

PROSJEKT ROSKVA - UTVIKLING AV SVINGARM OG DEMPERSYSTEM FOR ELEKTRISK MOTORSYKKELKONSEPT

PROJECT ROSKVA - DEVELOPMENT OF A SWINGARM AND SUSPENSION
SYSTEM FOR AN ELECTRIC MOTORCYCLE CONCEPT

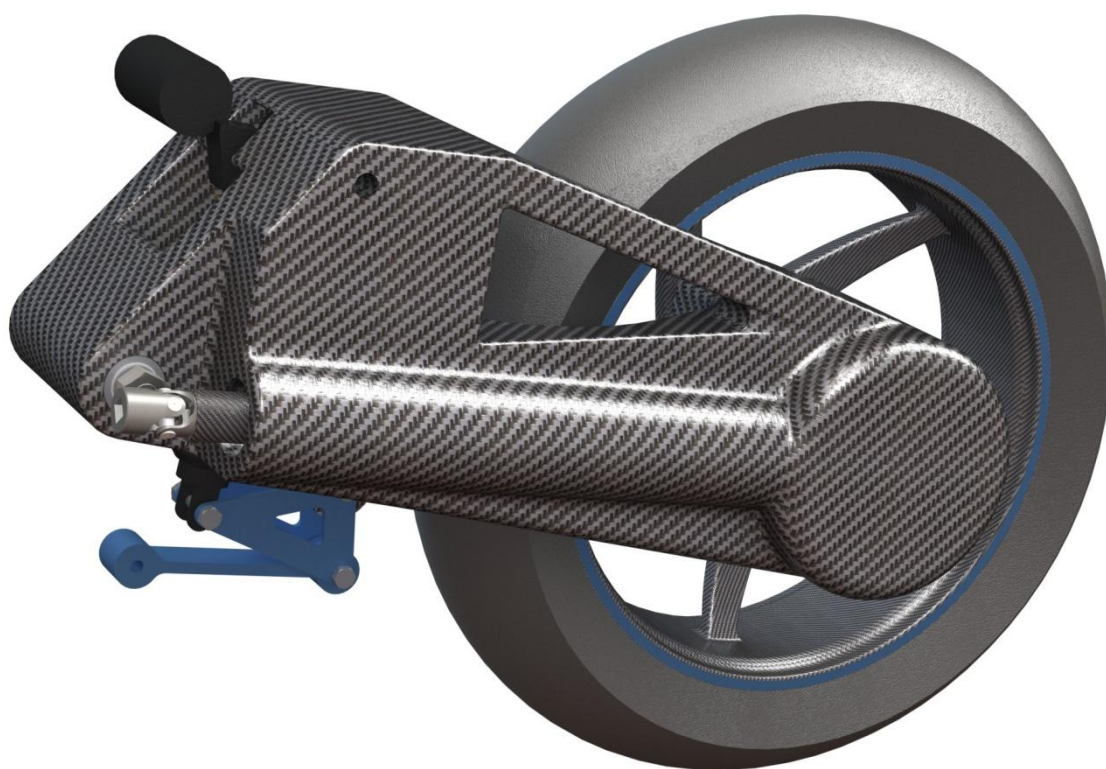
HANS OLA KROG

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2012



Prosjekt Roskva: Utvikling av svingarm og dempersystem for elektrisk motorsykkel konsept

Av Hans Ola Krog



MASTERGRADSOPPGAVE
MASKIN- OG PRODUKTUTVIKLING
IMT/UMB, 2012



FORORD

Dette er en mastergradsoppgave skrevet ved Institutt for matematiske realfag og teknologi(IMT), ved Universitetet for miljø og biovitenskap(UMB). Oppgaven avslutter det fem årige masterstudiet maskin, prosess og produktutvikling. Den totale arbeidsmengden er på 30 studiepoeng, som tilsvarer 900 timer.

Initiativet til prosjektet, utvikling av en elektrisk motorsykkel, ble gjort sommeren 2010, og den første utredningen av ideen ble utført påfølgende høst av undertegnede. Videre har prosjektet utviklet seg til et samarbeide mellom totalt fem mastergradsstudenter, som alle skal levere masteroppgave knyttet til temaet.

Motivasjonen og lysten til å jobbe med dette prosjektet kom fra min store interesse for kjøretøy, og det er en guttedrøm å kunne være med å utvikle en motorsykkel fra bunnen av. Kombinasjonen av de tekniske utfordringene og det at vi må fungere som en gruppe, er noe av det jeg ønsket å lære til jeg skal ut i arbeidslivet.

Ingeniørmessig visste jeg at oppgaven min ville utfordre meg på dynamisk analyse og jeg ville måtte tilegne meg kunnskap utover hva jeg har lært på UMB. Det å finne pålitelige kilder og effektivt kunne trekke ut relevant informasjon har vist seg viktig. Konstruksjonsmessig har jeg måttet ha en forståelse av uisotropisk materiale og kraftvirkningen på en motorsykkel. For komme i mål med oppgaven har jeg fått bruke kunnskapen min med CAD og FEM analyse programmer.

Det har fra starten vært et mål å ferdigstille en prototype, og dette har krevd mye arbeid utover det å skrive rapport. Jeg har måttet planlegge innkjøp, produksjon og rapportering over en lengre tidsperiode, noe jeg ikke har gjort før, men som har vist seg å være svært lærerikt.

Gjennom kontakt med fagpersonell innenfor støtdemperteknologi til karbonfiber støping, har jeg fått både motivasjon og faglig påfyll.

Prosjektet kunne ikke vært gjennomført uten støtten fra Jan Kåre Bøe allerede sommeren 2010, tusen takk for faghjelp, motivasjon og prosjekteringstips. Jeg vil også takke Geir T. Terjesen for hans støtte under masterperioden, hans ingeniørerfaring og fornuftige tankegang har hjulpet med til å foreta gode estimater og forenklinger.

Andre støttespillere har vært Egil Stemsrud, Bjørn Brenna og det resterende personellet på UMB verkstedet. I slitne stunder har den moralske oppmuntringen fra familie, kjæreste og venner også vært til stor hjelp. Og sist men ikke minst, takk til de andre studiekameratene mine i Prosjekt Roskva.

Ås, den 15. mai 2012

Hans Ola Krog



SAMMENDRAG

Ideen om å designe en elektrisk motorsykkel fra bunnen, av ble initiert av prosjektgruppen sommeren 2010. Produktet skal ha spesifikasjoner innenfor en ramme som er akseptert av dagens konvensjonelle motorsykkelbrukere, dvs. en kjørelengde på 100 km og toppfart på 160 km/t.

Prosjektets sluttprodukt er en prototype kalt Roskva, og oppgavens hensikt er å bidra til dette ved å ta for seg svingarmsløsningen og dempersystemet. Gjennom tidligere arbeid er eksisterende løsninger, materialer og design utredet, og det arbeides videre utifra dette.

Grunnet tidsbegrensningen i masterperioden er oppgaven begrenset til kun å ta for seg konstruering av svingarmprofilen og en forenklet svingningsanalyse. Gjennom konstruksjonsanalysen har jeg lagt vekt på å finne maksimale spenninger og bestemme fiberorientering ut ifra dette. Arbeidet er utført ved bruk av FEM analyse, sammenliknet med materialtestdata og håndberegninger.

For å definere brukspåkjenninger ble det foretatt en testkjøring med en definert referansesykkel, hvor det ble målt akselerasjoner på tre forskjellige punkter. Kraftene ble så anslått etter en analyse av disse, sammenliknet med forenklete håndberegningsmodeller.

Svingningsanalysen har blitt gjennomført ved bruk av forenklete modeller, hvor hensikten med denne var å kartlegge fjærstivhet, effekten av udekket masse og uønskede frekvensområder. Håndberegninger ble benyttet for å kvalitetssikre resultatene fra dataverktøyene.

Litteraturstudier er gjort for å innhente beregningsmodeller og fagterminologi.

Ved å produsere prototype defineres produksjonsmetoder, kostnader og det muliggjør prototype testing. En rapport, samler og presenterer arbeidet utført over de fem siste månedene.

Svingarmen er ca. 580 mm lang, ca. 280 mm bred og ca. 300 mm høy, produsert i karbonfiber med egnet fiberretning. Den er tilpasset valgt demperelement og implementert med resten av motorsykkelen. Det er innenfor masterperioden produsert en prototype, som er belastet til brudd, for å kvalitetssikre FEM-analyse og håndberegninger. Enkel utmattingsberegning er gjennomført og hull er dimensjonert etter retningslinjer fra fagpersonell.

Svingningsanalysen har gitt en grunnleggende forståelse av dempersystemet, og de kartlagte egenfrekvensene kan benyttes til videre forbedringer av Roskva.



ABSTRACT

The idea of designing an electric motorcycle from scratch, was initiated by the members of the project in the summer of 2010. The product shall have specifications within a range that is accepted by today's conventional motorcycle users, ie, a mileage of 100 km and top speed of 160 km/h.

The project's final product is a prototype called Roskva and the purpose of this thesis, is to contribute to this by addressing the swingarm solution and damper system. Through previous work, existing solutions, materials and designs have been investigated, and the further work is based on this.

Due to time limitation in the master period, the intent of the thesis is limited to only deal with the construction of the swingarm profile and a simplified vibration analysis. Through structural analysis, I have put focus on finding the maximum tension and determining a fiber orientation on the basis of this. The work is conducted using FEA analysis, compared with material test data and hand calculations. To define the operating stresses there were carried out a test run with a defined reference motorcycle, which accelerations were measured at three different points. The forces were then estimated by an analysis of these, compared with simplified hand calculation.

The vibration analysis has been performed using simplified models, where the purpose of this was to determine the spring stiffness, effect of undamped and unwanted frequencies. Hand calculations were used to ensure the quality of results from the data tools. Literature studies have been made to obtain computational models and terminology.

By producing a prototype, production methods and costs are defined and it enables prototype testing. A report brings together and presents the work carried out over the last five months.

The swingarm is approximately 580mm long, 280mm wide and 300mm high; made of carbon fiber with a suitable fiber configuration. It is adapted to the selected damper element and implemented with the rest of the motorcycle. It is within the master period produced a prototype, which is loaded to fracture, to ensure the quality of FEA analysis and hand calculations. Basic fatigue calculations has been completed and holes are given dimensions according to guidelines from experienced personel. The vibration analysis has provided a basic understanding of the damper system, and the mapped own frequencies can be used for further improvements of Roskva.



INNHOOLD:

1. INNLEDNING.....	8
1.1 Bakgrunn	8
1.2 Idébeskrivelse	10
1.3 Problemsillinger	12
1.4 Målsettinger	12
1.4.1 Hovedmål	12
1.4.2 Delmål	12
1.5 Begrensninger	13
1.6 Prosjektplanlegging	14
1.7 Metode og prosesstrinn	14
1.8 Symboler og terminologi	16
1.8.1 Sybolliste.....	16
1.8.2 Formler	19
1.8.3 Globalt koordinatsystem og rotasjonsakser.....	20
1.8.4 Komponenter.....	20
2 Produktspesifisering	22
2.1 Referansemål og sammenligning	22
2.2 Beregnings modell.....	22
2.2.1 Motorsykel modell.....	22
2.2.2 Definerings av svingarm modell	23
3. Testkjøring av referansemotorsykel.....	26
3.1 Bakgrunn	26
3.2 Måleenhet og prosedyre	26
3.3 Tolkning av testresultater.....	28
3.4 Resultater og konklusjon for videre anvendelse.....	30
4. Material.....	32
4.1 Kriterier	32
4.2 Karbonfiber	32
4.2.1 Bakgrunn	32
4.2.2 Fiberretning og lag	33
4.2.3 Sandwich og kjerne	34
4.3 Produksjonsmetoder	35
4.4 Materialdata	36
4.4.1 Sammendrag av karbonfiber masteroppgave	36
4.4.2 Anbefalt fiberkonfigurasjon	39
5. Grunnlagsberegninger	41
5.1 Forutsetninger	41
5.1.1 Hjul og støtdemper.....	41
5.1.2 Svingarmkonstruksjon	46
5.1.3 Bestemmelse av tyngdepunkts plassering.....	51
5.2 Belastningssituasjoner	54
5.2.1 Akselerasjon	55
5.2.2 Sentrifugalkraft	55
5.2.3 Støt	56



5.2.4 Oppsummering	59
5.3 Dimensjonering av svingarm	59
5.3.1 Bøyning	59
5.3.2 Torsjon	65
5.3.3 Utmatting	67
6 FEM analyse.....	68
6.1 Bøyning	68
6.2 Torsjon	73
7 Dynamisk analyse.....	75
7.1 Forutsetninger	76
7.2 Beregninger.....	76
7.2.1 Effekten av svingarmens E-modul.....	76
7.2.2 Quarter-car model.	77
7.2.3 Forenklet svingarm modell uten link	80
7.2.4 Forenklet svingarmsmodell med link	83
7.2.5 Forenklet motorsykkel modell, der rammen sees som en bjelke.	84
7.3 Konklusjon	86
8. Prototype	87
8.1 Produksjon	87
8.2 Modularisering	89
8.3 Prototype Test	90
8.3.1 Testprosedyre	90
8.3.2 Resultat	91
8.4 Kostnads kalkyle for prototype.....	93
8.5 Visualisering av prototype	95
9. Prosessdiskusjon	98
10. Konklusjon.....	100
10.1 Anbefalinger	100
10.2 Videre arbeid	101
REFERANSER	102
VEDLEGG	104

1. INNLEDNING

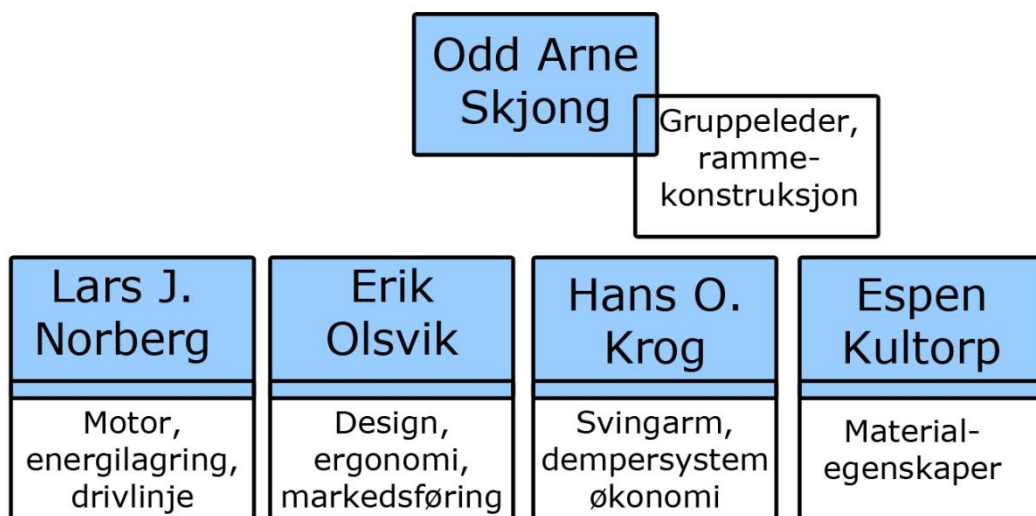
1.1 Bakgrunn

Prosjektgruppen

Prosjekt Roskva er et samarbeids prosjekt mellom fem mastergradsstudenter ved Universitetet for Miljø og Biovitenskap(UMB). Prosjektet har pågått i ca. 2 år, og er nå i en slutfase hvor målet er å ferdigstille en elektrisk motorsykkel juni 2012.



Figur 1: Viser de fem studentene i Prosjekt Roskva. Fra venstre, Lars J. Norberg, Erik Olsvik, Hans Ola Krog(undertegnede), Odd Arne Skjong og Espen Kultorp.



Figur 2: Viser de forskjellige ansvarsområdene til medlemene i prosjektgruppen.



Mitt ansvarsområde har vært videreutvikling av svingarmkonstruksjon til motorsykkelen. Dette er et arbeid som krever samarbeid med de andre i gruppen, da det er flere komponenter som skal passe sammen for å kunne fungere.

Tidligere arbeid

Gjennom prosjektperioden på 2 år, er det skrevet seks oppgaver, på totalt 70 studiepoeng. I tillegg til dette skriver samtlige medlemmer av gruppen masteroppgave tilknyttet emnet, som gir ytterligere 150 studiepoeng. Det vil derfor i denne oppgaven refereres til disse forstudiene og masteroppgavene, en kort oppsummering av arbeidet finnes i vedlegg B.[9].

Det viktigste som ble kartlagt for denne oppgaven var eksisterende løsninger, bestemmelsen av segment og en passende referansemotorsykel som vist i Figur 4. Dette ble gjort i undertegnedes TIP300 oppgave, Prosjekt Roskva - dempersystem.[6] Med denne bakgrunnen ble det konstruert et utkast av en mulig svingarmsløsning, som for det videre arbeidet har bidratt til å snevre inn spekteret av muligheter som overveies og gjort det enklere å arbeide mot et bestemt mål.

Vi i prosjekt Roskva er ikke de første studentene som bygger elektrisk motorsykel, det er tidligere gjort ved både Høgskolen i Østfold og Ålesund. Vi har sammenliknet deres konsepter med vårt og har kommet til den slutningen at vi mener vi kan oppnå et mer gjennomført sluttprodukt, ved at vi bygger motorsykkelen helt fra bunnen av, med komponenter plukket fra øverste hylle. Vi tror dette er veien man skal gå for at forbrukerne seriøst skal vurdere et elektrisk alternativ. Det er viktig at forbrukeren blir tiltrukket av produktets visuelle utforming, og ikke kjøper den kun for at den er elektrisk og miljøvennlig. På den måten kan elektriske kjøretøyer virkelig etablere seg på markedet.

Bakgrunn

Global oppvarming er et daglig tema i verdenspressen, som forskerne strides om er skapt av mennesker eller bare er naturlig. En økende befolkning og økende energiforbruk betyr at man må få mest mulig ut av den energien som er til rådighet, og det har derfor blitt mer fokus på miljøvennlige løsninger og energieffektivisering. Transport står for om lag 1/4 av Europas CO₂ utslipp, og man forventer at den globale bilparken innen 2030 vil ha doblet seg fra 800 millioner kjøretøy til 1600 millioner.[22].

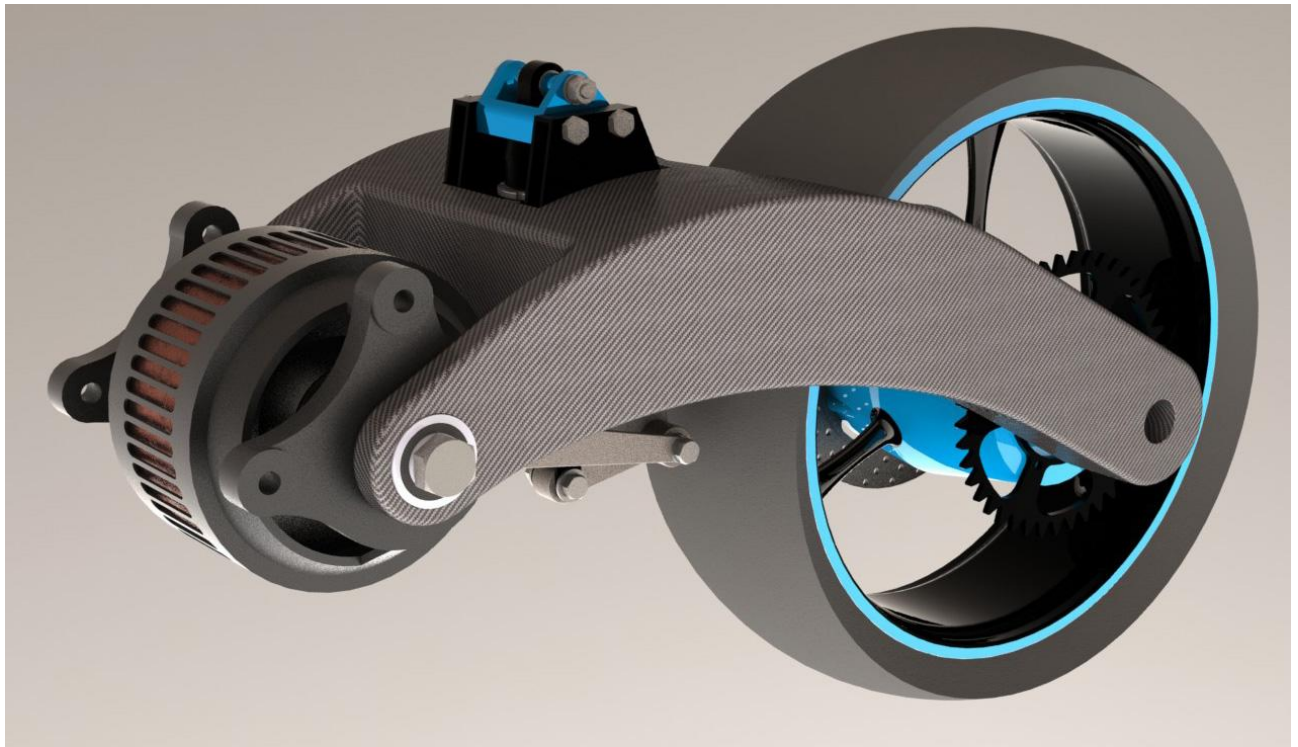
Dagens bilbruk danner grunnlaget for dette prosjektet fordi den skaper store trafikkøer og dårlig luftkvalitet i tett bebygde strøk.[29].

De fleste som pendler til jobb gjør dette alene, og plassutnyttelsen er langt fra maksimal. Ved å benytte seg av mindre kjøretøy som motorsykler, kan man oppnå en bedre trafikkflyt, og drives kjøretøyene i tillegg av strøm, vil man også forbedre luftkvaliteten.

Det finnes allerede elektriske motorsykler, men det er lagt relativt lite fokus på å spesialbygge en elektrisk motorsykel, siden de fleste kun har fått fjernet forbrenningsmotoren og erstattet den med en elektrisk motor. Bilindustrien har hatt det samme problemet, men har de siste årene fått en vesentlig forbedring på dette punktet, og man ser nye hybrider og helelektriske kjøretøy med økt ytelse og plass.

Ved å tilpasse rammekonstruksjon m.m til de elektriske komponentene, kan man få en elektrisk motorsykel med fordeler som vektreduksjon, minsket luftmotstand og økt levetid.

Skulle man klare dette er man fortsatt avhengig av at myndighetene tilrettelegger for utviklingen ved å bygge ladestasjoner, gi avgiftskutt og andre fordeler knyttet til det å eie miljøvennlige kjøretøy.



Figur 3: Viser det endelige konstruksjonsutkastet fra min TIP300 oppgave Prosjekt Roskva - dempersystem.[6]. Utifra oppgaven ble det bestemt at det var fornuftig å benytte seg av eksisterende dempersystem fra en stor produsent, og at bruken av karbonfiber virket gjennomførbart.

1.2 Idébeskrivelse

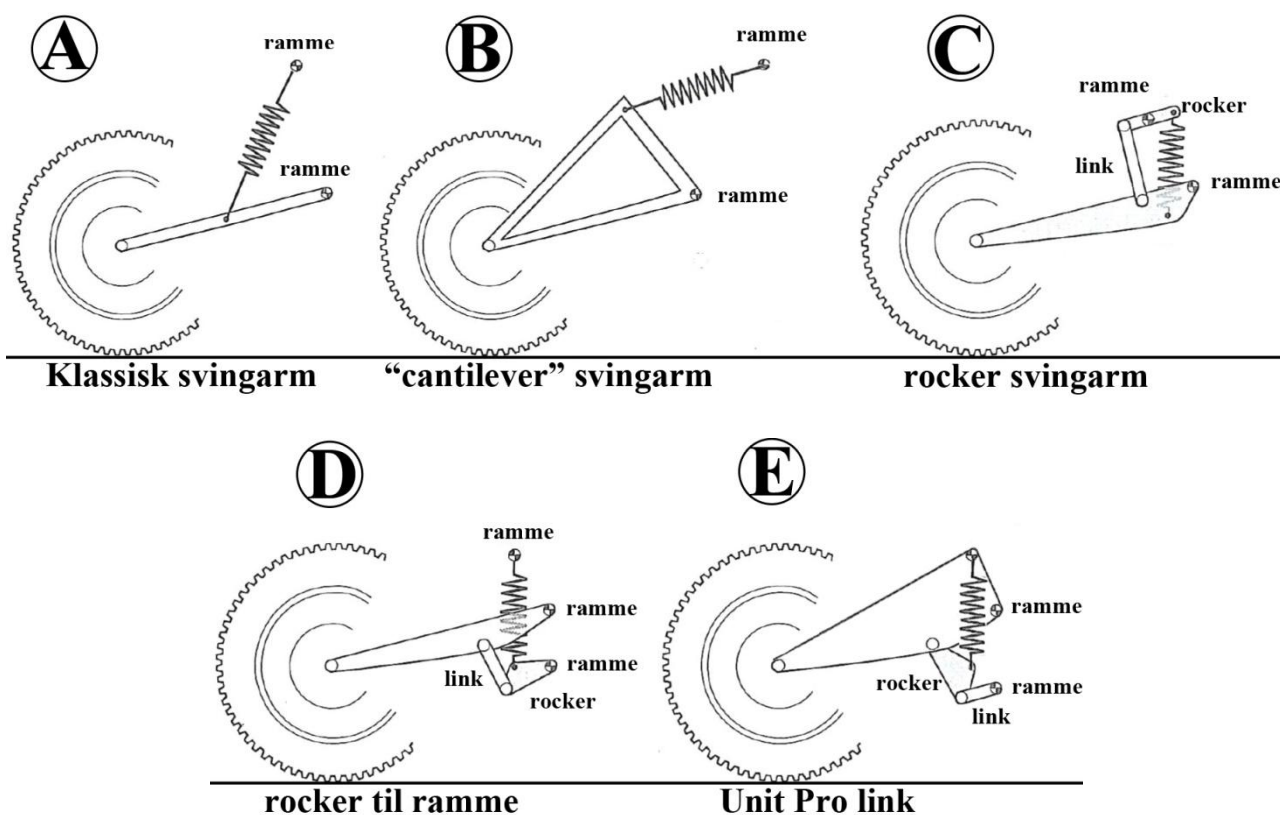
Hovedideen bak dette prosjektet stammer fra et samarbeid som snart har pågått i to år, og prosjektets mål er å bygge en forbedret elektrisk motorsykel, kalt Roskva. Produktet skal ha spesifikasjoner som gjør den attraktiv for dagens konvensjonelle motorsykelbrukere, dvs. topphastighet på 160 km/t og kjørelengde på 100 km.

Den elektriske driften krever bruk av relativt store og tunge batteripakker, og man må derfor legge fokus på vekt og komponentplassering. Ideen mot akkurat svingarmen og systemet rundt denne, ble som sagt for første gang beskrevet av undertegnede i TIP300 rapporten "Prosjekt Roskva - dempersystem". Der hovedidéen var å revidere nåværende løsninger, samt materialvalg, for så å kunne komme med et konsept. Dette ble gjennomført, og det ble beskrevet forslag til videre arbeid. Disse punktene danner grunnlaget for videreutviklingen av ideen.



Figur 4: A viser referansemotorsykkelen brukt i tidligere arbeid. B viser svingarmen til denne motorsykkelen.[6].

Ved bruk av karbonfiber oppnås et sterkt og lett design samtidig som det gir et bra utseende. For å kunne produsere en prototype som fungerer godt, er noe av ideen at den endelige løsningen skal ha relativt gode justeringsmuligheter, og dette skal nås gjennom en dynamisk analyse. Utviklingen av slike dempersystemer krever mange testkjøringer, hvor man justerer systemet, slik at det oppnår ønskede egenskaper. Dette er ressurskrevende, og det vil derfor, for Roskva tas utgangspunkt i et eksisterende system fra Honda. Systemet er relativt lite utbredt og benyttes hovedsaklig innenfor motorsporten. Systemet har de fordeler at det er plass besparende og gir forenklete innfestningspunkter med tanke på rammen.



Figur 5:[2]. Viser noen av de mange mulighetene man har til å montere demperen til svingarmen og rammen.



1.3 Problemsillinger

Oppgavens problemstilling er definert ved følgende underpunkter:

Konsept

Hvordan konstruere en svingarm som skal kunne konkurrere med dagens veletablerte aktører, på både funksjonalitet, pris og utseende.

Funksjon

Hvordan konstruere en svingarm som på best mulig måte kobler bakhjulet til rammen og overfører de krefter dette blir utsatt for, uten å skape ubehag for sjåføren eller gå på bekostning av kjøreegenskapene. Hvilke forenklinger kan man foreta av beregningsmodeller knyttet opp mot svingninger, og hvilken effekt vil udempet masse ha.

Konstruksjon

Definere en egnet fiberkonfigurasjon og teste denne mot aktuelle krefter, da også med hensyn på innfestinger etc. For til slutt å konstruere en svingarm som kan monteres til rammen og innkapsle drivlinjen.

Produksjon

Skal det være mulig å gjennomføre en prototyping må produksjonsmetoder overveies gjennom hele prosjektfasen, slik at endelig design er produksjonsbar. Utgifter knyttet til dette må kartlegges samtidig med bestilling av verkstedtimer.

1.4 Målsettinger

1.4.1 Hovedmål

Prosjekt målet er å konstruere og designe en svingarm som passer sammen med de resterende delene av motorsykelkonseptet Roskva, og dets kriterier. Produktet skal ha en høy styrke mot vektrate og et dempersystem som sikrer gode kjøre egenskaper og sjåførs velbehag.

1.4.2 Delmål

Tabell 1: Lister opp noen delmål som det er tenkt er kritiske for at prototyping og masteroppgave skal la seg gjennomføre.

	Fase	Delmål
1	Oppstart	Kontraktsignering. Oppsummering av tidligere arbeid. Fremdriftsplan.
2	Oppbygging	Anskaffe brukbare krafttall til FEM analysen. Få økt innsikt i produksjon/konstruksjon med karbonfiber. Foreta testkjøring. Revurdere tidligere design. Sammenstilling med de andre komponentene. Ferdigstille endelig design.
3	Konstruksjon	Definere material. Definere E-modul. Lokalisere kritiske punkter.

Tabell 1, forts:



Tabell 1, forts:

4	Svingnings-analyse	Økt innsikt i viktige faktorer for et dempesystem. Oppsett av beregningsmodell og forenklinger. Bestemme fjærstivhet. Egensvingninger. Utrede geometri skapt av rocker og link.
5	Prototyping	Planlegge produksjonsmetoder, kostnader og tid.
6	Rapport	Lage disposisjon. Tidsplan for fremdriften. Gjennomlesning. Lage power point fremvisning.

1.5 Begrensninger

Det er avsatt 900 timer til en 30 studiepoengs masteroppgave, og det at prosjektgruppen har som mål å bygge en prototype, vil også kreve mange timer. Følgende begrensninger er da satt for oppgaven:

- Det gjøres ingen utredning av eksisterende løsninger og konkurrenter; men refereres heller til tidligere arbeid.
- Kun kort forklaring av forhjulsopphenget og dets oppbygning/betydning.
- Det rapporteres kun kort om designutvikling, produksjon og metoder.
- Standarddeler som rocker, link og lager, styrkeberegnes ikke.
- Det foretas kun en forenklet utmattingsanalyse av konstruksjonen.
- Det konstrueres ikke opp mot eventuelle sikkerhetskrav, og det produseres ikke en konstruksjon, som ved brudd, har en reserve funksjon som tar over. (Kjent som fails safe).
- Det rapporteres kun forenklede konstruksjonstegninger med hovedmålene av konstruksjonen, mens verkstedet får detaljerte CAD filer til produksjonen.
- Det gjøres kun enkel tilnærming til dynamisk analyse av en hel motorsykkel.
- Det utredes kun kort om de økonomiske aspektene ved konseptet.



1.6 Prosjektplanlegging

Masterperioden går over ca. 5 måneder og jeg har valgt å benytte meg av et gantt chart til å lage den spesifikke fremdriftsplanen, denne finnes i vedlegg C. Tabell 2 viser en enklere milepelsplan over arbeidet.

Tabell 2: Milepelsplan for arbeidet gjennom masterperioden.

Uke	Dato	Milepel
1	02.01.12	Oppstart
2	09.01.12	
3	16.01.12	
4	23.01.12	
5	30.01.12	
6	06.02.12	Testkjøring med referansemotorsykel
7	13.02.12	
8	20.02.12	Endelig CAD design
9	27.02.12	
10	05.03.12	Fresing av svingarm kjerne
11	12.03.12	
12	19.03.12	
13	26.03.12	
14	02.04.12	1 prototype ferdig støpt
15	09.04.12	
16	16.04.12	
17	23.04.12	Fullført dynamisk analyse
18	30.04.12	Gjennomlesing av masteroppgave
19	07.05.12	Siste redigering
20	14.05.12	Levering av masteroppgave

1.7 Metode og prosesstrinn

Prosjektstyring

Gjennom arbeidet utført i forprosjektene, har mange av arbeidsoppgavene blitt kartlagt, og det har, ved hjelp av Microsoft Visio 2007, på et tidlig tidspunkt blitt satt opp en fremdriftsplan for prosjektet. Jeg har i tillegg ansvar for økonomien i prosjektet og benytter Excel til føringen av regnskap.

Litteraturstudier

Ved bruk av *ISI Web of Science* og *Scencedirect.com* har jeg samlet inn artikler og bøker knyttet til forskjellige temaer som karbonfiberkompositter, beregningsmodeller for svingningsanalyse etc. Dette danner grunnlaget for min bakgrunnsstudie og mye er brukt til å bygge opp mine egne beregningsmodeller. Jeg har også blitt vist kilder av min veileder Geir Terjesen.

FEM analyse

Til gjennomføringen av FEM analysen har jeg benyttet meg av SolidWorks 2011 og Ansys 10. Ved å benytte meg av disse to programmene, har jeg kontrollert håndberegninger og dobbeltsjekket visse datamodeller opp mot hverandre.

Håndberegninger

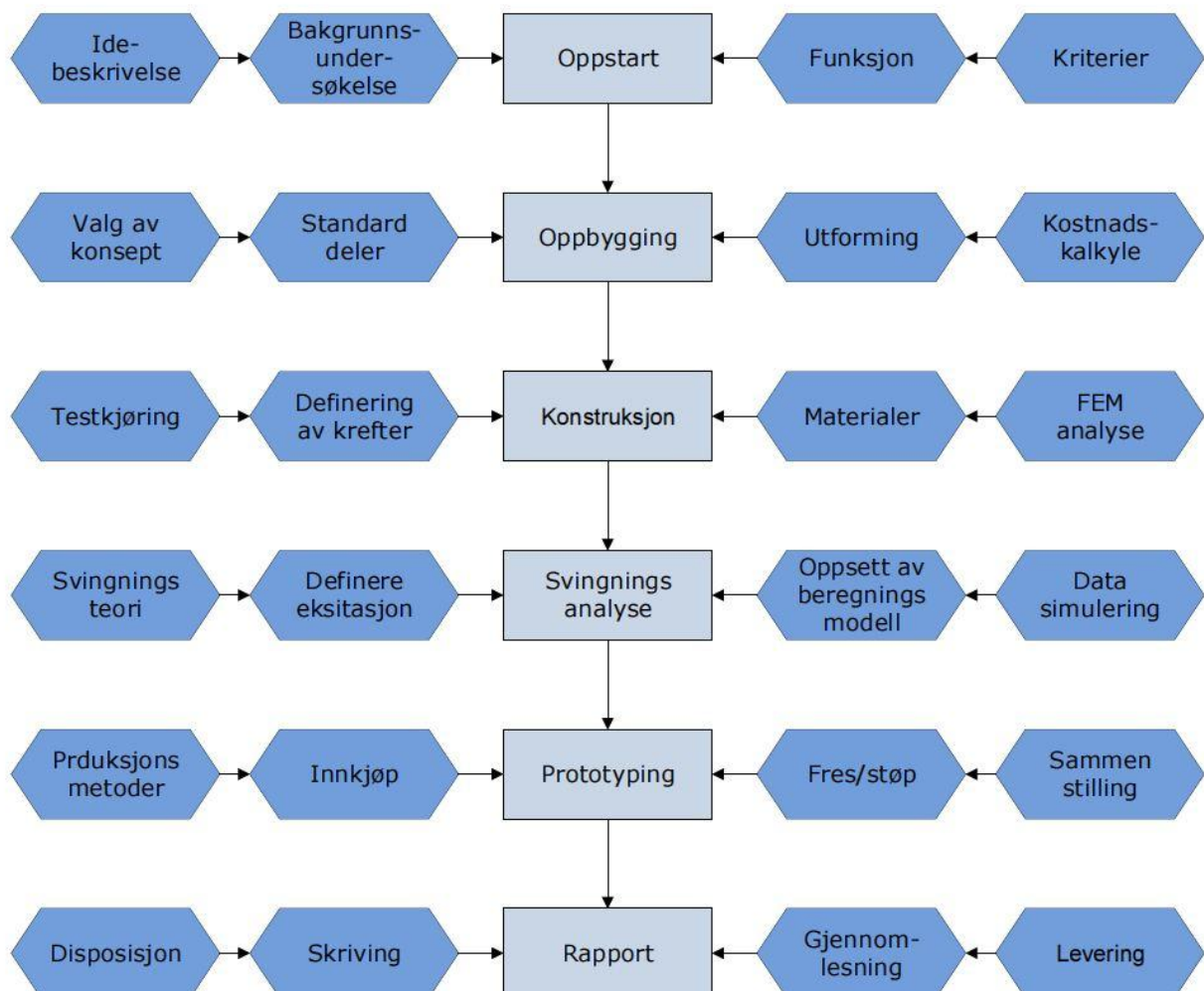
Håndberegningene i denne oppgaven er gjennomført med metoder som jeg har tilegnet meg etter 5 år ved UMB. Formler og begreper er hentet fra forskjellig pensumlitteratur, hvor jeg hovedsaklig har valgt å referere til de formler som ikke er allmennviten for en maskiningeniør.

Rapportering

Rapporten er skrevet i Microsoft Word 2007, men printet og sendt elektronisk som pdf fil. Til bildebehandling er Windows 7 Home sitt innebygde tegneprogram *Paint* og Adobe Photo Shop CS4 benyttet. Endnote X5 er brukt som referanseverktøy.

Prototypetest

Til styrketesten av prototypen ble det benyttet en lastcelle, lånt fra Egil Stemsrud, med typebetegnelsen *GR5A* fra *AEP transducers S.R.L.* Dokumentering i form av bilder er foretatt med et *Nikon* speilreflekskamera, til film er et *GoPro HD* kamera benyttet.



Figur 6: Jeg har valgt å dele prosjektarbeidet opp i seks hovedtrinn, med henholdsvis fire underpunkter, illustrert her.[6].



1.8 Symboler og terminologi

For det videre arbeidet i oppgaven vil det benyttes en rekke symboler, som listes opp og forklares i Tabell 3. Oppgaven er skrevet ut ifra en antagelse om at leseren av oppgaven har en bakgrunn som gjør han/hun egnet til å forstå grunnleggende elementer fra blant annet statikk, fysikk, maskinelementer og en motorsykkels oppbygging.

1.8.1 Symbolliste

Tabell 3: Liste over symbolene brukt i denne oppgaven, med enhet og kommentar.

Symbol	Navn	Enhet	Kommentar
A	Areal	mm^2	
A_a	Amplitude	mm	
A_m	Areal	mm^2	Innenfor profiltykkelsens senterlinje
a	Akselerasjon	m/s^2	
BH	Bakhjul	–	Kontaktpunkt med underlaget
CoG	Center of gravity	–	Tyngdepunkts plassering
E	E-modul	MPa	
E_{tot}	E - modul	MPa	Summen av E-moduler
E_f	E - modul	MPa	Til karbonfiber
E_{LL}	E - modul	MPa	Parallelt med fiberretning
E_{TL}	E - modul	MPa	Normalt på fiberretning
E_m	E - modul	MPa	Til matrisematerialet
E_{xx}	E - modul	MPa	I x-retning i et lag med fiberretning på vinkel θ
E_{yy}	E - modul	MPa	I y-retning i et lag med fiberretning på vinkel θ
E_{zz}	E - modul	MPa	I z-retning i et lag med fiberretning på vinkel θ
E_{11}	E - modul	MPa	Parallelt med fiberretning
E_{22}	E - modul	MPa	Normalt på fiberretning
E_{33}	E - modul	MPa	Normalt på fiberretning
FH	Forhjul	–	Kontaktpunkt med underlaget
F	Kraft	N	
F_G	Gravitasjonskraft	N	Kraft grunnet totalvekten
F_N	Normalkraft	N	
$F_{A,y}$	Kraft	N	Ved punkt A i y-retning
$F_{B,y}$	Kraft	N	Ved bakhjul i y-retning
$\Delta F_{B,y}$	Vektforskyvning	N	Ved bakhjul i y-retning
$F_{B,y,tot}$	Kraft i z-retning bakhjul	N	Vektforskyvning tatt i betraktning
$F_{F,y}$	Kraft	N	Ved forhjul i y-retning
F_f	Friksjonskraft	N	
$F_{f,x}$	Friksjonskraft i x-retning	N	Til fremdrift, ved bakhjul
$F_{f,z}$	Friksjonskraft i z-retning	N	Grunnet sentrifugalkraft, ved bakhjul
F_D	Fjærkraft	N	Fra støtdemper, antatt alltid vertikal
$F_{D,maks}$	Fjærkraft	N	Maksimal kraft fra støtdemper
F_{pre}	Fjærkraft	N	Fra støtdemper grunnet preload
F_L	Linkarmkraft	N	Antatt å alltid være horisontal
F_{Dekk}	Fjærkraft	N	Grunnet kompresjon av bakhjul
$F_{støt}$	Støtkraft	N	Virker på bakhjul i y-retning



f	Frekvens	Hz	
f_1	Frekvens	Hz	Første egenfrekvens
f_2	Frekvens	Hz	Andre egenfrekvens
G_{xy}	Skjærmodul	MPa	I xy - planet
G_{12}	Skjærmodul	MPa	I 12 - planet
G_{23}	Skjærmodul	MPa	I 23 - planet
G_{13}	Skjærmodul	MPa	I 13 - planet
g	Tyngdeakselerasjon	m/s^2	Hvor g har verdien 9,81 m/s^2
$h_{dekk,f}$	Høyde	mm	Fordekkets høydeprofil
$h_{dekk,b}$	Høyde	mm	bakdekkets høydeprofil
I_t	Torsjonstregghetsmoment	mm^4	
I_{y-y}	Annet areal moment	mm^4	Om y-akse
I_{z-z}	Annet areal moment	mm^4	Om z-akse
I_z	Massetregghetsmoment	$kg \cdot m^2$	
K_1	Støtfaktor	–	
k_k	Demperkarakteristikk	–	
k	Fjærkonstant	N/mm	
k_1	Fjærkonstant	N/mm	Støtdemper bak
k_2	Fjærkonstant	N/mm	Støtdemper foran
k_3	Fjærkonstant	N/mm	Dekk
$k_{tot,f}$	Fjærkonstant	N/mm	Total foran
$k_{tot,b}$	Fjærkonstant	N/mm	Total bak
k_{par}	Fjærkonstant	N/mm	Fjærer koblet i parallell
k_{serie}	Fjærkonstant	N/mm	Fjærer koblet i serie
k_{bjelke}	Fjærkonstant	N/mm	Til bjelke
L	Lengde	mm	
L_A	Akselavstand	mm	Hjulsenter til hjulsenter
L_{AF}	Avstand fra CoG	mm	Målt fra forhjul
L_{AB}	Avstand fra CoG	mm	Målt fra bakhjul
L_H	Avstand fra CoG	mm	Målt i y-retning fra underlag
L_D	Støtdemper lengde	mm	Fri lengde
$L_{D,\Delta pre}$	Støtdemper lengde	mm	Med preload
M	Moment	Nm	
M_b	Bøyemoment	Nm	
M_A	Moment om A	Nm	Om innfeste
M_B	Moment om B	Nm	Om rocker innfeste
M_{BH}	Moment om BH	Nm	Om bakhjuls kontaktpunkt
$M_{b,y}$	Bøyemoment	Nm	Om y-akse
$M_{b,z}$	Bøyemoment	Nm	Om z-akse
M_t	Torsjonsmoment	Nm	
$M_{t,e}$	Torsjonsmoment	Nm	Grunnet armen e, på svingarmen
$M_{t,r}$	Torsjonsmoment	Nm	Grunnet armen fra hjulets radius, r
$M_{t,tot}$	Torsjonsmoment	Nm	Summen av torsjonsmoment
m	Masse	kg	
m_f	Masse, forhjul	kg	Til forhjul
m_b	Masse	kg	Til bakhjul
m_{tot}	Total masse	kg	Egenvekt, sjåfør og bagasje
m_1	Udempet masse	kg	Massen av svingarm, hjul og kardang
m_2	Dempet masse	kg	Masse over støtdemping
n	Sikkerhetsfaktor	–	



r	radius	mm	Anvendes for hjul, sving etc.
S_{LTs}	Skjærkapasiteten i planet	MPa	
T	Periode	s	
t_i	Profil veggtykkelse	mm	
v	Hastighet	m/s	
V_f	Volumfraksjon	–	Fiber
V_m	Volumfraksjon	–	Matrisematerialet
W_b	Motstandsmoment	mm^3	
$W_{b,y}$	Motstandsmoment	mm^3	Om y-akse
$W_{b,z}$	Motstandsmoment	mm^3	Om z-akse
y_1	Forflytning	mm	Udempet masse i y-retning
y_2	Forflytning	mm	Dempet masse i y-retning
y_e	Forflytning	mm	Underlag
α	Endevinkel	<i>grader</i>	Definerer rotering av svingarm
β	Endevinkel	<i>grader</i>	Definerer rotering av rocker
Δ_{pre}	Lengdeforandring	mm	Grunnet preload
Δ_{Stat}	Lengdeforandring	mm	Grunnet statisk deformasjon
$\Delta L_{D,maks}$	Lengdeforandring	mm	Maksimal av støtdemper
$\Delta_{B,y}$	Forflytning	mm	Av punkt B i y-retning
$\Delta_{C,y}$	Forflytning	mm	Av punkt C i y-retning
ϵ	Relativ forlengelse	–	
ϵ_{LL}	Relativ forlengelse	–	Parallelt med fiberretning
ϵ_{TL}	Relativ forlengelse	–	Normalt på fiberretning
ϵ_f	Relativ forlengelse	–	I fiber
ϵ_m	Relativ forlengelse	–	I matrisematerialet
θ	Vinkel	<i>grader</i>	Fiberorientering og vanlig geometri
λ	Retningsvinkel	<i>grader</i>	Resultantkraft
ν_{12}	Poissons' tall	–	I 12 – planet
ν_{23}	Poissons' tall	–	I 23 – planet
ν_{13}	Poissons' tall	–	I 13 – planet
μ	Friksjonskoeffesient	–	
σ	Spenning	MPa	
σ_b	Bøyenspenning	MPa	Virker som strekk og trykk
σ_{bs}	Bruddspenning	MPa	Grunnet strekk
σ_{bt}	Bruddspenning	MPa	Grunnet trykk
σ_x	Spenning	MPa	I x-retning
σ_y	Spenning	MPa	I y-retning
σ_z	Spenning	MPa	I z-retning
σ_{xx}	Spenning	MPa	I x-retning i et lag med fiberretning med vinkel θ
σ_{yy}	Spenning	MPa	I y-retning i et lag med fiberretning med vinkel θ
σ_{zz}	Spenning	MPa	I z-retning i et lag med fiberretning med vinkel θ
σ_{LL}	Spenning	MPa	Parallelt langs fiberretning
σ_{TL}	Spenning	MPa	Normalt på fiberretning
σ_f	Spenning	MPa	I fiberne
σ_m	Spenning	MPa	I matrisematerialet
σ_{11}	Spenning	MPa	Parallelt med fiberretning
σ_{22}	Spenning	MPa	Normalt på fiberretning
σ_1	1. Hovedspenning	MPa	



σ_2	2. Hovedspenning	MPa	Vinkelrett på hovedspenning 1
Φ	Konstruksjonsvinkel	grader	Til bruk på rocker komponent
ξ	Endevinkel	grader	Definerer rotering av linkarm
ω	Frekvens	rad/s	
ω_1	Frekvens	rad/s	Første egenfrekvens
ω_2	Frekvens	rad/s	Andre egenfrekvens

1.8.2 Formler

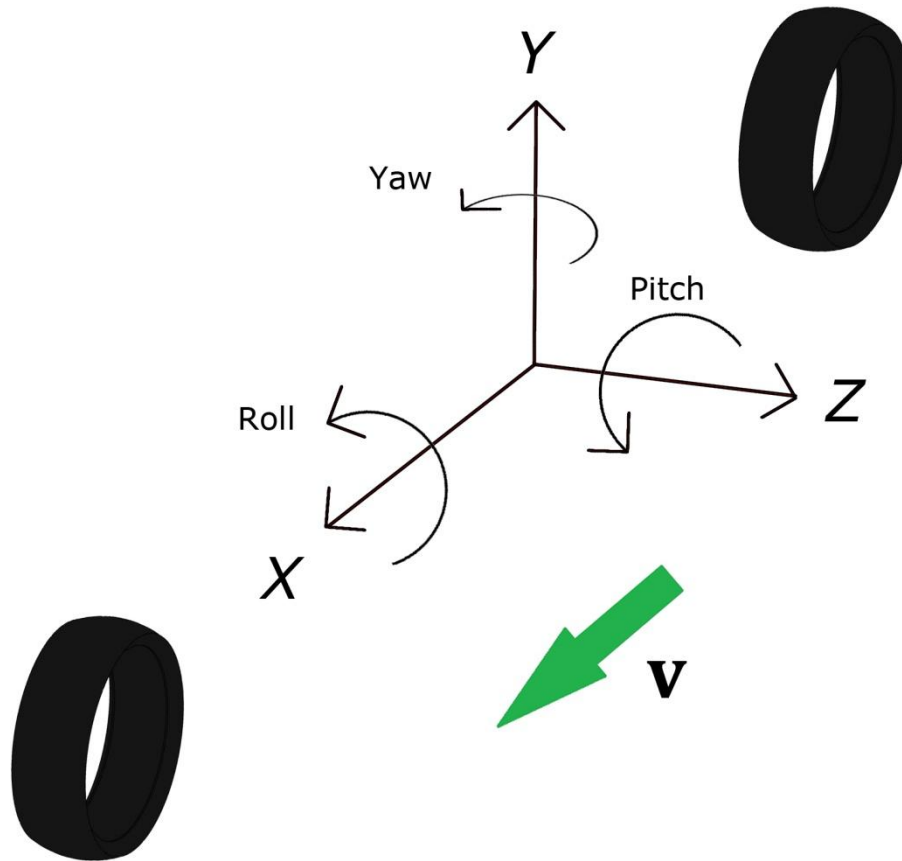
Tabell 4: Oversikt over noen relevante formler benyttet i oppgaven.

Nr.	Formel	Beskrivelse
1	$\sigma_{11} = \sigma_{xx} \cos^2 \theta + \sigma_{yy} \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta$	Spenning
2	$\sigma_{22} = \sigma_{xx} \sin^2 \theta + \sigma_{yy} \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta$	Spenning
3	$\tau_{12} = (-\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)$	Skjærspenning
4	$F = -k \cdot x$	Fjærkraft
5	$k_{parallel} = k + k$	Fjærkonstanter i parallell
6	$k_{serie} = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{k}}$	Fjærkonstanter i serie
7	$F = m \cdot a$	Kraft
8	$F_f = F_N \cdot \mu = F_N$	Friksjonskraft
9	$F_{Støt} = K_1 \cdot F_{B,y} = F_{B,y} + \Delta F_{B,y}$	Støtkraft
10	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Bøyepening
11	$\sigma = \pm \frac{M_{b,z} \cdot y}{I_{y-y}} \pm \frac{M_{b,y} \cdot z}{I_{z-z}}$	Spenning, skrå bøyning
12	$\tau_{xy} = \frac{M_t}{2A_m t_i}$	Skjærspenning
13	$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$	Frekvens
14	$\omega_{1,2} = \frac{A+B}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A-B}{2}\right)^2 + C}$	Kritisk egenfrekvens



1.8.3 Globalt koordinatsystem og rotasjonsakser

Definerer her et globalt koordinatsystem som vil bli benyttet gjennom resten av oppgaven, det defineres også rotasjonsakser i forhold til dette koordinatsystemet.

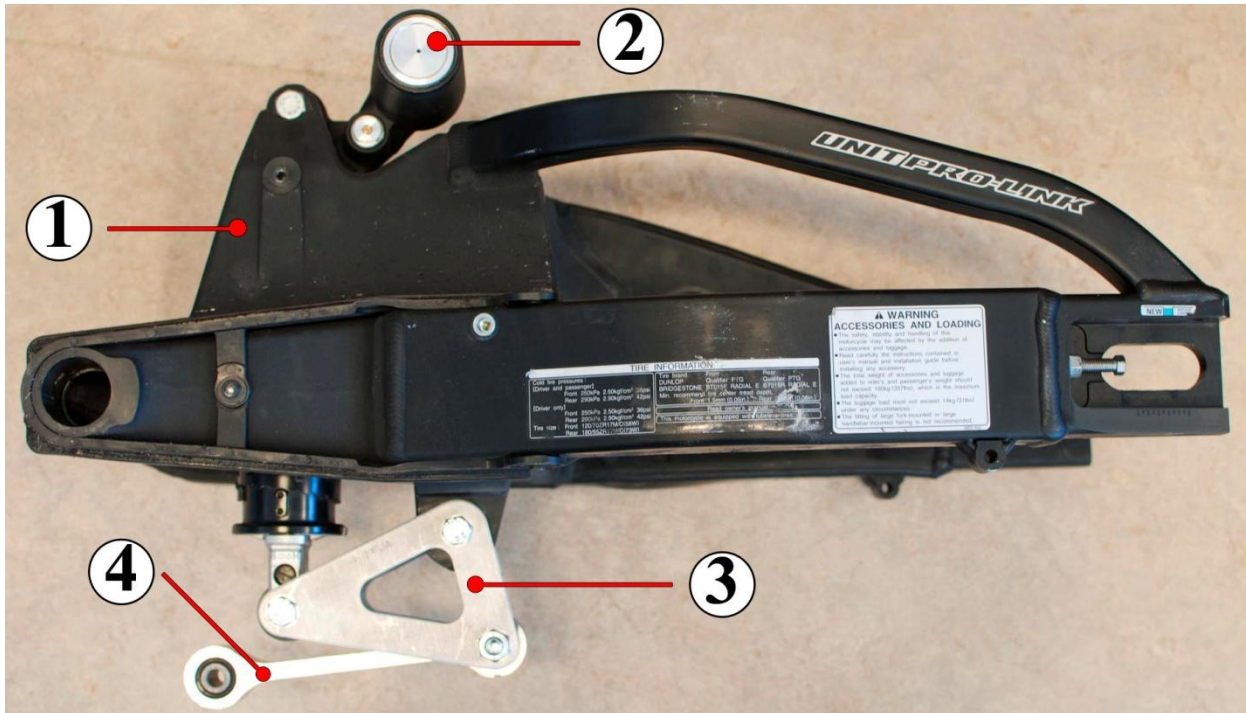


Figur 7: Koordinatsystem og rotasjonsakser. Positive retninger for aksene er da i den retning deres piler peker. Eksempel er fartsretningen vist med grønn pil, og definert til å være i positiv x -retning.

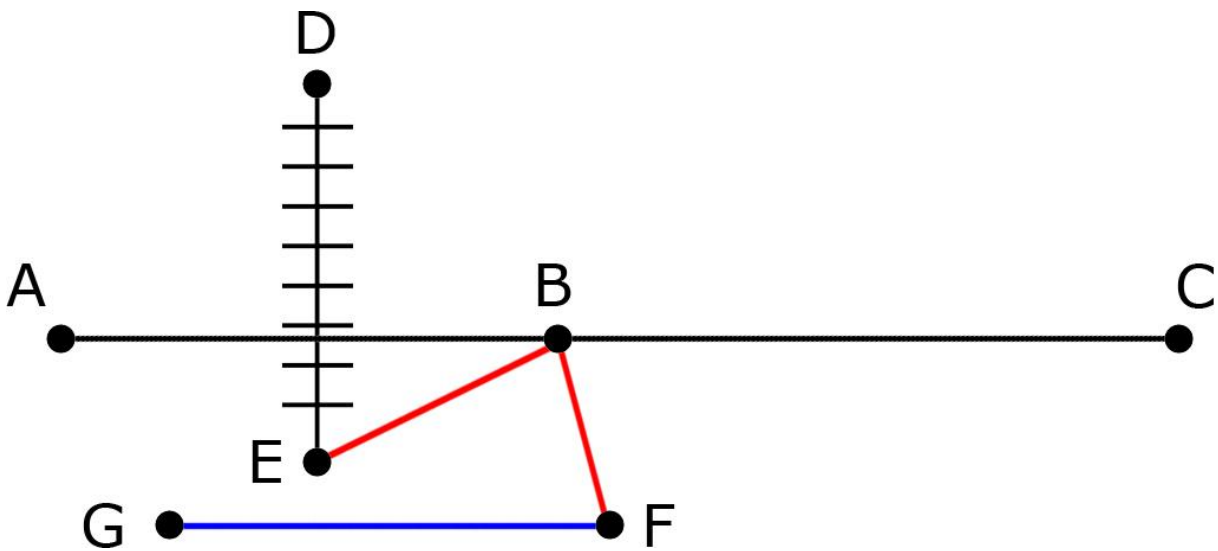
Positivt moment defineres med høyrehåndsregel, dvs: La tommelen på høyre hånd peke i positiv akseretning, og dine kurvede fingre vil da peke i den positive momentretningen.[13].

1.8.4 Komponenter

Figur 8 viser en Honda svingarmkonstruksjon med det såkalte *Unit Pro Link* systemet, som tenkes benyttes på Roskva. De forskjellige delene er henholdsvis, 1 selve svingarmen, 2 demperen, 3 rocker og 4 linkarm. Svingarmen er hentet fra en Honda CBR 600 RR 2007 modell, og del nummer 2,3 og 4 vil bli montert på svingarmsløsningen til Roskva. Komponentene forklares nærmere i kapittel 5.



Figur 8: Viser komplett svingarm fra en Honda CBR 600 RR 2007 modell. (Foto: H. O. Krog)



Figur 9: Viser en forenklet modell av demperoppsettet. Lengden AC representerer lengden fra svingarmens rammeinnfeste ved A til hjulets monteringspunkt ved C. Avstanden DE illustrerer støtdemperen, mens de to røde lengdene BE og BF representerer rockeren og GF illustrerer da linkarmen. Rocker og link er da to komponenter, som avhenger av konstruksjons mål, er bestemte for hvordan dempersystemet vil respondere på ujevnheter i veien. Avstander mellom punktene defineres i Tabell 7, side 25.



2 Produktspesifisering

2.1 Referansemål og sammenligning

Tabell 5: Oversikt over spesifikasjonene til både referanse motorsykkelen og Roskva-electric.

Hva	Referanse	Roskva	Kommentar
Motoreffekt	110 kW	50 kW	Forskjellen i effekt vil tradisjonelt resultere i mindre krefter påført Roskva's svingarm, men siden det er elektrisk drift og maks moment fra start, antar jeg for denne oppgaven at kreftene er like.
Vekt	187 kg	kg<350 kg	Lav vekt er ønskelig, men utfordrende med batterier.
Akselavstand	1400 mm	1400 mm	Avgjørende for kjøreegenskaper, lean degree, om sykkelen er retningsstabil eller lett å tippe fra side til side.
Sadel høyde	810 mm	<850 mm	Sjåførens tyngdepunkt plassering.
Dekkdimensjon Foran	120/70 ZR 17M/C	DF≤referanse	Udempet masse, momentarm. design faktor.
Dekkdimensjon Bak	180/55 ZR 17M/C	DB≤referanse	Udempet masse, momentarm. design faktor.

Tabell 6: Spesifisering av totalvekten, egenvekten er satt relativt høyt grunnet uvisshet om hvilken batteripakke det vil bli brukt i prototypen. En sjåfør med vekt på 100 kg, er innenfor et stort nok utvalg av verdens populasjon.[17].

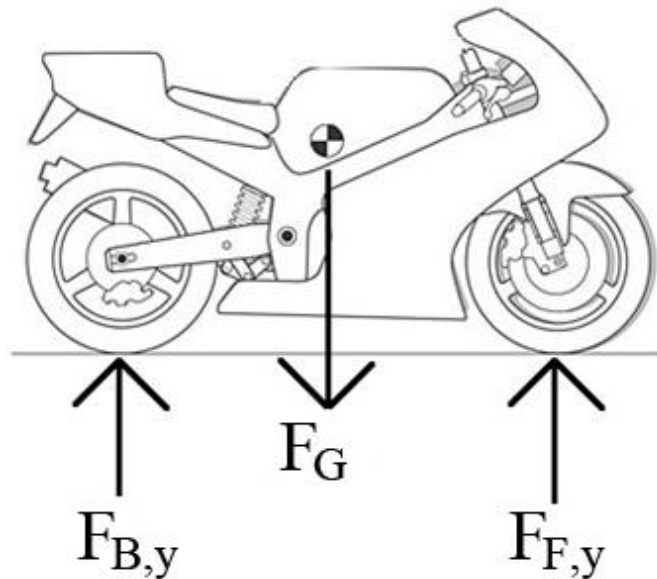
Hva	Vekt (kg)
Egenvekt	200
Sjåfør	100
Bagasje	50
Totalvekt	350

2.2 Beregnings modell

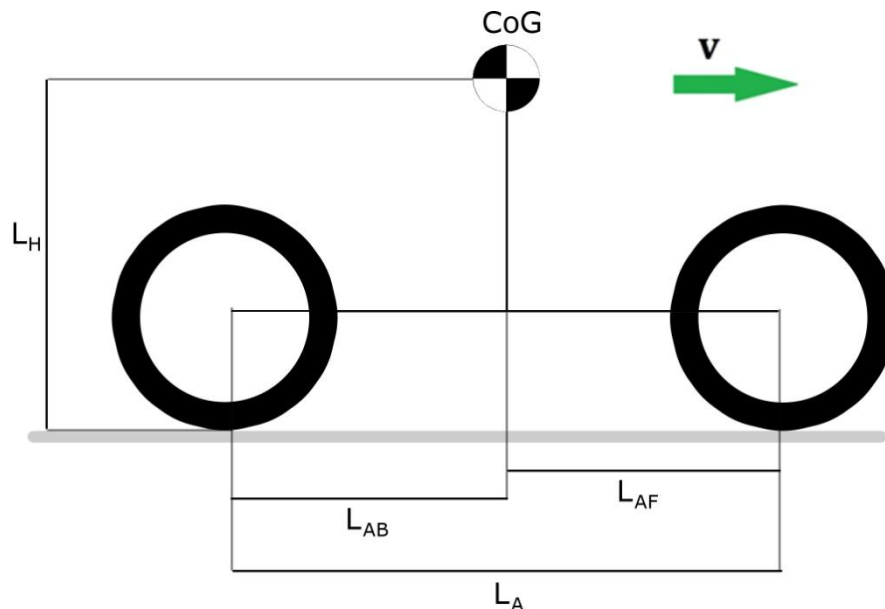
Jeg definerer for det videre arbeidet i oppgaven bestemte mål som vil bli benyttet i utregninger og konstruering. Målene settes på bakgrunn av tidligere arbeid og eksisterende løsninger.[6].

2.2.1 Motorsykel modell

Det er i Tabell 5 angitt visse spesifikasjoner for referansemotorsykkelen og hvilke rammer som Roskva skal være innenfor. I kapittel 5. vil det utredes nøyaktige verdier for lengdene vist i Figur 11.



Figur 10:[31]. Motorsykkelmotell påtegnet kraft fra egenvekt, og opplager kreftene på forhjul($F_{F,y}$) og bakhjul($F_{B,y}$).



Figur 11: Den grønne pilen indikerer fartsretning. Tyngdepunkts plasseringen, videre i oppgaven referert til som CoG(center of gravity). Akselavstanden L_A , lengden fra CoG til kontaktpunkt mellom bak og forhjul, er henholdsvis L_{AB} og L_{AF} , målt i x -retningen. Høyden L_H er avstanden fra bakkeplan og opp til CoG.

2.2.2 Definerings av svingarm modell

Design prosessen av svingarmen går parallelt med oppgave skrivingen og det har ikke vært mulig å fastsette prototype svingarmens mål tids nok til at helt nøyaktige tall har kunne vært benyttet i FEM analyse.

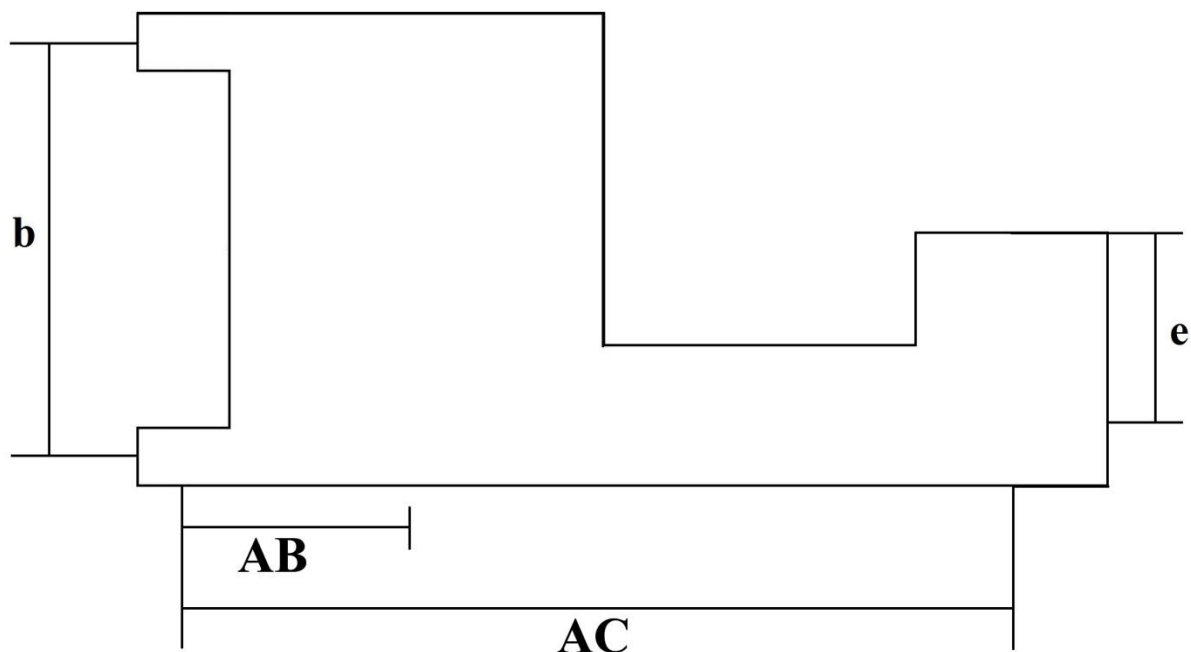
Det settes derfor opp en modell av svingarmen og den gis mål som benyttes i disse beregningene. Målene er basert på eksisterende løsninger og representerer mål tilstrekkelig nært de som vil benyttes til prototypen, slik at resultatene vil være relevante.

Sett ovenfra

Definerer et tverrsnitt av svingarmen, sett ovenfra, slik at avstander illustrert i Figur 13 kan målsettes.



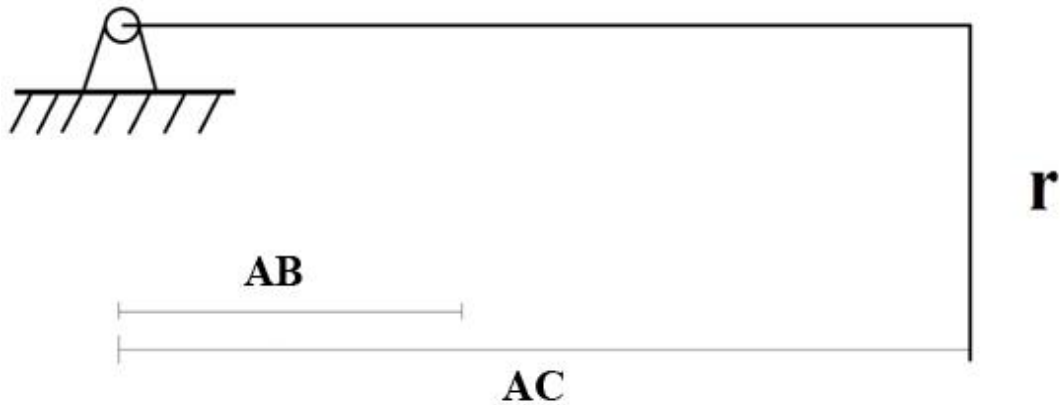
Figur 12: Viser en tidlig svingarmskonstruksjon, hvor bakhjulet illustreres med et dekk og svingarmens farge er valgt for tydelig å kunne vise formen av konstruksjonen i rapporten.



Figur 13: Tverrsnitt av svingarmen sett ovenfra med fastsatte mål som benyttes til utregninger. Lengden e , er avstand målt fra hjulinntestet til senter av det smaleste profiltverrsnittet på svingarmen. Lengden b er senteravstanden mellom innfestingspunktene.

Sett fra siden

Viser for oversiktens skyld en forenkling av svingarmen sett fra siden.



Figur 14: Svingarmen sett fra siden, hvor r representerer hjulets radius. Hjulradiusen illustreres fordi den vil virke som en moment og torsjonsarm på svingarmen.

Tabell 7: Oversikt over beregningsmål til svingarm konstruksjonen.

Lengde	Mål	Benevning
AC	580	mm
AB	200	mm
BE	110	mm
BF	70	mm
FG	160	mm
b	300	mm
r	315	mm

3. Testkjøring av referansemotorsykkel

3.1 Bakgrunn

Testen ble gjennomført på et tidlig stadium i masterperioden, og motivasjonen til å gjennomføre "feltarbeid", var stor i hele prosjektgruppen. Ved å foreta en testkjøring med referanse motorsykkelen, ønsker man å få reell informasjon om akselerasjonene som virker på motorsykkelen ved forskjellige kjøreforhold. Resultatene av denne testen anvendes til å estimere akselerasjonspeakverdier man kan forvente forekommer under forskjellige kjøreforhold.



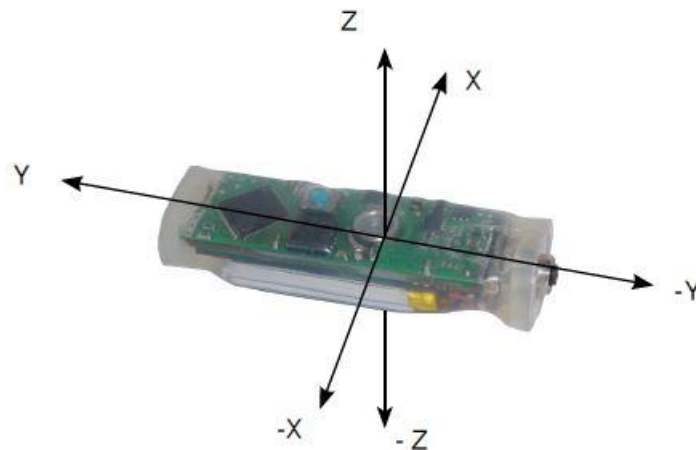
Figur 15:[26]. Viser området hvor kjøretesten foregikk, grunnet testdato i starten av februar, var det behov for innendørshall, noe Hans Majestet Kongens Garde kunne låne bort i noen timer.

3.2 Måleenhet og prosedyre

Måleenhet

Måleenheten som ble brukt, en MSR 145 B, måler akselerasjon i tre retninger, i enheten g som er lik $9,81 \text{ m/s}^2$. Dataprogrammet som fulgte med måleenheten, het MSR V4.08(modular signal recorder). Brukergrensesnittet var lett forståelig, i tillegg til at det fulgte med brukermanual som var til stor hjelp.[25]

Gjennom programvaren ble måleenheten satt opp til ønskede spesifikasjoner før hver testkjøring ble utført. Noen av innstillingene som kunne justeres, var målefrekvens, sjokkbegrensning og start/stopp metode.

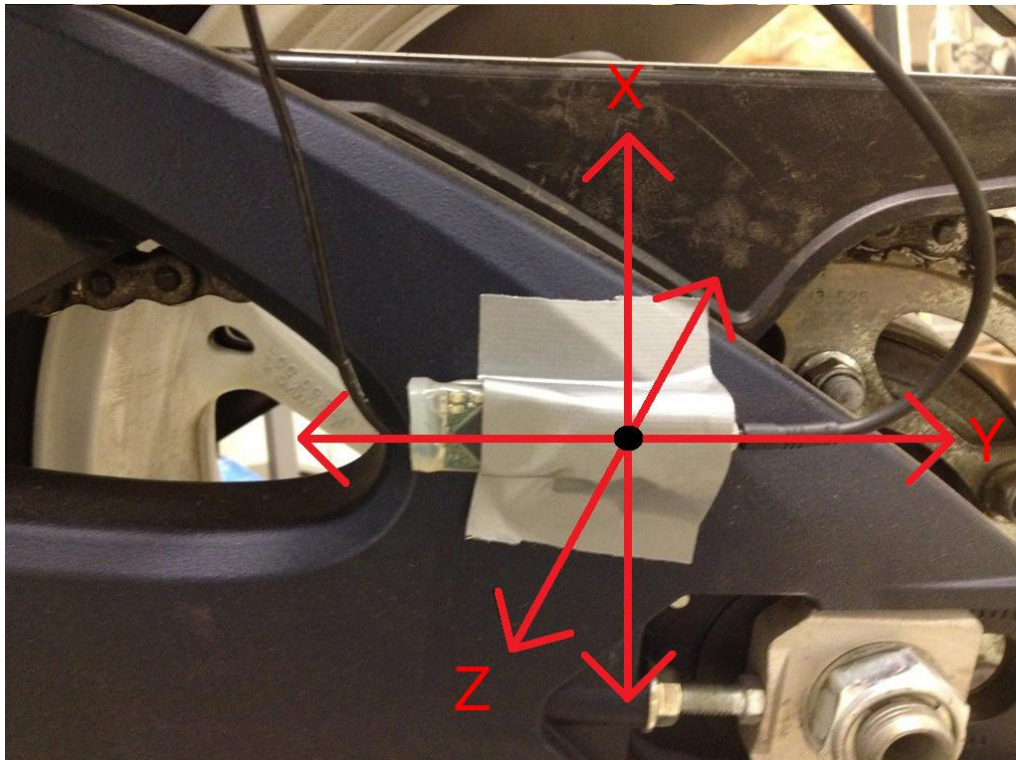


Figur 16:[25]. Viser hvordan koordinatsystemet på denne måleenheten er orientert.

Prosedyre

Ved testgjennomføringen ble enheten fastmontert på tre punkter, hvilket var bakerst på svingarmen, styrehode og nederst på forstillingen. Det ble målt akselerasjoner på hvert festepunkt ved alle de forskjellige "kjøreforholdene", og hver test ble gjentatt tre ganger for å sikre dataenes kvalitet.

Testene gav en stor mengde med data, og for å ha en viss oversikt over disse, ble det etter hver enkelt test overført logfiler til laptoppen, og disse ble lagret systematisk.



Figur 17: Viser hvordan enheten ble fastmontert på svingarmen, og hvordan enhetens akser er orientert ved denne plasseringen. [Foto: H.O. Krog]



Det ble valgt å illustrere følgende kjøreforhold:

Akselerasjon og retardasjon - det ble målt rettlinjet akselerasjon fra stillestand, med påfølgende nedbremsing. Resultatene benyttes til å finne maksimal akselerasjon og den sammenliknes med de teoretiske estimatene for å danne et så virkelighetstro bilde som mulig.

Fortauskant - er ofte brukt som "worst case" scenario for belastningen på en motorsykkels styrehode, hvilket er Odd Arne Skjongs område.[11]. Fortauskanten ble illustrert med en 2"4" bjelke, liggende med 2" siden oppover vertikalt. Denne bjelken ble hovedsaklig valgt fordi motorsykkelen var lånt av en forhandler og man ikke ville risikere å påføre den skader da en fortauskant ofte er ca 100 mm. Resultatene gir en formening om hvor store støt man kan forvente ved en slik situasjon.

Vaskebrett - er ofte å se på norske veier og de resulterer i gjentatte kraftpåkjenninger over kort tid. Resultatene fra testen benyttes til å danne et bilde av hvordan motorsykkelen reagerer ved slike forhold. Vaskebrettet ble konstruert av metallrør med diameter 30 mm, med avstanden 270 mm mellom hvert rør og totalt 5 rør på rad. Denne illustrasjonen kan selvfølgelig ikke sies å representere alle vaskebrett, men kun ett av mange.



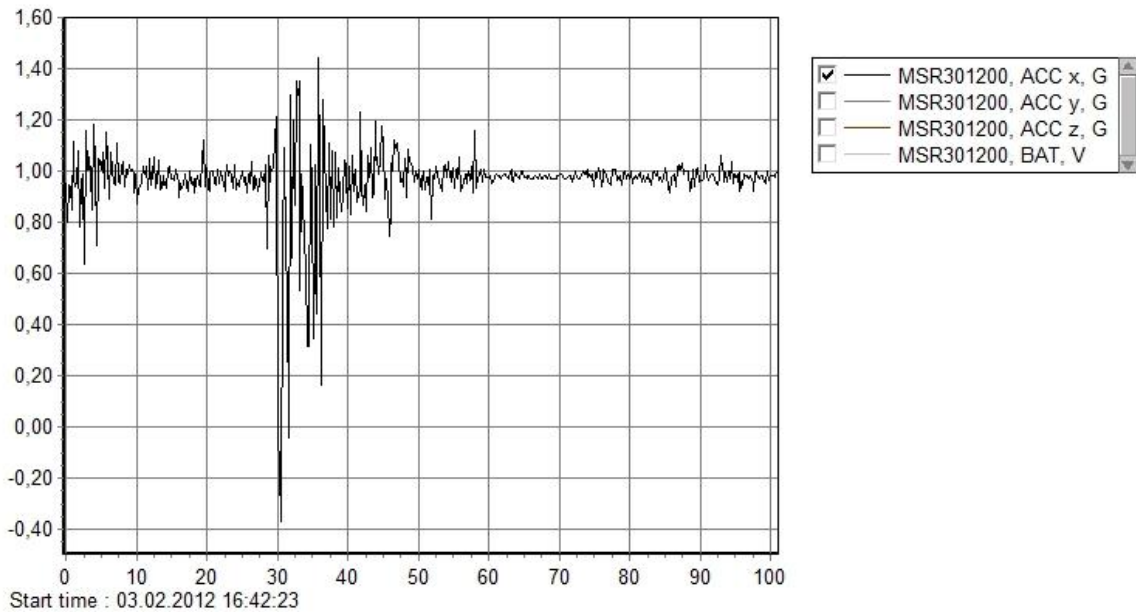
Figur 18: Viser det illustrerte vaskebrettet fra testkjøringen med kjegler som markerer hinderet for testsjåføren.[Foto: H.O. Krog]

3.3 Tolkning av testresultater

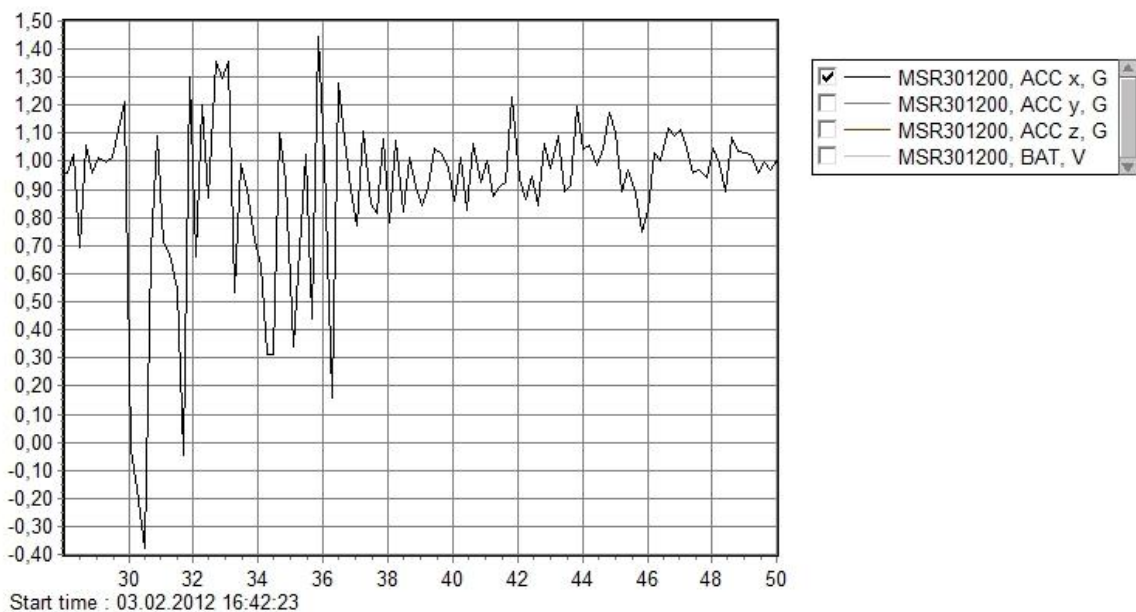
I rapporten representeres det en begrenset mengde av råstoffdataene etter testen, eksempler vises, mens relevante resultater fremstilles i tabeller.

I Figur 19 er det tydelig at det ligger mye unyttig informasjon i, pga at det ikke er mulig å starte og stoppe loggføringen i det man akkurat treffer fortauskanten. Derfor kuttes disse uinteressante områdene av dataene bort, og det fokuseres på de tidsintervallene som er av interesse. Estimering av tidsintervaller av interesse finnes ved bruk av video opptak gjort under testen. I Figur 19 viser den horisontale aksens tiden måleenheten har vært aktiv, mens den vertikale aksens viser målt akselerasjon. I avhukingsboksen til høyre kan man velge hvilken akse man ønsker å vise, og her er det valgt x-aksen.

For den aktuelle monteringsposisjonen, vist i Figur 17, er x-aksen til måleenheten slik at den hele tiden måler jordens gravitasjon, og nullpunktet ligger derfor rundt 1g.

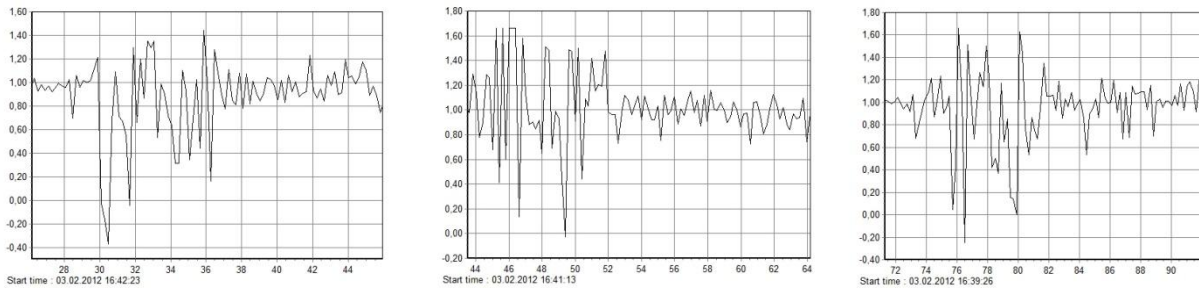


Figur 19: Viser det grafiske presentasjonsvinduet i programvaren, kalt MSR Viewer.



Figur 20: Viser en graf hvor uinteressante områder er fjernet, og resultatet er da mer relevant måledata. Fra opptakene gjort under testkjøringen, anslås tiden en akselerasjon og brems tar, til ca. 7-8 sekunder. Det vil derfor være interessant å bruke dataene i grafen som ligger mellom 30-38 sekunder.

Alle tester er gjennomført tre ganger for å sikre at resultatene er brukbare, og ved en enkel sammenligning av de tre forsøkene kan jeg se om de samsvarer, illustrert i Figur 21.



Figur 21: Viser de tre resultatene fra akselerasjon og bremsetesten, det er her fokusert på det relevante område i hver graf. Man kan se den samme tendensen i hver graf, med en liten forskjell i forsøk 1, noe som betyr at testene samsvarer relativt godt.

3.4 Resultater og konklusjon for videre anvendelse

Dataene fra testen er behandlet i Excel og alle beregninger er gjort der. Resultatene representeres under med en kort forklarende tekst.

Akselerasjon og brems

Ramme

Jeg definerer maksimal akselerasjon og retardasjon av motorsykkelens tyngdepunkt ved bruk av testresultatene fra rettlinjert akselerasjon med måleenheten fastmontert på rammen, siden det er dette av de tre festepunktene som har minst forstyrrelser i forhold til fartsretningen. Resultatene tenkes å benyttes i bestemmelsen av tyngdepunktets plassering.

Tabell 8: Viser de tre akselerasjonstestene med måleenheten montert på rammen. Ser at snittet for retardasjon er høyere enn hva akselerasjon er, noe som virker naturlig da vi hadde start fra stillestand og det er nødvendig å slure på clutchen for å unngå steiling.

Test	Akselerasjon ved		Enhet
	Akselerasjon	Brems	
1	0,764	0,985	g
2	0,639	0,875	g
3	0,725	0,889	g
Gjennomsnitt	0,709	0,916	g

Svingarm

Det antas at det kun er akselerasjonen som virker i positiv global y-retning, som vil gi krefter av relevanse, og derfor listes kun disse akselerasjonene opp. Ved undersøkelse kan jeg se at de største akselerasjonene opptrer i akselerasjonsfasen, hvilket virker fornuftig siden det ved brems vil bli en masse forflytting fremover.

Tabell 9: Akselerasjon målt på svingarm ved rettlinjert akselerasjon og retardasjon.

Test	Akselerasjon	Enhet
1	1,442	g
2	1,659	g
3	1,512	g
Gjennomsnitt	1,537	g



Vaskebrett

Vil finne akselerasjonene som virker på svingarmen og analyserer derfor kun disse resultatene.

Tabell 10: Akselerasjon målt på svingarm ved kjøring over illustrert vaskebrett, målt i positiv global y-retning.

Test	Akselerasjon	Enhet
1	1,996	g
2	2,439	g
3	3,698	g
Gjennomsnitt	2,711	g

Fortauskant

Resultatene fra fortauskanttesten er av størst relevans for den fremre delen av motorsykkelen, men jeg velger allikevel å analysere resultatene for svingarmens del.

Tabell 11: Akselerasjon målt på svingarm ved kjøring over illustrert fortauskant, målt i positiv global y-retning.

Test	Akselerasjon	Enhet
1	1,709	g
2	2,541	g
3	1,094	g
Gjennomsnitt	1,781	g

Det kan i ettertid være noen punkter med denne testkjøringen som man skulle ønske var gjort annerledes. For eksempel ville det, ved noen bestemte testmoduser, vært fornuftig å stille måleenheten til en høyere målefrekvens, slik at nøyaktigere målinger kunne vært gjennomført.

Valget av hvilke tester man foretok og størrelsen på blant annet fortauskanten, kan i ettertid virke som relativt tilfeldig, men det er umulig å gjennomføre en slik test uten visse forenklinger. Skal man gjennomføre testen på et høyere nivå, vil det være fornuftig å gjøre dette langs norske landeveier etc. for å kartlegge belastninger fra disse.

4. Material

4.1 Kriterier

For å sikre et godt materialvalg kan man følge disse sju stegene og på bakgrunn av disse finne et material som er passende:[6, 8].

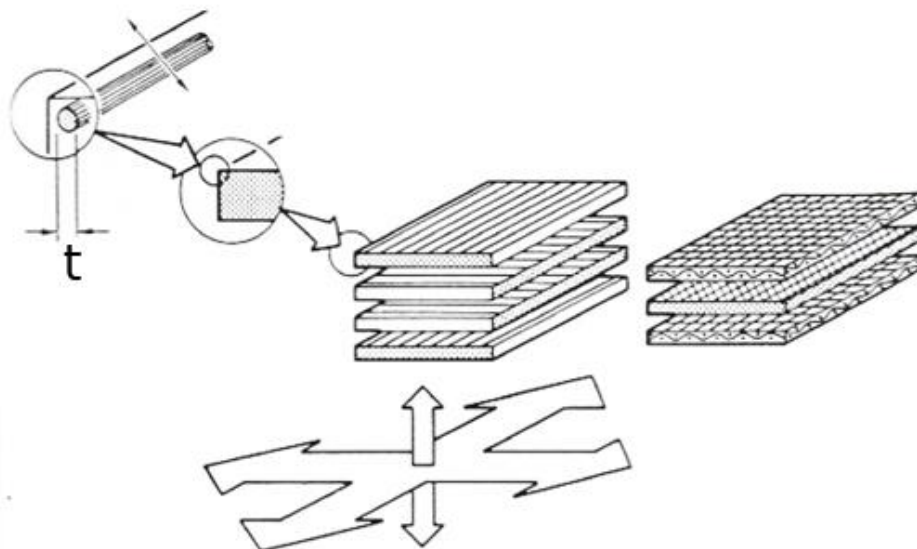
1. Belastningstype, torsjon, bøying, strekk, eller en kombinasjon av disse.
2. Type belastning, støt, statisk, utmatting etc.
3. Hvor lang levetid er det ønskelig at komponenten skal ha.
4. Miljøpåkjenninger som temperatur, kjemiske stoffer og luftfuktighet.
5. Andre komponenter som ved det gitte design kommer til samhandle med komponenten.
6. Produksjonsmetoder som kan anvendes.
7. Kostnader knyttet til hele prosessen, fra råmaterial til ferdig komponent montert og klar til bruk.

Det er gjennom tidligere arbeid avgjort at konstruksjonen skal produseres i karbonfiber, hvor man da grovt gikk igjennom de foregående stegene. En av de fem masteroppgavene i Prosjekt Roskva er også satt av til utredning av karbonfiber, ved Espen Kultorp.[6, 7].

4.2 Karbonfiber

4.2.1 Bakgrunn

Karbonfiber ble utviklet på 1950-tallet, og man har siden den gang utviklet utvinningsprosessene slik at man endte opp med karbonfiber som inneholder større andel karbon enn tidligere. Et karbonfiber er en lang tynn tråd med diameter på ca 0.005-0.010 mm. Materialet får dets styrke fra krystallstrukturen som karbonatomene er knyttet sammen på. Videre blir flere slike karbonfibertråder tvinnnet sammen til en snor, som igjen kan veves sammen til karbonfiberduk.



Figur 22:[24]. Illustrerer hvor tynn en karbonfibertråd faktisk er, t lik ca. 8 mikrometer, og hvordan de brukes til å veve sammen større duker. Disse legges så lagvis, for å gi det ferdige produktet ønskede spesifikasjoner.

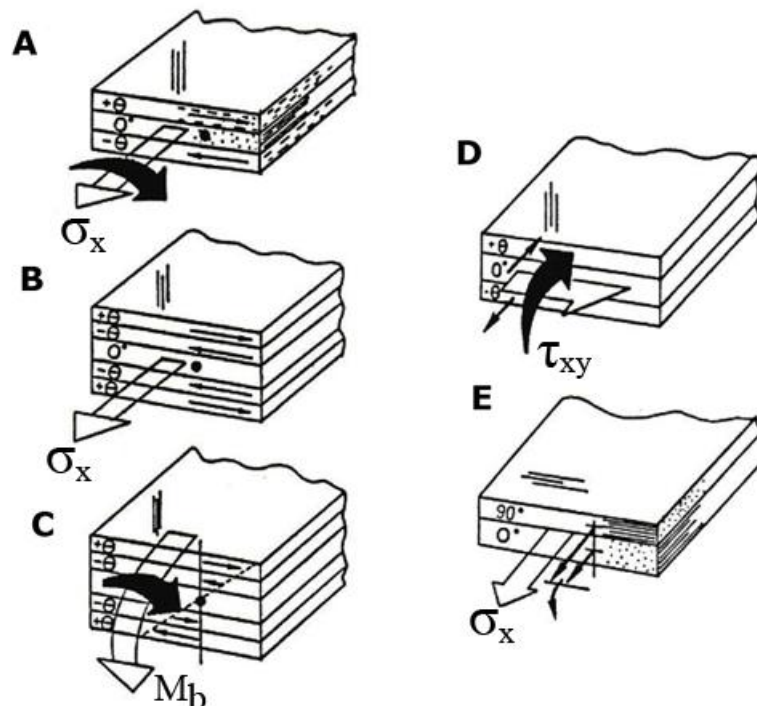
Legg merke til at det i Figur 22 er illustrert et laminat med fiberorienteringen $[0^\circ, 90^\circ, 90^\circ, 0^\circ]$, og valget av fiberorienteringen er svært utslagsgivende for sluttproduktets styrke.

En utfordring med bruk av karbonfiber i en svingarm er sprekkvekst. For å forhindre dette, kan man lage en kompositt der man kombinerer karbon og kevlar. Kevlar har materialegenskaper som gjør det motstandsdyktig mot sprekkvekst og utmattingsbrudd. Virkningen kevlar har i en slik kompositt er også bekreftet gjennom samtaler med fagpersoner.[1, 34].

4.2.2 Fiberretning og lag

Fiberretningen og antall lag bestemmes når man vet hvilke krefter som vil virke på komponenten, se kap. 5. Ut ifra en ren strekksituasjon kan man anta at fiberne, forenklet sett, kan legges i fire retninger, da målt i forhold til kraftretningen. Det er da parallelt med kraften 0° , normalt på kraften 90° , og med en vinkel på henholdsvis $\pm 45^\circ$ i forhold til kraften.

Når man så skal beskrive et fiberlaminat og dets fiberretninger, benytter man seg av følgende oppsett, $[45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, \dots]$. Dette laminatet er illustrert i Figur 23A, og er et såkalt usymmetrisk laminat. Det er fordi de respektive ytterlagene på 45° og -45° , vil resultere i at det oppstår en vridning av laminatet. En symmetrisk konfigurasjon vil da til gjengjeld være $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$, som vist i Figur 23B. Med denne konfigurasjonen vil vridningen fra lagene som ligger i $\pm 45^\circ$, balanseres av hverandre. For en symmetrisk fiberkonfigurasjon hvor det er mange lag, benyttes også en forkortende skrivemåte, F.eks $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$, skrives $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ]_s$.

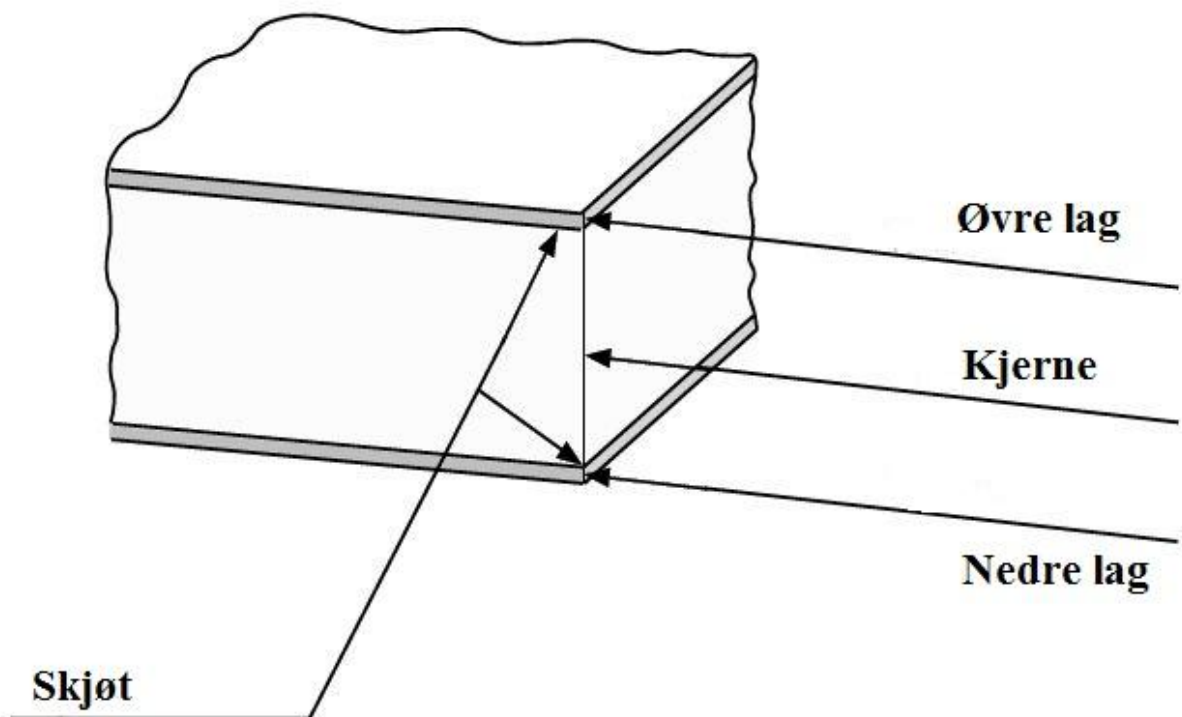


Figur 23:[23]. A, usymmetrisk laminat under aksial strekkbelastning σ_x . B, symmetrisk laminat under aksial belastning σ_x . C, Symmetrisk laminat påført et bøyemoment M_b . D, usymmetrisk laminat med in-plane skjær, τ_{xy} . E, usymmetrisk laminat under aksial strekk, σ_x . Legg merke til forskjellen mellom A og E, hvor begge er utsatt for aksialt strekk, mens det er kun A som pga dette også blir påvirket av et vridningsmoment. Dette oppstår på grunn av at det i A brukes et fiber oppsett lik $45^\circ, 0^\circ, -45^\circ$, og det er dette som gjør laminatet usymmetrisk og derfor lite egnet.

4.2.3 Sandwich og kjerne

En sandwich konstruksjon er satt sammen av et lett og relativt tykt kjernematerial, som på hver sin side er kledd med et tynt, men stivt lag fiberlaminat. Kjernematerialet har lav styrke, men stort volum som skaper en viss avstand mellom de to lagene av fiber. På denne måten får man en konstruksjon med høyt treghetsmoment, som gir høy stivhet i forhold til vekt.

Det var først under andre verdenskrig at bruken av sandwich konstruksjoner virkelig slo igjennom. Hovedsaklig på grunn av materialmangel bygde engelskmennene krigsflyet "Mosquito" delvis i sandwich. Det er også fra denne perioden man finner de første teoretiske tekstene om sandwich konstruksjoner.[20, 30]



Figur 24:[19]. Oppbyggingen av en sandwich konstruksjon, hvor forholdet mellom tykkelsen på fiberlaminatene og kjernematerialet vises. Kombinasjonen av lett kjernematerial og sterke fibre gir en uslåelig vekt til styrke rate. Konstruksjonen krever sterke skjølter, bruk av for svakt lim kan føre til delaminering.[20, 30].

Kjernematerialet vil fordele kreftene svingarmen blir utsatt for utover et større område, enn hva som blir tilfelle uten en kjerne. Det gir også en stabiliserende effekt mot at karbonfiberskallet skal bli deformert på grunn av torsjonsmomentet en ensidet svingarm blir utsatt for. Ved sammensetting av flere deler benyttes egnet lim som har en svært stor styrke.

DIAB AB er en ledende leverandør av kjernematerial til sandwich komponenter, og har gjennom en årrekke levert produkter til båter, minesveipere, subsea utstyr etc. De leverer kjernematerial med forskjellige egenskaper som tetthet, brann og avgass sikre og vannavstøtende. De viktigste kriteriene i sammenheng med svingarm konstruksjonen vil være divynycellens tetthet og evne til å kunne motstå belastninger fra lagerinnfester osv.



Property	Method	Unit	H35	H45	H60	H80	H100	H130	H160	H200	H250
Compressive Strength ²⁾	ASTM D 1621	MPa	0.45	0.6	0.9	1.4	2.0	3.0	3.4	5.4	7.2
Compressive Modulus ²⁾	ASTM D 1621	MPa	40	50	70	90	135	170	200	310	400
Tensile Strength ²⁾	ASTM D 1623	MPa	1.0	1.4	1.8	2.5	3.5	4.8	5.4	7.1	9.2
Tensile Modulus ²⁾	ASTM D 1623	MPa	49	55	75	95	130	175	205	250	320
Shear Strength	ASTM C 273	MPa	0.4	0.56	0.76	1.15	1.6	2.2	2.6	3.5	4.5
Shear Modulus	ASTM C 273	MPa	12	15	20	27	35	50	73	73	97
Shear Strain	ASTM C 273	%	9	12	20	30	40	40	40	45	45
Nominal Density ¹⁾	ISO 845	kg/m ³	38	48	60	80	100	130	160	200	250
1) Typical density variation $\pm 10\%$.											
2) Perpendicular to the plane. All values measured at +23°C.											

Tabell 12:[21]. Tabell over materialdataene til forskjellige grader av Divinycell H.

4.3 Produksjonsmetoder

Komponent produksjon med karbonfiber er en relativ utfordrende affære, dette er noe som har gjort bruken av karbonfiber begrenset, siden komponentene ofte blir dyre. Siden de første karbonfiber komponentene ble produsert, har produksjonsmetodene blitt bedre og pris og tidsforbruk lavere.

Aktuelle produksjonsmetoder er:

- *Vakum støp*: hvor karbonfiber duken(e) blir pakket rundt ønskede former, og hele formen pakkes inn i plast. Epoxy tilføres enten med pensel før formen dekkes med plast, eller den tilføres via en slange, sistnevnte heter injeksjon støping. Karbonfiber duken(e) blir også dekket med andre spesielle duker som sikrer at epoxyen blir spredd utover hele formen, og en duk som hindrer at platen skal sitte fast i den ferdige komponenten. Vakumstøping gir god styrke fordi det fjerner alle eventuelle luftrom og presser fiberne sammen.
- *Autoclave*: hvor man benytter seg av en kombinasjon av ytre trykk, vakum og varme for å styrke og fortette alle lagene til et solid laminat. Ved anvendelse av varme blir komponenten "bakt". I denne prosessen får resinen lavere viskositet og flyter lettere ut, dette er ønskelig siden den da fjerner luft og andre uønskede partikler.[8].

Disse produksjonsmetodene krever at man er nøye når man pakker formen inn i plast og gjør den klar for vakum.



4.4 Materialdata

4.4.1 Sammendrag av karbonfiber masteroppgave

På bakgrunn av Espen Kultorps materialtester og masteroppgave knyttet til dette temaet har det kommet frem at man må anta en viss fiberkonfigurasjon, og så sjekke om denne vil tåle de gjeldende kreftene definert i kapitel 5. Dette er på grunn av at komposittens endelige materialegenskaper avhenger av konfigurasjonen, og det er ikke mulig å sette opp en maksimal bøyespenning på forhånd, som man ville gjort hvis det var konstruert i stål e.l.[7].

Til bruk i Roskva benyttes en fiber med typebetegnelsen T700S, levert fra Devold.

COMPOSITE PROPERTIES'			
Tensile Strength	370 ksi	2,550 MPa	ASTM D-3039
Tensile Modulus	20.0 Msi	135 GPa	ASTM D-3039
Tensile Strain	1.7 %	1.7 %	ASTM D-3039
Compressive Strength	215 ksi	1,470 MPa	ASTM D-695
Flexural Strength	245 ksi	1,670 MPa	ASTM D-790
Flexural Modulus	17.5 Msi	120 GPa	ASTM D-790
ILSS	13 ksi	9 kgf/mm ²	ASTM D-2344
90° Tensile Strength	10.0 ksi	69 MPa	ASTM D-3039

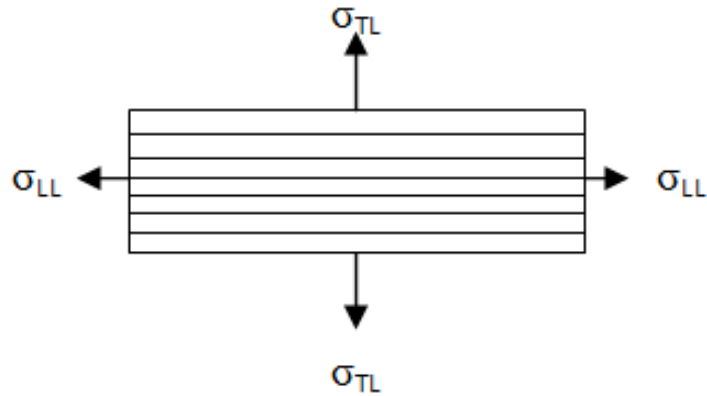
Figur 25:[28]. T700S ensrettet fiberlaminat, med 60% fibervolum(V_f).

Kraftpåkjenningen på et laminat vil ofte føre til at de forskjellige lagene begynner å bevege seg i forhold til hverandre. Dette kalles delaminering og opptrer gjerne ved bøyning, fordi avstanden fra nøytralaksen og ut til de forskjellige lagene ikke er lik, noe som igjen gir økte spenninger på de ytterste lagene. Da vil det oppstå skjærkrefter mellom fiberlagene, og disse kreftene må epoxyen ta opp. Det finnes epoxyer med vidt forskjellige materialegenskaper, og ofte er materialegenskapene avhengige av herdemetoden. I prosjekt Roskva benyttes en epoxy kalt Araldite ESR3, med materialdata gitt i Tabell 13. Epoxyen kalles ofte i ferdige laminater også for matrise.

Tabell 13: Materialegenskapene til epoxyen Araldite ESR3.[7].

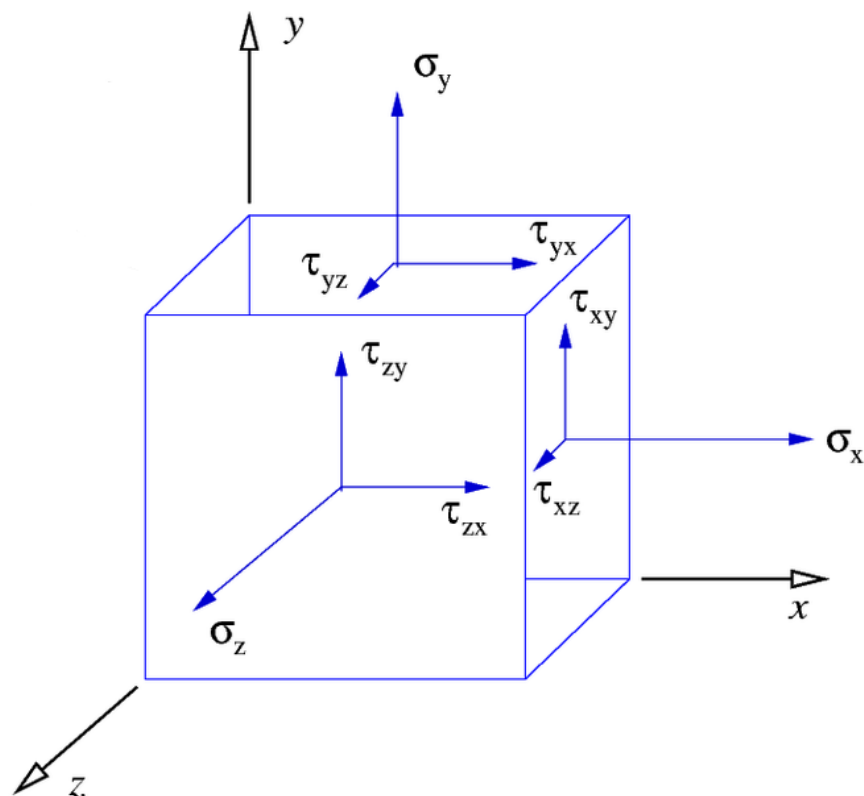
Hva	Verdi	Enhet
Strekkstyrke	46	MPa
Bøystyrke	110	MPa
Ultimat bruddforlengelse	10,5	%
Flex/bøyemodul	3100	MPa
Strekkmodul	3180	MPa

Et tenkt fiberlag, da bestående av fiber og matrise, blir påsatt krefter langs- og på tvers av fiberretningen. Dette vil gi parallelle og normale strekk krefter, vist i Figur 26.



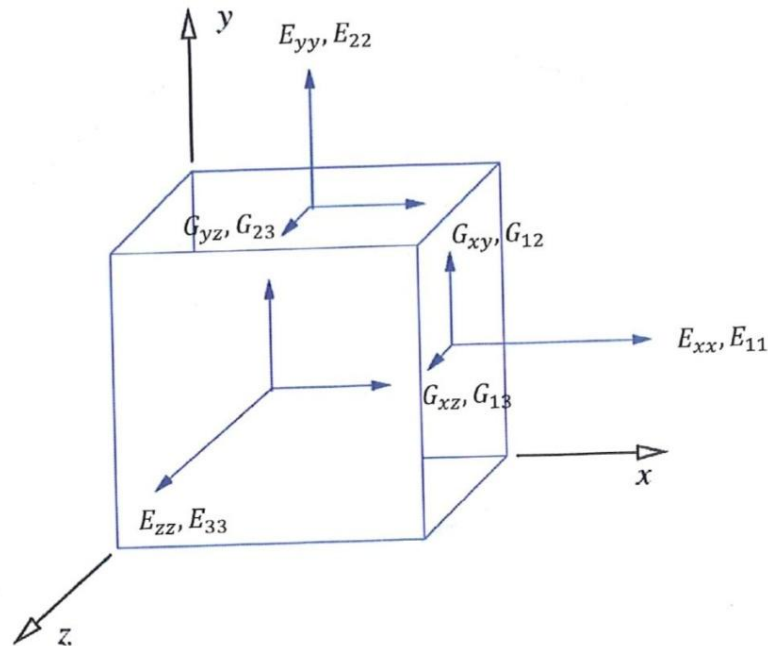
Figur 26:[7]. Viser et laminat bestående av fiber og epoxy, påsatt parallelle og normale spenninger.

Et tenkt element vil da bli påført spenninger som vist i Figur 27, og orientering og benevning av materialeegenskapene til et fiberlag vises i Figur 28.



Figur 27:[7]. Viser kreftene som virker på et element.

De aktuelle spenningene forklares kun kort i denne oppgaven, og for nøyere utredelse se kilde. τ_{xz} , τ_{yz} og σ_z er interlaminære spenninger som virker normalt på planet som fiberne ligger i. Disse kan virke i forskjellige retninger og de forårsaker ofte delaminering. τ_{xy} , σ_y og σ_x er in-plane spenninger som da virker i fiberlagene, og disse kan føre til vanlig spenningsbrudd i fiberne.[7].



Figur 28:[7]. Oversikt over de ulike elastiske egenskapene i x , y og z retningene. Fiberretningen er tenkt parallell med x -aksen.

Kreftene på fiberlaget i Figur 22 kan så beregnes med følgende formelverk:

Parallelt - laget belastes med en spenning σ_{LL} , som tas opp av epoxyen og fiberen. Den parallelle spenningen σ_{LL} kan da uttrykkes ved volumfraksjonen av henholdsvis fiber (V_f) og epoxy (V_m), og deres spenninger σ_f og σ_m .

$$\sigma_{LL} = \sigma_f V_f + \sigma_m V_m$$

Med bakgrunn i Hook's lov og antagelse om at fibre og matrise forlenger seg like mye, kan elastitetsmodulen uttrykkes:

$$\sigma = E\epsilon \Rightarrow E_{LL} = E_f V_f + E_m (1 - V_f)$$

Normalt - ved den normale kraften vil fibre og matrise forlenges ulikt og uttrykket for den totale forlengelsen er:

$$\epsilon_{TL} = \epsilon_f V_f + \epsilon_m V_m$$

Antar at spenningen som opptas blir lik for fibre og matrise og elastisitetsmodulen kan finnes av følgende formel:

$$E_{TL} = \frac{E_m E_f}{(1 - V_f) E_f + E_f E_m}$$

Det er sjeldent at man kun benytter seg av en fiberorientering som fører til at man bare får kraftvirkning parallelt og normalt på laminatet. Ved å spesifisere en vinkel θ som fiberretningen er orientert etter, i forhold til lastretningen, kan man transformere spenningen til hovedspenninger parallelt og normalt på fibre. Det vil i disse tilfellene også opptre en skjærspenning.

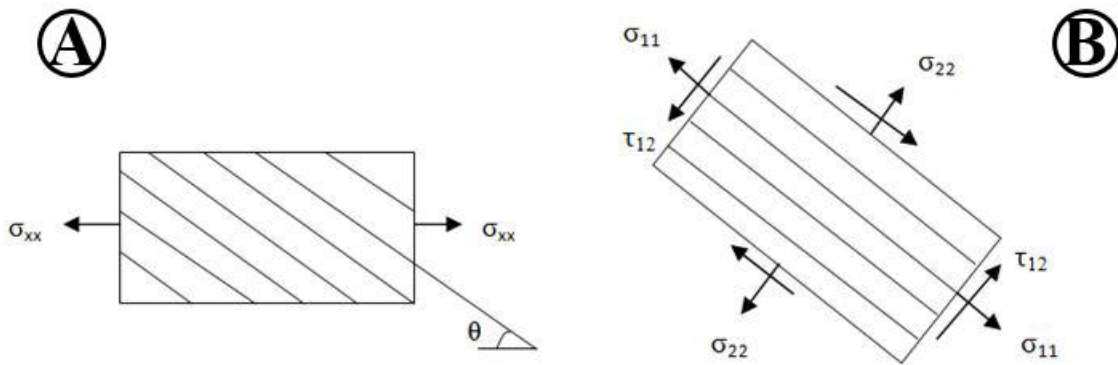
Til bruk i denne oppgaven benyttes tre transformasjonslikninger. Disse transformerer spenningene vist i Figur 29 A og B, noe som er nødvendig når man skal kontrollere forskjellige fiberlag mot brudd.[7].

$$\sigma_{11} = \sigma_{xx} \cos^2 \theta + \sigma_{yy} \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cos \theta \sin \theta \quad (1)$$

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

$$\tau_{12} = (-\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (3)$$

Transformeringen gir to hovedspenninger, da σ_{11} og σ_{22} , hvor de henholdsvis står parallelt og normalt med fiberne, og en skjærspenning τ_{12} .



Figur 29:[7]. A, viser et laminat rotert en vinkel θ i forhold til aksene som spenningen virker i. Her er σ_{xx} en påført strekkspenning, σ_{yy} vil i enkelte tilfeller da være påført spenning normalt på x-retningen. B viser dette laminatet med de transformerte spenningene σ_{11} , σ_{22} og τ_{12} .

4.4.2 Anbefalt fiberkonfigurasjon

Det er foretatt diverse tester, det mest relevante resultatet av dette er at det er kommet frem til følgende utgangspunkt for fiberkonfigurasjonen, $[0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -45^\circ]_s$. Dette er da et symmetrisk laminat med åtte fiberlag, og data for dette laminatet vil bli benyttet i dimensjoneringen.

Det ble ved testing målt at denne konfigurasjonen, med et konfidensintervall på 95%, skal ha en bruddverdi på mellom 337 MPa og 406 MPa. Ved å anvende 406 MPa blir spenningene og E-modulen i de ulike lagene, som vist i Tabell 14.[7].

Tabell 14:[7]. Testresultater av anbefalt fiberkonfigurasjon.

Lag	Fiberretning	E_{11} (mPa)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	τ_{12} (MPa)
1	0	139278	1396	x	x
2	90	7788	78	x	x
3	45	7480	75	54,3	-33,5
4	-45	7480	75	54,3	33,5

Denne tabellen vises for å illustrere effekten av fiberretning, siden man her kan se at det vil være fiberne i 0° som tar opp mesteparten av kreftene. Lignende effekt av fiberretning kan også forventes å forekomme ved torsjon og trykk. Grunnet begrenset mengde av testede profiler, vil en håndberegning av svingarmprofilen bare i beskjeden grad bli gjennomført i dimensjoneringen, siden man da ikke har testresultater å anvende til å beregne data som vist i Tabell 14.



For videre arbeid settes bruddspenningen for det gitte laminatet til den lavest observerte verdien for strek, σ_{bs} :

$$\sigma_{bs} = 337 \text{ MPa}$$

For videre arbeid settes den dimensjonerende bøyespenningen for trykk på laminatet, til å være:

$$\sigma_{bt} = 300 \text{ MPa}$$

Materialdata som er nødvendig for en FEM analyse listes opp i Tabell 15, hvor disse dataene stammer fra foregående utregninger og bruk av datablad for fiber. En materialmodell fra Forsvarets forsknings institutt (FFI), viser seg å være noe mere konservativ.[7].

Tabell 15:[7]. Nødvendige materialegenskaper til FEM analysemodell.

Elastiske konstanter	Betegnelse	Utregnede /datablad	FFI	Enhet
E-modul i x-retning	E_{11}	139	125	GPa
E-modul i y-retning	E_{22}	7,9	5,5	GPa
E-modul i z-retning	E_{33}	7,9	5,5	GPa
Poissons' tall i xy-retning	ν_{12}	0,3	0,3	
Poissons' tall i yz-retning	ν_{23}	0,42	0,42	
Poissons' tall i xz-retning	ν_{13}	0,3	0,3	
Skjærmodul i xy-retning	G_{12}	2995	2000	MPa
Skjærmodul i yz-retning	G_{23}	2740	1500	MPa
Skjærmodul i xz-retning	G_{13}	2995	2000	MPa
Spenninger				
Strekkfasthet i x-retning	σ_{11}	2500	1500	MPa
Strekkfasthet i y-retning	σ_{22}	70	50	MPa
Trykkfasthet i x-retning	$\sigma_{t,11}$	1470	1000	MPa
Trykkfasthet i y-retning	$\sigma_{t,22}$	250	250	MPa
Skjærfasthet i xy-retning	τ_{12}	98	60	MPa

I håndberegningene og analyse vil man måtte ta hensyn til følgende bruddtilstander:

Normalt brudd grunnet for høy spenning - ved bøyning eller strekk der de aktuelle spenningene overskrider materialets bruddgrense.

Interlaminære spenninger - vil ha stor betydning ved bøyning, da delaminering kan oppstå.

Skjærspenning langs planet - viktig dimensjoneringskriterie der hvor det oppstår torsjon.[7].



5. Grunnlagsberegninger

I dette kapitlet defineres motorsykkelens tyngdepunkts plassering (CoG), størrelser på faktorer som fjærstivheter og masser, funksjonen av linksystem og estimater for hvilke krefter som vil virke på motorsykkelen.

5.1 Forutsetninger

5.1.1 Hjul og støtdemper

Hjul

Dekkets "fjærkonstant" kan i motsetning til en vanlig fjær egentlig ikke settes lik en bestemt verdi, fordi den avhenger av så mange variabler som lufttrykk, hastighet og konstruksjon av dekket. Når et dekk deformeres, f.eks treffer en fortauskant, vil det ikke oppnå eksakt samme form som det hadde før komprimeringen.

For de videre beregningene i denne oppgaven, antar jeg at fjærkonstanten for både for- og bakhjul har lik verdi, og at denne anses som konstant lik:

$$k_3 = 160 \text{ N/mm}$$

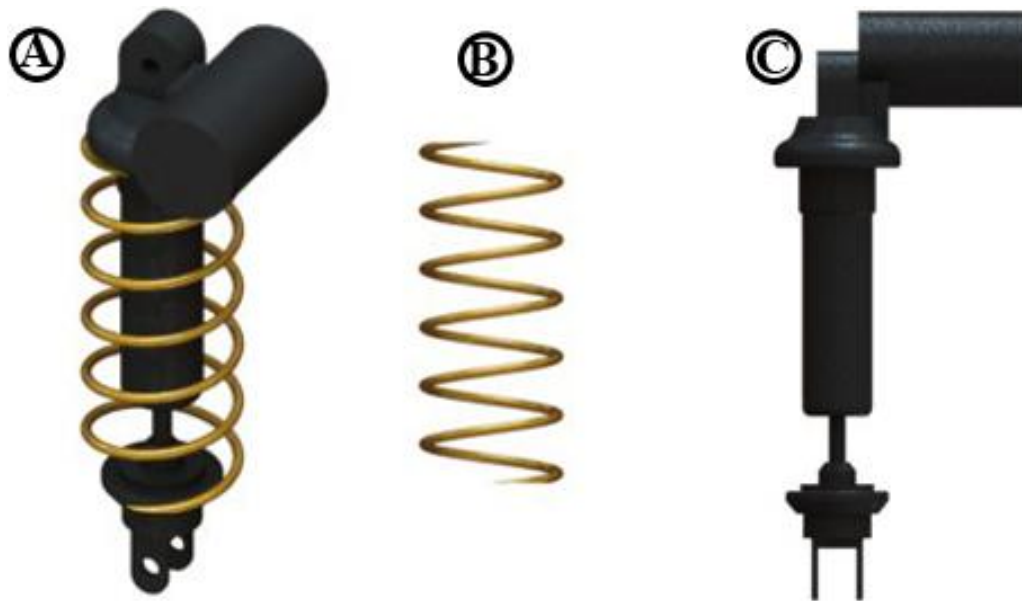
Bakhjulet og forhjulet har dimensjoner som gitt i Tabell 5 og dekkenes totale høyde av gummi er da:

$$h_{\text{dekk},f} = 120 \text{ mm} * 0,70 = 84 \text{ mm}$$

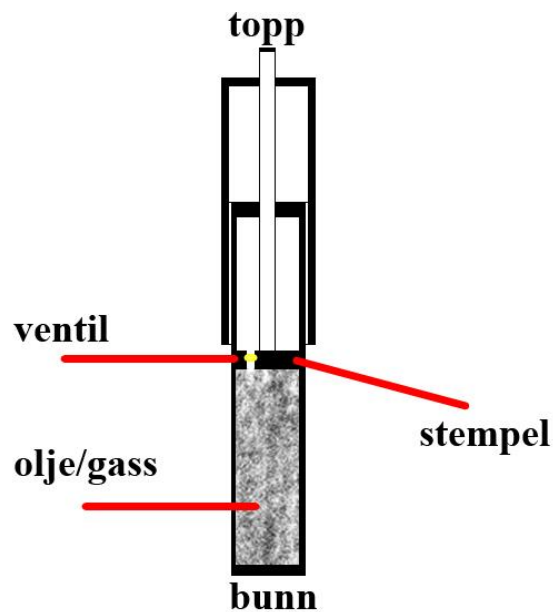
$$h_{\text{dekk},b} = 180 \text{ mm} * 0,55 = 99 \text{ mm}$$

Støtdemper

I denne oppgaven er ordet støtdemper definert som en komponent satt sammen av en fjær og en sylindrisk demper, illustrert i Figur 30A. Fjærens oppgave er å ta imot de krefter som svingarmen blir utsatt for, og evnen den har til å gjøre dette avhenger av dens gitte fjærkonstant, k_1 . Denne konstanten har benevnelsen N/mm, hvilket betyr at for hver millimeter den blir komprimert, lagres en kraft i fjæren avhengig av k_1 . Når svingarmen avlastes, vil fjæren gå tilbake til sin utgangsposisjon, men pga av treghetsmasser, vil ikke dette skje uten at fjæren først vil bevege seg lenger enn kun til utgangsposisjonen, og den vil da svinge rundt sin frie lengde til massene kommer til ro. For at disse svingningene skal bli så små og kortvarige som mulig, benyttes den andre komponenten fra definisjonen av støtdemper, nemlig demperen, illustrert i Figur 30C. Demperen kan konstrueres på forskjellige måter, men prinsippet er det samme. Et stempel beveges i en sylinder fylt med olje eller gass, noen ganger begge. Dette stempelet har en ventil hvor olje kan strømme igjennom, og når fjæren blir komprimert, vil da hastigheten på denne kompresjonen være avhengig av hvor fort stempelet kan bevege seg; det samme gjelder for tilbakeslaget. På denne måten vil demperen korte ned svingningene til fjæren. En snittet støtdemper vises i Figur 31, og det bør merkes at antall ventiler, konstruksjon og bruk av olje og gass kan gi et utall forskjellige støtdempere.



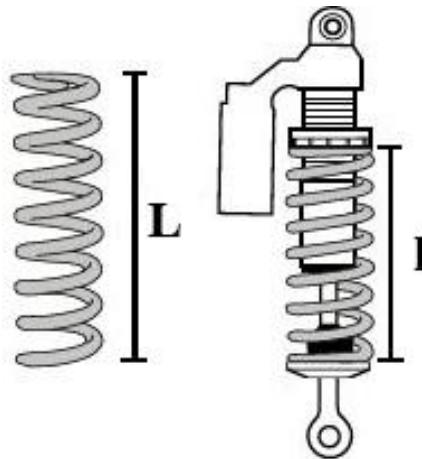
Figur 30: A viser en komplett støtdemper. B viser fjærkomponenten. C viser demperen, hvor den sylindriske formen opp til høyre er et olje/gassreservoar som gir bedre kjøling av oljen/gassen.



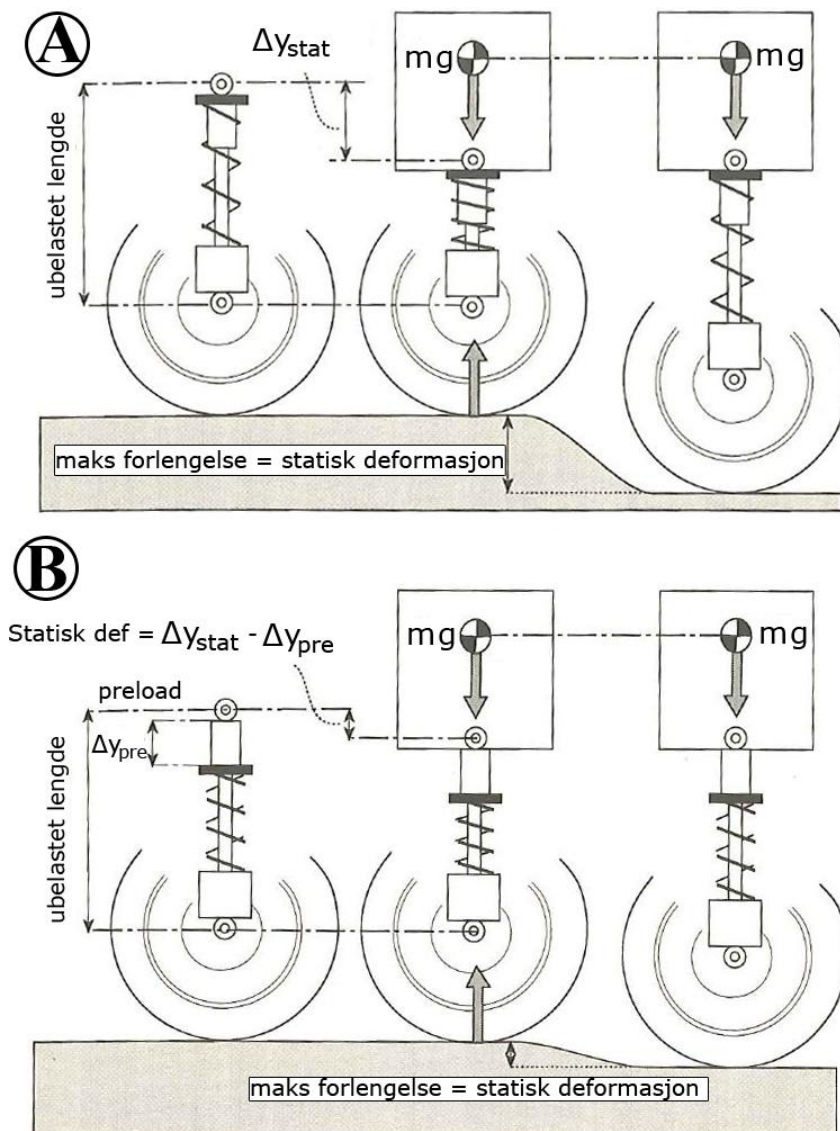
Figur 31: Viser en snittet støtdemper og dens hoveddeler, de forskjellige konstruksjonene bygger på samme prinsipp, men forbedrer ytelse ved ventiloptimalisering etc.

Justeringsmulighetene man har på en moderne demper, er hovedsaklig preload og compression/rebound. Disse engelske uttrykkene benyttes videre i oppgaven og beskrives under.

Preload - betegner hvor mye fjæren er komprimert når støtdemperen settes sammen av de to hovedkomponentene, les uavhengig av om den er montert på en motorsykkel eller ikke, illustrert i Figur 32. Det er også på de fleste moderne støtdempere mulig å finjustere preloaden innenfor et gitt område ved å vri på festebraketten på oversiden av fjæren i Figur 32.



Figur 32:[32]. Viser fjærens frie lengde L_D og dens preload lengde $L_{D,\Delta pre}$ montert på støtdemperen.(forandre notasjoner i figur)



Figur 33:[2]. A viser en komprimert fjær uten preload, hvor den statiske deformasjonen (Δy_{stat}) bestemmes av gravitasjonskraften fra massen m . Systemet i A kan følge ujevnheter i underlaget med en maksimal amplitude lik Δy_{stat} . I B er det satt en preload på demperen og man kan se at den Δy_{stat} minker, ergo evnen til å følge ujevnheter i underlaget med en viss amplitude minker.



Preload gir utslag som vist i Figur 33, hvor den bestemmer støtdemperens evne til å kunne beveges i både kompresjon og strekk. For sjåføren vil dette oppleves ved at en motorsykkel med liten preload føles myk, mens en med stor preload vil være hard. Et oppsett med mye preload vil overføre støt etc fra underlaget til sjåføren i større grad enn et oppsett med lite preload. Evnen til å følge ujevnheter vises i Figur 33. Generelt er fjærkraft definert av Hooke's lov, vist i likning 4:

$$F = -k \cdot x \quad (4)$$

Statisk deformasjon og preload beregnes:

$$\text{Statisk deformasjon} = \Delta_{\text{Stat}} = \frac{F_{B,y}}{k_1}$$

Preload har den innvirkning at den reduserer den statiske deformasjonen:

$$\text{Preload deformasjon} = \Delta_{\text{pre}} = \frac{F_{\text{pre}}}{k_1}$$

I praksis betyr dette at systemet i Figur 33B vil kreve en større eksitasjonskraft for å bli komprimert enn Figur 33A.

For prosjekt Roskva er bakhjulets støtdemper preload verdi hentet fra Hondas fungerende dempersystem, og spesifikasjonene vises i Figur 34.

Set-up Data			
Spring preload	16 mm	Shock absorber length	295 $^{+6}$ mm
Compression	10 clicks	Stroke	60 mm
Rebound damping	14 clicks	Spring	21040-31 (95 N/mm)
		Free spring length	160 $^{-3}$ mm

Figur 34:[32]. Viser bakhjulets støtdemper spesifikasjoner, hvor relevante tall er spring, stroke og spring preload.

For forstillingens del antas det at fjærstivheten er gitt av to fjærer koblet i parallell, med en stivhet på 10 N/mm hver. Generelt finner man total fjærstivhet ved kobling i parallell og serie med følgende to likninger:

$$k_{\text{parallell}} = k + k \quad (5)$$

$$k_{\text{serie}} = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{k}} \quad (6)$$

Forstillingens fjærstivhet blir da:

$$k_2 = 10 + 10 = 20 \text{ N/mm}$$

Kraften fra preload er da:

$$\Delta_{\text{pre}} = 16 \text{ mm}$$

$$F_{\text{pre}} = k_1 \cdot \Delta_{\text{pre}} = 95 \text{ N/mm} \cdot 16 \text{ mm} = 1520 \text{ N}$$

Den maksimalele fjærkraften beregnes ut ifra fjærkonstanten og den maksimale kompresjonen(stroke). Hvor mye fjæren komprimeres, bestemmes av forspenning og maksimal bevegelsesmulighet for demperen, og den er:

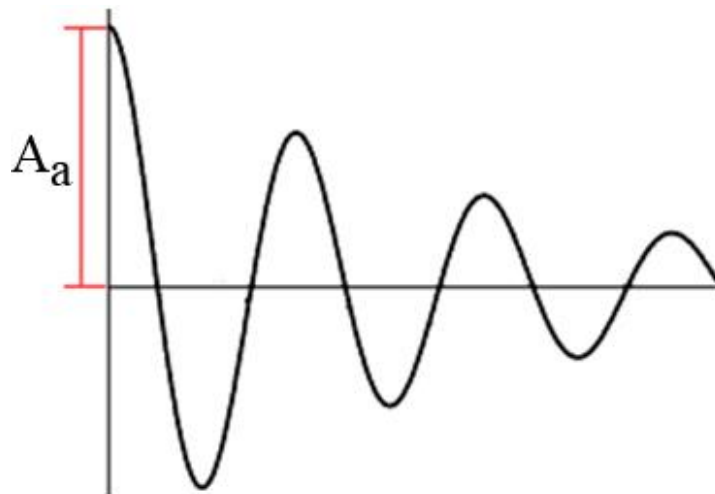
$$\Delta L_{D,maks} = \text{spring preload} + \text{stroke} = 16 + 60 = 76 \text{ mm}$$

Denne kompresjonen gir en maksimal fjærkraft:

$$F_{D,maks} = k_1 \cdot \Delta L_{Demper} = 95 \text{ N/mm} \cdot 76 \text{ mm} = 7220 \text{ N}$$

Compression/rebound - Beskriver oljestrømmen som foregår i støtdemperen når den komprimeres og forlenges. Energien som påføres hjulet i det øyeblikk det treffer en kant, absorberes av fjæren og demperen. Hastigheten som fjæren komprimeres med avhenger av compression, og denne avhenger av oljestrømmen. En for høy verdi vil føre til at man nærmest kjører uten demping, og alle krefter overføres til rammen.

Når fjæren så skal gå tilbake til utgangsposisjonen, vil man ikke at dette skal skje gjennom en slik belastning som kanten påførte dekket, men heller som en kontrollert avlastning. Da vil rebounden bremse hastigheten til fjæren, slik at deler av energien som er lagret, heller går over til varmetap. På denne måten får bakhjulet en minkende amplitude over svingningszyklusen, illustrert i Figur 35. Er stivheten til rebounden for høy, vil demperen bruke lang tid på å gå tilbake til utgangsposisjonen og ved flere dumper på rad, kan støtdemperen bunnes. Det vil si at den pga påfølgende slag kan bli fullstendig komprimert og ikke lenger kunne fjære av belastninger, dette kalles ofte "bottom out". Kraftene vil da overføres til rammen som om støtdemperen var en stiv stang. For at man skal få en minkende amplitude, må man da sette rebound stivheten høyere enn compression stivheten.



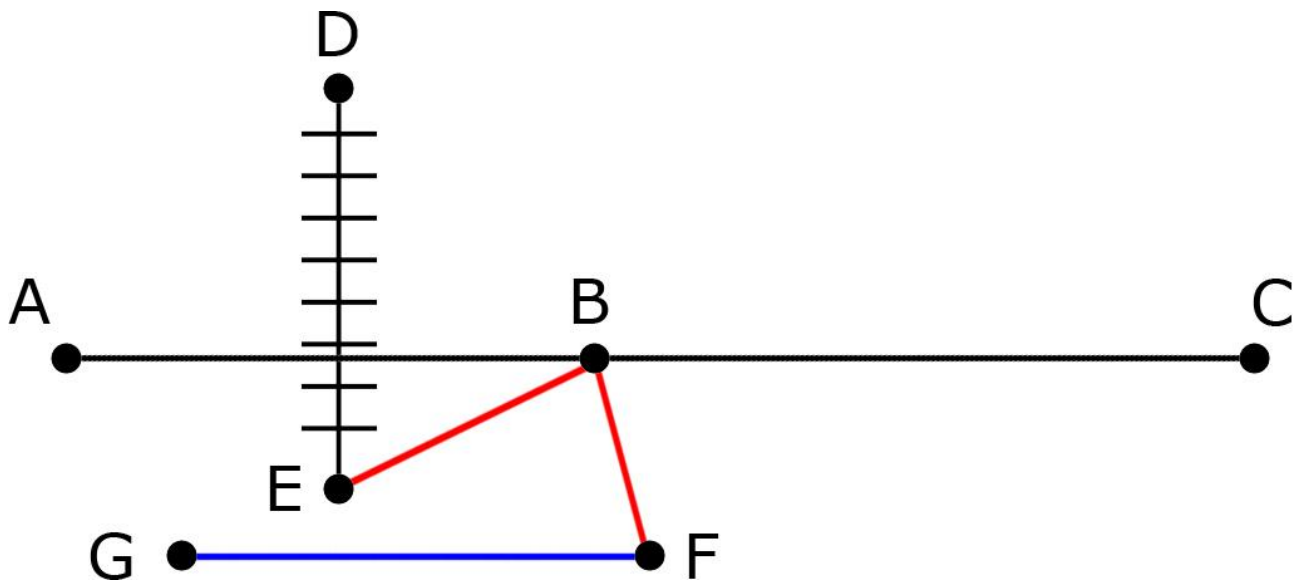
Figur 35: Viser en tenkt bevegelsesbane for bakhjulet, hvor det har truffet en kant med høyde A_a , som virker som utgangsamplituden for svingningen. Etter hvert som svingningen går, vil demperen komprimeres og strekkes, og støtdemperen vil absorbere energi og minke amplituden i de påfølgende svingningene.

Oppsummert er disse innstillingene av interesse, fordi de vil ha innvirkning på om bakhjulet har kontakt med underlaget. De vil også være bestemmende for hvor stor vertikal kraft, $F_{B,y}$, som vil virke på bakhjulet, noe som igjen er avgjørende for hvor stor friksjonskraft man har til rådighet for brems, sving etc.



5.1.2 Svingarmkonstruksjon

Det er innledningsvis snakket om bruken av Honda's *Unit Pro Link system* og hvilke deler det består av. De to komponentene rocker og link, illustrert i Figur 8, bestemmer hvor mye støtdemperen skal komprimeres og kraften støtdemperen vil avgi. En forståelse av dette vil derfor være til stor nytte til både konstruering og etterjustering av dempersystemet. En konstruering av et dempersystem fra bunnen av ville krevd svært mye prøving og feiling, og grunnet tidsbegrensning og egne kunnskaper vært lite gjennomførbart.



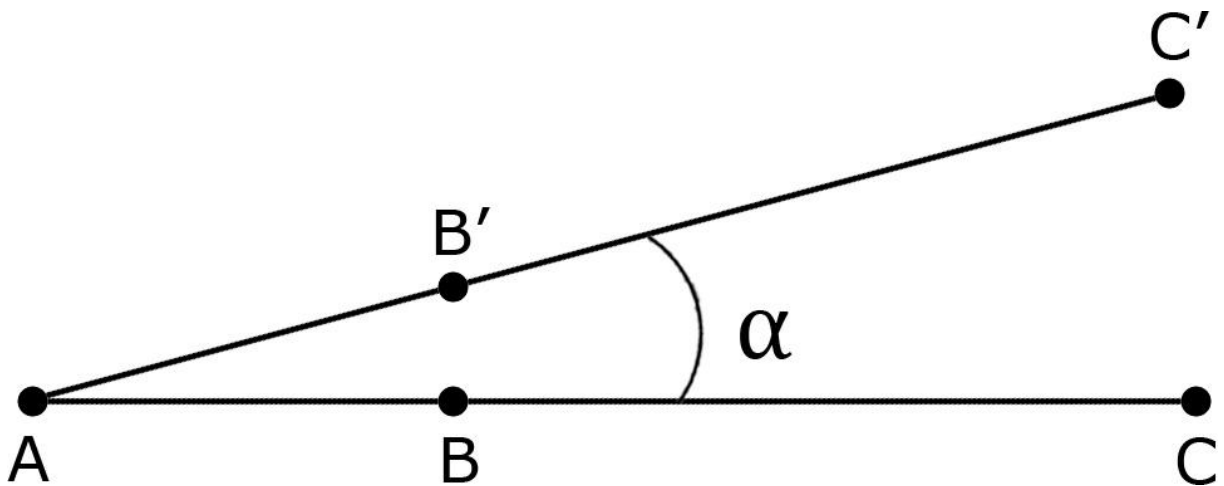
Figur 36: Viser tidligere omtalt dempersystem, Figur 9 s.21.

I Tabell 16 er punktene gitt koordinater, da tenkt ut ifra et koordinatsystem med origo i A, med positiv x og y-retning, henholdsvis til høyre og vertikalt oppover. Koordinatene vil senere benyttes til modellering av analysemodeller.

Tabell 16: Relevante punkters koordinater fra Figur 36.

Symbol	Beskrivelse	Koordinater (x,y)
A	Ramme innfeste svingarm	0,0
B	Rocker innfeste svingarm	200,0
C	Hjulinnfeste	580,0
D	Demperinnfeste topp	200,160
E	Demperinnfeste rocker	
F	Link feste i rocker	
G	Linkarminnfeste ramme	65,-65

Svingarmen roteres om rammeinnfeste ved A, illustrert i Figur 37. Punkt C vil roteres med radiusen AC og den vertikale forflyttingen av dette punktet kalles for "wheel travel(WT)" når det snakkes om motorsykler.



Figur 37: Svingarmens utgangsposisjon vist med ABC, hvor α er null, og svingarmens endeosisjon vist med AB'C' og vinkelen α .

Fra referanse og liknende motorsyklar settes ønsket WT til å være:

$$WT = 130\text{mm}$$

Vinkelen α vil da variere med lengden AC, men i dette tilfellet være gitt av målene satt i Tabell 7:

$$\sin \alpha = \frac{WT}{AC} \Rightarrow \alpha = \sin^{-1} \frac{130}{580} = 12,95^\circ$$

Denne vertikale bevegelsen fører til at B også vil forflytte seg vertikalt, da til punkt B'. Bevegelsen regnes ut:

$$\Delta B_y = \frac{AB}{AC} \cdot WT = \frac{200}{580} \cdot 130 = 44,8 \text{ mm}$$

Den horisontale forflytningen av punktene finnes ved å benytte trigonometriske forhold og vinkelen α .

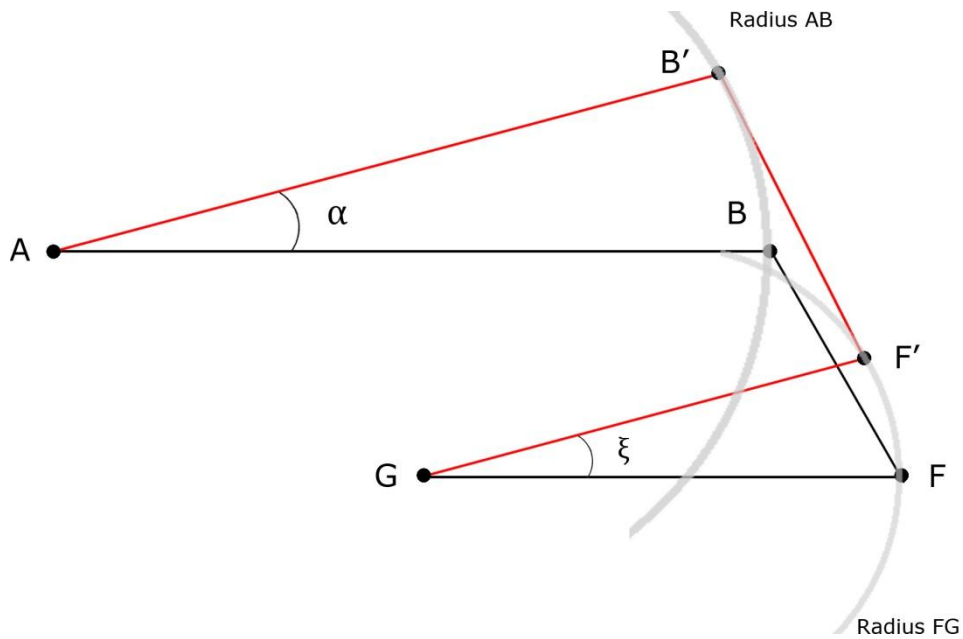
$$\Delta B_x = AB - AB \cos \alpha = 200 - 200 \cos 12,95 = 5,1 \text{ mm}$$

Denne forflytningen vil føre til at punkt B også blir beveget oppover, men siden punkt F er hindret av linkarmen til å beveges den samme distansen oppover, vil rockeren roteres om punkt B, illustrert i Figur 38. Hvor B beveges med radiusen AB mens F beveges med radiusen FG.

Fra de innkjøpte delene til Honda's dempesystem, har vinkelen mellom lengdene BE og BF, Φ , blitt målt. Vinkelen mellom lengden BF og horisontalen, θ , er også målt. Vinklene er listet i Tabell 17, og de illustreres i Figur 39.

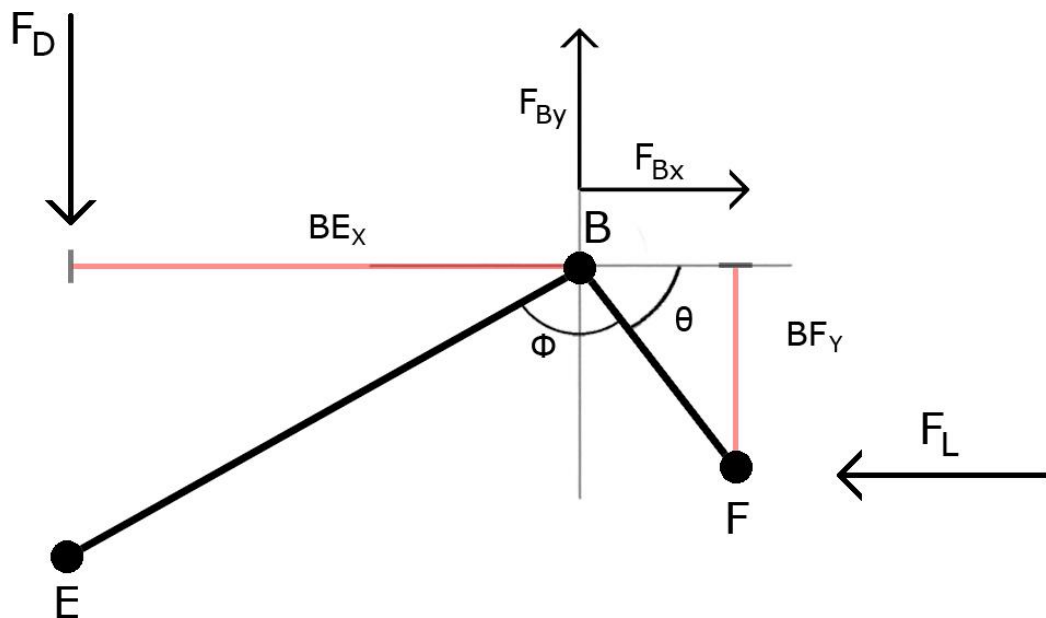
Tabell 17: Viser avmålte verdier av vinklene Φ og θ .

Lengde	Mål	Benevning
Φ	85	grader
θ	85	grader

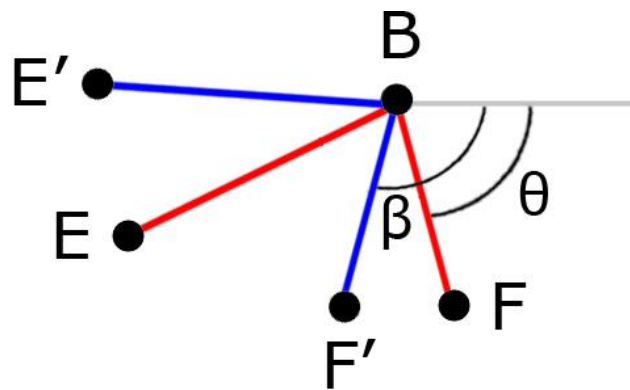


Figur 38: Viser lengdene AB og FG og deres respektive vinkelforandringer α og ξ . Den svarte figuren viser utgangsposisjonen og den røde viser endeposisjon.

Figur 39 viser rockeren i utgangsposisjon før punkt B blir forflyttet. Det er da forenklet og antatt at kraften fra støtdemperen alltid virker vertikalt og at kraften fra linkarmen alltid virker horisontalt, dette gir effektive momentarmene om punktet B benevnt BE_x og BF_y . Grunnet forflytningen av punkt B, vil rockeren dreies om B og punktene E og F får nye posisjoner, E' og F', vist i Figur 40. Utgangsvinkelen θ forandres til β , og de effektive momentarmene om B forandres med trigonometriske forhold.



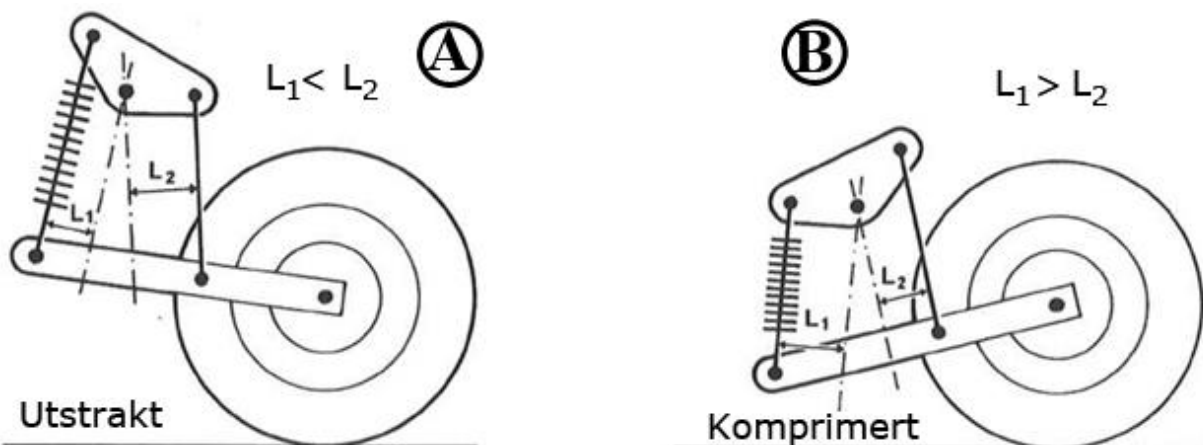
Figur 39: En gitt rocker konstruksjon og dens effektive momentarmene om punktet B. Her er det vist en rocker i utgangsposisjon med vinkelen θ , målt fra den horisontale linjen og til lengden BF.



Figur 40: Vinkelforandring grunnet forflytning av punkt B og F. Hvor θ er utgangsposisjon og β er ende posisjon.

Historisk sett ble demperelementet fastmontert vertikalt ved svingarmens endepunkt, noe som gav en enkel og billig konstruksjon. De største ulempene med denne løsningen var begrenset hjulvandring, varmgang i støtdemper og liten tilpasningsmulighet i forhold til støtdemperens karakteristikk, og det er av denne grunn man er interessert i forandringen av momentarmene. En illustrasjon av dette vises i Figur 41.

I figuren vises avstandene L_1 og L_2 , i en utgangsposisjon og endeposisjon. Man ser hvordan fjærens momentarm L_1 øker når systemet blir komprimert, og hvordan linkarmens momentarm L_2 minker. Dette betyr at det i starten av komprimeringen vil kreve relativt liten kraft for at demperen skal komprimeres, mens det etter hvert når fjærens momentarm øker, vil kreves en større kraft.



Figur 41:[3]. A viser et system i utgangsposisjon, mens B viser et system i endeposisjon.

Demperkarakteristikken man får, er da enten progressiv, nøytral eller regressiv. Et nøytralt system gir en fjærkraft som øker lineært med bakhjulets bevegelse. Et progressivt system gir, med økende hjulbevegelse, en ulineær økning av fjærkraften, mens et regressivt system gir en ulineær minkning av fjærkraften.

I praksis betyr dette at man med et progressivt system vil oppleve dempingen for små dumper som myk, mens det ved større dumper vil oppleves som stivt. Et regressivt system gir da den motsatte responsen av dette.



Ved eldre løsninger ble dette oppnådd ved å benytte seg av fjærelementer som hadde disse spesifikke egenskapene, fra måten de enten var konstruert på eller at det var satt sammen fjærer med forskjellige egenskaper.

Generelt sett er det fra erfaringer vist at det ved motorsykkel oppsett som benyttes i racing sammenheng, benyttes et system som gir mindre progressiv demping, enn hva tilfellet er for systemer tenkt brukt på vanlige veier. Utredninger av dette kan ikke gjøres uten at det foretas kjøretester og analyser, noe produsentene av Honda da allerede har gjort for oss.[2, 3].

For en gitt rocker konstruksjon beskrevet i

Tabell 17, vil de effektive momentarmene om punktet B, med tanke på kraften fra demper og linkarm, da for utgangsposisjonen være gitt av:

$$BF_Y = \sin \theta \cdot BF$$

$$BE_X = \cos(180 - (\Phi + \theta)) \cdot BE$$

For endeposisjonen vil armene være gitt av vinkelen β , som hentes ut av en SolidWorks modell av systemet, og noen justering gjøres.

$$BF'_Y = \cos(90 - \beta) \cdot BF$$

$$BE'_X = \cos(180 - (\Phi + \beta)) \cdot BE$$

Forholdet mellom momentarmene BE_X og BF_Y finnes av momentlikningen om punkt B:

$$\sum M_B = 0$$

$$F_L \cdot BF_Y - F_D \cdot BE_X = 0 \Rightarrow \frac{F_L}{F_D} = \frac{BE_X}{BF_Y}, \text{ hvor } \frac{BE_X}{BF_Y} = k_k$$

Det vil da være en k_k verdi for både utgangs- og endeposisjonen til rockeren, og effekten av forandring av k_k listes i Tabell 18. Eksempelvis betyr $k_k < 1$ at k_k i endeposisjon har minnet i forhold til utgangspunktet.

Tabell 18: Viser effekten av forandring av k_k gjennom bevegelsesforløpet.

k_k	Begrep
$k_k < 1$	Regressiv
$k_k = 1$	Nøytral
$k_k > 1$	Progressiv

Ved å benytte de trigonometriske forholdene, får jeg da at momentarmene i utgangs- og endeposisjon for det aktuelle systemet, blir som gitt i Tabell 19. Rockeren er målt til å roteres 20° slik at β blir 110° . Ønsker man en annen demperkarakteristikk, kan dette da oppnås ved å forandre konstruksjonsvinkler eller lengdene BE og BF. Det er derfor i Tabell 19 vist, i tillegg til aktuell konstruksjon, to alternative rocker konstruksjoner.

Antallet mulige konstruksjoner er uendelig, og man kan forandre så mange forskjellige parametre, at en full dekning av dette er svært tidkrevende.

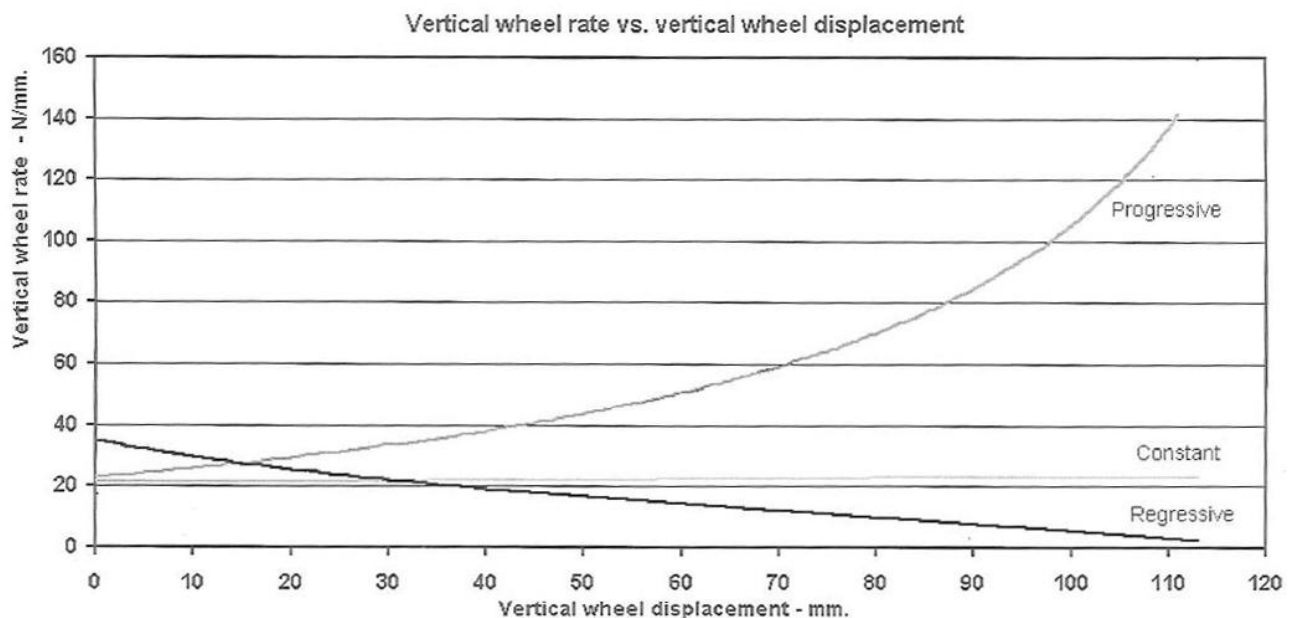


Det er også fra litteratur funnet at effekten/forskjellen alle disse systemene har, ikke alltid kan sies å utspille store forskjeller i hvordan motorsykkelen blir å kjøre.[3].

Tabell 19: Viser momentarmer om B for utgangs- og endeposisjon for tre forskjellige rocker konfigurasjoner. R1 er den som benyttes på prototypen, R2 har $\Phi=100^\circ$ og $\theta=80^\circ$, mens R3 har $\Phi=90^\circ$ og $\theta=90^\circ$. Det antas at rotasjonen fra utgangspunktet er lik for alle tre på 20° .

Rocker	BE	BF	BE _x	BF _y	BE _x '	BF _y '	k _k	k _k '	
R1	110	70	108	69	106	65	1,56	1,63	k _k ' > k _k
R2	110	70	110	69	103	69	1,59	1,49	k _k ' < k _k
R3	110	70	110	70	103	66	1,57	1,57	k _k ' = k _k

Effekten av forskjellige rocker konfigurasjoner er illustrert i Figur 42, hvor sammenheng mellom vertikal forflytning av bakhjulet og nødvendig kraft vises. Som tidligere antydnet, vil kraften som må påføres bakhjulet etter hvert som det blir forflyttet, måtte økes ved et progressivt system, kontra et regressivt system. Figuren er hentet fra Motorcycle handling and chassis design.[3].



Figur 42:[3] Viser eksempel graf av sammenheng mellom vertikal forflytning av bakhjulet og nødvendig kraft per mm forflytning.

5.1.3 Bestemmelse av tyngdepunktplassering

Det defineres en tyngdepunktplassering slik at denne kan benyttes i konstruksjons- og dynamiske beregninger. På grunn av usikre parametre som batteri, motor og rammevekt har det ikke blitt avklart en slik plassering i det tidligere arbeidet. Defineringen av CoG vil være forenklet og ikke ta hensyn til alle parametre som aerodynamiske effekter, lent sving osv.

Plasseringen er svært viktig for hvordan motorsykkelen dynamiske oppførsel vil være, og ved bensindrevne motorsykler er ca 25% av totalvekten motorvekt, som da har stor betydning for CoG. Det vil for en elektrisk motorsykel være større vekt i batteripakken, enn ved motorene, og det er derfor viktig at denne distribueres godt.[2].

Akselavstand - akselavstanden i kombinasjon med forstillingsvinkelen og CoG er bestemmende for retningsstabiliteten til en motorsykkel, hvor lang akselavstand gir økt retningsstabilitet. En retningsstabil motorsykkel er enkel å føre rett frem og i slake svinger, mens ved skarpere svinger føles den "tung" å legge over fra side til side, dette er på grunn av det såkalte yaw momentet, illustrert i Figur 7 side 20.

For en forstilling er noen viktige faktorer trail, caster angle, camber angle og dekk dimensjon. Disse faktorene vil ikke utredes i denne rapporten annet enn ved å nevne at en økende caster angle generelt sett vil gi økende retningsstabilitet.



Figur 43: A viser hvordan caster angle for forstillingen er definert. B og C viser den karakteristiske forskjellen mellom en cruiser og en racing motorsykkel.[6, 18].

Akselavstanden settes ut ifra referansemotorsykkelen:

$$L_A = 1400 \text{ mm}$$

CoG i z-retning (normalt på papirplanet i Figur 11) - for et tohjulskjøretøy vil det være naturlig å plassere CoG langs senterlinjen, slik at det føles likt å svinge til høyre som til venstre.

CoG i x-retning målt fra bakhjulets kontaktpunkt - denne avstanden, benevnt L_{AB} i Figur 11, virker som momentarm for tyngdekraften fra CoG om rotasjonspunktet ved bakhjulet, og hvis denne avstanden økes, øker man også sikkerheten mot steiling ved akselerasjon, og man kan lettere overføre kreftene til bakken. Ved brems vil en stor avstand L_{AB} , gi den motsatte effekten i form av at motorsykkelen lettere vil kunne steile fremover, og man får en lavere maksimal bremseeffekt. Det er i dag normalt å benytte seg av en vektfordeling på ca. 50-50 for motorsykler som brukes ved normal kjøring langs landeveier. Av sikkerhetsmessige årsaker er det en fordel at man har begrenset grep ved akselerasjon kontra begrenset grep ved brems. Effekten sjåføren har på CoG, les kan bevege seg side til side og frem og tilbake, neglisjeres i denne oppgaven.[2, 3].

Generelt beskrives kraft ved likning 5:

$$F = m \cdot a \quad (7)$$

Statisk vektfordeling på 50-50 mellom for og bakhjul gir opplager kreftene $F_{B,y}$ og $F_{F,y}$:

$$F_G = m \cdot g = 350 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 3433,5 \text{ N} \approx 3500 \text{ N}$$

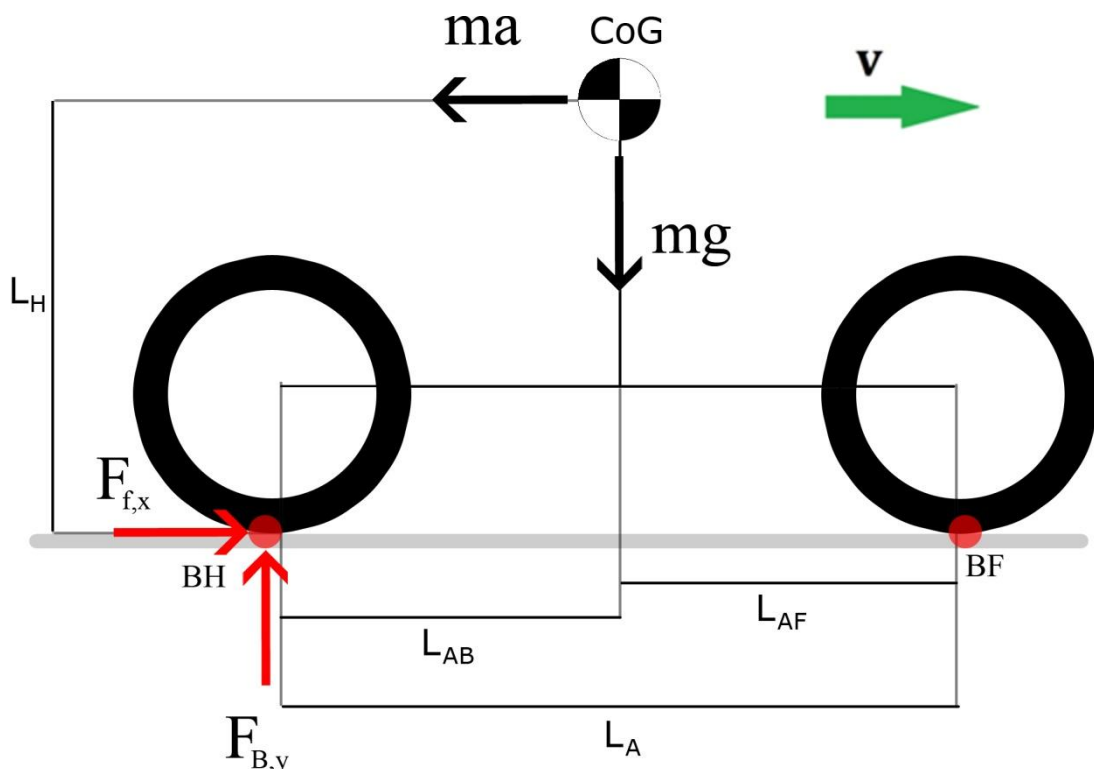
$$F_{B,y} = F_{F,y} = \frac{F_G}{2} = 1750 \text{ N}$$

Avstanden L_{AB} settes med grunnlag i akselavstand hentet fra referansemotorsykkel og bestemmelse av vektfordeling til:

$$L_{AB} = 700 \text{ mm}$$

Hvilket gir at reaksjonene ved akselerasjon og brems vil være like.

CoG i y -retning målt fra bakhjulets kontaktpunkt - denne avstanden, benevnt L_H i Figur 11, virker som momentarm for treghetskreftene til CoG ved akselerasjon og brems. Høyden L_H er som avstanden i x -retning avgjørende for hvor hardt man kan bremse og akselerere. En stor L_H gir økt risiko for steiling ved både akselerasjon og brems, mens en lav verdi fører til at hjulet lettere vil glippe ved akselerasjon og brems.[2, 3]. Med utgangspunkt i den fastsatte plasseringen av CoG i x -retningen kan det estimeres en verdi for høyden L_H målt i y -aksen, ved å regne summen av momenter om rotasjonen rundt bakhjulets kontaktpunkt med underlaget, BH. Hvis summen er null, betyr det at motorsykkelen ligger på terskelen til å steile.



Figur 44: Viser kraftvirkningen på CoG og de resulterende kreftene ved opplager.

$$\sum M_{BH} = 0$$

$$mgL_{AB} - amL_H = 0 \Rightarrow L_H = \frac{g \cdot L_{AB}}{a}$$

Ved å anta rettlinjet akselerasjon og en forenklet virkelighet med ubegrenset motoreffekt, vil akselerasjonen kun være avhengig av friksjon mellom hjul og underlag. Maksimal fremdrift er da gitt av friksjonskraften $F_{f,x}$, som avhenger av $F_{B,y}$, og hvis all vekt ligger på bakhjulet blir:

$$F_{f,x} = m \cdot a \Rightarrow a = \frac{3500 \text{ N}}{350 \text{ kg}} = 10 \text{ m/s}^2$$



Denne akselerasjonen er tilnærmet lik jordens gravitasjon, på ca. 10 m/s^2 , og høyden L_H blir da:

$$L_H = \frac{10 \text{ m/s}^2 \cdot L_{AB}}{10 \text{ m/s}^2} = L_H = 700 \text{ mm}$$

Med denne akselerasjonen så antas en situasjon hvor man ligger på vippepunktet til å steile bakover, ved at kraften på forhjulet er 0. Denne antagelsen beskriver strengt tatt ikke en statisk situasjon, men heller en støt situasjon som vil inntreffe over et kort tidsaspekt. For en statisk tilnærming vil det da heller være relevant å undersøke tilfellet hvor dempesystemet er i balanse og vektfordelingen, som tidligere beskrevet, er 50-50. Denne vektfordelingen gir maksimal akselerasjon:

$$F_{f,x} = m \cdot a \Rightarrow a = \frac{1750 \text{ N}}{350 \text{ kg}} = 5 \text{ m/s}^2$$

Høyden H blir da:

$$L_H = \frac{10 \text{ m/s}^2 \cdot L_{AB}}{5 \text{ m/s}^2} = L_H = 1400 \text{ mm}$$

Sammenlignet med testkjøringen og den maksimale akselerasjonen som ble observert ved brems, kan man finne høyden L_H :

$$L_H = \frac{10 \text{ m/s}^2 \cdot 700}{9,16 \text{ m/s}^2} = 764 \text{ mm}$$

Merk da at, for tyngdepunkt plasseringen, vil målt akselerasjon fra brems eller akselerasjon kunne brukes om hverandre, siden CoG er plassert midt mellom hjulene. Differansen mellom de tre mulige L_H verdiene viser forskjellen mellom teori og realitet.

Testresultater fra en kjøretest ved Chuckwalla Raceway, som ble benyttet i TIP300 oppgaven Prosjekt Roskva-dempersystemer, hadde en maksimal akselerasjon, da også målt ved brems, på $8,4 \text{ m/s}^2$. [6]. Dermed anser jeg akselerasjonen fra egen testkjøring som troverdig og setter at L_H ikke bør overstige 764 mm. En ekstra sikkerhet oppnås ved å bruke verdien fra akselerasjon på 10 m/s^2 , og L_H verdi for videre arbeid settes til å være:

$$L_H = 700 \text{ mm}$$

5.2 Belastningssituasjoner

Det er ønskelig å definere en maksimal belastningssituasjon som kan benyttes for dimensjoneringen av svingarmen og innfestningspunkter. Teoretiske estimater veies opp mot målinger gjort ved testkjøringen, for å sammenligne teori og virkelighet. Det gjøres tilnærminger, slik at motorsykkelen utsettes for krefter i kun vertikal posisjon.



5.2.1 Akselerasjon

I dette avsnittet defineres de maksimale kreftene som virker på bakhjulets kontakt punkt med underlaget. Den maksimale akselerasjonen ved brems, som ble benyttet til plassering av tyngdepunktet, vil ikke påføre svingarmen store krefter, og derfor neglisjeres denne.

For akselerasjon i positiv fartsretning er maksimal verdien målt til $7,64 \text{ m/s}^2$, sammenlignet med kjøretesten fra Chuckwalla, hvor den var på $7,4 \text{ m/s}^2$. [6]. Ser at målingene er relativt nært hverandre og bruker derfor egne testresultater videre. Med utgangspunkt i den statiske vektfordelingen på 50-50, vil det bli en vektforflytning grunnet denne akselerasjonen:

$$\Delta F_{B,y} = m \cdot a \cdot \frac{L_H}{L_A} = 350 \text{ kg} \cdot 7,64 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{700 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} = 1337 \text{ N}$$

Den totale vertikale opplagerkraften på bakhjulet ved maksimal akselerasjon i positiv fartsretning blir da:

$$F_{B,y,tot} = \Delta F_{B,y} + F_{B,y} = 1337 \text{ N} + 1750 \text{ N} = 3087 \text{ N}$$

Ved akselerasjon og brems vil det også oppstå friksjonskrefter langs x-aksen. Disse kan antas å være gitt av en maksimal friksjonskoeffisient lik 1, og den aktuelle vertikale kraften på bakhjulet. Friksjonskraften F_f defineres generelt av følgende formel:

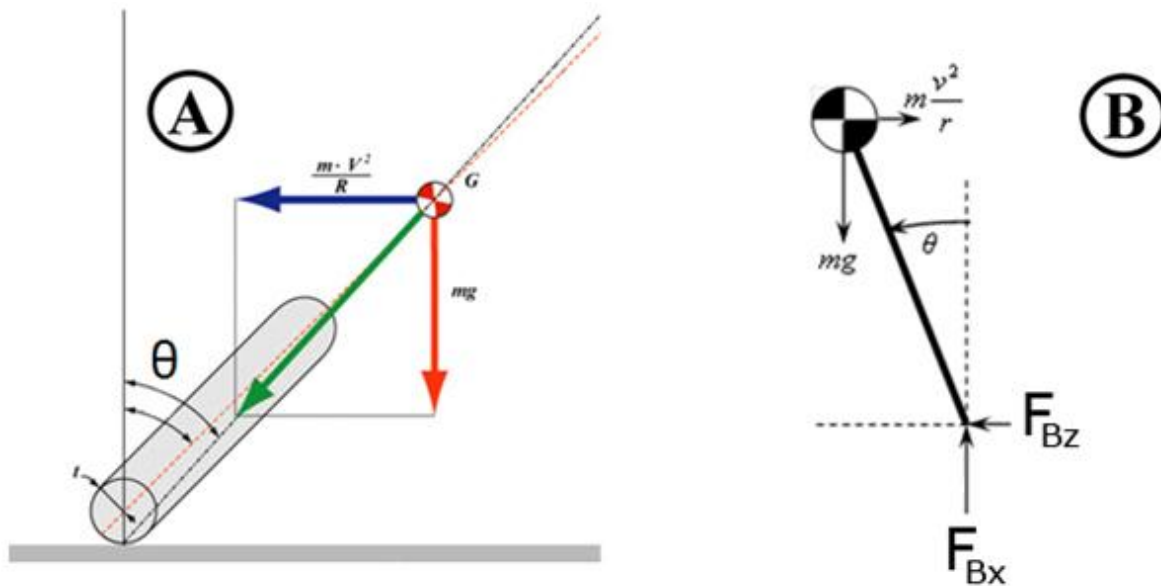
$$F_f = F_N \cdot \mu = F_N, \quad \text{hvor } F_N = F_{B,y} \quad (8)$$

Ved rettlinjert akselerasjon antas en masse forflytning som tidligere beskrevet, og fremdriftskraften $F_{f,x}$ blir:

$$F_{f,x} = F_{B,tot} \cdot 1 = 3087 \text{ N}$$

5.2.2 Sentrifugalkraft

Generelt må man ved svinging med tohjuls kjøretøy, lene seg i den retning man ønsker å svinge. Hvis dette ikke gjøres, vil det samlede massetregningsmomentet til sjåfør og kjøretøy føre til at man fortsetter rett frem, hvor fordekket bare vil skli langs underlaget. For at man skal komme i rett posisjon før en sving, flytter man derfor tyngdepunktet på "innsiden" av hjulenes kontaktpunkter med underlaget, ved å svinge motorsykkelen "feil" vei. Denne lille feilsvingen lener motorsykkelen i ønsket, retning og man opprettholder svingen ved kontinuerlig å balansere mellom sving i rett- og feil retning. For å komme ut av svingen, benytter man seg av det samme prinsippet, men da ved at man svinger med den retningen motorsykkelen er lent.



Figur 45:[6]. A viser et hjul i innoverlent sving. Merk at kontaktpunkt mellom hjul og underlag (BH) ikke ligger på motorsykelens symmetriakse, men er noe forskjøvet. Vinkelen θ betegner hvor mye man lener seg i en sving, målt ut ifra en vertikal referanse akse. B viser at effekten av massens tyngdekraft og sentrifugalkraft er forbundet med opplagerkreftene ved bakhjulet gjennom vinkelen θ .

Sentrifugalakselerasjonen avhenger av svingens radius r og hastigheten gjennom svingen. En antagelse om at man gjennom en sving bruker all tilgjengelig friksjon på å svinge, kontra brems og akselerering, vil sentripetalkraften være gitt av friksjonskoeffisienten og bakhjulets vertikale opplagerkraft.

Friksjonskraften vil avhenge av geometriske forhold, og man kan vise at dette gir en maksimal leningsvinkel lik:

$$\tan \theta = \frac{\text{Motstående}}{\text{Hosliggende}} = \frac{F_{f,z}}{F_{B,y}} = 1$$

$$\theta = \tan^{-1} 1 = 45^\circ$$

Hvor $F_{f,z}$ defineres som friksjonskraft grunnet sentrifugalakselerasjonen. Det betyr altså at det ved en vinkel θ lik 45° , så vil den maksimale friksjonskraften oppstå grunnet sentrifugalkraften. Friksjonskraften uttrykkes ved å anta statisk vektfordeling på 50-50 som tidligere nevnt:

$$F_{f,z} = F_{B,y} \cdot \mu = \frac{F_G}{2} \cdot 1 = 1750 \text{ N}$$

5.2.3 Støt

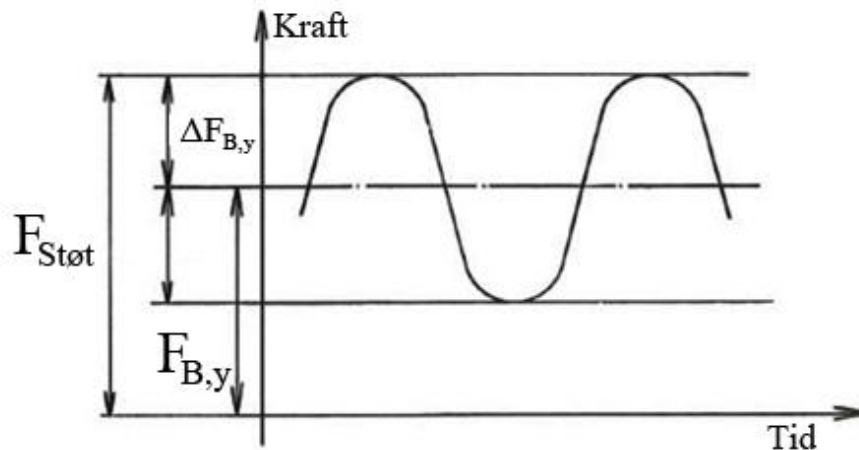
Kreftene som er definert i de to foregående avsnittene anses å være relativt "snille" mot konstruksjonen. Erfaringen fra testkjøringen, beskrevet kap.3, viser at akselerasjonen på svingarmen ved kjøring over vaskebrett, har større verdier enn hva den hadde for rettlinjert akselerasjon. Antar at den statiske vektfordelingen holdes konstant, siden ujevnheter påvirker systemet i så små tidsrom at det ikke vil være noen vektforskyvning, og kan da finne støtfaktorer.

I Gunnar Strømsnes sin bok *Bilteknikk 2*, antar man at det ved ujevnheter i vegbanen, som vaskebrettet fra kjøretesten, vil opptre en støtkraft gitt av en såkalt støtfaktor K_1 . [12].

Denne faktoren uttrykkes ved følgende likning:

$$F_{St\o t} = K_1 \cdot F_{B,y} = F_{B,y} + \Delta F_{B,y} \quad (9)$$

Grunnlaget for denne teorien kan vises ved å se på Figur 46, hvor man har en antatt statisk belastning $F_{B,y}$ på bakhjulet, hvorpå denne belastningen forandres av støtimpulsene generert av underlaget til $F_{St\o t}$.



Figur 46:[12]. Viser hvordan den statiske opplagerkraften $F_{B,y}$ på bakhjulet, blir forandret grunnet ujevnheter i veibanen. $F_{St\o t}$ er da den maksimale kraften man forventer seg og kan settes som summen av $F_{B,y}$ og $\Delta F_{B,y}$.

Veriden K_1 avhenger av dekkets fjærkonstant, på den måten at ujevnheterne i underlaget vil gi store støt belastninger hvis man har et stivt dekk, mens et mykere dekk vil fjære av en større del av støtet.

Fra testkjøringen er det målt en maksimal akselerasjon på svingarmen til å opptre ved kjøring over det illustrerte vaskebrettet med en gjennomsnittlig verdi på ca. 27 m/s^2 , se side 31. Denne akselerasjonen vil, i kombinasjon med den statiske antatte vekten på bakhjulet, gi en $F_{St\o t}$:

$$F_{St\o t} = m \cdot a = 175 \text{ kg} \cdot 27 \text{ m/s}^2 = 4725 \text{ N}$$

Hvor støtfaktoren K_1 da er:

$$K_1 = \frac{F_{St\o t}}{F_{B,y}} = \frac{4725 \text{ N}}{1750 \text{ N}} = 2,7$$

Ved å anta at svingarmen blir belastet slik at demperen komprimeres maksimalt, vil bakhjulets opplagerkraft være gitt av momentet om A:

$$\sum \tilde{M}_A = 0$$

$$F_{D,maks} \cdot AB - F_{B,y} \cdot AC = 0 \Rightarrow F_{B,y} = \frac{7220 \text{ N} \cdot 0,2 \text{ m}}{0,58 \text{ m}} = 2490 \text{ N}$$

Støtfaktoren K_1 vil da være:

$$K_1 = \frac{2490 \text{ N}}{1750 \text{ N}} = 1,42$$



Merk at denne utregningen ikke tar hensyn til linksystemet, men antar demperen direkte montert i svingarmen. Antas det i tillegg at dekket komprimeres maksimalt samtidig med demperen, vil det bli et tillegg på opplagerkraften $F_{B,y}$:

$$F_{Dekk} = k_3 \cdot \Delta L_{Dekk} = 160 \text{ N/mm} \cdot 99 \text{ mm} = 15840 \text{ N}$$

Totalkraft på bakhjulet blir da summen av kraften fra dekket og kraften på bakhjulet grunnet kompresjonen av demperen:

$$F_{B,y} = 15840 \text{ N} + 2490 \text{ N} = 18330 \text{ N}$$

Støtfaktoren K_1 blir da:

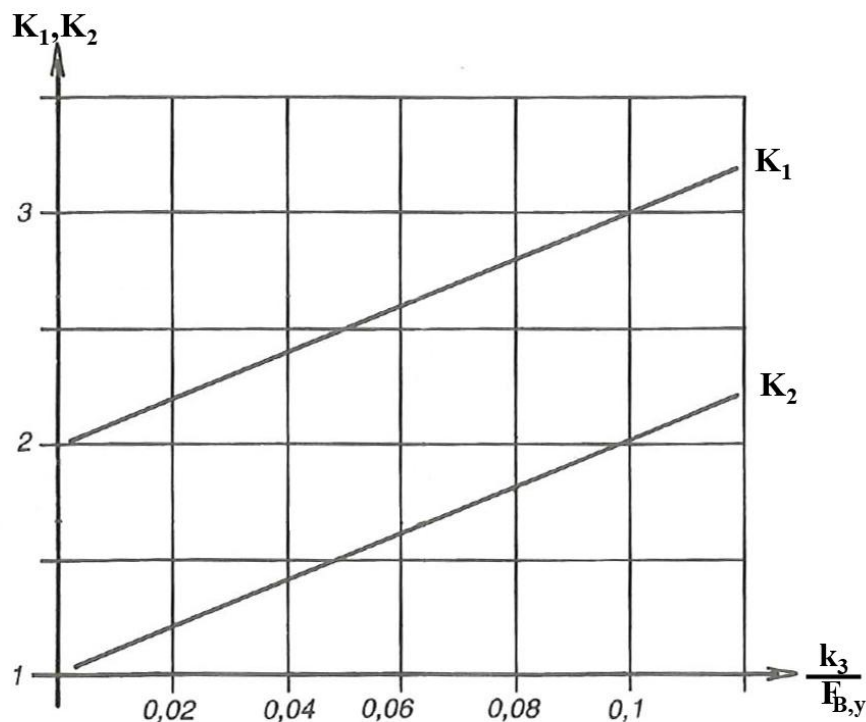
$$K_1 = \frac{18330 \text{ N}}{1750 \text{ N}} \approx 10,5$$

En situasjon hvor dekket og demper blir fullstendig komprimert, anses som svært urealistisk, og denne støtfaktoren vil kunne føre til overdimensjonering.

Fra Strømsnes Bilteknikk 2 kan et teoretisk estimat av faktoren K_1 finnes ved hjelp av forholdet mellom dekkets stivhet og opptredende kraft på bakhjulet.[12].

$$\frac{k_3}{F_{B,y}} = \frac{160 \text{ N/mm}}{1750 \text{ N}} = 0,091$$

Fra Figur 47 leses K_1 av til å være ca. 2,9, hvilket stemmer bra med estimatet for støtfaktor fra kjøretesten, som var på 2,7.



Figur 47:[12]. Støtfaktor for vertikalt støt, hvor x-aksen representerer forholdet $k_3/F_{B,y}$ og y-aksen viser K_1 . Faktoren K_2 er en redusert støtfaktor som ikke benyttes i oppgaven, for forklaring se kilde.



5.2.4 Oppsummering

For videre arbeid settes støtfaktoren for de vertikale kreftene til å være lik K_1 verdien funnet med tall fra egen testkjøring:

$$K_1 = 2,7$$

Det gjøres fordi det gjennom foregående utregninger har vist seg at teorien til Strømsnes og egen kjøretest, gir sammenfallende verdier.[12]. Støtfaktoren fra tilfellet med fullt komprimert demper og dekk anses som et tilfelle hvor man må forvente en viss svikt i konstruksjonen, men dette vil mest sannsynlig ikke være ved svingarmen.

Dette gir at maksimal vertikalkraft antas å forekomme når motorsykkelen er vertikal, og ved at man er i full akselerasjon fremover og i tillegg treffer en ujevnhet i underlaget, noe som fører til en total samlet opplagerkraft på bakhjulet lik:

$$F_{B,y} = 3087 \text{ N} + 1750 \text{ N} \cdot 2,7 = 7800 \text{ N}$$

Friksjonskraften grunnet sentripetalakselerasjonen antas for videre arbeid å ha en maksimal verdi:

$$F_{f,z} = 1750 \text{ N}$$

Friksjonskraften i x-retning grunnet akselerasjon og retardasjon er svært forskjellig, og verdien for retardasjon er så lav at den neglisjeres. For akselerasjon settes denne til positiv i global x-retning:

$$F_{f,x} = 3087 \text{ N}$$

5.3 Dimensjonering av svingarm

Svingarmen dimensjoneres på bakgrunn av estimater foretatt i tidligere avsnitt og relevansen til disse anses som relativt brukbar. Håndberegninger på kompositt materiale er noe komplisert, så noen forenklinger vil måtte foretas. Formelverk fra tradisjonell maskinkonstruksjon benyttes i tillegg til formelverk foreslått av Espen Kultorp.[7].

5.3.1 Bøyning

Velger å se på det verst tenkelige belastningstilfelle for bøyning, hvilket oppstår ved maksimal akselerasjon med påfølgende støt fra underlaget. Figur 48 viser en forenklet modell av svingarm i dette tilfellet, hvor svingarmen anses som en fast innspent bjelke med bare vertikale krefter, henholdsvis i B og C. Effekten fra fremdriftskraften $F_{f,x}$, som virker på bakhjulet, antas å være så liten at den er neglisjerbar. Skulle det vært tatt hensyn til denne, ville den minske strekk og økt trykk.

Antar for dette tilfellet at fjæren er fastmontert i rammen og vertikal, slik at dens kompresjon kun avhenger av opplagerkraften på bakhjulet. Tar på dette tidspunkt ikke hensyn til eventuelle torsjonskrefter som måtte oppstå.

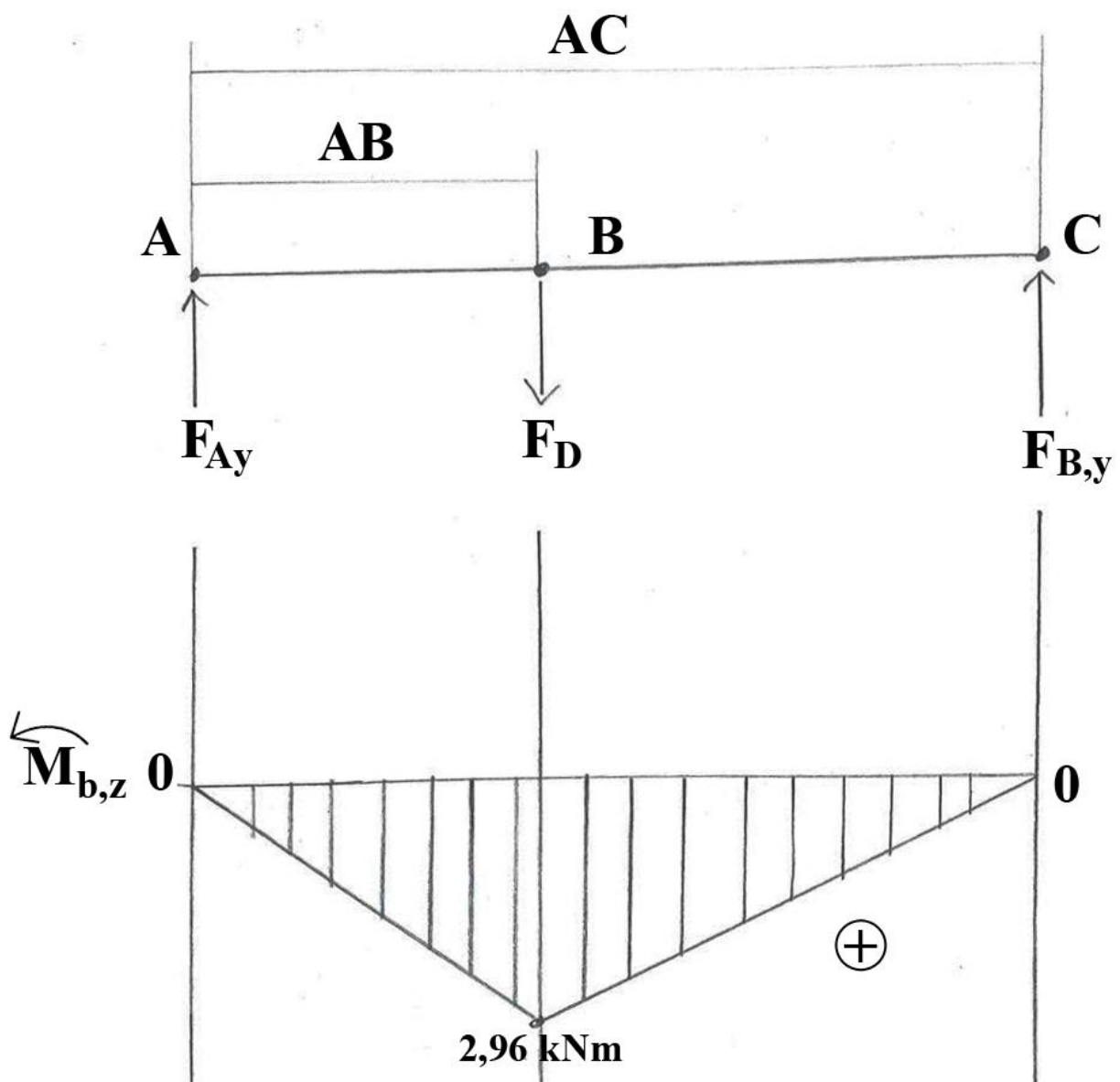


Antar statisk belastningstilfelle og en vertikal kraft $F_{B,y}$, beskrevet i på side 59, opptredende ved C, momentet om A settes til null og aktuell vertikal kraft ved B regnes ut.

$$\sum \tilde{M}_A = 0$$

$$F_D \cdot AB - F_{B,y} \cdot AC = 0 \Rightarrow F_D = \frac{7800 \text{ N} \cdot 0,58 \text{ m}}{0,2 \text{ m}} \approx 22600 \text{ N}$$

Merk at F_D virker i negativ global y-retning. Sammenlignet med den maksimale fjærkraften definert på side 45, er denne kraften ved B så stor at demperen vil for lengst være bunnet og kraften må overføres via stoppemekansimen i demperen.



Figur 48: Viser forenklet modell av svingarmen der den er antatt å være en fast innspent bjelke i A. Figuren viser momentdiagram for bjelken merket med $M_{b,z}$.

Finner det største opptredende bøyemomentet som vil være på det punkt demperen angriper, og størrelsen er:

$$M_{b,z} = F_{B,y} \cdot BC = 7800 \text{ N} \cdot (0,58 - 0,2) \text{ m} \approx 2960 \text{ Nm}$$

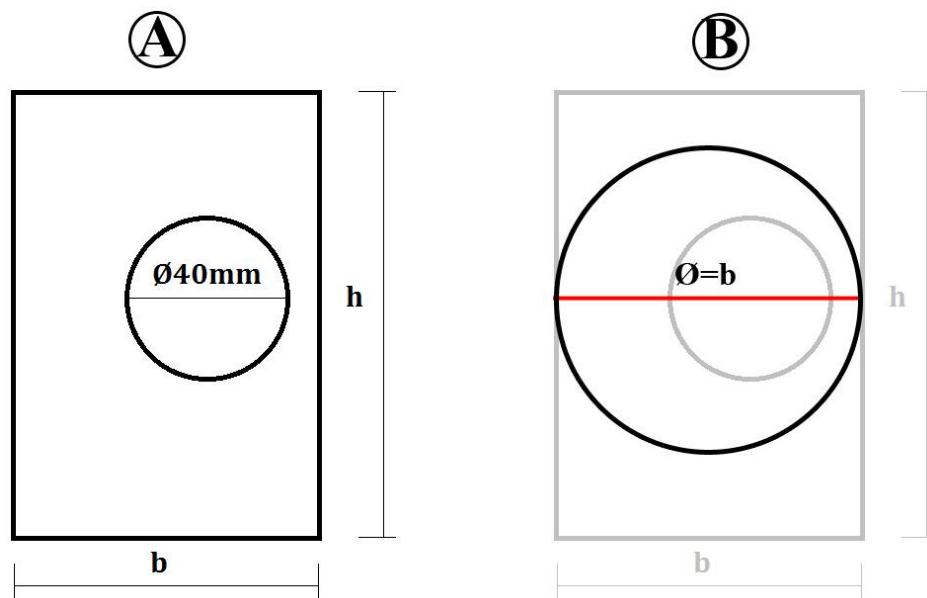
Ved dimensjonering med isotropiske materialer, ville man på dette tidspunkt kunne satt en maksimal tillatt bøyespennning ut ifra det material og sikkerhetsfaktor som er valgt. Når det konstrueres med uisotropiske materialer som karbonfiber, vil denne maksimale tillatte spennning være avhengig av fiberretning og antall lag. Det finnes derfor ingen bestemt maksimal tillatt bruddspennning, og man må isteden prøve seg frem med forskjellige fiberkonfigurasjoner.

Isotrop eller uisotrop, så vil spenningene i komponenten avhenge av profiltverrsnittet og bøyespenningen finnes av følgende formel:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (10)$$

Hvor motstandsmomentet er avhengig av det minste profilets tverrsnitt gjennom svingarmen. På grunn av avgjørelser gjort om drivlinje, kunne ikke designet fra TIP300 oppgaven *Prosjekt Roskva - dempersystem* benyttes, og en ny design utvikling har da blitt gjennomført.[6]. Siden det er designet på et tidlig stadium, har ikke undertegnede hatt mulighet til å foreta alle skritt i utviklingen i en naturlig rekkefølge, og profiltverrsnitt ble bestemt ut ifra eksisterende løsninger og kvalifisert gjetning. De påfølgende beregningene er da en kontroll av disse antagelsene, hvor estimat av den ferdig designede svingarmens tverrsnitt vises i Figur 49.

Valget av kardangdrift har ført til at det må være plass til en drivaksel med diameter 40 mm gjennom svingarmprofilen.



Figur 49:A viser utgangspunktet for hvordan tverrsnittet til svingarmprofilen skal være. Sirkelen med diameter på 40 mm illustrerer drivakselen som skal gå igjennom profilet. Fra prototype svingarmen estimeres $h=100$ mm og $b=50$ mm. B viser et alternativt sirkulært tverrsnitt med diameter lik b . Begge profiler er tiltenkt samme vegttykkelse på 5 mm.



Tabell 20: Oversikt over hvilke mål forskjellige profiler må ha for å ha ca. samme motstandsmoment mot bøyning som utgangsprofilen vist i Figur 49A. De forskjellige momentene er utregnet om z-z akse definert i Figur 7. Uvisshet om veggtykkelsen grunnet fiberkonfigurasjon gjør at den er satt til 5 mm. I tabellen er det motstandsmomentet som samsvarer mest med utgangspunktet; i Figur 49A uthevet. Forholdet mellom motstandsmoment og areal viser utnyttelsesgraden til hvert av tverrsnittene.

Profil	Mål mm	Areal mm ²	W _b mm ³	I _{z-z} mm ⁴	I _{y-y} mm ⁴	I _t mm ⁴	W _b / Areal
	b x h						
	40 x 80	1100	18167	849167	269167	626420	16,5
	50 x 100	1400	29333	1736667	561667	1305402	21
	60 x 120	1700	43167	3094167	1014167	2353272	25,4
	r						
	45	1335	26889	1210004	1210004	2420008	20,1
	47	1398	29544	1388572	1388572	2777144	21,1
	50	1492	33762	1688115	1688115	3376230	22,6
	h x h						
	95 x 95	1800	28667	243750	2437500	3645000	15,9
	97 x 97	1840	29954	2603293	2603293	3893440	16,3
	100 x 100	1900	31938	2865833	2865833	4084898	16,8

Ser av tabellen at den roterte kvadraten skiller seg ut ved å ha lavere momentkapasitet per arealenhet, innenfor det gitte spekteret av ytre mål. Ellers så viser det seg at de to andre profilene har relativt like verdier med tanke på forholdet mellom motstandsmoment og areal. For svingarmprofilen som opplever bøyemomentet illustrert i Figur 48, vil det oppstå strekk i oversiden og trykk på undersiden. Ved bruk av karbonfiber vil det være noen spesielle lag som vil ta opp disse kreftene, hvilket betyr at det ved bruk av rektangulært profil kan konstrueres en konfigurasjon som benytter seg av den brede "flensen" på toppen og undersiden av profilet.

Av denne grunn velges det å benytte et kvadratisk profil, med målene 50 x 100 mm (bxh) og antatt veggtykkelse 5 mm, i det videre arbeidet. Dette profilet gir en bøyepening:

$$\sigma_b = \frac{M_{b,z}}{W_b} = \frac{2960 \text{ Nm}}{29333 \text{ mm}^3} = 100,9 \text{ MPa}$$

På side 40, er bruddspenningen til det antatte laminatet med fiberkonfigurasjonen [0°,90°,45°,-45°]_s satt til å være 337 MPa for strekk, dette gir en sikkerhetsfaktor mot brudd grunnet strekk:

$$n_1 = \frac{337 \text{ MPa}}{100,9 \text{ MPa}} = 3,33$$



Dette gir en sikkerhetsfaktor mot brudd grunnet trykk:

$$n_2 = \frac{300 \text{ MPa}}{100,9 \text{ MPa}} = 2,97$$

På grunn av usikkerhet rundt endelig veggtykkelse, reduseres den for å kunne være mer fortlørlig med resultatene. Veggtykkelsen av åtte fiberlag reduseres fra 5 mm, til 1,6 mm, noe som gir en fiberlagtykkelse på 0,2 mm. Dette gir profilegenskaper listet i Tabell 21.

Tabell 21: Valgt profils egenskaper med 50x100(bxh) og redusert veggtykkelse 1,6 mm, og veggtykkelse på 0,4 mm.

Mål mm	Vegg- tykkelse mm	Areal mm ²	W _b mm ³	I _{z-z} mm ⁴	I _{y-y} mm ⁴	I _t mm ⁴	W _b / Areal
b x h							
50 x 100	1,6	470	10245	629214	214807	494430	21,8
50 x 100	0,4	119	2640	164282	57144	130859	22,2

Antar at avstanden inn til nøytralaksen er lik for alle lagene, hvilket gir en bøyepening over hele laminatet på:

$$\sigma_b = \frac{2960 \text{ Nm}}{10245 \text{ mm}^3} = 288,9 \text{ MPa}$$

$$n_3 = \frac{337 \text{ MPa}}{288,9 \text{ MPa}} = 1,16$$

Bøyepeningen i de to lagene med fiberkonfigurasjonen 0° kan da finnes til totalt å være:

$$\sigma_b = \frac{2960 \text{ Nm}}{2640 \text{ mm}^3} = 1121,2 \text{ MPa}$$

$$n_4 = \frac{2500 \text{ MPa}}{1121,2 \text{ MPa}} = 2,23$$

Disse spenningene tar ikke hensyn til at det benyttes en kjerne og en eventuell effekt dette vil ha.

Selv om det antas at det vil være den vertikale kraften F_{B,y} som er dimensjonerende, gjøres tilnærming til mer kompliserte situasjoner. For å dekke et videre spekter enn å kun anta at det er vertikale krefter som virker på svingarmen, legges det derfor til en påvirkning fra friksjonskraften, F_{f,z}, som oppstår grunnet sentrifugalkraften. Kraften gir bidrag på svingarmprofilen i form av torsjon og bøyning. Ser bortifra torsjon og legger til bøyemomentet F_{f,z} skaper om y-aksen, hvor dets fortegn er avhengig av retningen til F_{f,z}. Antar at F_{f,z} virker i negativ global z-retning, og momentet vil være maksimalt ved rammeinnfeste og ha en størrelse:

$$M_{b,y} = F_{f,z} \cdot BC = 1750 \text{ N} \cdot 0,58 \text{ m} = 1015 \text{ Nm}$$



Hvor det ved et profiltverrsnitt ved B vil ha størrelsen:

$$M_{b,y} = F_{f,z} \cdot BC = 1750 \text{ N} \cdot 0,38 \text{ m} = 665 \text{ Nm}$$

Tas det også høyde for friksjonskraften som virker langs fartsretningen, $F_{f,x}$, har man fra side 59, at det kun er ved akselerasjon at denne kraften er av interesse. Den vil påføre svingarmen aksialt trykk og et bøyemoment om y-aksen gitt av armen e , illustrert i Figur 13. Antar at effekten fra aksialt trykk kan neglisjeres, mens bøyemomentet er gitt av:

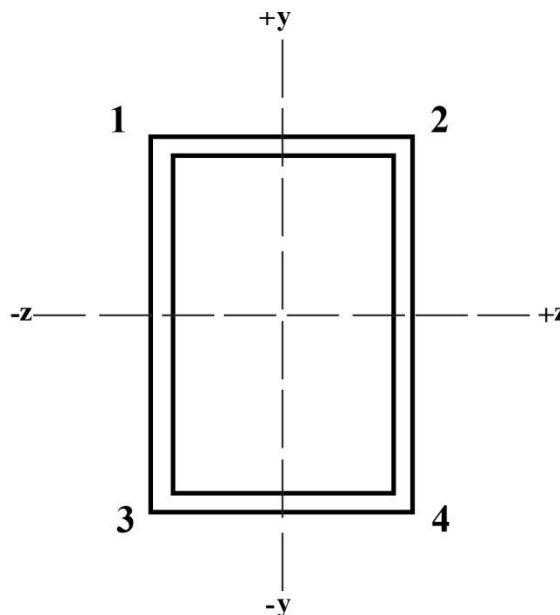
$$M_{b,y} = F_{f,x} \cdot e = 3087 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 493 \text{ Nm}$$

Dette bøyemomentet vil på svingarmens lengde AC være konstant siden det kun avhenger av armen e .

Summen av momentene om y-aksen blir størst når $F_{f,x}$ virker i negativ z-retning, summen blir da:

$$\sum M_{B,y} = 1015 \text{ Nm} + 493 \text{ Nm} = 1508 \text{ Nm}$$

Det virker da bøyning om to plan og for å definere de maksimale bøyepeningene, benyttes skråbøyningsteori for et tenkt profiltverrsnitt ved B i Figur 9. Grunnen til at dette punktet velges, er fordi det fra opplagerkraften $F_{B,y}$ vil være dette punktet som vil bli utsatt for de største spenningene. Man kan anta at svingarmen er fastopplagret ved dette tverrsnittet og finne spenningene i de fire punktene illustrert i Figur 50.[13].



Figur 50: Viser et profiltverrsnitt ved punkt B. Dette tverrsnittet er da tenkt sett forfra med positiv global x-retning kommende ut av papirplanet med origo i senter av tverrsnittet. Aksene y og z illustreres med positive- og negative retninger.

Den totale spenningen i et gitt punkt uttrykkes generelt av:

$$\sigma = \pm \frac{M_{b,z} \cdot y}{I_{y-y}} \pm \frac{M_{b,y} \cdot z}{I_{z-z}} \quad (11)$$



Antar veggtykkelse på 1,6 mm og utregning for punkt 1 vises som eksempel:

$$\sigma_1 = + \frac{2960 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 50 \text{ mm}}{629214 \text{ mm}^4} + \frac{1508 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 25 \text{ mm}}{214807 \text{ mm}^4} = +410,7 \text{ MPa}$$

Ved å gjenta følgende utregning for alle de fire punktene, defineres spenningen i hvert av dem. Resultatet er listet opp i tabell 2, og konklusjonen er at det vil bli størst trykk ved punkt 1, og største strekk ved punkt 4.

Tabell 22: Spenning i punktene vist i Figur 50, trykk representeres med + og strekk med -.

Punkt	Hva	Spenning
1	Trykk	+410,7 MPa
2	Trykk	+59,7 MPa
3	Strekk	-59,7 MPa
4	Strekk	-410,7 MPa

Dette gir en sikkerhetsfaktor mot brudd grunnet strekk:

$$n_3 = \frac{337 \text{ MPa}}{410,7 \text{ MPa}} = 0,82$$

Dette gir en sikkerhetsfaktor mot brudd grunnet trykk:

$$n_4 = \frac{300 \text{ MPa}}{410,7 \text{ MPa}} = 0,73$$

Ser av dette at konfigurasjonen ikke vil holde i forhold til de estimerte kreftene. Det er mange usikkerheter med disse utregningene grunnet mine antagelser for kraftvirkning, neglisjering av kjerne og hvordan det uisotropiske materialet vil fungere. Fra samtaler med fagpersoner som har sett på konstruksjonen og den anvendte fiberkonfigurasjonen har det kommet frem at de mener svingarmen vil være mer enn sterk nok, dette da basert på deres tidligere erfaringer.[34]

Av denne grunn velges det for videre arbeid å anta at det vil være den vertikale kraften $F_{B,y}$ som er dimensjonerende for bøyning av svingarmen.

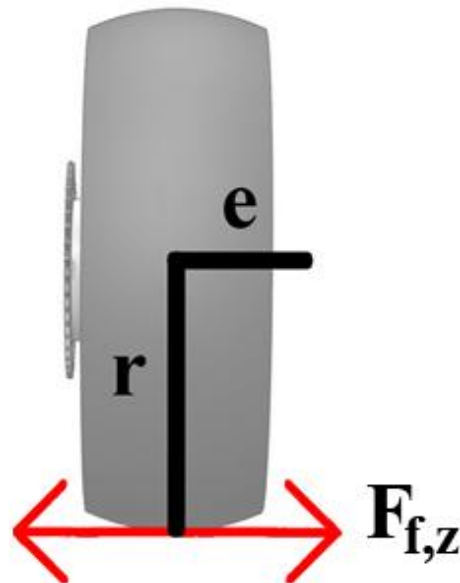
5.3.2 Torsjon

For en ensidet svingarm vil det alltid virke et statisk torsjonsmoment gitt armen e , fra Figur 13 side 24. Dette momentet vil ved vertikal posisjon ha en maksimumsverdi $M_{t,e}$ lik:

$$M_{t,e} = F_{B,y} \cdot e = 7800 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 1248 \text{ Nm}$$

Kraftvirkningen i en situasjon hvor det svinges, forenkles ved å anta at en maksimal friksjonskraft grunnet sentrifugalkraften, virker på bakhjulet i vertikal posisjon. Momentarmen fra hjulets radius vil da være maksimal lik r . En slik situasjon er i virkeligheten lite sansynlig, siden man i denne posisjonen heller ville tippet over på siden. Denne kraften tas hensyn til, fordi det er usikkerhet om hvordan situasjoner hvor hjulet i lent sving glipper feste over et kort tidsrom, for så å få det tilbake, vil virke på svingarmen. Det antas at slike tilfeller vil føre til perioder hvor det opptrer ekstra torsjonsmoment på svingarmen i forhold til det statiske torsjonsmomentet gitt av armen e .

I dette tilfellet vil da det totale torsjonsmomentet på svingarmen være avhengig av hvilken vei det svinges, og det tilfellet med størst moment, vil være hvor det statiske torsjonsmomentet virker i samme retning som det gitt av friksjonskraften grunnet sving.



Figur 51: Viser bakhjulet med tilhørende radius r og lengden e . Retningen den horisontale friksjonskraften $F_{f,z}$ virker avhenger av hvilken vei det svinges, og den vil virke mot venstre i innoverlent sving mot venstre, vice versa for sving mot høyre.

Torsjonsmoment grunnet den horisontale friksjonskraften vil med svingarm oppsettet tidligere definert, sett bakfra, virke med klokken når $F_{f,z}$ virker mot venstre. Torsjonsmoment grunnet $F_{f,z}$ og momentarm r blir da:

$$M_{t,r} = F_{f,z} \cdot r = 1750 \text{ N} \cdot 0,315 \text{ m} = 551 \text{ Nm}$$

Det totalt påførte torsjonsmomentet $M_{t,tot}$ blir da:

$$\sum M_{t,tot} = 1248 \text{ Nm} + 551 \text{ Nm} = 1799 \text{ Nm}$$

Dette torsjonsmomentet vil gi en skjærspenning, som vil virke på de ytterste punktene av svingarmprofilen. Formelverk for utregning finnes fra *Geir Terjesen's kompendium for torsjon og vipping*, hvor A_m er tverrsnittsarealet innenfor profiltykkelsens senterlinje, t_i er veggtykkelse.[14].

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{2A_m t_i} = \frac{1799 \text{ Nm}}{2 \cdot 4763 \text{ mm}^2 \cdot 1,6 \text{ mm}} = 118 \text{ MPa} \quad (12)$$

I en torsjonstest, er det funnet at spenningen langs $\pm 45^\circ$ fiberne, er gitt av forholdet.[7]:

$$\sigma_{11} \approx 2 \cdot \tau_{xy} = 2 \cdot 118 \text{ MPa} = 236 \text{ MPa}$$

Skjærkapasiteten ved torsjon til akkurat denne aktuelle fiberkonfigurasjonen er noe uviss, men fra test beskrevet i kilde, har en fiberkonfigurasjon $[45^\circ, -45^\circ]_{2s}$ en skjærkapasitet på 310MPa.



Denne konfigurasjonen består av totalt 8 lag, mens min består av 4 lag med +/- 45° orientering. Testen har også tatt for seg en sirkulær prøve, mens min er rektangulær.[7]. Sikkerhetsfaktoren mot brudd ved torsjon blir da:

$$n_5 = \frac{310 \text{ MPa}}{236 \text{ MPa}} = 1,3$$

Skjærkapasiteten fra testen har ulikheter fra min fiberkonfigurasjon, slik at sikkerheten om at dette stemmer, er noe tynn. Det velges derfor kun å bruke denne verdien i mangel av annen tilgjengelig, og sjekke opp hvordan data modellen oppfører seg i forhold til disse beregningene.

Hvis det viser seg at motstanden mot torsjon er for dårlig, følger det naturlig fra maskinlæren at +/-45° lag vil forsterke konstruksjonen, siden det ved ren torsjon er her hovedspenningen vil virke.

5.3.3 Utmatting

Det er generelt sett ikke enkelte engangsbelastninger som fører til at konstruksjoner ryker, men heller gjentatte lastsykluser som fører til utmatting. For svingarmen antar jeg at det vil være bøyespenningen som vil kunne føre til utmattingsbrudd, og den er som tidligere nevnt størst ved punkt B i Figur 9.

Sammenlignet med sprekkevekst i vanlige materialer, hvor sprekker vokser jevnt til et vist punkt, for så å vokse svært hurtig til et plutselig brudd, vokser en sprekke i karbonfiber relativt jevnt hele tiden og vil være lettere å oppdage enn i metall.

Følgende punkter er av relevanse for utmatting av karbonfiber.[7].

1. Utmattingsfastheten avhenger av trykkspenningene i lagene med 0° fiberretning, les langs x-aksen i Figur 7. For fibertypen som benyttes blir dermed den dimensjonerende utmattingsfastheten 300 MPa.
2. Utmattingsfasthet avhenger ikke av strekkfastheten til fibre.

De maksimale spenningene definert i foregående avsnitt vil ikke virke ofte og er derfor lite egnet til bruk i en utmattingsanalyse. Så det faktum at de overskrider 300 MPa vurderes til ikke å være kritisk.

Bøyespenningen fra den statiske lasten på bakhjulet ved punkt B er:

$$M_{b,z} = F_{B,y} \cdot BC = 1750 \text{ N} \cdot (0,58 - 0,2) \text{ m} = 665 \text{ Nm}$$

$$\sigma_b = \frac{665 \text{ Nm}}{10245 \text{ mm}^3} = 64,9 \text{ MPa}$$

Sammenlignet med ekstremisituasjonene er denne spenningen vesentlig lavere og godt under anbefalt utmattingsfasthet, på 300 MPa. Det antas derfor at siden aktuell bøyespenning ligger under "cut-off" spenningen til utmatting, så vil det teoretisk sett ikke være fare for utmatting.

Antagelse gjøres fordi det er begrenset data om utmatting av karbonfiber, og for den spesifikke fiberkonfigurasjonen. I videre arbeid anbefales det derfor på det sterkeste at dette utbedres, siden svingarmen vil utsettes for et stort antall lastsykler, og det som oftest er utmatting som fører til brudd i maskin konstruksjoner.

Rettet mot prototypen av Roskva og dens sikkerhet, vil det være fornuftig å foreta inspeksjoner med korte intervaller, slik at man kan oppdage tegn på svakheter i konstruksjonen. Om mulig vil non-destructive testing (NDT), som ultra lyd, være et hjelpemiddel til å kontrollere svingarmen.

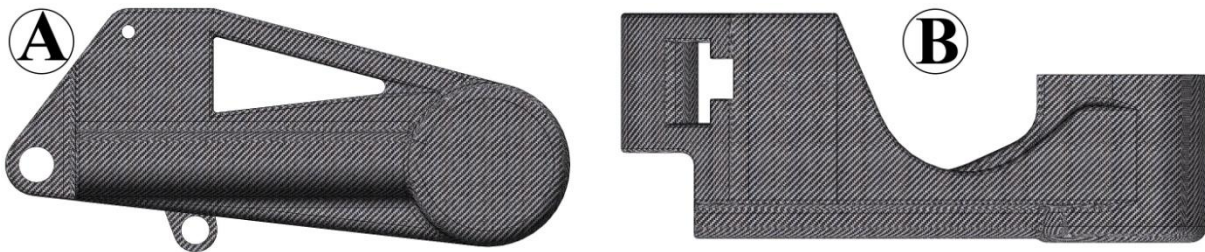
6 FEM analyse

Det er foretatt FEM analyse av en forenklet modell av svingarmkonstruksjonen. Analysen virker som en kvalitetssikring til håndberegningene og gjør det mulig å ta mer nøyaktige avgjørelser om konstruksjonens styrke.

6.1 Bøyning

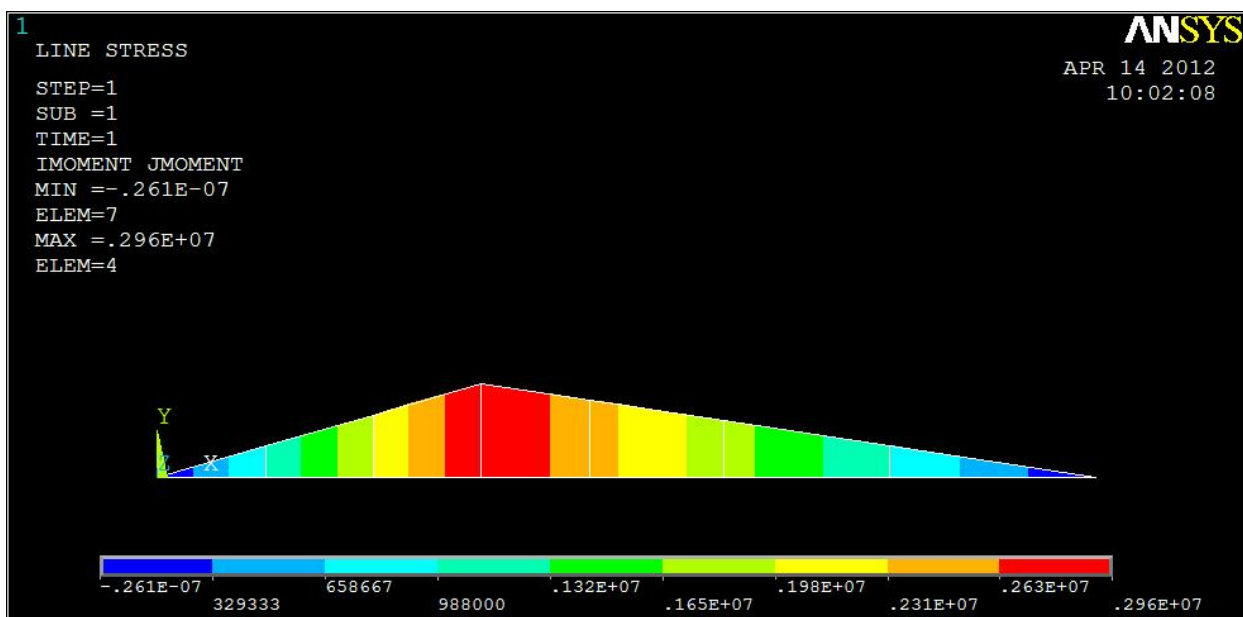
Maksimal bøyebelastning antas å forekomme pga $F_{B,y}$, og det benyttes en forenklet modell av svingarmen, i form av en bjelke med rektangulært tverrsnitt definert på side 63. Forenklingen er gjort for å skape nærmere utgangspunkt mellom håndberegninger og FEM analyse.

Beregningsmodellen har noe mindre dimensjoner enn hva den faktiske prototypen har, og det er da sannsynlig at prototypen vil ha større styrke enn hva beregningene tilsier. Med bakgrunn i en bøyetest av kompositt bjelker, kontrolleres bjelken for brudd.[7].



Figur 52: Viser endelig svingarm konstruksjon, hvor A er sett i profil og B er sett ovenfra.

Momentdiagrammet på side 60, kontrolleres i Ansys. Figur 53 viser diagrammet, og momentet leses av til å være 2960 Nm, akkurat som i håndberegningene.



Figur 53: Viser momentdiagrammet fra FEM analysen.

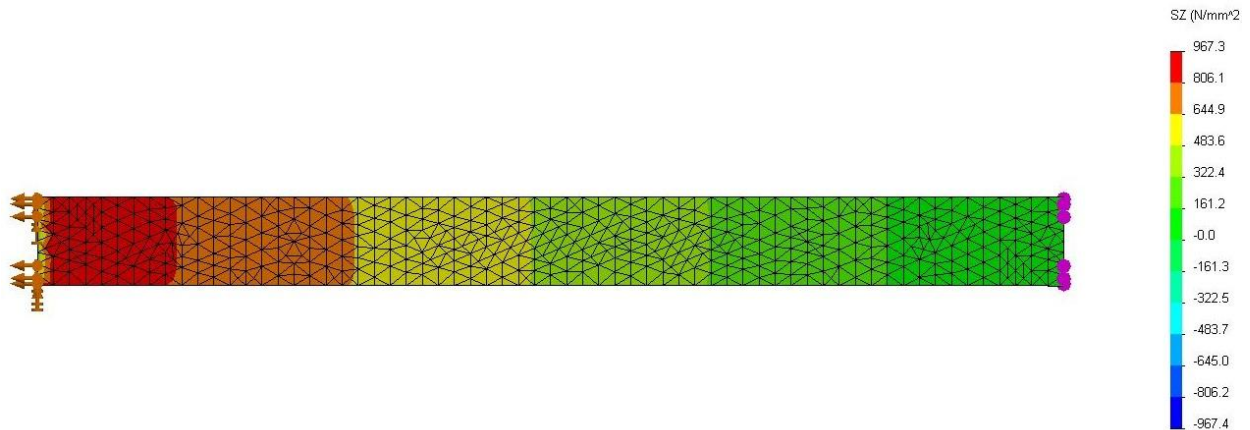
I situasjonen hvor man kun betrakter bøyning, er det da innlysende at det vil være fiberne med orienteringen 0° som vil ha det største bidraget mot strekk.



For hele laminatet er spenningen i x-retningen på topp og bunn av bjelken normalt på yz-planet vist i Figur 54. I tilfeller hvor det ved undersøkelse viser seg å være urealistiske spenningstopper, f.eks ved innfesting og kraftpålegging, er det benyttet ISO-klipping, dette er da nevnt ved de aktuelle stedene. Dette er en funksjon som gjør det mulig å filtrere ut elementer med spenninger som det kan argumenteres for at er feilkilder, og det er i tillegg mulig å isolere topp og bunn fra langsiden.

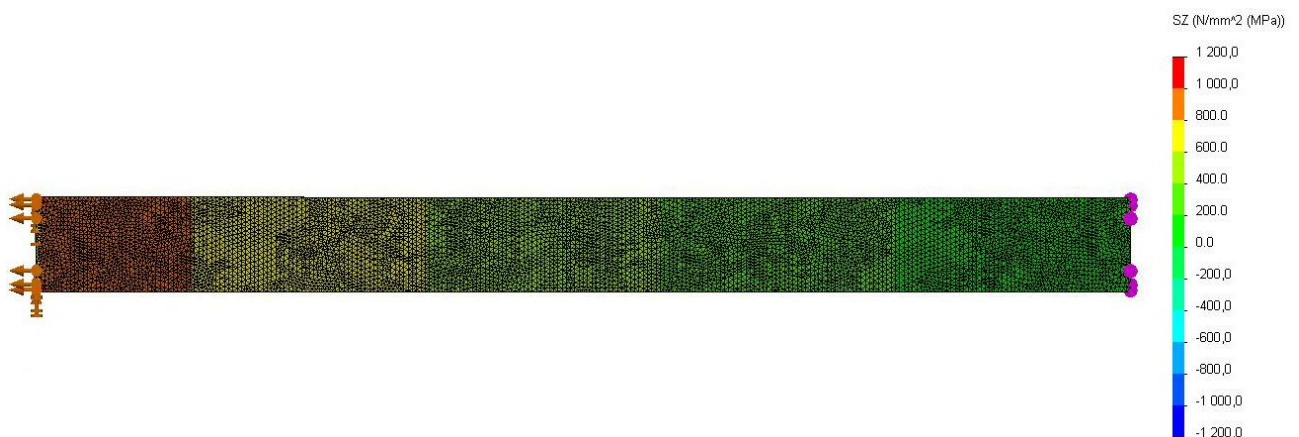
Det antas at det for bøyning kun er over- og undersiden av bjelken som trengs å analyseres. Antagelsen vurderes å være relativt fornuftig da det er disse fiberne som skaper styrken mot bøyning.

Modellen i Figur 54 er meshet med 12054 noder og 6026 elementer, og størst bøyespenning leses av til ca. 960 MPa.



Figur 54: Viser maksimal spenningen over hele laminatet på bjelkens underside hvor det er strekk i x-retningen normalt på yz-planet. For bjelkens overdel er spenningsfordelingen lik, med den forandring at det opptrer trykk, vist med blå farge på skala til høyre. Lokasjonen for trykkspenningen på oversiden er som ved spenningen på undersiden til venstre ved innfeste.

Nærmere undersøkelse av spenningskonsentrasjoner er foretatt med forfinet mesh, vist i Figur 55.



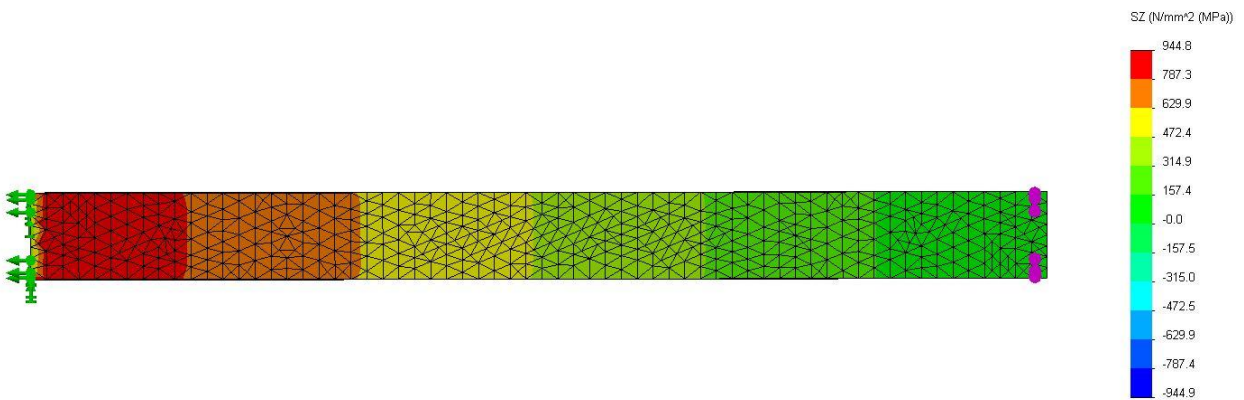
Figur 55: Viser forfining av meshet i Figur 54, med 76386 noder og 38192 elementer, maksimal bøyespenning leses av til ca. 1200 MPa.

Spenningene øker, men kun på svært få elementer som vist i Figur 56 hvor det er foretatt en ISO-klipping. Undersøkelse viser at det kun er ca. 0,1 % av elementene som har spenning over 1000 MPa, og det antas at det sammenlignet med håndberegninger, så stemmer spenningen i FEM modellen relativt bra. Det antas derfor at det første meshet vil være tilstrekkelig.

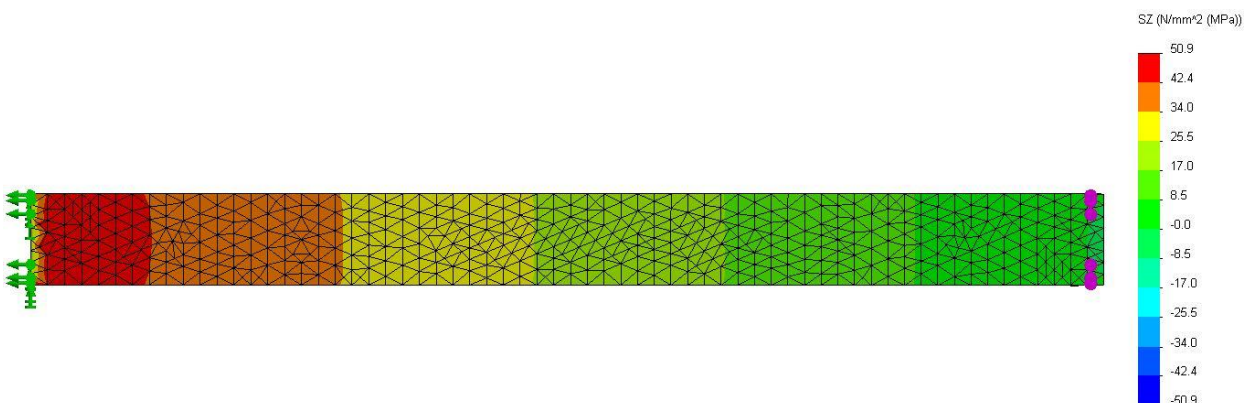


Figur 56: Viser ISO-klipping av Figur 55, gul linje illustrerer bjelken.

I nærmere undersøkelser vises det at denne spenningen opptrer i lag 1 og 8, som da har fiberorienteringen 0° . Dette stemmer med tanke på at spenningen i et fiberlag kan uttrykkes ved hjelp av Hook's lov, hvor da spenningen er gitt av elastisitetsmodulen og forlengelsen. Ved å anta at alle fiberlagene forlenges like mye, vil spenningen i hvert lag da være gitt av elastisitetsmodulen i de forskjellige retningene. I belastningstilfellet med bøyning er det fiberlaget med orienteringen 0° som har den høyeste E-modulen, og de høyeste spenningene skal da opptre her. Spenningene for hvert lag leses av ved å studere et plott av hvert lag, og for lag 1 på undersiden av bjelken, er spenningen da som vist i Figur 57.



Figur 57: Spenning i lag 1 på undersiden av bjelken, leses av til 945MPa strekk.



Figur 58: Spenning i lag 2 på undersiden av bjelken, leses av til 51MPa strekk.



Av de to foregående figurene ser man at spenningsfordeling er lik, mens verdien er meget forskjellig, dette viser hvorfor det er viktig å være klar over hvilken fiberkonfigurasjon man benytter. For å begrense mengden spenningsplott, listes spenningene i de forskjellige lagene i x-, y- og z-retning opp i Tabell 23.

Tabell 23: Viser spenningene i x, y- og z-retning for hvert av de 8 fiberlagene.

Lag	Fiber	x-retning		y-retning		z-retning		Enhet
		Maks	Min	Maks	Min	Maks	Min	
1	0°	945	-945	7	-7	48	-48	MPa
2	90°	51	-51	269	-269	283	-283	MPa
3	45°	262	-262	190	-190	207	-207	MPa
4	-45°	245	-245	191	-191	197	-197	MPa
5	-45°	244	-244	193	-193	196	-196	MPa
6	45°	245	-245	192	-192	201	-201	MPa
7	90°	47	-47	258	-258	275	-275	MPa
8	0°	916	-916	5	-5	40	-40	MPa

For lagene med orienteringen +/- 45° må man benytte seg av transformasjonslikningene på side 39. En rent bøyebelastet bjelke, hvilket resulterer i at man kun er interessert i spenningen i x-retning (σ_{xx}) som innputt og transformeringen kan gjennomføres. Utregningen av de transformerte spenningene på lag 3 vises som eksempel, mens spenningene for de resterende +/- 45° lagene kun listes rett opp i Tabell 24. Transformerte spenninger i lag 3:

$$\sigma_{11} = 262 \text{ MPa} \cos^2 45^\circ = 131 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{22} = 262 \text{ MPa} \sin^2 45^\circ = 131 \text{ MPa}$$

$$\tau_{12} = (-262 \text{ MPa}) \sin 45 \cos 45 = -131 \text{ MPa}$$

Tabell 24: Transformerte spenninger i +/- 45° lagene ved bøyning. Forklaring av retninger er illustrert i Figur 29, side 39.

Lag	Fiberretning	σ_{11}	σ_{22}	τ_{12}	Enhet
3	45°	131	131	-131	MPa
4	-45°	122	122	-122	MPa
5	-45°	122	122	-122	MPa
6	45°	122	122	-122	MPa

Ser av resultatene i Tabell 24 at spenningene varierer lite gjennom lagene, og at det som forventet med +/- 45° fiberretning så blir σ_{xx} lik σ_{yy} .

Sikkerhet mot brudd grunnet strekkspenning fra bøyning er da:

For lagene 1 og 8 virker kraften aksialt med fiberne og sikkerhetsfaktoren er:

$$n_1 = \frac{2500 \text{ MPa}}{944 \text{ MPa}} = 2,6$$

For lagene 2 og 7 er sikkerheten mot brudd langs fiberne:

$$n_2 = \frac{2500 \text{ MPa}}{283 \text{ MPa}} = 8,3$$



Mens det er brudd normalt på fiberne som mest sannsynlig, og sikkerheten mot dette er:

$$n_3 = \frac{70 \text{ MPa}}{51 \text{ MPa}} = 1,4$$

For lagene 3, 4, 5 og 6 kontrolleres det lag med størst spenning, les lag 3. Sikkerhet mot brudd langs fiberne er:

$$n_4 = \frac{2500 \text{ MPa}}{131 \text{ MPa}} = 19$$

Mens det for brudd normalt på fiberne er:

$$n_5 = \frac{70 \text{ MPa}}{131 \text{ MPa}} = 0,5$$

Sikkerhetsfaktoren mot in plane shear grunnet τ_{12} er:

$$n_6 = \frac{98 \text{ MPa}}{131 \text{ MPa}} = 0,8$$

Man ser av dette at det vil være størst fare for brudd i +/- 45° lagene, da i form av in plane shear og brudd normalt på fiberne.

Det som ikke tas hensyn til i disse utregningene, er effekten av at det ligger +/-45° symmetrisk i bjelken, noe som det antas ville gi økt bidrag til styrken.[8]. Dersom man ville oppnådd høyere sikkerhetsfaktorer knyttet til disse spenningene, ville det være fornuftig å legge inn flere fiberlag med 0°.

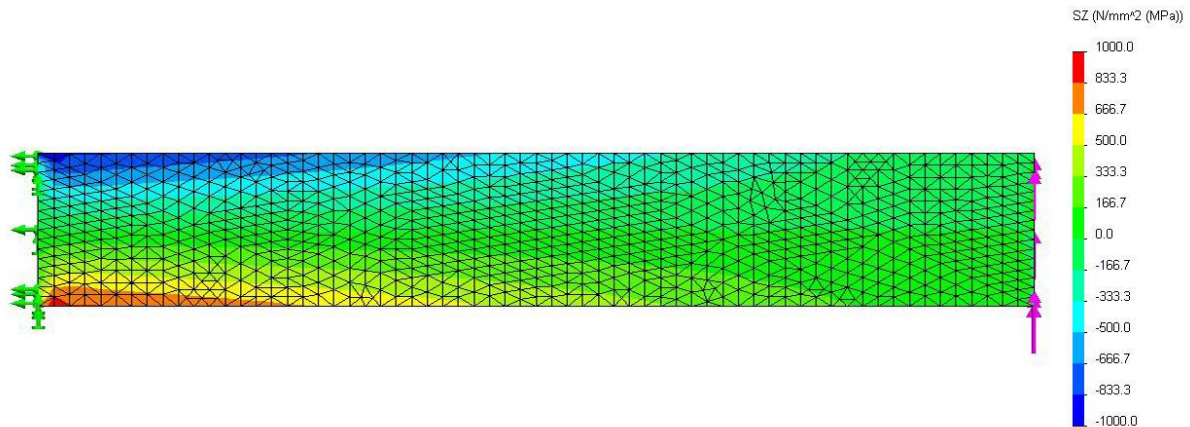
Det er fra tester gjennomført, vist at det ved strekkpåkjennte laminater vil være fiberlagene med orienteringen 90° som vil ryke. Når denne sikkerhetsfaktoren da er 1,4, antas det at laminatet vil holde, og det blir ikke gjort noen rekonstruering av fiberkonfigurasjon.

En annen utfordring er delaminering, hvilket forekommer på grunn av forskjeller i E-modul i de forskjellige lagene. Det antas at det vil være størst fare for dette ved over og undersiden av bjelken. Et tilbakeblikk på materialdataene i Tabell 15, på side 40, gir et hint om at det vil være størst fare for delaminering mellom 0° og 90° lagene. Det vises i Figur 59 at de interlaminære spenningene i laminatet er så lave at de kan neglisjeres.



Figur 59: Viser at de interlaminære spenningene over alle lag, er mellom 9MPa og -18MPa.

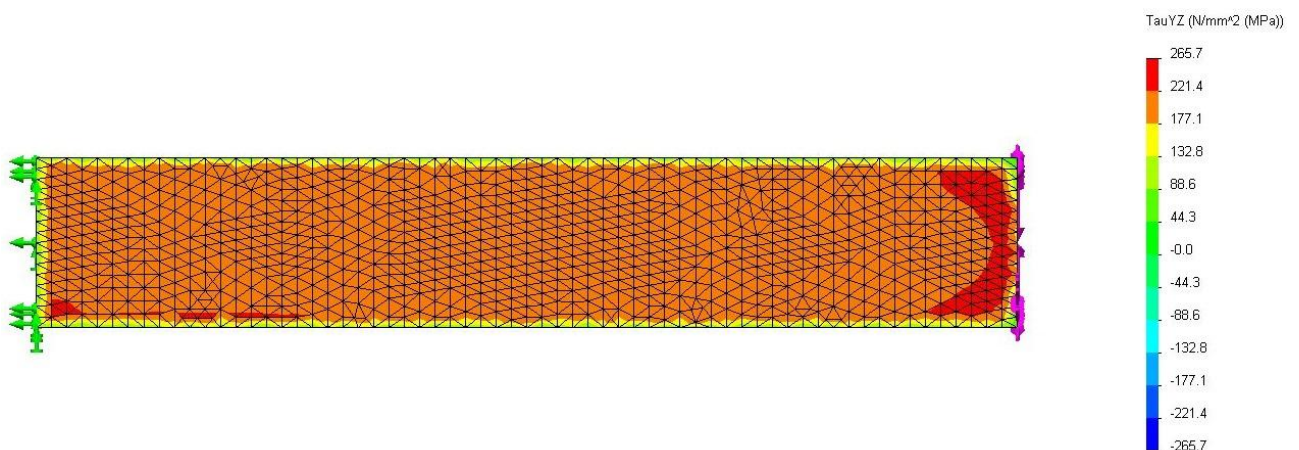
Det ble antatt at jeg kunne neglisjere langsiden av bjelken i analysen, og som en verifisering av dette vises plott av spenning i x-retning over alle lag på langsiden i Figur 60. Kan av dette plottet se hvordan spenningskonsentrasjonene er samlet ved innfeste, og at de naturlig ligger nært opp mot over og undersiden i Figur 60. Maksimal spenningen på langsiden har da samme verdi ca. som oversiden, gjelder også underside. For over/undersiden virker spenningene over hele fiberlaget, mens langsiden er vesentlig mindre angrepet. Det er da heller verdt å merke seg at punktene med spenningskonsentrasjoner vil kunne være initieringspunkt for utmatting og sprekkvekst.



Figur 60: Spenning i x-retning over alle lag langsiden.

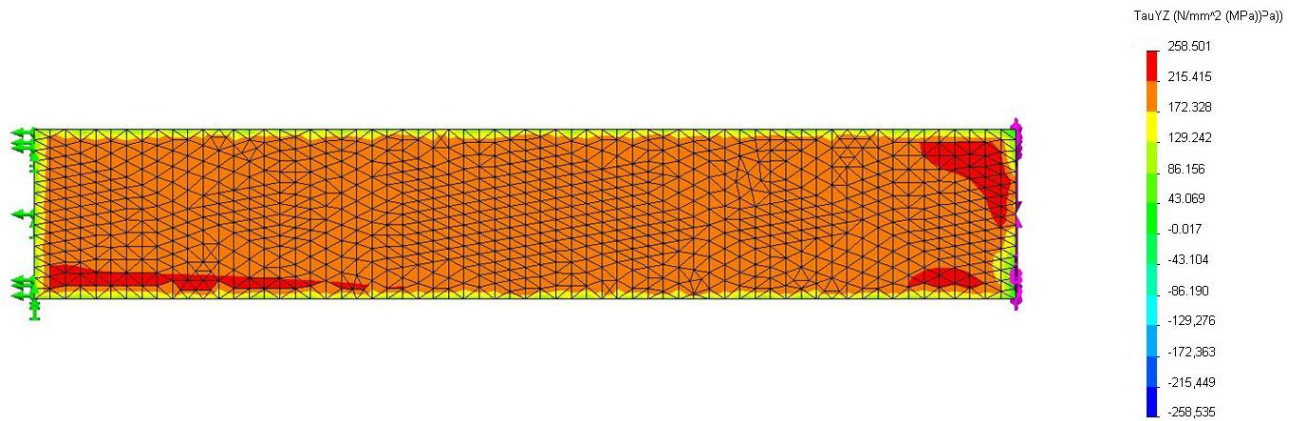
6.2 Torsjon

For å kontrollere bjelken for torsjonsmomentet definert i kapittel 5, antas det at svingarmen utsettes for rent torsjonsmoment. Skjærspenningen over alle lagene i laminatet viser seg å ha størst verdi på langsiden, og FEM modellen vises i Figur 61. Det virker fornuftig at spenningen blir maksimal på langsiden, fordi de er "høyere" enn over og undersiden, noe som vil føre til større deformasjon på disse arealene.



Figur 61: Viser skjærspenningen grunnet torsjon påført den forenklede svingarm konstruksjonen, hvor spenningen blir henholdsvis +/- ca 260 MPa på de to langsiden.

Nærmere undersøkelse viser at skjærspenningen har størst verdi, som forventet, i +/- 45° lagene, og ved finere mesh ble det kun funnet høyere spenningskonsentrasjoner på svært få elementer.



Figur 62: Viser skjærspenning i et av +/-45° lagene, hvor den har ca. samme verdi for alle +/-45° lagene. Siden det er torsjon så er maks spenningen henholdsvis ca +/- 260MPa på de to langsidene.

Sammenlignet med håndberegningene for skjærspenningen i +/-45° lagene som gav en spenning på 236 MPa, så er ikke resultatet fra FEM analysen langt unna. Differansen kan skyldes enkle håndberegningsformler som langt ifra tar hensyn til alle nødvendige parametre, det velges derfor å benytte disse resultatene som en delvis verifisering av at konstruksjonen vil holde.

7 Dynamisk analyse

Hensikten med et dempersystem er at det skal isolere sjåføren fra ubehagelige vibrasjoner, og det skal sikre at hjulet har kontakt med underlaget. Eksempelvis vil et forhjul uten damping sprette vertikalt når det treffer en kant, mens det med et dempersystem heller vil fjære av og beveges med en redusert vertikal forflytning.

Man er også interessert i å vite hvordan vibrasjoner vil forplante seg til sjåføren da menneskekroppen er ømfintlig for vibrasjoner, nærmere beskrevet i Tabell 25.

Tabell 25:[3]. Viser frekvensområder man ønsker å unngå pga av menneskekroppens reaksjon.

Frekvens (Hz)	Kommentar
0,5-1	Har en tendens til å fremkalle sjøsyke.
1-2	Generelt ansett som den mest behagelige frekvensen.
>2	Oppleveres som hard.
5-20	Disse frekvensene kan forårsake forskjellige ubehageligheter og også ha en ødeleggende effekt på forskjellige deler av kroppen.

Eksitering

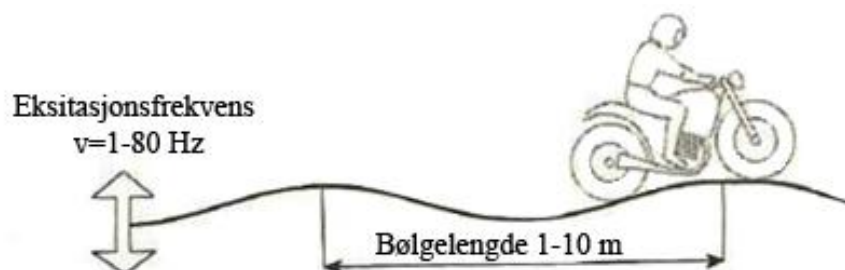
Eksitering er i denne sammenheng ansett som ujevnheter i veibanen, ubalanse i hjul, akselerasjon og retardasjon etc. Eksempelvis kan en veibane ha kurvatur som vist i Figur 63, hvor eksitasjonsfrekvensen er avhengig av farten motorsykkelen beveger seg med, og formen til ujevnheten i veibanen. Generelt uttrykkes frekvens ved følgende formel:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (13)$$

Hvor frekvensens sammenheng med hastighet uttrykkes:

$$f = \frac{v}{L}, \text{ hvor } v \text{ er hastighet og } L \text{ er bølglengde}$$

Hvor T, i denne sammenheng, er svingningens periode, og ω er frekvensen i radianer per sekund.



Figur 63: Viser eksitasjonen fra ujevnt underlag og hvordan det henger sammen med hastigheten til motorsykkelen.[2].

Det vil generelt sett være vanskelig å kunne definere en bestemt eksitasjon man vil treffe på langs norske landeveier som kan benyttes i utregninger, siden det som oftest til dette antas harmonisk eksitering.



7.1 Forutsetninger

Med tidligere definerte totalvekt på 350 kg og 50-50 vektfordeling, kan dempet masse for bakhjulet settes til:

$$m_2 = \frac{m_{tot}}{2} - m_1$$

Den udempede massen m_1 defineres til å være bestående av svingarm, komplett kardang og hjul. Den komplette kardangens masse settes til å være 6 kg, og komplett hjul settes til 6 kg. I noen utregninger benyttes varierende svingarm masse, som er definert ut ifra grove overslag. De dempede og udempede massene dette resulterer i, er listet i Tabell 26.

Tabell 26: Viser forskjellige udempede masser avhengige av material.

Svingarm material	Total udempet masse (m_1)	Dempet masse (m_2)
Aluminium	20 kg	155 kg
Karbon m/kjerne	15,5 kg	159,5 kg
Karbon u/kjerne	14 kg	161 kg

7.2 Beregninger

7.2.1 Effekten av svingarmens E-modul.

Selve svingarmkonstruksjonens egenfrekvens er av interesse, fordi man vil unngå at det ved en viss hastighet eller ujevnheter i underlaget, skal oppstå resonanssvingninger i konstruksjonen. Dvs. at konstruksjonen begynner å svinge med eksitasjonen og da med stadig økende amplitude.

Ved å anse svingarmen som en fast innspent bjelke i rammeinnfestingen ved punkt A i Figur 9, kan svingarmens egenfrekvens som fast innspentbjelke finnes. E-modulen til den valgte fiberkonfigurasjonen finnes av gjennomsnittet til E-modulen i alle de forskjellige retningene. Dette gir en E-modul for svingarmen på [7]:

$$E_{tot} = \frac{E_{0^\circ} + E_{90^\circ} + E_{\pm 45^\circ}}{3} = \frac{(139272 + 7800 + 17100)MPa}{3} = 54724 \text{ Mpa}$$

Med en slik E-modul vil fjærkonstanten for svingarmen være gitt:

$$k_{bjelke} = \frac{3EI}{l^3} = \frac{3 \cdot 54724 \text{ MPa} \cdot 1736667 \text{ mm}^4}{(580 \text{ mm})^3} = 1460 \text{ N/mm}$$

Med en antatt udempet masse på 20 kg plassert som punktlast ved hjulet, vil svingarmens egenfrekvens som fast innspentbjelke være:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(1460 \text{ N/mm})e3}{20 \text{ kg}}} = 270 \text{ rad/s} = 43 \text{ Hz}$$

Sett at svingarmen eksiteres på grunn av et ubalansert hjul, da vil man forenklet sagt måtte kjøre med en hastighet som tilsvarer at bakhjulet går rundt 270 rad/s eller 43 Hz.

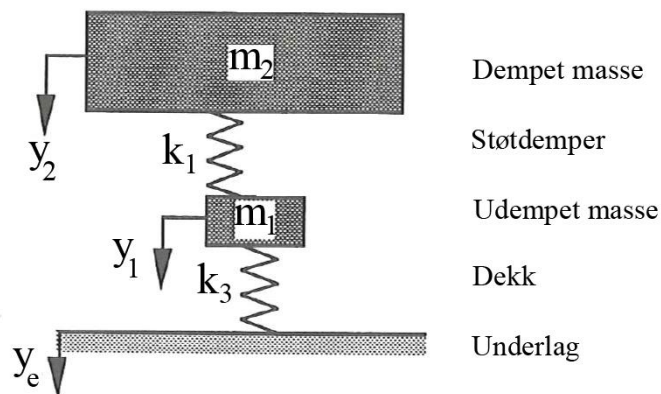
Dette gir en kjørehastighet lik:

$$\omega_n \cdot 2\pi r = 270 \text{ rad/s} \cdot 2\pi \cdot 0,315 \text{ m} = 148 \text{ km/t}$$

For en motorsykkel er dette ikke noen utenkelig hastighet, men siden den er godt over norske fartsgrenser og derfor også langt fra cruise hastigheten, anses svingarmens E-modul som stiv nok med tanke på svingninger. Merk at det også er usikkerhet i måten den totale E-modulen er beregnet.

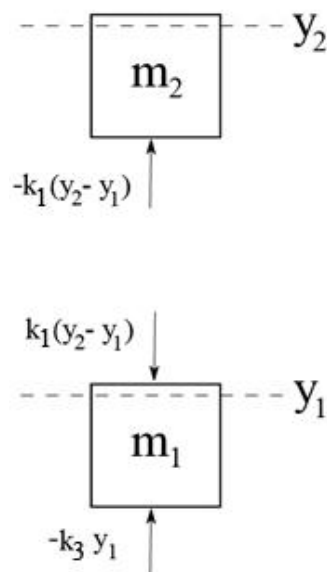
7.2.2 Quarter-car model.

Det er ønskelig å finne ut hvordan størrelsen på udempet masse spiller inn på hvordan svingarmen vil oppføre seg, og om fokus på vektreduksjon i konstrueringen egentlig har noen effekt. For å gjøre en tilnærming til svingarmen, settes det opp en modell basert på en såkalt *quarter-car model* mye benyttet i bilindustrien, illustrert i Figur 64. Denne modellen tar ikke hensyn til at svingarmen roteres om ramme innfeste ved punkt A.



Figur 64:[4]. Viser en såkalt quarter-car model, massene kan kun beveges vertikalt.

De to massenes bevegelse i Figur 64 kan da beskrives med Newtons andre lov ved å sette opp *free body diagram* for begge massene, illustrert i Figur 65.



Figur 65: Viser free body diagram av quarter-car modellen. Positiv retning er nedover.



Bevegelseslikningene for de to massene settes til:

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_3 y_1 + k_1 (y_2 - y_1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -k_1 (y_2 - y_1)$$

Dette skrives på matrise form:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_3 + k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Antar en kjent løsning av formen:

$$\begin{pmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{pmatrix} e^{i\omega t}$$

Kan da benytte teori fra boken *Dimensjonering av maskindeler* og sette opp følgende uttrykk, noe som gjør det enklere å utføre håndberegninger av dette systemet med varierende spesifikasjoner: [5].

$$A = \frac{k_3 + k_1}{m_1}, \quad B = \frac{k_1}{m_2}, \quad C = \frac{k_1}{m_1} \cdot \frac{k_1}{m_2}$$

$$\omega_{1,2} = \frac{A+B}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A-B}{2}\right)^2 + C} \quad (14)$$

Dette gir med tidligere definerte inputdata følgende egenfrekvenser:

$$A = \frac{(160 + 95)e3 \text{ N/mm}}{20 \text{ kg}} = 12750 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{mm}}$$

$$B = \frac{95e3 \text{ N/mm}}{155 \text{ kg}} = 612,9 \approx 613 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{mm}}$$

$$C = \frac{95e3 \text{ N/mm}}{20 \text{ kg}} \cdot \frac{95e3 \text{ N/mm}}{155 \text{ kg}} = 2911290 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{kg}}\right)^2$$

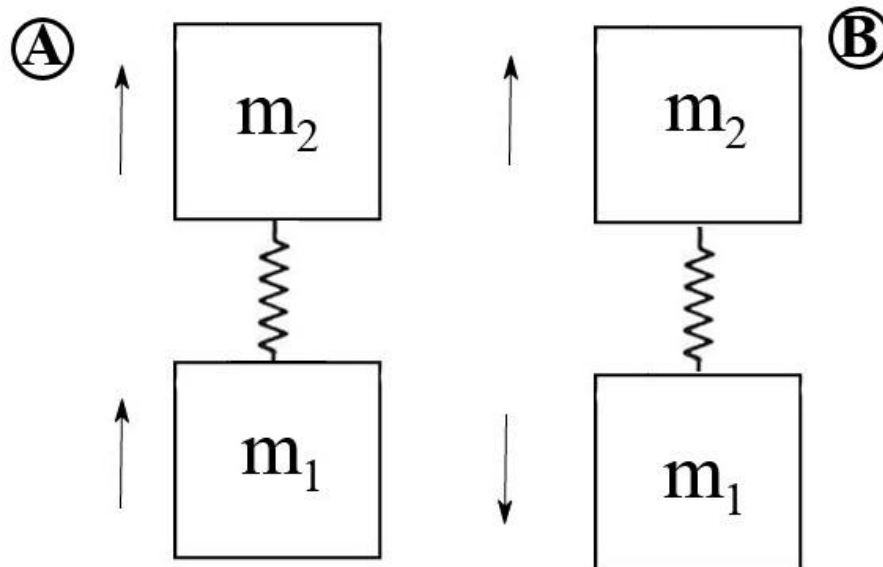
$$\omega_{1,2} = \frac{12750 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{mm}} + 613 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{mm}}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{12750 - 613}{2}\right)^2 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{mm}} + 2911290 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{kg}}\right)^2}$$

$$\omega_1 = 19,4 \text{ rad/s} \quad \omega_2 = 114 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{24,7 \text{ rad/s}}{2\pi} = 3,1 \text{ Hz} \quad f_2 = \frac{112,9 \text{ rad/s}}{2\pi} = 18,1 \text{ Hz}$$

Disse to frekvensene representerer to situasjoner, den første er illustrert i Figur 66A, hvor massene beveger seg i samme retning, mens den andre, som er illustrert i Figur 66B, viser at massene beveges i motsatt retning. Den første svingemodusen vil domineres av den dempede massen, mens den andre av hjulets bevegelse.

Dette betyr at ved lave frekvenser, så vil massene beveges relativt likt, mens for tilfellet med høye frekvenser, så vil massen m_1 beveges med den høye frekvensen, mens m_2 da er for stor til å kunne respondere til disse svingningene.[5].



Figur 66: Viser de to massenes svingemoduser, A i fase og B viser motfase.

Finner så ut frekvensen for de forskjellige massene i Tabell 26 og lister disse opp i Tabell 27.

Tabell 27: Frekvenser fra quarter-car modellen med varierende udempet masse.

Material	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
Aluminium	3,1	18,1
Karbon m/kjerne	3,1	20,6
Karbon u/kjerne	3,1	21,6

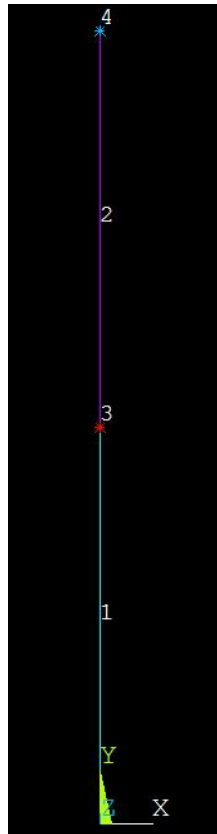
Da den mest relevante frekvensen er den som påvirker sjåføren, les dempet masse, vil den bli eksitert til resonans av ubalanse i hjulet ved en kjørehastighet på:

$$\omega_n \cdot 2\pi r = 19,4 \text{ rad/s} \cdot 2\pi \cdot 0,315 \text{ m} = 11 \text{ km/t}$$

Dette er da godt under motorsykkelens tiltenkte cruise hastighet, og hastigheten er så lav at det kan antas at det er lite sannsynlig at den medfører fatale følger. Denne egenfrekvensen vil heller kunne bli et problem ved køkjøring, hvor man hele tiden starter og stopper, og man kan risikere at motorsykkelen vil bli stående å gyngende frem og tilbake.

Det kan i motsetning vises til at hastigheten ligger på et nivå som ved køkjøring etc. kan være lite gunstig.

Setter opp en kontrollmodell av Figur 64 i Ansys som vist i Figur 67 og får frekvensene listet i Tabell 28.



Figur 67: Analyse modell i Ansys av oppsettet vist i figur y. Dempet og udempet masse plasseres henholdsvis ved element 4 og 3. Elementene 1 og 2 representerer dekkets- og demperens fjærstivheter.

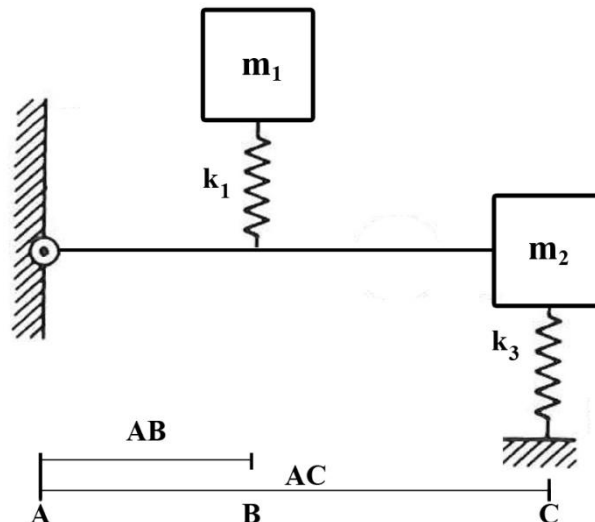
Tabell 28: Frekvenser fra quarter-car modellen med varierende udempet masse.

Material	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
Aluminium	3,092	18,136
Karbon m/kjerne	3,055	20,554
Karbon u/kjerne	3,043	21,611

Håndberegningene stemmer godt overens med denne Ansys modellen, og de anses som troverdige. Med tanke på sjåførens behag ligger f_1 utenfor anbefalt område på 1-2 Hz, noe som mest sannsynlig er på grunn av direkte bruk av fjærkonstanten k_1 , som i denne modellen antas montert direkte på svingarmen uten link systemet. Dette undersøkes nærmere i senere avsnitt.

7.2.3 Forenklet svingarm modell uten link

Ønsker å sammenligne en svingarmmodell med og uten link system, og se hvilke forskjeller det er mellom disse to. Det tenkte utgangspunktet er illustrert i Figur 68, hvor det for håndberegninger beregnes en redusert fjærstivhet for k_1 , som benyttes sammen med en *quarter-car modell* av oppsettet i Figur 68.



Figur 68: Forenklet modell av bakhjulsopphenget, hvor lengden AC representerer svingarmkonstruksjonen, som anses som stiv. Massen m_1 sin bevegelse antas å kunne representeres av vinkelforandringen α mellom AC og horisontalplanet. For små vinkler antas det at fjærene kun belastes aksialt, og vertikal forflytning for B og C benevnes, ΔB_y og ΔC_y .

Antar en statisk situasjon hvor momentet om rammeinnfeste ved A er 0 og definerer fjærkreftene. Deformasjonen ΔC_y vil føre til en deformasjon ΔB_y gitt:

$$\Delta B_y = \Delta C_y \cdot \frac{AB}{AC}$$

Fjærkreftene blir da gitt av:

$$F_D = k_1 \cdot \Delta B_y = k_1 \cdot \Delta C_y \cdot \frac{AB}{AC} \qquad F_{Dekk} = k_3 \cdot \Delta C_y$$

Summering av momentet om A gir da følgende forhold mellom fjærstivhetene grunnet svingarmlengden:

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 &\Rightarrow -k_1 \cdot \Delta C_y \cdot \frac{AB}{AC} \cdot AB + k_3 \cdot \Delta C_y \cdot AC = 0 \\ &\Rightarrow \frac{k_3}{k_1} = \frac{\Delta C_y \cdot AC}{\Delta C_y \cdot \frac{AB}{AC} \cdot AB} = \frac{AC^2}{AB^2} \end{aligned}$$

Naturlig betyr dette at fjærstivheten k_1 da reduseres med faktoren AB^2/AC^2 når den flyttes til punkt C. Redusert fjærstivhet for k_1 til bruk i *quarter-car* modellen blir da:

$$k_{1,red} = \frac{AB^2}{AC^2} \cdot k_1 = \frac{(200 \text{ mm})^2}{(580 \text{ mm})^2} \cdot 95 \text{ N/mm} = 11 \text{ N/mm}$$

Egenfrekvensene listes i Tabell 29, som antyder at det ved bruk av en mykere k_1 vil overføres mindre eksitasjons vibrasjoner. Det er også en liten økning i differansen mellom egenfrekvensen til den største og minste udempede massen, noe som antyder at man med mindre udempet masse vil være bedre sikret mot resonanssvingninger grunnet eksitasjon, enn hva man er med stor udempet masse.



Tabell 29: Viser håndberegnete frekvenser fra quarter-car modellen med varierende udempet masse.

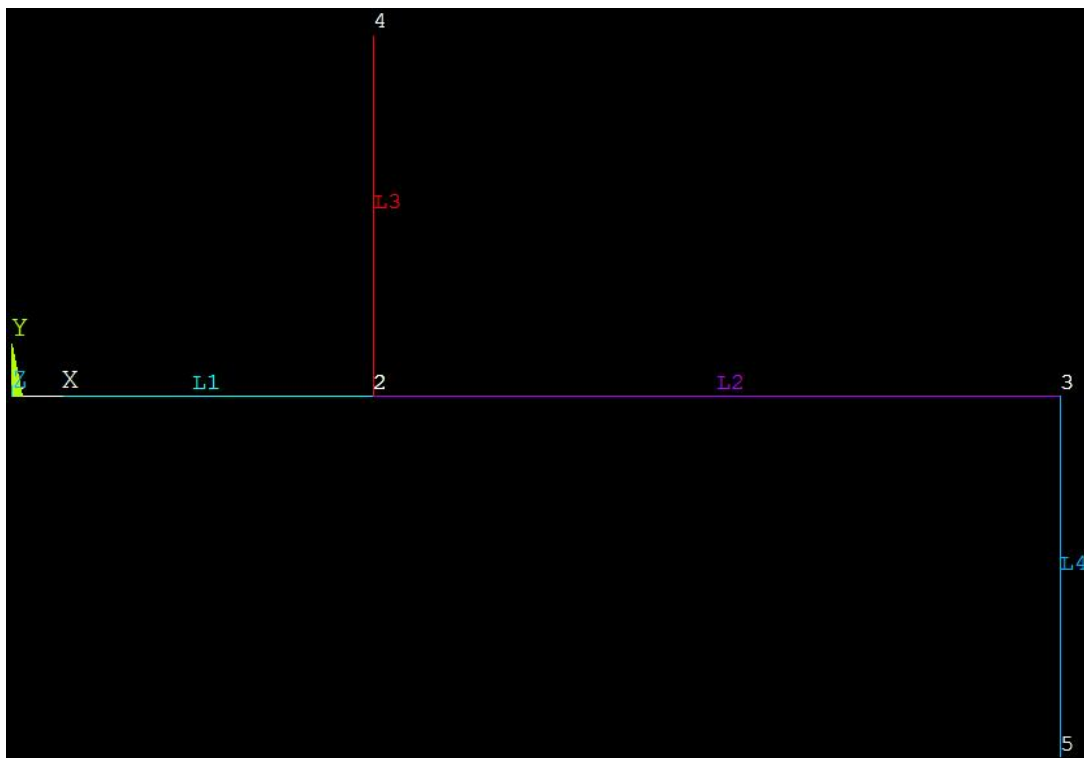
Material	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)
Aluminium	1,3	14,7
Karbon m/kjerne	1,3	16,7
Karbon u/kjerne	1,3	17,6

Den dempede massens egenfrekvens vil med dette oppsettet gi en kritisk kjørehastighet grunnet ubalanse i hjul på:

$$\omega_n \cdot 2\pi r = 8,2 \text{ rad/s} \cdot 2\pi \cdot 0,315 \text{ m} = 5 \text{ km/t}$$

Ser at en mykere fjærstivhet k₁ fører til en lavere kritisk kjørehastighet.

Gjør en kontroll av håndberegningene i Ansys, hvor det settes opp en modell etter Geir Terjesen's Øving: Hjuloppheng, illustrert i Figur 69.[15] Som i forgående punkter beregnes frekvensen med tre forskjellige verdier for m₁, og resultatene listes i Tabell 30. Sammenlignet med egenfrekvensene som ble funnet på side 78, ser man at når fjærstivheten k₁ reduseres, så reduseres også den dempede massens egenfrekvens. Det er med dette oppsettet også slik at man befinner seg innenfor det ønskede frekvensområde på 1-2 Hz, med tanke på menneskekroppens reaksjoner.



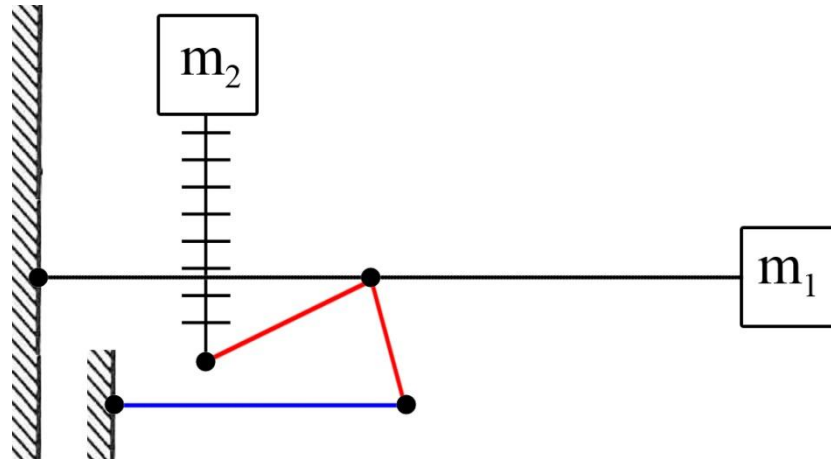
Figur 69: Analyse modell i Ansys av oppsettet vist i Figur 68, hvor linjene 3 og 4 representerer henholdsvis demperens- og dekkets fjærstivhet. Den udempede massen plasseres som en punktlast ved key point 3 og den dempede massen ved key point 4.

Tabell 30: Viser frekvensene til modellen illustrert i Figur 69, med dempet og udempet masse.

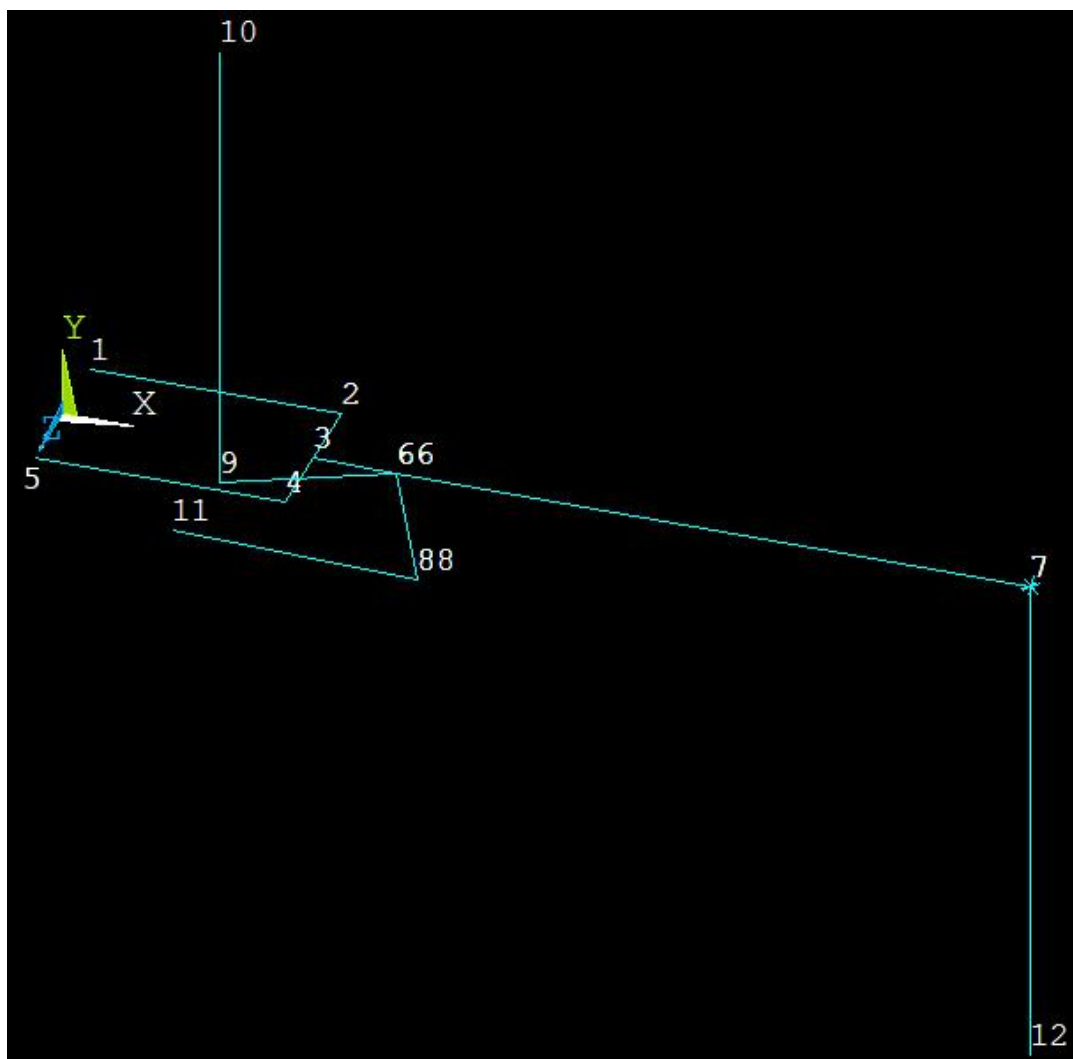
Material	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)
Aluminium	1,335	14,294
Karbon m/kjerne	1,318	16,505
Karbon u/kjerne	1,311	17,084

7.2.4 Forenklet svingarmsmodell med link

Ønsker å undersøke en modell av svingarmen med link systemet og lager derfor en modell i Ansys, Figur 71, ut ifra oppsett i Figur 70.



Figur 70: Svingarm modell med link system og udempet masse plassert ved enden av svingarmen. Fastlåst ved innfeste, linkarm og demperens topp.





Figur 71: Analysemodell i Ansys av oppsettet vist i Figur 70, sett i isometrisk view. Figuren viser modellens noder, hvor nodene 1, 5, 10, 11 og 12 er fastlåst. Fjærene er representert som elementer mellom henholdsvis nodene 9-10 og 7-12. Den udempede massen representeres som en punktlast ved node 7, og dempet masse ved node 10. I forskjell fra modellen benyttet på side 82, må det i denne modellen lages plass til fjæren, hvilket gjøres med nodene 1-5.

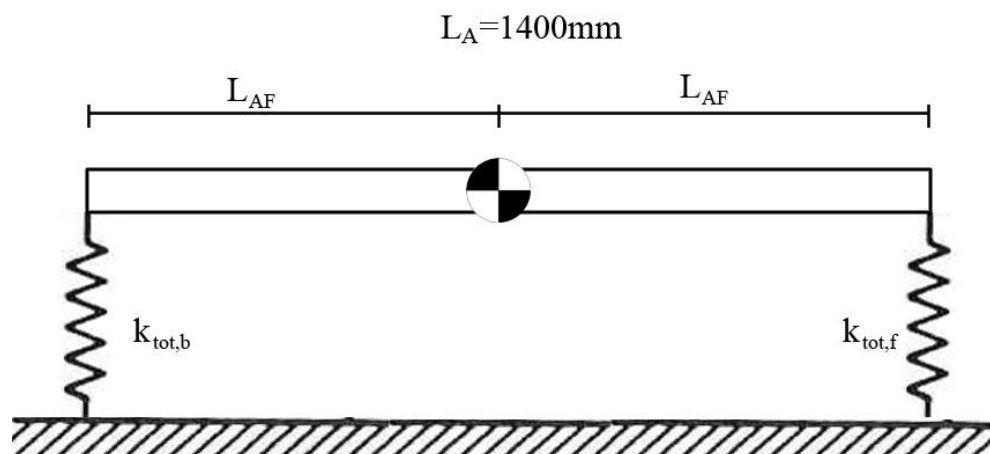
Tabell 31: Viser svingefrekvensene til modellen illustrert i Figur 71.

Material	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)
Aluminium	3,809	14,724
Karbon m/kjerne	3,757	16,715
Karbon u/kjerne	3,740	17,584

Dette gir, som ved tidligere modeller med to masser, to egenfrekvenser listet i Tabell 31. Ser at det er en forskjell mellom systemet med og uten link med tanke på f_1 , hvor det for systemet med link betyr at en sjåfør vil oppleve dempingen som stiv og hard. Ser at det er en relativt stor differanse mellom frekvensene til systemet med link og det uten link. Systemet med link mekanismen, vil etter hvert som bakhjulet beveges, bli stivere enn et system uten link. Det at frekvensene skiller så mye, stilles det likeveilt skepsis til.

7.2.5 Forenklet motorsykel modell, der rammen sees som en bjelke.

Det er sett på modeller for kun bakhjulet og svingarmen, men for å tilnærme en mer virkelighetstro modell, settes det opp en velbrukt, forenklet modell for hele motorsykkelen. Da representeres motorsykelrammen som en avstivet bjelke, opplagret med fjærer i hver ende for å illustrere dempersystemene foran og bak, hvor det ikke tas hensyn til udempet masse. Akselavstand og tyngdepunktplassering hentes fra tidligere definering. Bjelken kan kun beveges i papirplanet, og den er fri til å rotere om tyngdepunktet. Vertikal bevegelse og rotasjon anses som uavhengig av hverandre og analyseres separat. Begrunnelse av dette finnes i *Theory of vibration 5th edition s 137*. Modellen er illustrert i Figur 72.[16].



Figur 72: Viser den forenklete motorsykel modellen.

For den bakre delen kan fjærstivheten fra hjulet og fjæren settes til å være:

$$k_{tot,b} = 11 \text{ N/mm}$$



Total fjærstivhet foran - antar at fjærstivheten for forhjulet er lik bakhjulet, og benytter meg av en redusert fjærstivhet grunnet vinklingen av forstillingen.[2] Fra det endelige designet til Roskva hentes *caster angle* ut, illustrert i Figur 43 side. 52, og den er på 25°. Fjærstivheten til forgaffelen hentes fra Öhlins AB[32] og er på 10N/mm, per fjær. Da det er to fjærer på forgaffelen montert parallelt, blir den totale fjærstivheten 20N/mm. Den reduserte fjærstivheten til forgaffelen er da gitt:

$$k_{1,red} = \frac{k}{\cos^2 \epsilon} = \frac{20 \text{ N/mm}}{\cos^2 25} = 24 \text{ N/mm}$$

Og den totale fjærstivheten finnes:

$$k_{tot,f} = \frac{1}{\frac{1}{24 \text{ N/mm}} + \frac{1}{160 \text{ N/mm}}} = 21 \text{ N/mm}$$

For systemet i Figur 72 kan egenfrekvensene da beregnes.[2]:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{tot,f} + k_{tot,b}}{m}}$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{tot,f} \cdot L_{AF}^2 + k_{tot,b} \cdot L_{AB}^2}{I_z}}$$

Hvor f_1 anses som en tilnærmet vertikal bevegelse, mens f_2 anses som en rotasjonsbevegelse. Massetregghetsmomentet hentes som tilnærming fra kilde, siden masse fordelingen til motorsykkelen på dette tidspunkt er ukjent.[2].

$$I_z = 38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Vertikal bevegelse - egenfrekvensen for denne bevegelsen kan da finnes fra:

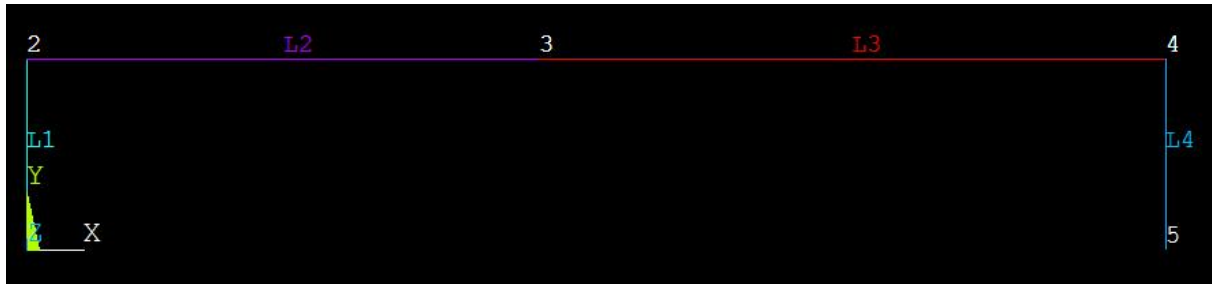
$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{21000 \text{ N/mm} + 11000 \text{ N/mm}}{350 \text{ kg}}} = 1,5 \text{ Hz}$$

Pitch bevegelsen - finnes ved følgende formel:

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{21000 \text{ N/mm} \cdot (0,7\text{m})^2 + 11000 \text{ N/mm} \cdot (0,7\text{m})^2}{38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}} = 3,2 \text{ Hz}$$

Disse frekvensene sammenlignes med en analyse i Ansys av modellen vist i figur 2, oppsettet brukt i Ansys vises i figur 3. De respektive egenfrekvensene funnet i Ansys gav lignende resultater:

$$f_1 = 1,43 \text{ Hz} \quad \text{og} \quad f_2 = 3,28 \text{ Hz}$$



Figur 3: Oppsett av modell i Ansys. Hvor linjene L1 og L2 representerer henholdsvis $k_{tot,b}$ og $k_{tot,f}$. Massen plasseres ved punkt 3.

Dette viser at med en tilnærmet modell av en komplett motorsykkel, som i realiteten er av større interesse enn en modell av kun bakhjulsopphenget, så vil Roskva med de gitte parametrene ha en vertikal bevegelse som ikke skal føre til ubehag. Når det gjelder den såkalte *pitch* bevegelsen, ligger egenfrekvensen utenfor anbefalt område på 1-2 Hz. Hvorvidt disse tallene er relevante, er usikkert, da det er foretatt en vesentlig forenkling når man antar at motorsykkelen kan anses som en stiv bjelke. I virkeligheten vil svingarmen roteres om rammeinnfeste punktet ved A, og det er da naturlig at denne rotasjonen vil påvirke *pitch* bevegelsen.

7.3 Konklusjon

Gjennom den dynamiske analysen er det kartlagt egenfrekvenser for svingarm konstruksjonen med forskjellige verdier for dempet og udempet masse. Dette er gjort ved bruk av forenklede modeller som til en viss grad er utvidet til å skape en mer realistisk situasjon. Svingarmkonstruksjonen med forenklede modeller har vist seg å gi dempet masse en egenfrekvens innenfor ønsket område på 1-2 Hz.

Tilnærmingen til en hel motorsykkelmotell viste at den relevante frekvensen med tanke på sjåføren, også for hele motorsykkelen, er innenfor ønsket område på 1-2 Hz. For videre arbeid anbefales det at det gjøres nærmere undersøkelser av først og fremst denne modellen, da det kun er brukt en svært forenklet modell i denne oppgaven.

8. Prototype

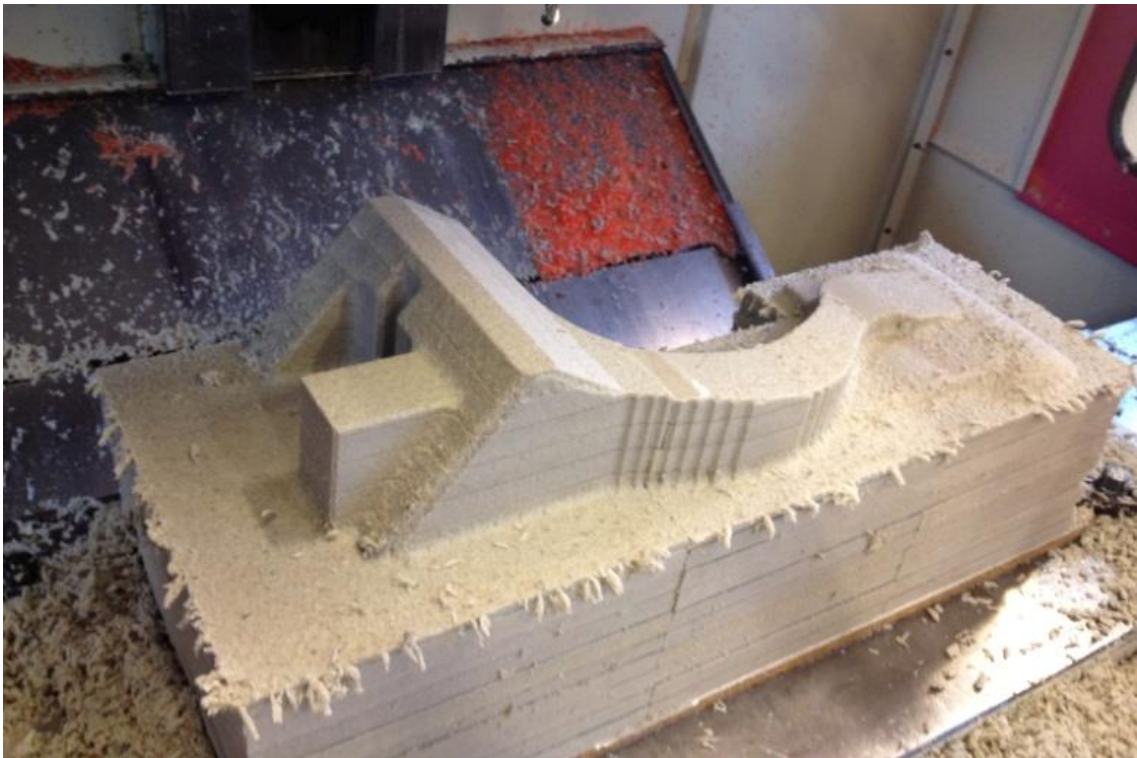
Det vil gjennom Prosjekt Roskva produseres i alt to svingarmer, hvor den ene er ment for bruk i bøyetesten, mens den andre vil monteres sammen med de andre komponentene i prosjektet og danne den komplette prototypen av motorsykkel konseptet Roskva. Innenfor masterperioden er det kun tid til at det produseres én svingarm, hvor dette da er den som er tiltenkt brukt i bøyetesten.

8.1 Produksjon

I tidligere arbeid, les TIP300 oppgaven Prosjekt Roskva - Dempersystem, ble det bestemt at svingarmen kan og skal produseres internt ved UMB, av undertegnede med assistanse fra verkstedpersonell og de andre i prosjektgruppen.[6].

Det tidligere nevnte kjernematerialet Divinycell, er valgt fordi det i tillegg til å gi økt styrke til konstruksjonen, også gjør det enklere å produsere den ved UMB's verksted. Et kort sammendrag av produksjonen av den første svingarmen representeres da nedenfor.

Punkt 1: Kjerne av divinycell freses ut fra CAD tegninger i en CNC(computer numerically controlled) fres. På denne måten får man stor nøyaktighet, og relativt lite etterarbeid.



Figur 73: Divinycell kjernen under utfresing i CNC fresen ved UMB's verksted.[Foto: H.O. Krog]

Punkt 2: Svingarmkjernen i divinycell blir så "kledd" med karbonfiberduk, slik at ønsket fiberkonfigurasjon oppnås. Dette er et arbeid som krever nøyaktighet. Svingarmen pakkes så inn med nødvendige duker før alt forsegles og vakuum settes på.



Figur 74:[27]. Viser pålegging av karbonfiber duk, hvor epoxyen pålegges med pensel.

Det endelige produktet får ved denne typen støping en ru overflate, som man senere kan pusse ned med fint sandpapir. Svingarmen som skal benyttes på motorsykkelen, vil pusses, lakkeres og poleres.

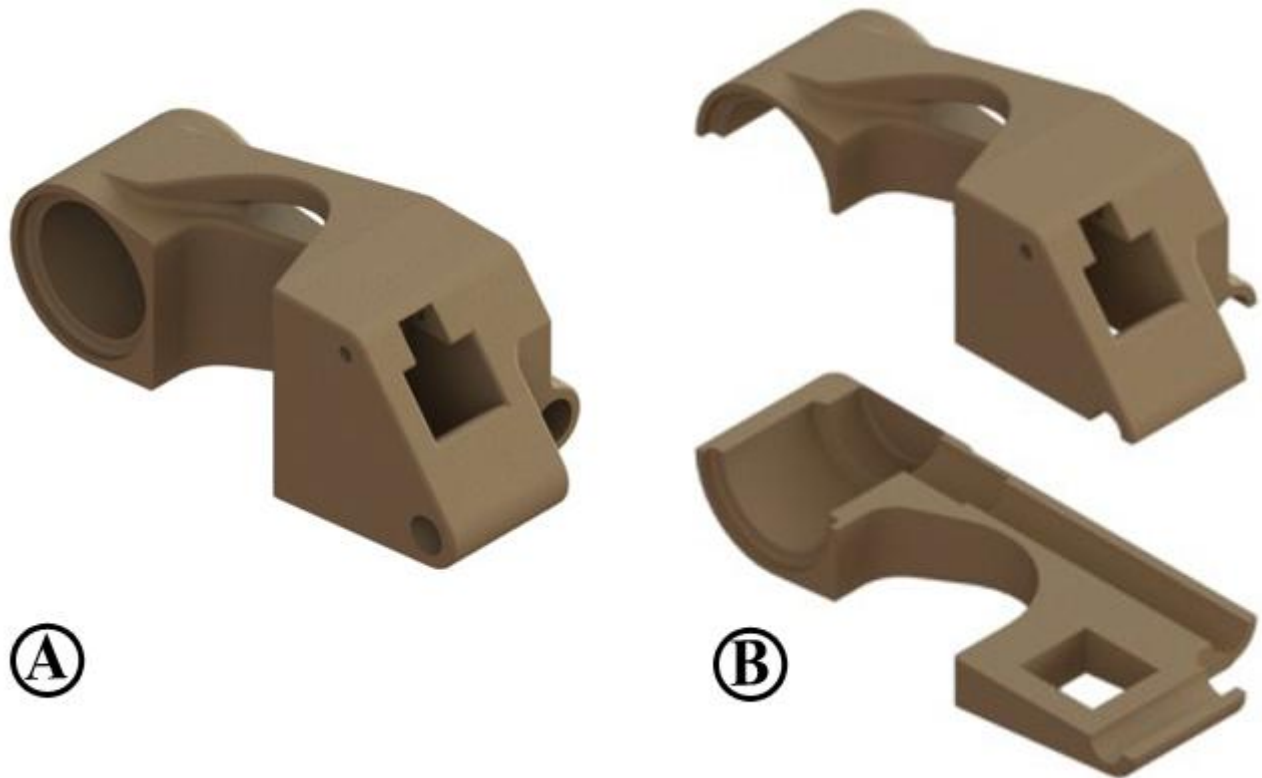
Det ble under produksjonen avdekket utfordringer knyttet til ujevnheter i karbonfiber duken som oppstår når det blir påsatt vakuum, disse kan sees i Figur 75.



Figur 75:[27]. Viser ferdig produsert svingarm nummer 1, hvor ujevnhetene i fiberduken hovedsaklig kan sees på langsiden av svingarmen.

Revurdert produksjonsmetode

Det ble ved produksjonen av den første svingarmen gjort mange erfaringer som vil komme godt med når svingarm nr. 2 skal produseres. Det har gjennom arbeidet vist seg at det er utfordrende å implementere drivlinjen på en god måte, og det er også en utfordring at det oppstår ujevnheter i karbonfiberduken som vist i Figur 75. Disse oppstår når vakuumtrykket settes på, da fordi fiberdukene blir flyttet på og danner bretter. Dette tenkes løst ved å produsere den andre svingarmen i to deler, hvilket gjør det enklere både å frese ut kjernen, men også å legge på fiberduk. Ideen vises i Figur 76 og omtales kun kort i oppgaven.



Figur 76: Viser hvordan det er tenkt å produsere svingarm nr. 2, A viser sammensatt kjerne mens B viser de to halvdelene.

Konklusjon produksjon

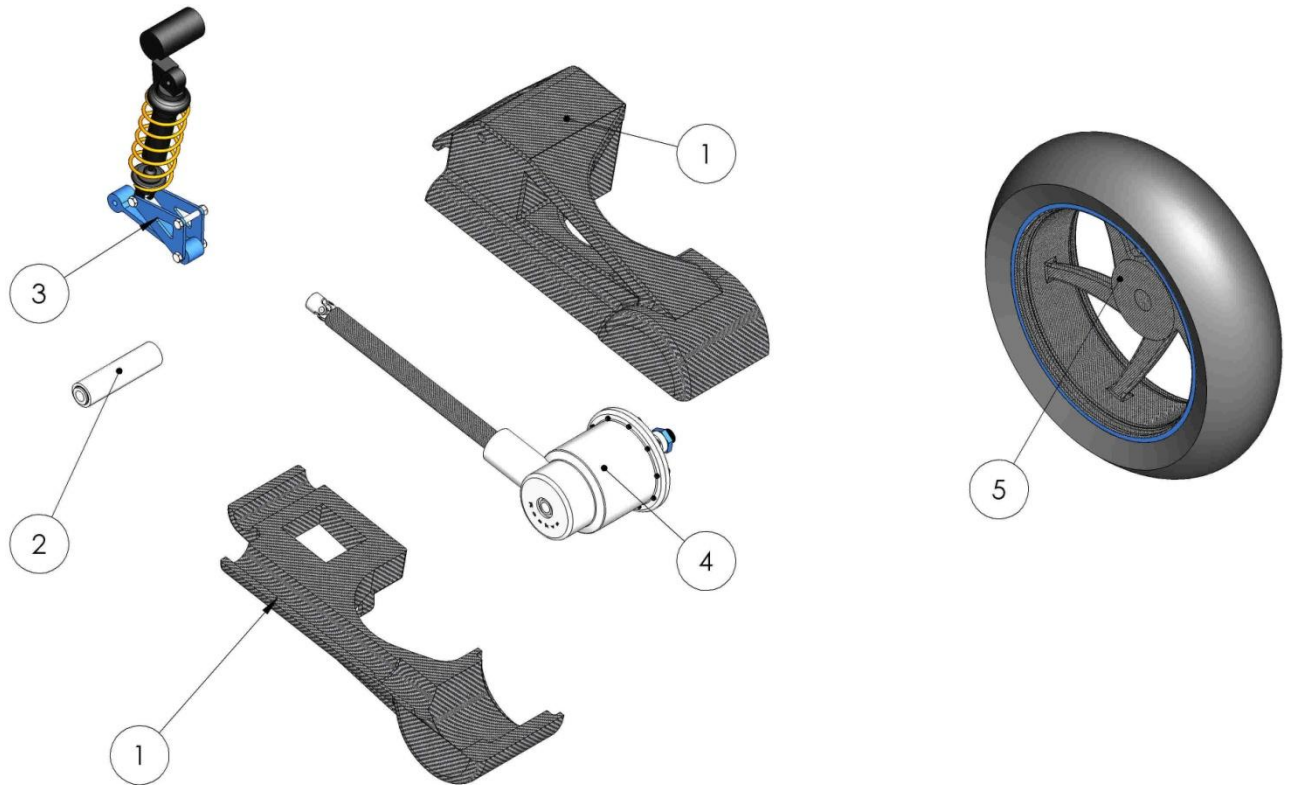
Når den andre svingarmen skal produseres, vil det gjøres forbedringer i hvordan man utformer arbeidsstykket i divinyll, før man begynner å frese det i CNC maskinen. Dette er da på grunn av at det gjennom arbeidet har blitt avdekket utfordringer rundt implementeringen av drivlinjen

Ved støping av fiberkompositter vil siden inn mot formen få en glatt og fin finish, mens den andre siden gjerne får en ruglete overflate. Skal svingarmen produseres som beskrevet ovenfor, vil det være nødvendig å legge et lag med en "finere" fiberduk for å få en fin finish.

Hvis man baserer seg på en løsning uten kjerne i divinyll, lager man omvendte støpeformer av den ønskede sluttformen. Det må da støpes to eller flere deler, som så limes sammen til én komponent. Denne prosessen krever en produksjon av støpeformer, hvilket er relativt kostbart, men som i gjengjeld kan brukes om igjen.

8.2 Modularisering

Det komplette bakhjulsopphenget kan anses bestående av 5 hovedmoduler. 1 svingarmprofiler, 2 lagerholder, 3 støtdemper mekanisme, 4 drivlinje og 5 komplett hjul. For nærmere illustrering av modul 2 og 3, se vedlegg E og F.



Figur 77: Viser en eksplosjonstegning av den komplette svingarmkonstruksjonen. Modul 4 er Lars Norberg's drivlinje, mens modul 5 er utarbeidet i felleskap internt i gruppen.[9].

8.3 Prototype Test

Målet med testen er å kartlegge om svingarm konstruksjonen, som er produsert av undertegnede, vil holde de laster som er spesifisert tidligere i rapporten. Det har, pga. tids- og økonomiske begrensninger, kun vært mulig å gjennomføre en test av maksimalt bøyemoment om global z-akse ved svingarmens minste profiltverrsnitt.

8.3.1 Testprosedyre

Testen ble gjennomført ved UMB's verksted fasiliteter, hvor nødvendig utstyr er tilgjengelig. Svingarmen ble spent fast til et massivt jernbord ved hjelp av jernprofiler og gjengestenger. Tanken er at man på denne måten kan påføre svingarmen en vertikal kraft $F_{B,y}$ ved punkt C(hjulinnfeste), og så spenne konstruksjonen fast slik at man får maksimalt bøyemoment ved det minste tverrsnittet.

Minste tverrsnitt på prototypen ble målt til å ha en avstand AB lik 250 mm, i forhold til avstanden benyttet i håndberegningene og FEM analysen på 200 mm.

Svingarmen ble spent fast ved rammeinnfestningspunktet og ved det minste profiltverrsnittet, illustrert i Figur 78. Videre ble en lastselle av typen GR5A fra AEP transducers S.R.L, med kapasitet på 6500 kg og feilmargin på +/- 1 kg, brukt til å måle kraften som svingarmen ble belastet med.



Figur 78:[27]. Viser hvordan svingarmen ble fastspent ved testen. Den er her boltet fast til et massivt bord, hvor det så er lagt på ekstra vekt i form av et sementlodd og jernplate. Bildet er tatt under belastning, og lastsellen viser her 743 kg.

8.3.2 Resultat

Testgjennomføringen ble filmet og fotografert, og gjennom undersøkelse av disse kildene, er det avlest maksimalt påført last og reaksjon til svingarmen, resultatene er listet i Tabell 32.

Tabell 32: Viser påført last og reaksjon funnet fra videoopptak. Last intervallene som vises her er satt på bakgrunn av om det skjedde noe av interesse i dem.

Last (kg)	Reaksjon
0-500	Ingen tegn til svekkelse
500-1000	Ingen tegn til svekkelse
1000-1200	Ingen tegn til svekkelse
1200-1400	Ingen synlige tegn til svekkelse, men kan høre små smell som kan tyde på at noen fiber begynner å ryke.
1400-1700	Svingarmen begynner nå å gi etter og man kan se en tydelig deformasjon, og hører konstante smell fra fibre som ryker.

Det er tidligere nevnt at man ved bøyning forventer seg brudd grunnet trykkbelastningen på fiberne, noe som i dette tilfellet hovedsaklig inntreffer på oversiden. Fra den deformerte svingarmen i Figur 79, kan man se at bruddet har skjedd på oversiden, men om dette er grunnet trykk eller måten innfestingen er utført på, er noe uklart.



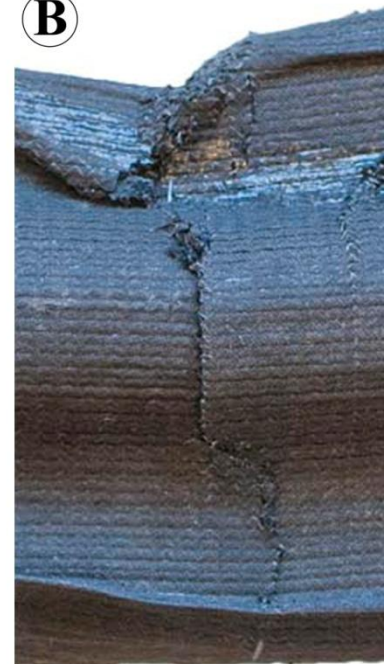
Figur 79:[27]. Viser svingarmen etter en påført maksimal last på 1774 kg.

Gjennom undersøkelse av bruddområdet, virker det mest trolig at bruddet er forårsaket av innspenningen, siden den påfører karbonfiberet en stor punktlast, noe materialet har liten styrke mot.

Ⓐ



Ⓑ



Figur 80:[27]. A viser bruddsprekken på oversiden av svingarmen, og det er vanskelig å kunne bestemme en bestemt bruddårsak. B viser langsiden av svingarmen, som illustrert i Figur 79, og man kan se at sprekken har vokst relativt rett nedover i profilet.

Antar på bakgrunn av Tabell 32 at svingarmen tålte 1200 kg uten noen antydning til svekkelse. Denne kraften gir et maksimalt bøyemoment på:

$$M_b = 1200 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m} = 3900 \text{ Nm}$$

Dette momentet er ca. 30% høyere enn momentet benyttet i håndberegningene, hvor det ble funnet at de forventet svakeste lagene var de med +/-45° orientering. Ut ifra testen er det vanskelig å anslå hvilke lag som røk først, så en konkludering på fiberlags nivå gjøres ikke.



For hele laminatets del blir den aktuelle bruddspenningen med 1200 kg last:

$$\sigma_b = \frac{3900e3}{10245 \text{ mm}^3} = 380 \text{ MPa}$$

Sammenlignet med bruddspenningen grunnet trykk, på 300 MPa, verifiserer testen at bruk av denne bruddspenningen gir et relativt troverdig svar.[7].

Nå skal det nevnes at det er mange parametre i denne testen som gjør troverdigheten til resultatene noe tvilsom, dette er f.eks effekten av punktlasten fra innfestene, nøyaktighet i produksjon etc. Det er også slik at hvis disse resultatene skal være troverdige, burde flere forsøk gjennomføres og innfestingen forbedres, slik at man unngår nevnte punktlast. Det er også slik at en test av svingarmen ved gjentatte lastsykler vil være av større relevanse, siden det er mest sannsynlig at det vil være de gjentatte belastningene som vil føre til at konstruksjonen svikter og ikke én enkelt belastning.

I forhold til en svingarm konstruksjon i kun karbonfiber uten en kjerne, er det naturlig å tro at kjernen gir konstruksjonen økt kapasitet mot eventuell punktlast. Det virket også som om kjernen var med på å bremse sprekkveksten, noe som er et godt tegn med tanke på sikkerhet mot plutselig brudd.

I videre arbeid vil det være fornuftig å foreta en utmattingsanalyse av svingarmen, og også utsette den for punktbelastninger som kan oppstå ved for eksempel velt og steinsprut. Dette er brukspåkjenninger som kan redusere konstruksjonens levetid og vil være nødvendig om svingarmen skal settes i produksjon.

8.4 Kostnads kalkyle for prototype

Undertegnede har gjennom prosjekt Roskva vært økonomisk ansvarlig og har hatt ansvar for regnskapsføring og budsjettering. Arbeidet med å anskaffe eksterne støttespillere begynte tidlig, noe som var tidkrevende og til slutt dessverre gav svært lite tilbake. Heldigvis så har UMB vært behjelpelige, og vi har fått hjelp fra vårt institutt IMT, og universitetsdirektøren. Vi ble også tildelt Tekna's masterstipend, som hvert år tildeles forskjellige mastergradsoppgaver landet over. Dette var et viktig øyeblikk siden det medførte at vi allikevel klarte å anskaffe eksterne midler og medieoppmerksomhet rundt UMB.

Skal konseptet kunne utvikles til noe mer, vil det kreve at sluttprisen på produktet ligger på et "spiselig" nivå for forbrukerne. Karbonfiberstøping er kostbart, spesielt for de første eksemplarene, og dette er helt klart en utfordring for videreføringen av konseptet.

Denne kostnads kalkylen kartlegger hvilke utgifter som er knyttet til prototype-utviklingen av svingarmskonstruksjonen. Tallene baserer seg mye på faktiske pristilbud som er hentet inn, men siden prosjektet ikke er helt i mål, er noen av tallene estimater. Kalkylen tar kun hensyn til arbeid utført i første halvår 2012, og ser da bortifra tidligere utført arbeid i Prosjekt Roskva.



1. Konseptutvikling

Tabell 15: Kostnadskalkyle for prototype, hvor alle beløp er i NOK og inklusive merverdiavgift.

	Timer	Pris	Sum, (NOK)
Utredningsarbeid	180	580 kr/t	104.400
Formgivning og design	165	580 kr/t	95.700
Produksjonsplanlegging	40	580 kr/t	23.200
3D fremstillinger	75	580 kr/t	43.500
Konstruksjons beregning	160	580 kr/t	92.800
Dynamisk kartlegging	120	580 kr/t	69.600
Prosjektrapport	220	580 kr/t	127.600
Delsum konseptutvikling	960		556.800

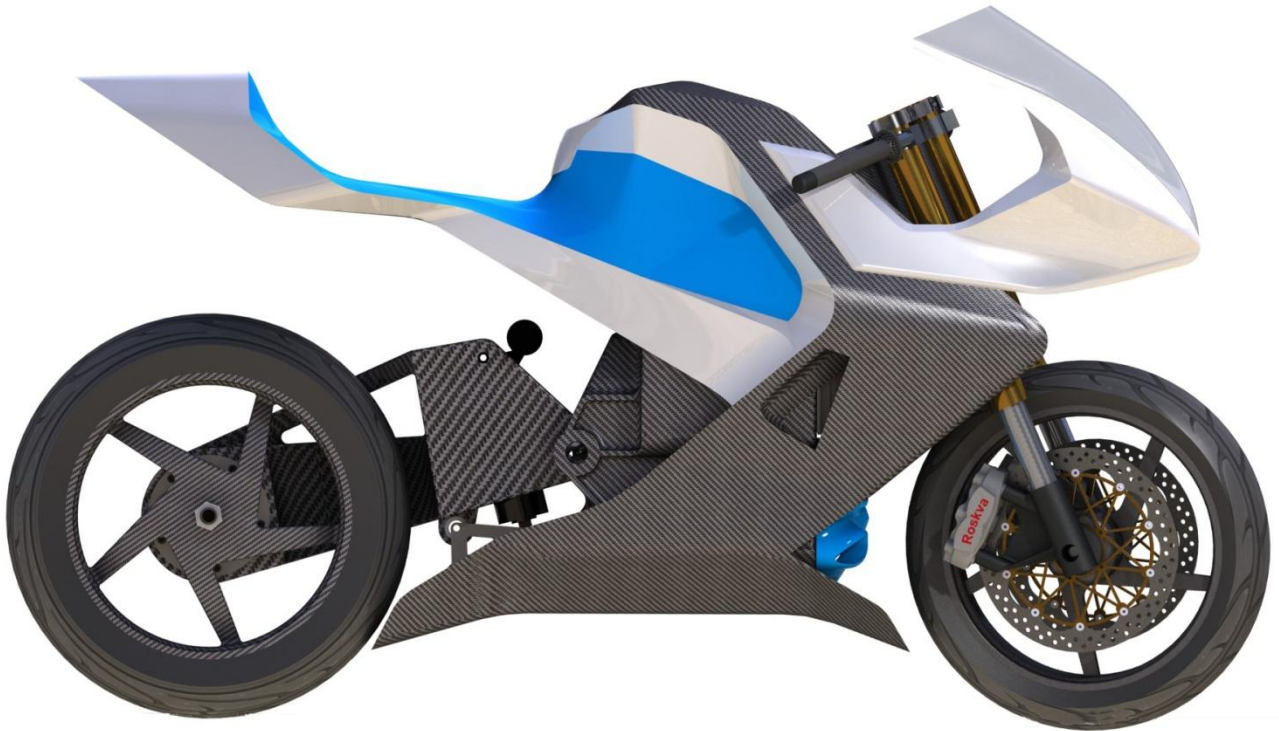
2. Prototyping

Arbeidskostnader	Timer	Pris	Sum (NOK)
Konstruksjonstegninger	10	580 kr/t	5.800
Hullforsterkings hylser	3	400 kr/t	1.200
Dreing lagerholder	5	400 kr/t	2.000
Pussing og slip	1	400 kr/t	400
Lakkering/behandling	5	400 kr/t	2.000
Utfresing av kjerne	15	400 kr/t	6.000
Puss og tilpassing av kjerne	5	400 kr/t	2.000
Støping	10	400 kr/t	4.000
Slip av overflate og lakkering	5	400 kr/t	2.000
Materialer og komponenter	Kvanta	Pris	Sum(NOK)
Karbonfiber	5 m ²	500 kr/m ²	2500
Aluminium	2 kg	68 kr/kg	136
Divinycell	3 m ²	360 kr/m ²	1080
Lager pakke	1 stk	600 kr/stk	600
Demper	1 stk	1000 kr/stk	1000
Link	1 stk	250 kr/stk	250
Rocker	1 stk	250 kr/stk	250
Bolter, skiver, div			150
Delsum prototyping			31.366
Totalkostnad			588.166

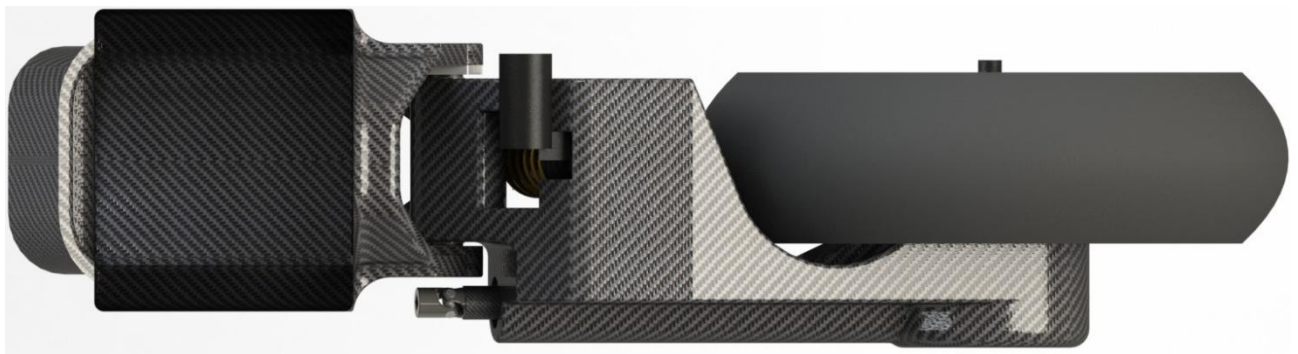
Totalkostnaden er iberegnet egne arbeidstimer, som i det faktiske tilfellet ikke er lønnet, men som allikevel bør overveies hvis man skal vurdere en større produksjon og satsning. Totalkostnaden for svingarmen er på 588.166 kroner, noe som selvsagt er svært mye, men ved produksjon av flere enheter vil kostnad per enhet reduseres. For videre arbeid vil det være fornuftig å foreta en økonomisk vurdering av hele prosjektet som enhet og da vurdere om en større produksjon vil være økonomisk fornuftig.

8.5 Visualisering av prototype

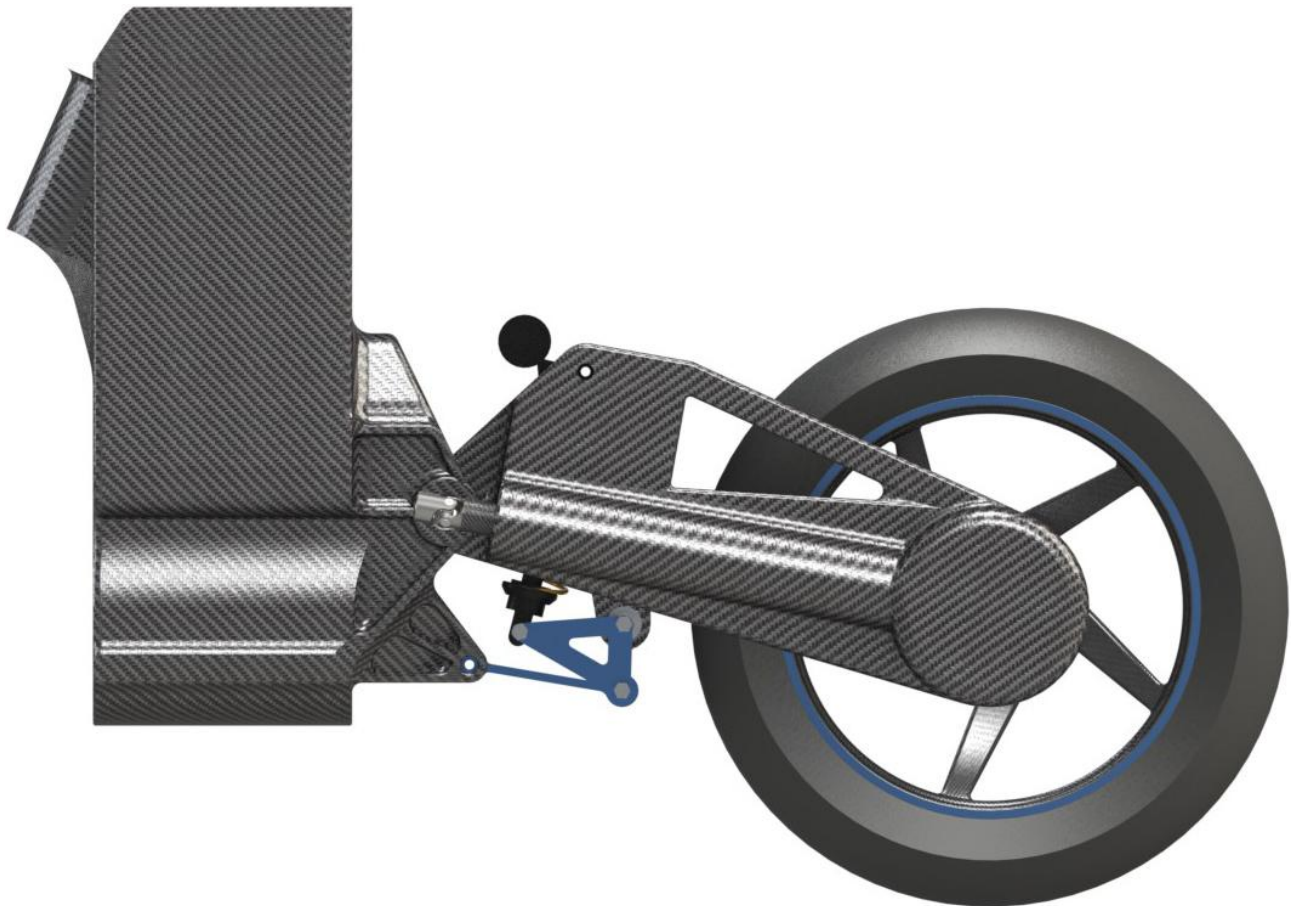
Den endelige svingarmkonstruksjonen estimert ferdig produsert juni 2012, er konstruert og tilpasset flere andre komponenter som til sammen danner sluttproduktet Roskva. Noen visualiseringer er vist her, og det er valgt å fokusere på noen elementer som er viktige.



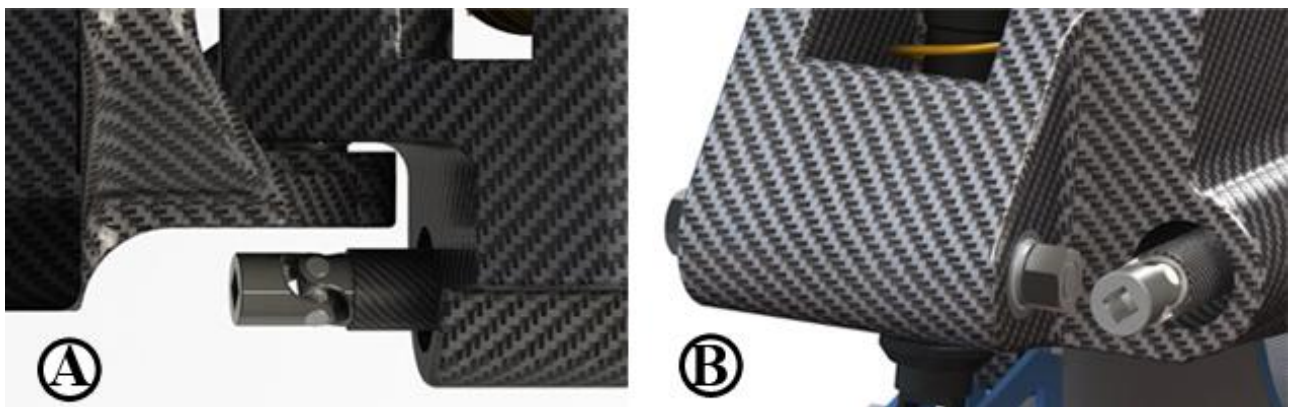
Figur 81:[10]. Viser den komplette prototypen Roskva sett i profil, hvor Roskva på grunn av bruken av en ensidet svingarm, skiller seg fra mange andre motorsykler med en konvensjonell svingarm. Det er fra undertegnedes viten ikke produsert en svingarm i karbonfiber med innebygd drivaksel tidligere, og om prototypen som skal stå ferdig i juni fungerer, vil den være den første.



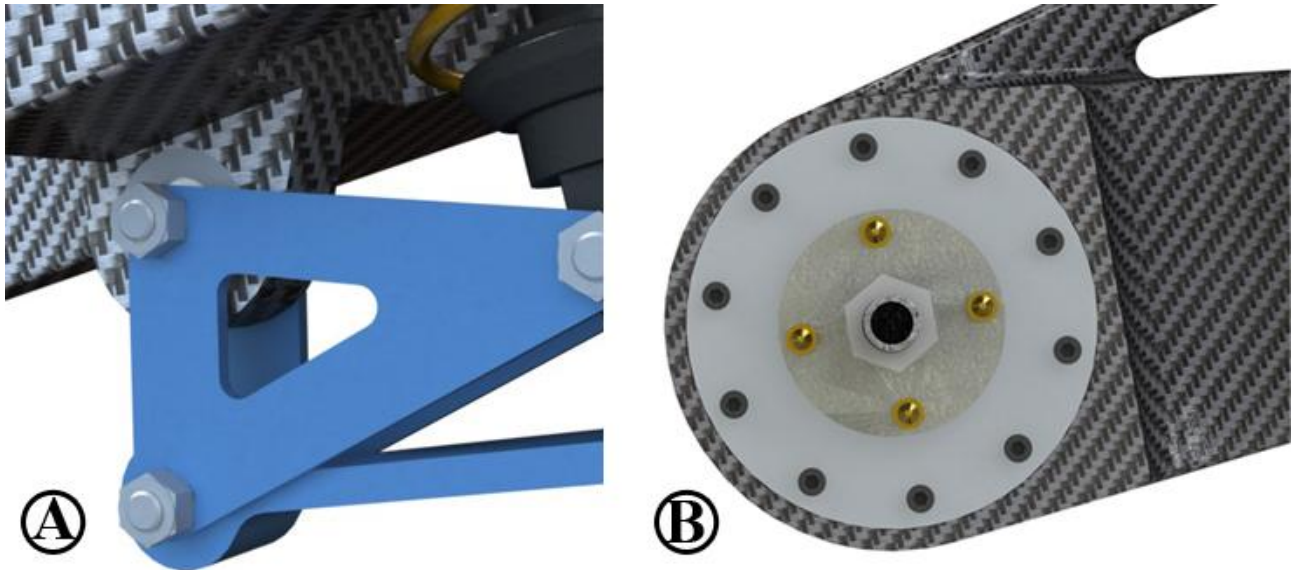
Figur 82: Viser svingarmen montert til den indre motorsykelrammen sett ovenfra. Hulrommet til venstre i figuren er hvor batteripakken vil bli plassert.



Figur 83: Viser svingarmen montert til den indre motorsykkelrammen i profil. Denne ramme innfestingen er utarbeidet sammen med Erik Olsvik, og, grunnet begrenset tid, har løsning blitt vist frem til fagpersonell som har uttalt seg om hva vi må ha fokus på under produksjonen.[10, 34].



Figur 84: En utfordring i arbeidet har vært hvordan svingarmen skal monteres til rammen, da dette ble komplisert når valget av drivlinje falt på akseldrift. På grunn av dette måtte konstruksjonsutkastet fra tidligere arbeid forkastes, og et nytt utvikles. A viser den endelige løsningen og hvor trangt det er mellom drivaksel og rammeinnfeste. B viser hvordan bolten som svingarmen skal monteres med tres inn fra venstre. Mutteren vil nedsenkes i rammeinnfestet slik at den ikke kommer i kontakt med den roterende drivakselen. Generelt er rammeinnfestingen i svingarmen et kritisk punkt, siden det i forhold til resten av svingarmen har relativt liten godstykkelse. Det anbefales derfor at dette punktet undersøkes for svekkelser etter testkjøring.[6].



Figur 85: A viser rockeren og innfestningspunktet for denne. Rundt dette punktet vil det legges ekstra lag med fiberduk, og dette punktet bør kontrolleres for svakheter etter testkjøring. B viser innfestning av kardangen, hvor det også anbefalles å kontrollere for brudd etter testkjøring.



9. Prosesdiskusjon

I dette kapitlet vil jeg drøfte min egen arbeidsprosess, prosjektforutsetningene og løsningsvalg som er foretatt gjennom arbeidsprosessen.

Oppstarten av prosjektarbeidet var kjapt i gang i starten av januar 2012, og gjennom det tidligere arbeidet hadde jeg relativt god oversikt over hvilke utfordringer som lå foran meg. Det at det skal produseres en motorsykkel i juni 2012, har hele tiden påvirket valg som er tatt underveis. Masteroppgavens problemstilling ble derfor definert mye på bakgrunn av punktene for videre arbeid fra TIP300 oppgaven Prosjekt Roskva - dempersystem.[6].

Planleggingen av masterperioden, over en periode på ca. 5 måneder, er gjort med bruk av en fremdriftsplan satt opp i Microsofts Visio, se vedlegg C. Planen er delvis revurdert gjennom prosjektperioden, mens det mot slutten av oppgaven er avdekket at det har blitt knapt med tid mot slutten av prosjektet. En nøyaktigere konkretisering av oppgaven, kanskje mer rettet mot konstrueringen av svingarmen, ville kanskje gjort arbeidet mer oversiktlig for meg selv. I ettertid kan det virke som en tydeligere innsnevring av oppgaven hadde vært fornuftig.

Gjennom litteraturstudier ble det innhentet informasjon om motorsykkel dynamikk, vibrasjonsteori og relevante begreper. Med utregningseksempler fra disse kildene og veiledning fra Geir Terjesen, har forenklete beregningsmodeller blitt satt opp, med en begrensning tilknyttet forhjulsopphenget. I modellene er det også foretatt mange forenklinger, slik at de skulle være gjennomførbare, og deres relevanse til virkerligheten er noe begrenset. Skulle man økt kvaliteten til modellene, vil en heving av eget kunnskapsnivå tilknyttet vibrasjonslære være fornuftig.

Grunnet produksjon av prototype svingarm og en komplett prototype av motorsykkelen Roskva, ble konstrueringen av svingarmen tilegnet mye tid i starten av prosjektfasen. Svingarmens hovedmål er hentet fra referanse motorsykkelen og senere tilpasset mål fra det tidligere nevnte Honda dempesystemet. Arbeidstrinn som ble fulgt, var basert på prosesstrinn benyttet i tidligere arbeid, mens selve designutviklings arbeidet ble begrenset med tanke på rapportering.[6]. Det var et stort fokus på at den konstruerte svingarmen skulle være lett produserbar, og dens hovedmål ble fastsatt tidlig, slik at arbeidet med sammenfallende komponenter kunne igangsettes.

Det har vært påkrevd gjennom hele prosjektet at det har vært informasjonsflyt og samarbeid internt i gruppen. For min del har det for svingarmens utforming vært viktig å samarbeide med Lars J. Norberg som har utviklet drivlinjen. og det har blitt gjennomført mange tilpasninger underveis for at drivlinje og svingarm skal være tilpasset hverandre. Svingarmens rammeinnfesting har blitt utført i samarbeid med Erik Olsvik. Denne innfestningen viste seg å være relativt utfordrende grunnet valg av drivlinje. Selv om svingarmens hovedform var ferdig på et tidlig tidspunkt, var jeg avhengig av en ferdig konstruert drivlinje fra Lars J. Norberg, før jeg kunne fullføre arbeidet.[9, 10].

Standard deler som rocker og link, er hentet fra Honda's system og ikke tilegnet noen FEM analyse, da disse anses som godt fungerende. Lagerstørrelser og bolter er også hentet fra dette systemet og ikke beregnet, men antatt å ville være passende, siden mål og totalvekt av motorsykkel ligger relativt nært hverandre.



Boltinnfester i selve svingarmen er dimensjonert etter tips fra Odd Berglund, siden kjernematerialet Divinycell har begrenset styrke.[33].

Estimering av kreftene som vil virke på komponenten, har blitt gjennomført for å bestemme de dimensjonerende kreftene i ulike belastningstilfeller. Disse er utregnet gjennom håndberegnete estimater og forsøkt sammenlignet med virkelige resultater gjennom en testkjøring foretatt med referansemotorsyssel og utvalgte kjøreforhold. Den gjennomførte kjøretesten ble noe begrenset, siden det var vinter og testen ble gjennomført i en oppvarmet lagerhall med begrenset plass. De endelige dimensjoneringskreftene er da satt på bakgrunn av en sammenligning mellom teori og virkelighet.

FEM analysen er blitt gjennomført i SolidWorks Simulation. Det er kun gjennomført analyse av et statisk belastningstilfelle, med en estimert maksimal belastning på bakhjulet. Læringen av dette simuleringsprogrammet har gått parallelt med egen kunnskapsøkning om materialet, og det er naturlig i ettertid å tenke at svingarmkonstruksjonen, med tanke på styrke, kunne vært forbedret om kunnskapene knyttet til temaet var høyere ved prosjektstart. Tidsbegrensning har ikke tillatt en grundig utmattingsanalyse, og det er isteden foreslått noen punkter på konstruksjonen hvor dette kan forventes å forekomme i.

Svingarm nr. 1 ble frest ut i kjernematerialet Divinycell, og så kledd med karbonfiber duk med bestemt fiberorientering. Samtaler med verkstedpersonell gjorde det mulig å tilpasse svingarmens form, slik at denne kunne være fresbar. Den utfreste kjernen viste seg å være delvis vanskelig å kle med karbonfiber, slik at det for svingarm nr. 2, vil bli gjennomført en revidert produksjonsprosess. Det ble også tatt visse HMS,(helse, miljø og sikkerhet), hensyn ved produksjonen da karbonfiber og epoxy ikke er ufarlig for menneskekroppen.

En bøyetest av svingarm prototype nr. 1 er gjennomført, med svingarmen fastspent i et solid jernbord og påført kraft via en traverskran. Kraften ble målt med en lastcelle, og svingarmen ble innspent ved hjelp av jernprofiler. Hvorvidt denne innspenningen medførte feilkilde, er noe usikkert, men skal det foretas flere slike tester, vil det kunne være fornuftig å feste svingarmen på en annen måte som gir mindre punktlaster. Svingarmen tålte 1200 kg uten tegn til svekkelse, mens den ved ca. 1750 kg var kraftig deformert.

Det er gjennomført en tilnærming til den dynamiske virkningen til bakhjulsopphenget og hele motorsykkelen ved hjelp av forenklede modeller i programmet Ansys 10. Det ble satt opp helt enkle modeller, som etter hvert er utvidet for å dekke mer realistiske situasjoner. Det er gjort forenklinger, med tanke på tilnærmingen til en hel motorsysselmodell. Det vil derfor være et stort forbedringspotensiale for forståelsen av den dynamiske virkningen til motorsysselkonseptet Roskva i videre arbeid.

Den økonomiske vurderingen av prosjektet viser at kostnadene knyttet til prototype produksjonen er relativt høye. Kostnadene tilknyttet materialene er basert på de pristilbud vi har fått, ellers er det kun foretatt grove estimater for egne arbeidstimer. Det skal merkes at utgifter til material og maskineringstimer totalt utgjør kun ca. 6 % av de totale kostnadene. Alt "håndarbeidet" i produksjonen gjør at det blir relativt kostbart.



10. Konklusjon

Oppgavens hovedmål var å videreutvikle en svingarmløsning for den elektriske motorsykkelen Roskva. Det skulle være fokus på konstruksjon i karbonfiber og tilnærminger av den dynamiske virkningen skulle foretas.

10.1 Anbefalinger

Den endelige løsningen er 580 mm lang, mellom rammeinnfeste og hjulinnfeste. Den er tilpasset standard deler hentet fra et Honda dempesystem og karbonfiber felg fra BST(BlackStone Tek). Svingarmen har i CAD tegninger vist seg å fungere med de andre delene av motorsykkelen, og en komplett prototype antas ferdigstilt i juni 2012.

- Det er tatt utgangspunkt i Honda's unit pro link dempesystem, som skaper plassbesparelse og færre nødvendige festepunkter i rammen. Det gir mulighet til å forandre responsen til dempingen, men først og fremst sikrer det at man har et dempesystem som er vel utprøvd og justert av personer med lang erfaring innenfor fagfeltet. Bruken av et eksisterende system gir også noen fastsatte mål, med tanke på plassering av innfestningspunkter etc.
- Selve svingarmkonstruksjonen består av en kjerne i materialet Divinycell H200. Materialet er lett fresbart, og en kjerne gjør det enklere og billigere å produsere en prototype. Kjernen gir også økt styrke til karbonfiber laminatet, som består av åtte fiberlag med orienteringen $[0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -45^\circ]_s$.
- FEM analysen av konstruksjonen viste at den vil tåle belastningen ved de fleste typene av spenninger, mens det ved noen spenningstyper ble vist at den kunne gå i brudd. Dette ble delvis avklart i bøyetesten, hvor svingarmen viste seg å tåle en kraft på ca. 50 % mer enn hva FEM analysen tilsier.
- Anvendelsen av SolidWorks Simulation representerer et relativt lett forståelig brukergrensesnitt, hvor det for liknende prosjekter anbefales å benytte dette programmet.
- Testkjøringen som ble foretatt med referansemotorsykkelen, gav innsikt i hva slags kraftvirkning man kan forvente seg ved forskjellige kjøreforhold. Testmetoden beskrevet, kan med noen justeringer, benyttes til å gjennomføre en mer omfattende kjøretest. Disse resultatene kan benyttes til å skape et realistisk lastscenario.
- Den dynamiske analysen har antydnet at dempersystemet vil kunne isolere sjåføren fra de vibrasjonene som vil oppleves som ubehagelig. Et fokus på reduksjon av udempet masse, er vist å ha den effekten, at det vil gjøre dempesystemet bedre egnet til å motstå uønskede svingninger kontra et system med stor udempet masse. Dette betyr at med lav udempet masse, vil bakhjulet ha evne til å opprettholde kontakten med underlaget bedre, enn hva tilfellet er med stor, udempet masse.
- Konstruksjonen kapsler inn drivlinjen og beskytter den mot omgivelsene. Det benyttes relativt ny teknologi, og det er for undertegnede viten ikke produsert en svingarm i karbonfiber, med drivaksel og nevnte dempesystem, tidligere.



10.2 Videre arbeid

Arbeidsprosessen har gitt meg innsikt i egen kunnskap, og det er valgt å prioritere visse punkter fremfor andre. Av den grunn har jeg følgende punkter som bør utredes i videre arbeid:

- En nærmere undersøkelse av hvordan konstruksjonen i karbonfiber vil ha forskjellig styrke, avhengig av om det benyttes en kjerne i divinycell eller ikke.
- Utredning av hvilke sikkerhetskrav som vil være gjeldende for en slik konstruksjon, og eventuelle justeringer, som må gjøres for at svingarmen skal være godkjent av norske regelverk.
- FEM analyse av standard delene som er benyttet.
- Analysen kan utføres på et høyere nivå for å oppnå nøyaktigere resultater, ved å øke ferdighetene med SolidWorks Simulation. Da kan differansen mellom FEM analyse og prototype tester bli lavere og man får økt troverdighet til resultatene.
- Det er kun foretatt en begrenset utmattingsberegning, og det anbefales at dette utredes grundigere. Punkter av interesse for utmatting er foreslått i oppgaven. En kjøretest på norske landeveier, med påmonterte strekklapper på nevnte interessante punkter av svingarmen, vil bidra til å øke relevansen til denne utmattingsberegningen.
- En nøye utredning av motorsykkelens kjøreegenskaper, med mer avanserte modeller enn de representert i denne oppgaven. Ett hovedfokus på en modell av hele motorsykkelen, vil trolig være mest relevant.
- En utredning av økonomiske aspekter av konseptet vil vise hvorvidt det finnes et salgspotensial i produktet.



REFERANSER

1. Skriftlige kilder

1. Callister, W., D, Jr and D.G. Retwisch, *Materials science and engineering an introduction*. 7 ed. 2007, USA.
2. Cossalter, V., *Motorcycle Dynamics*. 2006: Lulu.com.
3. Foale, T., *Motorcycle handling and chassis design: the art and science*. 2006: Tony Foale.
4. Gillespie, T.D., *Fundamentals of vehicle dynamics*. 1992: Society of Automotive Engineers.
5. Härkegård, G., *Dimensjonering av maskindeler*. 2004: Tapir.
6. Krog, H.O., *Prosjekt Roskva - dempersystem*, 2011, desember, IMT: Ås. p. 59.
7. Kultorp, E., *Komposittmaterialer - Verifisering av material- og styrkeegenskaper til bruk i motorsykelchassis*, in *Institutt for Matematiske og Tekniske realfag 2012*, Universitetet for Miljø og Biovitenskap: Ås. p. 119.
8. Mallick, P., K, *Fiberreinforced composites*. 3 ed. 2008, Florida, USA.
9. Norberg, L.J., *Utvikling og optimering av drivlinje for et elektrisk motorsykelkonsept*, in *Institutt for Matematiske Realfag og Teknologi2012*, Universitet for miljø og biovitenskap: Ås. p. 142.
10. Olsvik, E., *Totaldesing & CFD optimering av elektrisk motorsykel konsept, Prosjekt Roskva*, in *Institutt for Matematiske Realfag og Teknologi2012*, Universitetet for Miljø og Biovitenskap: Ås. p. 160.
11. Skjong, O.A., *Utvikling av fremre del av motorsykelchassis*, in *Institutt for Matematiske Realfag og Tenkologi 2012*, UMB: Ås. p. 88.
12. Stømsnes, G., *Bilteknikk 2*. 1985, Aurskog, Norge. 191.
13. Terjesen, G.T., *Skrå bøyning*, IMT, Editor 2011: Ås. p. 10.
14. Terjesen, G.T., *Torsjon og vipping*, 2011, Institutt for Matematiske Realfag og Teknologi: Ås. p. 27.
15. Terjesen, G.T., *Øving hjuloppheng*, 2012.
16. Thomson, W.T. and M.D. Dahleh, *Theory of Vibration with Applications*. 1998: Prentice Hall.
17. Tilley, A.R. and H.D. Associates, *The measure of man and woman: human factors in design*. 2002: Wiley.

2. Nettkilder

18. Arendal, H.D. *Harley Davidson FLST* Available from: <http://www.mc-nett.no/asp/companies/show.asp?id=4058>.
19. DIAB, A., *Divinycell, sandwich concept*, Sandwich, Editor.
20. DIAB, A. *Divinycell, Sandwich Concept*. 2012 [cited 2012 20.02]; Available from: <http://www.carmas.com.ar/DOWN/DIVINYCELL/HBook.pdf>.
21. DIAB, A., *Technical data for divinycell H grade*.
22. Europaportalen. *EU-Strategi for rene og energieffektive kjøretøy*. 2011.november 2010.desember; Available from: <http://www.regjeringen.no/nn/sub/europaportalen/eos-notatbasen/notatene/2010/nov/EU-strategi-for-rene-og-energieffektive-kjoretoy.html?id=629609>.
23. Kedward, K., *Compistes part 2*, D.g.t.c. evaluation, Editor 1996: California, USA.
24. Kedward, K., *Composites par 1*, T.a.o.a.c. laminate, Editor 1996: California, USA.



25. MSR, *User Manual MSR 145*
26. Olsvik, E., *Fotograf*, 2012: Ås.
27. Skjong, O.A., *Fotograf*, 2012: Ås.
28. Torayca, *T700S Data sheet*.
29. Vaksdal, B. and G. Kvile. *Byrådet nekter deg å kjøre bil*. 2010, januar; Available from: <http://www.ba.no/nyheter/politikk/article4806453.ece>.
30. Wikipedia. *Sandwiched-structured composite*. 2012, Januar; Available from: http://en.wikipedia.org/wiki/Sandwich-structured_composite.
31. Wilbers, p.G., *Lowering the front*.
32. Öhlins, A. *The Original Gold - Öhlins*. [text] 2012 2008-12-18 16:55:11 [cited 2012; Available from: <http://ohlins.com/>.

3. Personlig meddelelser

33. Berglund, O., *Salgsansvarlig DIAB AB*, 2012.
34. Fediuk, P., *High Performance Composites*, H.O. Krog, Editor 2012.



VEDLEGG

- Vedlegg A: Refleksjonsnotat
- Vedlegg B: Tidligere arbeid
- Vedlegg C: Fremdriftsplan
- Vedlegg D: Sammenstilling
- Vedlegg E: Modul 2, lagerholder
- Vedlegg F: Modul 3, støtdemper mekanisme
- Vedlegg G: Hovedmål



Vedlegg A: Refleksjonsnotat

Gjennom masterperioden har jeg stått på egne ben og delvis definert masteroppgaven ut ifra hva jeg ønsker å jobbe med. Fra starten av var ideen å konstruere en svingarm, men også gjøre dynamiske tilnærminger til dempesystemet. Ferdighetene mine tilknyttet selve konstrueringen, har gjennom tidligere arbeid, blitt relativt gode og det er den delen av masteroppgaven som er dedikert mest tid. Da fordi det uten dette, ikke ville vært mulig å lage en prototype av motorsykkelen.

Min faglige bakgrunn, med tanke på den dynamiske analysen, var hovedsakelig et grunnleggende vibrasjonskurs jeg tok på utveksling i USA. Gjennom arbeidet har jeg erfart at mine kunnskaper om dette temaet ikke er på et nivå, som er nødvendig for å gjennomføre en dynamisk analyse av høyere kvalitet. Skulle arbeidet gjennomføres på nytt, ville jeg uten tvil gått inn for å sette en tydeligere oppgavedefinisjon. Da, hvis jeg skulle skrive om dynamikk, kunne jeg gjort grundigere litteraturstudier og hevet eget kunnskapsnivå. Jeg kan også se at en jevnligere kontakt med veileder kunne klarert egne begrensninger på et tidligere stadium.

Oppgaven min har også vært avhengig av de andre masteroppgavene skrevet i sammenheng med Prosjekt Roskva, i form av materialegenskaper og tilpassing av min konstruksjon til andre deler av motorsykkelen. Dette har ført til at jeg har måttet gjøre forandringer underveis og dette tar tid. Jeg var klar over dette i starten av masterperioden, men at det kom til å gå med så mye tid til tilpassing og omdefinering av forskjellige parametre, var jeg nok ikke klar over.

Oppsummert har masterperioden ført til store arbeidsmengder og jeg har lært mye om egne teoretiske kunnskaper, tidsplanlegging og samarbeid med andre. De feil som er gjort i denne oppgaven, må jeg ta med meg videre som erfaring, slik at ved neste prosjekt, kan disse feilene unngås.



Vedlegg B: Tidligere arbeid

Sammendraget er skrevet av Lars J. Norberg, og er en del av hans masteroppgave, *Utvikling og optimering av drivlinje for et elektrisk motorsykkelkonsept*.

Det har tidligere vært nedlagt mye arbeid i prosjektering og undersøkelser av konsepter og løsninger for Roskva. Dette har blant annet blitt gjort i fagene TIP200, TIP300 og en noen frie emner ved IMT.

Roskva

Fag: TIP200 – Produktutvikling og produktdesign
 Forfatter: Hans Ola Krog
 Utgitt: 2010
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 86: Design utkast fra Hans Ola Krog sin.

Gjennom kurset TIP200 tok Hans Ola Krog for seg et nytt konsept om en elektrisk motorsykkel. Det ble utredet forskjellige konsepter og gjort undersøkelser rundt eksisterende produkter som allerede fantes på markedet. Det ble ut ifra dette designet forskjellige løsninger, videre ble det lagt frem et endelig produktforslag med økonomiske beregninger.

Roskva – Et forprosjekt

Fag: Frie studiepoeng IMT
 Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
 Utgitt: 2011
Studiepoeng: 5 Stp.



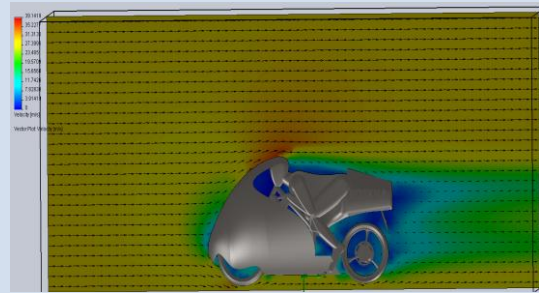
Figur 87: Designutkastet til prototypen Roskva.

Dette forprosjektet tok for seg en enkel analyse av markedet og konturerende løsninger for å se behovet og om en eventuell motorsykkel prosjekt hadde livets rett. Dette prosjektet var selve oppstarten til det som nå er Prosjekt Roskva. Der ble det konkludert med at prosjektet var gjennomførbart og det ble dermed tatt videre i fag som TIP300.



Roskva – An Aerodynamical Analysis

Fag: TMP261 - Varme og Strømningsanalyse
 Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
 Utgitt: Våren 2011
Studiepoeng: 5 Stp.



Figur 88: Aerodynamisk analyse fra prosjektet i TMP261.

Dette prosjektet ble gjennomført som en del av faget TMP261 som tar for seg strømningsanalyse i programmet SolidWorks Flow Simulation. Her ble det gjennomført simuleringer med en enkel prototypedesign der framhjulet var kapslet inn i kåpen. Med denne løsningen håpet man på å få ned luftmotstanden. Resultatene fra denne rapporten bekreftet dette.

Roskva – Finally, It's Fun to be Green

Fag: AOS120 - Markedsføring
 Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
 Utgitt: Vår 2011
Studiepoeng: 5 stp.



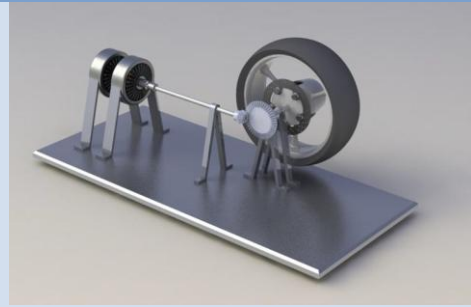
Figur 89: Kåpe konsept utviklet av Espen Kultorp og Odd Arne Skjong.

Opgaven er en utredning i forhold til markedet og hvordan man skal tilegne seg et produktmarked som allerede er fullspekket av motorsykler fra forskjellige produsenter. Fokus på gode kjøreegenskaper, kraftig motor og god rekkevidde var blant annet en del av de punktene som var nødvendig om motorsykkelen skulle ha livets rett.



Prosjekt Roskva – Konseptutredning Motor, energilagring og drivlinje

Fag: TIP300 - Konsept og produktrealisering
 Forfatter: Lars J. Norberg
 Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 90: Drivlinje konseptet.

Konseptutredningen ble gjennomført for å ha et grunnlag for de forskjellige systemene rundt motor, energilagring og drivlinje. Her var målet å komme frem til de beste løsningene for Roskva med en del gitte spesifikasjoner. Her ble det konkludert med at Roskva skulle gå for et motoroppsett med doble elektriske motorer og overføringen fra motorene til hjulet skulle gå via en drivaksel.

De forskjellige alternativene ble vektet på forskjellige områder og det alternativet som hadde størst poengsum ble det valgte konseptet. Om det ønskes mer informasjon rundt analysen og utvelgelsen henvises det til TIP300 oppgaven av undertegnede.

Prosjekt Roskva – Dempersystemer

Fag: TIP300 - Konsept og produktrealisering
 Forfatter: Hans Ola Krog
 Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.

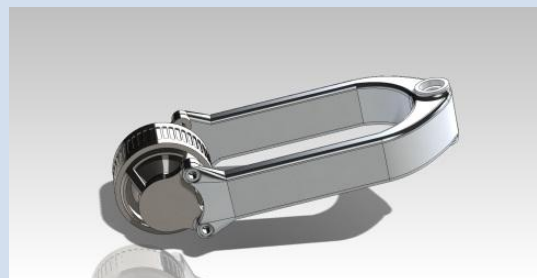


Figur 91: Svingarmen tegnet av Hans Ola Krog.

I prosjektrapporten om dempersystemer ble det utført en dyp studie i forskjellige systemer som eksisterte for deretter å designe en passende svingarm for Roskva. Denne skulle gi Roskva de ønskede kjøreegenskapene.

Prosjekt Roskva - Ramme

Fag: TIP300 – Konsept og produktrealisering
 Forfatter: Odd Arne Skjong
 Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 92: Rammetegning av Odd Arne Skjong.



Det ble foretatt undersøkelser rundt forskjellige rammekonsepser og dens forskjellige løsninger. Her ble konseptet å benytte motoren som et feste punkt mellom bakdelen av og framdelen på motorsykkelen.

Pågående arbeid (våren 2012)

Prosjekt Roskva består av totalt fem masteroppgaver som skal leveres våren 2012. Her er alle oppgavene frittstående og tar for seg hver sine områder på motorsykkelen. Selv om selve oppgavene er frittstående, er alle avhengig av alle. Dette gjør at man er nødt til å ha et nært samarbeid om designløsninger og tekniske løsninger på motorsykkelen. I kapitlene som følger er det en kort introduksjon til de forskjellige mastergradsoppgavene som det har blitt arbeidet med våren 2012.

Utvikling av svingarm og dempesystem for elektrisk motorsykel konsept

Fag: Mastergradsoppgave IMT
Forfatter: Hans Ola Krog
Utgitt: Våren 2012
Studiepoeng: 30 Stp.

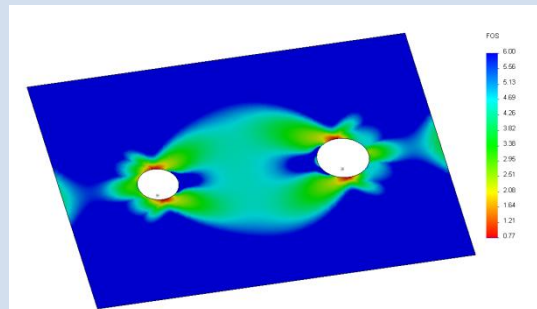


Figur 93: Løsningsforslaget til Hans Ola Krog med en pro-link system.

Hans Ola har arbeidet med design og konstruksjon av en ensidet svingarm med et dempersystem basert på pro-link systemet. Han har kommet frem til et løsningsforslag der svingarmen produseres i karbonfiber med en kjerne av Divinycell. Svingarmen er også tilpasset slik at giraksen med drivaksel passer innvendig i freste spor.

Komposittmaterialer - Verifisering av material og styrkeegenskaper til bruk i motorsykelchassis

Fag: Mastergradsoppgave IMT
Forfatter: Espen Kultorp
Utgitt: Våren 2012
Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 94: Spenningsplott av en strekkprøve foretatt av Espen Kultorp.

Espen har gjennom sin masteroppgave foretatt grundig analyser av fiberkonstruksjoner for bruk i motorsykkelen Roskva. En av grunnene er manglende



data og vanskeligheter med å kunne beregne karbonfiber i forskjellige strukturer. Espen har jobbet grundig med å kunne verifisere data for å kunne bruke videre i FEM analyse. Dette har gjort at de andre i prosjektet som bruker for eksempel karbonfiber i sine komponenter har data til å kunne gjennomføre beregningene sine.

Utvikling av fremre del av motorsykelchassis

Fag: Mastergradsoppgave IMT
Forfatter: Odd Arne Skjong
Utgitt: Våren 2012
Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 95: Løsningsforslaget til Odd Arne Skjong for innfesting av styregaffelen på motorsykkelen.

Odd Arne har tatt for seg utvikling og konstruksjons av den fremre delen på motorsykkelen Roskva. Dette innebærer innfestning av gaffel/fremre hjuloppheng, han har sett spesielt på mulighet til å bruke kompositt materialer til dette.

Totaldesign - CFD-optimering av elektrisk motorsykel konsept

Fag: Mastergradsoppgave IMT
Forfatter: Erik Olsvik
Utgitt: Våren 2012
Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 96: Løsningsforslaget til designet for motorsykkelen av Erik Olsvik.

Erik Olsvik har vært designeren av motorsykkelen Roskva. Han har sørget for selve innpakningen av sykkelen når det kommer til kåpen/karosseriet. Han har arbeidet for å fremme pene linjer, men også utnytte funksjonene til å få lav luftmotstand og samtidig skaffe nok kjøling for de komponentene som trenger det. Vedsiden av dette har han også sett på innfestningen av de forskjellige komponentene til resten av rammen som han har designet. Resultatet har blitt en fantastisk design som står Roskva verdig.



Vedlegg D: Sammenstilling

Modul nr.	Forklaring
1	Svingarmprofiler
2	Lagerholder
3	Støtdemper mekanisme
4	Drivlinje
5	Komplett hjul

FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	
NAME	SIGNATURE	DATE	
MATERIAL:			
WEIGHT:		SCALE:1:1	
DWG NO.:		SHEET 1 OF 1	
TITLE:		A4	
Roskva Electric Motorcycle			
Sammenstilling			



Vedlegg E: Modul 2

Nr.	Navn	Kvanta
1	Endehylse	2
2	Nållager	4
3	Radiallager	2
4	Pakning	2
5	Lager hus	1
6	Mellomhylse	1

FINISH: DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		TITLE: Modul 2	
NAME	SIGNATURE	DATE	
MATERIAL:		DWG NO.:	A4
WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1



Vedlegg F: Modul 3

Nr.	Hva	Kvanta
1	Støtdemper	1
2	Linkarm	1
3	Rocker plate	2
4	Bolt, M10x60	3
5	Mutter, M10	3

FINISH: DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		TITLE:	
NAME	SIGNATURE	DATE	
MATERIAL:		DWG NO.:	
WEIGHT:		SCALE: 1:	

Modul 3

A4

SHEET 1 OF 1



Vedlegg G: Hovedmål

