følgende oppgaver har blitt gjort om Prosjekt Roskva:

- Roskva, TIP200 (H. O. Krog, IMT, UMB, 2010)<sup>[4]</sup>
- Roskva – An Aerodynamical Analysis, TMP261 (E. Kultorp og O. A. Skjong, IMT, UMB, 2011)<sup>[7]</sup>
- Roskva – Finally, it's fun to be green, AOS110 (E. Kultorp og O. A. Skjong, IØR, UMB, 2011)<sup>[9]</sup>
- Roskva – Et forprosjekt, fritt emne, 5 stp på 200-nivå (E. Kultorp og O. A. Skjong, IMT, UMB, 2011)<sup>[8]</sup>
- Prosjekt Roskva – Svingarm, TIP300 (H. O. Krog, IMT, UMB, 2011)<sup>[3]</sup>
- Prosjekt Roskva – Motor, TIP300 (L. J. Norberg, IMT, UMB, 2011)<sup>[12]</sup>
- Prosjekt Roskva – Ramme, TIP300 (O. A. Skjong, IMT, UMB, 2011)<sup>[15]</sup>

### 1.1.3. Organiseringen av prosjektet

Prosjektgruppen er oppbygd med en flat struktur, men siden det er behov for en leder og felles kontaktperson utad ble det bestemt at vi skulle ha en gruppeleder. Denne oppgaven tilfalt meg. Arbeidsfordelingen er som i *Figur 1-3*.



Figur 1-3: Organisasjonskart for Prosjekt Roskva.

I forbindelse med utviklingen av nettsiden ble det tatt et gruppebilde (Figur 1-4) og portrettbilder. Alle i gruppen har spesialisert seg innen produktutvikling, unntatt Espen Kultorp, som har spesialisert seg innen prosesssteknikk. Masteroppgavene som blir skrevet våren 2012 er:

- Utvikling av fremre del av motorsykelchassis (denne oppgaven) – Odd Arne Skjong
- Utvikling og optimering av drivlinje for et elektrisk motorsykelkonsept – Lars Norberg<sup>[13]</sup>
- Komposittmaterialer – Verifisering av material- og styrkeegenskaper til bruk i motorsykelchassis – Espen Kultorp<sup>[6]</sup>
- Totaldesign - CFD-optimering av elektrisk motorsykel konsept – Erik Olsvik<sup>[14]</sup>
- Utvikling av svingarm og dempesystem for elektrisk motorsykel – Hans Ola Krog<sup>[5]</sup>



Figur 1-4<sup>[21]</sup>: Gruppen bak Prosjekt Roskva. Fra venstre: Lars Norberg, Erik Olsvik, Hans Ola Krog, Odd Arne Skjong (forfatteren) og Espen Kultorp.



Målsetningen vår er å bygge en elektrisk motorsykel som gjennom materialvalg og design blir konkurransedyktig med konvensjonelle motorsykler.

Denne oppgaven bygger videre på oppgaven "Prosjekt Roskva – Ramme" som jeg gjorde i faget TIP300 høsten 2011. Her så jeg nærmere på flere typer motorsykelrammer og diskuterte hvilken type vi bør benytte oss av på Roskva<sup>[15]</sup>.

Prosjektet er hovedsakelig finansiert av UMB sentralt, IMT og maskin-seksjonen. Vi vant også Teknas masterstipend på 40 000 kr høsten 2011. Totalt har vi mottatt ca. 200 000 kr i støtte. Vi har også fått mye støtte fra bedrifter, men dette har hovedsakelig vært i form av (store) prisavslag og teknisk støtte. Vi har også fått sponset noen komponenter som instrumentering, dekk og vareprøver til materialtester etc. Totalt beløper disse avslagene seg på flere hundre tusen kroner i forhold til veiledende utsalgspris.

Vi har fått hjelp av et webutviklingsfirma til å lage en nettside der vi presenterer prosjektet for potensielle sponsorer og andre som måtte være interessert. Vi benytter også Twitter og Facebook for å nå ut til alle som er interessert i utviklingen av prototypen. Nettsiden kan sees på [www.roskva-electric.com](http://www.roskva-electric.com).

### 1.1.4. Bakgrunn om motorsykelrammer

Den vanligste typen ramme på moderne motorsykler er twin spar, en aluminiumskonstruksjon som bruker motoren som et bærende element. Min konklusjon i TIP300-rapporten var å bruke en modifisert twin spar-konstruksjon i karbonfiberarmert epoksy. Om det er gjennomførbart kan denne kombineres med kåpen for å lage en monocoque<sup>[15]</sup>.

Det ble senere bestemt i samråd med Erik Olsvik og Espen Kultorp at løsningen med en monocoque-konstruksjon i karbonfiberarmert epoksy ville la seg gjennomføre.

Det har vært brukt monocoque-konstruksjoner før, men da helst i aluminium<sup>[44]</sup>. John Brittons Aero-D fra 1987 hadde en monocoque i karbonfiber/kevlar. Vekten på chassiset var 12 kg, men monocoque-konstruksjonen gjorde at det ble veldig vanskelig å komme til motoren for vedlikehold<sup>[35]</sup>. Ducati GP9 (2009) gjorde stor suksess med sin monocoque-ramme (se *Figur 1-5*). Her var motoren det bærende elementet som knyttet sammen svingarm, bakdemper og bakramme, mens hovedrammen i karbonfiber gikk mellom motoren og styrehodet, og doblet som luftfilterboks<sup>[39]</sup>.



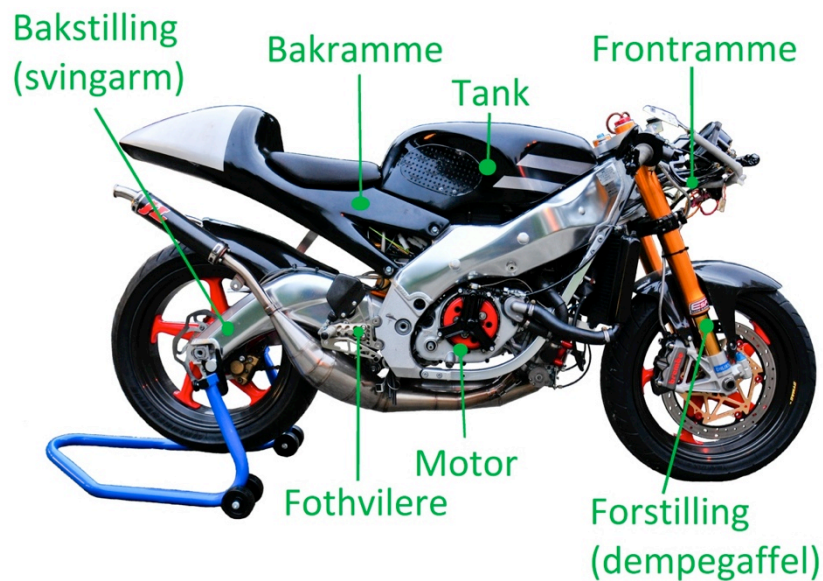


*Figur 1-5<sup>[37]</sup>: Luftfilterboks i karbonfiber som også gjør nytte som bærende element på Ducati GP9 2009. Siden dette er en konkurransesykkel beregnet på prototyperacing er det mye hemmelighetskremmeri, og det er derfor dessverre vanskelig å oppdrive gode bilder.*

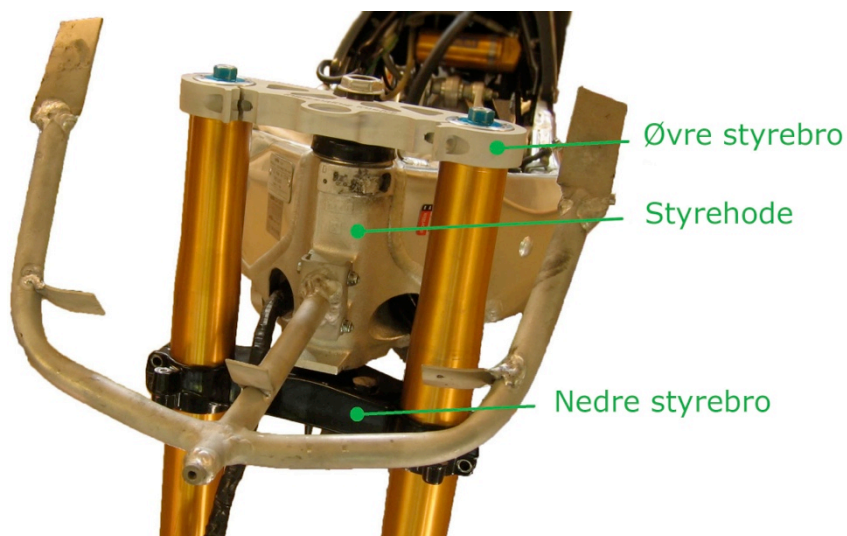
Så vidt forfatteren kan se er det kun John Brittons Aero-D fra 1987 som har et monocoque-chassis i karbonfiber der alle komponentene festes i chassiset. Med dagens erfaring og analyseprogrammer skal det være fullt mulig å gjøre en bedre jobb, dessuten er det 25 år siden 1987, det er på høy tid å prøve igjen.

## 1.2. Idébeskrivelse

En motorsykkelramme har som oppgave å knytte sammen de forskjellige komponentene som utgjør en motorsykkel: Motor, bensintank (energilagere), bakstilling (svingarm), forstilling (dempegaffel), bakramme, frontramme, fothvilere, kåpefester etc. Se *Figur 1-6*. I *Figur 1-7* kan man se en forklaring av komponenter tilknyttet fremste del av chassiset.



Figur 1-6: Forklaring av de forskjellige komponentene på en konvensjonell motorsykkel<sup>[15]</sup>.



Figur 1-7: Forklaring av komponenter i tilknytning fremre del av chassiset. (Foto: O. A. Skjong)

Rammen må være sterk og passelig stiv. Dette med hva som er "passelig" er en utfordring, da rammen må være myk nok til å gi tilbakemeldinger til føreren, samtidig som den må være stiv nok til at kjøreegenskapene ikke blir negativt påvirket.

I tillegg til disse funksjonene skal vår ramme også fungere som kåpe. Altså må den designes med tanke på aerodynamikk og at den skal beskytte føreren mot vær og vind.

Den bør dessuten være lett å lage og billig (i hvert fall i masseproduksjon).

Den delen av rammen som min oppgave omhandler, er hovedsakelig den fremre delen av hovedrammen, "styrehodet". Dette er et kritisk punkt fordi det må ta opp kreftene fra



dempegaffelen, og disse kan bli relativt store (motorsykkelen kan for eksempel bremses opp på forhjulet slik at hele vekten av motorsykkelen hviler på forhjulet).

### 1.3. Konkurrerende løsninger

En fullstendig beskrivelse av konkurrerende løsninger finnes i TIP300-rapporten "Prosjekt Roskva – Ramme"<sup>[15]</sup>

Rammetypen "twin spar" er den dominerende løsningen blant motorsykler som er kjent for gode kjøreegenskaper, se *Figur 1-8*. Sitat fra TIP300-rapporten:

"Den vanligste rammetypen på moderne sportsmotorsykler. To profiler går fra styrehodet, over og på hver sin side av motoren og ned til svingarmsinnfestningen. Har blitt laget i stål (f. eks. Honda CBR600F3), men lages nå hovedsakelig i aluminium. Motoren er som oftest en bærende komponent. Aluminiumprofilene med stort tverrsnittsareal tar opp mye plass og gjør det vanskelig å komme til for service, noe som fører til høyere servicekostnader."<sup>[15]</sup>



*Figur 1-8: "Aprilia RSV Mille R med twin spar ramme. Aprilia designet faktisk rammen først på denne modellen, og fikk bygget motoren etterpå. Allment kjent for gode kjøreegenskaper, til tross for at det var Aprilias første superbike."<sup>[15]</sup>*

BMW S1000RR er kjent for kjøreegenskaper blant de aller beste i superbike-klassen, forfatteren har selv latt seg imponere av denne modellen. BMW har brukt mye ressurser på å gjøre ramma passelig stiv. Som vi ser fra *Figur 1-9*, varierer tverrsnittsprofilen langs hele ramma. Legg også merke til motorfestene som går ned på hver side.





Figur 1-9: BMW S1000RR 2010<sup>[32]</sup>. Legg merke til at tverrsnittprofilen varierer, dette er for å få ideelt motstandsmoment over alt.

Rammen på Suzuki GSX-R 600 (som vi delvis har basert flere av grunnmålene våre på) har også den samme generelle konstruksjonen som BMW S1000RR. Se Figur 1-10.

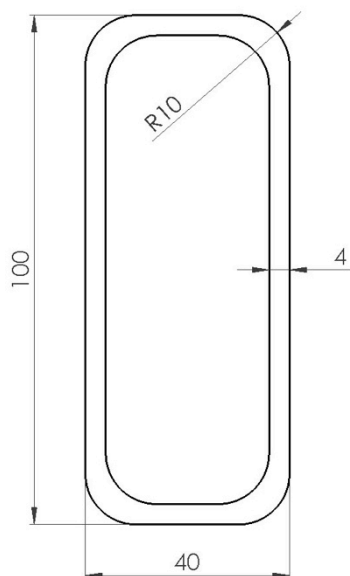


Figur 1-10: Suzuki GSX-R 600 L1 (2011)<sup>[42]</sup>. Denne har samme variasjon i tverrsnittprofil som BMW S1000RR i Figur 1-9.



#### 1.4. Profilanalyse

I TIP300-oppgaven min gjorde jeg en analyse på hvilke tverrsnittsprfiler som ville egne seg best mulig til bruk i en motorsykelramme<sup>[15]</sup>. De best egnede profilene viste seg å være C, I, Z, hul firkant og oval. På grunn av praktiske hensyn og for å gi bedre sideveis styrke, valgte jeg å benytte en kombinasjon av hul firkant og oval, se *Figur 1-11*.



*Figur 1-11: Tverrsnittsprfil brukt i TIP300-oppgaven "Prosjekt Roskva – Ramme"<sup>[15]</sup>.*

*Tabell 1-1* er hentet fra TIP300-oppgaven og viser stivhet per vekt per lengde<sup>[15]</sup>.

*Tabell 1-1<sup>[15]</sup>: Stivheten til forskjellige tverrsnittsprfiler per vekt per lengde.*

Profil	Materiale	I (mm <sup>4</sup> )	W (mm <sup>3</sup> )	m/L (kg/m)	W/(A×ρ)
C	Karbonfiberarmert epoksy	772 366	15 447	0,769	20 076
Hul firkant	Karbonfiberarmert epoksy	980 012	19 600	1,185	16 539
O	Karbonfiberarmert epoksy	728 872	14 577	1,045	13 954
C	Aluminium	772 366	15 447	1,409	10 960
I	Aluminium	772 366	15 447	1,409	10 960
Z	Aluminium	778 349	15 567	1,450	10 733

Som det går frem av *Tabell 1-1*, vil en tverrsnittsprfil i karbonfiberarmert epoksy være omtrent halvparten så tung som den samme tverrsnittsprfilen i aluminium. Motstandsmomentet per lengdemeter per kg blir dermed omtrent dobbelt så høyt. Det er derfor ønskelig å bruke karbonfiberarmert epoksy i stedet for aluminium der det er mulig.



## 2. PROSJEKTPLANLEGGING

### 2.1. Hovedmål

Følgende hovedmål er satt for denne oppgaven:

- Utvikle og konstruksjonsoptimere fremre ramme- og chassiskonstruksjon for motorsykelkonseptet Roskva Electric, med vekt på kjøretøysikkerhet og konstruksjonsintegrasjon i hovedkonsept.

### 2.2. Delmål og prosenstrinn

Hovedmålsetningen skal oppnås gjennom følgende delmål:

- Innhenting av data
- Grunnlagsberegning
- Design av styrehode og øvre styrebro
- Dimensjonering av styrehode og øvre styrebro
- FEM-analyse av styrehode og øvre styrebro
- Test av styrehode for å verifisere analysen
- Strukturoptimalisering av styrehode og øvre styrebro etter FEM-analyse og test
- Bygging av prototype av Roskva (dette vil fortsette etter oppgaven er levert)

### 2.3. Milepælplan

Milepælplan er vist i *Tabell 2-1*

*Tabell 2-1: Milepælplan*

Aktivitet	Januar	Februar	Mars	April	Mai
Innledning					
Utredning					
Innhenting av data					
Grunnlagsberegning					
Design av styrehode					
Dimensjonering					
FEM analyse					
Test av prototypelement					
Eventuell optimalisering					
Fullføring av rapport					
Bygging av prototype					

### 2.4. Begrensninger

Følgende kommer ikke til å bli tatt med i oppgaven:

- Utmattingsberegninger på komponentene
- Test av utmattingssegenskapene til komponentene
- Det vil kun bli regnet på ett enkelt lastscenario, det som kommer ut som "worst case" i datainnhenting
- Motorsykkelens styregeometri



### 3. TERMINOLOGI

Oversikt over fagterminologi innenfor motorsykelkonstruksjon, kompositter, fysiske konstanter og mål samt ligninger og beregningsmetoder.

#### 3.1. Terminologi

I *Tabell 3-1* og *Tabell 3-2* er det en oversikt over sentrale begreper i denne oppgaven.

*Tabell 3-1: Faguttrykk og forklaringer innenfor motorsykelbransjen.*

Ord	Forklaring
CoG	Forkortelse for "Center of gravity", eller tyngdepunkt på norsk. Felles tyngdepunkt for motorsykel og fører.
Innerbein	Det innerste røret i en dempegaffel, går inn i ytterbeinet.
Monosvingarm	Svingarm med kun en arm slik at hjulet bare er festet på en side.
Rake	Dempegaffelens helning fra loddrett.
Styreaksling	Aksling som er opplagret i styrehodet og festet i styrebroene.
Styrebro	Brakett som fester dempegaffelen til styrehodet (øvre og nedre styrebro).
Styrehode	Den delen av motorsykelramma som dempegaffelen er opplagret i.
USD-gaffel/ oppned-gaffel	Moderne type dempegaffel der ytterbeinet sitter øverst, altså opp-ned ift. konvensjonelle dempegafler.
Ytterbein	Det ytterste røret i en dempegaffel, går utenpå innerbeinet.

*Tabell 3-2: Faguttrykk og forklaringer innenfor komposittteknologi.*

Ord	Forklaring
Delaminering	Når de forskjellige lagene i en komposittkonstruksjon splittes fra hverandre uten at lagene i seg selv blir skadet.
Interlaminær skjær	Skjærspenning som oppstår mellom lagene. Denne er spesiell fordi FEM-analysen ikke tar hensyn til den. <sup>[10]</sup>
Isotrop materiale	Et materiale som har like mekaniske egenskaper i alle retninger.
Kjernemateriale	Et materiale hvis hovedformål er å skape avstand mellom to lag komposittmateriale. Typisk lett og ikke spesielt sterkt
Ortotrop materiale	Et materiale som har ulike egenskaper i X-, Y-, og Z-retning. For eksempel et fibermateriale der alle fibre ligger i samme retning.
Sandwich-konstruksjon	En konstruksjon med et kjernemateriale i midten og fiberarmert materiale på begge sider.
Twill	En duk typisk av karbonfiber der fibre ligger flettet sammen slik at halvparten av fibre ligger i 0° og den andre halvparten i 90°. Dyrere enn "vanlig" biaksial duk der de to fiberlagene er sydd sammen. Brukes for å gi det typiske karbonfiberutseendet.
Uniaksial	En duk eller rull av et fibermateriale der alle fibre har samme retning.

#### 3.2. Fysiske konstanter

Se *Tabell 3-3* for forklaring og verdier av fysiske konstanter.

*Tabell 3-3: Konstanter og nøkkelverdier ved beregning av krefter som virker på sykkelkonseptet.*

Konstant	Forklaring	Hva	Verdi
g	Tyngdekraftkonstanten	Konstant	9,81 m/s <sup>2</sup>
m	Masse fullt opplastet	Konstant	350 kg
G	Tyngdekraft på sykkelen	$m \times g$	3433,5 N
G'	Motkraft til tyngdekraften	$m \times -g$	-3433,5 N
a <sub>ret</sub>	Maksimal akselerasjon i -X-retning	Målt verdi	19,6 m/s <sup>2</sup>
a <sub>y</sub>	Maksimal akselerasjon i Y-retning	Målt verdi	20,69 m/s <sup>2</sup>
μ	Friksjonsfaktor	Estimat	0,8



### 3.3. Geometriske verdier for ramma

Verdiene i *Tabell 3-4* er hentet fra prosjektarbeidet i TIP300<sup>[15]</sup>.

*Tabell 3-4: Geometriske data og verdier for rammen.*

Tegn	Forklaring	Verdi
$h_{CoG}$	Høyden til tyngdepunktet	692,5 mm
$L_{wb}$	Akselavstand	1385 mm
$L_{CoG}$	Lengde fra bakaksel til tyngdepunktet, = $\frac{1}{2} L_{wb}$	693 mm
$L_{ar}$	Avstand i x-retning fra fremakslingen til ramma	375 mm
$H_G$	Loddrett høyde fra grunnlinje til midt på styrehodet	865 mm
$H_{SH}$	Høyden av styrehodet (distansen mellom styrelagrene)	180 mm
$\alpha_r$	Rake	23,45°

### 3.4. Beregnede verdier

Se *Tabell 3-5* for beregnede verdier og tilhørende symbol.

*Tabell 3-5: Symboler og beregnede verdier.*

Tegn	Forklaring	Verdi
$F_{F\ est}$	Estimat av kraften $F_F$	2 747 N
$M_{F\ est}$	Moment forårsaket av $F_{F\ est}$	2 376 Nm
$G'_{\ est}$	Estimat av kraften $G'$	3 434 N
$M_{G'\ est}$	Moment forårsaket av $G'_{\ est}$	1 288 Nm
$F_{F\ ber}$	Kraften $F_F$ beregnet ved hjelp av målte verdier	6 860 N
$M_{F\ ber}$	Momentet forårsaket av $F_{F\ ber}$	5 934 Nm
$G'_{\ ber}$	Kraften $G'$ beregnet ved hjelp av målte verdier	3 621 N
$M_{G'\ ber}$	Momentet forårsaket av $G'_{\ ber}$	1 358 Nm
$M_{F\ dim}$	Dimensjonerende moment for styrehodet	5 934 Nm
$F_{\emptyset S}$	Kraften som virker på øvre styrebremse	25 649 N
$F_{NS}$	Kraften som virker på nedre styrebremse	32 509 N

### 3.5. Formler

Se *Tabell 3-6* for forklaring av sentrale formel i denne oppgaven.

*Tabell 3-6: Formler, enheter og forklaringer.*

Nr.	Navn	Formel
3.1	Newtons 2. lov	$F = m \times a$
3.2	Moment	$M = F \times l$
3.3	Parallell spenning	$\sigma_{11} = \sigma_{xx} \cos^2 \theta + \sigma_{yy} \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta$
3.4	Perpendikulær spenning	$\sigma_{22} = \sigma_{xx} \sin^2 \theta + \sigma_{yy} \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta$
3.5	Skjærspenning	$\tau_{12} = (-\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)$



## 4. METODE

### 4.1. Feltesting

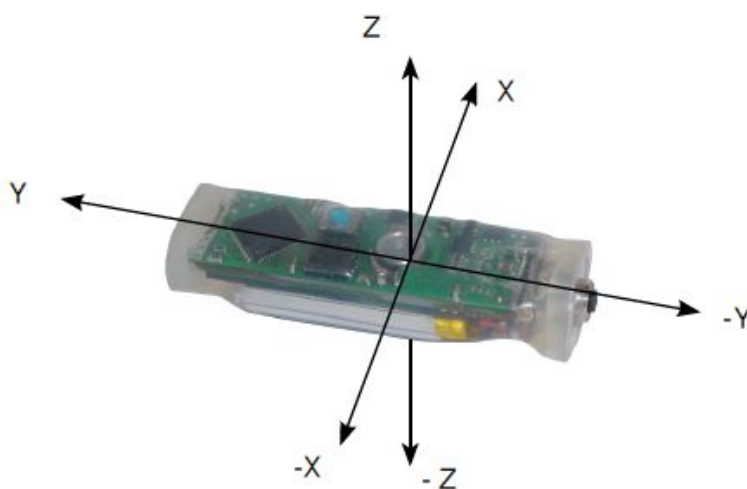
Det ble foretatt en test for å kartlegge hvilke akselerasjoner og krefter som virker på en motorsykkel i forskjellige situasjoner. Testen ble utført i januar, og siden bare veier ikke var mulig å oppdrive, ble Hans Majestet Kongens Gardes eksersishall i Huseby leir stilt til vår disposisjon. Motorsykkelen som ble brukt, var en Suzuki GSX-R 600 L1 (2011) (se *Figur 4-1*) utlånt fra MC Oslo AS.



*Figur 4-1*<sup>[41]</sup>: Suzuki GSX-R 600 L1 (2011).

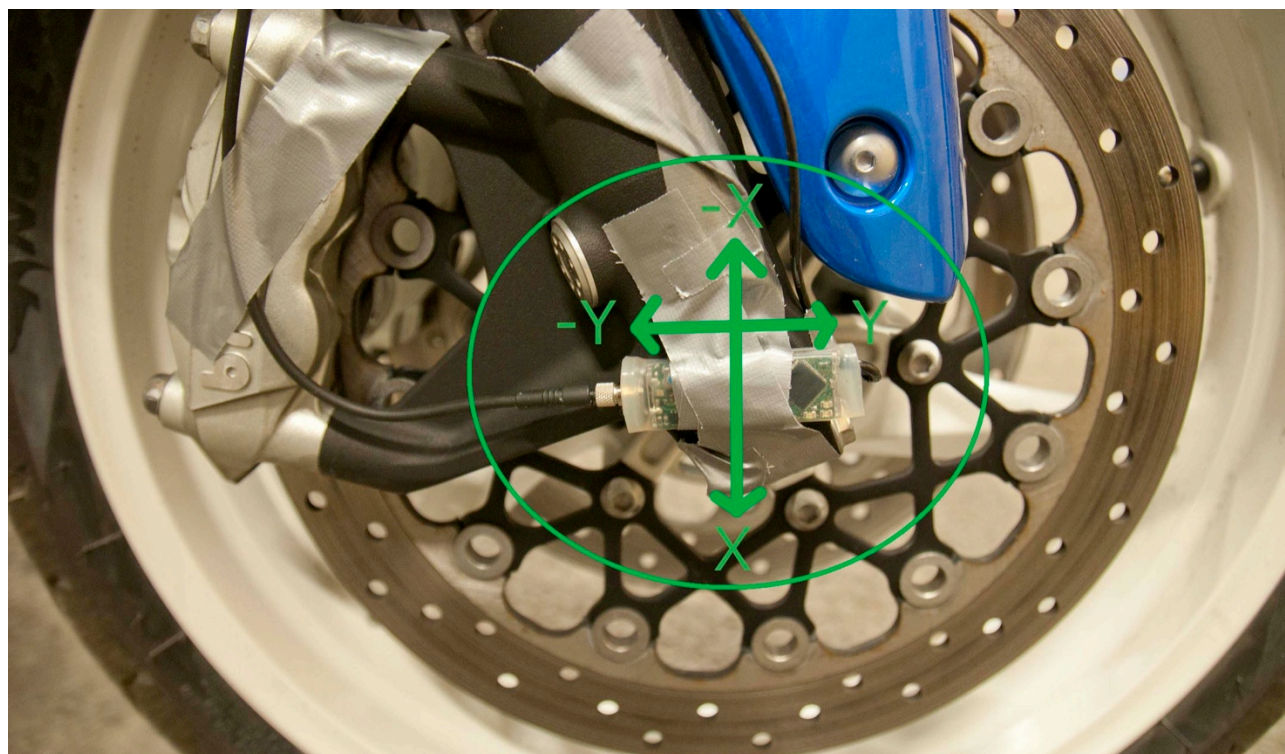
#### 4.1.1. Måleoppsett

Vi brukte et akselerometer montert på svingarmen, ved forakslingen og på styrehodet. Jeg kommer bare til å gå nærmere inn på målingene som ble foretatt på forakslingen (se *Figur 4-3*) og på styrehodet (se *Figur 4-4*) i denne oppgaven. Se *Figur 4-2* for akselerometerets referanseakser.

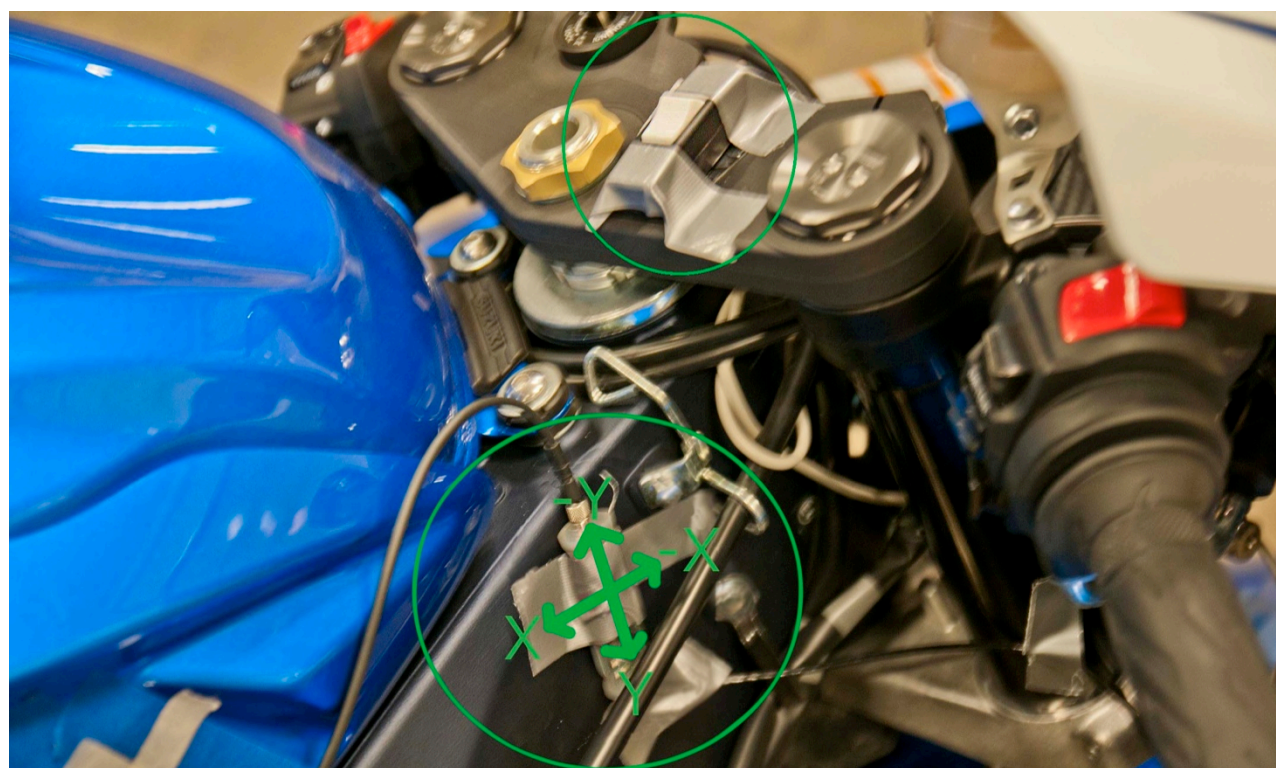


*Figur 4-2*<sup>[11]</sup>: Orientering av akser på akselerometer.





Figur 4-3<sup>[23]</sup>: Plassering av akselerometer på foraksling. Akselerometeret er sirklet inn i grønt. Aksekorset forklarer akselerometerets referanseakser.



Figur 4-4<sup>[23]</sup>: Plassering av akselerometer på styrehode, innsirklet i grønt. Aksekorset forklarer akselerometerets referanseakser. Legg også merke til bryteren som er festet på øvre styrebremse. Denne brukes for å starte og stoppe målingene.



Akselerometeret som ble brukt var et MSR145W fra MSR Electronics GmbH (MSR står for Modular Signal Recorder). Det er vanntett, veier 18 g og i tillegg til å kunne måle akselerasjon i X- Y- og Z-retning kan det også måle temperatur, luftfuktighet og trykk<sup>[11]</sup>. Loggefrequensen var 5 Hz.

Måleresultatene ble lagret i akselerometeret og ble hentet ut på en laptop mellom hvert sett med målinger. Bryteren som man kan se tapet fast på øvre styrebremse i *Figur 4-4*, brukes til å starte og stoppe loggingen. På denne måten fikk vi en loggfil per test. Se *Figur 4-5* for dataoverføring fra akselerometer til laptop.



*Figur 4-5<sup>[23]</sup>: Undertegnede sitter på motorsykkelen og venter på at Hans Ola Krog skal overføre måleresultatene fra akselerometeret til laptopen.*

#### 4.1.2. Testprosedyre

For hver av disse plasseringene ble følgende tester utført:

- Maksimal akselerasjon til ca. 60 km/t
- Maksimal retardasjon fra ca. 60 km/t
- Fortauskant (simulert med en 2"x4") i 20 km/t
- "Vaskebrett" i ca. 40 km/t

Hver test ble utført tre ganger med akselerometeret plassert på tre forskjellige steder, totalt 9 ganger per test. På grunn av testbanens størrelse ble test av maksimal akselerasjon og maksimal retardasjon utført fortløpende. For å utnytte den rektangulære hallen best mulig, ble denne testen tatt langs diagonalen med start i det ene hjørnet og avsluttet med ca. 20 m sikkerhetssone til veggene. Se *Figur 4-6* for test av maksimal akselerasjon og retardasjon, og *Figur 4-7* og *Figur 4-8* for oppsett av testbanen.





*Figur 4-6<sup>[23]</sup>: Undertegnede gjør seg klar til test av maksimal akselerasjon og retardasjon. I forgrunnen kan man se 2"x4"-en som ble brukt til å simulere en fortauskant.*



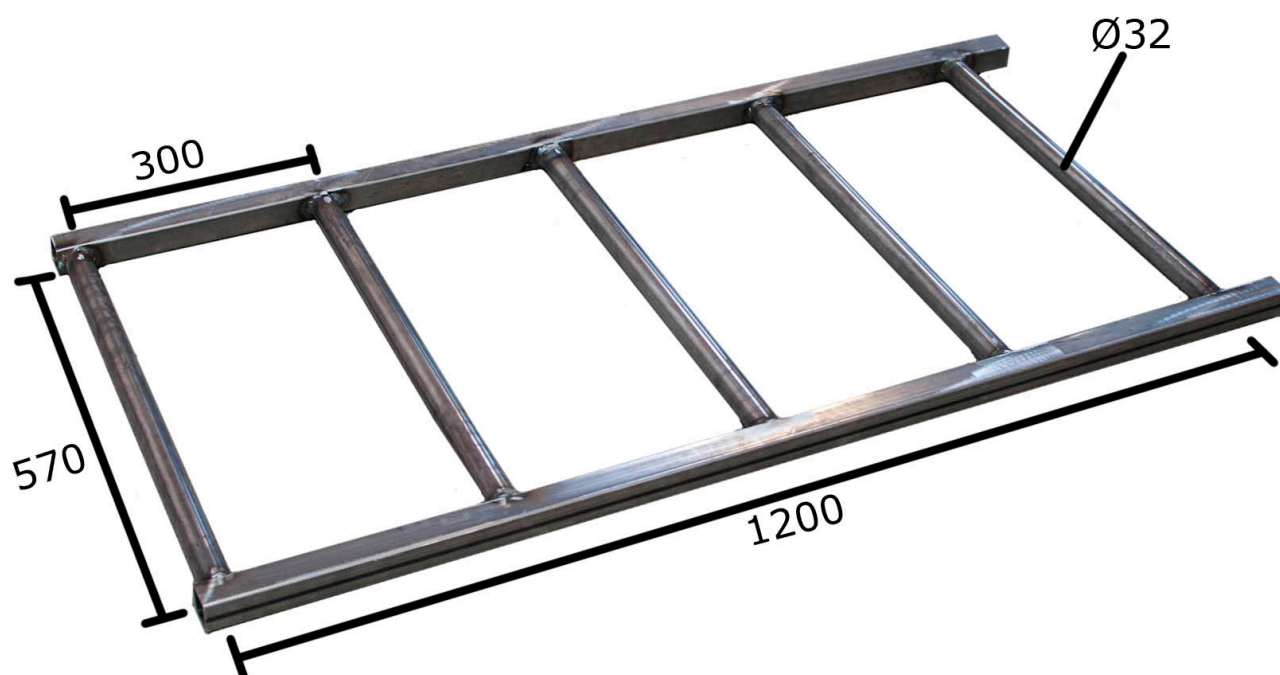
*Figur 4-7<sup>[23]</sup>: Oppsett av testbanen. Den ytterste delen av banen er halvparten av åttetallet. Midt i bildet ser man vaskebrettet og helt til venstre kan man så vidt skimte 2"x4"-en som ble brukt for å simulere en fortauskant. Testen av akselerasjon og retardasjon ble startet fra hjørnet i bildet. Den røde kjeglen lengst til venstre i bildet er bremsepunktet for retardasjonstesten.*



Figur 4-8<sup>[23]</sup>: Oppsett av testbanen. Her ser man den andre halvparten av åttetallsbanen, helt til høyre er 2"x4"-en og den røde kjeglen som kan sees helt til venstre i Figur 4-7. Øverst i midten kan man se undertegnede som gjør seg klar til en ny test.

I Figur 4-9 kan man se vaskebrettet med mål. Meningen med dette var å simulere kjøring på dårlig vei.

Det ble brukt en 2"x4" som erstatning for fortauskant da man helst ville unngå å skade den lånte motorsykkelen



Figur 4-9: Vaskebrett for simulering av kjøring på dårlig vei. Alle mål i mm. (Foto: O. A. Skjong)

Med akselerometeret plassert på svingarmen ble det også utført en test med kjøring i 8-tall. Denne testen ble ikke gjentatt med andre plasseringer av akselerometeret på grunn av problemer med veigrepet.



## 4.2. Testresultater

Etter at testen var utført ble de maksimale verdiene for akselerasjonene plottet inn i *Tabell 4-1* og *Tabell 4-2*. Legg merke til at verdiene her er oppgitt i et globalt koordinatsystem der positiv Y er oppover og positiv X er fremover.

*Tabell 4-1: Maksimale akselerasjoner på foraksling, målt i g. Akselerometerets akser slik det var plassert under testingen i parentes.*

	<b>Aks/brems</b>	<b>Fortauskant</b>	<b>Vaskebrett</b>
Maks Y (min X)	1,674	2,109	2,109
Min Y (maks X)	-1,354	-1,659	-1,659
Maks X (maks Y)	1,735	1,083	1,840
Min X (min Y)	-1,777	-1,533	-1,998

*Tabell 4-2: Maksimale akselerasjoner på styrehode, målt i g. Akselerometerets akser slik det var plassert under testingen i parentes.*

	<b>Aks/brems</b>	<b>Fortauskant</b>	<b>Vaskebrett</b>
Maks Y (min Y)	1,998	1,998	1,998
Min Y (maks Y)	-0,970	-0,516	0,197
Maks X (maks X)	0,985	0,698	1,077
Min X (min X)	-0,816	-0,599	-0,889

Se vedlegg A for alle dataene fra testene.

Erik Olsvik og Hans Ola Krog filmet under testingen. Disse filmklippene ble senere satt sammen av Erik Olsvik til en filmsnutt som ble lastet opp på filmopplastingstjenesten Vimeo.com. Filmsnutten ble delt på sosiale medier og lagt ut på hjemmesiden vår: [www.roskva-electric.com/vehicle-dynamics-testing/](http://www.roskva-electric.com/vehicle-dynamics-testing/)





## 5. DIMENSJONERING

Dimensjoneringsarbeidet innledes med enkle håndberegninger for å få et grovt inntrykk av hvilke krefter og momenter som vil virke på konstruksjonen. Deretter benyttes målte verdier i beregningene for å finne worst-case-scenariot. Dette vil brukes videre i en strukturanalyse for å bestemme optimal utforming.

### 5.1. Styrehodet

Foretar først et grovt overslag av det maksimale momentet som tas opp i styrehodet før overslaget blir sammenlignet med utregninger der det er benyttet målte verdier.

#### 5.1.1. Overslag over moment

Gjør først noen antakelser: Antar at under maksimal oppbremsing så vil hele vekten av fører og mc ligge på forakslingen. Fra *Tabell 3-3* har vi at massen  $m = 350 \text{ kg}$   $\rightarrow$  normalkraften  $G' = 3434 \text{ N}$ . Regner med en friksjonsfaktor  $\mu = 0,8$ , hvilket gir:

$$F_{F \text{ est}} = \mu \times G' = 0,8 \times 3434 \text{ N} = 2747 \text{ N}$$

$$M_{F \text{ est}} = F_{F \text{ est}} \times H_G = 2747 \text{ N} \times 0,865 \text{ m} = \mathbf{2376 \text{ Nm}} \quad (3.2)$$

Ser bort i fra kraften  $G'$  da den vil skape et moment om styrehodet som motvirker momentet  $M_F$ .

Ser deretter på momentet på styrehodet fra kraften  $G'$  når man treffer en hump. Antar  $2g$  akselerasjon på styrehodet. I dette tilfellet antas 50-50 vektfordeling, altså  $\frac{1}{2} \text{ m}$  på forhjulet. Bruker Newtons 2. lov (formel nr. 1 i *Tabell 3-6* side 12):

$$G'_{\text{est}} = 175 \text{ kg} * 2 * 9,81 \text{ m/s}^2 = 3434 \text{ N}$$

$$L_{ar} = H_G \times \tan 23,45^\circ = 0,865 \text{ m} \times \tan 23,45^\circ = 0,375 \text{ m}$$

$$M_{G' \text{ est}} = G'_{\text{est}} \times L_{ar} = 3434 \text{ N} \times 0,375 \text{ m} = \mathbf{1288 \text{ Nm}} \quad (3.2)$$

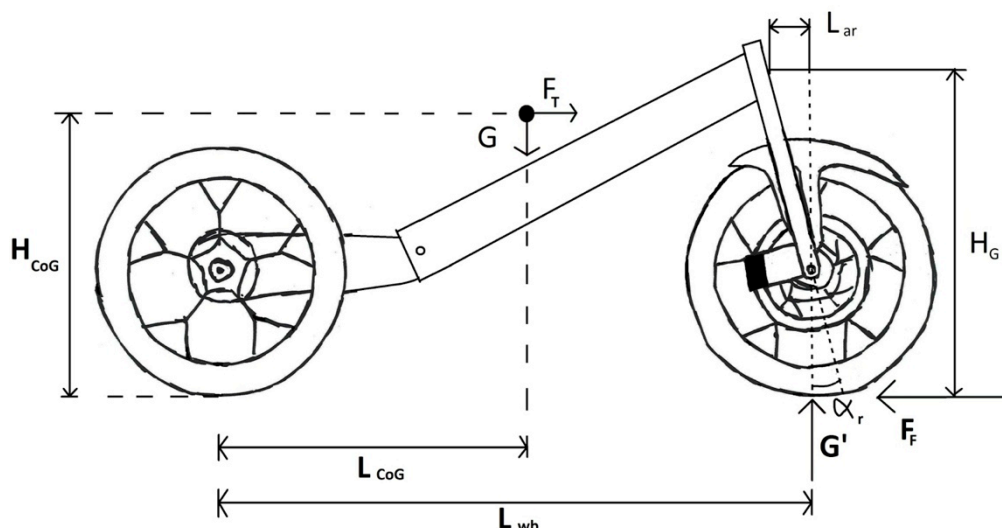
Ser bort fra kraften  $F_F$ , da den vil skape et moment som motvirker  $M_{G' \text{ est}}$ .

Vi ser at det estimerte momentet  $M_{F \text{ est}}$  er størst.

#### 5.1.2. Beregning av moment med målte verdier

Målene på chassiset er hentet fra *Tabell 3-4* side 9.

Antar at gaffelen står normalt på rammen. Antar at pga. endringer i MC-ens geometri (kompresjon av dempegaffel, ekstensjon av bakdemper) vil man få en ny vektfordeling med 100 % av vekten på forhjulet. Denne endringen av geometri vil selvsagt endre gaffelvinkelen (rake), men dette velger jeg å se bort i fra. Ser også bort i fra deformasjon i dekk, felg og dempegaffel. Se *Figur 5-1*.



Figur 5-1: Krefter under maksimal oppbremsing. Tyngdepunktet er felles for fører og motorsykel.

Betrakter dempegaffelen som et stivt element, og ser på momentet tatt opp i styrehodet.

Som vi ser i Tabell 4-1 så er maksimal negativ akselerasjon i X-retning (altså maksimal retardasjon) tilnærmet  $2g = 19,6 \text{ m/s}^2$ . Bruker denne i videre beregninger.

Bruker ligning 3.1 fra Tabell 3-6 side 12 for å finne  $F_F$ :

$$F_{F \text{ ber}} = m \times a_{\text{ret}} = 350 \text{ kg} \times 19,6 \text{ m/s}^2 = 6860 \text{ N} \quad (3.1)$$

Armen  $H_G$  er målt fra midten på styrehodet og ned til kontaktflaten mellom hjulet og veien. Målet er basert på en Suzuki GSX-R 600 L1<sup>[15]</sup>.  $H_G = 0,865 \text{ m}$ . Bruker ligning 3.2 fra Tabell 3-6 side 12:

$$M_{F \text{ ber}} = F_{F \text{ ber}} \times H_G = 6860 \text{ N} \times 0,865 \text{ m} = 5934 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

Ser bort i fra momentet fra  $G'$  da dette vil motvirke momentet  $M_{F \text{ ber}}$ .

Ser deretter på det største støtet i Y-retning på fremakslingen som er  $2,109g = 20,69 \text{ m/s}^2$ . Dette belastningsscenarioet er ment å tilsvare at man kjører i en dump i veien mens dempegaffelen er bunnet (f. eks. under kraftig innbremsing) slik at hele støtet overføres til styrehodet. Bruker derfor her som i kapittel 5.1.1. massen  $m/2 = 175 \text{ kg}$ , siden dette er den mest realistiske vektfordelingen i en slik belastningssituasjon. Avstanden fra fremakslingen og bak til rammen  $L_{ar} = 0,375 \text{ m}$ .

Bruker ligning 3.1 fra Tabell 3-6 side 12:

$$G'_{\text{ber}} = m/2 \times a_Y = 175 \times 20,69 \text{ m/s}^2 = 3621 \text{ N} \quad (3.1)$$

Bruker ligning 3.2 fra Tabell 3-6 side 12:

$$M_{G'_{\text{ber}}} = G'_{\text{ber}} \times L_{ar} = 3621 \text{ N} \times 0,375 \text{ m} = 1358 \text{ Nm} \quad (3.2)$$



### 5.1.3. Dimensjonerende moment

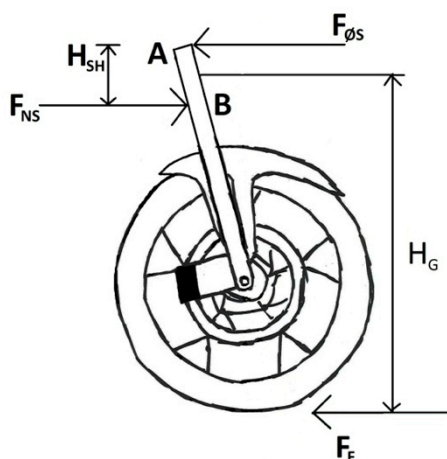
Momentet  $M_G$  blir tilnærmet lik med estimerte og målte verdier. Resultatene var 1 288 Nm estimert og 1 358 Nm beregnet med målte verdier.

Om man ser på  $M_F$  så er det større forskjell mellom beregningene med estimerte og målte verdier. Dette er fordi den estimerte verdien her er under maksimal oppbremsing, mens den beregnede er fra et tilfelle der man treffer et hull i veien eller tilsvarende. Det beregnede momentet  $M_F$  er det største og virker realistisk i forhold til de andre verdiene, velger derfor å dimensjonere ut i fra dette momentet.

Siden momentet  $M_{G'ber}$  som reduserer  $M_{Fber}$  ikke er tatt med i beregningen av  $M_{Fber}$ , samt at litt av kraften  $F_{Fber}$  vil tas opp i vandringsen til dempegaffelen, vil det reelle momentet  $M_{Fber}$  være vesentlig lavere. Et så stor negativ akselerasjon med all vekt på forhjulet er nok også i overkant av hva som er realistisk. Setter derfor  $M_{Fdim} = 5\,934\text{ Nm}$  som dimensjonerende moment uten sikkerhetsfaktorer.

### 5.2. Øvre styrebro

Beregner kreftene som overføres gjennom øvre styrebro ved å bruke  $F_F$  fra kapittel 5.1.2 side 20. Betrakter dempegaffelen som et stivt element opplagret i A (øvre styrebro) og B (nedre styrebro). Se Figur 5-2.



Figur 5-2: Krefter på forgaffel og styrebroer.

Summen av moment tatt opp i B = 0. Finner dermed  $F_{\ø S}$ :

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow F_{\ø S} = \frac{F_F \times (H_{DG} - \frac{1}{2} H_{SH})}{H_{SH}} = \frac{6\,860\text{ N} \times (0,763\text{ m} - 0,5 \times 0,180\text{ m})}{0,180\text{ m}} = 25\,649\text{ N}$$

Bruker summen av krefter lik null for å finne kraften på nedre styrebro,  $F_{NS}$ :

$$\Sigma F = 0 \Rightarrow F_{NS} = F_{\ø S} + F_F = 25\,649\text{ N} + 6\,860\text{ N} = 32\,509\text{ N}$$

At  $F_{NS} > F_{\ø S}$  gir bra mening da nedre styrebro er grovere dimensjonert enn øvre styrebro på de aller fleste motorsykler.

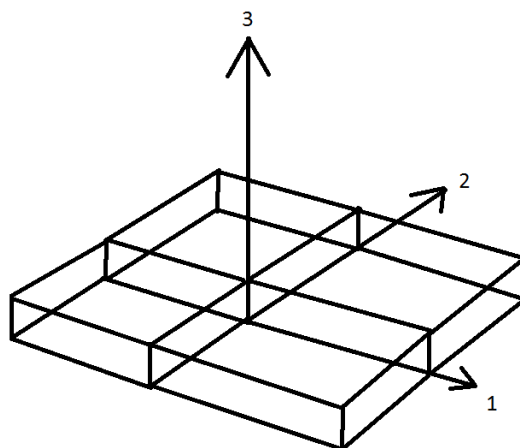
Av same argumentasjon som i kapittel 5.1.3 setter jeg denne kraften som dimensjonerende.  $F_{\ø S} = 25\,649\text{ N}$

## 6. TEORI OM FIBERMATERIALER

Det finnes en rekke interessante fibermaterialer som er relevante for konstruksjon av motorsykler. Karbonfiber og aramid (Kevlar) er best egnet til bruk i bærende konstruksjoner, mens glassfiber er mye brukt i rimelige kåper/deksler. I denne oppgaven vil jeg konsentrere meg om karbonfiber.

### 6.1. Karbonfiber

Karbonfiberarmert epoksy skiller seg fra konvensjonelle isotropiske konstruksjonsmaterialer som aluminium ved at det er ortotropisk, altså at det har forskjellige egenskaper i forskjellige retninger. Se *Figur 6-1*.



*Figur 6-1: Symmetriplan i fiberforsterkede materialer.*

Generelt i fiberforsterkede materialer er det tre symmetriplan for materialegenskapene, nemlig 1-2, 2-3 og 1-3 som vist i *Figur 6-1* og de er derfor klassifisert som et ortotropisk materiale. De tre aksene, 1, 2 og 3 er de prinsipielle materialaksene. De elastiske strekktrykk-egenskapene til et isotropisk materiale er beskrevet av tre elastiske konstanter: E-modulen ( $E$ ), Poissons-tallet ( $\nu$ ) og skjærmodulen ( $G$ ). Bare to av disse er uavhengige da de kan relateres med følgende ligning:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Antallet elastiske konstanter som må til for å beskrive materialegenskapene til ortotrope materialer er ni:  $E_{11}$ ,  $E_{22}$ ,  $E_{33}$ ,  $G_{12}$ ,  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ ,  $\nu_{12}$ ,  $\nu_{13}$  og  $\nu_{23}$ . For unidireksjonale ortotrope materialer er antallet konstanter redusert til fire:  $E_{11}$ ,  $E_{22}$ ,  $\nu_{12}$  og  $G_{12}$ .

For et isotropt materiale er betegnelsen på skjær-spenning av liten betydning siden de mekaniske egenskapene er uavhengige av retningen. I et ortotropt materiale er retningen på skjærspenningen imperativ for å bestemme styrke og modulus. <sup>[10]</sup>

*Tabell 6-1: Oversikt over noen av de mekaniske egenskapene til relevante konstruksjonsmaterialer. Tallene for karbonfiber og aramid (Kevlar) gjelder kun for fiber uten resin.*

Materiale	Flyt	Brudd	E-modul	Densitet
Karbonfiber, T-700 (fiber) <sup>[18]</sup>	n/a	4 900 MPa	230 GPa	1 570 kg/m <sup>3</sup>
DuPont Kevlar 149 (fiber) <sup>[40]</sup>	n/a	3 450 MPa	179 GPa	1 470 kg/m <sup>3</sup>
Aluminium, 6082 T6 <sup>[40]</sup>	250 MPa	290 MPa	70 GPa	2 700 kg/m <sup>3</sup>
Stål, S355 <sup>[17]</sup>	355 MPa	510 MPa	210 GPa	7 850 kg/m <sup>3</sup>
Divinycell H200 <sup>[2]</sup>	n/a	7,1 MPa	310 MPa	200 kg/m <sup>3</sup>



Siden karbonfiber er ortotrop vil man ikke kunne benytte seg av en jevnføringsspenning som for eksempel Von Mises, som man ville brukt på et isotropt materiale. Man må i stedet se på spenningene i de forskjellige retningene i de forskjellige lagene for så å sammenligne maksimalverdiene med maksimalverdier fra et datasett.

Data på rene fiber er ikke vanskelig å finne, dette er som regel tilgjengelig i datablad på de respektive produsentenes hjemmesider. Problemet er å finne gode data på hva karbonfiberen tåler i de forskjellige retningene når den er laminert i epoksy. Her må man enten gjøre tester selv eller få troverdige verdier fra noen med kompetanse på området.

## 6.2. Feilkriterie: Tsai-Wu

I tilfeller med spenning i plan vil Tsai-Wu feilkriteriet forutsi svikt i et ortotrop laminat hvis den følgende ligningen stemmer:

$$F_1\sigma_{11} + F_2\sigma_{22} + F_6\tau_{12} + F_{11}\sigma_{11}^2 + F_{22}\sigma_{22}^2 + F_{66}\tau_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_{11}\sigma_{22} = 1 \quad (6.1)$$

Hvor  $F_1$ ,  $F_2$  osv. kalles styrkekoefisientene og er gitt ved

$$F_1 = \frac{1}{S_{Lt}} - \frac{1}{S_{Lc}} \quad (6.1.1)$$

$$F_2 = \frac{1}{S_{Tt}} - \frac{1}{S_{Tc}} \quad (6.1.2)$$

$$F_6 = 0 \quad (6.1.3)$$

$$F_{11} = \frac{1}{S_{Lt}S_{Lc}} \quad (6.1.4)$$

$$F_{22} = \frac{1}{S_{Tt}S_{Tc}} \quad (6.1.5)$$

$$F_{66} = \frac{1}{S_{LTs}^2} \quad (6.1.6)$$

og  $F_{12}$  er et styrkeinteraksjonsbegrep mellom  $\sigma_{11}$  og  $\sigma_{22}$ . Merk at  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_{11}$ ,  $F_{22}$  og  $F_{66}$  kan kalkuleres ved å bruke strekk-, trykk- og skjærstyrkeverdiene i materialets hovedretninger. Å bestemme  $F_{12}$  krever en passende biaksial test. Om man ikke har egnede data brukes gjerne den nedre grensen i følgende ligning som verdi for  $F_{12}$ <sup>[10]</sup>:

$$-\frac{1}{2}(F_{11}F_{22})^{\frac{1}{2}} \leq F_{12} \leq 0 \quad (6.2)$$





Dessverre kan Tsai-Wu-feilkriteriet kun brukes på todimensjonale belastningstilfeller og er kun tatt med her som et eksempel på hvordan man gjøre manuelle styrkeberegninger på komposittmaterialer.

### 6.3. Spenningstransformering

I analyseprogrammet får man ut trykk- og strekkspenninger i X-, Y- og Z-retning. Disse spenningene kan anvendes direkte hvis fiberen ligger parallelt med en av disse retningene. Om man derimot har et lag som ikke er parallelt med noen av disse retningene, f. eks. et lag i 45° på en av disse retningene, trenger man et verktøy for å transformere spenningene til spenninger parallelt med, eller vinkelrett på, fiberretningen. Spenningene transformeres på følgende måte<sup>[10]</sup>:

$$\sigma_{11} = \sigma_{xx} \cos^2 \theta + \sigma_{yy} \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (3.3)$$

$$\sigma_{22} = \sigma_{xx} \sin^2 \theta + \sigma_{yy} \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (3.4)$$

$$\tau_{12} = (-\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (3.5)$$

### 6.4. Kjernemateriale

I en sandwichkonstruksjon er kjernematerialet det som ligger i midten for å skape avstand mellom de lastbærende lagene, slik at arealtregghetsmomentet øker. Her har Kultorp<sup>[6]</sup> konkludert med at det kjernematerialet som er best egnet for oss, er Divinycell fra DIAB (se *Figur 6-2*). I denne konstruksjonen kommer jeg til å benytte to typer Divinycell, H80 og H250. H80 er lettere, billigere og svakere enn H250. Ved å benytte to forskjellige typer kjernemateriale vil man kunne skreddersy kjernen til å ha lav vekt der hvor høy styrke ikke er nødvendig, mens man kan bruke det sterkeste kjernematerialet der hvor kantbelastningene blir høye.

De komponentene som skal boltes fast i rammen, vil bli boltet fast i aluminiumshylser som blir limt inn i kjernematerialet. Når denne metoden benyttes, er følgende anbefalt fra produsent<sup>[22]</sup>:

- Hylsen må være gjennomgående slik at den ligger an mot yttermaterialet i sandwichens på begge sider
- Tverrsnittsarealet til hylsen bør være minst tre ganger boltens tverrsnittsareal
- 10 % av sandwichens tykkelse bør være karbonfiberlaminat

I Kultorps tester tålte prøvebitene med HCP 50 (H250) ca. 37 % mer enn prøvebitene med H80<sup>[6]</sup>, valg av kjernemateriale har derfor mye å si på utrivning av bolter.



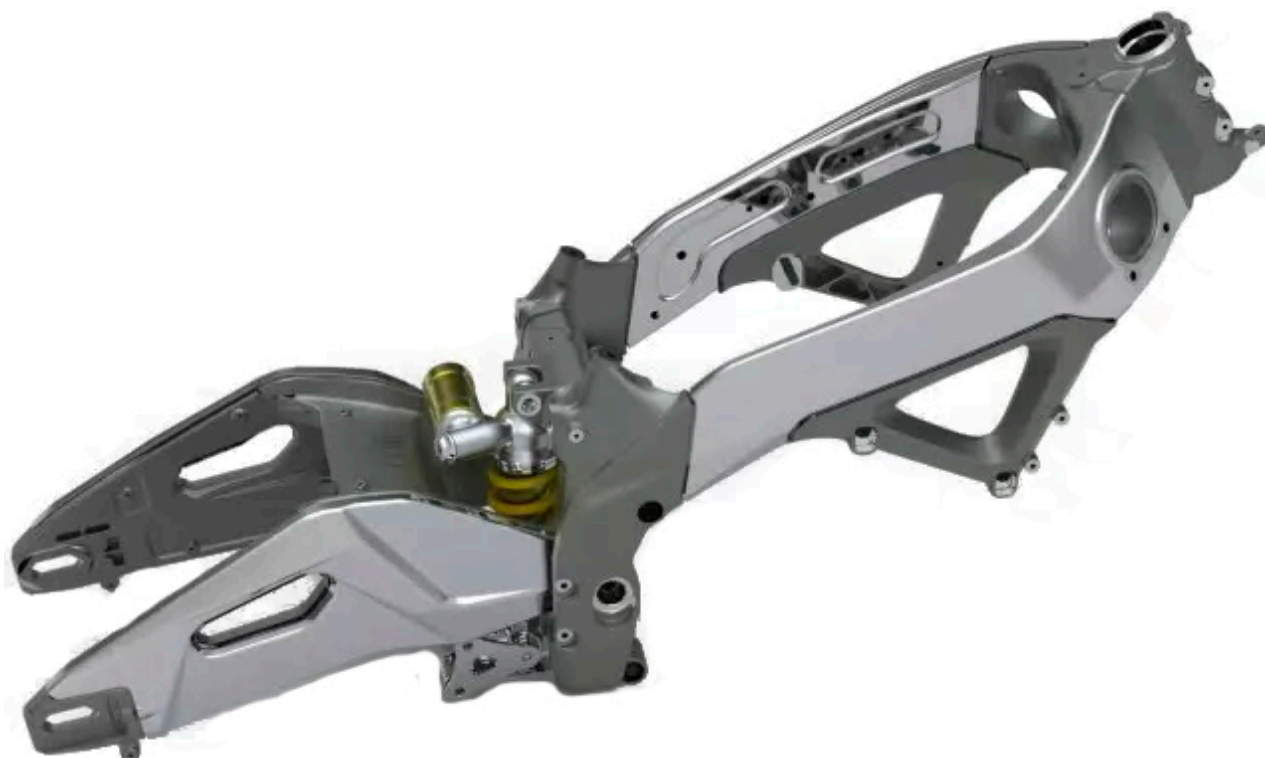
*Figur 6-2*<sup>[36]</sup>: Divinycell H i forskjellige utforminger og hardhetsklasser.

## 7. UTFORMING AV KOMPONENTER

### 7.1. Styrehodet

Styrehodet må utformes slik at det tåler de dimensjonerende belastningene i kapittel 5.1.3 side 21, men også slik at man får ønsket klaring til dempegaflene, og dermed ønsket styreutslag. Jeg henter inspirasjon til utformingen av styrehodet fra rammen til Aprilia RSV4 1000, se *Figur 7-1*.

Undertegnede har ikke kjørt denne modellen selv, men Max Biaggi vant Superbike VM i 2010 på denne modellen. Denne typen konkurranser setter chassisets egenskaper på prøve, og det er rimelig å anta at en motorsykkel som er god nok til å vinne her, har gode kjøreegenskaper. Baserer derfor designet av styrehodet på styrehodet til denne modellen.



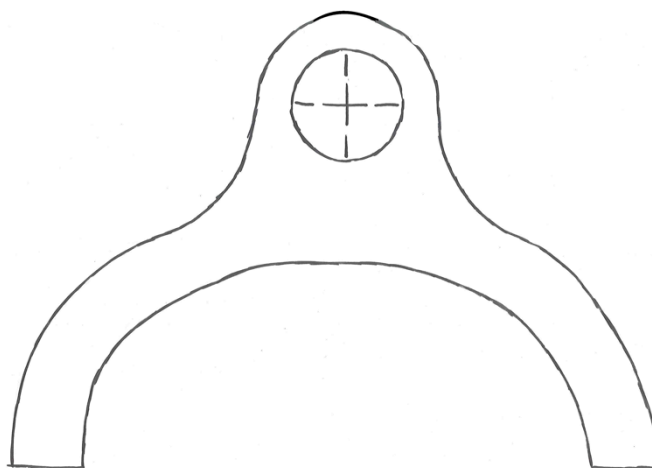
*Figur 7-1*<sup>[27]</sup>: Aprilia RSV4 ramme og svingarm.

I *Figur 7-2* ser man hvordan denne rammen er bygget opp av støpte og stansede deler. Disse blir deretter sveiset sammen. Legg merke til hvordan man unngår skjøter der hvor belastningene er størst. Det samme bør man gjøre når man konstruerer i komposittmaterialer.



Figur 7-2<sup>[28]</sup>: Ekspodert fremstilling av ramme og svingarm til Aprilia RSV4 1000. De mørke komponentene er støpt, og de lyse er stanset. Hullene gjennom vangene helt fremme ved styrehodet er ikke relevante for oss da de er laget slik for at kanalene inn til luftfilterboksen skal være rettest mulig. I høy fart vil disse luftinntakene gi et overtrykk i luftfilterboksen og dermed øke motoreffekten, såkalt "høyfartsturbo" eller "ram air" på engelsk.

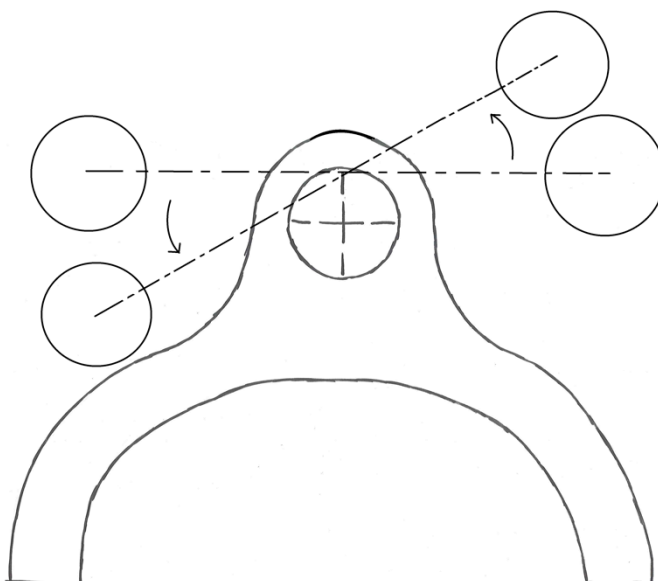
Utformingen på styrehodet i Figur 7-1 og Figur 7-2 sørger både for tilstrekkelig styrke og stivhet samtidig som det er plass til å oppnå passende klaring til gaffelbeina ved fullt styreutslag. Se Figur 7-3 for designforslag. Utformingen på styrehodet i



Figur 7-3: Skisse av styrehodet sett ovenfra.



Figur 7-4 viser hvordan denne formen er tilpasset styreutslaget. Maksimalt styreutslag bør være rundt  $35^\circ$  til hver side.

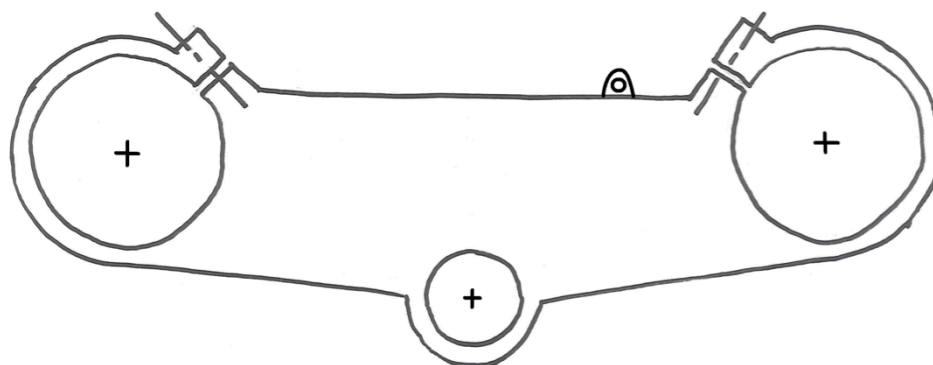


Figur 7-4: Dempegaffelens plassering ved maksimalt styreutslag.

Bruker høyden på styrehodet som jeg fant da jeg målte på en Suzuki GSX-R 600 L1 (2011) under arbeidet med TIP300-oppgaven høsten 2011<sup>[15]</sup>, 180 mm. Innvendig bredde tilpasses størrelsen på batteripakken, og bredden på rammevangene blir den samme som jeg fant i TIP300<sup>[15]</sup>, 40 mm.

## 7.2. Øvre styrebrom

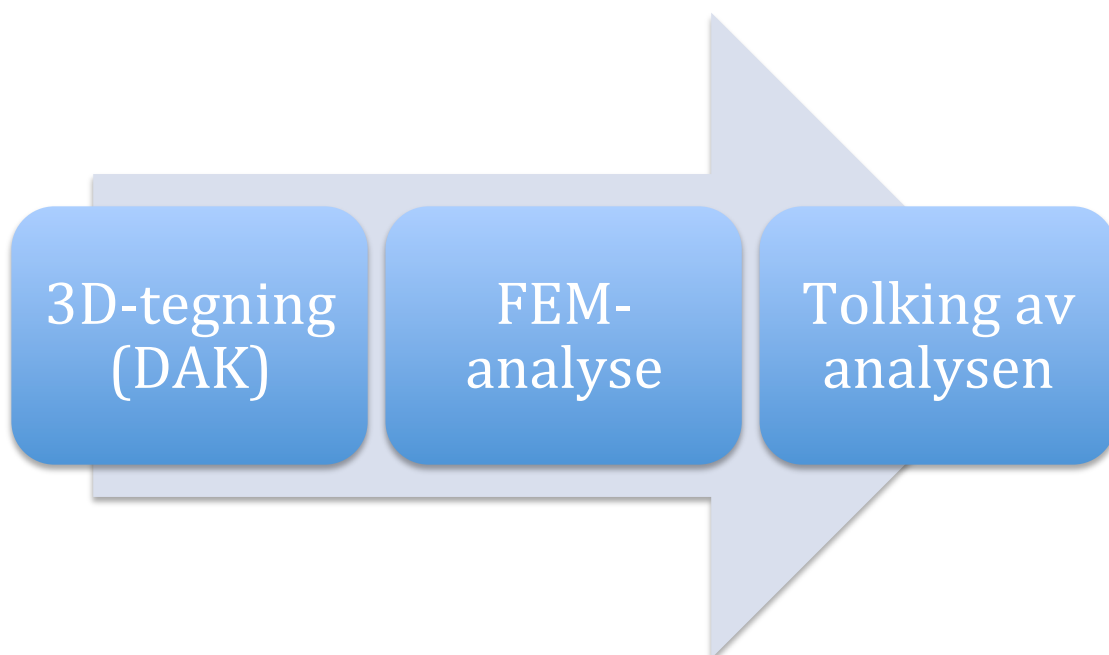
I kurset TIP250 våren 2009<sup>[16]</sup>, designet jeg en øvre styrebrom til en av mine egne motorsykler. Denne har fungert utmerket i tre år, og jeg har fått positive tilbakemeldinger på designet. Jeg velger derfor å bruke denne som grunnlag for utformingen av øvre styrebrom til Roskva. Siden jeg denne gangen har tilgang på data på hvilke krefter den blir utsatt for, kommer jeg til å gjennomføre en begrenset FEM-analyse. Se Figur 7-5 for utformingsforslag. Siden jeg kan støtte meg på FEM-analysen, kommer jeg til å lage et slankt design med minst mulig overflødig gods.



Figur 7-5: Skisse av øvre styrebrom. Legg merke til klemmene rundt gaffelbeina, her går det skruer inn forfra som klemmer styrebromen fast i gaffelbeina. Legg også merke til festet for bremsevæskereservoaret.

## 8. STRUKTURANALYSE

Denne strukturanalysen er lagt opp som det går frem av flytdiagrammet *Figur 8-1*.



*Figur 8-1: Flytdiagram over gangen i strukturanalysen.*

### 8.1. DAK-tegning av styrehodet

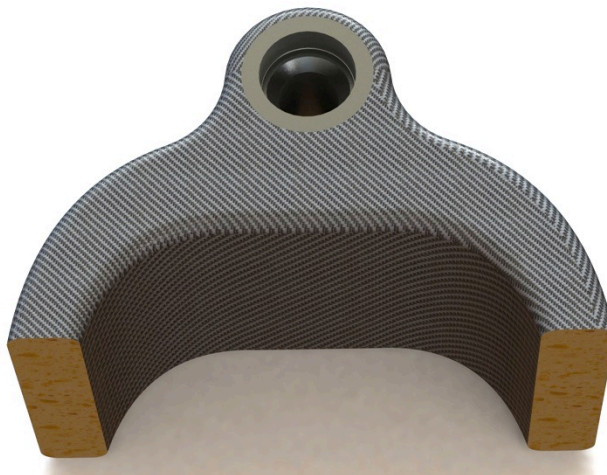
Styrehodet er tegnet i SolidWorks etter skissene på side 25. Denne utformingen vil gi tilstrekkelig klaring til gaffelbenene ved maksimalt styreutslag. Se *Figur 8-2*. Utenpå kjernematerialet vil jeg legge 8 lag karbonfiber, altså 4 duker. Se *Figur 8-3*. Duken som brukes er Devold AMT LT450-C10-C, sydd i  $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$ . Kultorp har i sin oppgave kommet frem til følgende fiberkonfigurasjon:  $0^{\circ}$ ,  $90^{\circ}$ ,  $-45^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$ ,  $-45^{\circ}$ ,  $90^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$  for den bærende konstruksjonen<sup>[6]</sup>.  $0^{\circ}$  er langs kraftretningen, altså i lengderetningen til motorsykkelen. Denne FEM-analysen kontrollerer om dette er tilstrekkelig for styrehodet.



*Figur 8-2: Styrehodet i Divinycell H80 med hylse i aluminium 6082 T6 for styrelagerene.*

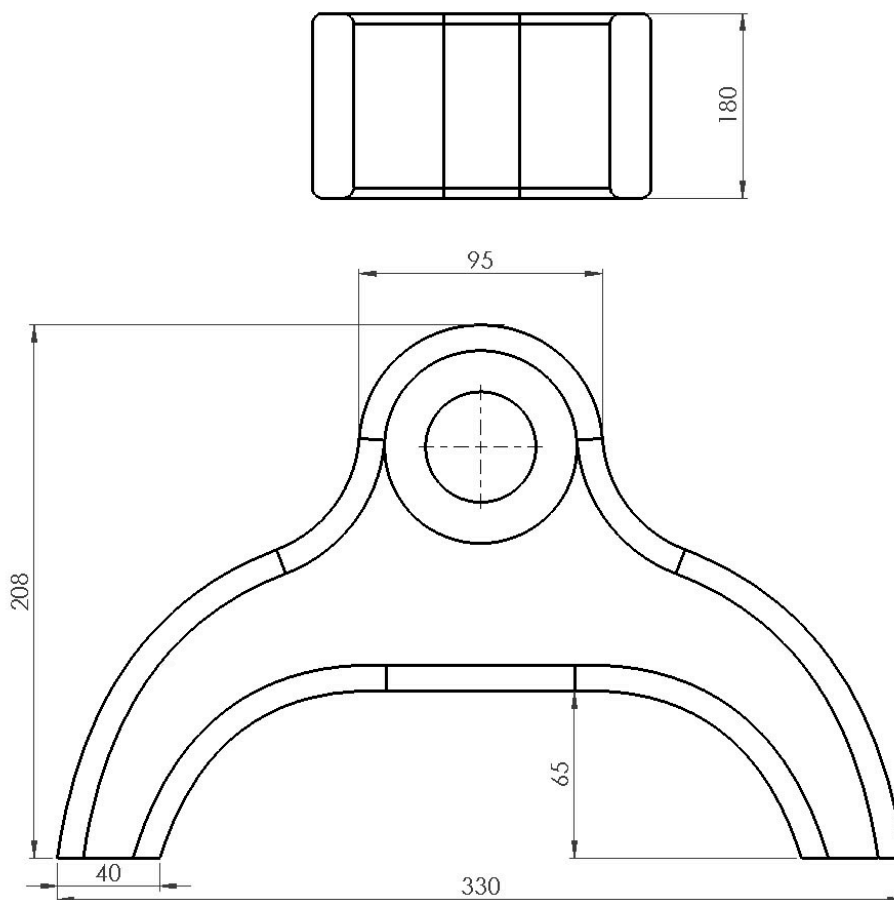


Volumet med Divinycell som trengs er  $4,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ . Vekten av kjernemateriale og aluminiumshylse vil være ca. 890 g. Karbonfiber og epoksy kommer i tillegg, estimerer et behov på  $1,6 \text{ m}^2$  karbonfiber med en tetthet på  $629 \text{ g/m}^2$ <sup>[1]</sup>, altså ca. 1,0 kg karbonfiber og 0,65 kg epoksy. Dette vil gi en estimert vekt på 2,5 kg for styrehodet.

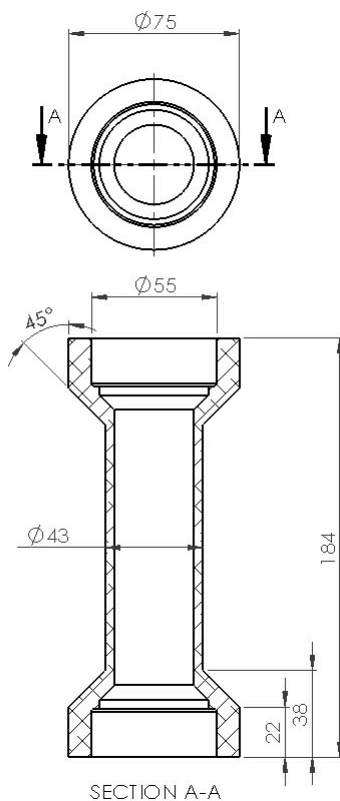


Figur 8-3: Styrehodet i Divinycell H80 kledd med 8 lag karbonfiberarmert epoksy.

Målsettingen ble stort sett basert på målene som ble satt i TIP300-prosjektet "Prosjekt Roskva – Ramme"<sup>[15]</sup>. For hovedmål, se Figur 8-4 og Figur 8-5.



Figur 8-4: Hovedmål på styrehodet.



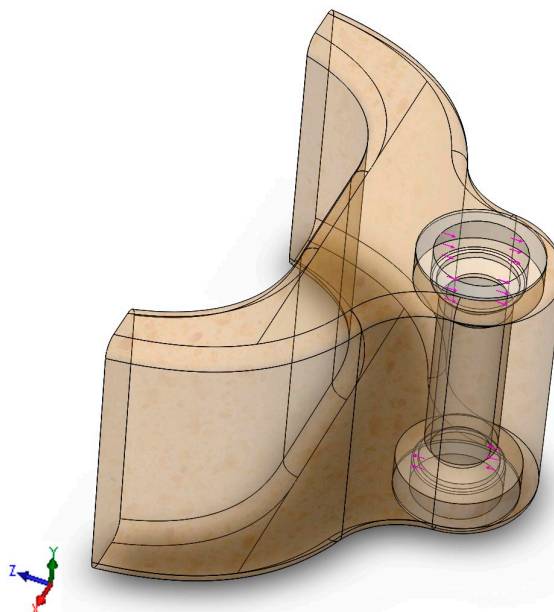
Figur 8-5: Hovedmål på hylse.

## 8.2. FEM-analyse av styrehodet

Benytter SolidWorks Simulation til analysen. Setter opp det dimensjonerende momentet fra kapittel 5.1.3 side 21 som bearing load der hvor styrelagerene vil sitte. Regner om momentet  $M_{F \text{ dim}}$  til et kraftpar  $F_{\text{styrelager}}$  som settes på modellen. Se Figur 8-6. Gjør det på denne måten for å få overført momentet fra hylsen til karbonfiberen, foretar ikke analyse av hylsen da det ikke er hensiktsmessig.

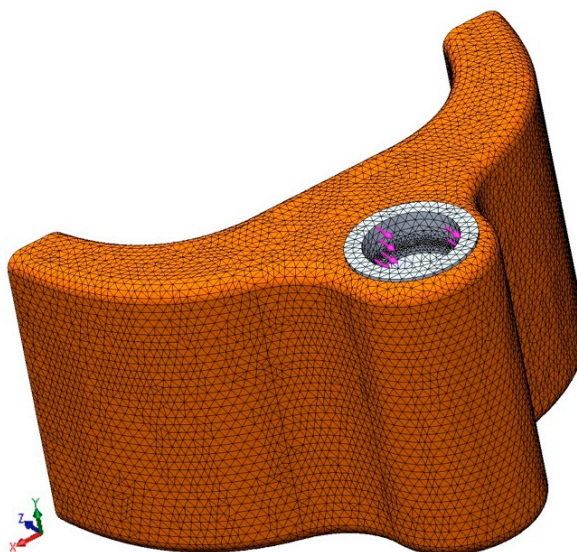
$$F_{\text{styrelager}} = \frac{M_{F \text{ dim}}}{\frac{2 \times H_{SH}}{2}} = \frac{5\,934 \text{ Nm}}{0,18 \text{ m}} = 32\,967 \text{ N} \quad (3.2)$$

På grunn av begrensninger i analyseprogrammet, kommer ikke kjernematerialet til å bli tatt med i analysen. Dette vil gjøre resultatet mer konservativt.



Figur 8-6: Kraftene på styrehodet.

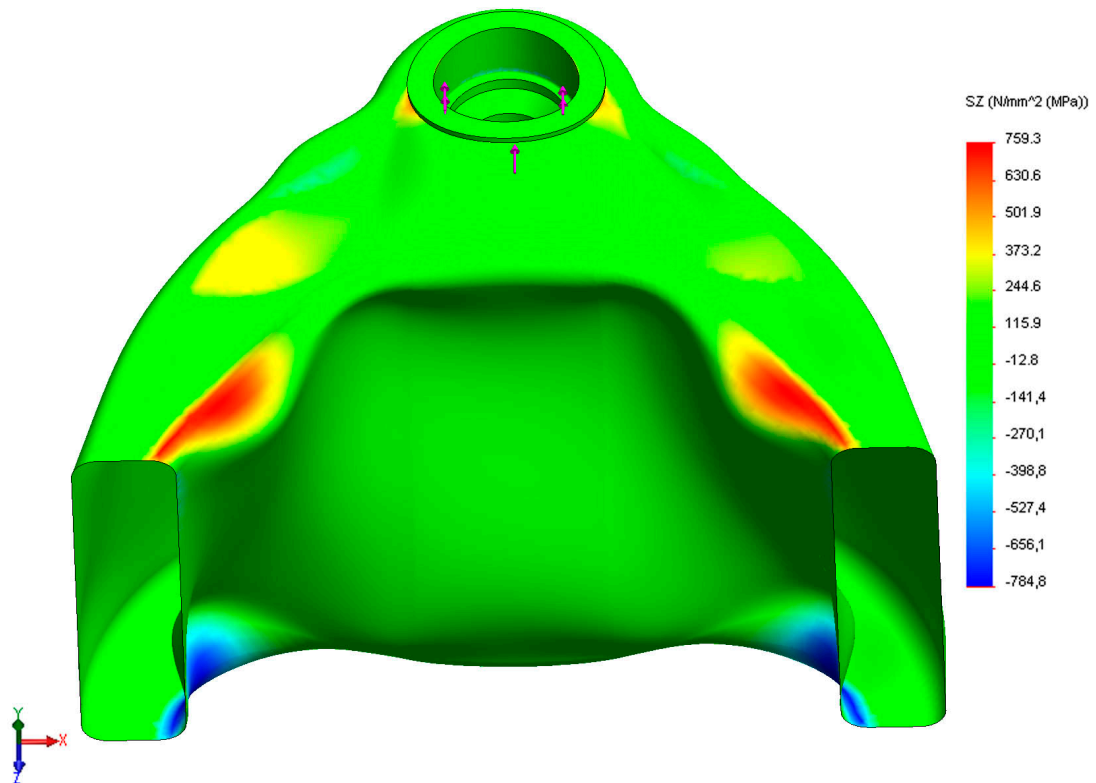
Se Figur 8-7 for bilde av meshet. Her kunne man ha vært mer selektiv med hvor man meshet fint og grovt, men SolidWorks Simulations har begrensede innstillingsmuligheter for dette. Det ble derfor benyttet et fint mesh på hele modellen.



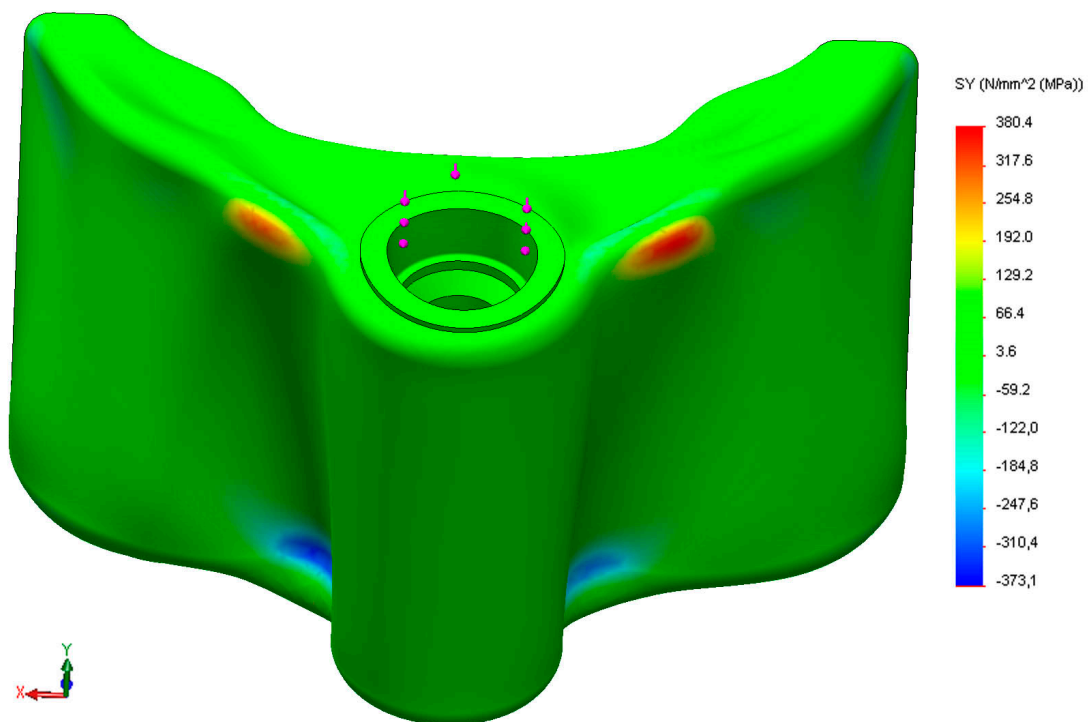
Figur 8-7: Mesh for FEM-analyse.

For å kunne kontrollere om modellen vil tåle de spenningene som oppstår, må man gå inn i de forskjellige lagene og se på hvilke trykk- og strekkspenninger som oppstår i X-, Y- og Z-retning. For denne modellen er Z-retning lengderetningen, X-retning er bredderetningen og Y-retning er høyderetningen. Sammenligner deretter spenningene med maksimalverdiene. Siden kreftene som er satt på er dimensjonerende, er det tilstrekkelig å sammenligne disse spenningene med maksimalverdiene i de forskjellige retningene og lagene. Ser bort i fra lag 5 til 8, da disse vil ha samme (eller lavere) spenninger og fiberretninger som lag 1-4.

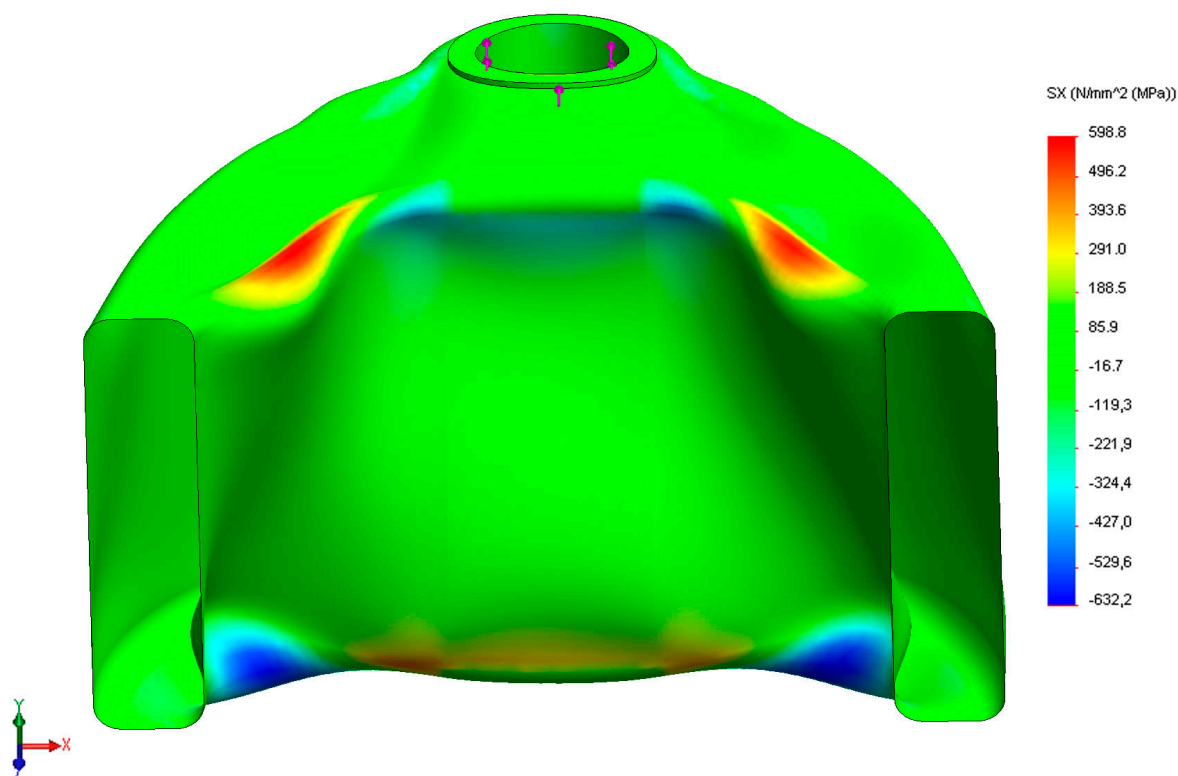
Vi ser først på lag 1 som går parallelt med kraftretningen ( $0^\circ$ ). Spenningene her er maksimalt 759 MPa i strekk og 785 MPa i trykk i Z-retning, 380 MPa i strekk og 373 MPa i trykk i Y-retning og 599 MPa i strekk og 632 MPa i trykk i X-retning, se *Figur 8-8*, *Figur 8-9* og *Figur 8-10*.



*Figur 8-8: Spenninger i Z-retning i 1. lag ( $0^\circ$ ).*

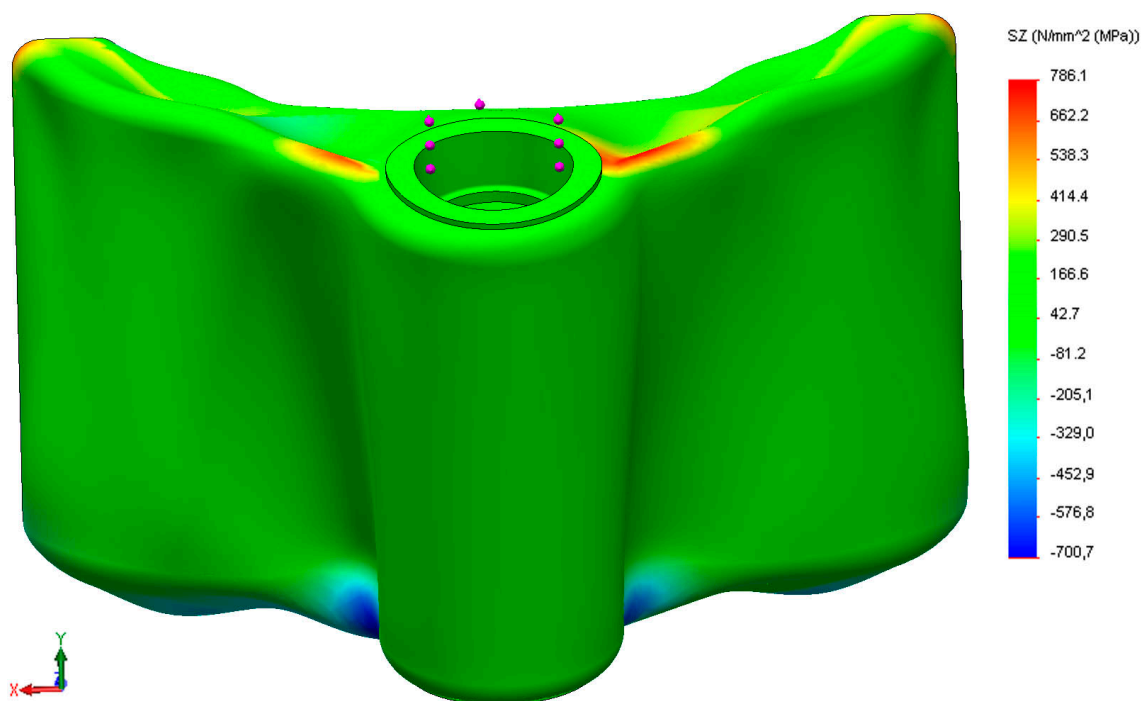


*Figur 8-9: Spenninger i Y-retning i lag 1 ( $0^\circ$ ).*

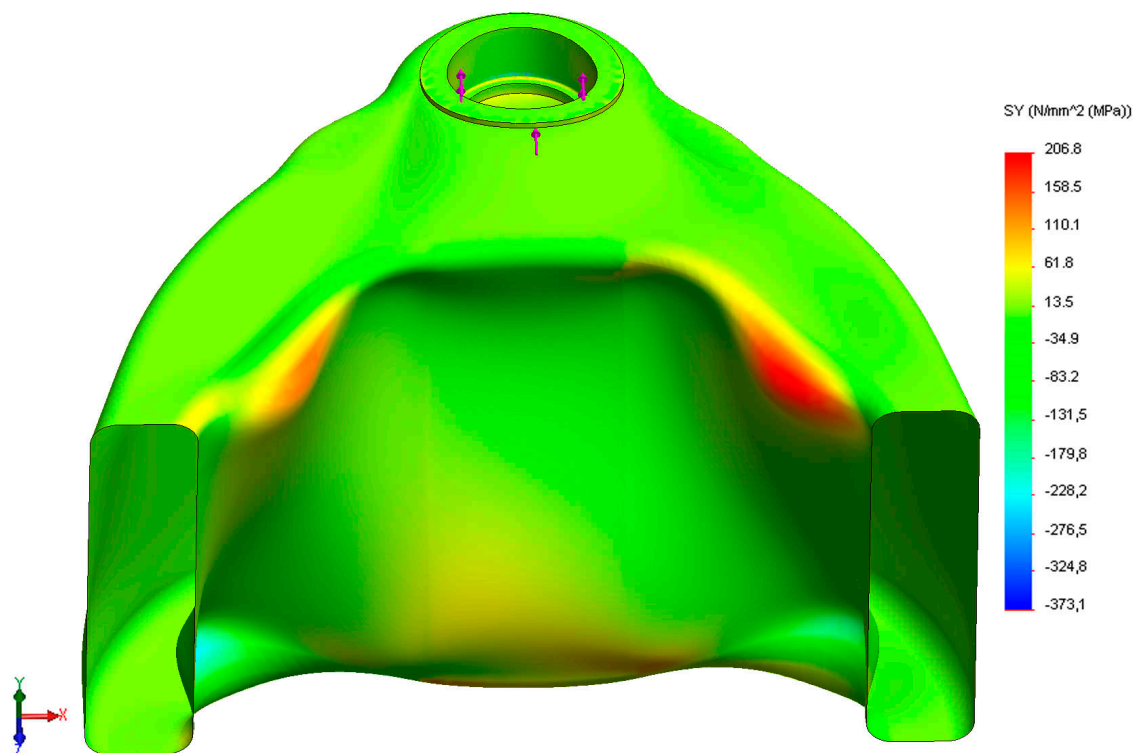


Figur 8-10: Spenninger i X-retning i lag 1 (0°).

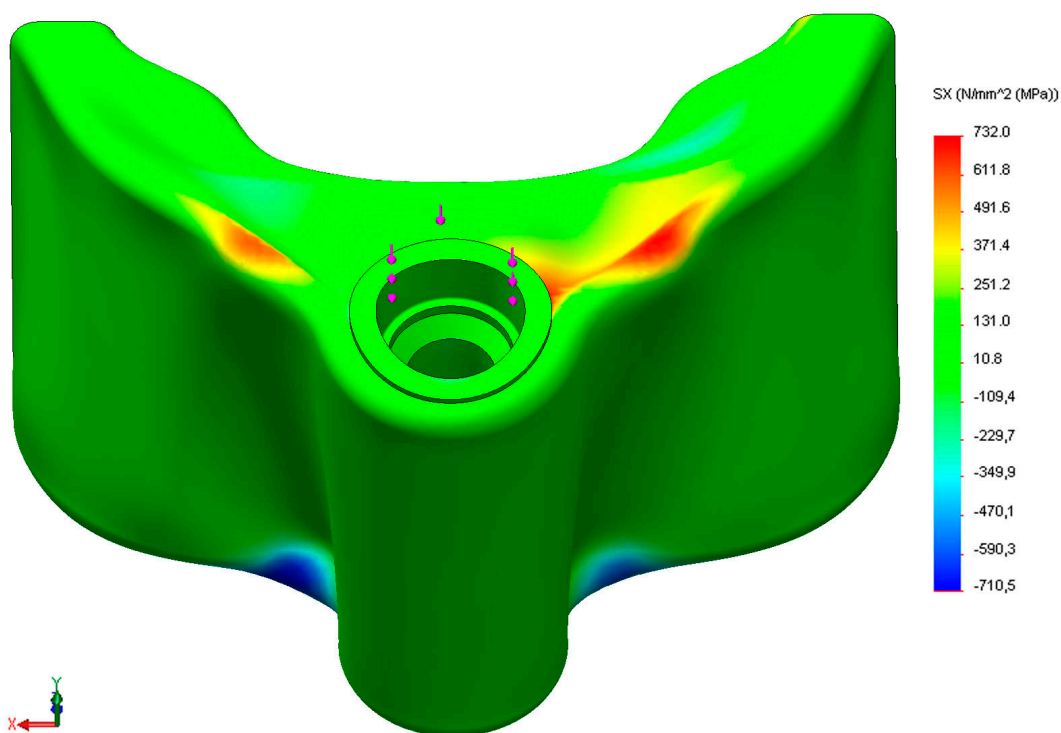
Videre ser vi på spenningene i lag 2 som har fiberretningen på tvers av kraftretningen (90°). Spenningene her er maksimalt 786 MPa i strekk og 701 MPa i trykk i Z-retning, 207 MPa i strekk og 373 MPa i trykk i Y-retning, samt 732 MPa i strekk og 711 MPa i trykk i X-retning. Se Figur 8-11, Figur 8-12 og Figur 8-13.



Figur 8-11: Spenninger i Z-retning i lag 2 (90°).



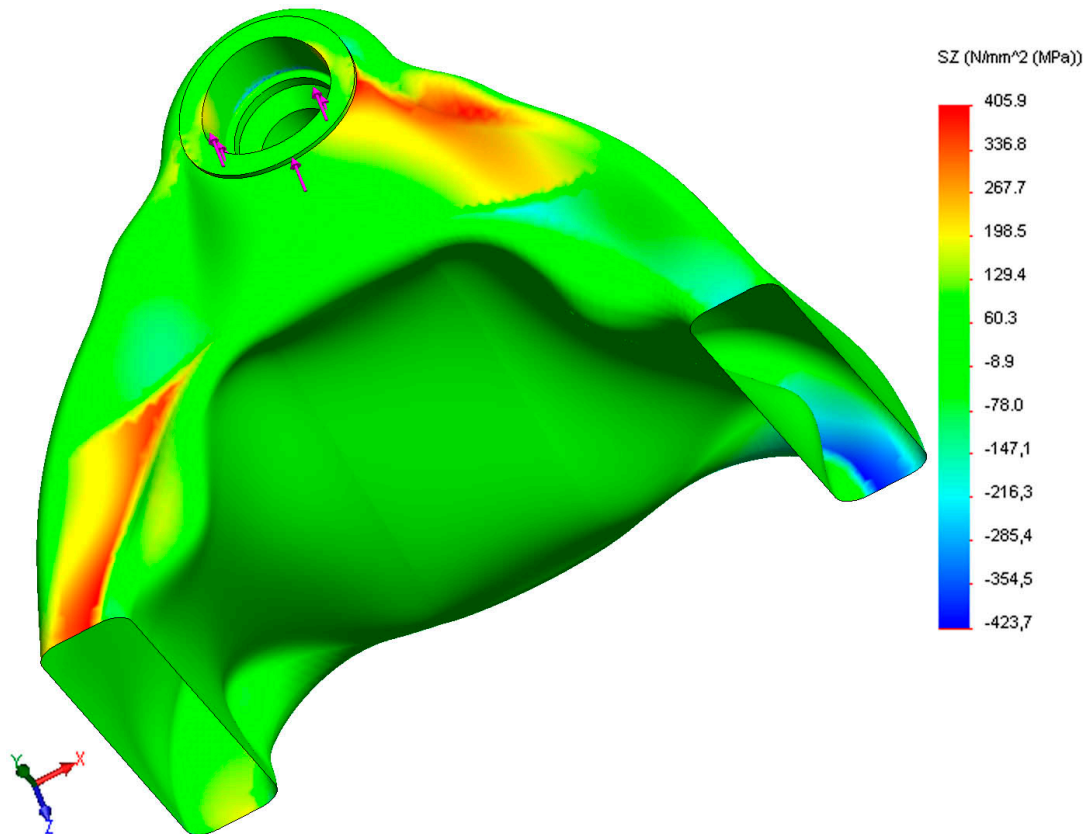
Figur 8-12: Spenninger i Y-retning i lag 2 (90°).



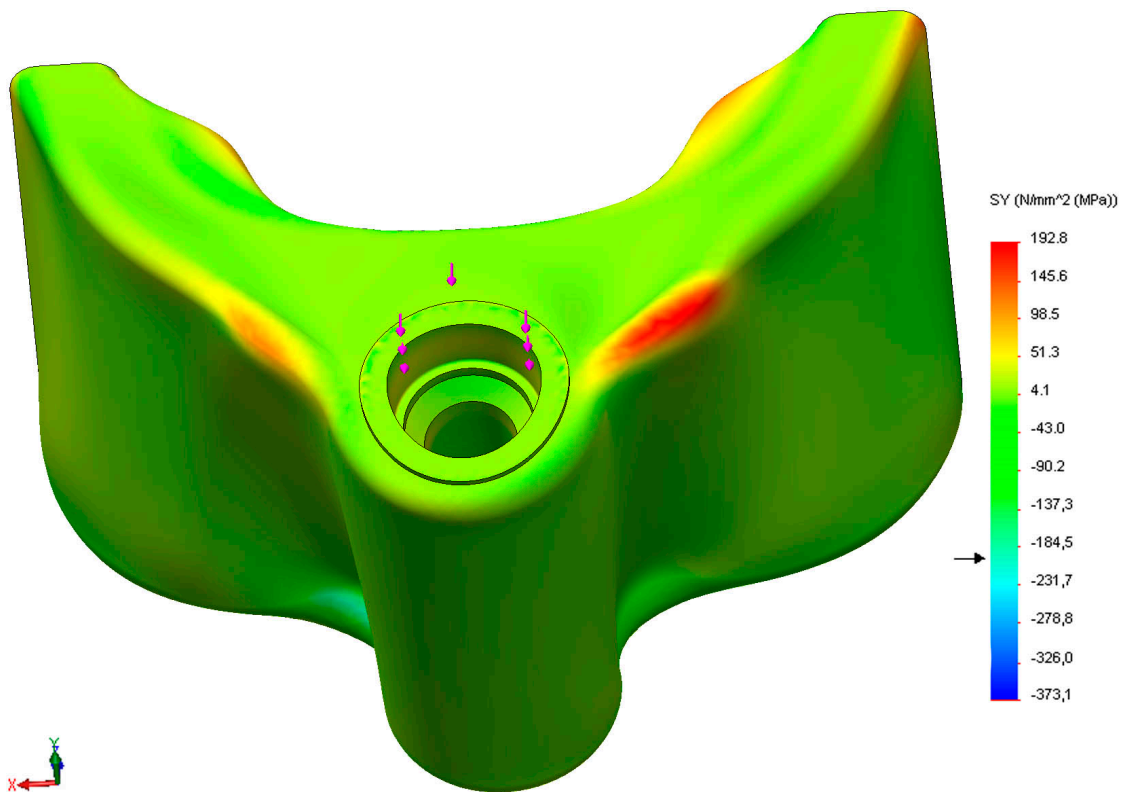
Figur 8-13: Spenninger i X-retning i lag 2 (90°).

Ser deretter på spenningene i lag 3 som har fiberretningen skrått på kraftretningen (45°). Spenningene her er maksimalt 406 MPa i strekk og 424 MPa i trykk i Z-retning, 193 MPa i strekk og 192 MPa i trykk i Y-retning og 551 MPa i strekk og 488 MPa i trykk i X-retning, se Figur 8-15, Figur 8-15 og Figur 8-16.

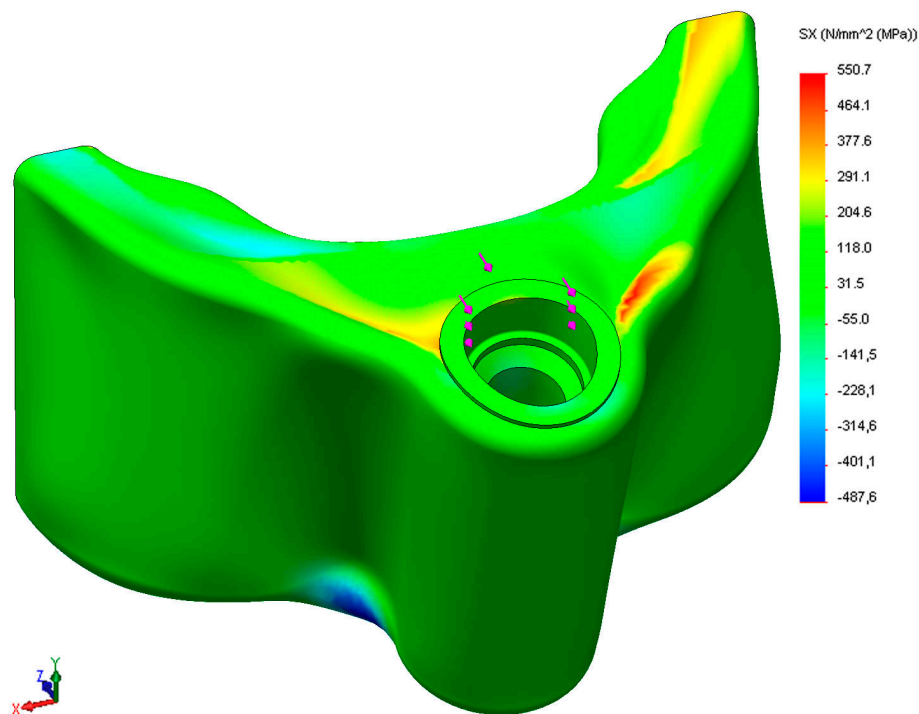




Figur 8-14: Spenninger i Z-retning i lag 3 (45°).

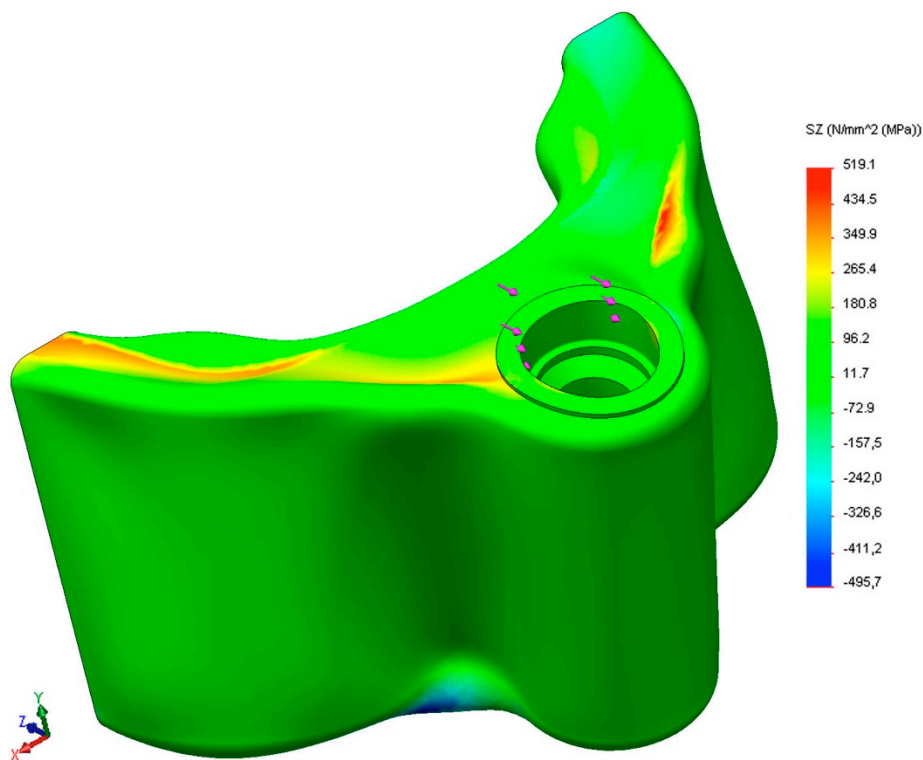


Figur 8-15: Spenninger i Y-retning i lag 3 (45°). Minimumspenningen opptrådte her i hylsen, den svarte pilen indikerer minimumspenningen i karbonfiberen.

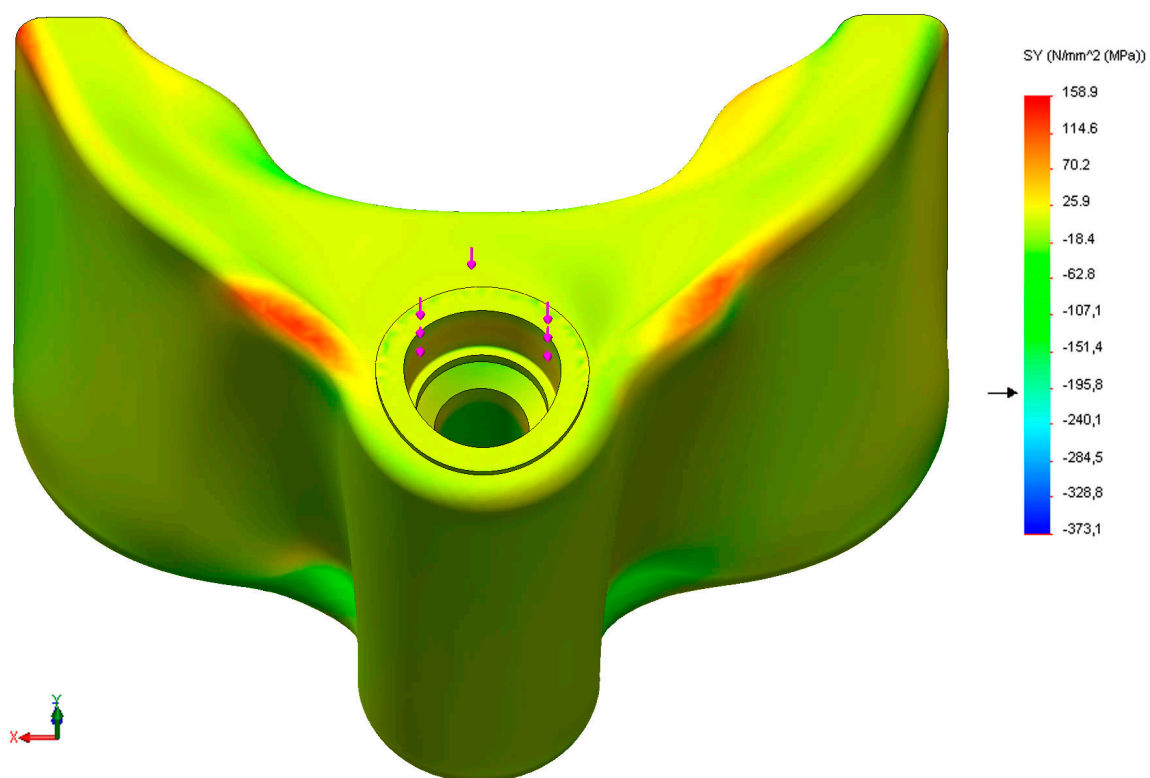


Figur 8-16: Spenninger i X-retning i lag 3 (45°).

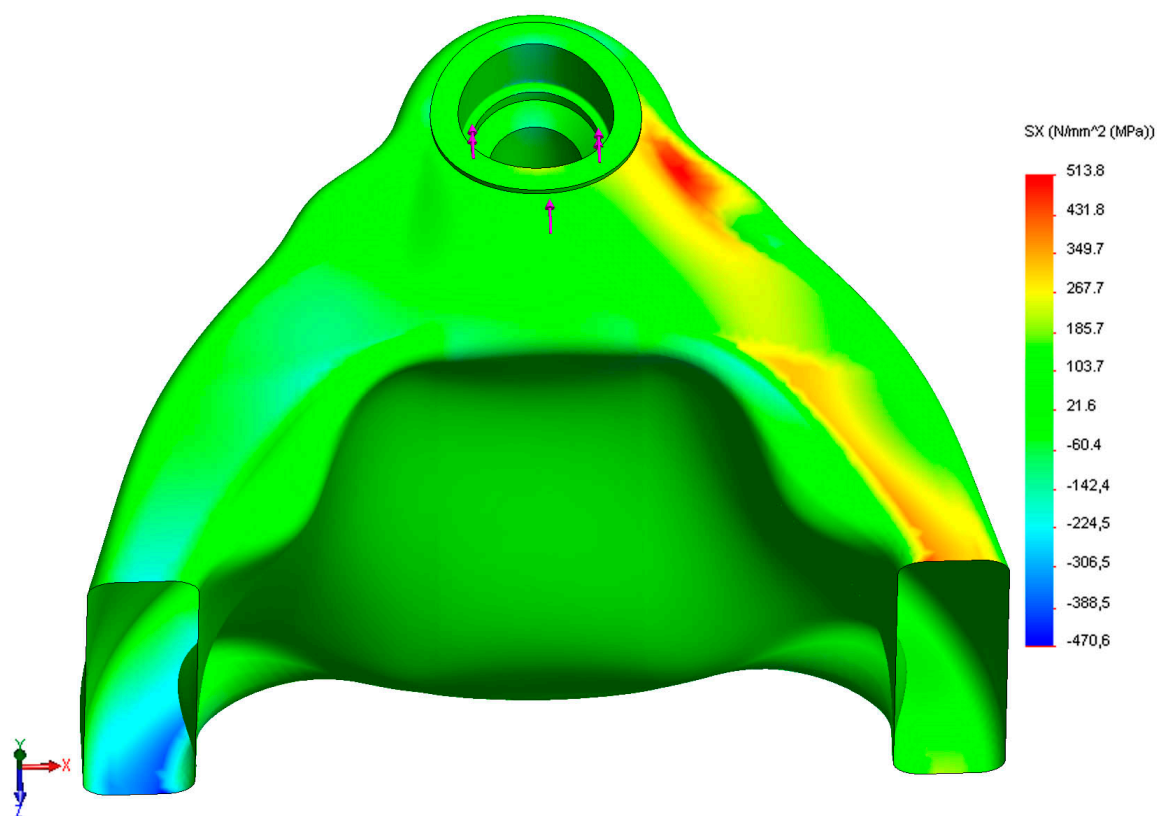
Til slutt ser vi på spenningene i lag 4, som har fiberretningen skrått på kraftretningen (-45°). Spenningene her er maksimalt 519 MPa i strekk og 496 MPa i trykk i Z-retning, 159 MPa i strekk og 203 MPa i trykk i Y-retning, samt 514 MPa i strekk og 471 MPa i trykk i X-retning. Se Figur 8-18, Figur 8-18 og Figur 8-19.



Figur 8-17: Spenninger i Z-retning i lag 4 (-45°).



Figur 8-18: Spenninger i Y-retning i lag 4 (-45°). Minimumspenningen opptrådte her i hylsen, den svarte pilen indikerer minimumspenningen i karbonfiberen.



Figur 8-19: Spenninger i X-retning i lag 4 (-45°).



I *Tabell 8-1* er maksimalspenningene i *Figur 8-8* til og med *Figur 8-19* listet opp. Maksimum- og minimumsverdier for skjærspenningene er listet opp i *Tabell 8-2*. Disse er hentet fra analysen i SolidWorks Simulation.

*Tabell 8-1: Spenninger i de forskjellige lagene. Spenninger oppgitt i MPa.*

Lag	Retning	Strekk, X	Trykk, X	Strekk, Y	Trykk, Y	Strekk, Z	Trykk, Z
1	0°	599	632	380	373	759	759
2	90°	732	711	207	373	786	701
3	45°	551	488	193	192	406	424
4	-45°	514	471	159	203	519	496

*Tabell 8-2: Maks og min skjærspenninger hentet fra SolidWorks Simulation.*

Lag	$\tau_{xy}$ strekk	$\tau_{xy}$ trykk	$\tau_{xz}$ strekk	$\tau_{xz}$ trykk	$\tau_{yz}$ strekk	$\tau_{yz}$ trykk
1	131	-127	589	-592	82	-148
2	143	-144	483	-677	100	-185
3	227	-218	395	-415	139	-148
4	163	-181	421	-220	179	-148

Bruker den konservative modellen vi fikk fra Forsvarets Forskningsinstitutt (FFI)<sup>[24]</sup>, vist i *Tabell 8-3*.

*Tabell 8-3: Konservativ modell for styrkeberegning av karbonfiber. Alle tall i MPa.*

Strekk, 0°	Trykk, 0°	Strekk, 90°	Trykk, 90°	Skjær
1500	1000	50	250	60

For å kunne transformere spenningene i lag 3 og 4 antar jeg at de største spenningene opptrer i bunnen og toppen av 3D-modellen. Betrakter det som spenninger i ett plan.

Regner om spenningene i lag 3 og 4 til spenninger i fiberretningen og perpendikulært på fiberretningen ved hjelp av *ligning 3.3* og *3.4*.

$$\sigma_{0^\circ} = \sigma_{zz} \cos^2 \theta + \sigma_{xx} \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (3.3)$$

$$\sigma_{0^\circ, \text{strekk, lag 3}} = 406 \times 0,5 + 551 \times 0,5 + 2 \times 227 \times 0,5 = 706 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{0^\circ, \text{trykk, lag 3}} = 424 \times 0,5 + 488 \times 0,5 + 2 \times 218 \times 0,5 = 674 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{0^\circ, \text{strekk, lag 4}} = 519 \times 0,5 + 514 \times 0,5 + 2 \times 163 \times 0,5 = 680 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{0^\circ, \text{trykk, lag 4}} = 496 \times 0,5 + 471 \times 0,5 + 2 \times 181 \times 0,5 = 665 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{90^\circ} = \sigma_{zz} \sin^2 \theta + \sigma_{xx} \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (3.4)$$

$$\sigma_{90^\circ, \text{strekk, lag 3}} = 406 \times 0,5 + 551 \times 0,5 - 2 \times 227 \times 0,5 = 252 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{90^\circ, \text{trykk, lag 3}} = 424 \times 0,5 + 488 \times 0,5 - 2 \times 218 \times 0,5 = 238 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{90^{\circ}, \text{strekk, lag 4}} = 519 \times 0,5 + 514 \times 0,5 - 2 \times 163 \times 0,5 = 354 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{90^{\circ}, \text{trykk, lag 4}} = 496 \times 0,5 + 471 \times 0,5 - 2 \times 181 \times 0,5 = 303 \text{ MPa}$$

Tabell 8-4: Spenninger i forhold til fiberretningene. Spenninger oppgitt i MPa. Røde tall indikerer en spenning som er høyere enn den som er anbefalt av Forsvarets Forskningsinstitutt i Tabell 8-3 (oppgitt i parentes).

Lag nr.	Strekk, 0°	Trykk, 0°	Strekk, 90°	Trykk, 90°	Maks skjær
1	759 (1 500)	759 (1 000)	599 (50)	632 (250)	592 (60)
2	732 (1 500)	711 (1 000)	786 (50)	701 (250)	677 (60)
3	706 (1 500)	674 (1 000)	252 (50)	238 (250)	415 (60)
4	680 (1 500)	665 (1 000)	354 (50)	303 (250)	421 (60)

Spenningene i Tabell 8-4 er sammenlignet med maksimalverdiene oppgitt i Tabell 8-3. Som det går frem av tabellene, er ikke spenningene i fiberretningen noe problem, problemet er spenningene vinkelrett på fiberretningen og skjærspenningene. Her er det mye høyere spenninger enn hva som er tillatt. Tanken er at siden E-modulen er lavere vinkelrett på, vil mesteparten av spenningen bli tatt opp i det sterke laget, som ligger parallelt med kraftretningen.

På grunn av komponentens utforming, er det vanskelig å definere hva som er parallelt med kraftretningen, og hva som er vinkelrett på, siden fibre må følge figurens ytterkanter. Det er mulig at dette vil påvirke resultatene av analysen, slik at spenningene vises som høyere i 90°-laget enn hva de faktisk er.

Hvis man tar utgangspunkt i at analysen er korrekt, bør man legge flere lag med kun fiber i kraftretningen ytterst for å ta opp de største spenningene. Dessverre har vi ikke tilgang på uniaksial duk, vår duk er en biaksial 0°-90°-duk. Man får derfor det "svake" 90°-laget sammen med hvert eneste 0°-lag. Det er ikke midler til å anskaffe mer karbonfiber, og styrehodet må derfor dimensjoneres med en 0°-90°-duk, til tross for at dette ikke er ideelt.

Denne analysen har ikke tatt hensyn til kjernematerialet, og den vil derfor være konservativ. Maksimalverdiene fra FFI i Tabell 8-3 er også konservative, og det er derfor grunn til å mistenke at denne analysen er for konservativ. Det utføres derfor en destruktiv test for å verifisere resultatet av denne analysen. Se kapittel 9 side 45.

### 8.3. FEM-analyse av øvre styrebrom

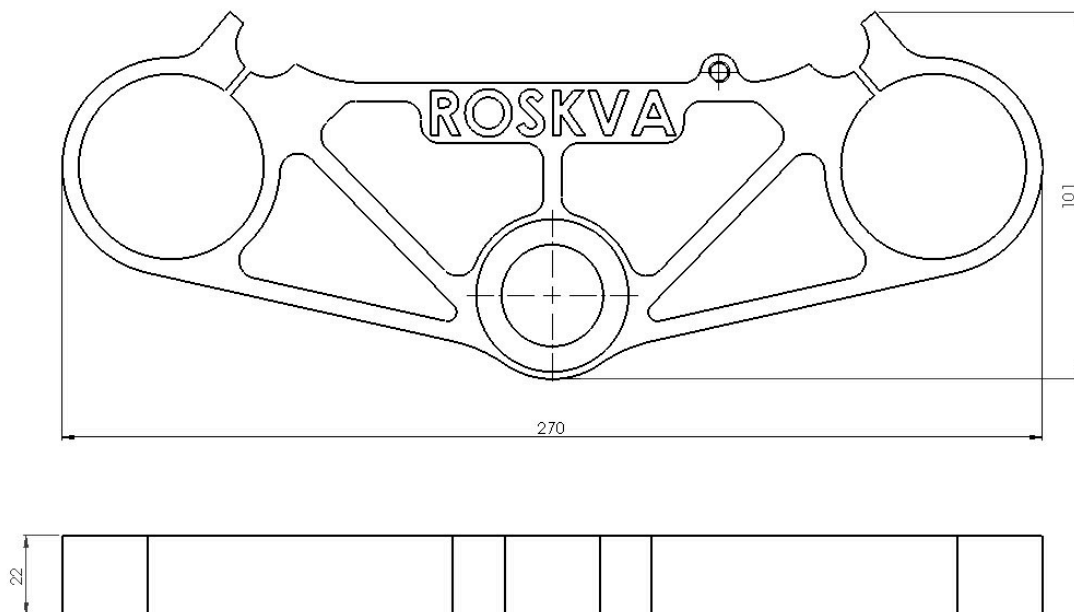
Øvre styrebrom ble basert på et tidligere arbeid i verkstedskurset TIP250 våren 2009<sup>[16]</sup> (se Figur 8-20) og mål fra nedre styrebrom som fulgte med forstillinga fra en 2006 Yamaha YZF R1. Se Figur 8-21 for ytre mål. Styrebrom fra TIP250-prosjektet fremstår som vesentlig grovere dimensjonert. Denne har aldri blitt analysert, bare dimensjonert etter mål på eksisterende komponenter, pluss en sikkerhetsfaktor for å være på konservativ side.

Buen som man kan se øverst i Figur 8-20 er for å feste tenningslåsen. Prototypen av Roskva kommer ikke til å ha en tenningslås, og derfor vil det heller ikke bli tatt hensyn til en slik på øvre styrebrom. Legg merke til at det ikke er noe feste for bremsevæskereservoaret på styrebromen i Figur 8-20. Dette har vært et problem, og det vil derfor bli inkludert et feste for bremsevæskereservoaret på den nye styrebromen.



Figur 8-20: Øvre styrebros til Aprilia RS 250 fra prosjektarbeid i TIP250.

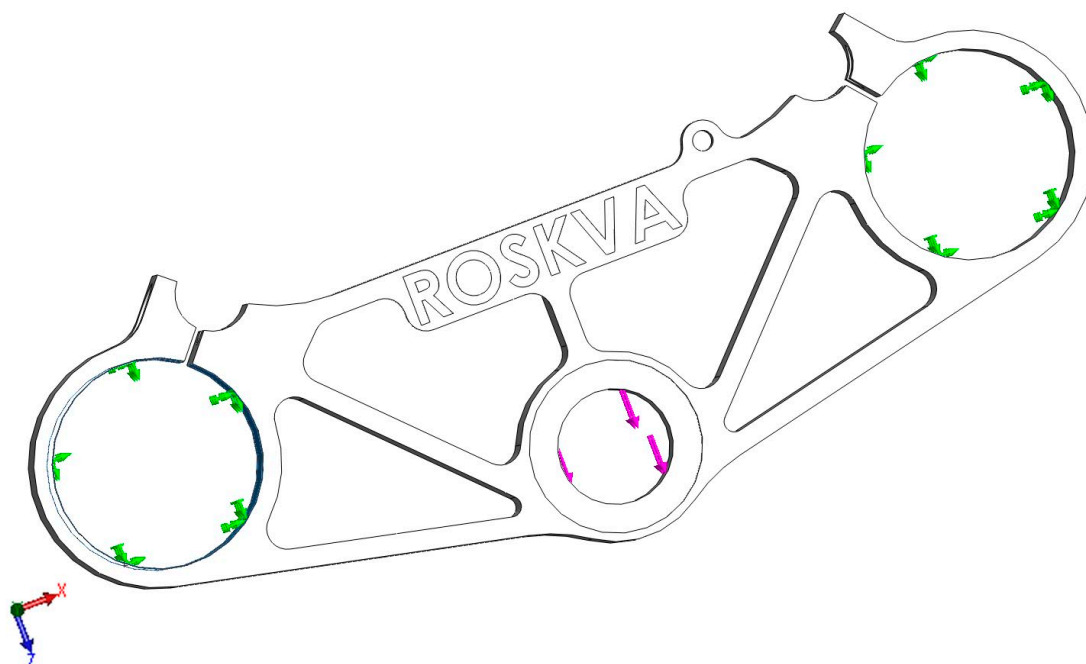
Utformingen ble optimalisert underveis i prosessen ved bruk av FEM-analyse for hver endring av modellen. På denne måten ble spenningene holdt i underkant av flytegrensen, samtidig som vekten ble redusert. Dette førte til et slankt og tiltalende design. Det er viktig at denne komponenten ikke tåler vesentlig mer enn styrehodet. Dette er en enklere og billigere komponent å erstatte, og derfor bør den også bli deformert før bruddspenninger oppstår i styrehodet.



Figur 8-21: Ytre mål av øvre styrebros.

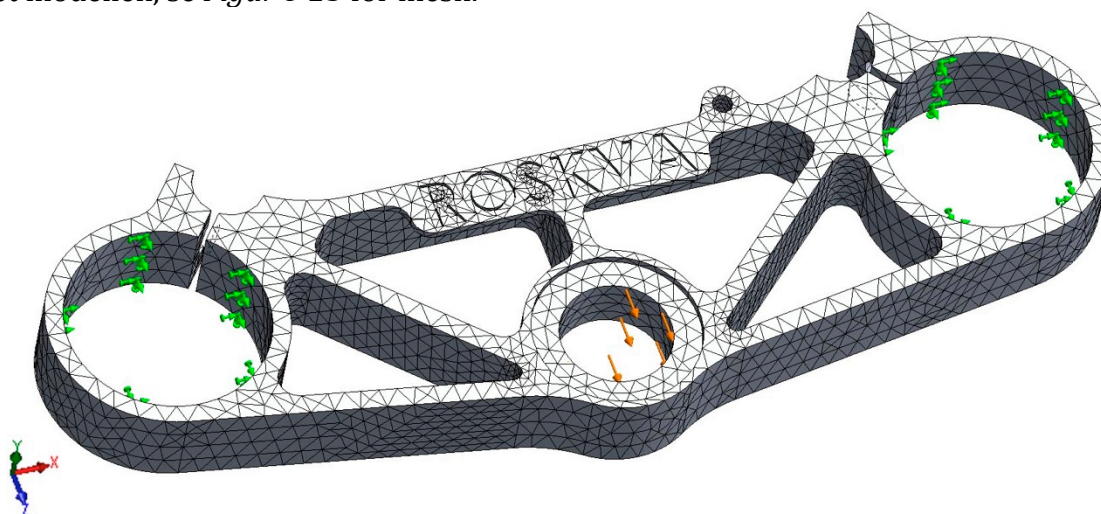
Foretar en endelig FEM-analyse av øvre styrebros. Bruker  $F_{\text{ØS}} = 25\,649\text{ N}$  som jeg fant i kapittel 5.2 side 21. Setter denne inn som "bearing load", se Figur 8-22 for krefter på modellen.





Figur 8-22: De grønne pilene markerer fast opplagring, de lilla pilene er kraften.

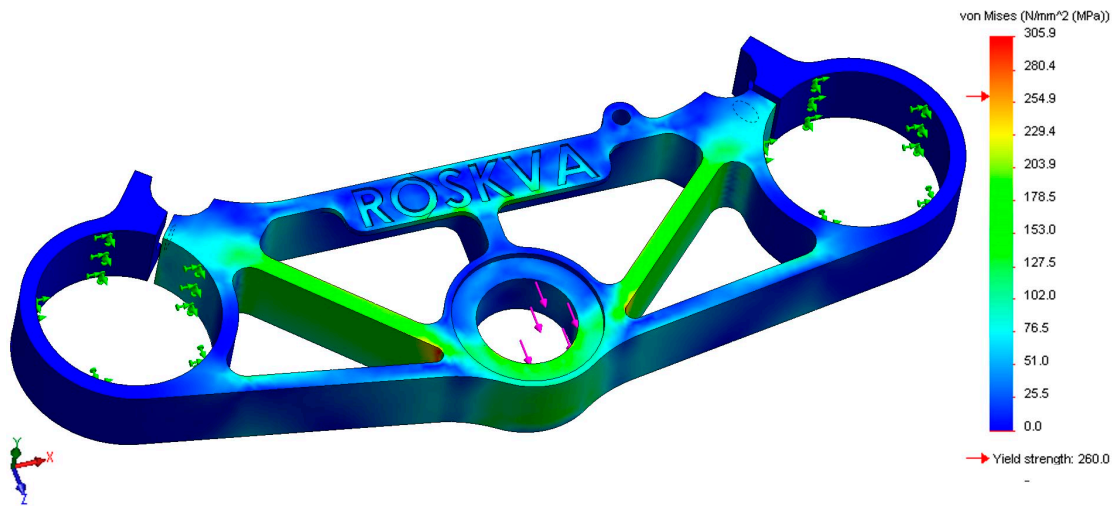
Meshet modellen, se Figur 8-23 for mesh.



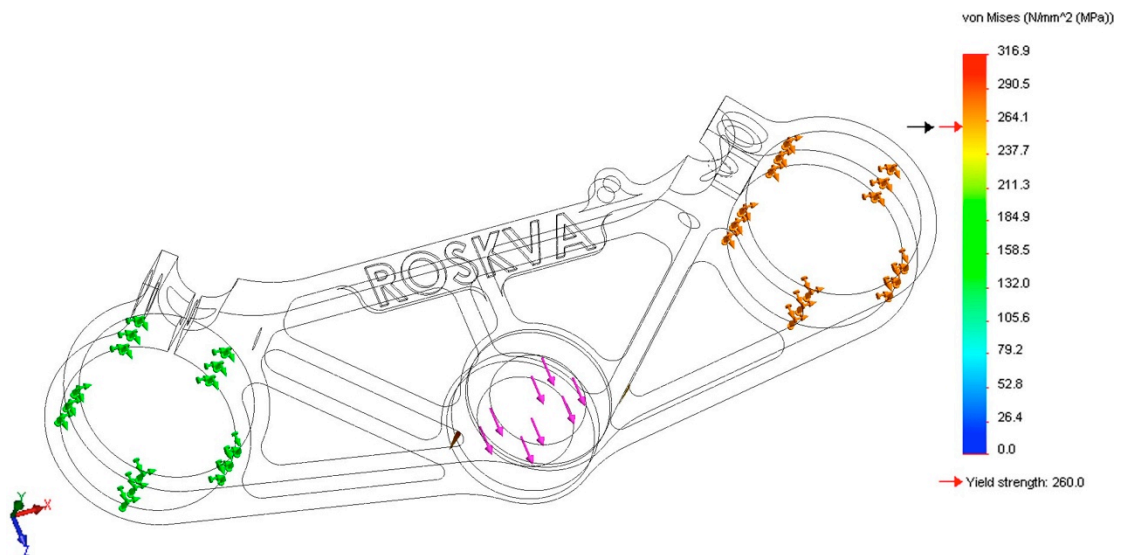
Figur 8-23: Mesh av styrebros.

Von Mises spenningsplottet (se Figur 8-24) viser at flytegrensen for aluminium 6082 T6 overskrides med ca. 45 MPa. Som det går frem av Figur 8-25, er det kun et svært lite område som har spenninger over flytegrensen. Med et grovere mesh blir denne spenningen lavere (se Figur 8-26 og Figur 8-27). Med et finere mesh (se Figur 8-28 og Figur 8-29) blir denne spenningen høyere. Dette tyder på at det er en singularitetsfeil i meshet.

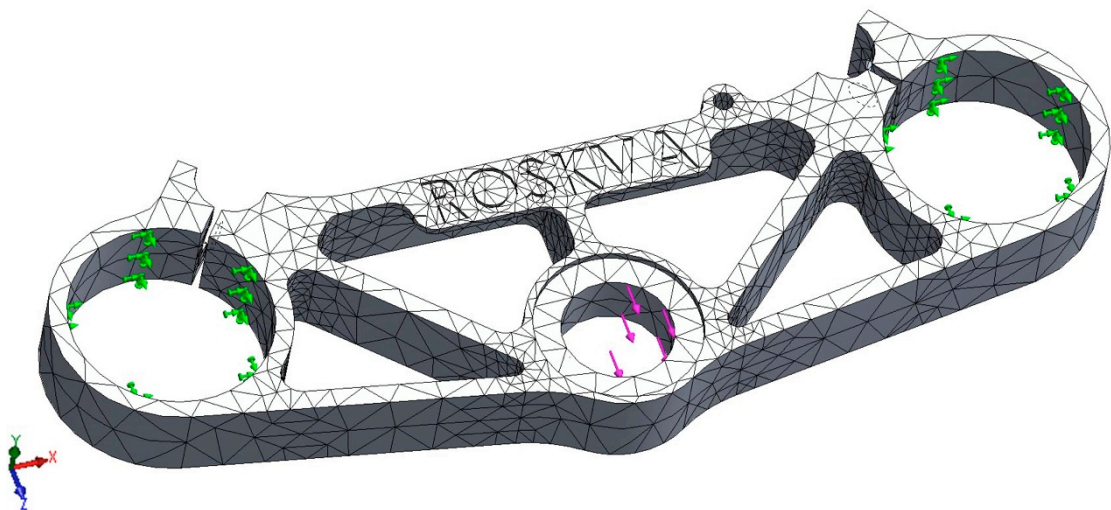
Som det går frem av nærbildet av det fine meshet i Figur 8-30, er meshet annerledes i dette området. Dette styrker teorien om singularitetsfeil. Om dette ikke skulle være en singularitetsfeil vil det uansett ikke være av betydning da spenningskonsentrasjonen er så liten. Gjennomplastisering har ikke oppstått, og konstruksjonen er derfor trygg.



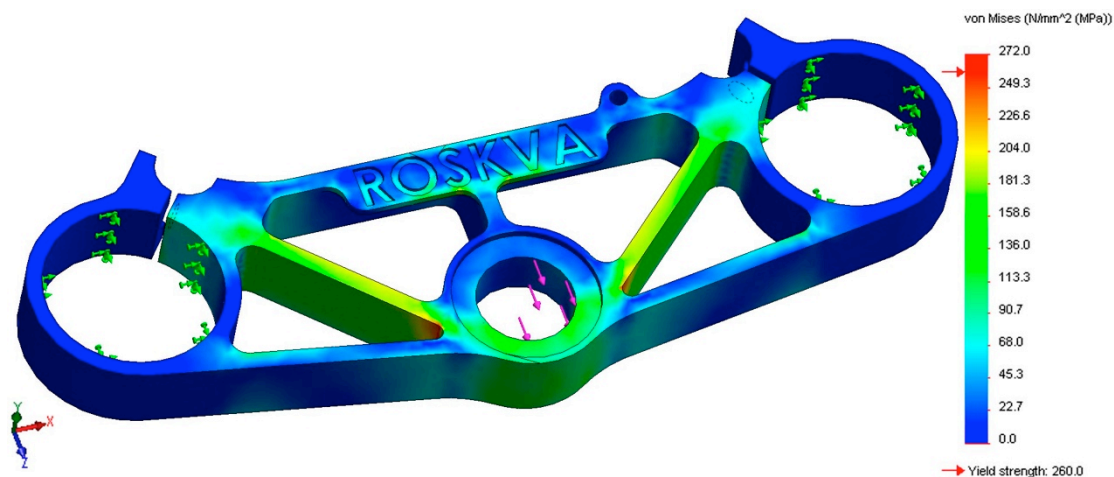
Figur 8-24: Von Mises spenningsplott av styrebroen.



Figur 8-25: Plott av spenninger over flytegrensen på 260 MPa.



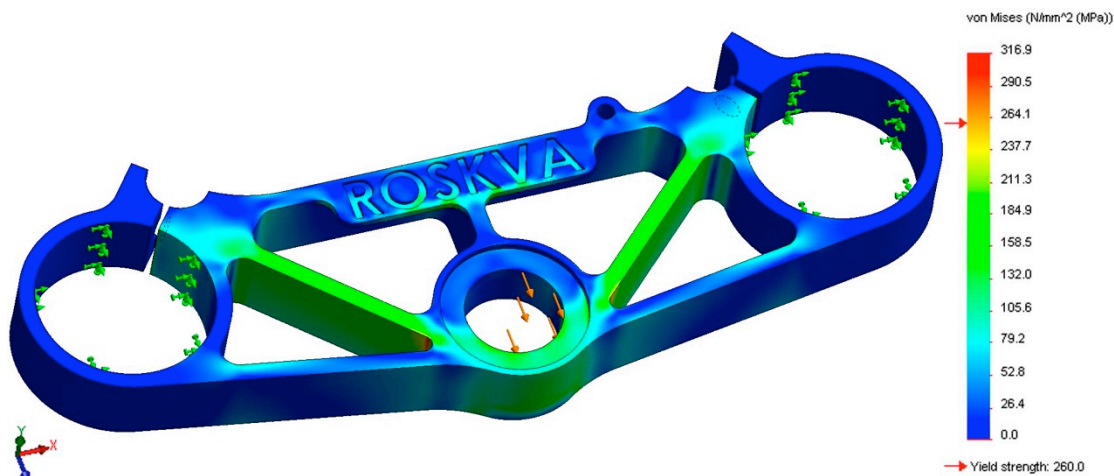
Figur 8-26: Grovt mesh.



Figur 8-27: Von Mises spenningsplott med grovt mesh. Legg merke til at maksimalspenningen er lavere enn i Figur 8-24.

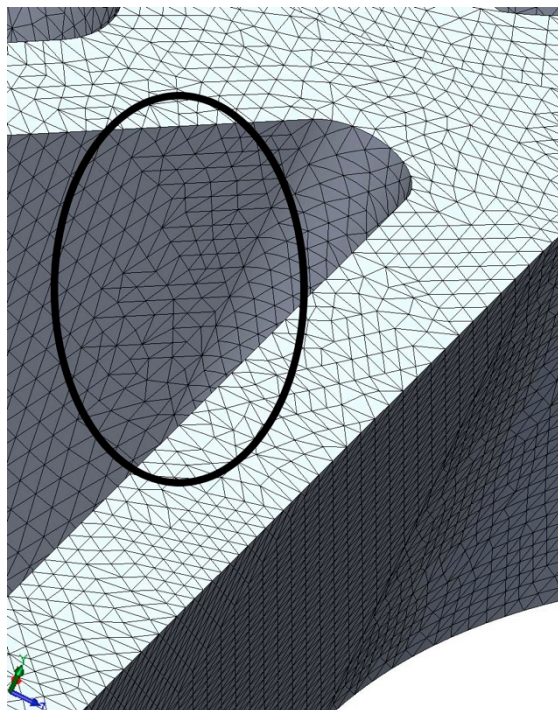


Figur 8-28: Svært fint mesh, finere enn hva som strengt tatt er hensiktsmessig men beregningskapasitet er heldigvis ikke et stort problem i våre dager.



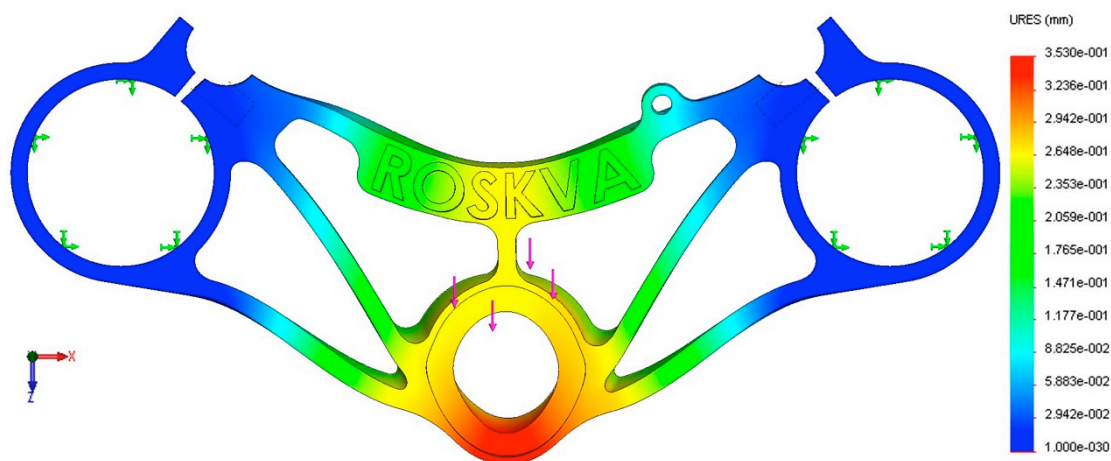
Figur 8-29: Von Mises spenningsplott med svært fint mesh. Som vi ser er maksimalspenningen vesentlig høyere enn i Figur 8-24.





Figur 8-30: Nærbilde av meshet i problemområdet. Legg merke til det jevne mønsteret til venstre i bildet og hvordan det endrer seg når man går mot høyre med flere element som grenser til hver node.

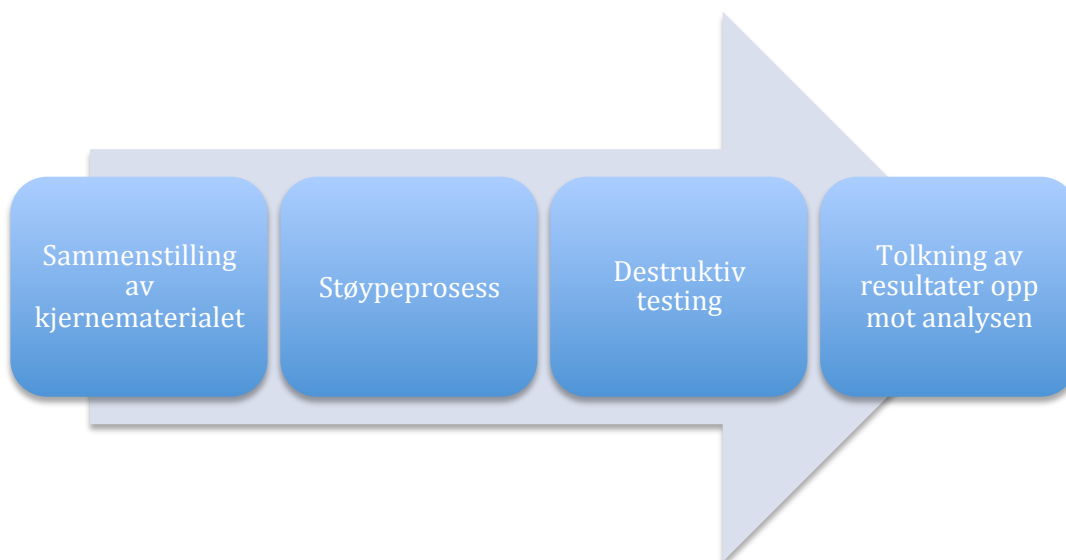
Deformasjonen er relativt liten, 0,35 mm. Se Figur 8-31. Dette bør være tilstrekkelig til å gi feedback til føreren, uten å skape farlige situasjoner.



Figur 8-31: Deformasjon av øvre styrebro.

## 9. VERIFISERING

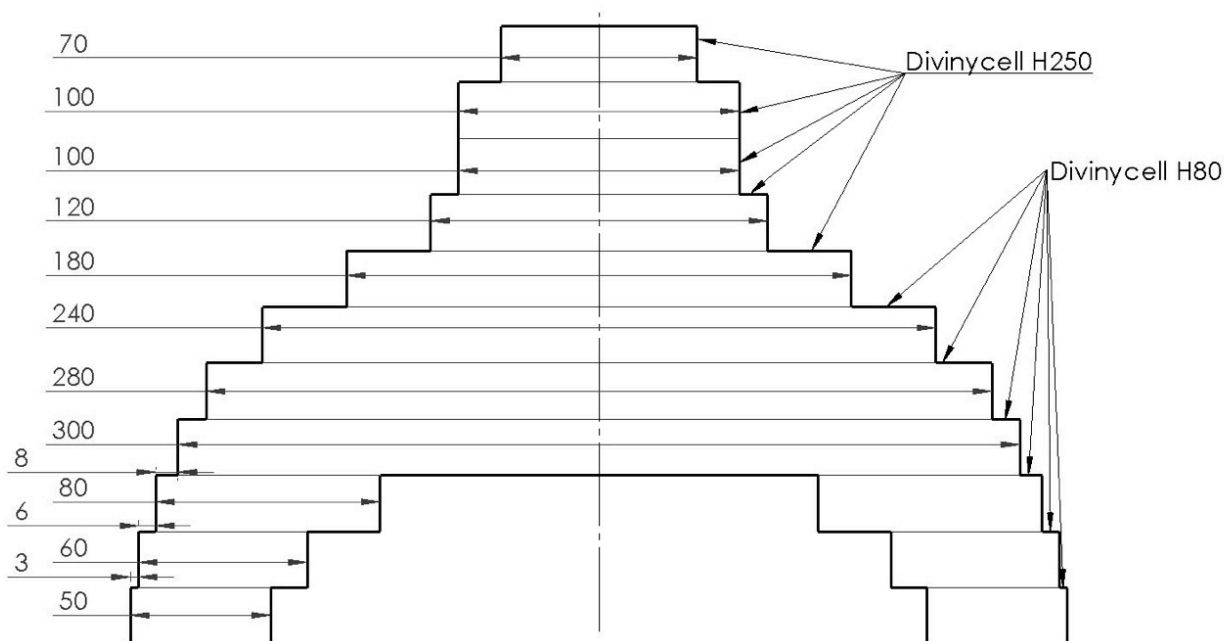
Siden FEM-analyse på komposittmaterialer er relativt usikkert, må man også foreta destruktiv testing av en komponent som er mest mulig lik den som skal brukes i den endelige konstruksjonen. Fordi analysen i kapittel 8.2 side 30 til 39 viser at fiberkonfigurasjonen  $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$ - $\pm 45^{\circ}$  symmetrisk ikke er nok, vil denne testen bli utført med  $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$ - $\pm 45^{\circ}$ - $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$ - $\pm 45^{\circ}$  symmetrisk, altså totalt 16 lag karbonfiber. Se flyttdiagrammet i *Figur 9-1* for fremgangsmåte.



*Figur 9-1: Flyttdiagram for verifisering av styrehodet.*

### 9.1. Sammenstilling og utforming av kjernemateriale

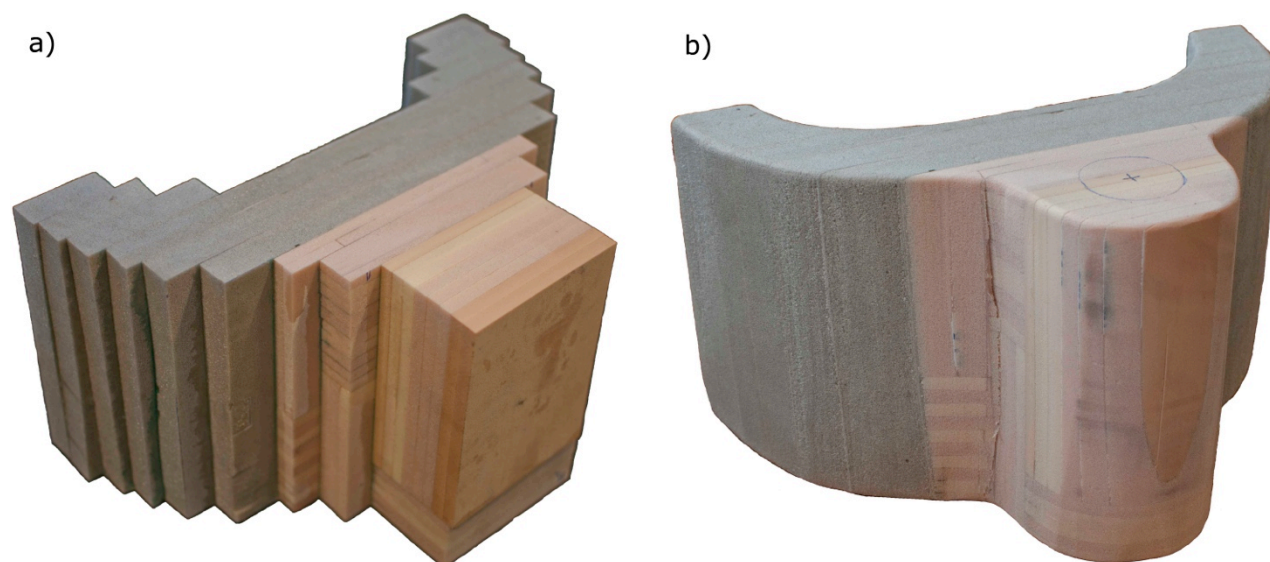
Modellen bygges opp av 20 mm plater i Divinycell H80 og H250. Bruker H250 rundt aluminiumshylsen fordi H250 gjorde det vesentlig bedre enn H80 i tester utført av Kultorp<sup>[6]</sup>. Modellen bygges opp av plater i hhv. H80 og H250 i hensiktsmessige størrelser. Se *Figur 9-2*.



*Figur 9-2: Konfigurering av 20 mm Divinycellplater for å få minst mulig svinn. Figuren forutsetter bruk av 20 mm plater.*



Siden H250 viser seg å være dyrere enn først antatt, benyttes HCP50 som har tilsvarende mekaniske egenskaper, men som er mer vannbestandig da den er beregnet på offshorebruk<sup>[2]</sup>. Vi fikk en god del vareprøver av HCP50 fra DIAB, disse vareprøvene har dimensjonene 8×105×145 mm. De limes sammen ved hjelp av epoksy av typen Araldite ESR 3. På grunn av størrelsen på vareprøvene ble denne prosessen foretatt i flere steg. Det endelige resultatet kan sees i *Figur 9-3a*.

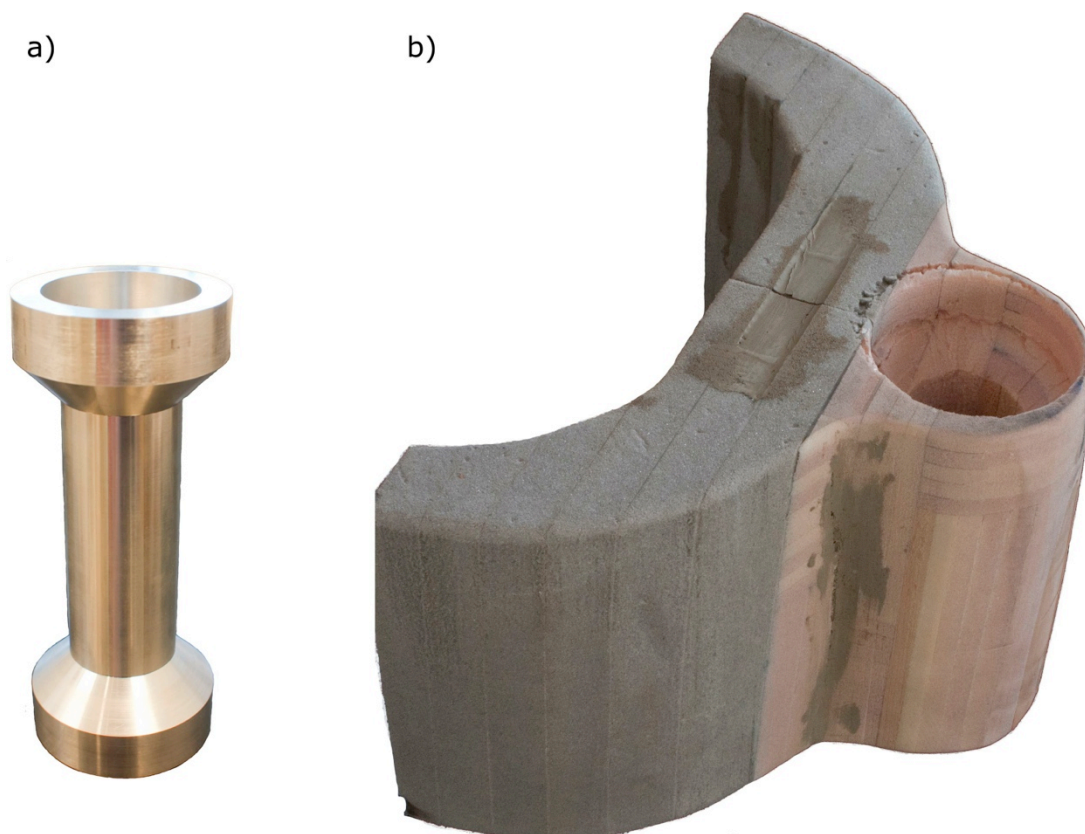


*Figur 9-3: a) Sammenstilling av styrehodet ved hjelp av Divinycellplater i forskjellige størrelser. Legg merke til den lysere HCP50 i forkant og den mørkere H80 i bakkant. b) Utforming av styrehodet ved hjelp av båndsag, sandpapir og albuefett. (Foto: O. A. Skjong)*

Etter at platene har blitt limt sammen ble formen saget ut ved hjelp av båndsag. Pusset deretter over alle kanter og ujevnheter. Her burde man nok bruk en CNC-fres for å få bedre nøyaktighet, men det er ikke nødvendig med en så høy grad av nøyaktighet på denne prøvebiten, siden den ikke skal passe sammen med andre komponenter på samme måte som den endelige utgaven av styrehodet. På grunn av kapasitetsproblemer i CNC-fresen ble den derfor ikke benyttet i denne sammenhengen. Se *Figur 9-3b* for utforming.

Alle ujevnheter ble sparklet over for å få utformingen mest mulig lik 3D-modellen (se *Figur 9-4b*). Hylsen som skal holde lagrene ble dreiet ut i aluminium 6082-T6. Se *Figur 9-4a*.

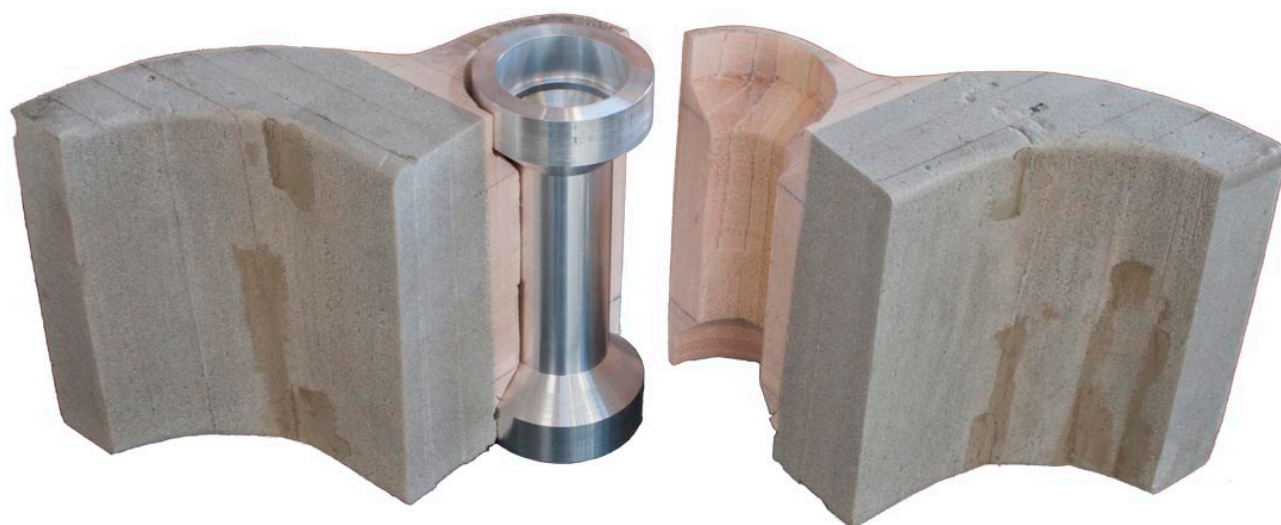




Figur 9-4: a) Hylsen som skal holde lagrene til styreakslingen, dreiet ut av en bolt i 6082-T6 aluminium ved hjelp av CNC-dreiebenk. b) Hullet til hylsen er skåret ut. (Foto: O. A. Skjong)

Boret og skar deretter ut et hull i Divinycellen som matcher utsiden av hylsen, se Figur 9-4b.

For feste inn hylsen i Divinycell-kjernen ble kjernen delt på langs i midten av hullet (se Figur 9-5). Hylsen ble deretter limt fast med epoksy, og de to halvdelene ble limt sammen igjen. Benyttet Araldite ESR 3 epoksy, tilsatt 35 % ESH 3 herder og 10 % akselerator 399. Se Figur 9-6 for støpeutstyr.



Figur 9-5: Hylsen passer inn i uthulingen. (Foto: O. A. Skjong)



Figur 9-6: Utstyr for støpning med epoksy. (Foto: O. A. Skjong)

Prøvebiten ble deretter klemt sammen og plassert i et lukket rom som holder ca. 40° C i ca. 6 timer for å herde. Se Figur 9-7.

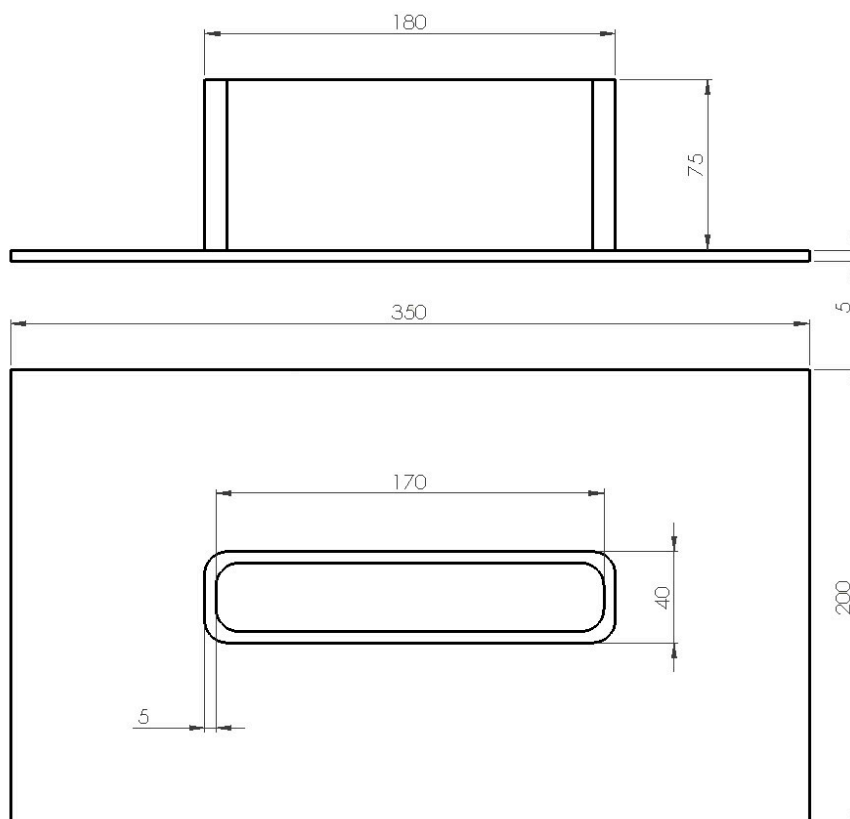


Figur 9-7: Herding av prøvebiten. (Foto: O. A. Skjong)

For å kunne bolte prøvebiten fast under testing, ble det sveiset to braketter laget av 5 mm S235 stålplater, se *Figur 9-9*. Disse ble limt på endene av prototypelementet som en forlengelse, se *Figur 9-10*. Limet som ble brukt er en tokomponentlim av typen Spabond 345, se *Figur 9-8*. På denne måten kommer man til med karbonfiberen rundt brakettene også, og man får dermed støypt de fast i kjernematerialet.

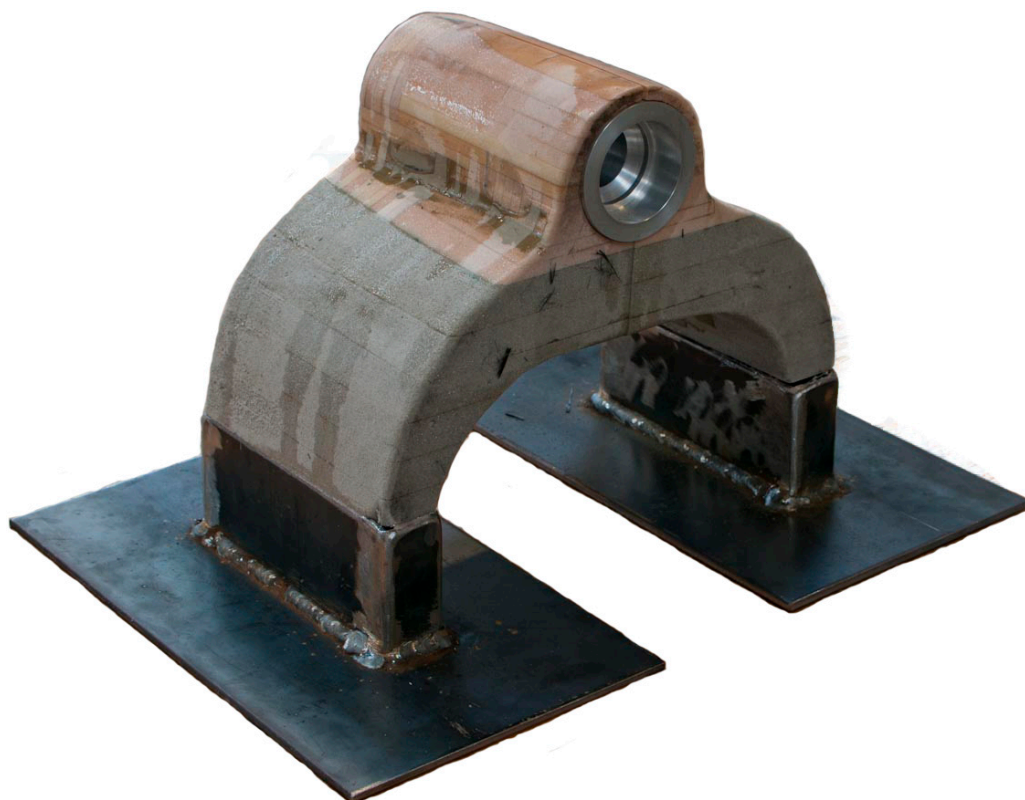


*Figur 9-8: Tokomponentlim Spabond 345. (Foto: O. A. Skjong)*



*Figur 9-9: Braketter for feste av prototypelement.*

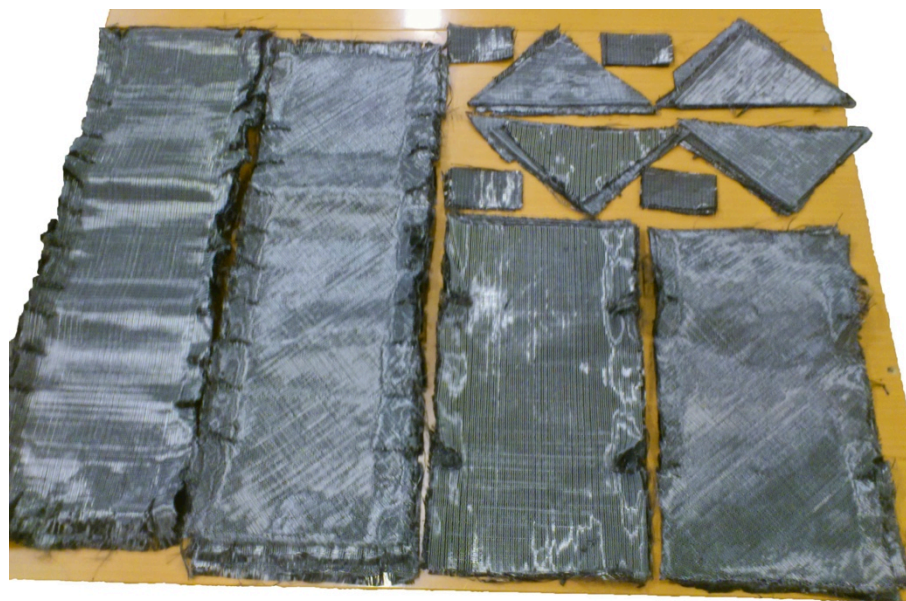




Figur 9-10: Braketter for å bolte fast prøvebiten ble limt fast i endene av prøvebiten. (Foto: O. A. Skjong)

## 9.2. Støyping med karbonfiber

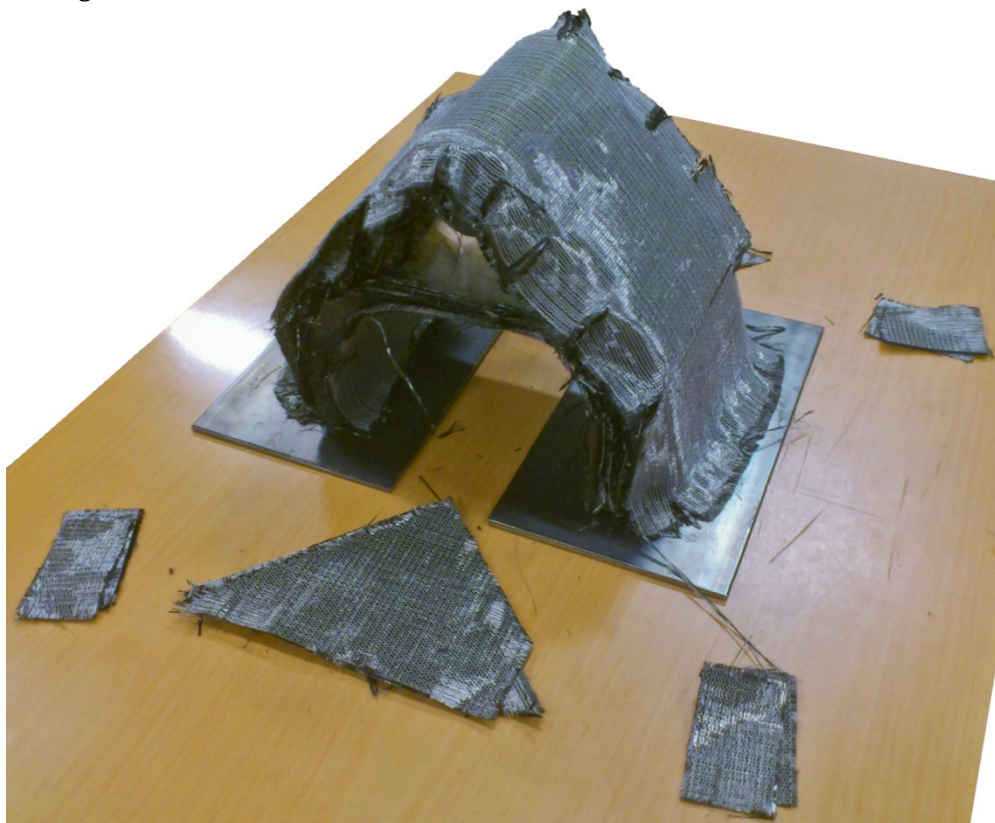
Karbonfiber ble skåret ut i passende biter for støypingen. Siden analysen i kapittel 8.2 på side 30 viste at  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$  symmetrisk (altså 8 lag totalt) ikke var tilstrekkelig, ble fiberkonfigurasjonen  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$  symmetrisk benyttet, altså 16 lag totalt. Se Figur 9-11 for karbonfibermattene.



Figur 9-11: Ferdig oppklippede biter av karbonfiber. Man kan tydelig se fiberretningen på de største remsene. Foran, fra venstre:  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ . (Foto: O. A. Skjong)



For å være sikker på at støypeprosessen skulle være mulig å gjennomføre, ble det først foretatt en tørrprøve der alle fibermattene ble lagt opp, og sjekket at de kunne formes rundt kjernen. Mattene ble klipt opp i kantene slik at de lettere kunne følge kjernens konturer. For styrken sin del bør man ha flest mulig hele fiber, men her må man ta en avveining siden det ikke vil være mulig å forme fibermattene etter kjernen om man ikke klipper inn slike spor. Det ble påsett at disse sporene ikke traff på samme sted på alle mattene. Det ble også brukt noen mindre biter for å lappe over sporene på de to første  $0^\circ$ - $90^\circ$  -lagene, da disse hadde særs store spor. Se *Figur 9-12*.



*Figur 9-12: Tørrprøving med karbonfibermattene. Trekantene i forkant ble lagt på hver side, med tilstrekkelig overlapp. De rektangulære bitene ble brukt til å overlappes sporene på de to første  $0^\circ$ - $90^\circ$ -lagene. (Foto: O. A. Skjong)*

For selve støpningen ble det brukt samme blanding av epoksy, herder og akselerator som for å lime sammen bitene av kjernemateriale, nemlig Araldite ESR 3 epoksy tilsatt 35 % ESH 3 herder og 10 % akselerator 399. Det viste seg underveis i støypeprosessen at det ble problematisk å legge så mange lag karbonfiber utenpå hverandre. Det ble derfor bare lagt 8 lag. Siden planen var å legge  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$  symmetrisk så endte det opp med kun  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$ - $90^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$ , dvs.  $0^\circ$  innerst og  $45^\circ$  ytterst. Dette er ikke den samme fiberkonfigurasjonen som skal brukes i resten av motorsykkelen, men det antas at dataene fra denne testen fortsatt er overførbare til den endelige prototypen.

Etter at alle lagene med karbonfiber var lagt på, ble prøvebiten pakket inn med peel-ply (se *Figur 9-13b*), som gjør det lettere å fjerne de andre lagene med duker. Deretter ble det lagt et lag med breather-duk, som er en tynn perforert plast-duk. Denne har som oppgave å holde tilbake og fordele epoksyen når man setter på vakuemet. La så et lag med filt (se *Figur 9-13a*) for å suge opp overflødig epoksy, før jeg pakket den inn i vakuumbagen. Se *Figur 9-14* for vakuumbag.



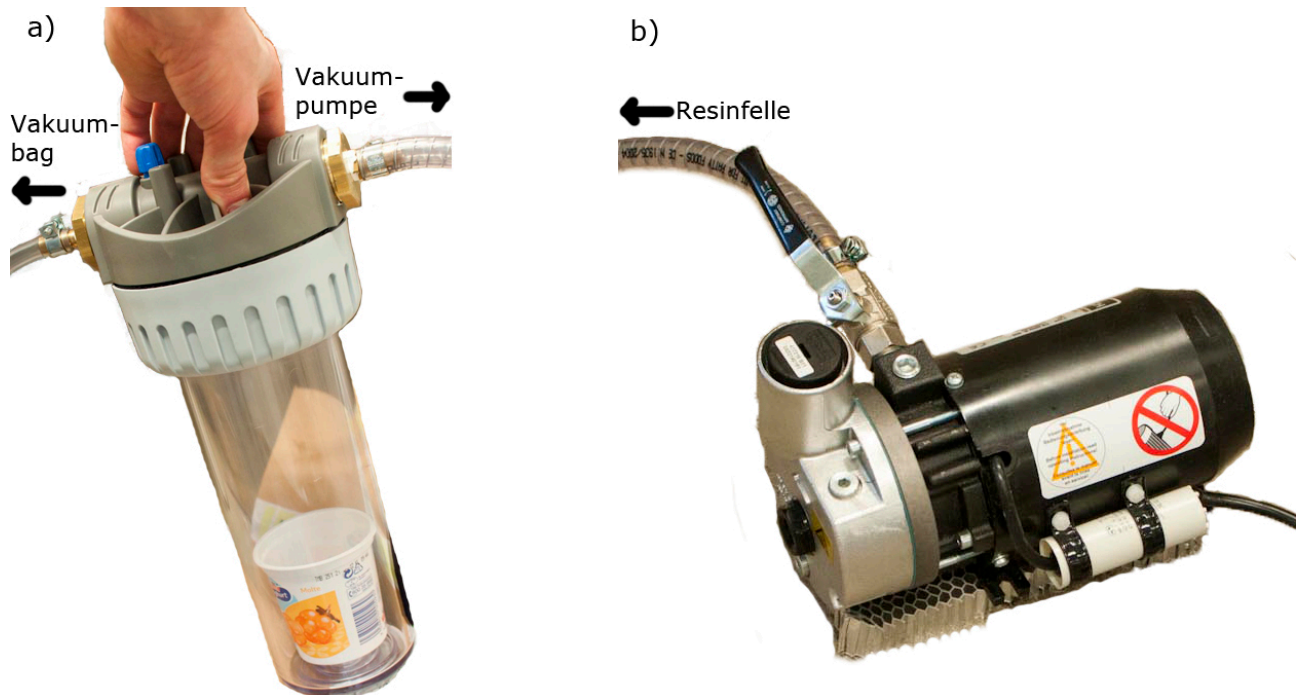


Figur 9-13: a) Filt til å suge opp overskytende epoksy. b) Peel-ply. En sterk og tynn tekstil som brukes innerst mot karbonfiberen i støypeprosessen. (Foto: O. A. Skjong)



Figur 9-14: Prøvebiten pakket inn i vakuumbag. Slangen som går ut av vakuumbagen i forkant går til vakuumpumpen, via resinfellen. Man kan også se mønsteret på filten. Dette er epoksy som har trukket gjennom hullene i breather-duken. (Foto: O. A. Skjong)

Vakuomet kommer fra vakuumpumpen i Figur 9-15b som leverer et vakuum på ca. 0,5 bar. Vår vakuumpumpe er levert av Busch Vakuumsystemer, og suger 4000 liter per time. For å unngå at man trekker overskytende epoksy inn i pumpen, benytter man en resinfelle (Figur 9-15a).



Figur 9-15: a) Resinfelle. Vår resinfelle er et vannfilter kjøpt rimelig på Clas Ohlson. Yoghurt-begeret er for å fange opp eventuell overskytende epoksy slik at ikke resinfellen blir full av gammel størknet epoksy. b) Vakuumpumpe type Busch PB 0004 B (Foto: O. A. Skjong)

Vakuumbagen ble kontrollert for lekkasje, deretter ble det stående og herde i ca. 7 timer i ca. 40° C. Vakuumpumpen ble stående på i hele perioden for å sikre at det var tilstrekkelig vakuum til å presse ut overflødig epoksy.

Etter 7 timer var prøvebiten gjennomherdet. Filt, breather-duk og peel-ply ble fjernet etter beste evne. På grunn av krumningene på prøvebiten var det vanskelig å legge peel-ply over alt. Dette førte til at det ble svært mye jobb med å få av de andre lagene (se Figur 9-16). En av bakdelene med å støype på denne måten, er at man får ganske mye avfall for hvert støyp, se Figur 9-17 for avfall.



Figur 9-16<sup>[20]</sup>: Undertegnede i full gang med å rive av peel-ply. Det tok ca. 3 timer å få av alt sammen.



*Figur 9-17: Avfall etter støpningen. Denne haugen målte ca. 1,5 m i diameter og var ca. 0,5 m høy. (Foto: O. A. Skjong)*

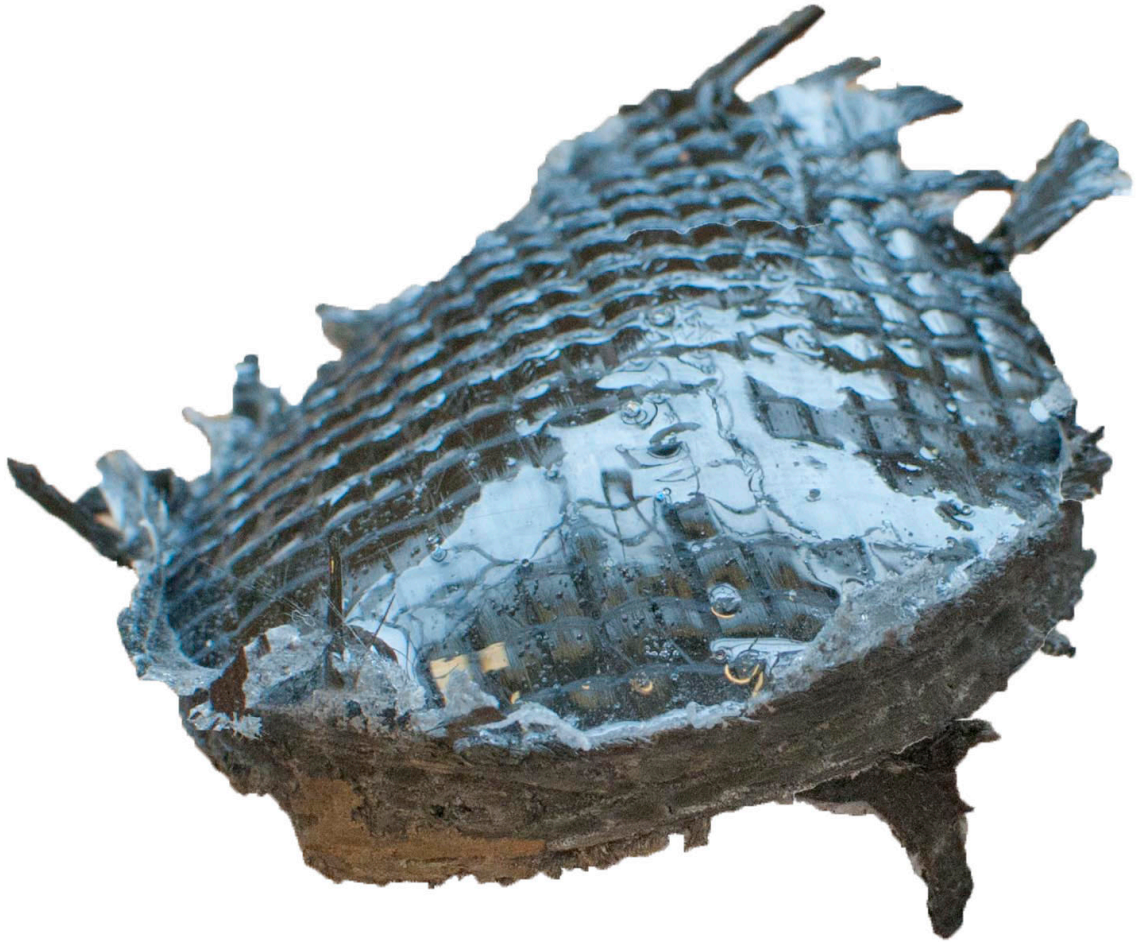
Resultatet av støpningen kan sees i *Figur 9-18*. Resultatet ble stort sett bra, men stykkene på sidene hadde seget litt, og det ble noen skrukker. På grunn av trøbbel med vakuumpakkingen, var det også ganske mye vakuumbånd og filt som hadde satt seg på festebrakettene. Det var også ett sted jeg ikke hadde kommet til med peel-ply, og her satt filten som støpt (ha-ha). Se *Figur 9-18*.



*Figur 9-18: Resultatet av støpningen. Legg merke til den hvite flekken midt på. Dette er filt som er umulig å fjerne på grunn av at det ikke var peel-ply under. (Foto: O. A. Skjong)*



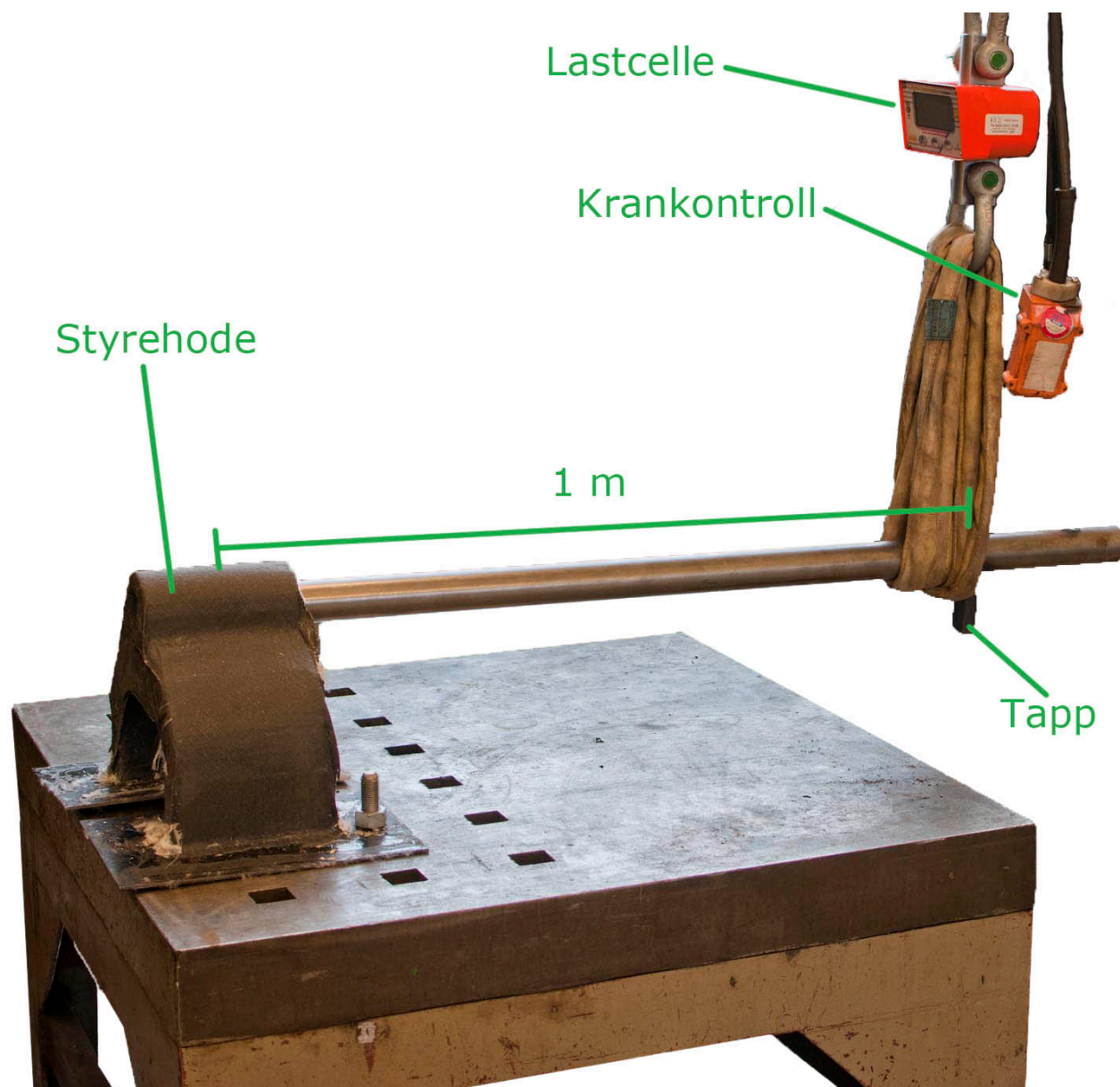
Siden hullene i hylsen for enkelhets skyld ble støpt over, måtte disse bores ut igjen. På den biten som ble boret ut kan man se litt av hvordan støypeprosessen har fungert. Som man ser på *Figur 9-19*, ligger det en del overskytende epoksy på innsiden. Det er heller ikke alle lagene med karbonfibermatte som har blitt laminert perfekt, men her har det jo heller ikke hatt noen anleggsflate å formes etter. Tykkelsen på laminatet var ca. 4,5 – 5,0 mm, altså relativt tykt.



*Figur 9-19: Bit med laminert karbonfiber skåret ut med hullsag, fordi det lå over hylsen til styrelagerene. Den siden som er opp på dette bildet var inn mot midten av prøvebiten, og karbonfiberen hadde derfor ikke noen anleggsflate å formes etter her. Legg merke til at den ser våt ut, dette er størknet epoksy. Som man kan se så er det en del overskytende epoksy her. Dette er fordi det ikke var noen flate å presse karbonfiberen sammen mot slik at epoksyen kunne presses ut gjennom peel-plyen og breather-duken for så å ende opp i filten. Tykkelsen langs kanten lå her på ca. 4,5 – 5,0 mm. (Foto: O. A. Skjong)*

### 9.3. Destruktiv testing

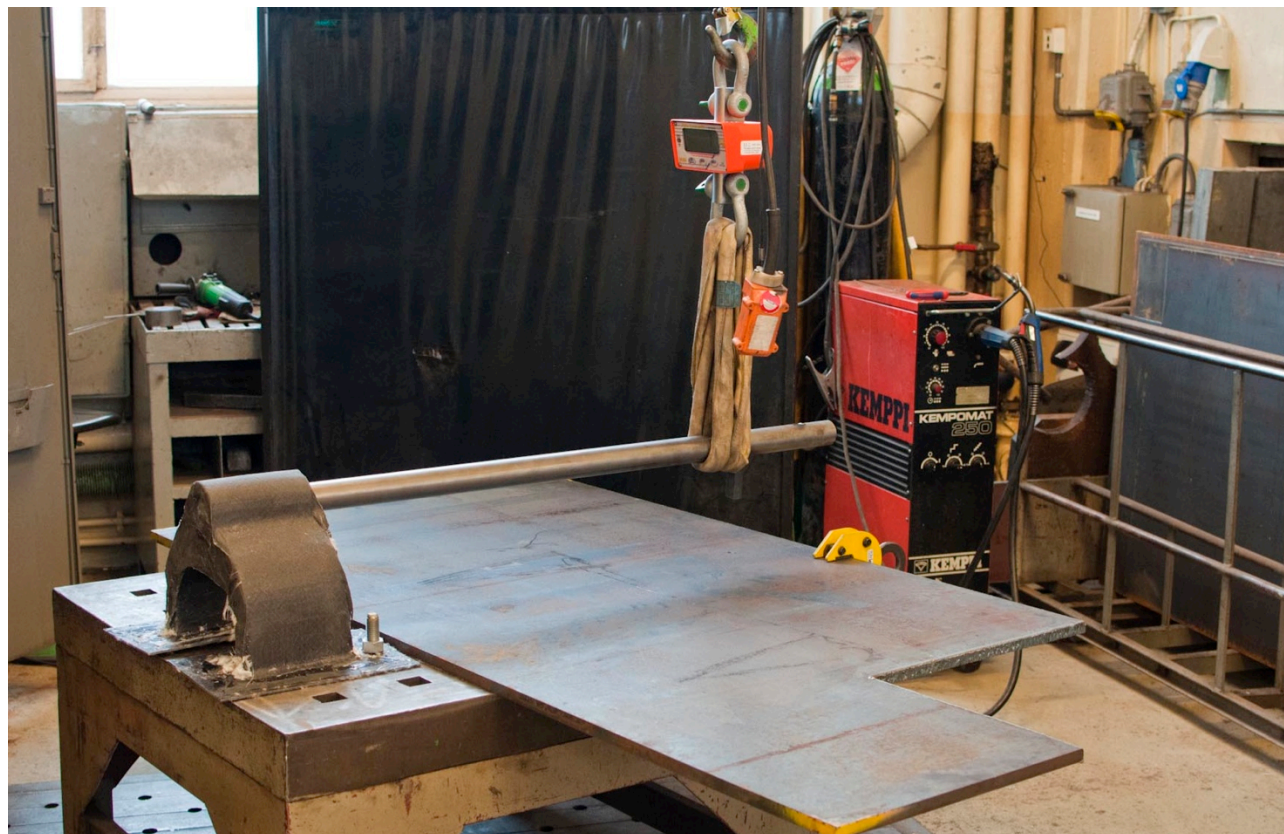
Dreiet ned en 50 mm aksling i automatstål (11SMnPb30) med  $R_e = 480$  MPa slik at den passet med den innvendige formen på aluminiumshylsa (se *Figur 8-5* side 30). Presset akslingen inn i hylsa og boltet styrehodet fast i et solid bord, se *Figur 9-20*. Lengden på armen er 1 m fra midten av styrehodet og ut til tappen som hindrer løftestroppen i å skli av.



Figur 9-20: Oppsett av testen. Legg merke til boltene som går gjennom festebrakettene, disse er M22 og festet gjennom en brakett på undersiden av bordplata. Det er sveiset på en tapp på akslingen som hindrer løftestroppen å skli av. (Foto: O. A. Skjong)

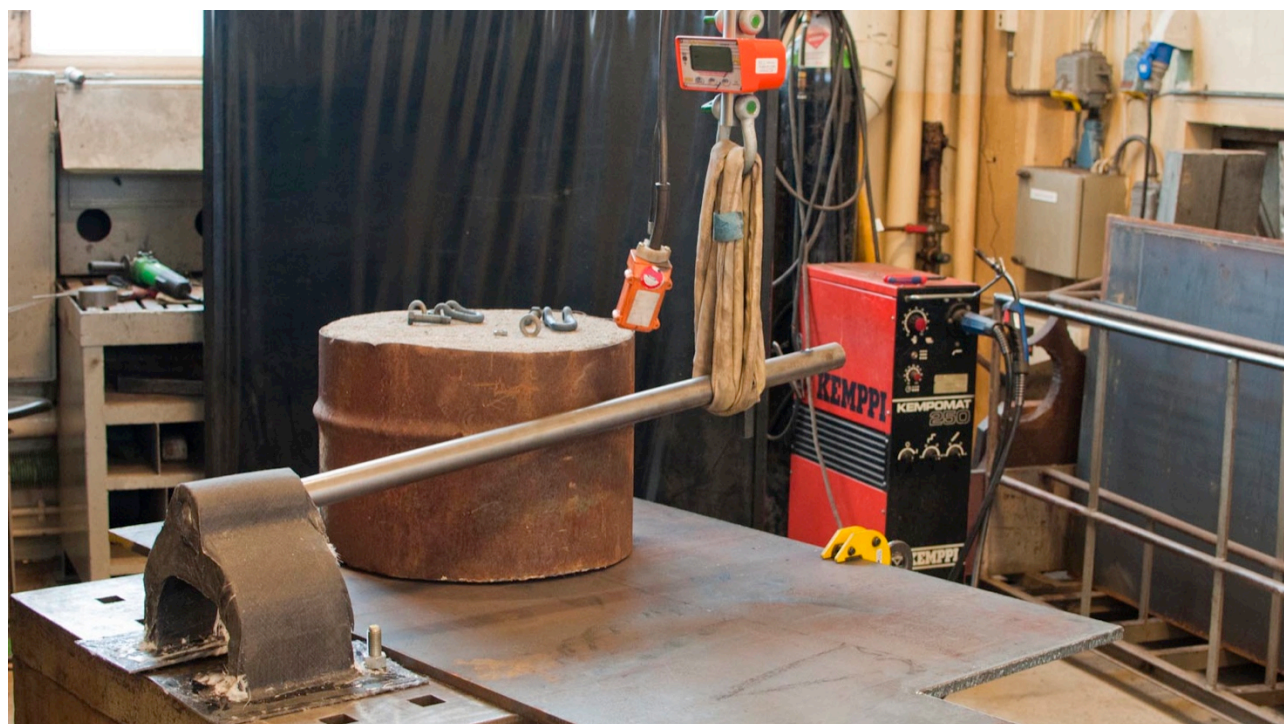
Lastcellen som ble brukt er en GR5A fra AEP Transducers s.r.l. fra 2006. Den har en maksimal kapasitet på 6 500 kg og nøyaktighet på  $\pm 1$  kg. Denne lastcellen benyttes til sertifiseringsoppdrag, og blir jevnlig kalibrert<sup>[25]</sup>. Dessverre viste det seg at dette bordet var for lett, det løftet seg ved en belastning på ca. 350 kg. Det ble derfor benyttet en stålplate som ekstra vekt, se Figur 9-21.





Figur 9-21: Brukte en stålplate som ekstra vekt for å holde bordet nede. (Foto: O. A. Skjong)

Det viste seg at heller ikke stålplaten var nok for å hindre bordet i å bli løftet. Denne gangen viste lastcella ca. 650 kg. Benyttet derfor et lodd på ca. 250 kg sammen med stålplaten.



Figur 9-22: Lodd på ca. 250 kg som ekstra vekt for å holde bordet nede. Kranen løfter ikke her, men armens flytegrense ( $R_e = 480$  MPa) har blitt passert og den er derfor varig deformert. (Foto: O. A. Skjong)



Med loddet plassert på bordet sto det støtt nok til at testen kunne gjennomføres. En del knasing kunne høres i fibreene fra rundt 500 kg og oppover. Det var satt opp et GoPro Hero HD som filmet i 720p 60fps for å logge belastningen. Dessverre viste det seg at lysforholdene var for dårlige til at det er mulig å lese av belastningen. Lastcellen viste over 700 kg da bruddet inntraff. Maksimalt opptatt moment i styrehodet blir da:

$$M_{maks} = 700 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1 \text{ m} = \mathbf{6\ 867 \text{ Nm}} \quad (3.2)$$

#### 9.4. Tolkning av testresultatet

Fiberlagene og retningene er definert i *Tabell 9-1*. Høyre og venstre side på styrehodet er definert slik som føreren av motorsykkelen vil se det, se *Figur 9-23*. Disse definisjonene brukes i resten av kapitlet.

*Tabell 9-1: Oversikt over retning på de forskjellige lagene. De er nummerert fra ytterst til innerst.*

Lag nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Fiberretning	-45°	45°	90°	0°	-45°	45°	0°	90°



*Figur 9-23: Bruddet har inntraffet. Karbonfiberen har blitt delaminert, men det er mye materiale som gjenstår. På denne figuren er høyre og venstre side definert slik som føreren av motorsykkelen vil se det. Denne definisjonen brukes i resten av kapitlet. (Foto: O. A. Skjong)*

Bruddet kom ganske brått, med et tydelig smell. Det var også en del knasing før bruddet inntraff, nok til at det bør fungere som en advarsel. Oppførselen til sandwichkonstruksjonen kan minne om oppførselen til stål. Etter at et brudd oppstår ved relativt høy spenning vil konstruksjonen fortsatt tåle belastninger, men den er varig deformert.





Dette minner om stål eller aluminium som når flytegrensen. Her vil konstruksjonen også være ødelagt på grunn av varig deformasjon, men det er fortsatt styrke igjen. Måten bruddet inntraff på, tyder på at det ikke ville være katastrofalt i en reell situasjon. Man hører smellet, ser bruddet og sannsynligvis vil motorsykkelen fortsatt være kjørbare selv om man vil merke svært tydelig at noe er galt.

Som vi ser i *Figur 9-23*, *Figur 9-24*, *Figur 9-25* og *Figur 9-26*, er det lag 1 og 2 som ryker først, da disse ligger ytterst. Problemene oppstår der kraften virker nærmest vinkelrett på fiberretningen. Man ser også at utformingen på styrehodet har betydning på bruddet. Siden formen går inn for å gi klaring til dempegaffelen, oppstår interlaminær skjær, og lag 1 og 2 delamineres fra lag 3 og innover i dette området.



*Figur 9-24: Nærbilde av bruddet på venstre side. Man ser her at bruddet først og fremst har forekommet i lag 2, som har en fiberretning som står nesten vinkelrett på kraftretningen. Fibrene har her blitt dratt fra hverandre, og dermed har lag 1 som er nesten parallelt med kraftretningen blitt delaminert. (Foto: O. A. Skjong)*



Om man ser på høyre side, går det frem av *Figur 9-25* og *Figur 9-26* at bruddet ikke har utartet seg på samme måte på begge sider. Dette er fordi lag 1 er  $\pm 45^\circ$ . Det som blir  $+45^\circ$  på den ene siden blir da  $-45^\circ$  på den andre, dermed har konstruksjonen blitt asymmetrisk. For å gjøre det symmetrisk må man dele duken på midten, noe som ikke er gunstig. Man vil helst unngå å dele fiberen da dette svekker konstruksjonen.



*Figur 9-25: Bruddet på høyre side. Her ser vi at det er hovedsakelig lag 1 som har blitt delaminert fra lag 2 og innover, i motsetning til venstre side hvor det var lag 2 som ble delaminert. (Foto: O. A. Skjong)*

Etter at det initiale bruddet var påvist, fortsatte testen med å dra styrehodet helt fra hverandre. Belastningen lå her stort sett på rundt 200-250 kg, noe som tilsvarer et moment på ca. 2-2,5 kNm til godt over halvparten av fiberen var revet av. Dette viser at konstruksjonen ikke mister hele styrken, selv om et brudd forekommer.

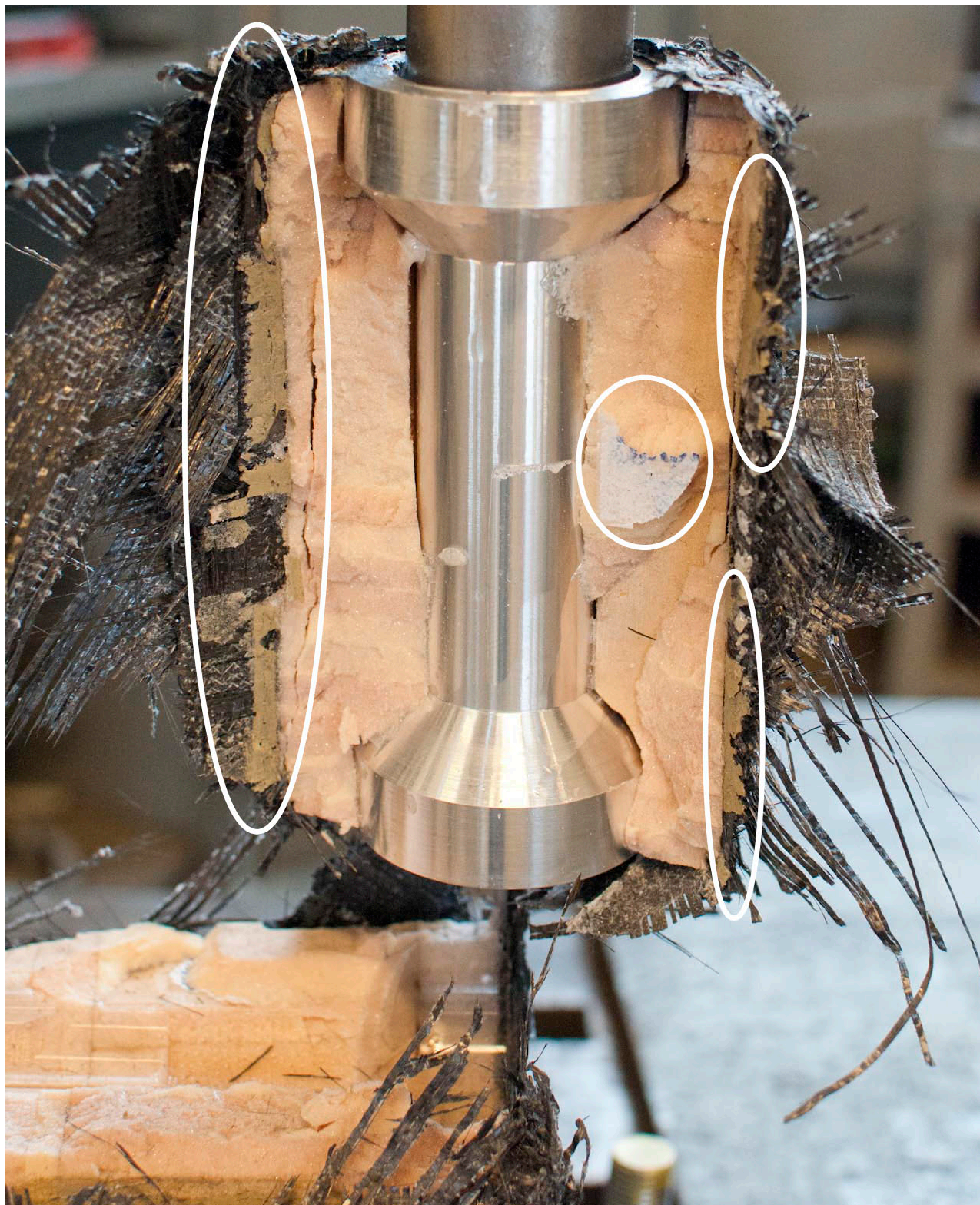
Som man ser i *Figur 9-27* og *Figur 9-28*, har fibreene i lag 1 og 2 løsnet lenger nede på sidene. Dette er fordi de slapp kjernen og rettet seg ut etter hvert som fibreene foran røk. Det sprutet også en god del fragmenter flere meter til sidene. Lag 3 og innover har blitt slitt av langs en jevnere kant. Dette er fordi lag 1 og 2 har hindret dem i å rette seg ut, og spenningen har derfor blitt høyest langs en rett linje. Lag 3 har delt seg mellom fibreene. Dette stemmer overens med hva Kultorp har sett i sine tester<sup>[6]</sup>.





*Figur 9-26: Nærbilde av bruddet på høyre side. Her ser man at det er lag 1 som har gitt etter. Dette stemmer svært bra da lag 1 her ligger tilnærmet vinkelrett på kraftretningen. Siden det er den samme duken som ligger rundt forsiden av styrehodet, vil dette da naturlig nok være omvendt av Figur 9-24. Lag 2 og innover ser tilnærmet intakte ut. (Foto: O. A. Skjong)*





Figur 9-27: Her har den fremste delen av styrehodet blitt revet av sammen med hylsen. Det brune på sidene her er sparkelen som var brukt for å jevne ut fasongen av styrehodet. Det hvite området til høyre for hylsen er papir. Alle vareprøvene fra DIAB var merket med etiketter, og denne etiketten ble ikke fjernet før vareprøvene ble limt sammen. (Foto: O. A. Skjong)





*Figur 9-28: Den bakerste delen av styrehodet sto igjen. Legg merke til at fiberen i lag 1 og 2 har blitt revet mye lenger nede på siden enn fibreene i lag 3 og innover. Dette er fordi fibreene i lag 1 og 2 ble rettet ut før de røk. Man kunne også se fiberfragmenter som sprutet flere meter til sidene. Fibrene i lag 3 og innover har blitt holdt på plass av lag 1 og 2, og de har dermed ikke fått rettet seg ut. Derfor er bruddet ganske rett fra lag nr. 3 og innover. (Foto: O. A. Skjong)*

Alt i alt stemmer testen godt med analysen. Vi ser at det er høye spenningskonsentrasjoner i området hvor bruddet først oppstod i nesten alle spenningsplottene i kapittel 8.2 fra side 30 og utover. Som vi ser i nevnte figurer, er det også en større spenningskonsentrasjon på motsatt side av der hvor bruddet inntraff. Dette er trykkspenning, og siden karbonfiberarmert epoksy har vesentlig dårligere mekaniske egenskaper for trykkspenning enn for strekkspenning, hadde det vært nærliggende å tro at det var her man ville få bruddet. Grunnen til at det ikke skjedde her er sannsynligvis at divinycellen med sitt relativt store tverrsnittsareal har tatt opp mye av trykkspenningen. Man kan dermed se fordelene av å bruke kjernemateriale i komposittkonstruksjoner.

Sprekken foran i kjernematerialet der kjernen ble delt i to for å lime inn hylsen (se *Figur 9-7* side 48), var også ett område hvor man kunne frykte et brudd. Det at det ikke skjedde noe her, til tross for feil på kjernematerialet, kan tilskrives karbonfiberens styrke. På grunnlag av dette kan man konkludere med at karbonfiberen vil holde i et ikke-kritisk område selv om kjernematerialet er skadet. Kjernematerialet vil dessuten kunne ta opp trykkspenninger som normalt kunne blitt problematiske om man hadde hatt kun karbonfiber uten kjerne.

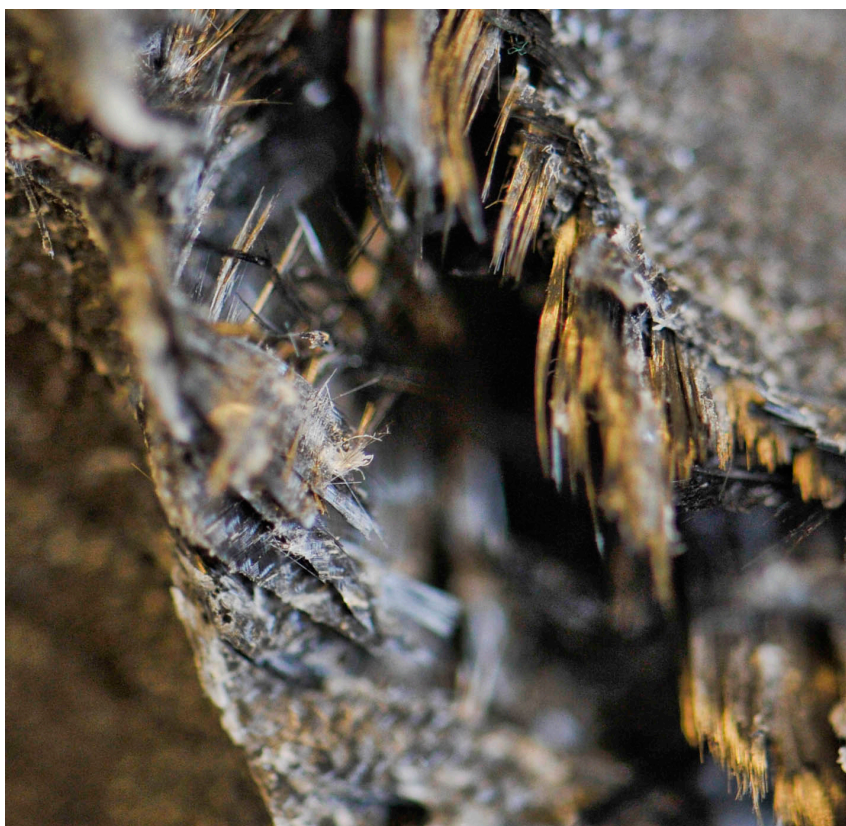
I *Figur 9-27* kan man se sparkelen som ble brukt til å jevne ut formen på styrehodet. Denne har ikke fremragende mekaniske egenskaper, og det er mulig at styrehodet ville vært litt sterkere om man hadde fått til en perfekt utforming uten bruk av sparkel. På vareprøvene vi



fikk fra DIAB var det etiketter, de fleste av disse ble fjernet, men man kan se en i *Figur 9-27* som ikke ble det. Denne kan også ha hatt en liten innvirkning på resultatet.

*Figur 9-29* viser delamineringen som forekom da bruddet først oppstod. Dette tyder på at den interlaminære skjærspenningen mellom lag 4 og lag 5 har vært for stor. Dette har sammenheng med at karbonfiberen her ligger "slakt" på kjernen. Fibrene vil derfor forsøke å rette seg ut og interlaminær skjær oppstår. Hadde man unngått en slik innsving på styrehodet ville det sannsynligvis tålt vesentlig mer.

Eventuelt kunne det vært surret uniaksial duk rundt innsvingene for å stramme de ytterste lagene inntil kjernen. På denne måten ville en spenning som hadde forsøkt å dra de ytterste lagene utover, resultert i en spenning i fiberretningen til den uniaksiale duken utenpå slik at konstruksjonen blir vesentlig styrket.



*Figur 9-29: Her har lag 1-4 (til høyre i bildet) blitt delaminert fra lag 5-8 (til venstre i bildet). Dette tyder på at den interlaminære skjærspenningen har vært stor i området. (Foto: O. A. Skjong)*

Som det går frem av *Figur 9-28* og nærbildet i *Figur 9-30*, har fibrene i 90°-laget røket tvers av langs en relativt rett linje. Dette tyder på spenningskonsentrasjoner langs denne linjen. Disse spenningskonsentrasjonene kan komme av at lag 3 har blitt holdt på plass av lag 1 og 2 slik at fibrene i lag 3 ikke har fått rettet seg ut før bruddet.

I *Figur 9-31* kan man se lag 1 i bruddsonen. Her mangler deler av lag 1, dette er fordi fibrene i dette laget røk på forskjellige steder, noe som tyder på at spenningen var jevnt høy i dette laget.





*Figur 9-30: Nærbilde av lag 3 i bruddsonen. Man ser her at fibrene har røket langs en relativt jevn linje. Dette tyder på spenningskonsentrasjoner i området. (Foto: O. A. Skjong)*



*Figur 9-31: Nærbilde av fibrene i bruddsonen. Legg merke til at det kun er deler av lag 1 igjen her. Fibrene i dette laget røk på forskjellige steder, noe som tyder på jevn belastning. Mønsteret på fibrene i lag 1 er avtrykk fra vevingen i peel-plyen. (Foto: O. A. Skjong)*



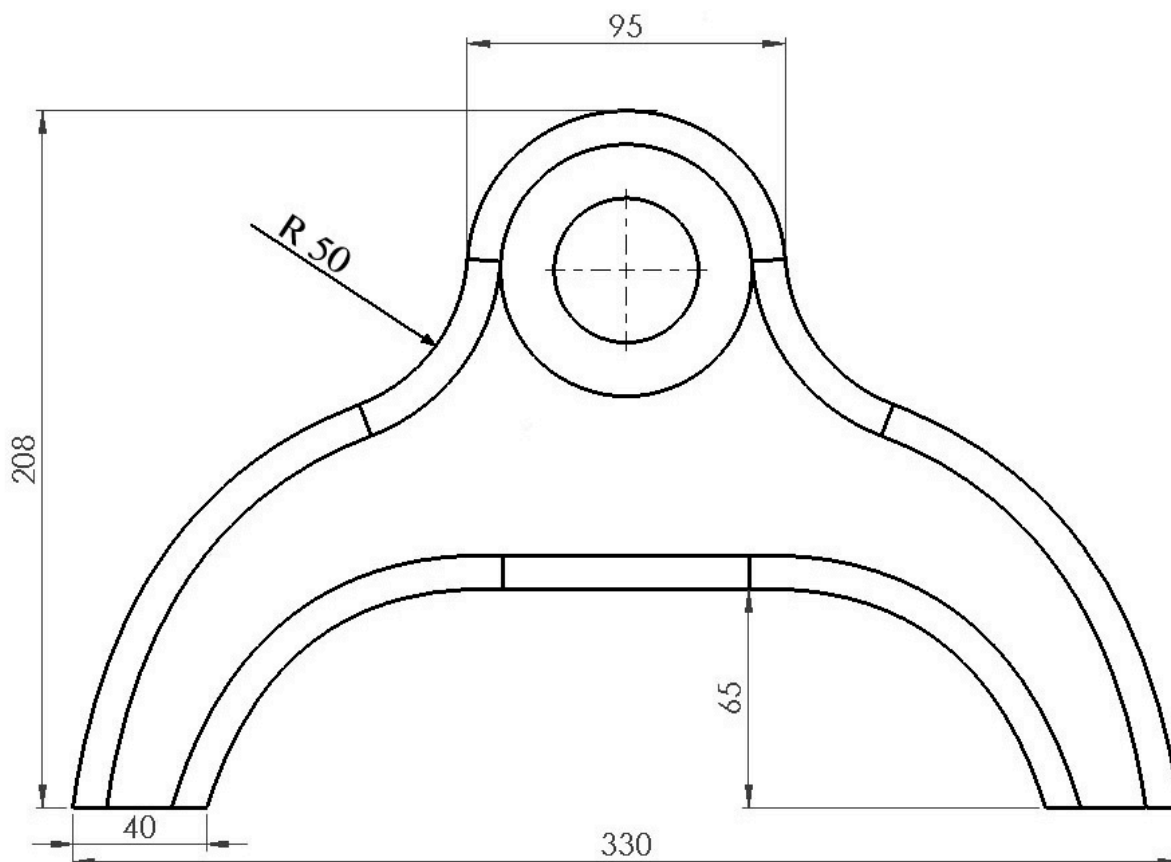
## 10. OPTIMALISERING

### 10.1. Optimalisering av styrehodet

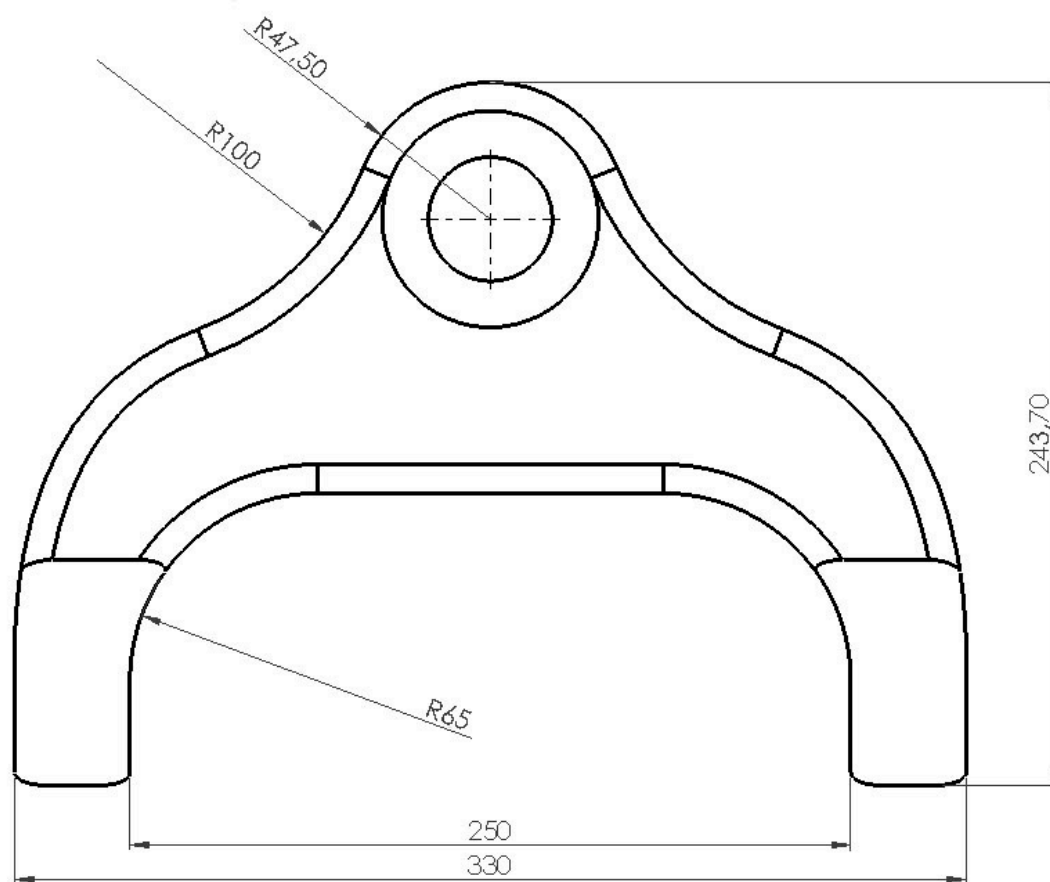
Det er hovedsakelig to grunnlag for å endre på utformingen av styrehodet. Den første er feedback fra designeren Olsvik, den andre er den destruktive testen. Som vi så i testen (kapittel 9.4 side 58) så slapp karbonfiberen fra kjernen på grunn av kjernens utforming. Det vil derfor være gunstig å endre utformingen på kjernen slik at karbonfiberen ligger "strammere" for å unngå interlaminært skjær med påfølgende delaminering. Dette må avveies mot at maksimalt styreutslag ikke skal påvirkes for mye. Velger å benytte fiberkonfigurasjonen som først var planlagt å bruke,  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $0^\circ$ .

Olsvik ville at styrehodet fikk klarere definerte radier på innsiden der det skal limes mot resten av chassiset. Det må også være loddrette kanter inn mot den indre rammen, derfor må disse kantene skråes  $23,45^\circ$ . Høyden på 180 mm beholdes. I *Figur 10-1* kan man se grove mål på styrehodet før optimalisering. Radien på utsiden på 50 mm har blitt økt til 100 mm for å få karbonfiberen til å ligge inntil kjernen under høyere belastninger. I tillegg har det blitt en klart definert radius på innsiden og de bakre festene har blitt skrået av. Se *Figur 10-2* for grove mål på optimalisert styrehode. Se *Figur 10-3* for 3D-tegning av optimalisert styrehode.

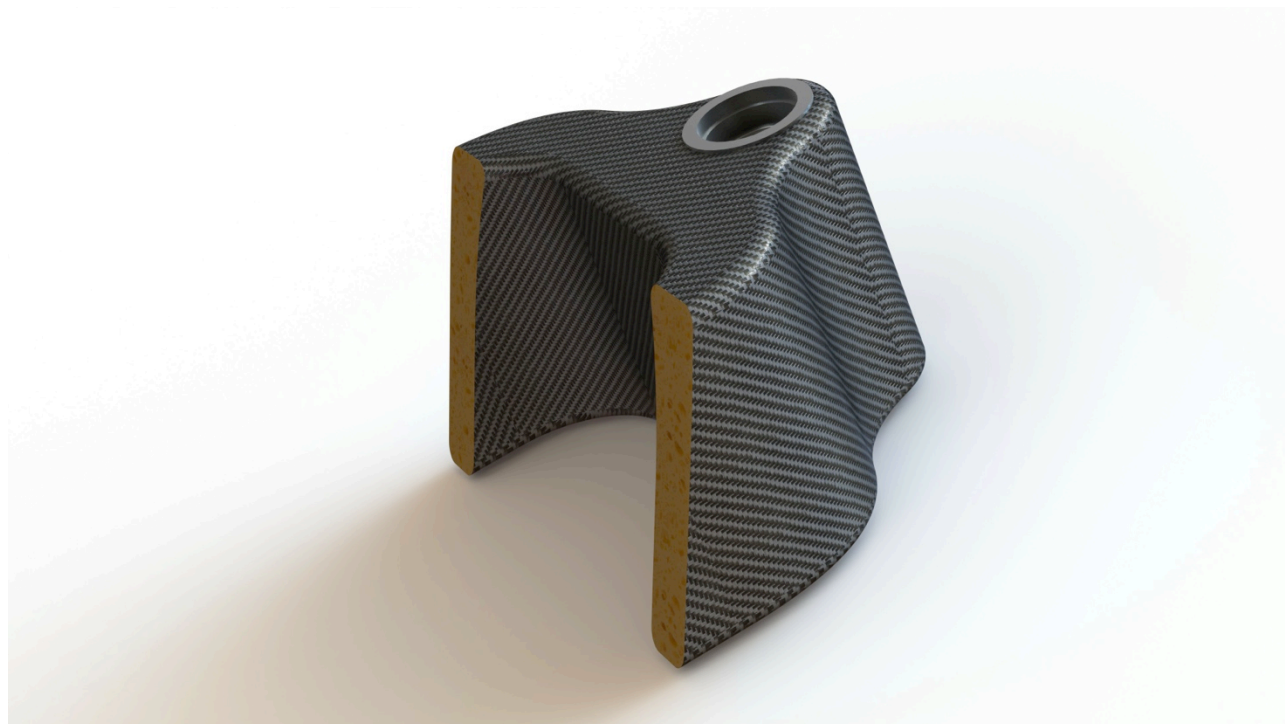
Siden denne komponenten kommer til å bli svært synlig for føreren, bør det ytterste laget være en twill av høy kvalitet for å få det karakteristiske karbonfiberutseendet.



*Figur 10-1: Målsetting av det første designet. Legg merke til at det ikke er definert radier på innsiden, og radien på utsiden, som er 50 mm. Det er denne som gjør at karbonfiberen slipper fra kjernen.*



Figur 10-2: Optimalisert styrehode. Legg merke til at det er en klart definert radius på innsiden og at radien på utsiden er økt til 100 mm for å hindre delaminering ved høyere belastninger.



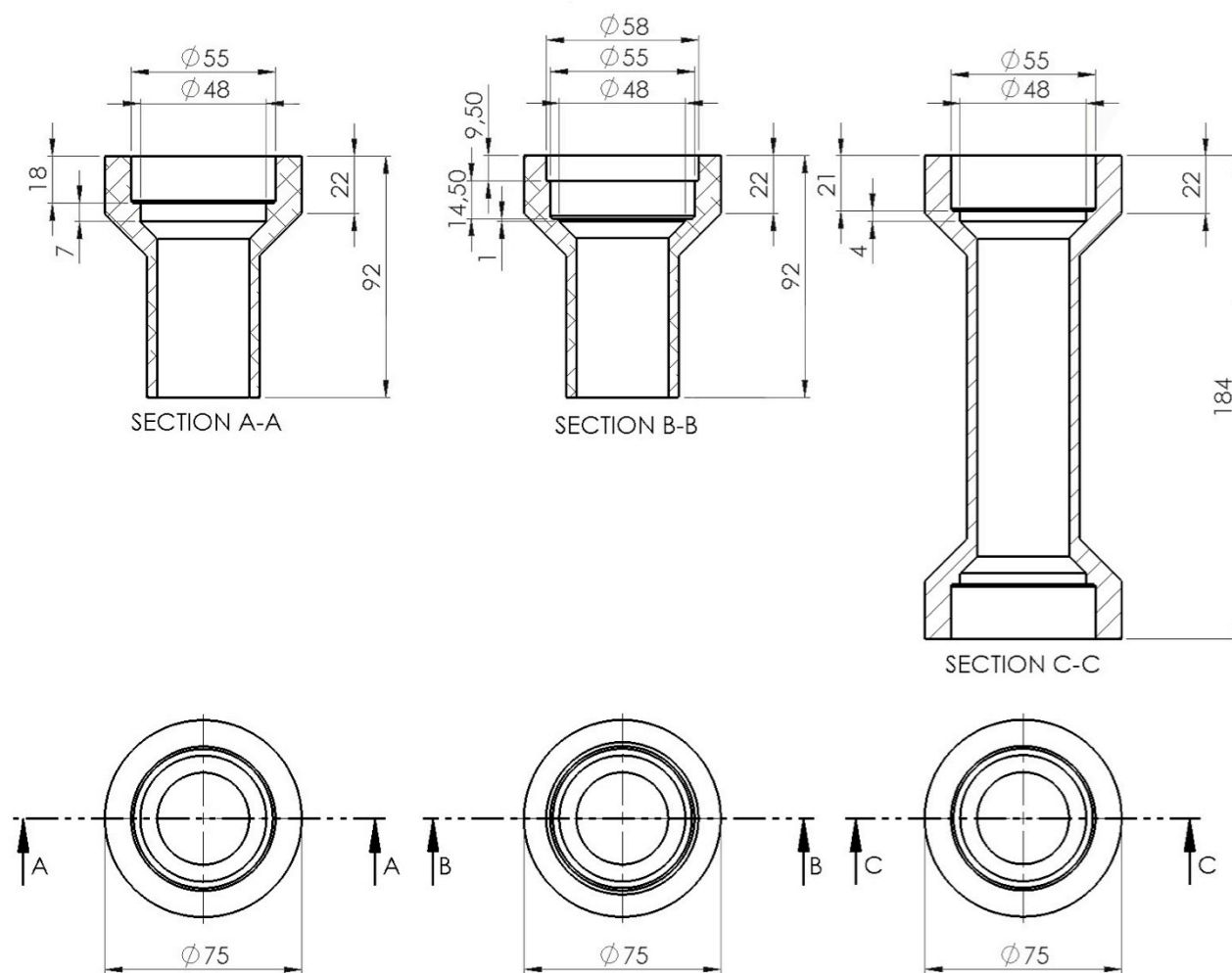
Figur 10-3: Rendrert fremstilling av optimalisert styrehode. Legg merke til at endene her skrår 23,45° i forhold til hylsen.



Vekten på kjernematerialet og hylsa til det optimaliserte styrehodet leses ut fra SolidWorks til 925 g. Overflatearealet som skal dekkes med karbonfiber er 0,205 m<sup>2</sup>. Regner med 20 % overlapp per lag og fire lag med duk, hvilket gir et totalt behov for karbonfiber på ca. 1 m<sup>2</sup>. Regner med en vekt på karbonfiberen på 629 g/m<sup>2</sup>[1] og estimerer et behov for epoksy på ca. 1 kg. Totalvekten blir da ca. 2 550 g.

Ut i fra testen kan vi også se at det ikke er behov for så mye kjernemateriale bak aluminiumshylsen. Her kan det spares litt på å fjerne noe, dette kommer inn under kapittel 15.3 "Videre arbeid" på side 86 fordi den indre ramma i Olsviks oppgave<sup>[14]</sup> allerede er utformet for å passe sammen med den nåværende formen på styrehodet.

Aluminiumshylsen har blitt endret for å passe sammen med innkjøpte komponenter. Se sammenstillingstegning *Figur 12-1* side 77. På grunn av tetninger og høyden på strammemutterne har de innvendige målene blitt forandret. Den har også blitt delt på midten for å gjøre den lettere å sette inn i kjernen. Se *Figur 10-4*.



*Figur 10-4: Målsetting av hylsene. Fra venstre: Nedre del av ny hylse, øvre del av ny hylse og den gamle hylsen.*



## 10.2. Optimalisering av øvre styrebro

Øvre styrebro ble utviklet med grunnlag i en styrebro som forfatteren tegnet i TIP250 våren 2009<sup>[16]</sup>. Den første 3D-modellen var basert helt på dette designet, deretter ble det kjørt FEM-analyser og endringer til komponenten var optimalisert slik som den fremstår i kapittel 8.3 side 39 og utover. Den første 3D-modellen kan sees i *Figur 10-5*, og i *Figur 10-6* kan vi se det endelige resultatet. Det første utkastet veier 535 g og den optimaliserte utgaven veier 330 g, altså er vektbesparelsen på 205 g. I tillegg er det slanke designet mer tiltalende.



*Figur 10-5: Første utkast til øvre styrebro.*



*Figur 10-6: Øvre styrebro optimalisert ved hjelp av FEM-analyse.*

## 11. INNKJØPTE KOMPONENTER

En motorsykel består av mange forskjellige komponenter, og det er hverken hensiktsmessig eller gjennomførbart for oss å utvikle/forbedre alle selv. Vi kommer derfor til å kjøpe inn en god del komponenter, hovedsakelig de som ikke blir berørt av oppgavene våre. De komponentene jeg skal ta for meg her er for det meste forstillingskomponenter (se *Figur 1-6* side 6). Innkjøp av disse komponentene inngår i min oppgave fordi jeg er den på gruppen som har mest erfaring med motorsykler og vet hva som er forventet av utrustning på en moderne motorsykel.

Siden budsjettet vårt er mer begrenset enn ambisjonene, vil det være svært viktig å få mest mulig valuta for pengene. Det kommer derfor til å bli benyttet nye og brukte deler om hverandre, alt ettersom hva som er hensiktsmessig.

### 11.1. Forstilling

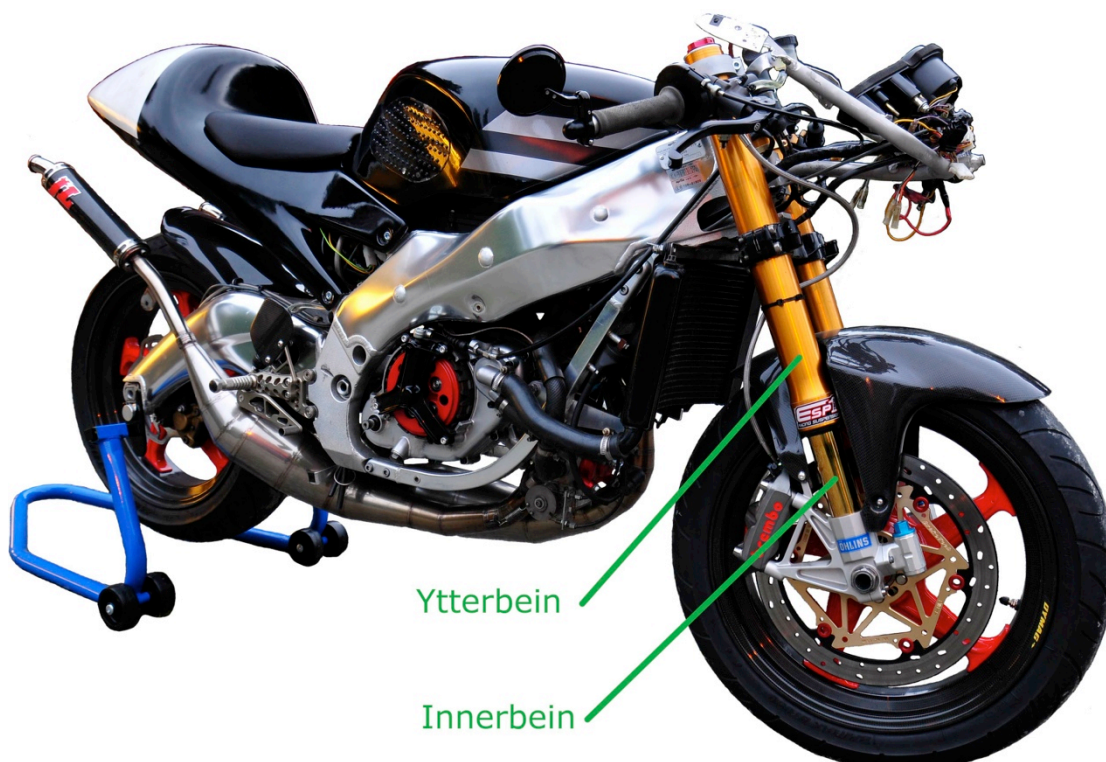
Siden det er et viktig poeng for oss å bruke moderne deler, ville vi ha en opp-ned dempegaffel med radiaalt monterte bremsekalipere. Vi valgte en forstilling fra en 2006 Yamaha YZF R1. Dette er en superbike med topp effekt på over 170 hk som er kjent for sine gode kjøreegenskaper. De japanske motorsyklene i denne klassen er alle svært gode, og kjøreegenskapene ganske like. Det at valget falt på Yamaha var at denne oppfylte kriteriene om opp ned gaffel med radiaalt monterte bremsekalipere i tillegg til at prisen var gunstig. Se *Figur 11-1*.



*Figur 11-1<sup>[45]</sup>: Yamaha YZF R1 2006. Dempegaffel, styre og bremsesystem foran er hentet fra denne modellen.*



Figur 11-2: 1985 Yamaha RD 350 YPVS med konvensjonell dempegaffel. Her ser man at ytterbeina sitter nederst på dempegaffelen mens innerbeina er festet i styrebroene. (Foto: O. A. Skjong)



Figur 11-3: Ombygd Aprilia RS 250 med opp-ned dempegaffel. Her sitter innerbeina nederst mot hjulet og ytterbeina er festet i styrebroene. (Foto: O. A. Skjong)



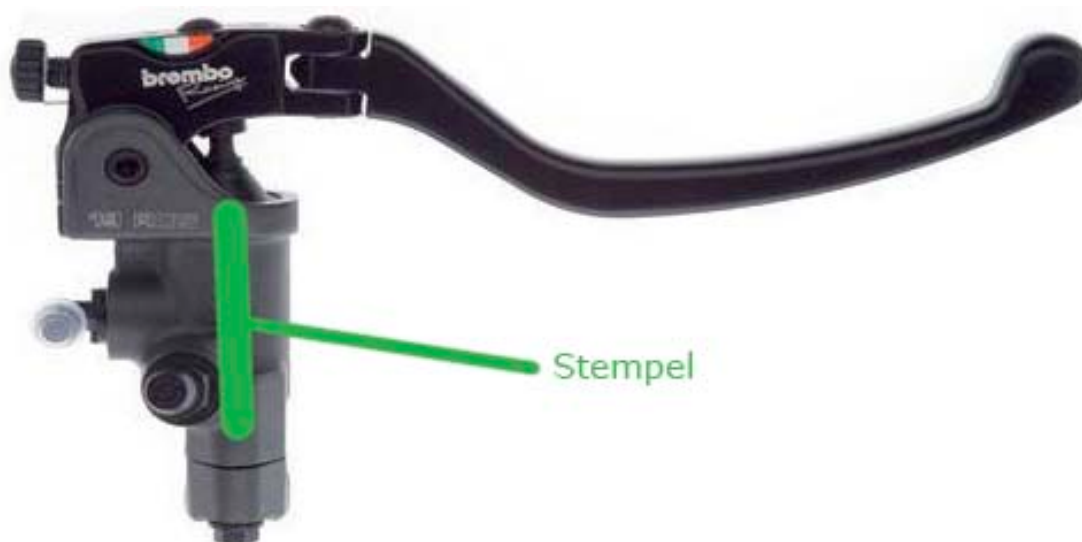
En konvensjonell dempegaffel har ytterbeina nederst som på *Figur 11-2*, mens en opp-ned dempegaffel har ytterbeina øverst som på *Figur 11-3*. Fordelen med denne løsningen er at gaffelen blir stivere siden man får det største arealtrykkmomentet der hvor momentet er størst. Ulempene er at dempegaffelen blir tyngre, har lettere for å lekke og er vanskeligere å utføre service på. Selv om det er klare ulemper med dette designet, har denne løsningen vunnet frem fordi kraftigere motorer stiller større krav til fjæringskomponenter og ramme. Siden dette nå er å betrakte som en industristandard, ville det ikke være et alternativ å gå for konvensjonell dempegaffel.

## 11.2. Bremses

En moderne motorsykkel har som regel to separate bremsesystemer, ett for bakhjulet og ett for forhjulet. Disse er hydrauliske med en masterpumpe, slanger og kalipere med stempel som presser på bremseklosser, som i sin tur ligger an mot bremsekiven. Vi kommer kun til å benytte oss av regenerativ bakbrems for å holde vekten, prisen og antall komponenter nede. Dette vil også utgjøre stor forskjell for rekkevidden siden man kan lade batteriene ved å bremse. Bakbremsen vil derfor ikke bli utredet i denne oppgaven, den går inn under Norbergs oppgave om motor og drivlinje<sup>[13]</sup>.

Bremseoppsettet foran vil være en radial masterpumpe med radielt monterte bremsekalipere.

En radialmontert masterpumpe har stempelet liggende vinkelrett på bremsehendelen (se *Figur 11-4*) til motsetning fra konvensjonelle masterpumper som har stempelet liggende parallelt med bremsehendelen (se *Figur 11-5*). Dette gir en mer lineær sammenheng mellom hendelkraft og bremsekraft, og har blitt standard på moderne motorsykler.



*Figur 11-4*<sup>[38]</sup>: Radial masterpumpe. Legg merke til at stempelet står normalt på bremsehendelen.





Figur 11-5<sup>[26]</sup>: Konvensjonell masterpumpe. Legg merke til hvordan stempelet ligger nesten parallelt med bremsehendelen.

Radielt monterte bremsekalipere har blitt vanlig på de best utstyrte motorsyklene i nyere tid. Dette fordi denne innfestningsmetoden gir bedre stabilitet siden kaliprene festes med en bolt i hver ende, altså blir arealreghetsmomentet til festeboltene større enn på konvensjonelt monterte bremsekalipere. På grunn av dette har radielt monterte bremsekalipere blitt industristandard på sportslige motorsykler. For forskjellen mellom konvensjonelt monterte kalipere og radielt monterte kalipere se Figur 11-6 vs. Figur 11-7.



Figur 11-6: 2001 Aprilia RSV Mille R med konvensjonelle bremsekalipere. Legg merke til festeboltene som er parallele med hjulakslingen. (Foto: O. A. Skjong)



Figur 11-7: Ombygd Aprilia RS 250 med radielt monterte bremsekalipere. Legg merke til festeboltene som står radielt på hjulakslingen. (Foto: O. A. Skjong)

### 11.3. Felger

På grunn av Norberg<sup>[13]</sup> og Krogs<sup>[5]</sup> valg om å bruke en enkeltsides svingarm (monosvingarm) så må bakfelgen være beregnet for denne typen svingarm, se Figur 11-8. Vi har ikke kapasitet til å lage en felg selv, og må derfor kjøpe en felg til en annen motorsykel. Dette begrenser valgmulighetene, siden det er svært få modeller som har monosvingarm. Siden lav vekt er et prioriteringsområde valgte vi å kjøpe felger i karbonfiber fra Black Stone TEK (BST) i Sør Afrika. Dette firmaet er en ledende leverandør av karbonfiberfelger, og er ISO 9001:2008 godkjent av TÜV<sup>[30]</sup>.



Figur 11-8<sup>[43]</sup>: Ducati 996R med monosvingarm



Lette felger bidrar ikke bare til at totalvekten blir lav, men treghetsmomentet blir lavere noe som gir raskere akselerasjon og retardasjon, samtidig som det gjør sykkelen lettere å legge fra side til side. Den lave vekten gjør også jobben lettere for demperne. På grunn av monosvingarmen ble det bestemt av vi skulle bruke en bakfelg beregnet på Ducati 916, 996 og 998 med dimensjonene 17" x 6,0", se *Figur 11-8*. Denne bakfelgen er breiere enn hva vi strengt tatt trenger, men breie felger er assosiert med kraft og høye ytelser og den vil derfor bidra til å gi Roskva en utstråling av kraft og "performance". Forfelgen er til en 04-06 Yamaha YZF R1 siden den vil passe rett på forstillinga vår uten tilpasninger. Denne vil være 17" x 3,5", noe som er standard dimensjon foran på de fleste gatemotorsykler. Se *Figur 11-9*.



*Figur 11-9: Et sett BST karbonfiberfelger til Ducati 916<sup>[31]</sup>.*

#### 11.4. Dekk

Dekkdimensjon foran blir 120/70-17, siden denne dimensjonen passer best med den felgen vi har valgt. Bak blir det 190/50-17 av samme grunn. En flerkomponents gummiblanding beregnet for gate og bane vil være en ideell kombinasjon. Dekk som Bridgestone BT016 PRO har tre forskjellige gummiblandinger. Et mykt felt på skuldrene av dekket og et hardere felt i midten. Siden dekkslitasjen er størst rett frem (med mindre man kjører mye på bane) pga. akselerasjon og retardasjon vil dette sørge for at hele dekket blir utslitt samtidig. Se *Figur 11-10*. Michelin Power Pure 2CT og Pilot Power 2CT har også tilsvarende teknologi.





Figur 11-10: Gummiblanding på Bridgestone Battlax BT016 PRO motorsykkeldekk<sup>[34]</sup>.

Valget av dekk falt på Bridgestone BT016 da forfatteren har gode erfaringer med disse dekkene på både vått og tørt føre, også på bane. Som det går frem av *Figur 11-11* så har dekkene gode dreneringsmønstre. Man kan også se at det ikke er noe mønster helt på kanten av dekkene, noe som gir bra mening da man vil ha størst mulig kontaktflate når man har maksimalt nedlegg. En så stor nedleggsvinkel er heller ikke aktuelt når det er våt veibane, og drenering er derfor ikke nødvendig her.



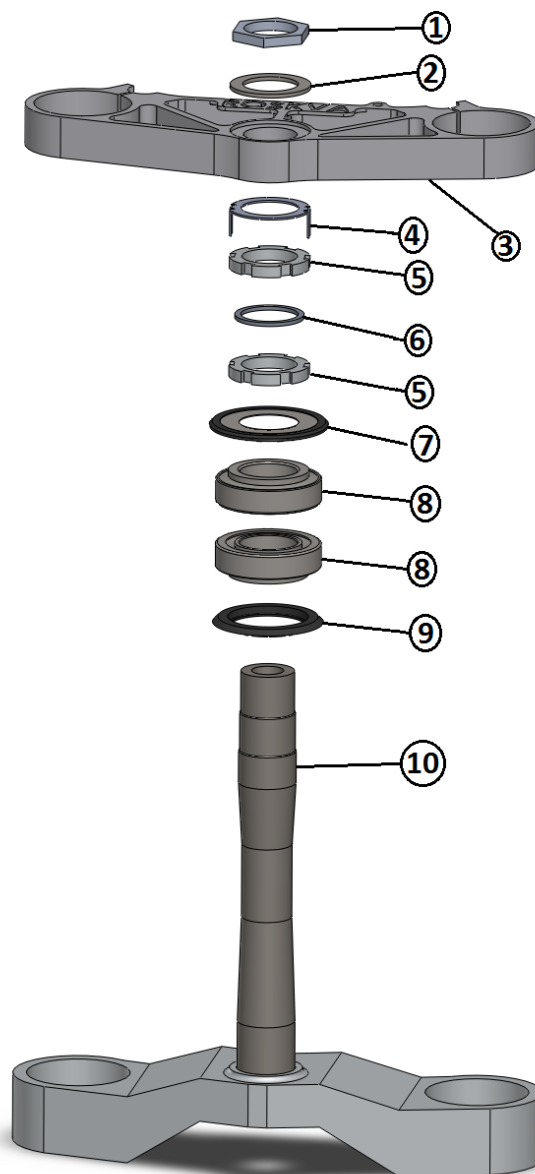
Figur 11-11<sup>[33]</sup>: Bridgestone BT016 for- og bakdekk. Man ser at det er godt mønster i midten, men ut mot kanten av dekkene blir det mindre mønster.



## 12. SAMMENSTILLING

### 12.1. Styrebroene

Sammenstillingen av øvre og nedre styrebro med lager, tetninger, spacere og muttere må passe sammen med aluminiumshylsa i styrehodet. For å få til dette ble de innkjøpte komponentene fra kapittel 11 side 70 tegnet inn i SolidWorks og satt sammen der. Se *Figur 12-1* for sammenstilling.



*Figur 12-1: Ekspodert av sammenstillingstegning av alle komponentene mellom styrebroene. Se Tabell 12-1 for forklaring av komponentene.*

Komponentene som er vist i *Figur 12-1* er forklart i *Tabell 12-1*.

Tabell 12-1: Forklaring av komponentene i Figur 12-1.

Nummer	Antall	Forklaring	Leverandør	Delenummer
1	1	Mutter	Yamaha	90170-28419-00
2	1	Skive	Yamaha	90201-281U8-00
3	1	Øvre styrebros	Roskva	R-5019
4	1	Låseskive	Yamaha	4XV-23418-00-00
5	2	Mutter	Yamaha	90179-30691-00
6	1	Spacer	Yamaha	90202-30235-00
7	1	Tetning	Yamaha	4XV-23415-01-00
8	2	Rullelager	SKF	32006 X/Q
9	1	Tetning	Yamaha	3FV-23462-00-00
10	1	Nedre styrebros	Yamaha	5VY-23340-00-00

## 12.2. Styrehodet

Figur 12-2 og Figur 12-3 viser rendrerte fremstillinger av styrebrosene montert på styrehodet. I Figur 12-4 kan man se en rendret fremstilling der styrehodet er gjennomsiktig, slik at man ser de ulike komponentenes plassering på innsiden. I Figur 12-5 kan man se en rendrert fremstilling av styrehodet med komplett forstilling, og i Figur 12-6 kan man se en render av Roskva, komplett med deler fra alle gruppemedlemmene.



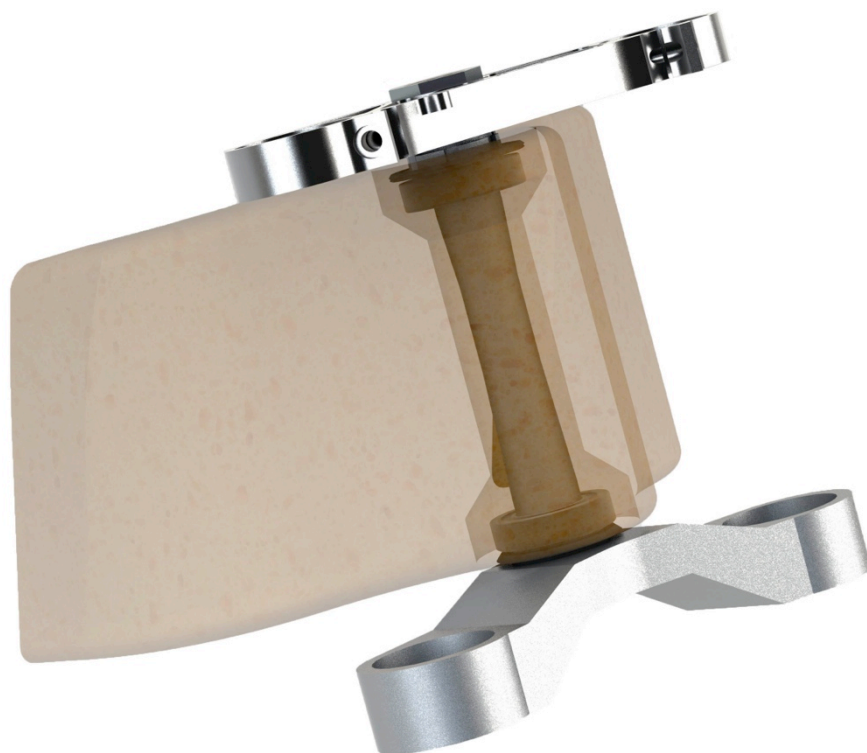
Figur 12-2: Rendrert fremstilling av styrehodet og styrebrosene.

Odd Arne Skjong





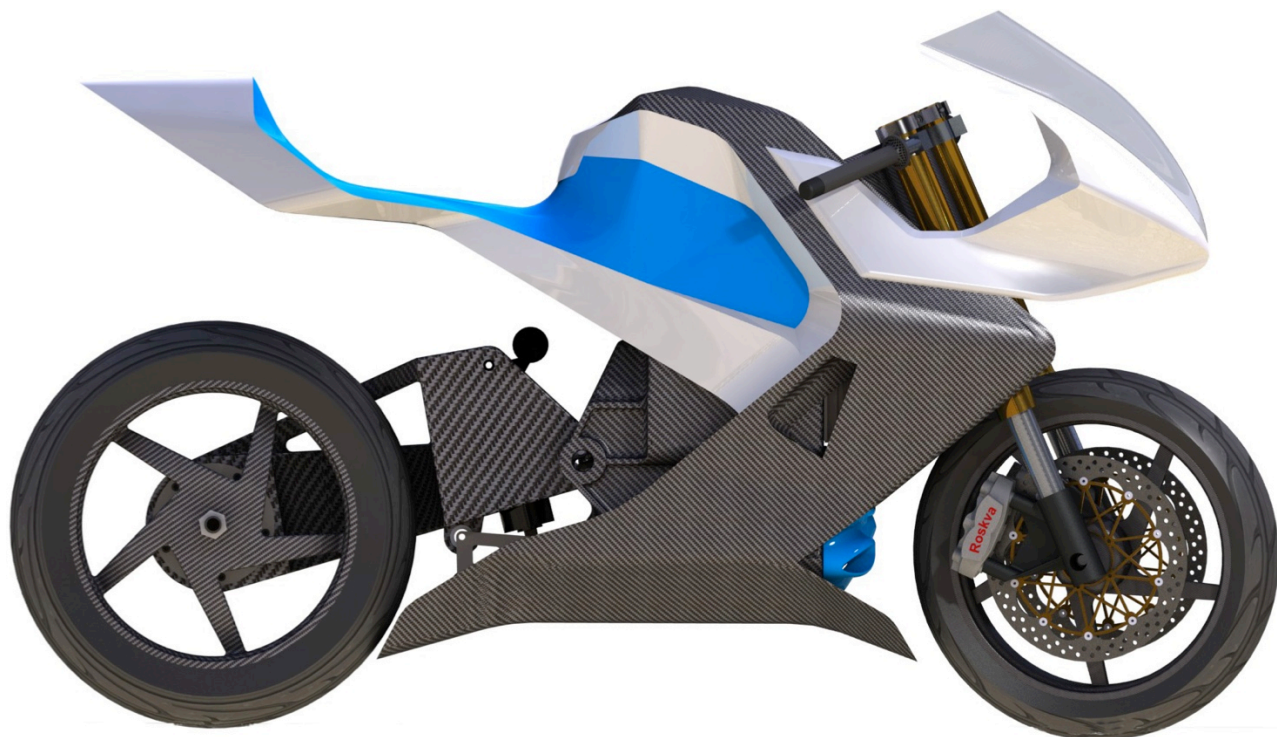
*Figur 12-3: Rendret fremstilling av styrehodet og styrebroene sett fra siden.*



*Figur 12-4: Rendrert framstilling der styrehodet er gjennomsiktig slik at man kan se de forskjellige komponentenes plassering på innsiden.*



Figur 12-5: Rendrert fremstilling av styrehodet med komplett forstilling.



Figur 12-6<sup>[14]</sup>: Rendrert fremstilling av Roskva med deler fra alle gruppemedlemmenes oppgaver.



### 13. ØKONOMI

Et grovt regnskap for egne arbeidstimer på styrehodet er ført i *Tabell 13-1*. I *Tabell 13-2* er det ført et grovt regnskap over egne arbeidstimer som har gått med på å utvikle øvre styrebremse.

*Tabell 13-1: Grovt regnskap over egeninnsats for å lage styrehodet.*

Aktivitet	Antall timer	Timepris (kr)	Sum (kr)
Innledning	30	600	18 000
Utredning	30	600	18 000
Design av styrehode	50	600	30 000
Dimensjonering	150	600	90 000
FEM-analyse	200	600	120 000
Støyping av prototypeelement	100	600	60 000
Test av prototypeelement	100	600	60 000
Optimalisering	50	600	30 000
Rapportering	50	600	30 000
<b>Sum utvikling av styrehode</b>	<b>760</b>	<b>600</b>	<b>456 000</b>

*Tabell 13-2: Grovt regnskap for egeninnsats for å utvikle øvre styrebremse.*

Aktivitet	Antall timer	Timepris (kr)	Sum (kr)
Design	5	600	3 000
Dimensjonering	25	600	15 000
DAK/FEA	50	600	30 000
Rapportering	40	600	24 000
Prototyping	20	600	12 000
<b>Sum</b>	<b>140</b>	<b>600</b>	<b>84 000</b>

Regnskap over materialer, rekvisita og verkstedstimer for å lage en prototype av styrehodet er ført i *Tabell 13-3*. Se *Tabell 13-4* for regnskap over verkstedstimer og materialkostnader for produksjon av prototype.

*Tabell 13-3: Materialer, rekvisita og verkstedstimer som gikk med for å lage prototype av styrehodet.*

	Kvantum	Veil. enhetspris	Rabatterte enhetspris	Sum veiledende	Sum med rabatt
Aluminium	3,75 kg	100 kr/kg	39 kr/kg	375 kr	146 kr
Divinycell H80	0,45 m <sup>2</sup>	591 kr/m <sup>2</sup>	414 kr/m <sup>2</sup>	266 kr	186 kr
Divinycell HCP50	0,2 m <sup>2</sup>	400 kr/m <sup>2</sup>	0	80 kr	0 kr
Epoksy	1,2 kg	150 kr/kg	0	180 kr	0 kr
Karbonfiber	6 m <sup>2</sup>	1 000 kr/m <sup>2</sup>	100 kr/m <sup>2</sup>	6 000 kr	600 kr
Verkstedstimer	16 t	650 kr/t	0	9 600 kr	0 kr
HMS-utstyr	n/a	2 000 kr	0	2 000 kr	0 kr
Rekvisita	n/a	1 000 kr	100 kr	1 000 kr	100 kr
<b>Sum</b>				<b>19 501 kr</b>	<b>1 032 kr</b>





Tabell 13-4: Regnskap over materialer og verkstedstimer for å lage prototype av øvre styrebro.

	Kvantum	Veil. enhetspris	Rabatterte enhetspris	Sum veiledende	Sum med rabatt
Aluminium	3,8 kg	120 kr/kg	54 kr/kg	456 kr	205 kr
Verkstedstimer	37,5 t	650 kr/t	0	24 375 kr	0
<b>Sum</b>				<b>24 831 kr</b>	<b>205 kr</b>

I Tabell 13-5 er det ført et grovt regnskap over innkjøpte komponenter.

Tabell 13-5: Grovt regnskap over innkjøpte komponenter.

Komponent	Veil. Pris (kr)	Vår pris (kr)
Forstilling (brukt)	10 000	5 000
Felger	40 000	15 000
Forskjerm	1 500	0
Dekk	5 000	0
<b>SUM</b>	<b>56 500</b>	<b>20 000</b>

Se Tabell 13-6 for et grovt totalt regnskap for alle delene i denne oppgaven.

Tabell 13-6: Grovt totalregnskap for alle elementer i denne oppgaven.

	Fra tabell	Sum verdi (kr)	Sum kontantstrøm (kr)
Utvikling av styrehode	Tabell 13-1	456 000	0
Prototyping av styrehode	Tabell 13-3	19 501	1 032
Utvikling av øvre styrebro	Tabell 13-2	84 000	0
Prototyping av øvre styrebro	Tabell 13-4	24 831	205
Andre komponenter	Tabell 13-5	56 500	20 000
<b>Sum</b>		<b>640 832</b>	<b>21 237</b>

Som det går frem av Tabell 13-6 er det en svært stor forskjell mellom verdien på oppgaven og den faktiske kontantstrømmen. Totalt sett vil nok verdien av prototypen av Roskva være verdt flere millioner, men det faktiske kapitalbehovet vil være rundt 250 – 300 000 kr. Vi har vært bevisste på å redusere kostnader der det har vært mulig, på grunn av vårt begrensede budsjett. Det ser også ut som om at vi har tilstrekkelig økonomisk dekning til å kunne komme i land med prosjektet.



## 14. DISKUSJON OG PROSESSEVALUERING

Dette prosjektet har vært svært lærerikt. Alle komponentene har blitt konstruert med tanke på at de skal lages og brukes på en faktisk prototype. Noen av delene har blitt tilpasset kjøpte komponenter, andre har blitt tilpasset komponenter laget av de andre på gruppa. Dette har vært viktige erfaringer og er veldig likt utfordringer man møter i arbeidslivet.

Dessverre har det gått med mye tid og energi på aktiviteter som ikke er direkte relatert til oppgaven, men til byggingen av prototypen. Dette inkluderer søking om økonomisk og materiell støtte, kjøp av komponenter, purring, møte med produsenter og leverandører, møte med media, oppdatering av prosjektets nettside osv. Dette har også vært svært lærerikt, men ikke nødvendigvis noe man får igjen for på masteroppgaven.

Arbeidsmengden har vært ganske jevnt fordelt over hele semesteret. Det kunne selvsagt blitt startet tidligere og jobbet hardere fra begynnelsen av, men milepælplanen har stort sett blitt fulgt som planlagt.

Målingen av kreftene som påvirker en motorsykel i kapittel 4 side 13, ble relativt hastig utført og kunne med fordel ha blitt planlagt bedre. Dessverre var det vanskelig å få det til å klaffe med å få låne en motorsykel og finne et sted det var mulig å utføre tester i januar, og testen ble derfor noe hastig utført da vi først fikk anledning til å gjennomføre den. Målefrekvensen var på 5 Hz. Siden vi gjorde alle forsøkene tre ganger, og maksimalverdien av disse tre har blitt benyttet, mener jeg at dataene skal være gyldige, selv om høyere målefrekvens hadde vært å foretrekke. Her burde man gjort et grovt overslag over farten til motorsykkelen, lengden til testobjektene og tiden det ville ta å kjøre over dem. Slik kan man bestemme en fornuftig loggefrekvens.

Da testen med kjøring i 8-tall skulle utføres veltet jeg etter tre runder. Sannsynligvis var årsaken støv på gulvet (asfalt) i eksersishallen. På grunn av lav fart (38 km/t) og godt sikkerhetsutstyr ble det ingen personskader. MC Oslo AS gav oss rabatt på delene som måtte byttes, så totalkostnaden kom på ca. 3 000 kr i deler. For ikke å belaste prosjektbudsjettet ytterligere byttet undertegnede disse delene selv. Skadene på sikkerhetsutstyret var neglisjerbar.

Det har vært mange utfordringer som har gitt undertegnede et innblikk i hvorfor mange fortsatt velger å konstruere i aluminium og stål. Det er en del som gjenstår før man har like gode dataverktøy for å regne på ortotrope materialer som de man har for isotrope materialer. Det virker også som om at det er en kultur blant noen av de etablerte i komposittbransjen for å "legge på litt ekstra så er vi sikre", i stedet for å gjøre beregninger og tester for å fastslå hvor mye man faktisk trenger. Hvis noen først har gjort tester så er de gjerne bedriftshemmeligheter, og man er derfor til en viss grad avhengig av å utføre sine egne tester. Dessuten er det ikke sikkert at andres testresultater er overførbare til våre belastningstilfeller.

Utviklingen av øvre styrebremse har vært mye mindre komplisert, aluminium er et mye enklere materiale å konstruere i. Analyser er enklere og sikrere. Man slipper også mye av HMS-problematikken som man får med karbonfiber.

På grunn av at analysene av styrehodet har vært så diffuse, har en test vært helt avgjørende for oppgaven. Testen lot seg gjennomføre ganske greit, men det var en del problematikk



knyttet opp mot støypingen. Undertegnede har ingen erfaring med det, og man ser derfor et stort forbedringspotensial.

Det er mye problematikk rundt HMS og støyping av komponenter i karbonfiberarmert epoksy. Herderen man bruker er etsende, og epoksyen i seg selv er heller ikke noe helsebrygg. Det stilles store krav til lufting, åndedrettsvern og tildekking av bar hud. Kultorp opplevde et anfall av epoksyallergi med kraftig utslett og kløe på grunn av eksponering for epoksy. Selve karbonfiberen er heller ikke uproblematisk. Når man kutter den opp i matter på passende størrelse så støver det. Man bør derfor bruke støvmaske, hansker og generelt passe på at man ikke har eksponert hud. Undertegnede har selv opplevd kløe og utslett som følge av eksponering for karbonfiberstøv.

Man bør vurdere om det er mulig å støype styrehodet ved hjelp av eksterne støypeformer i stedet for å støpe rundt et kjernemateriale. Under støypingen av prøvebiten viste det seg at denne fremgangsmåten var relativt ugunstig. Karbonfiberlagene seig og det var generelt vanskelig å få pakket alt riktig. Om man allikevel skulle velge å gå videre med denne støypeteknikken bør man vurdere om det er mulig å feste karbonfibermattene f. eks. med stifter slik at de ikke siger før epoksyen har herdet.

I etterpåklokskapens lys burde man ha pratet mer med noen som har kompetanse på støpning av karbonfiberarmert epoksy. På den måten kunne man ha tilegnet seg mer kunnskap om forskjellige måter å støype på (med eller uten form) og forhåpentligvis fått gjort unna denne delen enda raskere.

Da den destruktive testen skulle gjennomføres, ble det klart at de dimensjonerende kreftene var satt urealistisk høyt, og kapittel 5.1 (side 19 og utover) måtte revideres kraftig. Det nye belastningsbildet gir i forfatterens øyne en mye mer realistisk fremstilling av kreftene som påføres styrehodet.

Det største problemet med den destruktive testen var at videoteknikken sviktet. Lastcellen var satt opp slik at verdien pekte rett mot videokameraet, et GoPro Hero HD som filmet i 720p 60 fps. Forfatteren stolte fullstendig på at kameraet ville logge belastningen og at det derfor ikke var så viktig å følge med på hva lastcella viste. Denne metoden har blitt brukt med hell flere ganger på samme sted med samme kamera, men denne gangen ble resultatet altså ikke brukbart. Årsaken til at resultatene ikke kunne avleses på videoen er en kombinasjonen av lys fra vinduene i bakgrunnen og at kameraet var plassert litt for langt unna lastcella. Det har blitt gjort flere forsøk for å behandle opptaket slik at verdiene på lastcella kan avleses, men til ingen nytte.

De andre feilkildene i den destruktive testen blir neglisjerbare i forhold, men er allikevel verdt å merke seg. Tappen som ble sveiset fast for å hindre lastestroppen i å skli av ble sveiset fast 1 m fra senter av styrehodet. Siden lastestroppen tok mer plass enn først antatt er det rimelig å anta at armen i praksis var under 1 m. Avviket anslåes til rundt 2-3 %. Det var heller ikke ideelt at prøvebiten måtte belastes og avlastes 3 ganger for å oppnå brudd. Bordet burde vært boltet fast i gulvet, eller man burde benyttet seg av ekstra vekter fra begynnelsen av. Alt tatt i betraktning vil jeg fortsatt kalle testen vellykket da målet var å få en "reality check" av analysen. Testen økte absolutt undertegnedes forståelse av konstruksjon og beregninger med komposittmaterialer.



## 15. KONKLUSJON

Selv om mye arbeid gjenstår så er denne oppgaven et stort skritt i retning av en ferdig prototype av Roskva. Fremre ramme og chassiskonstruksjon har blitt utviklet, optimert og integrert i hovedkonseptet. Sikkerheten er ivaretatt ved hjelp av FEM-analyse og destruktiv testing.

### 15.1. Resultater

Styrehodet har blitt utviklet, analysert og testet. Øvre styrebrom har blitt designet og analysert, og en prototype har blitt frest ut i aluminium 6082 T6. Dimensjoner, vekt, timer og total utviklingskostnad er listet opp i Tabell 15-1. Se Figur 15-1 for bilde av øvre styrebrom.

Tabell 15-1: Oversikt over resultater for oppgaven.

	Dimensjoner (LxBxH i mm)	Vekt (g)	Timer egeninnsats	Total utviklingskostnad (kr)
Styrehode	243 x 330 x 184	2 550	760	475 501
Øvre styrebrom	96 x 270 x 22	330	140	108 831
<b>SUM</b>			<b>900</b>	<b>584 332</b>



Figur 15-1: Øvre styrebrom, maskinert i aluminium 6082 T6.

Dimensjonerende moment på styrehodet har blitt satt til  $M_{F \text{ dim}} = 5\,934 \text{ Nm}$ . Destruktiv testing ble utført på et prototypeelement bygget opp med en kjerne av Divinycell H80 og HCP50, og med Devold AMT LT450-C10-C karbonfiber. Fiberkonfigurasjonen var  $-45^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ$ , (ytterst til innerst). Dette ble vakuumstøpt med Araldite ESR 3 epoksy. Prototypeelementet tålte et moment på over  $6\,867 \text{ Nm}$ , hvilket er ca. 16 % høyere enn det dimensjonerende momentet ( $M_{F \text{ dim}} = 5\,934 \text{ Nm}$ ).

### 15.2. Anbefalinger

Anbefalinger for produksjon av styrehodet som går inn i prototypen av Roskva:

- Bruk Divinycell H200 som kjernemateriale slik at man slipper å kjøpe to forskjellige plater av forskjellig kvalitet (to plater er dyrere enn en)
- Lim sammen bitene med spraylim (enklere, billigere og lavere vekt enn epoksy)
- Fres ut i CNC-fres
- Man bør være to om selve støypeprosessen
- Fest karbonfibermattene med stifter for å unngå at de siger
- Bruk fiberkonfigurasjonen  $0^\circ\text{-}90^\circ, \pm 45^\circ, \pm 45^\circ, 0^\circ\text{-}90^\circ$  der det ytterste  $0^\circ\text{-}90^\circ$ -laget er twill for å få pen finish



- Ta høyde for at karbonfiberen bygger ut litt, pass på at styrehodet passer inn i den indre rammen til Olsvik<sup>[14]</sup>.

Øvre styrebremse er allerede maskinert og klar for montering på prototypen av Roskva. Den er basert på et velfungerende konsept og er en svært enkel komponent. Jeg har derfor ingen anbefalinger for den.

### 15.3. Videre arbeid

Det er fortsatt mye utviklingsarbeid igjen på Roskva. Med basis i denne oppgaven bør man gå videre med:

- Utmattingsberegninger med forskjellige lastscenarier.
- FEM-analyser med utgangspunkt i flere belastningstilfeller.
- Testkjøring av prototype med optimalisering av styregeometri etc.
- Gjøre en sjekk på hvor mye lettere dette styrehodet blir i forhold til ett laget i høykvalitets aluminium som f. eks. 7075 T6.
- Vurdere det økonomiske og HMS-aspektet i prosjektet med bruk av aluminium kontra karbonfiber.
- Vurdere andre støypeprosesser (støype i form, injeksjonsstøyping).
- Test av forskjellige utmattingsscenarier.
- Vurdere mindre bruk av kjernemateriale
- Videre optimaliseringsarbeid, ny destruktiv test med fiberkonfigurasjon 0°, 90°, 45°, -45°, -45°, 45°, 90°, 0°.
- Utrede miljøaspektet, resirkuleringsmuligheter for karbonfiber



## 16. REFERANSER

### 16.1. Skriftlige kilder

1. Devold AMT. (2011). *Specification Product: LT450-C10-C*. 2 s.
2. DIAB. (2011). *Divinycell H Technical Data*. 3 s.
3. Krog, H. O. (2011). Prosjekt Roskva - Svingarm. *TIP300*. IMT: UMB. 59 s.
4. Krog, H. O. (2010). Roskva. *TIP200*. IMT: UMB. 28 s.
5. Krog, H. O. (2012). *Utvikling av svingarm og dempesystem for elektrisk motorsykel*: UMB, IMT. 110 s.
6. Kultorp, E. (2012). *Komposittmaterialer – Verifisering av material- og styrkeegenskaper til bruk i motorsykelchassis*: UMB, IMT. 120 s.
7. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). Roskva - An Aerodynamical Analysis. *TMP261*. IMT: UMB. 10 s.
8. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). Roskva - Et forprosjekt. *Frie studiepoeng, 5stp, 200-nivå*. IMT: UMB. 47 s.
9. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). Roskva - Finally, it's fun to be green. *AOS110*. IØR: UMB. 15 s.
10. Mallick, P. K. (2008). *Fiber-Reinforced Composites*. 619 s.
11. MSR. (2008). *MSR 145 User Manual*. 12 s.
12. Norberg, L. (2011). Prosjekt Roskva - Motor. *TIP300*. IMT: UMB. 92 s.
13. Norberg, L. (2012). *Utvikling og optimering av drivlinje for et elektrisk motorsykelkonsept*: UMB, IMT. 167 s.
14. Olsvik, E. (2012). *Totaldesign - CFD-optimering av elektrisk motorsykel konsept*: UMB, IMT. 160 s.
15. Skjong, O. A. (2011). Prosjekt Roskva - Ramme. *TIP300*. IMT: UMB. 48 s.
16. Skjong, O. A. (2009). Prosjektoppgåve TIP250 vår 2009. *TIP250*. IMT: UMB. 18 s.
17. Terjesen, G. (2011). *Formler og Tabeller*. *TMP301*. IMT: UMB.
18. Toray Carbon Fibers America, Inc. (2012). *Toracay T700S Data Sheet*.

### 16.2. Personlige meddelelser

19. Bjørshol, E. (2012). *Korrespondanse* (23.04.12).
20. Holmberg, H. (2012). *Foto: Fjerning av peel-ply*.
21. Holmberg, H. (2011). *Foto: Gruppebilde Roskva Electric*.
22. Odd Berglund, D. (2012). *Bolting i kjernemateriale (Divinycell)*.
23. Olsvik, E. (2012). *Foto [Picture]*.
24. Sagsveen, B. (2012). *Spørsmål ang. analyseprogram* (27.01.12).
25. Stemsrud, E. (2012). *Lastcelle*.

### 16.3. Nettkilder

26. AF1 Racing. (2012). *Bilde av masterpumpe*. <http://www.af1racing.com>.
27. Aprilia. (2010). *RSV4 1000 Ramme*. <http://www.gizmag.com>.
28. Aprilia. (2010). *RSV4 1000 Ramme eksplodert*. <http://www.sportrider.com>.
29. Bjørshol, E. (2012). Bra salg av nye sykler. *Bike.no*.
30. BlackStone TEK. (2011). *BlackStone TEK Tilgjengelig fra*: <http://www.blackstonetek.com/> (lest 07.03).
31. BlackStone TEK. (2012). *Ducati 916/996/998 felger*. <http://www.redmist.com.au/images/>.
32. BMW Motorrad. (2009). *2009 BMW S1000RR Specs & Details*. <http://www.motorcycle-usa.com>: Motorcycle USA.





33. Bridgestone. (2010). *BT016*. <http://www.sierrabmwonline.com/>.
34. Bridgestone. (2012). *BT016 Oppbygging*. <http://www.bridgestone.com>.
35. Britten Motorcycle Company. The Aero Bike. Tilgjengelig fra: <http://www.britten.co.nz/history/aerobike.html> (lest 27.01.12).
36. DIAB. (2012). *Divinycell H*. <http://www.diabgroup.com/>.
37. Ducati. (2009). *Ducati GP9 monocoque*. <http://www.motorcyclenews.com>.
38. Guru Stunts Motorcycle Store. (2012). *Bilde av masterpumpe*. <http://gurustunts-onlinestore.com/>.
39. Hanlon, M. (2009). Ducati Desmosedici GP9 carbon fibre frame. Tilgjengelig fra: <http://www.gizmag.com/ducati-desmosedici-gp9-takes-first-motogp-win-for-carbon-fibre-construction/11456/> (lest 27.01.12).
40. MatWeb. (2012). *Aluminium 6082-T6*. Tilgjengelig fra: <http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7> (lest 22.04.12).
41. Suzuki. (2011). *GSX-R 600 L1*. <http://www.jesterstrickbits.co.uk/>.
42. Suzuki. (2011). *Suzuki GSX-R 600 Specs & Details*. <http://www.phmotorcycles.co.uk/>.
43. Velocemoto. (2005). *2001 Ducati 996R*. <http://www.velocemoto.net/>.
44. Wikipedia. Monocoque. *Wikipedia*. Tilgjengelig fra: <http://en.wikipedia.org/wiki/Monocoque> (lest 27.01.12).
45. Yamaha. (2006). *Yamaha YZF R1*. <http://motorcycle-web.com/>.



## VEDLEGG

Vedlegg A: Testdata fra måling av akselerasjoner på motorsyssel.

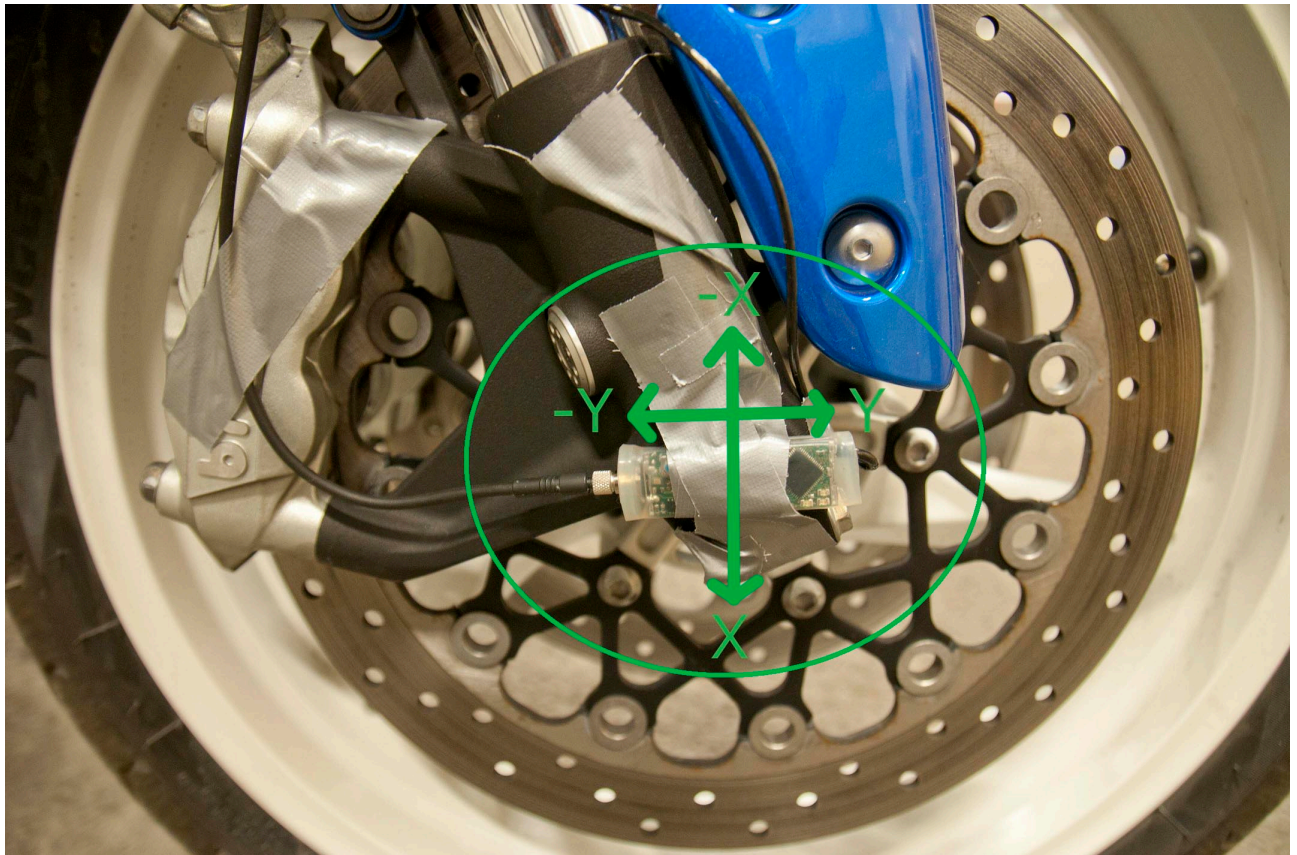
Vedlegg B, tegningsvedlegg:

1. Øvre styrebro, tegningsnummer R-5019-2
2. Optimalisert styrehode, tegningsnummer R-5009
3. Nedre del av hylse, tegningsnummer R-5025
4. Øvre del av hylse, tegningsnummer R-5026
5. Sammenstillingstegning, tegningsnummer R-5024

Disse tegningene inneholder kun hovedmål, se vedlagt DVD for 3D tegninger til maskinering.

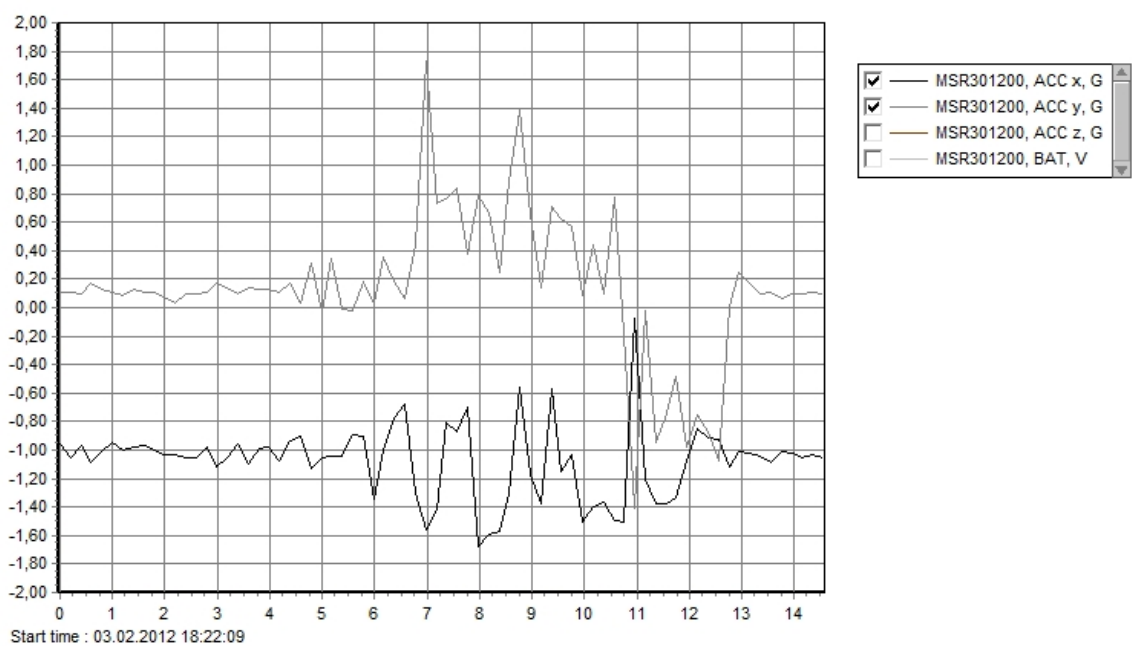
## Testdata

### Målinger på forakslingen



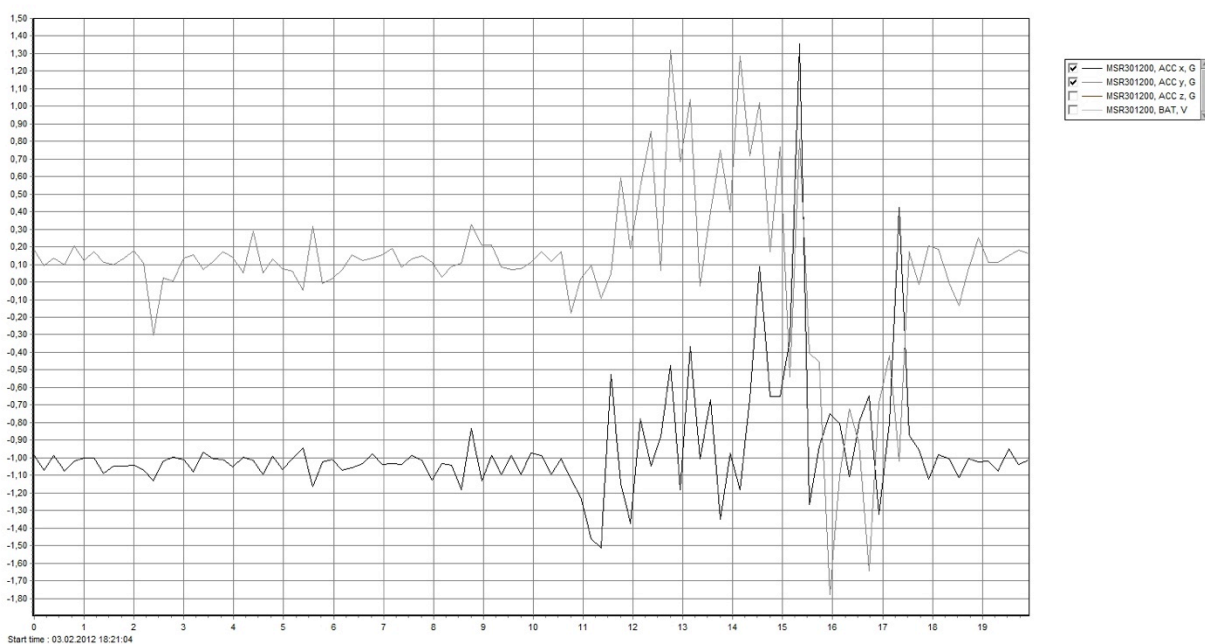
Figur A-1<sup>[23]</sup>: Referanseakser for akselerometeret plassert på forakslingen.

### Akselerasjon og retardasjon

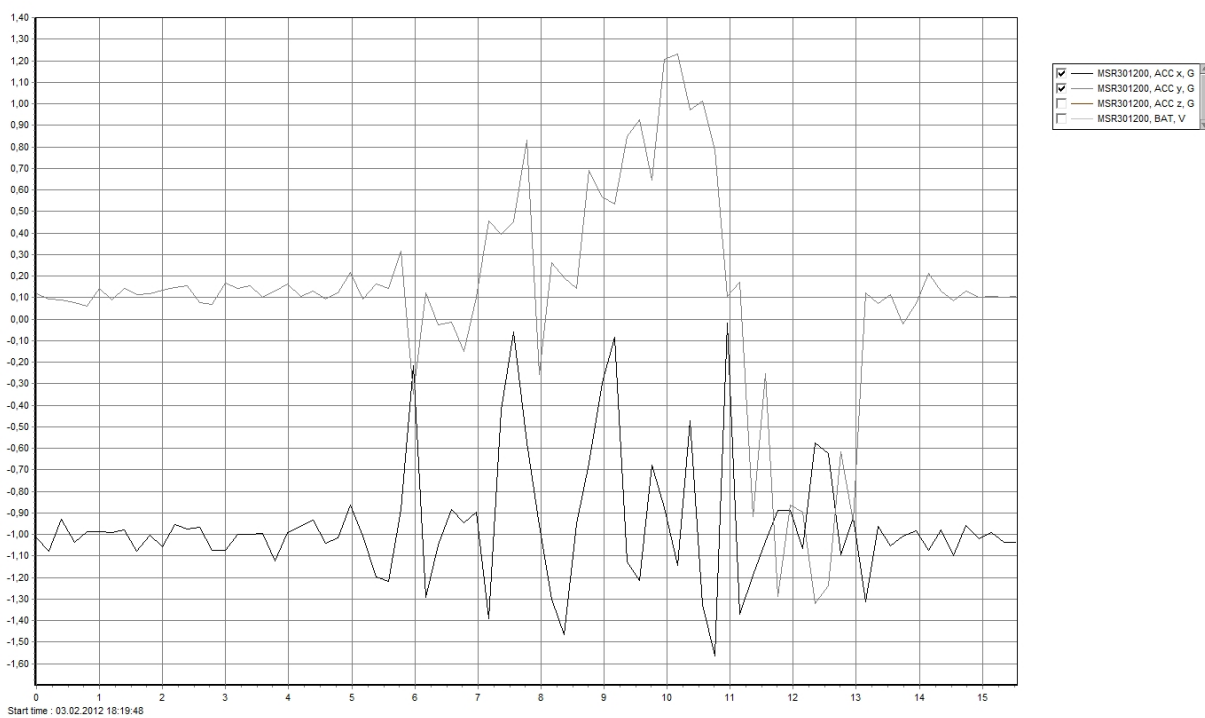


Figur A-2: Forsøk 1.





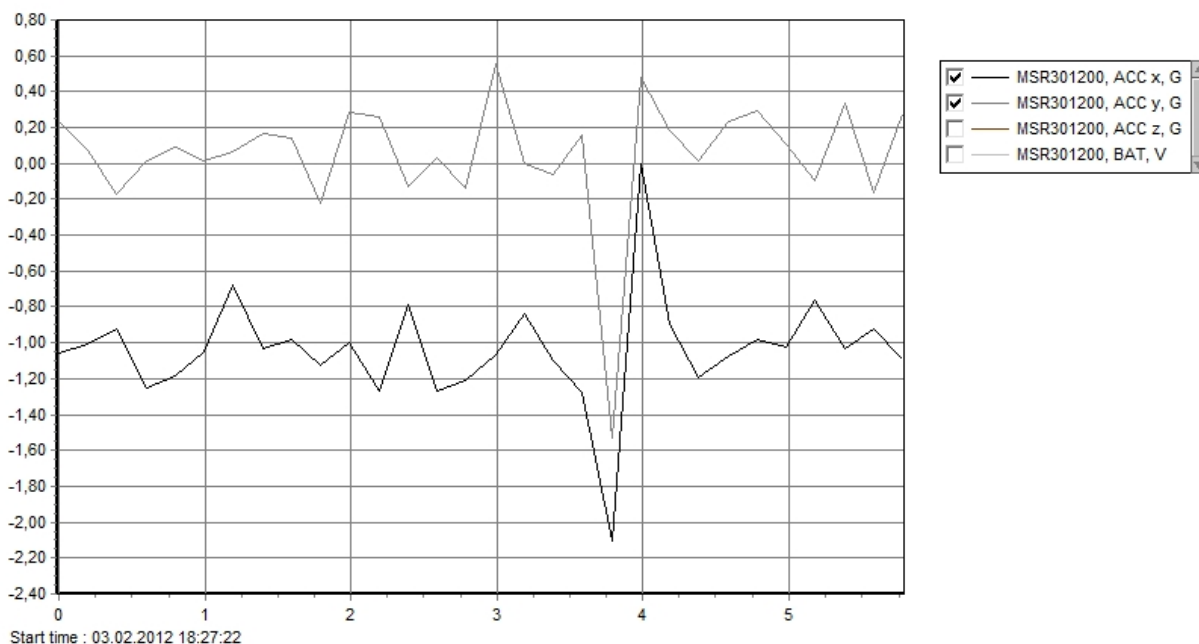
Figur A-3: Forsøk 2.



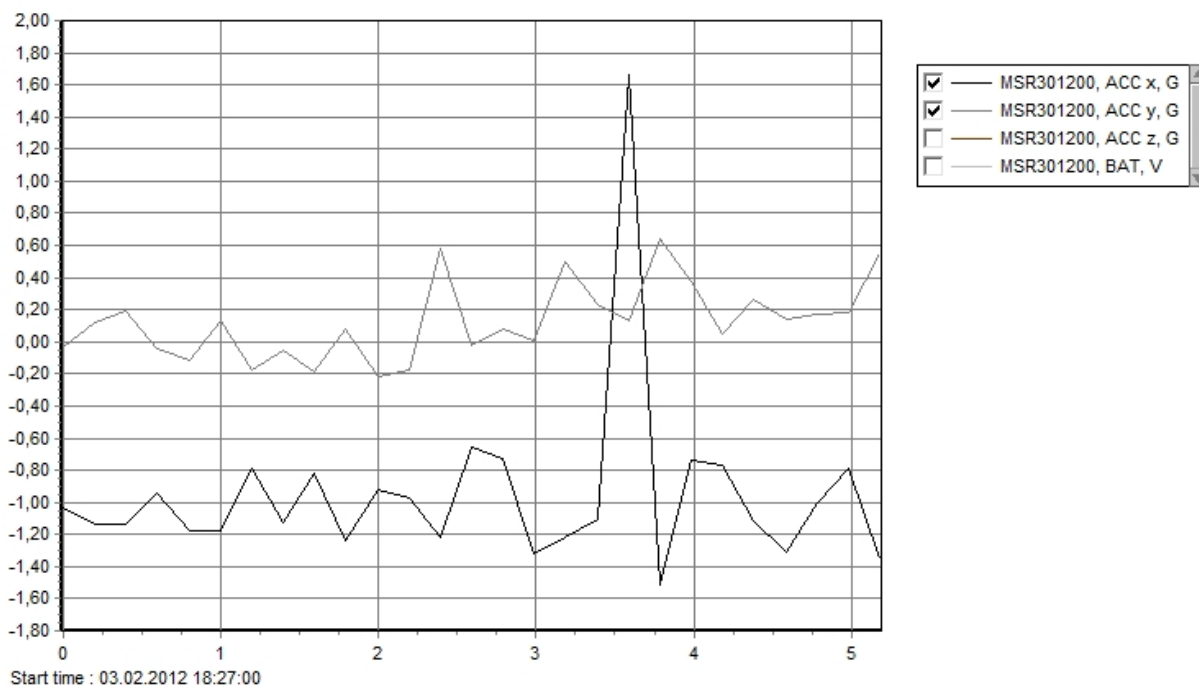
Figur A-4: Forsøk 3.



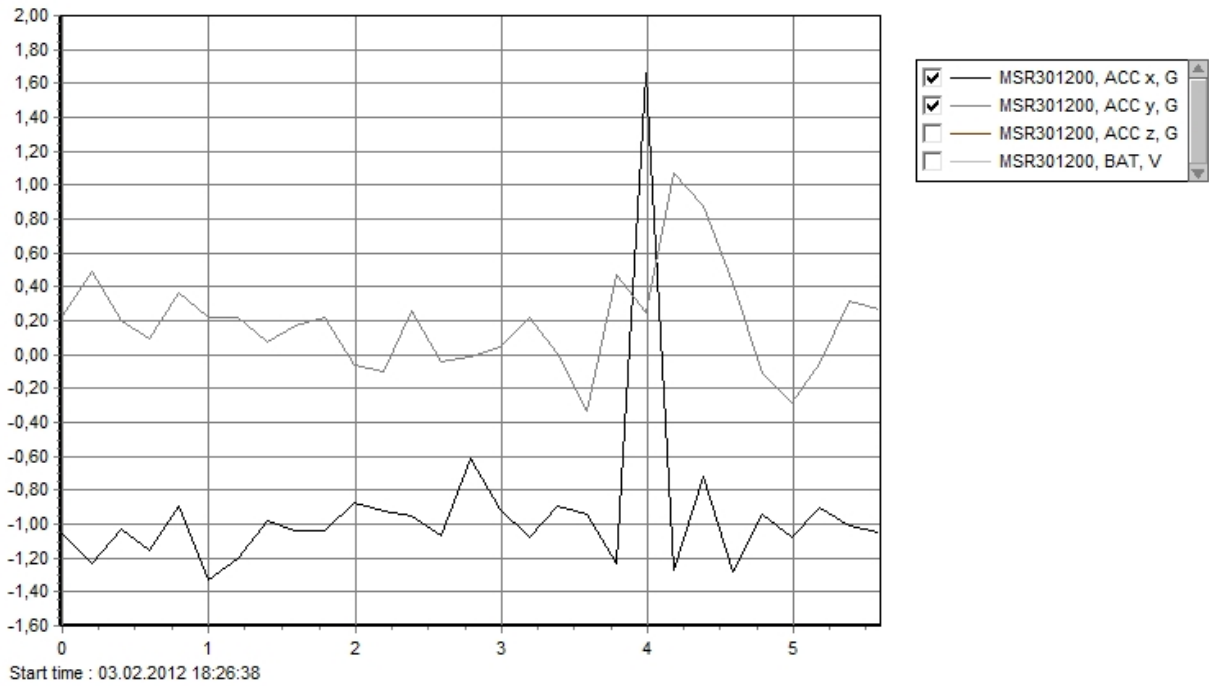
Fortauskant



Figur A-5: Forsøk 1.

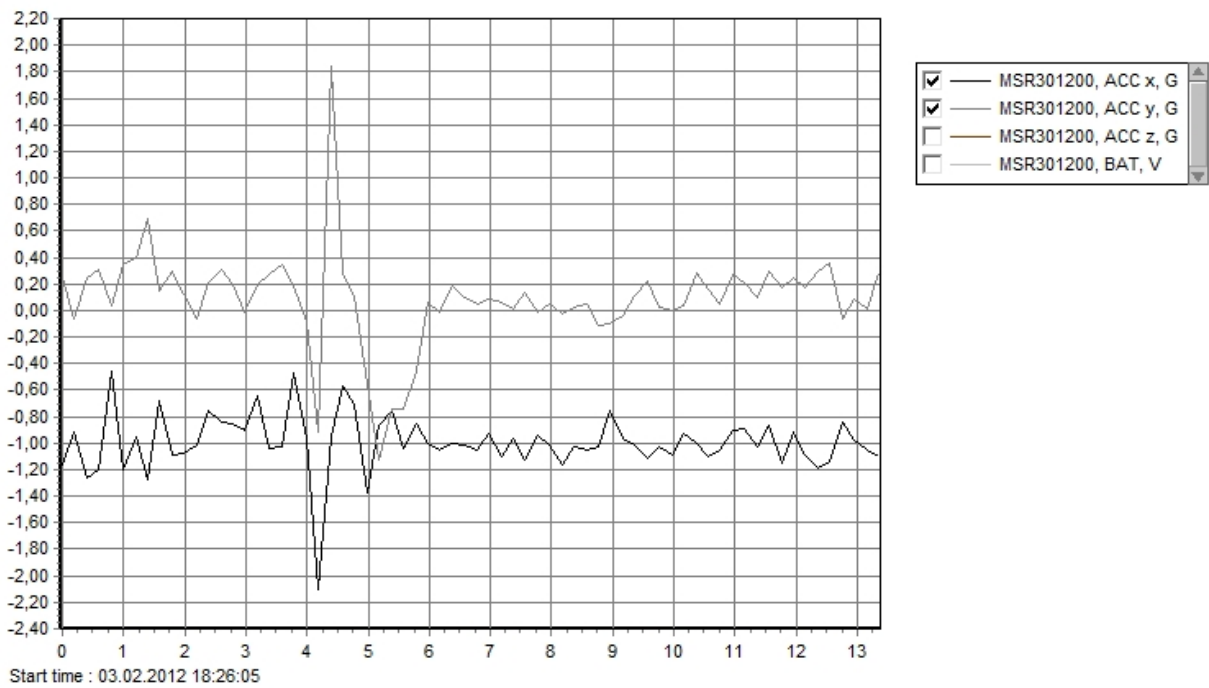


Figur A-6: Forsøk 2.

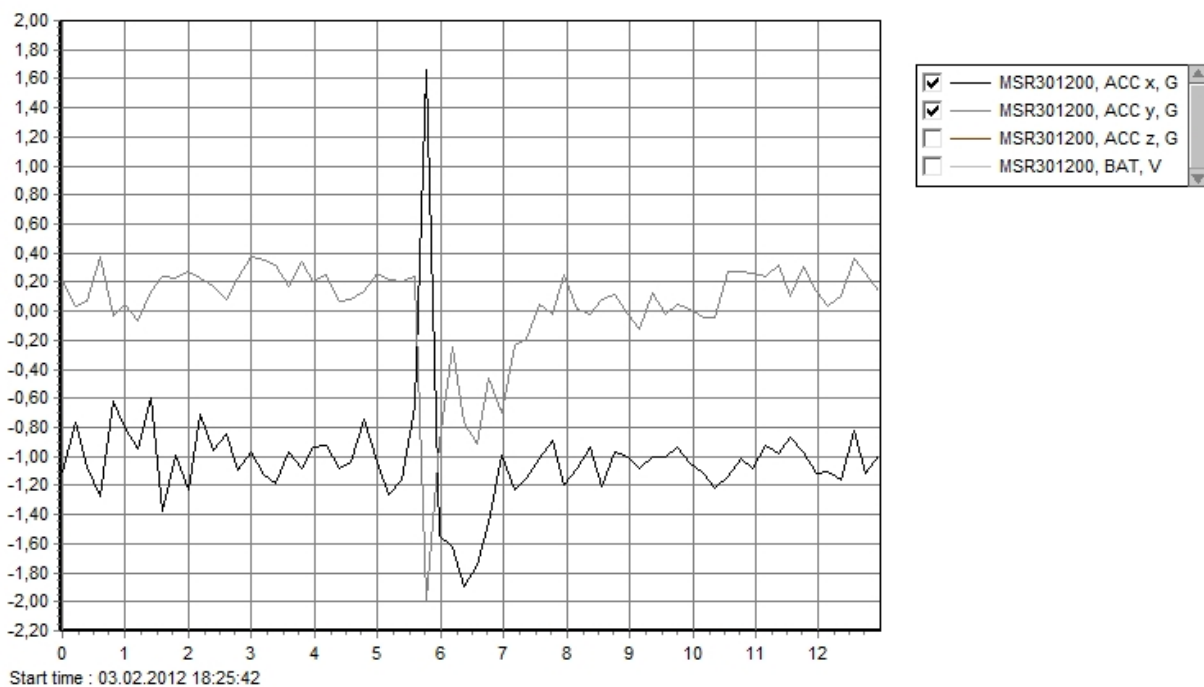


Figur A-7: Forsøk 3.

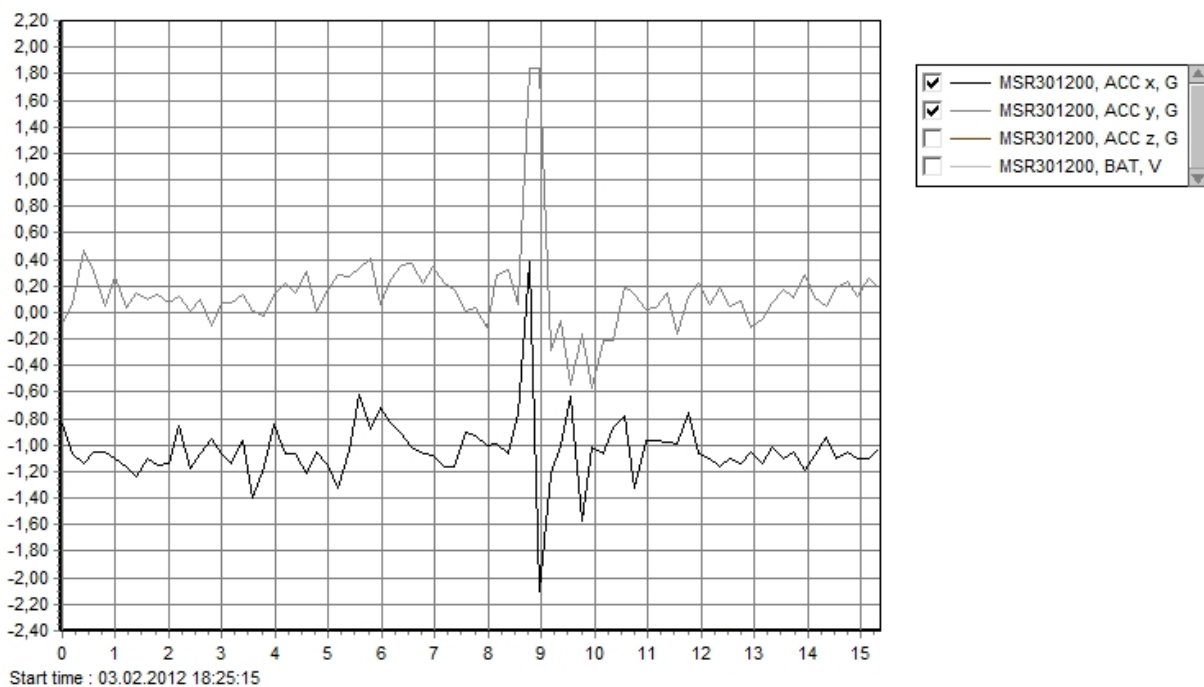
Vaskebrett



Figur A-8: Forsøk 1.



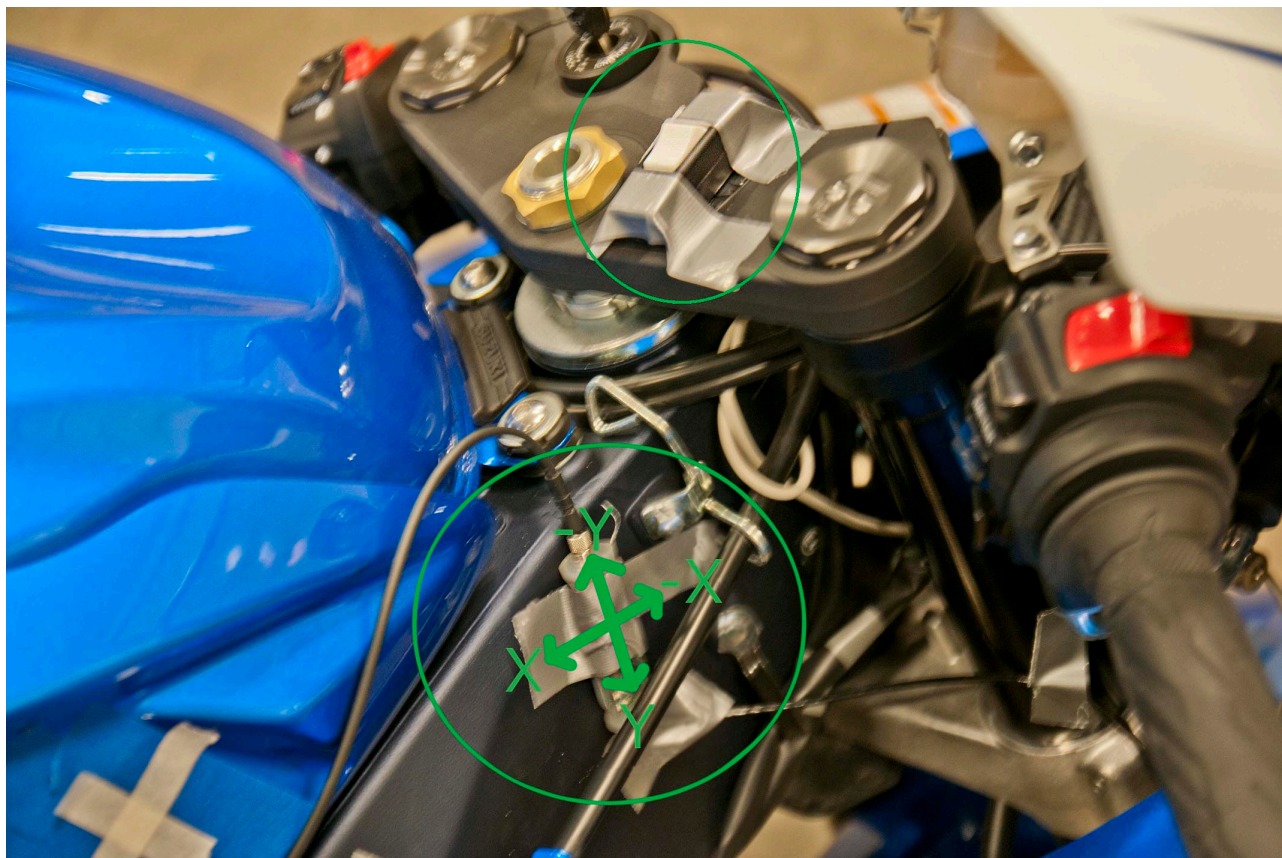
Figur A-9: Forsøk 2.



Figur A-10: Forsøk 3.

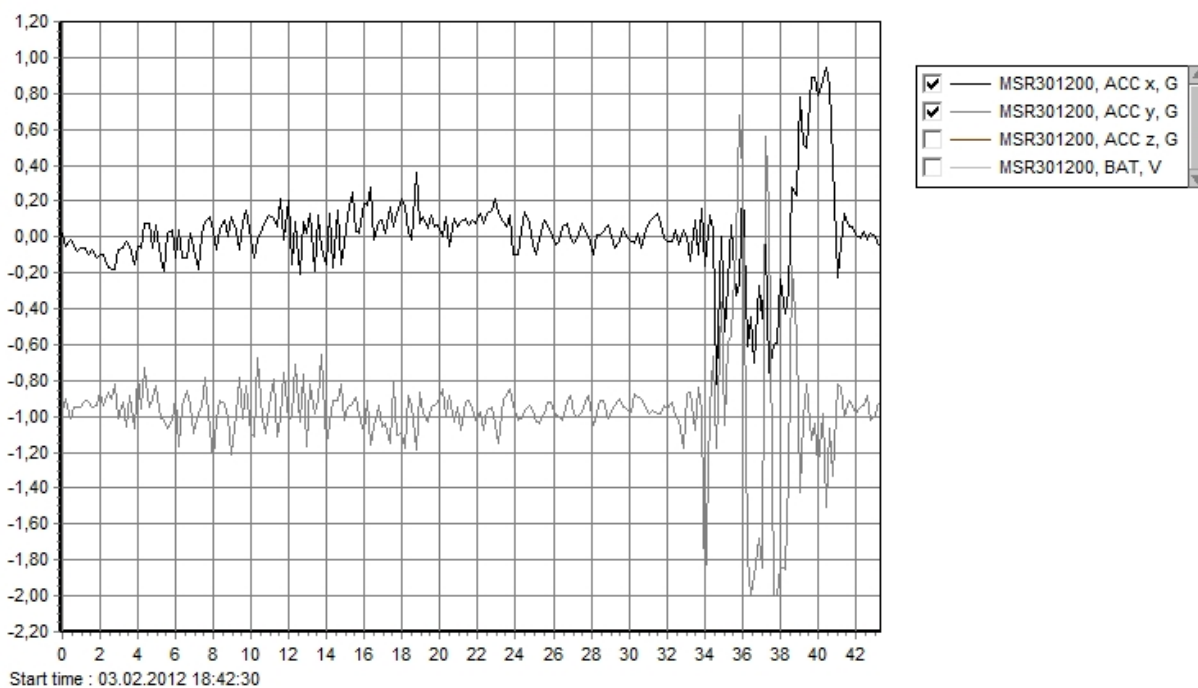


## Målinger på styrehodet

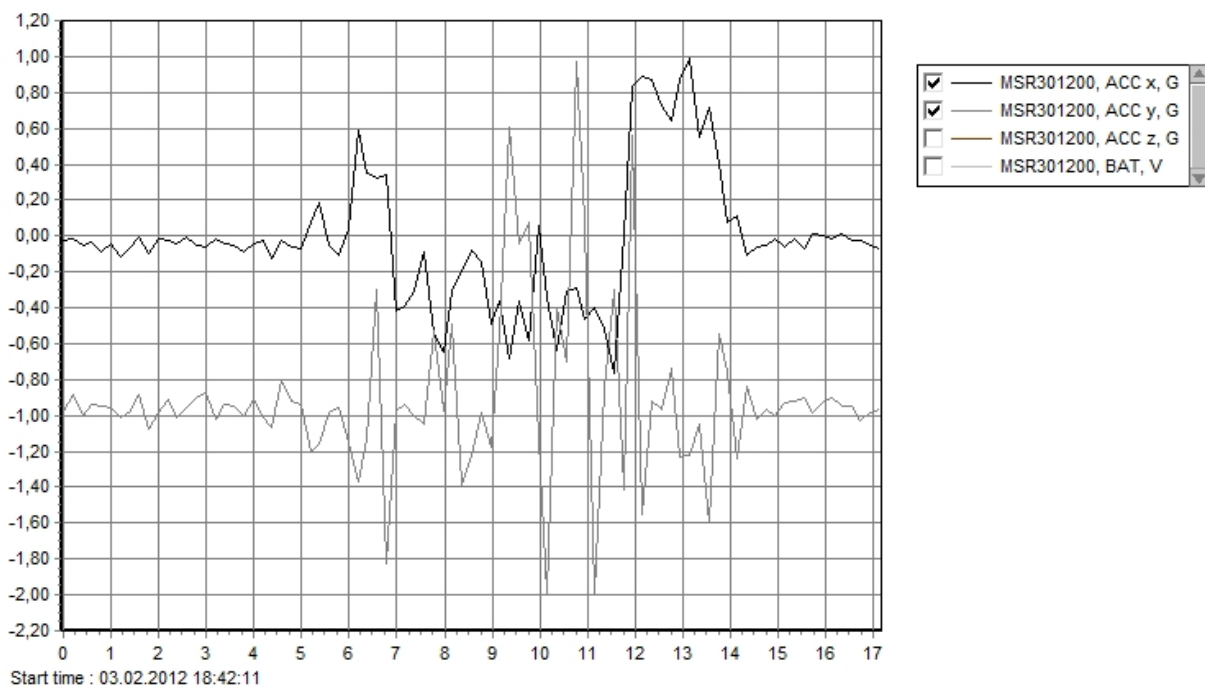


Figur A-11<sup>[23]</sup>: Referanseakser for akselerometeret plassert på styrehodet.

## Akselerasjon og retardasjon

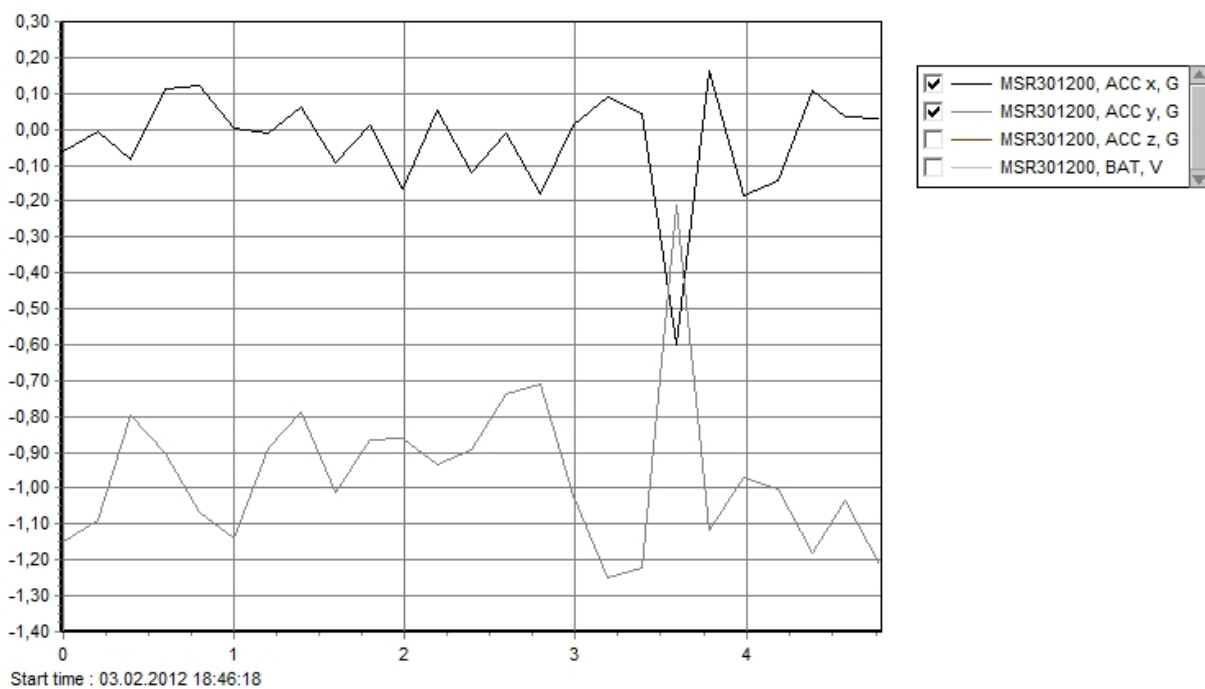


Figur A-12: Forsøk 1.

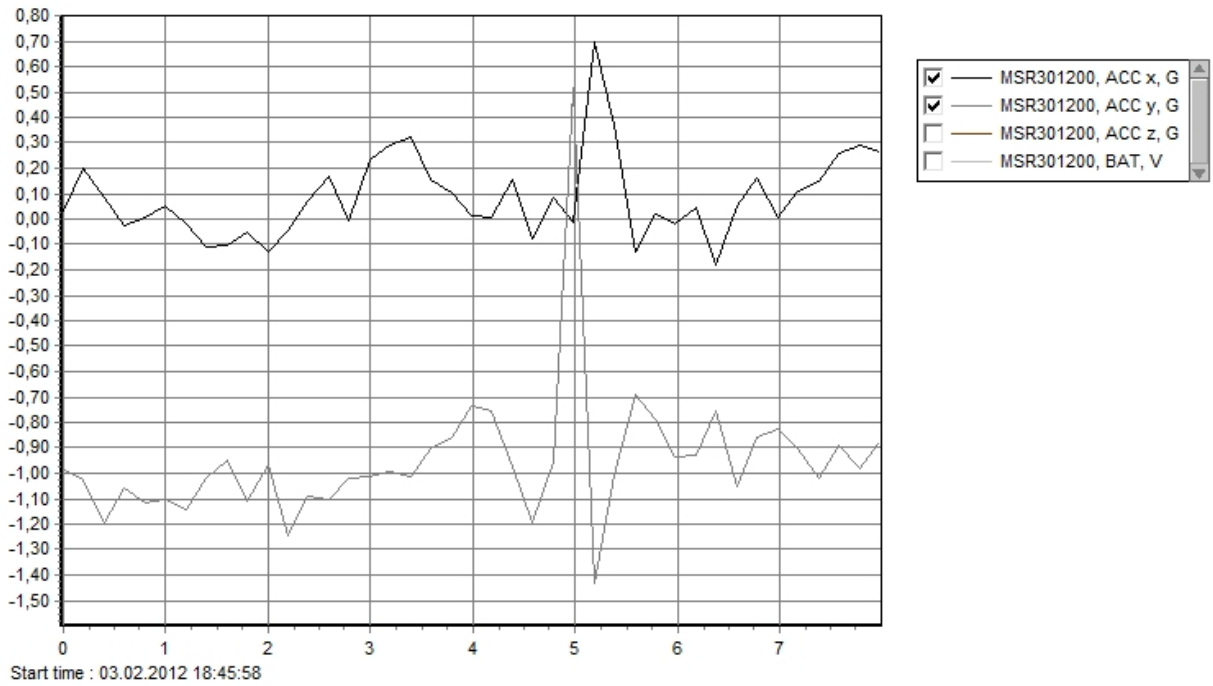


Figur A-13: Forsøk 2.

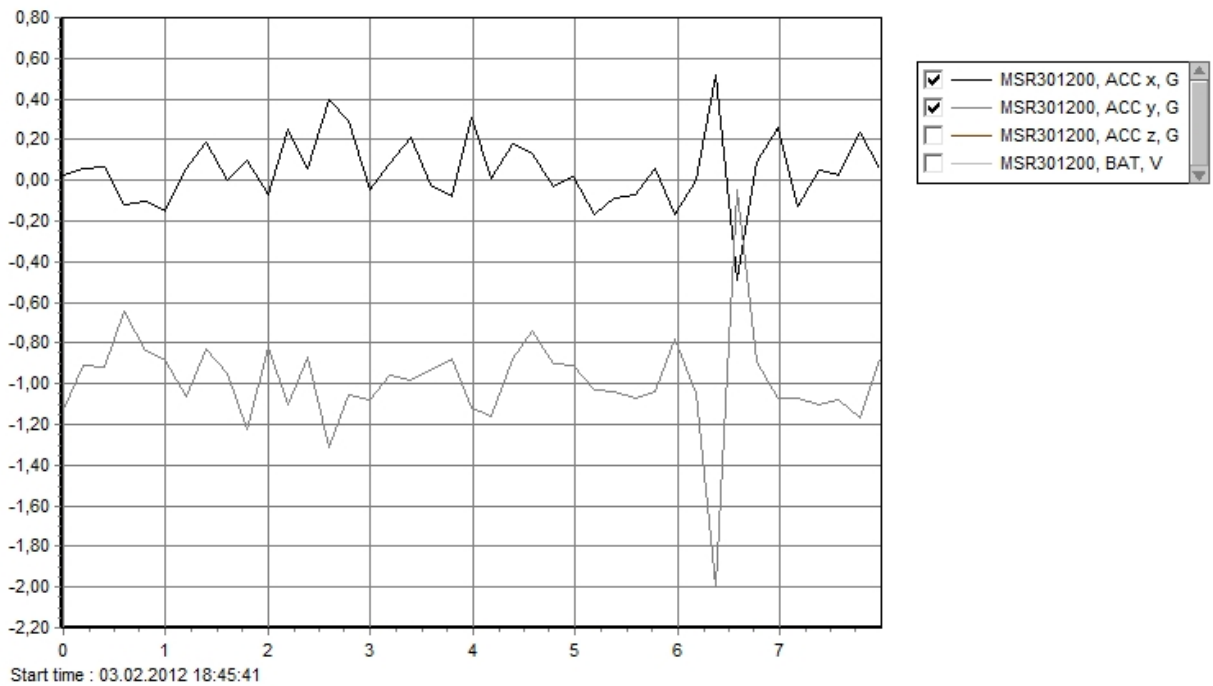
### Fortauskant



Figur A-14: Forsøk 1.



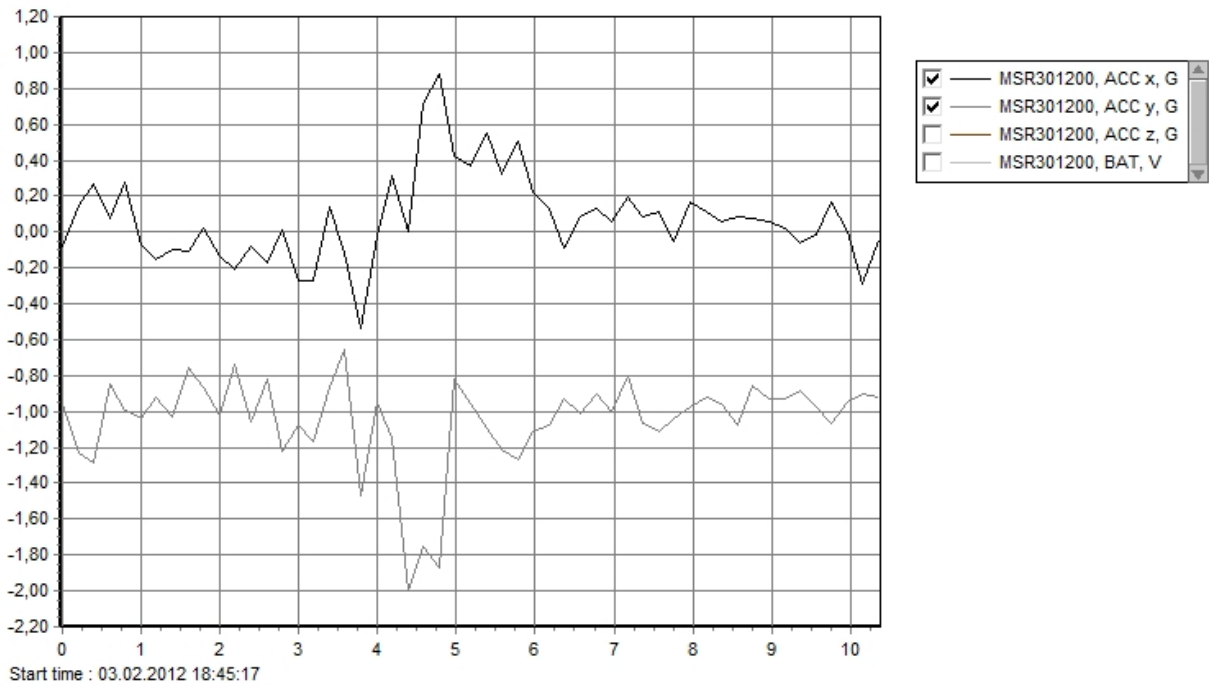
Figur A-15: Forsøk 2.



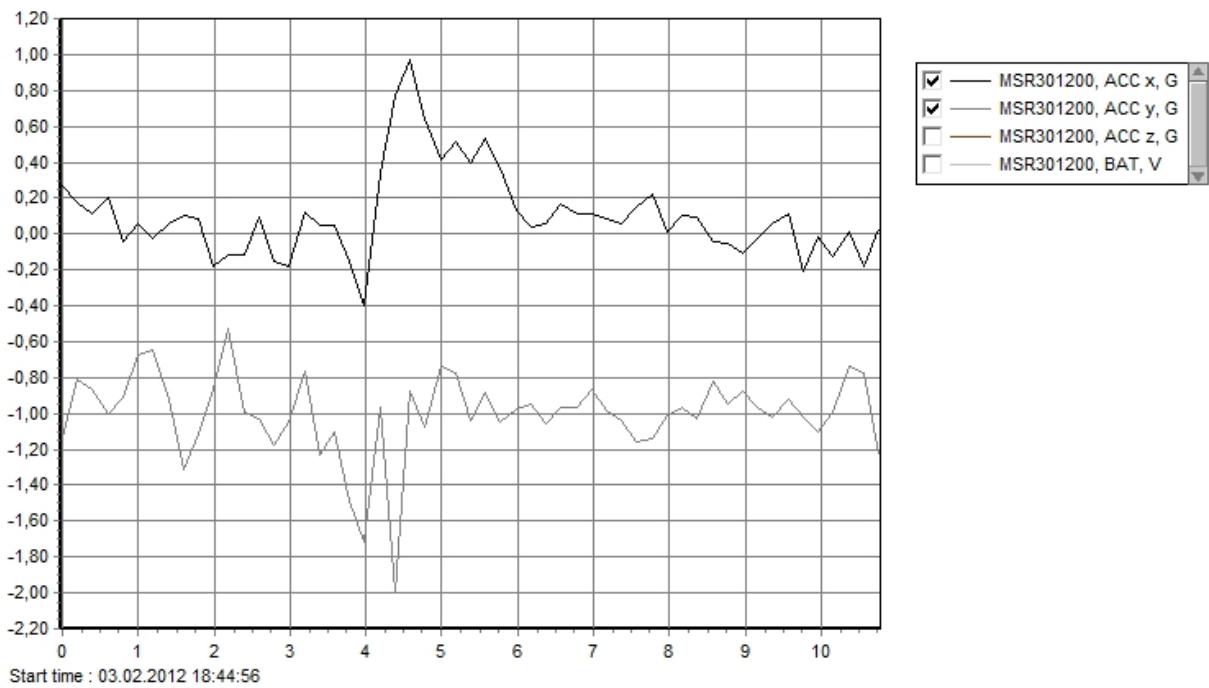
Figur A-16: Forsøk 3.



Vaskebrett

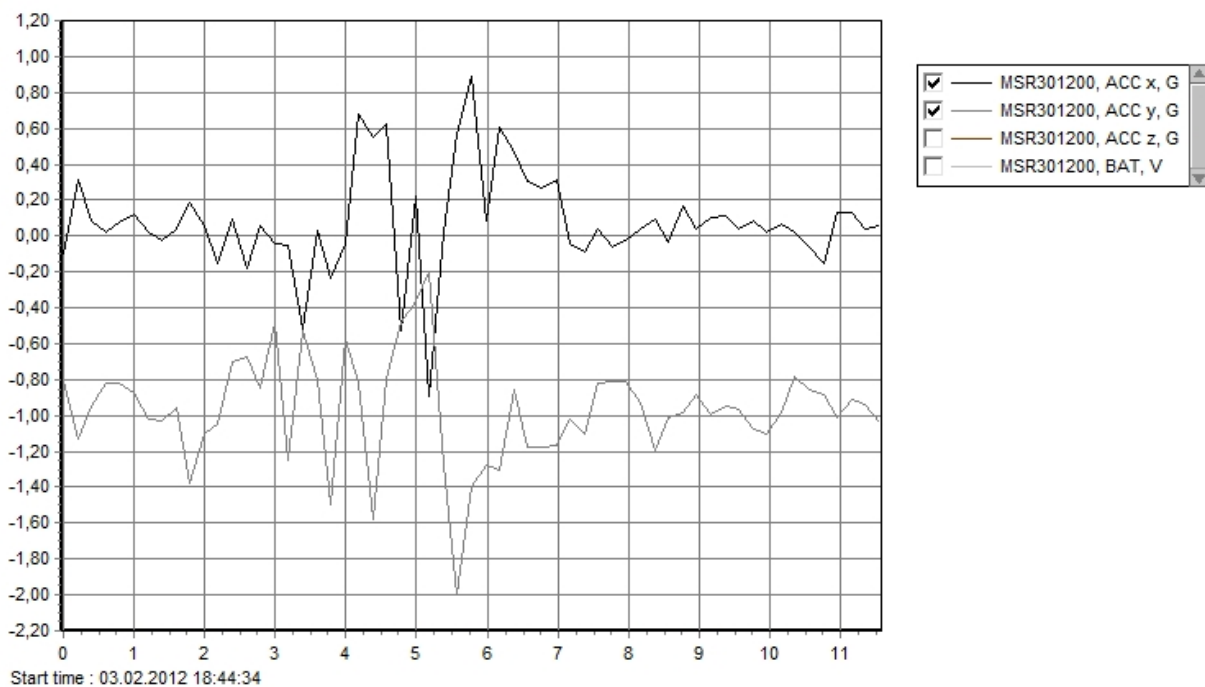


Figur A-17: Forsøk 1.

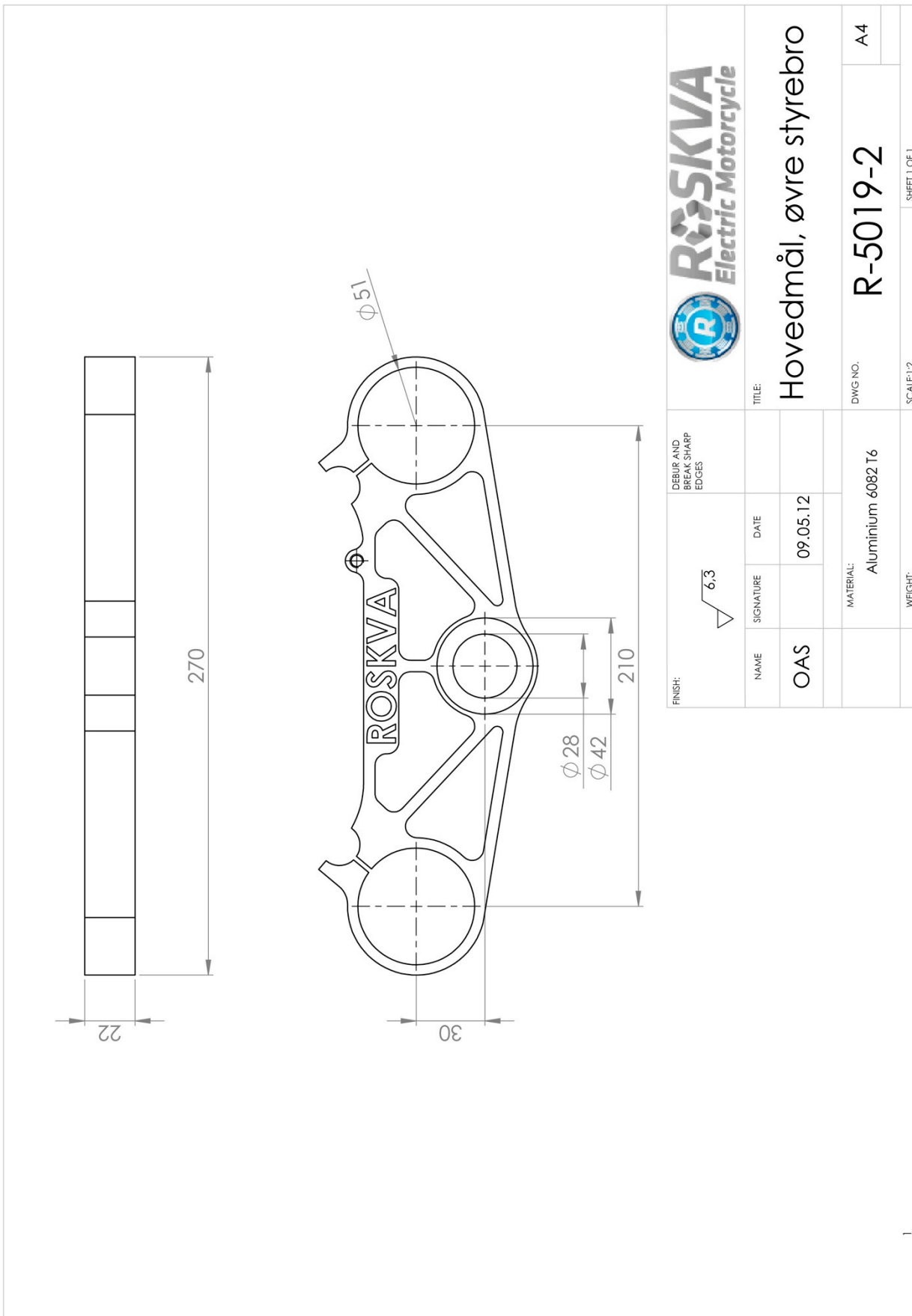


Figur A-18: Forsøk 2.

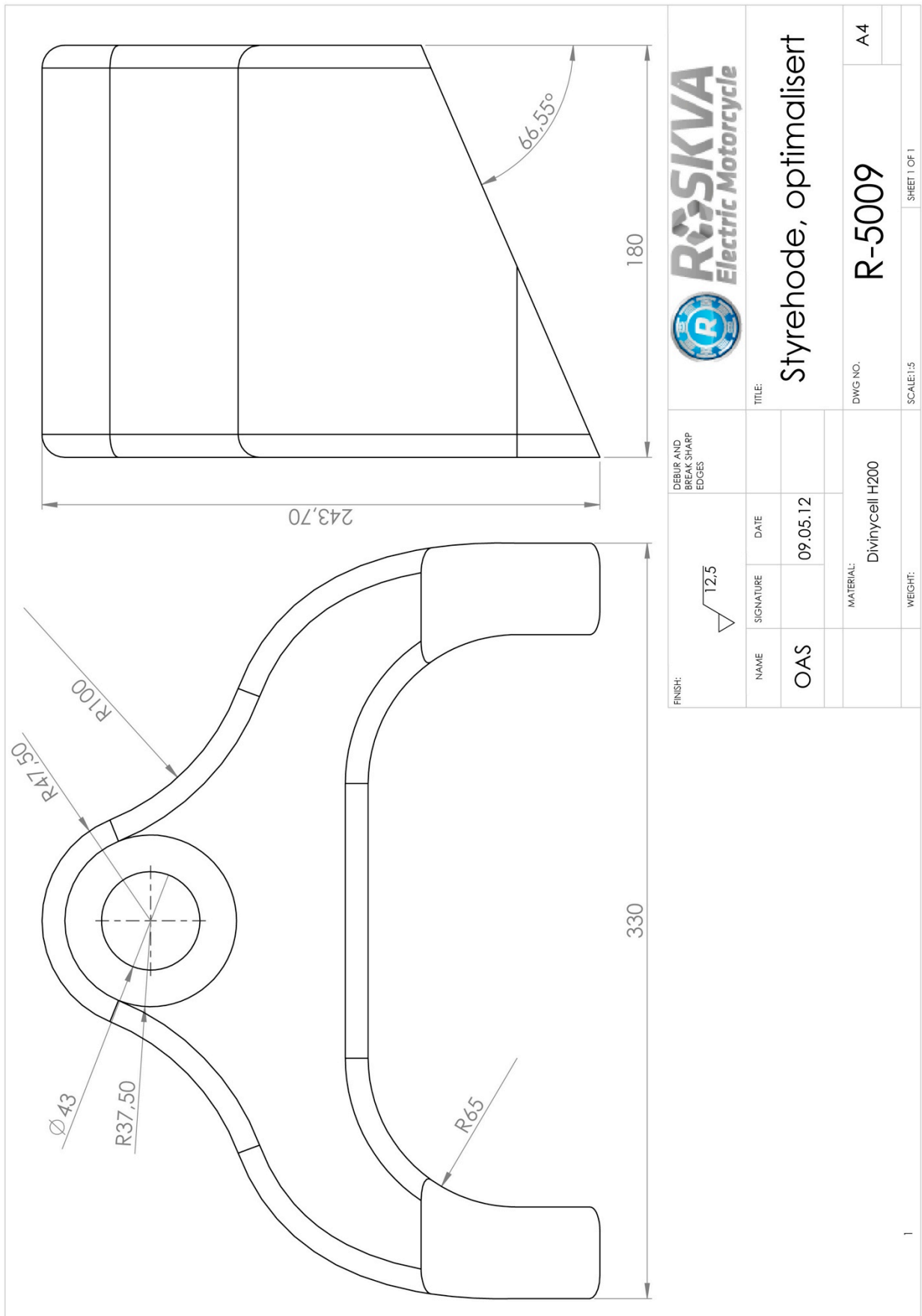




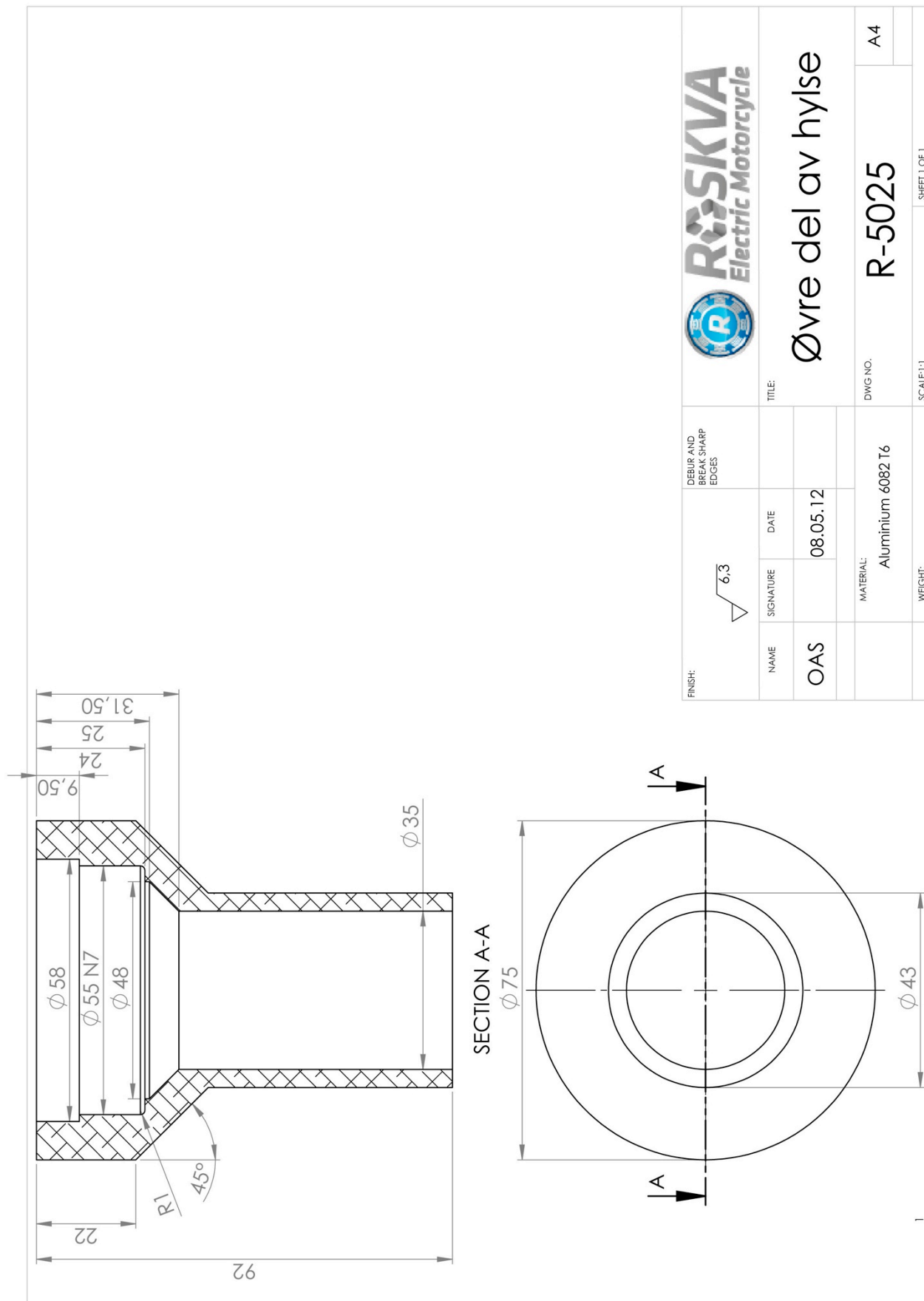
Figur A-19: Forsøk 2.



Figur B-1: Hovedmål, øvre styrebro. Tegningsnummer R-5019-2.

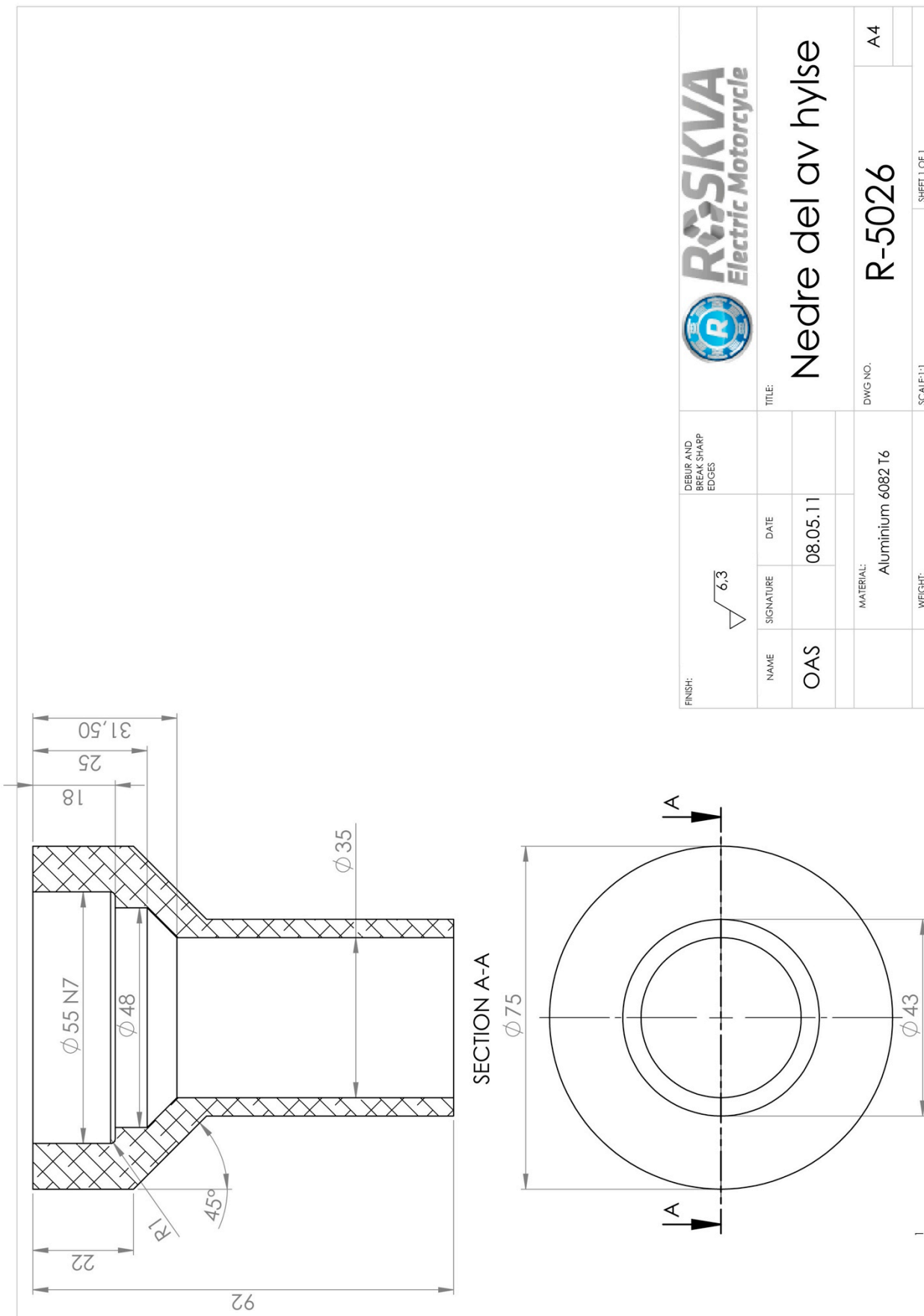


Figur B-2: Styrehode, optimalisert. Tegningsnummer R-5009.

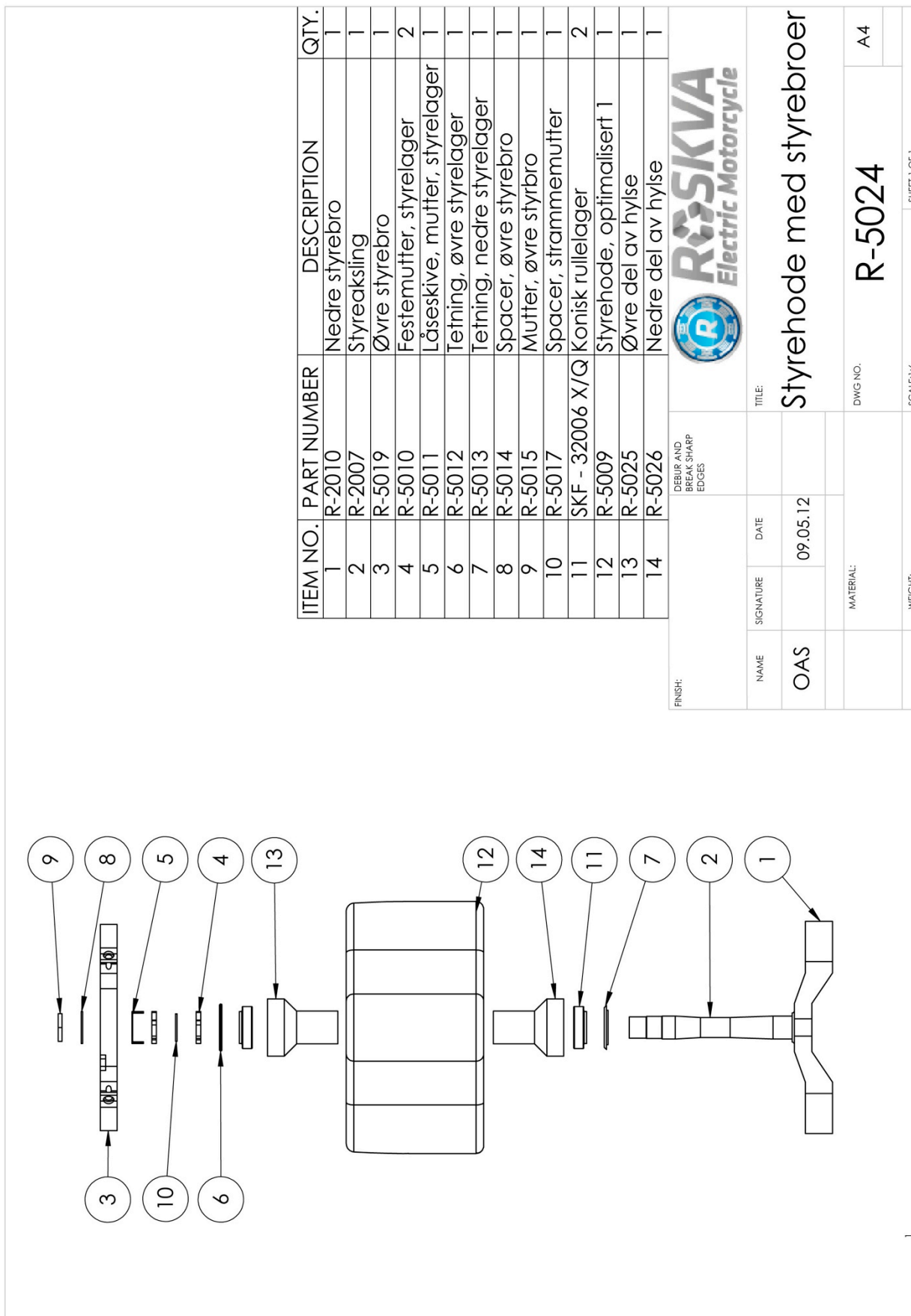


Figur B-3: Øvre del av hylse. Tegningsnummer R-5025.





Figur B-4: Nedre del av hylse. Tegningsnummer R-5026.



Figur B-5: Eksplodert sammenstillingstegning av styrehodet med styrebroene. Tegningsnummer R-5024.