



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

Masteroppgave 2014
30 stp

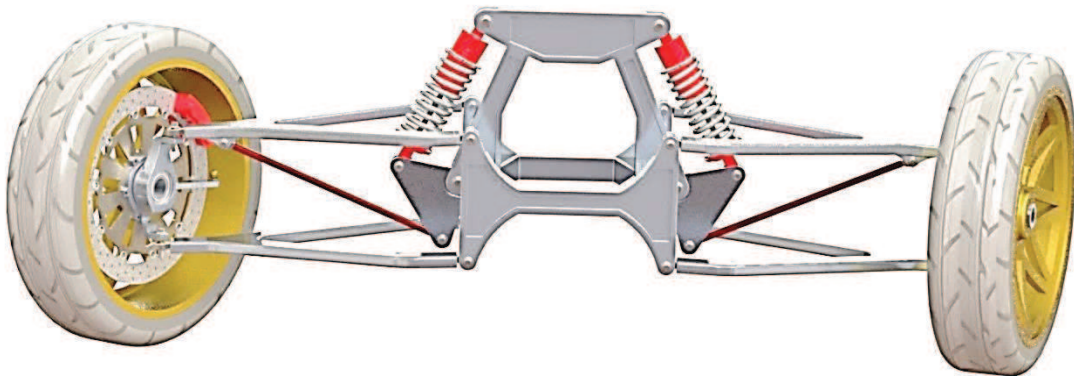
Dolphin Duo 1+1: Utvikling av hjuloppheng for lettvektskjøretøy

Dolphin Duo 1+1: Development of wheelbase
for a lightweight vehicle.

Jarle Hjertaas Hanssen

Dolphin Duo 1+1: Utvikling av hjuloppheng for lettvektskjøretøy

Av
Jarle Hjertaas Hanssen



**Mastergradsarbeid ved Norges miljø- og biovitenskapelige
universitet,
Institutt for matematiske realfag og teknologi,
Vårsemesteret 2014.**

FORORD

Masteroppgaven er initiert av Institutt for matematiske realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, ved første amanuensis Jan Kåre Bøe.

Denne Masteroppgaven er skrevet av Jarle Hjertaas Hanssen våren 2014. Som avsluttende del av 5-årig master i maskin, prosess- og produktutvikling ved Instituttet for matematiske realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet.

Motivasjonen til undertegnede for å ta denne oppgaven er at jeg er interessert i stort sett alt av motoriserte kjøretøy, med vekt på bil og motorsykkel. I tillegg er jeg utdannet bilmekaniker med fem års arbeidserfaring. Utover dette har jeg stor interesse innenfor flere av fagene dette studiet er bygd opp rundt. Spesielt produktutvikling finner jeg motiverende siden man får utfordret kunnskapen som er opparbeidet de siste årene, samt at man kan tilegne seg ny kunnskap innenfor det aktuelle temaet.

Jeg vil spesielt takke min hovedveileder, førsteamanuensis Jan Kåre Bøe ved Institutt for matematiske realfag og teknologi for god veiledning og oppfølging.

Videre vil jeg også rette en stor takk til overingeniør Tore Ensby for konstruktive diskusjoner innen konstruksjonsteknikk, senior ingeniør Bjørn Brenna for råd innen produksjonsprosess og materialer, Anders Myhr for korrekturlesing i en hektisk hverdag og min utrolige tålmodige samboer Trine Andresen.

Ås den 15. Mai 2014

Jarle Hjertaas Hanssen

SAMMENDRAG

Det blir i dagens samfunn lagt vekt på at man skal ferdes mest mulig miljøvennlig, når man skal fra et sted til et annet. Det er ønskelig at flere bruker kollektivtransport, eller går og sykler til jobb. Andre tiltak som blir gjort, er at motoriserte kjøretøy møter strengere krav, blant annet når det gjelder miljøvennlighet og sikkerhet. Et slikt kjøretøykonsept er under utvikling; konseptet heter Dolphin Duo 1+1 og er utviklet av IMT ved NMBU. Dolphin Duo 1+1 er et lettvekts trehjulskjøretøy med to hjul foran og et bak og denne hjulkonfigurasjonen kalles tadpole[1].

Konseptet Dolphin Duo består av flere delprosjekter, der det blant annet har blitt designet løsningsforslag til overchassis[2] og interiør[3]. Mastergradsarbeidet i denne oppgaven vil bygge på konseptet Dolphin Duo og hovedmålet som ble satt, er å utrede, designe, beregne og konstruere et forhjulsoppheng for et tadpole trehjuls lettvekts personkjøretøy med tilhørende anvisninger.

For å komme frem til et løsningsforslag har det blitt arbeidet etter flere konseptutviklingstrinn. Trinnene ble delt opp i tre faser; utredning, utvikling og konstruksjon. Det ble gjort utredninger på eksisterende konsepter og typiske forhjulsoppheng og chassisløsninger. Det ble også utført utredningsarbeid på grunnlagsteori, som blant annet omhandlet statisk og dynamisk belastning, og hjulstillingsgeometri. Utviklingen bestod av produktspesifisering for konseptet, utvikling av funksjons og systemalternativer og valg av helhetssystem. Konstruksjonsfasen bestod blant annet av grunnlagsberegninger for valgt helhetssystem. Grunnlagsberegningen la grunnlag for dimensjoneringen av løsningsforslaget som ble modellert i 3D. Det ble utført strukturanalyse av komponentene med hensyn på jevnførende spenning og deformasjon, og sikkerhetsfaktor mot flyt ble beregnet. Tilslutt ble det utført valg av produksjonsprosess og materiale, deretter ble det satt opp et grovt kostnadsoverslag og laget renderinger av sluttresultatet.

Løsningsforslaget på forhjulsoppheng bestod av doble A-arme med lenkeoverføring til selve støtdemperenheten. Egendesignede komponenter bestod av traversen, øvre- og nedre bærearm og rotasjonmekanisme til støtdemperenheten. Rotasjonmekanismen var designet med en rotasjonskam som roterer i et plan med tilhørende strekkstag. Produksjonsprosessene som ble valgt for de aktuelle komponentene er maskinering. Delene er maskinert ut av standardplate profiler i aluminium 6082-T6. Innkjøpte komponenter består av komplett bremse- og styresystem, dekk og felger, hjulspindel med tilhørende nav og lager og en støtdemperenhet som består av en sylindriskdemper og en spiralfjær som ligger rundt, også kalt «coilovers».

De doble a-armene ble konstruert ved at den øvre bærearmen er noe kortere enn den nedre; ved å gjøre dette får hjulet en vertikal vandringsvei, som igjen fører til bedre kontakt mellom hjul og veibane. Med oppsettet som ble satt, fikk forhjulsoppheng en totalvandring på 120 mm i z-retning. Totalbredden på konseptet ble 1580 mm, totalvekten for egen designede komponenten ble 22,5 kg og laveste sikkerhetsfaktor mot flyt er 5. Systemet ble bygd slik at det kan velges ulike hjulkonfigurasjoner med hensyn på bredde og innpress.

ABSTRACT

In today's society it is emphasized that you should use the most environmentally friendly way, when you are going from one place to another. It is desirable that more people use public transport, walk or use the bicycle to work. Other measures made are that motorized vehicles meet stricter requirements, when it comes to environmental friendliness and safety. Such a vehicle concept is under development; it is a concept called Dolphin Duo 1 +1 and developed by IMT at NMBU. Dolphin Duo 1 +1 is a lightweight three-wheeled vehicle with two front wheels and one rear wheel, this configuration is called tadpole [1].

The concept Dolphin Duo consists of several sub-projects, where among other things there have been designed proposals for solutions to upper chassis [2] and interior [3]. This Master Thesis will build further on the concept Dolphin Duo, the main goal was assess, designing, calculate and constructing a front suspension for a tadpole three wheel lightweight personal vehicle with accompanying instructions.

To reach a solution suggestion, there have been worked after several conceptual steps of development. The steps were divided into three phases; assessment, development and construction. It was made studies on existing concepts and typical front suspension and chassis solutions. It was also conducted research on the fundamental theory, among others static and dynamic loads and wheel geometry. The development consisted of product specification for the concept, development of function and system options and selection of the whole system. The construction phase consisted partly of foundations calculations for the main system. The calculations laid the foundation for the design of the solution proposal that was modeled in 3D. It was carried out structural analysis of the component with respect to the equivalent stress and deformation and the safety factor against yield was calculated. Finally, it was performed selection of manufacturing process and material, and then it was made a rough cost estimate and created renderings of the final result.

Solution proposal of the front suspension consisted of double A-arms with link transfer to the shock absorber unit. Custom-designed components consisted of the sub-frame, the upper and lower arm and pull rod system to the shock absorber unit. The pull rod system was designed with a rotary cam that rotates in on plane with associated pull rod. The manufacturing process chosen for the relevant components were machining. The parts are machined out of standard plate profiles in aluminum 6082-T6. Purchased components consist of complete braking and steering system, tires and wheels, axle shaft and associated hub and bearings, and a shock absorber unit consisting of cylindrical damper and a coil spring, also called coilovers.

The double A-arms were constructed such that the upper support arm is slightly shorter than the lower support. By doing this the wheel vertical movement path, which in turn leads to better contact between wheel and road surface. With the setup that was set, the front suspension got a total movement of 120 mm. in the z-direction. Total width of the concept is 1580 mm. total weight of Custom-designed component was 22.5 kg and the lowest safety factor against yield is 5. The system was built in a way that it can be chosen different wheel configurations with respect to the width and offset.

Innholdsfortegnelse	Side:
1. INNLEDNING	9
1.1. Bakgrunn	9
1.2. Idebeskrivelse	9
1.3. Markedsbehov og potensiale	10
1.3.1. Hvorfor tre-hjuling	10
1.3.2. Bygge prinsipper for trehjulinger	10
1.4. Tidligere arbeid.....	12
1.5. Eksisterende løsninger og patenter	14
1.5.1. Tilsvarende løsninger	14
1.5.2. Patenter.....	17
1.6. Grov oversikt over hjuloppheng og chassistyper	17
1.6.1. Forhjulsoppheng.....	17
1.6.2. Under chassis.....	24
1.7. Problemstilling.....	26
1.7.1. Forhjulsoppheng.....	26
1.7.2. Chassis.....	27
2. PROSJEKTPLANLEGGING	28
2.1. Målsettinger	28
2.1.1. Hovedmål	28
2.1.2. Delmål	28
2.2. Tids og arbeidsplan med milepæler.....	28
2.3. Begrensninger og forenklinger	28
3. METODEBESKRIVELSE.....	30
3.1. Terminologi og begreper	30
3.1.1. Begreper og forkortelser.....	30
3.1.2. Enheter	30
3.1.3. Formler	32
3.2. Løsningsverktøy og arbeidsmetoder.....	34
3.2.1. IPD, integrert produktutvikling	34
3.2.2. Pugh.....	34
3.2.3. Osborne	34
3.2.4. Ashby	34

Dolphin Duo

3.2.5.	SolidWorks.....	35
3.2.6.	Tilegning av ny kunnskap	35
3.3.	Prosesstrinn.....	36
4.	GRUNNLAGSTEORI	37
4.1.	Koordinatsystemet	37
4.2.	Statiske krefter	37
4.3.	Dynamiske krefter	38
4.3.1.	Friksjonkoeffisient og friksjonskrefter	38
4.3.2.	Krefter i sving.....	41
4.3.3.	Krefter ved brems og akselerasjon	42
4.3.4.	Krefter fra vei, hull i veien, støt beregning	44
4.4.	Stabilitet.....	45
4.4.1.	Tyngdepunkt.....	45
4.4.2.	Sporvidde	47
4.4.3.	Stabilisatorstag	47
4.4.4.	Tilt i sving	48
4.5.	Hjulstillingsgeometri	48
4.5.1.	Kinematikk	49
4.5.2.	Elastokinematikk	49
4.5.3.	Felg og dekk	49
4.6.	Hjul og styregeometri	51
4.6.1.	Camber (Hjulhelling)	51
4.6.2.	Caster og sleperadius.....	52
4.6.3.	Ackerman vinkel (Spredning sving)	52
4.6.4.	Spissing/spredning, toe-in og toe-out.....	53
4.6.5.	KPI (King bolt helning)/SAI (Svingakselhelningen)	54
4.6.6.	Skrubbradie	54
4.7.	Hjelpesystemer	54
4.7.1.	Blokkerings frie bremses (ABS)	55
4.7.2.	Antispinn (TC)	55
4.7.3.	Stabilitetskontroll (ESP).....	55
5.	PRODUKTSPEISIFISERING.....	56
5.1.	Produktmålsetning	56

Dolphin Duo

5.2.	Produktegenskaper.....	56
5.3.	Metriske grensespesifikasjoner.....	56
5.4.	Metriske grovspesifikasjoner.....	58
5.5.	Tidlig kostnadsvurdering.....	59
6.	KONSEPTGENERERING.....	61
6.1.	Modularisering og plassering.....	61
6.2.	Funksjonsanalyse for modul 1, forhjulsopphenget.....	64
6.3.	Funksjonsalternativer for modul 1, forhjulsoppheng.....	65
6.4.	Tidligvurdering av brukspåkjenninger.....	70
6.4.1.	Krefter.....	71
6.4.2.	Miljø og temperatur innvirkning.....	72
6.5.	Aktuelle materialer og produksjonsprosesser.....	72
6.5.1.	Materialer.....	73
6.5.2.	Produksjonsprosesser.....	75
6.6.	Form- og estetikkalternativer.....	79
7.	KONSEPTVALG.....	81
7.1.	Egenscreening.....	81
7.2.	Overføringsmekanisme.....	82
7.3.	Ekstern konsepttesting.....	91
7.4.	Valg av konsept.....	93
8.	GRUNNLAGSBEREGNINGER.....	94
8.1.	Krefter fra støt.....	94
8.2.	Opptredende krefter i hjulopphenget.....	95
8.2.1.	Reaksjonskrefter på grunn av kraften F_Z	96
8.2.2.	Reaksjonskrefter på grunn av kraften F_X	97
8.3.	Krefter i overføringsmekanismen.....	98
8.4.	Boltforbindelser.....	99
8.5.	Knekking av trykkutsatt bæream.....	102
8.6.	Opptredende spenninger.....	104
9.	PRODUKTARKITEKTUR OG KONSEPTDESIGN.....	105
9.1.	Sammenstilling.....	105
9.1.1.	Inn- og utfjæring.....	105
9.1.2.	Svingklaring.....	107

Dolphin Duo

9.2.	Design av hovedelementer.....	108
9.2.1.	Forhjulsopphenget.....	108
9.2.2.	Rotasjonmekanisme	110
9.3.	Design av enkelt komponenter	112
9.4.	Innkjøpte standardkomponenter	114
10.	STRUKTUR OG DESIGNOPTIMERING.....	115
10.1.	Bærearmer	116
10.1.1.	Nedrebærearmer	116
10.1.2.	Øvre bærearmer	122
10.2.	Travers.....	124
10.3.	Rotasjonskam.....	128
10.4.	Oppsummering og sikkerhetsfaktorer	132
11.	ROBUSTHET, VEDLIKEHOLD OG RESIKULERING	133
11.1.	Materialegenskaper og valg, overflatebehandling og vedlikehold.....	133
11.2.	Materiale med hensyn på miljø og bærekraftighet	134
11.2.1.	Kort om aluminium og stål produksjon og resirkulering	134
11.2.2.	Energi og CO ₂ analyse.....	135
12.	FRAMSTILLING OG PRODUKSJONS-KOSTNADER	138
12.1.	Valgte produksjonsmetoder	138
12.1.1.	Prototype.....	138
12.1.2.	Serieproduksjon	140
12.2.	Kostnadskalkyler	140
12.2.1.	Prototype.....	140
12.2.2.	Serieproduksjon	142
13.	MARKEDSPRESENTASJON.....	143
13.1.	Miljø renderinger	143
13.2.	Tekniske beskrivelser	144
14.	PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON.....	145
14.1.	Arbeidsprossevaluering.....	145
14.2.	Design- og produksjonsrevisjon	146
15.	KONKLUSJON	148
15.1.	Resultater	148
15.2.	Anbefalinger	149

Dolphin Duo

15.3. Videre arbeid	149
16. KILDER	151
17. VEDLEGG	153

1. INNLEDNING

Dette kapittelet omhandler blant annet bakgrunnen, idebeskrivelse og problemstillingen til mastergradsarbeide.

1.1. Bakgrunn

I dagens samfunn er det vektlagt at man skal kunne ferdes mest mulig miljøvennlig når man transporteres seg fra A til B. Det er ønskelig at flere bruker kollektiv transport, bruker beina eller sykler til jobb. Andre tiltak som blir gjort er at motoriserte kjøretøy må møte strengere krav, både når det gjelder miljøvennlighet og sikkerhet. Selv om det blir laget elbiler og mer drivstoff besparende kjøretøy, kan disse fort satt optimaliseres. Dette kan sannsynligvis gjøres ved å designe transportmidlet mindre og lettere, ved blant annet å fjerne unødig plass.

Framtidens kjøretøy bør bli mindre, lettere og mer effektive både på hensyn til drivstofforbruk og utnyttet plass. Dette kan gjøres ved bruk av andre chassis løsninger, materialer og miljøvennlige energikilder. Et slikt kjøretøykonsept er under utvikling ved IMT under navnet «Dolphin Family og Dolphin Duo», der begge kjøretøyene skal bli konstruert med tre hjul. Mastergradsarbeidet vil bygge videre på tidligere gradsarbeider, blant annet oppgaven til Jan Fredrik Aasheim fra 2011[4]. Oppgaven til Aasheim omfattet utredning, design og konstruksjon av hjulopphenget og understells løsning til «Dolphin Family» med plass til en voksen og to barn.

Fordelene med et tre hjuls kjøretøy er blant annet at det er et stort potensiale for å kunne lage et enklere og mindre kjøretøy som kan gjøre transport kostnadene lavere og mer drivstoff effektive. Det er også et kjøretøy som kan dekke rommet mellom motorsykkel og bil, ved at det er lett og manøvrerbart som en motorsykkel, samtidig med at den kan ha en bilens sitte-anordning og passive sikkerhet.[5]

Ved å ikke bare fokusere på å benytte andre energikilder, eller lage mer drivstoffeffektive motorer, kan man oppnå like gode, hvis ikke bedre løsninger, ved også å gjøre noe med vekt og størrelsen på et kjøretøy. Ved å lage Dolphin konseptene i størrelsesorden som en halv bil, kan både overflødig vekt og plass bli borte; med dette kan drivstofforbruket bli enda lavere. Dolphin konseptene skal kunne gjøre disse dagligdagse kjøreturene, mer miljøvennlig og økonomisk.

1.2. Idebeskrivelse

Ideen til Dolphin konseptet går ut på å lage to kjøretøy, som skal dekke transportbehovet til en familie der begge kjøretøyene skal kunne parkeres i samme garasje. Den ene skal ha plass til en voksen og to barn, eventuelt bagasje, dette kjøretøyet kalles Dolphin Family. Hjulkonfigurasjon til Dolphin Familys består av et hjul foran og to bak. Dolphin Duo er det andre kjøretøyet, og har plass til to voksne som sitter etter hverandre. Duo har to hjul foran og et bak. Felles for begge er at de skal være miljøvennlige, lette, trafikksikre og det skal være fokus på bruk av standardkomponenter. Ved at begge kjøretøyene skal få plass i en garasje,

vil dette være en stor utfordring med tanke på stabilitet, da bredden sannsynligvis ikke vil bli mer enn en meter. Bredden ikke er et designkrav, men noe som tilhører opphavet til ideen.

1.3. Markedsbehov og potensiale

I dette delkapittelet skal det ses kort på trehjulskjøretøyets markedsbehov og potensiale. Det skal også ses på noen bygge prinsipper for tidligere trehjulskjøretøy med to hjul foran og et bak

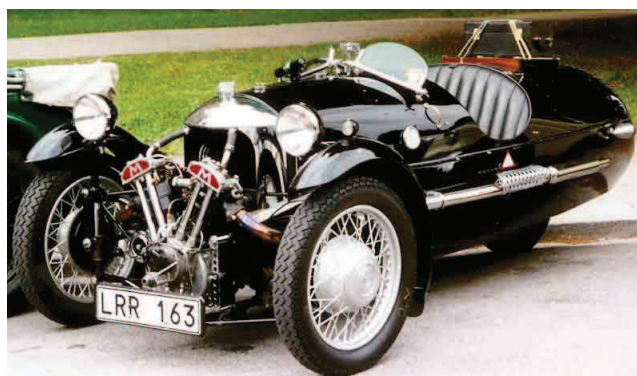
1.3.1. Hvorfor tre-hjuling

Ved å designe kjøretøy med kun tre hjul kan man oppnå mange fordeler, siden dette er en slags «hybrid» mellom bil og motorsykkel. Noen fordeler et trehjuls kjøretøy kan ha er som følger[6]:

- Den kan ha mere bagasjeroms plass og sikkerhet enn en motorsykkel.
- Den kan kombinere sikkerheten og funksjonaliteten til en bil, men fortsatt beholde enn motorsykkels fleksibilitet.
- Triangel formen kan før til bedre aerodynamikk, enn både motorsykkel og bil og dette alene kan føre til lavere utslipp.
- Den har ofte mindre deler totalt sett, dette fører til lavere kostnad ved produksjon og vil gjøre det lettere for flere å få mulighet til å anskaffe en slik en.
- Ofte blir trehjulskjøretøy designet lavere enn vanlige biler, dette fører til lavere tyngdepunkt, som igjen fører til bedre kjøreegenskaper.
- Ofte er disse kjøretøyene designet med hensyn på lav vekt, lave kostander og at de skal være miljøvennlige.

1.3.2. Bygge prinsipper for trehjulinger

Suksessen til Morgan motor Company var med Morgans 3-hjuls kjøretøy, se figur 1, disse hadde 2 hjul foran og et bak, motoren var tverrstilt over forhjulsopphenget. Morgan produserte trehjuls kjøretøy kontinuerlig fra 1909 til 1953, kun avbrutt av 1. og 2. verdenskrig. Morgan Cyclecar som de ble kalt, vant mange priser opp gjennom tiden, som blant annet best konstruert, pålitelige 3-hjuling og den mest suksessfulle i klassen for trehjulskjøretøy. Morgan Cyclecars vant også Britiske og verdens rekorder innen varierende klasser for dette kjøretøyet[7].



Figur 1: Illustrasjon av Morgans 3-hjuls kjøretøy[7].

Dolphin Duo

Storbritannia hadde også en annen type tre-hjuling, denne hadde opprinnelig fire hjul og ble produsert av BMW, men Isetta Storbritannia fikk lisensprodusert den med tre hjul, dette var på grunn av at den ble registrert som en motorsykkel, og gjorde prisen lavere[8], se figur 2



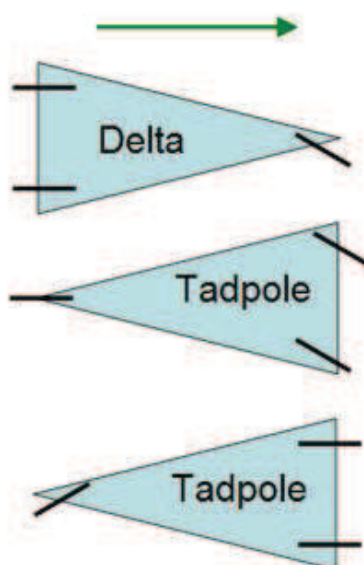
Figur 2: Illustrasjon av trehjuls versjonen av Isettaen[8].

I 2011 relanserte Morgan Motor Company sitt 3-hjuls kjøretøy igjen, se figur 3, dette på grunn av det 21 århundres ønske om å spare naturen, våre ressurser og spare miljøet for unødvendig forurensing[7].



Figur 3: Illustrasjon av den relanserte Morgan 3-hjulskjøretøy fra 2011[9].

Det blir definert to typer trehjulinger, dette forklarer hvilken hjulkonfigurasjon kjøretøyet har. Den ene kalles «delta» det vil si et hjul foran og to bak, og den andre typen kalles «tadpole» altså det motsatte av delta, se figur 4.



Figur 4: hjulkonfigurasjoner som er definert for trehjuls kjøretøy[1].

1.4. Tidligere arbeid

Dolphin Duo 1+1 og Dolphin Family er et konsept som tilhører hverandre og det har blitt gjort mastergradsarbeid og prosjekt tidligere på både Family og Duo konseptet.

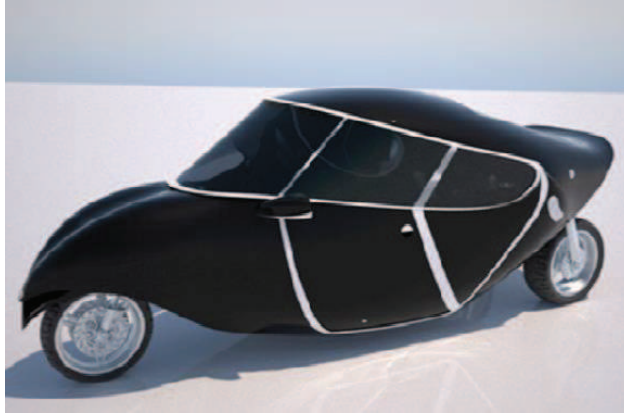
For Dolphin Duo 1+1 har det blitt utført to prosjekter tidligere, den første gikk ut på å følge prosessen for og designe et eksteriør til Dolphin Duo, se figur 5[2]. Dette ble gjort av Anders Brevik og Lars Timberlid Lundheim gjennom et frittemne på 15 poeng initiert av dem selv og første amanuensis Jan Kåre Bøe ved IMT.



Figur 5: Første utformingen av eksteriøret til Dolphin Duo 1+1[2].

Dolphin Family baserer seg på delta prinsippet som er forklart tidligere i rapporten. For Family konseptet har det blitt utviklet over chassis løsning av David Lindebø Østby, med hensyn på lav luftmotstand[4], se figur 6.

Dolphin Duo



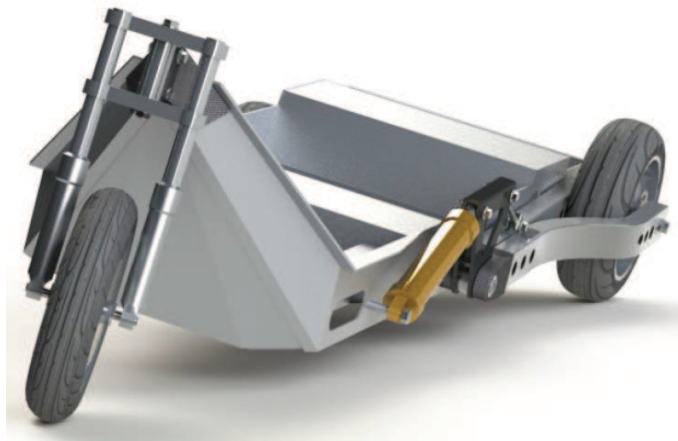
Figur 6: Eksteriør forslag til Dolphin Family[4].

Videre for Dolphin Family har Magnus Ottesen har designet interiørløsningen[4], se figur 7



Figur 7: Interiør løsning designet av Magnus Ottesen til Dolphin Family[4].

Underchassis og hjuloppheeng bak er designet av Jan Fredrik Aasheim[4], se figur 8. Konseptet til Aasheim består av en ramme laget av ekstruderte og limte aluminiumprofiler. Bakhjulsoppheenget er designet slik at Dolphin Family vil tilte over ved sving.



Figur 8: Underchassis med tiltende bakhjulsoppheeng til Dolphin Family[4].

Dolphin Duo

Etter dette har det på nytt blitt utviklet et over chassis til Dolphin Family av Christoffer Leandersson, se figur 9[10]. Denne løsningen har et litt mer moderne design, enn den forrige løsningen av David Lindebø Østby.



Figur 9: Siste ekstrior forsalget til Dolphin Duo[10]

Det siste prosjektet på Dolphin Duo er fra mastergradsarbeidet til Mizgin Aziz Rashid. Masterarbeidet hennes gikk ut på å utvikle et interiørdesign, se figur 10[3]. Noen av hoveddimensjonene til dette interiøret vil bli brukt som nedre metriske grovspesifikasjoner.



Figur 10: Interiørløsning designet av Mizgin Aziz Rashid, til Dolphin Duo[3].

1.5. Eksisterende løsninger og patenter

I dette kapittelet skal det ses på eksisterende løsninger og om det er noen patenter på området.

1.5.1. Tilsvarende løsninger

Det finnes en god del trehjulskjøretøy, noen eldre enn andre. I dette avsnittet er det tatt for seg noen tilsvarende løsninger for trehjulskjøretøy med tadpole hjulkonfigurasjon.

Dolphin Duo

Morgan Motor Company trehjuling

Dette tadpole kjøretøyet fra Morgan Motor Company, er beregnet for fine sommerdager, banedager og søndags hygge på svingete veier, Se figur 11.



Figur 11: Illustrasjon av den relanserte Morgan 3-hjulskjøretøy fra 2011[9].

Chassiset er konstruert av en rørramme i stål, den har en totalvekt på 550 kg og en tverrstilt motorsykkelmotor på 80 Hk foran. Motoren driver bakhjulet sammen med en femtrinns girkasse. Dette gir den en toppfart på ca. 185 km/t og 0 til 100 km/t på ca. 6 sekunder. Bredden er ca. 1720 mm, lengden er 3250 mm og høyden er 1000 mm[9]. Hjulopphenget foran består av doble A-arme. En synlig ulempe er at det ikke er noe beskyttelse for vær og vind og at den egner seg dårlig for vinterføre. Felg og dekk dimensjon foran er 19*3,5 '' og bak 16*5,5,175/55-16.

T-Rex Champaign

T-Rex Champaign er et ekstremt trehjulskjøretøy, se figur 12. T-Rex er konstruert for å kjøre fort og for å ha det moro. Chassiset er konstruert av en rørramme i stål og den har en totalvekt på 472 kg.



Figur 12: Illustrasjon av T-Rex Champaign[11].

Dolphin Duo

Drivlinjen er en sekssylindret motorsykkelmotor fra BMW med 160 Hk sammen med en sekstrinnssekvensiell girkasse montert bak, med kjedeoverføring til bakhjulet. 0 til 100 km/t går på 3,9 sekunder og den har en toppfart på 210 km/t. Bredden er 1981 mm, lengden er 3500 mm, høyden er 1067 mm og akselavstand er på 2286 mm. På lik linje som Morgan er dette et kjøretøy som ikke egner seg for vinteren på grunn av liten beskyttelse for vær og vind og stor kraft på bakhjulet. Forhjulsoffenget er konstruert av doble A-armer. Felg og dekk dimensjonen foran er 16*7 med 205/45-16 og bak 18*10,5 med 295/35-18[11].

Aptera 2e

Aptera 2e er et mer miljøvennlig kjøretøy sammenlignet med Morgan og T-REX. Den har kuttet ned på størrelse og vekt, på lik linje med de to andre, der Apteraens chassis og karosseri er konstruert av kompositt materialer, se figur 13.



Figur 13: Illustrasjon av Aptera 2e[12].

I tillegg til lavere vekt og mindre størrelse enn en konvensjonell bil, er også Apteraen tiltenkt en mer miljøvennlig drivlinje ved bruk av elektriskemotorer på 100 Hk. Vekten til Apteraen ligger på 680 kg, den noe høye vekten kommer nok av batteripakken. Totalbredden er ca. 2300 mm, lengden er ca. 4400 mm, høyden 1350 mm og akselavstanden er 2820 mm. Forhjulsoffenget er av typen dobbel A-armer. Siden denne har en lukket kupe, kan denne være litt mer egnet til bruk i blandet vær. Felg og dekk dimensjonen foran er 14*6 165/65-14[12].

HAWK ZERO S

Hawk Zero S er designet for det amerikanske markedet, se figur 14. Konseptet er mye likt T-Rex, men har en helt lukket kupe og den har kun plass til en person. Motoren er på 850 ccm og yter 140 Hk og vekten er på kun 350 kg[13].



Figur 14: Illustrasjon av Hawk Zero S[13].

Ytredimensjoner og hvordan chassiset er designet står det ikke noe informasjon på, men dimensjonen ser ut til å være tilnærmet like T-rex sine, kanskje noe mindre. Chassiset ser ut som det er et bærende karosseri laget av kompositt og forhjulsoppheng består av doble A- armer, med lenkestøtstenger til støtdemperenheten.

1.5.2. Patenter

Planen var å utføre et patentsøk for å se om et eventuelt løsningsforslag kan være i fare for å bryte noen immaterielle rettigheter. Dette ble utført ved å bruke søkemotorene for:

- Patentstyret.no
- Google patents (Søkemotor som linker opp til USPTO og EPC)

Det viste seg at det var utallige løsninger, og det ble fort uoversiktlig på grunn av at søkene ikke var spesifisert godt nok. Grundigere søk og utredning om et eventuelt løsningsforslag vil bryte noen immaterielle rettighet, ved eventuell produksjon og salg ble satt som en begrensning.

1.6. Grov oversikt over hjuloppheng og chassis typer

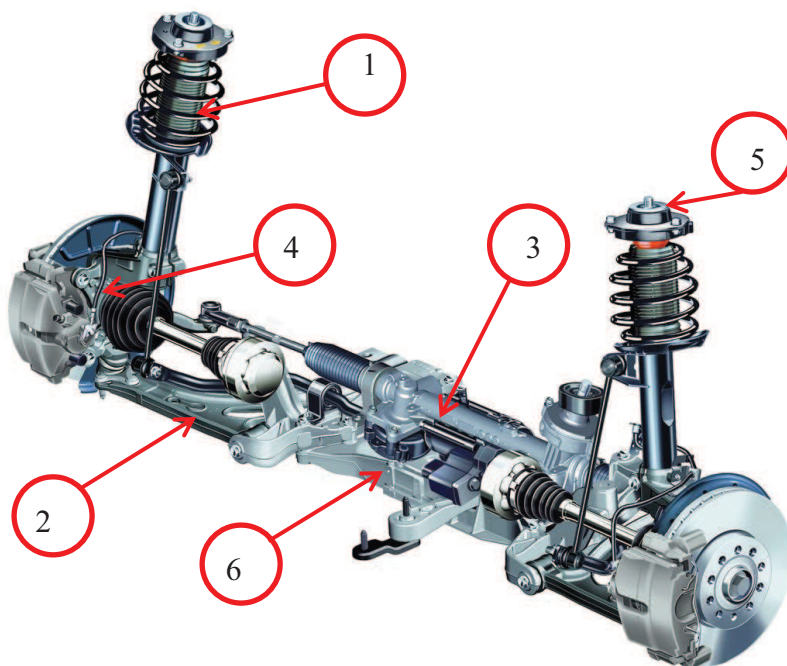
Avsnittet tar for seg forskjellige eksisterende løsninger av forhjulsoppheng og chassis løsninger. Dette er gjort for å kunne gi noen gode ideer rundt eget konsept, i tillegg til å finne eventuelle problemstillinger som en må løses. For alle systemene som er oppgitt finnes det andre varianter, enten ved at fjær og demper enheten er splittet, eller at andre komponenter er brukt, som at en spiralfjær er skiftet ut med en torsjonsfjær osv. Med andre ord, så finnes det nesten like mange forstillingstyper som det finnes kjøretøyfabrikanter og type kjøretøy.

1.6.1. Forhjulsoppheng

I dette avsnittet er det sett på seks typiske forhjulsoppheng, men igjen finnes det utallige konfigurasjoner utover disse og enkelte kjøretøy merker har sine egne versjoner av disse.

MacPherson oppheng

Et MacPherson oppheng består av en nedre bærearmer, ofte formet som en trekant (triangelstag). Bære-armen er festet i traversen med opplagringer. Hjulspindelen er festet mellom bærearmeren og fjærbeinet. Fjærbeinet er det øvre festet, dette er festet mellom hjulspindelen og karosseriet, via et aksiallager også kalt fjærbeinslager. Hjulet vil rotere om en tenkt akse mellom øvre og nedre feste, se figur 15.



Figur 15: MacPherson opphenget til Audi A3/VW Golf VI [14]. 1) Fjærbein(støtdemperenhet), 2) Nedre bærearmer, 3) Tannstang, 4) Hjulspindel, 5) Aksiallager, 6) Traversen.

Den nedre bærearmerne tar opp langsgående og sideveis krefter, og selve fjærbeinet tar opp de aksiale kreftene. Traversen er ofte laget av formstøpt aluminium.

Fordeler:

- Stor fjæringsvei
- Kompakt og trenger relativt liten plass
- Lett og solid konstruksjon
- Økonomisk
- Tar opp langsgående og sideveis krefter godt
- Vedlikeholdskostnader
- Kan monteres lett i en rør ramme

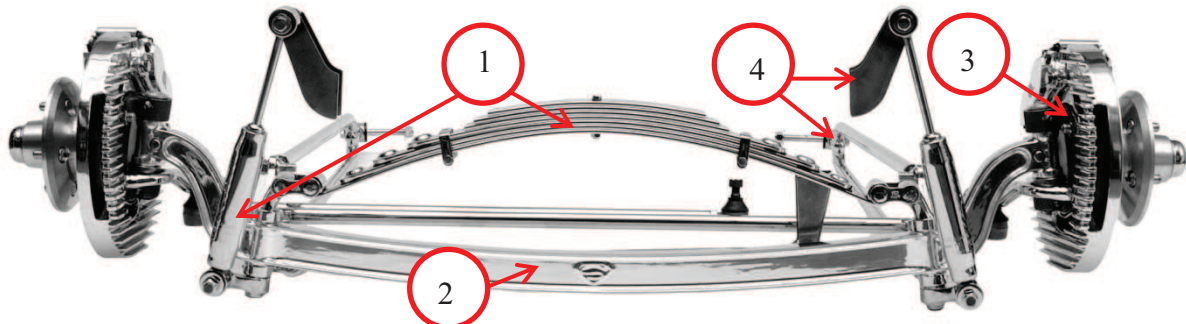
Ulemper:

- Kinematiske egenskaper
- Overfører vibrasjon og lyd til karosseri

- Krav til øvre innfestning

Stiv foraksel

Stiv foraksel, se figur 16, her er selve hjulspindelen opplagret rett i traversen gjennom en kort aksel eller bolt, kalt kingbolten, sammen med foringer og lager så dette kan rotere. Traversen er ofte laget av en I formet stålbjelke. Bjelken/traversen er festet til chassiset gjennom Opphengspunkter på demperne og lenkearm[15].



Figur 16: Stiv foraksel opphengt med bladfjærer, demper og lenkearm til chassis[16]. 1) Støtdemperenhet, 2) I bjelke, 3) Hjulspindel, 4) Opphengspunkter og lenkearm.

Hvordan dette systemet tar opp krefter i de forskjellige retninger kommer an på hvordan systemet er opplagret. I dag brukes ofte disse til amerikanske hotrods.

Fordeler:

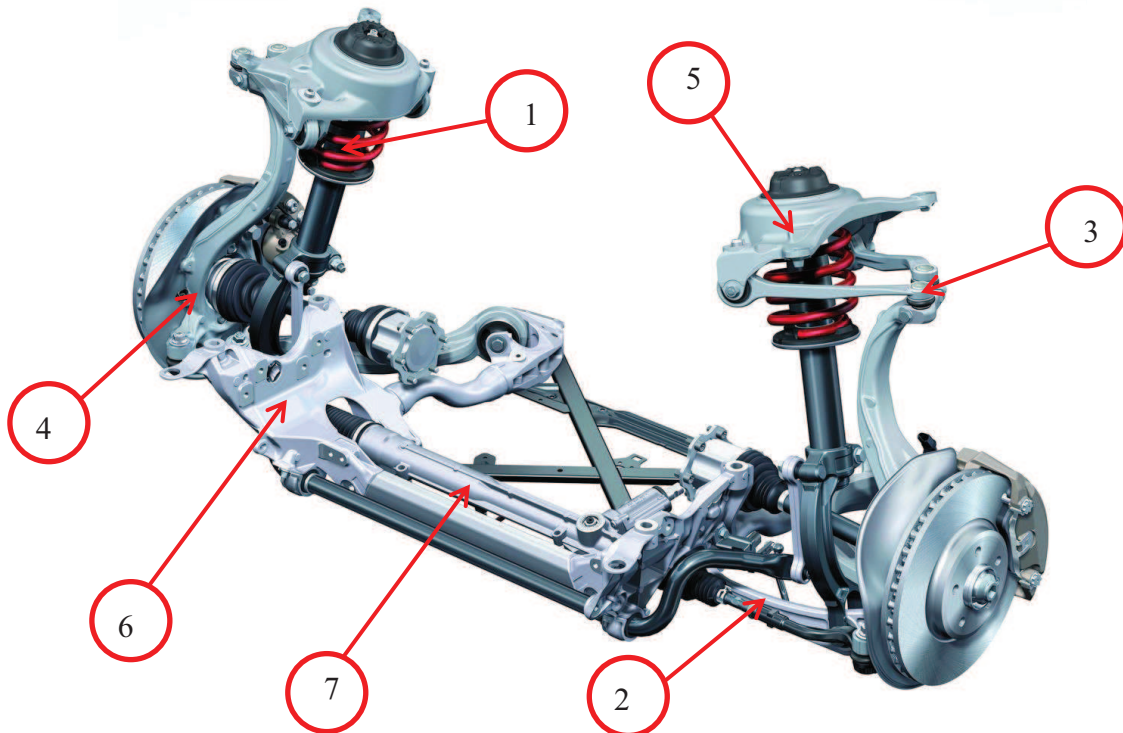
- Tar liten plass
- Lave vedlikeholdskostnader
- Lett å montere
- Beregne, dimensjoner og konstruere

Ulemper:

- Overfører fjæringsbevegelse fra den ene siden til den andre
- Dårlige kinematiske egenskaper
- Liten fjærings vei
- Tung
- Liten/ingen justerings muligheter

Multilink oppheng

Multilink opphengs system består av flere korte bærearmer (alt mellom tre til fem), som fester hjulspindelen til bærende konstruksjon på kjøretøyet, se figur 17. For et slikt system er hver enkelt bærearmer designet og festet slik at kreftene som opphenget blir utsatt for, blir tatt opp i hver sin arm[17]. Ofte er de øvre bærearmerne montert fast i huset som fjærbeinslagret er festet i, som igjen er festet til karosseriet.



Figur 17: Multilink oppheng til en Audi A4[14]. 1) Fjærbein(støtdemperenhet), 2) Nedre bærearmer, 3) Øvre bærearmer, 4) Hjulspindel, 5) Fjærbeinslager hus, 6) Traversen, 7)Tannstang.

Traversen består ofte av formpresset og sveiset stålplater eller av formstøpt aluminium.

Fordeler:

- God styrefølelse
- Lav vekt
- God fjæringsvei
- Stor kinematisk frihet
- Tar opp langsgående og sideveis krefter godt

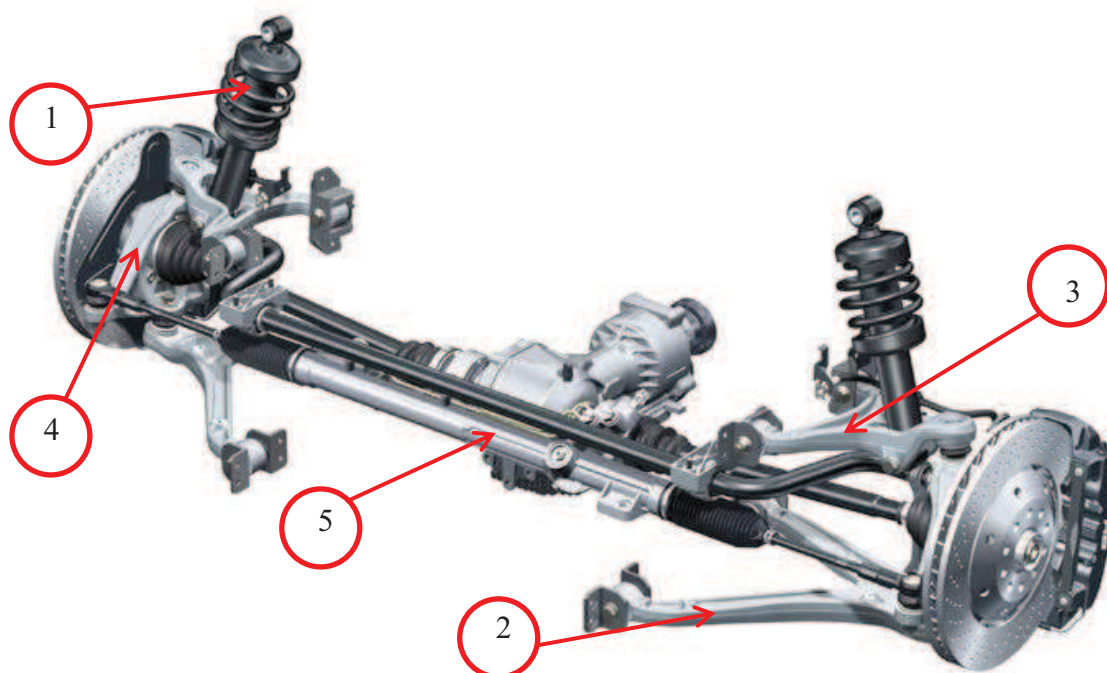
Ulemper:

- Kostbart
- Komplekst
- Mange ledd
- Vedlikeholdskostnader
- Regne ut virkende krefter, dimensjonering og konstruering

Dolphin Duo

Doble A-arms oppheng

Dette systemet består av nedre og øvre bærearmer formet som en A(triangelstag), som er festet til hjulspindelen og traversen på kjøretøyet, se figur 18. Dobbelt A-arm konfigurasjon er et sterkt hjuloppheng som står godt imot virkende krefter, der både øvre og nedre bærearmer tar opp krefter langsgående og sideveis, støtdemperenheten tar opp de aksiale, vertikale kreftene. Noe som skiller dette systemet fra MacPherson er at det beveger seg linjert og holder hjulet mer vinkelrett på veidekket ved ulik belastning. Det negative er kostnader og at det tar opp noe mer plass en et MacPherson oppheng.



Figur 18: Dobbelt A-arm system til Audi R8, illustrasjonene viser ikke traversen bærearmerne er festet i [18]. 1) Fjærbein(støtdemperenhet), 2) Nedre A-arm, 3) Øvre A-arm, 4) Hjulspindel, 5)Tannstang.

Traversen består ofte av formpresset og sveiset stålplater eller av formstøpt aluminium, men dette er ikke illustrert på figuren.

Fordeler:

- God fjæringsvei
- Veldig god styrekontroll
- Stor kinematisk frihet
- Leter og beregne virkendekrefter, dette fører til et mer optimalisert system.
- Vedlikeholdskostnader
- Kan monteres lett i en rør ramme

Ulemper:

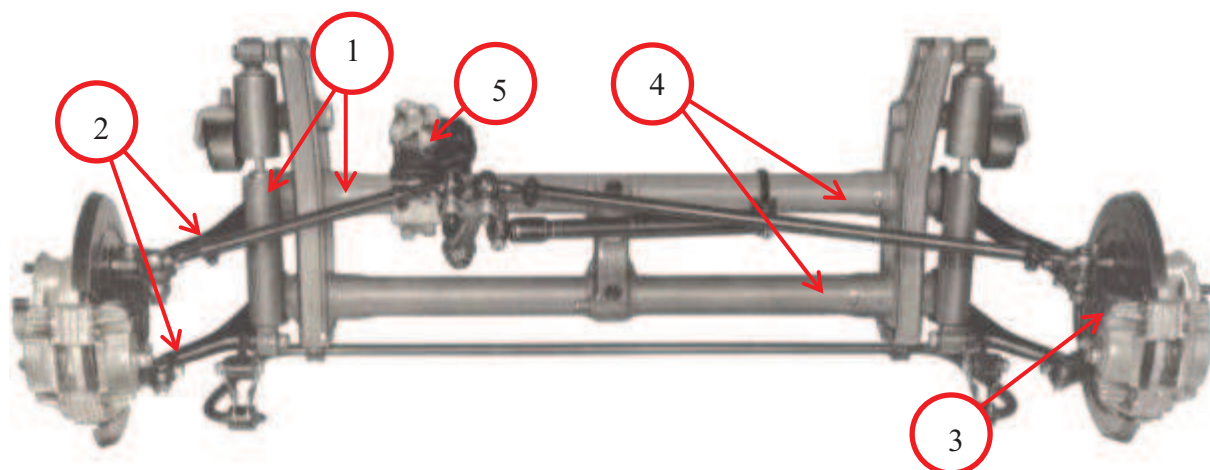
- Mer kostbart en MacPherson system

Dolphin Duo

- Tar opp mer plass en MacPherson system

Boble (parallell røroppheng)

Dette systemet blir kalt parallell rør oppheng system, se figur 19. Dette systemet kommer fra en Porsche 356C, dette er også forstillingen som sitter på den eldre Volkswagen Type 1 fra 50- tallet og helt frem til 1971 da dette ble erstattet med MacPherson. Her er bæreamene linket sammen gjennom røropphenget og sammen med hverandre gjennom hjulspindelen og en bolt, denne bolten kalles kingbolten. Vinkelen som bolten har forhold til en tenkt loddrett linjen kalles KPI (King bolt helning). KPI er en forstillingsvinkel som blir forklart under avsnittet om hjulgeometri, men her kalt SAI, for kingbolter er ikke vanlig i bruk lenger. Systemet fungerer mye likt som på et system med doble A-armer, men feste til rammen er parallelt isteden. Selve støtdemperenheten er satt sammen av enkelt dempere, samt torsjonsstag som linker sammen høyre og venstre side gjennom røropphenget. Selve parallell røroppheng fungerer som en traves som blir festet i chassiset



Figur 19: Parallell røroppheng typisk på de eldre boblene[19]. 1) Støtdemperenhet), 2) Nedre og øvre bære-armer, 3) Hjulspindel, 4) Parallell røroppheng, 5) Styresnekke.

Fordeler:

- Kinematiske egenskaper
- Lett og monterer på en ramme.
- God fjæringsvei

Ulemper:

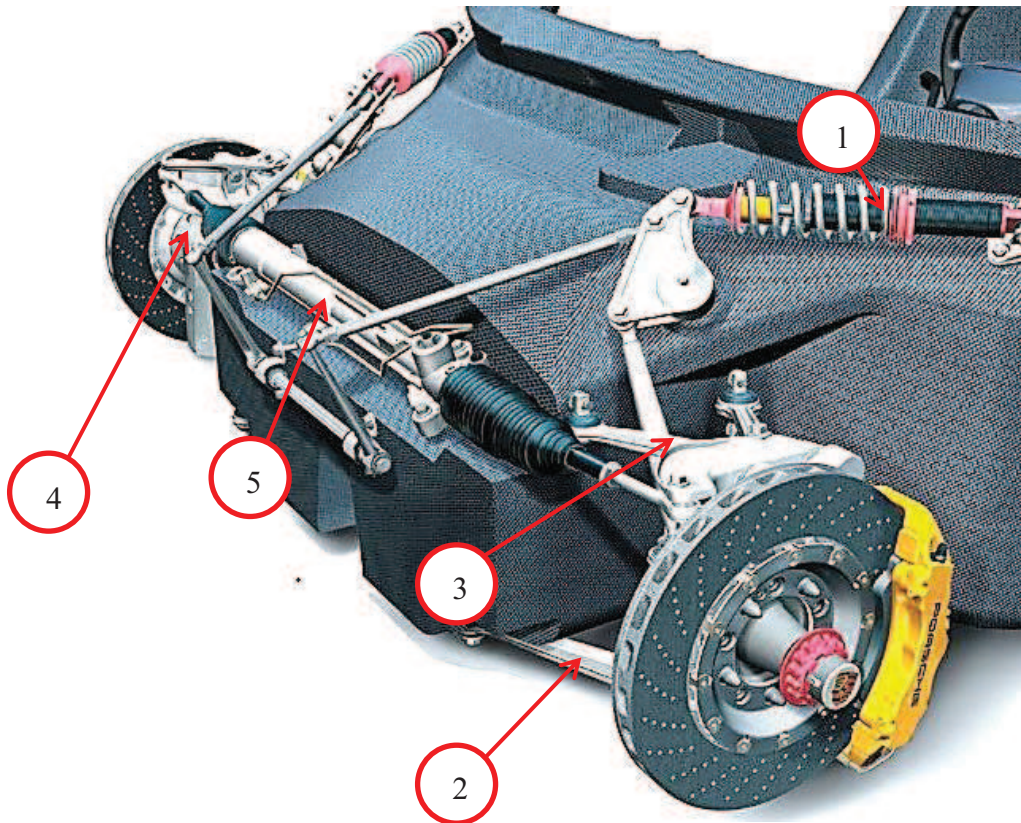
- Tar opp mye plass
- Utsatt for bøying ved svingkjøring

Doble a-armer med lenkesystem til støtdemperenhet

Dette systemet er basert på doble A-armer, men det bruker et lenkesystem som forbinder bæreamen og støtdemperenheten, se figur 20. Dette betyr at selve støtdemperenheten er flyttet bort fra selve opphenget med lenkeoverføring, enten ved at linkene drar eller dytter på

Dolphin Duo

støtdemperenheten. A-arm systemet er et sterkt hjuloppheng og i dette tilfellet vil det ikke ta opp så mye plass på grunn av at støtdemperenheten kan flyttes til andre steder på chassiset med lenkearmer og ledd, for å overføre krefter til støtdemperenheten og dermed kunne utnytte ledig plass.



Figur 20: Doble a-armer med lenke system til støtdemperenhet, montert på en Porsche Carrera GT[20]. 1) Støtdemperenhet, 2) Nedre A-arm, 3) Øvre A-arm, 4) Hjulspindel, 5) Tannstang.

Fordeler:

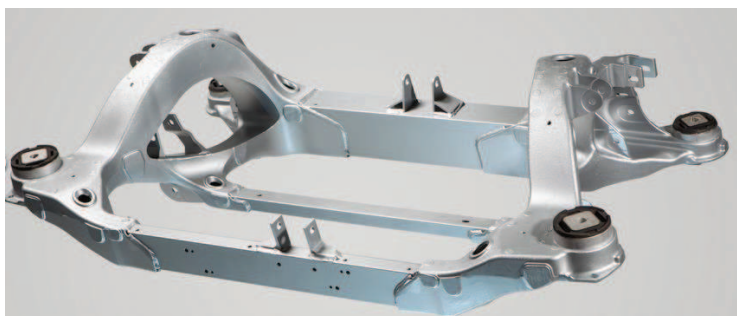
- Tar mindre plass en konvensjonelt A-arm system
- Stor kinematisk frihet
- God kjørekomfort

Ulemper:

- Montering til chassiset
- Flere bevegelige deler
- Vedlikehold
- Kostnad
- Lavere fjærings vei en konvensjonelt dobbelt A-arm system

Travers

Traversen, se figur 21, er ofte det som brukes for å koble sammen hjulopphenget til resten av kjøretøyet. Traversen er ofte boltet til chassiset eller karosseriet, men kan også være sammenhengende med resten av chassiset/karosseriet. For kjøretøy med selv bærende karosseri er det vanlig med en boltet på travers. I masse produksjon av personbiler er ofte traversen laget i støpt aluminium eller med knekte stålplateprofiler.



Figur 21: Travers konstruert i formstøpt aluminium, som deretter er fin maskinert[21].

Andre typer traverser er laget som rørrammer og i aluminiumprofiler, produksjonsprosessen og utformingen blir tilnærmet lik som utformingen av et chassis, se avsnitt 1.6.2.

Traversen kan ha flere eller færre oppgaver, det er enkelte typer som kun bærer styreinretning og nedre bærearmer, det noen litt mer avanserte som holder hele hjulopphenget, inkludert støtdemperenheten og traverser som bærer hele forhjulsopphenget sammen med motoren og girkassen.

1.6.2. Under chassis

For og få noen ideer og hvilke problemer som kan oppstå ved eventuelt design av en chassisløsning er det sett grovt på noen chassistyper.

Ekstruderte og limte aluminiumprofiler

Chassiset til Lotus Elise er laget av ekstruderte aluminiums profiler. Profilene er enten limt eller naglet sammen for å lage en lett og stiv rammeløsning. Vekten på selve chassiset er kun 70 kg[22], se figur 22. Chassiset er laget til Lotus av Hydro Aluminium.



Figur 22: Chassiset til Lotus Elise, laget av ekstruderte og limte aluminiumprofiler[22].

Dolphin Duo

Selve chassiset er ikke designet for å absorbere noe energi ved kollisjon, dette er gjort med en egen kollisjons enhet i fronten laget av karbonfiber.

Fordeler:

- Veldig lett konstruksjon

Ulemper:

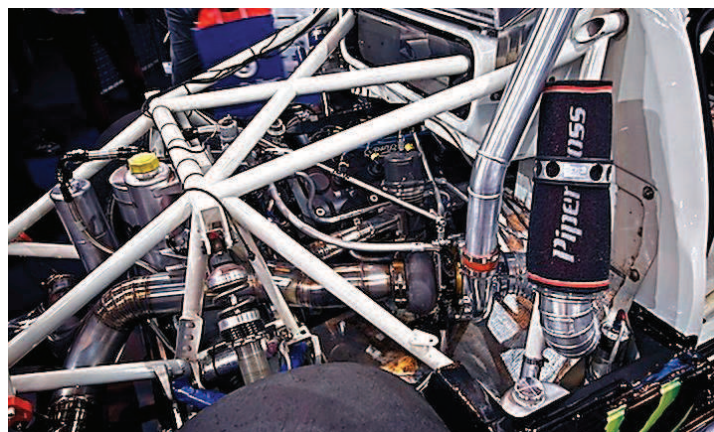
- Ved en eventuell kollisjon, kan det være vanskelig og reparere chassiset.
- Kan oppstå lekkasjer i limte skjøter

Rør-ramme

Et rørramme chassis er konstruert som et av et fagverk. Selve motor, drivverk, hjuloppheng er festen til selve rammen. Motorsykkel produsenten Ducati bruker rørramme, se figur 23 og flere konsept biler og konkurrans biler som Ford RS200 bruker det, se figur 24.



Figur 23: Rørramme på en Ducati Monster S2R [eget foto].



Figur 24: Bakparten av rør-ramme chassiset til en Fort RS 200[23].

Fordeler:

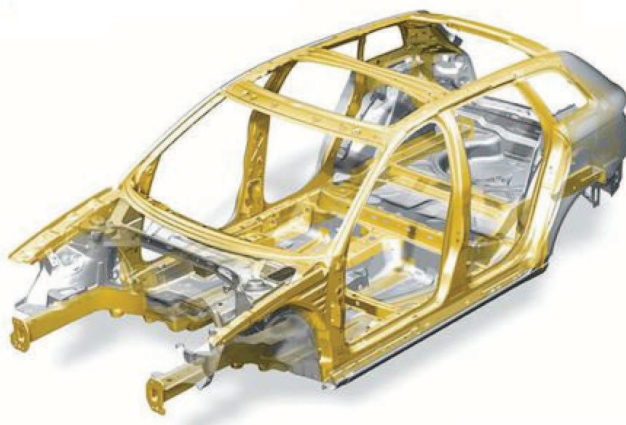
- Høy stivhet
- Lett å plassere motor, drivverk osv.

Ulemper:

- Trafikksikkerhet

Selvbærende karosseri

Et selvbærende karosseri, se figur 25, er satt sammen av flere formpressede plater. Disse kan være av stål, eller aluminium. Deretter blir delene sveiset, naglet eller limt sammen. Disse karosseriene er vanligvis avstivet i knutepunkter med stålprofiler[15]



Figur 25: Illustrasjon av selvbærende karosseri til en Audi A3[24].

Fordeler:

- Relativ lett konstruksjon
- Avstivet der det er behov
- Sterk totalkonstruksjon

Ulemper:

- Kostnad, på grunn av kompleksitet
- Reparasjon av plateskader fører til høye kostnader på grunn av bytte ut store deler

1.7. Problemstilling

Problemstillingen som blir satt for forhjulsoppheng og chassiset er som følger.

1.7.1. Forhjulsoppheng

Ved å se på tidligere eksisterende løsninger vil problemstillingene ved å designe et forhjulsoppheng, være følgende:

- Hvordan designe og konstruere et forhjulsoppheng som har gode kinematiske egenskaper, forhold til hvordan dette endres ved forskjellige belastningstilfeller.
- Dimensjonere og velge et styresystem som fører til ønskede kjøreegenskaper for konseptet.
- Hvordan velge forhjulsopphengstype som konseptet skal bygge på.
- Hvordan holde kostnadene nede i forhold til valg av materiale, produksjonsprosess, design og oppnå gode kjøreegenskaper.
- Designe et system som har lav vekt, foruten valg av materiale og design, vil valg av styre og bremse komponenter ha stor innvirkning på totalvekten av et komplett forhjulsoppheng.
- Hvordan en kan estimere og beregne virkende krefter fra underlaget på hjulet.
- Hvordan en kan beregne og dimensjoner forhjulsoppheng ut i fra estimerte krefter, forhold til hvordan det aktuelle forhjulsoppheng setter opp reaksjonskreftene.
- Hvordan beregne, dimensjoner, designe innfestning mellom de forskjellige komponentene i et forhjulsoppheng, samt innfestningen mellom en eventuell travers og chassis.
- Designe et hjuloppheng som ikke tar opp unødvendig mye plass og er for bred.
- Dimensjonering og valg av fjæringskomponenter og demperenheter, samt plassering av dette.
- Beregne levetiden til et aktuelt system med hensyn på utmatting.
- Plassering av motor/motorer, det må tas hensyn til ved design av forstilling.
- Beregne, dimensjonere og velge et bremsesystem.
- Dimensjonering og valg av dekk og felger.
- Utrede for aktuelle produksjonsprosesser og materialer som kan brukes for å oppnå lav vekt og kostnader, samt et forhjulsoppheng som har de ønskede egenskaper forhold til kjøresikkerhet.

1.7.2. Chassis

For og kunne designe et chassis er det disse problemstillingene som kommer opp

- Hvordan konstruere et lett chassis.
- Hvordan holde kostnadene nede forhold til valg av materiale, chassistype.
- Hvordan designe et chassis så det blir både Stivt (EI) og lett.
- Hvordan designe et estetisk pent og funksjonelt chassis.
- Utføre materialvalg forhold til valgt chassis og produksjonsprosess.
- Hvordan plassere en eventuell generator og motor.

2. PROSJEKTPLANLEGGING

Dette kapitlet tar for seg prosjektmålsettinger, tids- og arbeidsplan og begrensninger som er satt for prosjektet.

2.1. Målsettinger

Hovedmål og delmål som er satt for mastergradsarbeidet er som følger.

2.1.1. Hovedmål

Hovedmålet for prosjektet er som følger:

«Å utrede, designe, beregne og konstruere hjuloppheng for en tadpole 3-hjuls lettvekts personkjøretøy med tilhørende anvisninger»

2.1.2. Delmål

For å kunne nå hovedmålet som ble satt, må disse delmålene også oppnås.

- Klargjøre arbeids og metodisk utviklingstrinn, og gjennomføre en utredning av eksisterendeløsninger, tekniske løsninger, egenskaper og krav.
- Utvikle tekniske grunnlagsspesifikasjoner, gjennomgå potensielle del- og systemløsninger med evaluering og utvikling av helhetssystem.
- Utvikle 3D-løsning og visualisering av konsept, med grove produksjonsmessige, tekniske og økonomiske anslag.
- Ferdig stille rapport og innlevering

2.2. Tids og arbeidsplan med milepæler

Tid og arbeidsplan med milepæler, se vedlegg 1: Fremdriftsplan med milepæler.

2.3. Begrensninger og forenklinger

Av tids- og omfangsmessige årsaker må hovedvekten i dette arbeidet legges på utredning og utvikling av den mest kompliserte delen av hjuloppheng hos Dolphin Duo 1+1, som i dette tilfellet er framhjulsoppheng. Elementer i bakhjulsoppheng og ramme/chassis blir, etter avtale med hovedveileder, bare berørt i den grad det blir tid til dette.

Følgende begrensninger settes forøvrig for mastergradsarbeidet:

- Dimensjonering og valg av komplett styre- og bremsesystem, støtdemperenhet, hjul og stabilisatorstag. Kostnadene for dette er kun grovt estimert.
- Det er ikke gjort noen form for utredning av forskjellige bremse- og styresystemer, eller forskjellige typer stabilisatorstag.
- Kun forklart enkelt hva en travers er og ikke laget stor utredning om dette.
- Det er kun blitt utført beregning av virkende krefter etter statisk modellering.
- Det er ikke utført faste beregningen rundt opptredende spenninger med rapportering, men det er gjort fortløpende under design i 3D.

Dolphin Duo

- Det er opptil flere faktorer som kan bidra til et stabilt kjøretøy, det er ikke utredet for nikkесenter, krenningscenter, krenningspunkt og akselavstand.
- Utredning av demping- og fjæring, samt se på flere typer av systemer av fjæring og dempings konsepter er ikke utført.
- Utredning rundt utmattings teori og utførelse av levetidsanalyse er ikke utført.
- Innfestning mellom travers og chassis er ikke utredet og konstruert.
- Det er ikke sett på understells systemer som inneholder former for tilting, kun grovt teorien bak dette.
- Tyngdepunkt plassering for hele Dolphin Duo konseptet er kun estimert og ikke beregnet.
- Det er ikke utført noen form for analysering og endring av hjulstillings- og styregeometri ved noen form for belastningstilfelle.
- Det er ikke gjort noen utredning av lover og regler for kjøretøyet.
- Det blir ikke gjort søk og utredning for og se om det aktuelle designe kan bryte noen immaterielle rettighet.
- Det er ikke spesifisert enkelt patenter, ved patent søket.
- Det blir ikke utført struktur optimering.
- Strekkstaget til rotasjonmekanismen er ikke kontrollert med FEM, samt ikke beregnet for utrivning av boltforbindelse

3. METODEBESKRIVELSE

Metodebeskrivelsen skal ta for seg terminologi og begreper, løsningsverktøy og arbeidsmetoder og prosess trinnene som er brukt i oppgaven.

3.1. Terminologi og begreper

Her blir begreper, enheter og formler som er brukt i arbeidet satt i tabeller med forklaring.

3.1.1. Begreper og forkortelser

Tabell 1, viser de begreper og forkortelsen som er brukt i arbeidet.

Tabell 1: Tabell med begreper og forkortelser med forklaring

Begreper og forkortelser	Forklaring
NMBU	Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
IMT	Institutt for matematiske realfag og teknologi
Chassis	Understellet på et kjøretøy
USPTO	United States Patent and Trademark Office
EPC	European Patent Development
IPD	Integrated Product Development
CAD	Computer-aided design (Dataassistert konstruksjon)
FEM	Finite element method
E-modul	Elastisitet modul
TP	Tyngdepunkt
ET XX	Angir avstanden xx i mm fra felgens senter til felgens kontaktflate med navet
ABS	Blokkerings frie bremses
TC	Antispinn
ESP	Elektronisk stabilitets program
Kvasistatisk kinetikk	Dynamiske påvirkninger beskrives ved hjelp av statiske modeller
Anisotropisk	Reaksjonshastighet
Mesh	Fysiske egenskapene er ulike i ulike retninger
Singularitet	«Nett» blir brukt ved FEM-analyse, der meshet legger et grunnlag for analysen, med antall gitt noder og elementer som utgjør et nett
EOL	Betegnelse på begrep som faller utenfor de vanlige regler[25]
	End of life, brukes når et aktuelt produkt har nådd endt liv

3.1.2. Enheter

Tabell 2, lister opp symboler som er brukt i arbeidet.

Tabell 2: Tabell med symboler som er brukt i rapporten, med navn og enhet

Symbol	Navn	Enhet
Ψ	Spinn	grader
ϕ	Krengning	grader
θ	Nikking	grader

Dolphin Duo

Tabell 2, forts

Symbol	Navn	Enhet
G	Gravitasjonskraft	N
g	Tyngde akselerasjon(9,81)	m/s^2
M	Moment	Nm
F_{ZF}	Kraft i z-retning, foraksel	N
F_Z	Krefter, z-retning	N
F_{ZB}	Kraft i z-retning, bakhjul	N
F_R	Friksjonskraft	N
μ_0	Friksjonskoeffisient mellom dekk og veibane	-
N	Normalkraft	N
μ_G	Glidefriksjonskoeffisient	-
μ_R	Rullefriksjonskoeffisient	-
μ_{RS}	Rullefriksjonskoeffisient, side	-
λ	Slipp	-
v_k	Hastigheten til kjøretøyet	m/s
v_h	Periferihastigheten til hjulet	m/s
α	Skråløpsvinkelen	grader
F_S	Sidekrefter/sentripetalkraft	N
r_K	Svingradius	mm
a_Y	sentripetal akselerasjonen	m/s^2
v_T	Tangensialhastighet	m/s
F_{ZEV}	Kraft i z-retning, venstre forhjul	N
F_{YEV}	Kraft i y-retning, venstre forhjul	N
F_{YB}	Kraft i y-retning, bakhjul	N
F_{ZFH}	Kraft i z-retning, høyre forhjul	N
F_{YFH}	Kraft i y-retning, høyre forhjul	N
T	Total retardasjonskraft	N
B_{XF}	Bremsekraft, forhjul	N
B_{XB}	Bremsekraft, bakhjul	N
m	masse	kg
a_X	Akselerasjon (+) /retardasjon (-), x-retning	m/s^2
F_X	Krefter, x-retning	N
E_K	Kinetiskenergi	kJ
v	Hastighet	m/s
E_a	Arbeidsenergi	kJ
s	avstand	m
F	Kraft	N
γ	Cambervinkel	grader
τ	Castervinkel	grader
r_n	Sleperadie	mm
α_S	Ackermansvinkel	grader
δ	Spissing/spredning	grader
σ	SAI/KPI vinkel	grader
r_S	Skrubbradie	mm
$R_{p0.2}$	Flytegrense	MPa
R_m	bruddgrense	MPa

Dolphin Duo

Tabell 2, forts

Symbol	Navn	Enhet
m_V	Masse på et forhjul	Kg
k_D	Dekkestivhet	N/mm
δ_D	Dekkets deformering ved støt	mm
k_F	Fjærstivhet	N/mm
F_{ZM}	Maks støtkraft som treffer et dekk, z-retning	N
F_{XM}	Maks støtkraft som treffer et dekk, x-retning	N
F_D	Kraft som blir tatt opp i dekk, x- og z-retning	N
F_X	Kraft som blir tatt opp av hjulspindel, x-retning	N
F_Z	Kraft som blir tatt opp av hjulspindel, z-retning	N
$F_{X\emptyset}$	Kraft som blir tatt opp av øvre A-arm, x-retning	N
$R_{p0,2b}$	Flytegrense, bolt	MPa
R_{mb}	Bruddfasthet, bolt	MPa
n_b	Sikkerhetsfaktor mot flyt, bolt	-
l_k	Knekk lengde	mm
A	Areal	mm ²
I_{svak}	Annet areal moment, svak akse	mm ⁴
i_{svak}	Treghetsradius, svak akse	mm
λ_k	Slankhet	-
F_k	Maks. knekkkraft	N
n_K	Sikkerhetsfaktor mot knekking	-

3.1.3. Formler

Formler som er brukt i mastergradsarbeidet er satt i tabell 3, med benevnning og indeks.

Tabell 3: Tabell over formler som er brukt i rapporten, med indeks

Benevnning	Formel	Indeks
Momentlikevekt om punkt x	$\sum M_x = 0$	4.1
Kraft i z-retning, foraksel	$F_{ZF} = \frac{mg \cdot x_2}{l}$	4.2
Likevektsbetraktning i z-retning	$\sum F_z = 0$	4.3
Kraft i z-retning, bakhjul	$F_{ZB} = mg - \frac{mg \cdot x_2}{l}$	4.4
sentripetal akselerasjonen	$a_Y = \frac{v^2}{r_K}$	4.5
Sidekrefter, sentripetalkraft	$F_S = \mu_{RS} \cdot a_Y$	4.6
Sidekrefter, sentripetalkraft	$F_S = \frac{m \cdot \mu_{RS} \cdot v^2}{r_K}$	4.7
Kraft i z-retning, foraksel, dynamisk	$F_{ZF} = \frac{mg \cdot x_2}{l} - m \cdot a_X \cdot h$	4.8
Kraft i z-retning, bakhjul, dynamisk	$F_{ZB} = m(g + a_X \cdot h) - \frac{mg \cdot x_2}{l}$	4.9

Dolphin Duo

Tabell 3, forts

Benevning	Formel	Indeks
Likevektsbetrakting i x-retning	$\sum F_X = 0$	4.10
Total retardasjonskraft	$T = B_{XF} + B_{XB} = m \cdot a_x$	4.11
Bremsekraft, forhjul	$B_{XF} = \mu_R \cdot N$	4.12
Bremsekraft, bakhjul	$B_{XB} = \mu_R \cdot N$	4.13
Kinetisk energi	$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$	4.14
Energibalanse	$E_K = E_a = F \cdot s$	4.15
Støtkraft	$F = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot s}$	4.16
Likevektsbetrakting	$F_{1Z} \cdot a = F_{2Z} \cdot b$	7.1
Likevektsbetrakting	$F_1 \cdot \sin \theta \cdot a = F_2 \cdot \cos \theta \cdot b$	7.2
Maks støtkraft som treffer et dekk, z-retning	$F_{ZM} = m_v \cdot 3g$	8.1
Maks støtkraft som treffer et dekk, x-retning	$F_{XM} = m_v \cdot 4g$	8.2
Kraft som blir tatt opp i dekk, x- og z-retning	$F_D = k_D \cdot \delta_D$	8.3
Kraft som blir tatt opp av hjulspindel, x-retning	$F_X = F_{XM} - F_D$	8.4
Kraft som blir tatt opp av hjulspindel, z-retning	$F_Z = F_{ZM} - F_D$	8.5
Likevektsbetrakting i y-retning	$\sum F_Y = 0$	8.6
Resultant kraft	$F = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}$	8.7
Avskjæring av bolt forbindelse	$\tau = 0,6 \cdot \sigma_{till} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_h^2 \cdot i}{4}}$	8.8
Hullkanttrykk	$p_H = \sigma_{till} = \frac{F}{t \cdot d_h}$	8.9
Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt	$\sigma_{netto} = \sigma_{till} = \frac{F}{t \cdot (b - d_h)}$	8.10
Utrivning av grunnmaterialet	$\tau = 0,7 \cdot \sigma_{till} = \frac{F}{2 \cdot l_{eff} \cdot t}$	8.11
knekkklengde	$l_k = 0,7 \cdot L$	8.12
Areal av et rektangel	$A = a \cdot b$	8.13
Annet areal moment	$I_{svak} = \frac{b \cdot a^3}{12}$	8.14
Treghetsradien	$i_{svak} = \sqrt{\frac{I}{A}}$	8.15
slankhetsforhold	$\lambda_K = \frac{l_k}{i_{svak}}$	8.16
Maks knekkraft	$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{svak}}{l_k^2}$	8.17
Sikkerhetsfaktor mot knekking	$n = \frac{F_k}{F}$	8.18

Tabell 3, forts

Benevning	Formel	Indeks
Bøyespenning	$\sigma_b = \frac{M_b}{W}$	8.19
Strekk/trykk spenning	$\sigma = \frac{F}{A}$	8.20
Tillat spenning	$\sigma_{till} = \frac{\sigma}{n}$	8.21
Sikkerhetsfaktor mot flyt	$n_{vm} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{vm}}$	10.1

3.2. Løsningsverktøy og arbeidsmetoder

I dette delkapittelet er det tatt for seg løsningsverktøyer og arbeidsmetoder som er brukt for og nå hovedmålet.

3.2.1. IPD, integrert produktutvikling

Stort sett alle prosjekter har en tids- og kostnadsramme. For og komme i mål med produktutvikling og realiserings arbeid, er det viktig og gjøre de riktige tingene i riktig rekkefølge og til riktig tid. IPD er et hjelpeverktøy som skal sørge for dette, ved å bruke IPD skal det være letter og nå målene med større effektivitet, kortere gjennomføringstid og bedre læringseffekt. IPD er at produktutviklingstrinnene ses sammen med prosesstrinnene, det vil si den produksjonsmessige organiseringen med verktøy og utstyr, deretter er dette satt sammen med blant annet økonomistyring og miljø hensyn. Med andre ord IPD tar hensyn til et større spekter av fagområder, enn kun produktutviklingstrinnene, som økonomistyring, psykologi og miljø [26].

3.2.2. Pugh

Pugh's metode er en utvelgelses metode. Metoden går ut på å definere en seleksjonsmatrise med gitte kriterier. Kriteriene blir satt opp mot opptil flere konseptforslag/ideer der kriteriene vektet for eller mot med en poengfordeling. Selve summen av de gitte kriteriene rangerer de ulike konseptene og oftest er det forslaget/ideen som har høyest poengsum som brukes videre, eventuelt videreutvikles. Dette er for å hjelpe til med å komme til en endelig løsning[26].

3.2.3. Osborne

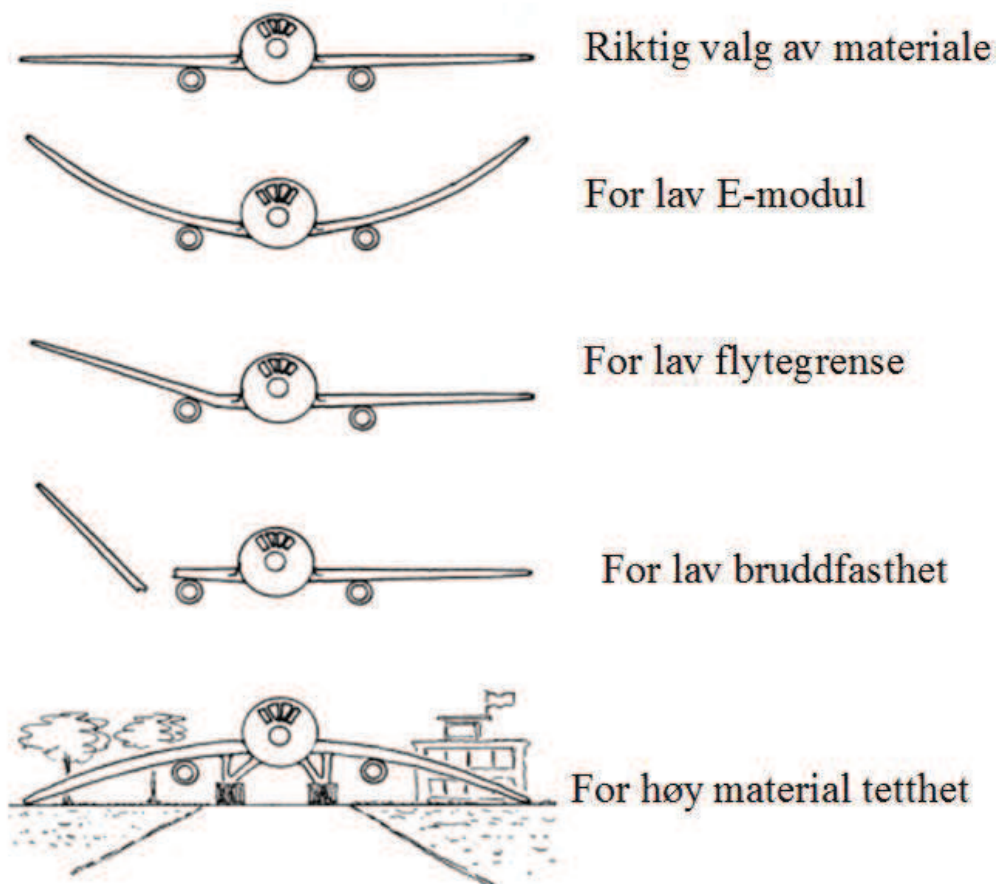
Osbornes metode går ut på og bruke en sjekklister som skal gjøre det lettere og kunne redesigne eksisterende løsninger, eventuelt finne nye bruks områder og for å hjelpe til å utvikle nye ideer. Listen går ut på blant annet å se på hvordan kan et produkt, tilpasses, modifiseres, forsterkes, kombineres og re rangeres. Med andre ord « Vri, vreg og snu på problemstillinger og løsningsalternativer»[27]

3.2.4. Ashby

Ashby's metode skal hjelpe til å finne riktig materiale til et produkt. Dette blir gjort ved å ta hensyn til flere faktorer som virker inn på valg av materiale. Foruten om det generelle som styrke, vekt og pris, må det tas hensyn til produksjonsprosessen av eventuelle deler, de

Dolphin Duo

mekaniske egenskapene, som elastisitet modul, flyt- og bruddgrense og hvor kjemisk utsatt er produktet i et eller flere miljøer, på figur 26 under, kan man se de mekaniske egenskapene illustrert.



Figur 26: figuren viser hvordan de enkelte mekaniske egenskapen virker inn på en konstruksjon[28]

3.2.5. SolidWorks

SolidWorks er et CAD program som man designer blant annet 3D modeller i, Solid Works har også flere tilleggspakkers som FEM-analyse og strømnings simulering. I denne master oppgaven blir SolidWorks brukt til å lage 3D- modeller, renderinger, tekniske tegninger og utfør FEM-analyse av de konstruerte komponentene.

3.2.6. Tilegning av ny kunnskap

Utenom hjelpemidlene nevnt over, for å kunne utvikle et produkt, har mye av masterarbeidet gått ut på å bruke tilegnet kunnskap og tilegne seg ny kunnskap innen for temaet, for å gjøre det har det blitt utført selvstudier i bøker og på nett. En annen tilegnings metode som er brukt er å prate med forskjellige ressurspersoner innenfor forskjellige fagfelt, og diskutert konstruktivt ny og gammel kunnskap.

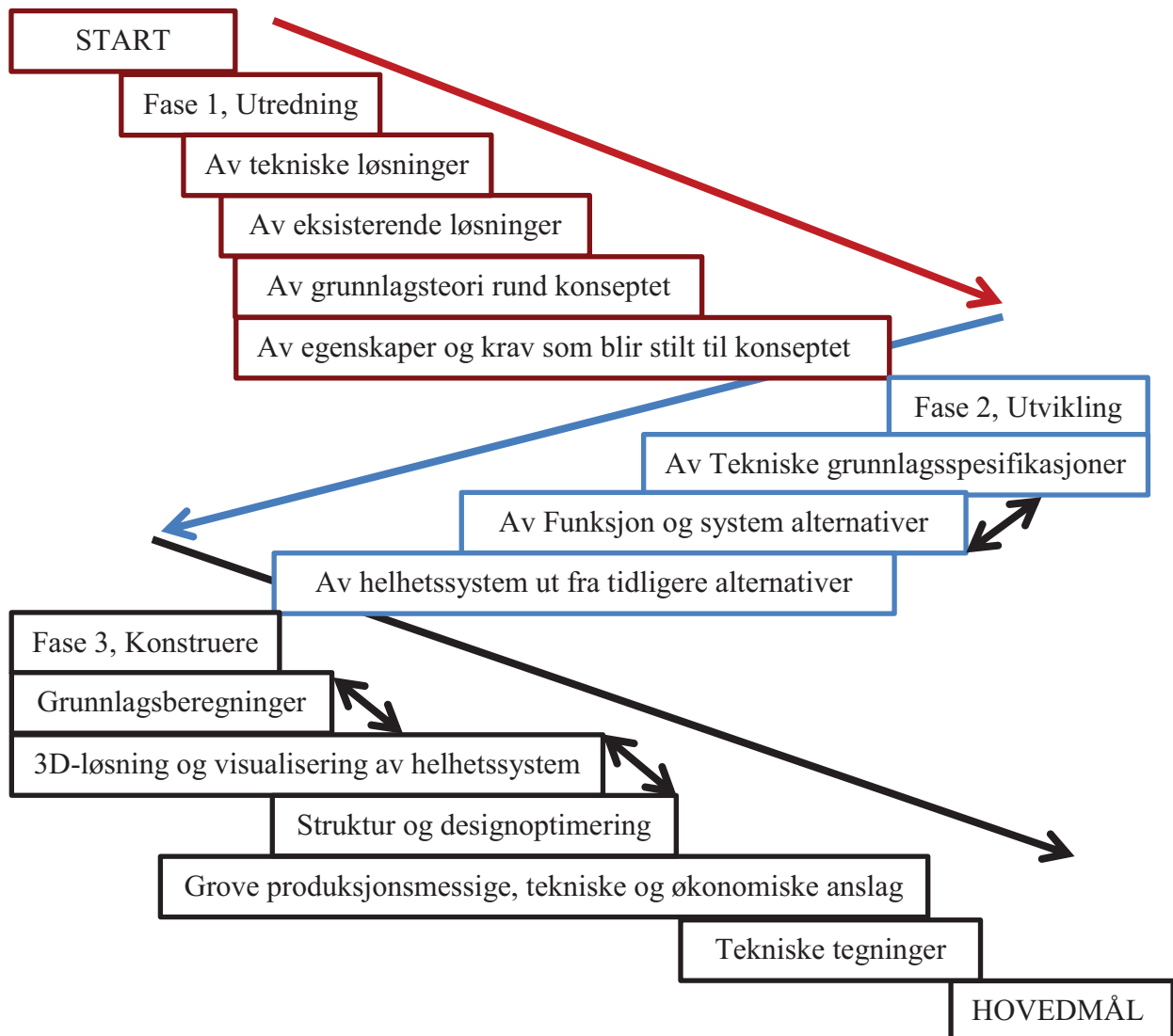
3.3. Prosesstrinn

I dette avsnittet er det prøvd å få frem prosesstrinne som er har fulgt i masteroppgaven. Det er flere måter en kan nå hovedmålet på, og alle de forskjellige metodene ville med størst sannsynlighet før til forskjellige løsninger av hovedmålet, noen bedre enn andre.

Prosesstrinnene som følges i dette masterarbeidet, er delt inn i tre faser:

- Fase 1, utredning
- Fase 2, utvikling
- Fase 3, konstruksjon

Der hver enkelt fase er delt opp i flere undertrinn, se figur 27.

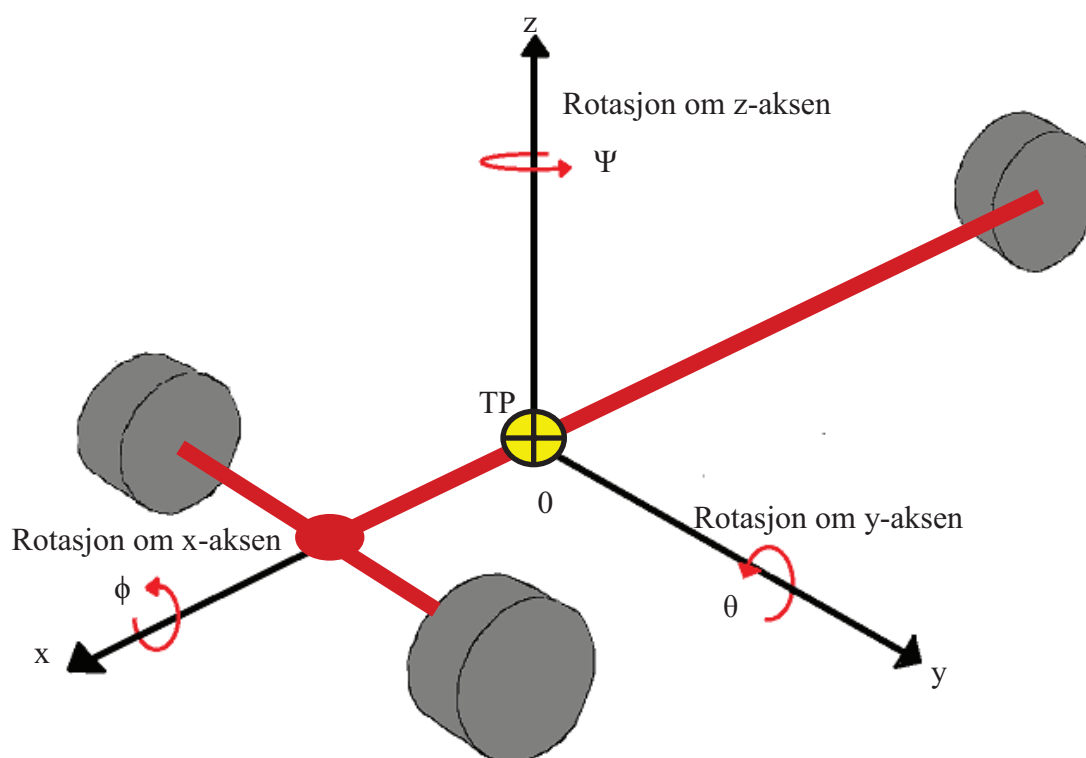


Figur 27: Illustrasjon av prosesstrinnene som er fulgt, med interaksjoner mellom noen av trinnene

4. GRUNNLAGSTEORI

4.1. Koordinatsystemet

Koordinatsystemet som er brukt er fra DIN 70000 og ISO8855 [29]. Bevegelse langs x-aksen er langsgående, bevegelse langs y-aksen er sideveis og bevegelse langs z-aksen er vertikal, positive retninger er angitt på figur 28.

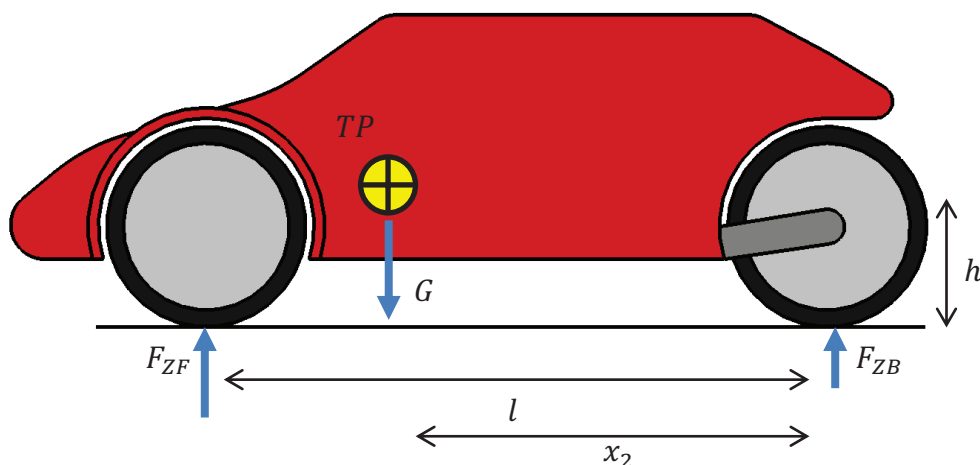


Figur 28: Koordinatsystemet som er brukt i rapporten, med angitte retninger og rotasjonsakser

Rotasjon om x-aksen er definert som krenging, Rotasjon om y-aksen er definert som nikking og rotasjon om z-aksen er definert som spinn, positiv rotasjonsretning er definert etter «Høyrehånds regelen» [29]. 0 punktet til aksekorset er i tyngdepunktet.

4.2. Statiske krefter

De statiske kreftene i et kjøretøy er forårsaket av massen til kjøretøyet og tyngdeakselerasjonen. Hvordan denne fordeler seg på hjulene, kommer an på hvor tyngdepunktet er plassert i x-retning, se figur 29. Tyngdepunktets høyde vil ikke ha noe og si for statisk tyngdefordeling, men det vil ha mye og si når man ser på virkende krefter ved dynamisk belastning.



Figur 29: Figuren angir forholdet mellom statisk foraksel og bakhjuls tyngde, forhold til tyngdepunktets plassering. l er avstanden mellom kontaktpunktene til forhjulene og bakhjulet, der x_2 er avstanden fra punktet b til TP og h er avstanden fra veibanen til TP i z -retning.

Gitt kraft foran F_{ZF} og bak F_{ZB} beregnes med likevekts betraktning, se formel 4.1 og 4.3.

$$\sum M_b = 0 \quad 4.1$$

$$F_{ZF} = \frac{mg \cdot x_2}{l} \quad 4.2$$

$$\sum F_z = 0 \quad 4.3$$

$$F_{ZB} = mg - \frac{mg \cdot x_2}{l} \quad 4.4$$

Ved å se på formel 4.2 og 4.4, ser vi at akselvekten er avhengig av tyngdepunktets plassering i x -retning og høyden virker ikke inn.

4.3. Dynamiske krefter

Dette avsnittet tar for seg faktorer som vil virke inn på de dynamiske kreftene kjøretøyet blir utsatt for.

4.3.1. Friksjonkoeffisient og friksjonskrefter

Veigrepet bestemmes av veiens overflate og dekkets egenskaper. For at dekket skal kunne overføre driv- og bremskrefter er det avhengig av friksjonskrefter mellom dekk og veidekke.

Dolphin Duo

Friksjonskraften F_R defineres slik:

$$F_R = \mu_0 \cdot N$$

Der μ_0 er friksjonskoeffisienten mellom dekk og veibane, for et gitt tilfelle og N er tyngden som virker på hjulet, kalt normalkraften.

Den totale friksjonskoeffisienten består av flere komponenter[30]:

- **Adhesjonskomponenten**, består av tiltrekningskreftene mellom molekylene i dekk og veibane, disse må brytes for at det dekket skal bevege seg forhold til veibanen, dette medfører en kraft som prøver og motsette seg bevegelse.
- **Hysteresekomponenten**, krefter som oppstår ved at dekket klatrer over mikroskopiske ujevnheter.
- **Kohesjonskomponenten**, dette er bindings krefter mellom molekylene i selve dekket, denne komponenten er av betydning, der dekket setter igjen gummi partikler på veidekket, enten ved brems eller akselerasjon.
- **Fortanningskomponenten**, denne komponenten består av grepet forårsaket av mønstre i dekket, det vil ha mye og si på eventuelt glatt og sleipt føre.

Det defineres tre forskjellige friksjonskoeffisienter etter bevegelse[30]:

- **Glidefriksjonskoeffisient μ_G** , for overføring av krefter både i hjulet lengderetning og sideveis ved brems, der hjulene er blokkert,
- **Rullefriksjonskoeffisient μ_R** , for overføring av krefter i hjulets lengderetning,
- **Rullefriksjonskoeffisient μ_{RS}** , for overføring av krefter sideveis,

Og igjen vil friksjonen avhenge av hastighet, underlag og dekktype.

Slipp, glidefriksjon og rullefriksjon i lengderetning

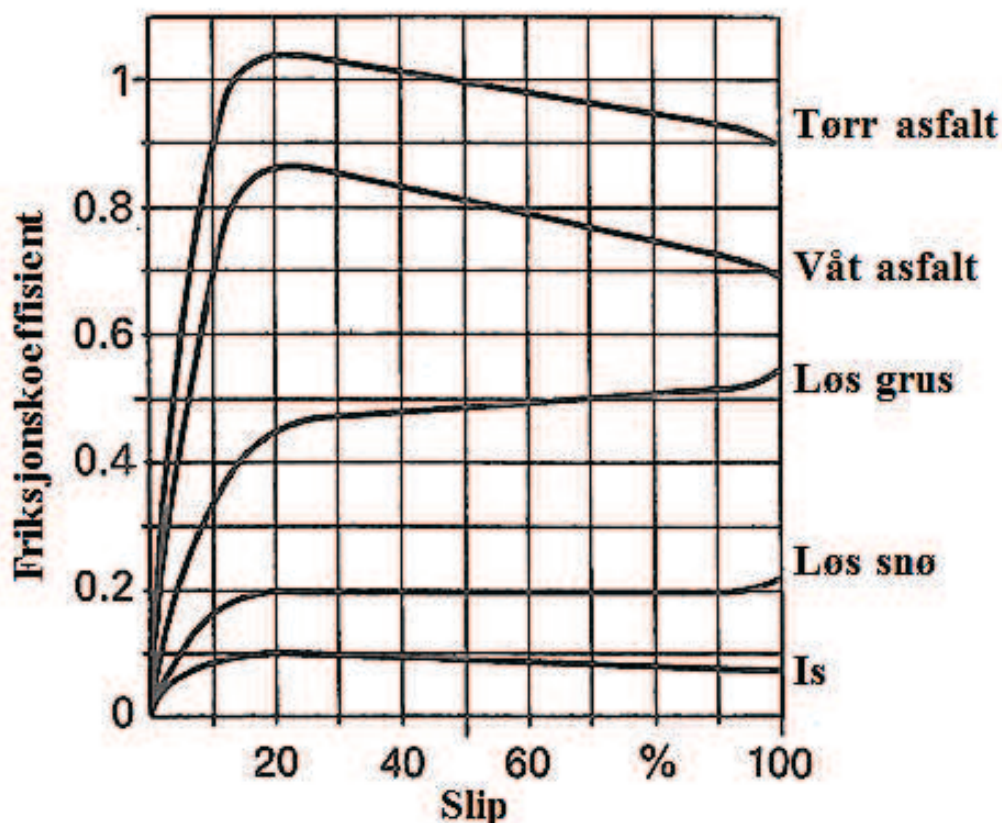
For at kjøretøyet skal kunne bevege seg fremover eller bremse, er man avhengig av hjulet har en relativ bevegelse mellom gummien i dekket og veibanen, dette kalles slipp λ , slipp er definert slik:

$$\lambda(\%) = (v_k - v_h) \cdot 100/v_k$$

Der $\lambda(\%)$ er slipp i prosent, v_k hastigheten til kjøretøyet og v_h er periferihastigheten til hjulet, denne formelen gjelder ved fremdrift, ved bremsing må v_k og v_h byttes om.

Det vil si, vis hjulet ruller fritt, er slippet $\lambda = 0 \%$ og ved blokkerte hjul og kjøretøyet sklir forover er slippet $\lambda = 100 \%$. Ved vanlig kjøring ligger slippet mellom 10 og 30 %

Rullefriksjonstallet avhenger av slippet ved forskjellige kjøreforhold, det har blitt målt til mellom 1 og 1,1 ved tørt føre og slipp mellom 10 og 20 %. Se figur 30. over $\mu_R = 1,1$ og Ved 100 % slipp kan man betrakte rullefriksjon som glidefriksjon[30] [31].



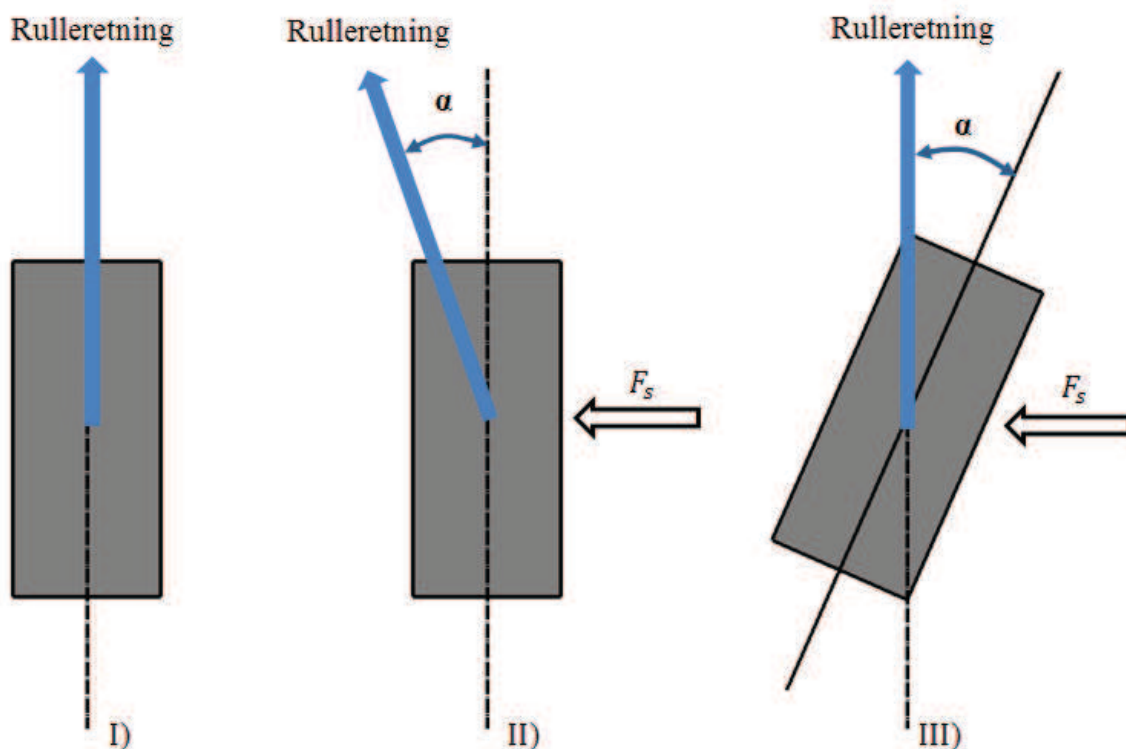
Figur 30: Graf over rullefriksjon μ_R ved forskjellige forhold [32]

$$\mu_R = 1, 2 = \mu_G$$

For videre beregning og forenkling settes friksjonskoeffisienten i de forskjellige situasjonene til 1.

Skråløpsvinkel og siderullefriksjonskoeffisient

Som nevnt er man avhengig av slipp for å overføre krefter, dette gjelder også sidekrefter F_S , dette vil si at hjulet må rulle på skrå i forhold til bevegelsesretningen for og overføre side krefter. Sidekrefter oppnås ved blant annet sidevind og ved krefter forårsaket av sentripetalakselerasjonen ved sving. Hvis et dekk ruller i den retningen det peker, overføres ingen sidekrefter. For at et dekk skal kunne overføre sidekrefter må hjulet rulle med en gitt vinkel i forhold til den ønskede rulleretningen, denne vinkelen kalles skråløpsvinkelen α , se figur 31. hvis dekket ikke vinkles i mot, vil rulleretning avvike fra dekkets retning II). for at dekket skal rulle i sin opprinnelige retning I), må dekket rulle på skrå mot sidekraften III)[30].



Figur 31: Illustrasjon over forholdet mellom rulleretning, skråløpsvinkelen α og sidekrefter F_s .

4.3.2. Krefter i sving

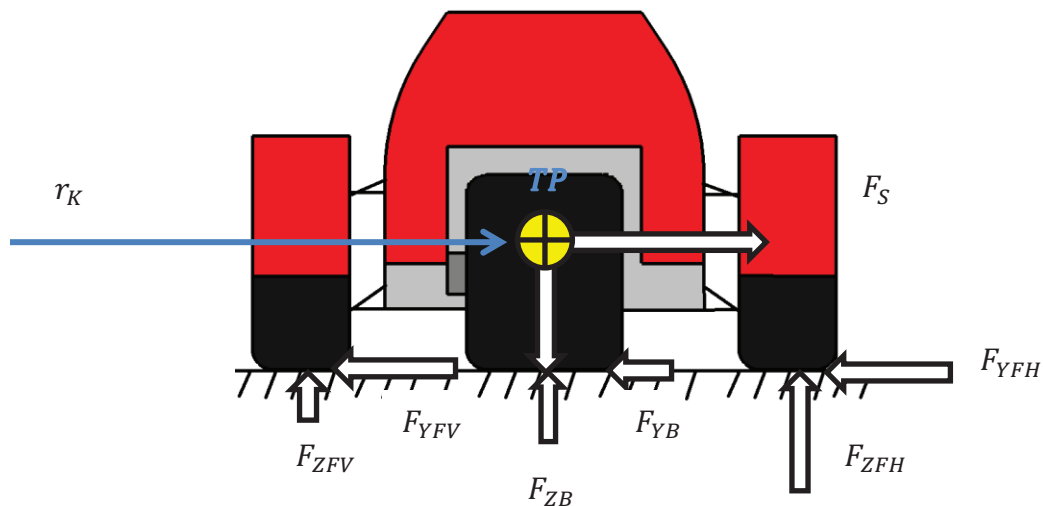
Ved at et kjøretøy som blir utsatt for sentripetal akselerasjon, som angriper i tyngdepunktet må altså dekkene rulle med en skråvinkel mot sidekreftene F_s for og holde ønsket kurs, se figur 32, under.

Forskjellig skråløpsvinkel på for og bak hjul vil også virke inn på hvordan kjøretøyet oppfører seg ved sving, der[30]:

- Skråløpsvinkelen er større foran enn bak vil føre til understyring
- Skråløpsvinkelen er større bak enn foran vil føre til overstyring
- Lik skråløpsvinkel fører til nøytralstyring

Faktorer som påvirker skråløpsvinkelen og sidekreftene [33]:

- **Dekk konstruksjon:** høyere, smalere og mere elastisk dekkprofil, gir større skråløpsvinkel.
- **Dekkmønster:** Høyt og findelt mønster (vinterdekk) gir stor skråløpsvinkel.
- **Dekktrykket:** lavt dekktrykk gir større skråløpsvinkel.
- **Hjulbelastning:** stor belastning gir stor skråløpsvinkel.
- **Hastighet:** større hastighet i sving, gir større sentripetal akselerasjon, som igjen gir større skråløpsvinkel.



Figur 32: Beregningsmodell for sentripetalkraften F_S .

Her vil kraften F_S være avhengig av sentripetal akselerasjonen a_Y ved sving, friksjonen mellom dekk og underlag μ_{RS} og massen m til kjøretøyet, se ligning 4.7.

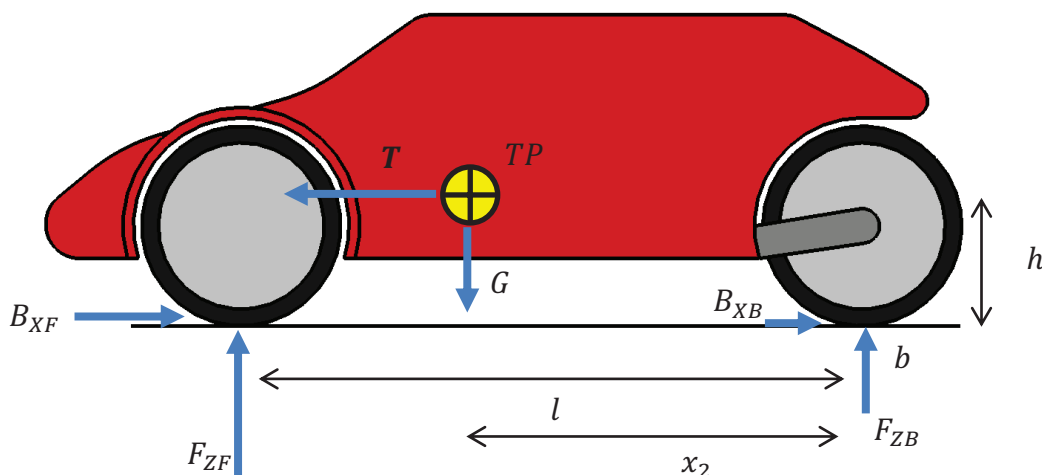
$$a_Y = \frac{v_T^2}{r_K} \quad 4.5$$

$$F_S = \mu_{RS} \cdot a_Y \quad 4.6$$

$$F_S = \frac{m \cdot \mu_{RS} \cdot v_T^2}{r_K} \quad 4.7$$

4.3.3. Krefter ved brems og akselerasjon

Ved brems og akselerasjon vil man oppnå en vektforskyvning av de statiske kreftene, ved at massen til bilen vil motsette seg forandring i bevegelse, dette medfører en horisontal kraft T som angriper i tyngdepunktet på kjøretøyet i x-retning, i tillegg til gravitasjonskraften G , se figur 33. Dette vil tilføre mer tyngde på framhjulene ved nedbremsing og mer tyngde på bakhjulet ved akselerasjon. Her vil også tyngdepunktets plassering i høyden h ha en innvirkning på hvor mye tyngden forskyver seg.



Figur 33: Beregningsmodellen for krefter som oppstår ved brems og akselerasjon, beregningsmodellen viser tilfellet ved brems. l er avstanden mellom kontaktpunktene til forhjulene og bakhjulet, der x_2 er avstanden fra punktet b til TP og h er avstanden fra veibanen til TP i z -retning

Ved å bruke likevekts betraktning om punktet b , ligning 4.1 og 4.3, kan man finne ut hvor mye de statiske kreftene vil forskyve med en gitt akselerasjon/retardasjon og tyngdepunktets plassering både i x og z retning.

$$\sum M_b = 0 \quad 4.1$$

$$F_{ZF} = \frac{mg \cdot x_2}{l} - m \cdot a_x \cdot h \quad 4.8$$

$$\sum F_z = 0 \quad 4.3$$

$$F_{ZB} = m(g + a_x \cdot h) - \frac{mg \cdot x_2}{l} \quad 4.9$$

Ved å se på formel 4.8 og 4.9 ser vi at ved og plassere tyngdepunktet lavest mulig, vil vekt forskyvningen bli minimert, og ved og sette tyngdepunktet mitt mellom for- og bakakselen, vil oppnå lik vekt på begge aksler.

Akselerasjonen/retardasjonen kraften er gitt med kraften T , der T er resultantkraft forårsaket av kraften F_{ZF} på forhjulene, F_{ZB} på bakhjulet og friksjonskoeffisienten μ_R mellom dekket og veibanen, dette bevises ved å ta likevekts betraktning for krefter i x - retningen med ligning 4.10.

$$\sum F_x = 0 \quad 4.10$$

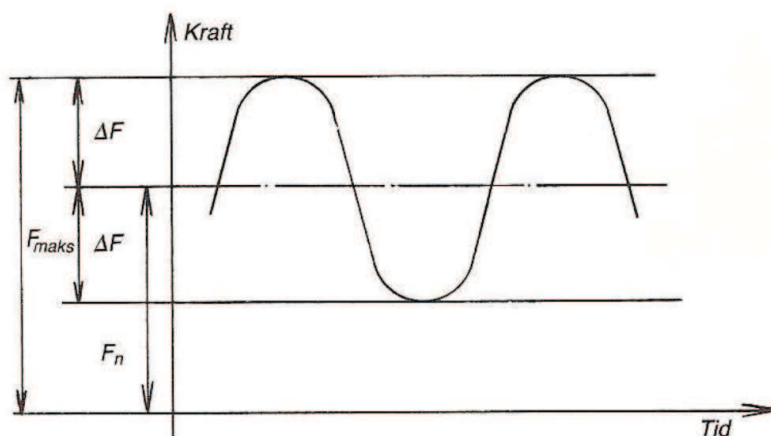
$$T = B_{XF} + B_{XB} = m \cdot a_X \quad 4.11$$

$$B_{XF} = \mu_R \cdot N \quad 4.12$$

$$B_{XB} = \mu_R \cdot N \quad 4.13$$

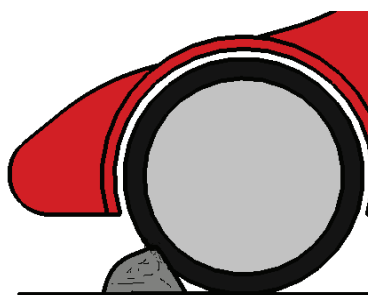
4.3.4. Krefter fra vei, hull i veien, støt beregning

Ved kjøring vil kjøretøyet bli utsatt for konstant belastning, dette er på grunn av ujevnheter i veien, ved kjøring på motorvei og andre fine veier, kan man forenkle det og si at kjøretøyet blir utsatt for støt krefter i kun z-retning og vanlig fremdrift krefter i x-retning, se figur 34.



Figur 34: graf som viser hvordan et understell blir utsatt for konstant belastning (veldig forenklet) ved å kjøre på et gitt underlag. Der F_n er statisk normalkraft for et hjul, ΔF er kraft amplituden og F_{maks} er maks. dynamiskkraft [34].

Ved små veier og grusveier kan kjøretøyet bli utsatt for større støt og mere ujevn belastning. Hvis et eller flere hjul treffer et hull eller en stein i for høyhastighet, se figur 35, vil dette kunne ødelegge felgen og eventuell hjuloppheng.



Figur 35: Illustrasjon av et objekt som vil skape store støt krefter både i z- og x-retning, størrelsen på støt kreftene vil være avhengig av tiden t og avstanden s støtet virker over.

Dolphin Duo

Ved å se på energi mengden som må tas opp ved en gitt hastighet, og anta at noe blir tatt opp av elastisiteten i dekken og støtdemperen kan man finne kraften som virker under et slikt støt og inn i innfestningen til støtdemperen og bærearmer opphenget.

Finner energi mengden for en gitt hastighet ved å bruke ligningen for kinetisk energi, E_K

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad 4.14$$

Deretter setter man den kinetiske energien lik arbeids energi E_a

$$E_K = E_a = F \cdot s \quad 4.15$$

Så ved og løse ligningen for kraften, kan man finne kraften som virker.

$$F = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot s} \quad 4.16$$

I begge tilfeller må det antas en tid og avstand støtet virke over, men i teorien kan enn si at når $t \rightarrow 0$ vil $E \rightarrow \infty$ og det vil føre til $F \rightarrow \infty$.

Med å estimere tid og hvor mye av energien som går bort i støtet, kan en estimere kraften som virker i x-retning på dekket som treffer hullet eller dumpen. For og kunne estimer kraften i z-retning, må det estimeres hvor mye dekket blir forflyttet vertikalt og tiden det bruker på forflytningen.

Ved feil dempings koeffisient kan selve demperen virke som en støtstang og overføre mer krefter til kjøretøyet enn den potensielle energien i fjæra

4.4. Stabilitet

Dette delkapittelet skal ta for seg noen viktige faktorer som gjør eller bidrar til at et trehjuls kjøretøy holder seg stabilt og forutsigbart når det gjelder kjøreegenskaper.

4.4.1. Tyngdepunkt

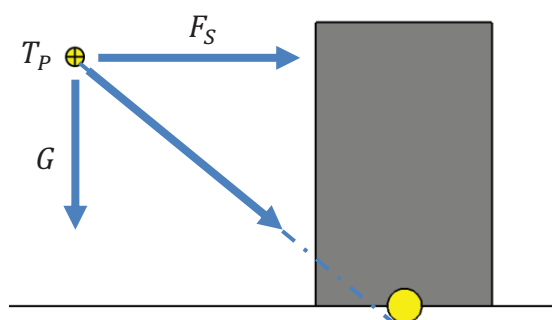
Det ønskelig med lavest mulig tyngdepunkt. Ved og få et lavt tyngdepunkt helt med høyde til hjulakslene, vil tyngdepunkt forflytning ved nedbremsingen og akselerasjon være minimal, og en kan oppnå større sentripetalkraft i sving, før skrens eller velt. Kjøredynamikken vil være mer forutsigbar, optimal og man vil oppnå god kjørekomfort. Andre positive egenskaper ved et lavt tyngdepunkt er at nikking og krenkning reduseres.

Foruten høyden, vil plasseringen av tyngdepunktet langs kjøretøyet virke inn på hvordan massen til kjøretøyet fordeler seg på akslene. Et kjøretøy med fire hjul vil ha en statisk akselvekt fordeling vanlig hvis mellom 44:56 til 56:44 prosent vektfordeling, men det er

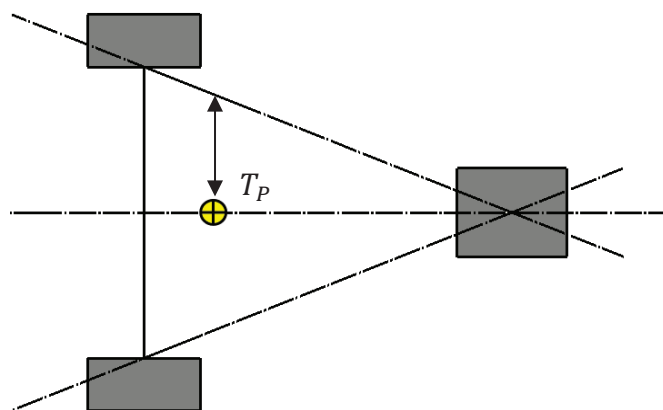
Dolphin Duo

ønskelig med 50:50. For et kjøretøy med fire hjul(et i vært hjørne) vil ikke tyngdepunkt plasseringen x-retning virke inn på faren for velt ved sving.

For et kjøretøy med trehjul og tadpole konfigurasjon, er ikke dette tilfellet. Her vil moment armen til gravitasjonskraften forandres langs kjøretøyet. Der den får lenger moment arm nærmere og over akselen med to hjul den kommer. Kort moment arm til gravitasjonskraften, gjør at den har mindre moment for å motstå velt i sving, forårsaket av sentripetal kraften og dens moment arm, moment armen til sentripetal kraften bestemmes av hvor høyt tyngdepunktet er. Kort fortalt, treffer resultantkraften forårsaket av gravitasjonskraften og sentripetal kraften, utenfor aksen mellom det ytre dekket i sving og bak dekket, vil kjøretøyet velte, treffer den innen for velter den ikke, se figur 36 og 37.

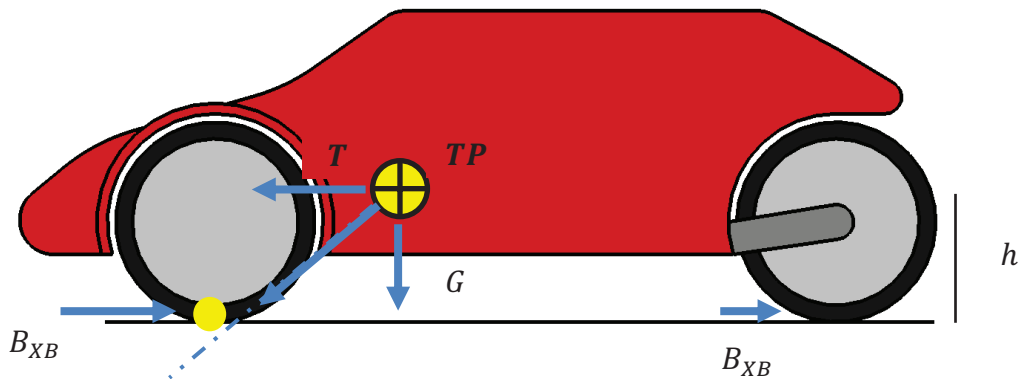


Figur 36: illustrasjonen viser her at resultantkraften treffer inne for dekkets kontaktflate i senter og kjøretøyet vil ikke velte, dette er ved et gitt tyngdepunkt plassering, plasseres tyngdepunktet høyere eller bakover vil resultantkraften treffe over og kjøretøyet vil velte.



Figur 37: Illustrasjon viser avstanden mellom tyngdepunktet og akselen mellom bakhjulet og forhjulene, og nærmere forakselen tyngdepunktet er, større blir momentarmen og motstanden mot velt i sving.

På den andre siden, ligger tyngdepunktet for langt fram kan det være fare for at kjøretøyet vil tilte fremover ved hard nedbremsing, igjen gjelder det samme her, se figur 38. Treffer resultantkraften fra gravitasjonskraften og retardasjonskraften foran kontaktpunktet til dekket, vil kjøretøyet gå rundt, treffer det foran gjør det ikke.



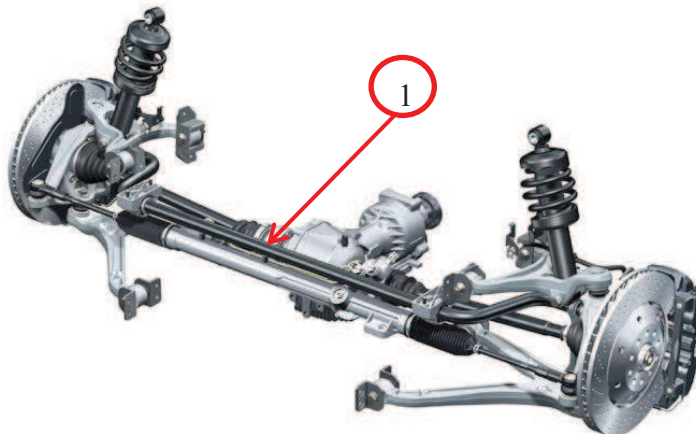
Figur 38: Illustrasjon som viser betydning for tyngdepunktets plassering, forhold til rotasjon om fordekkets kontaktpunkt mot veien.

4.4.2. Sporvidde

Sporvidden er avstanden mellom sentret fra hjul til hjul som sitter på samme aksel. En bred sporvidde vil føre til bedre stabilitet i sving, dette på grunn av vektoverføring ved sving blir redusert med større sporvidde og at farer for velt blir mindre ved fast tyngdepunkt plassering. Uheldigvis vil en bred sporvidde føre til at kjøretøyet blir tyngre å manøvrere, fare for sporing og større front areal vil føre til økt aerodynamisk friksjon [35]. Sporvidden vil også virke inn på nikking og krenkning.

4.4.3. Stabilisatorstag

Et stabilisatorstag er et stag som linker sammen bevegelsen mellom hjulene på en aksel, og skal motvirke krenkning, se figur 39.

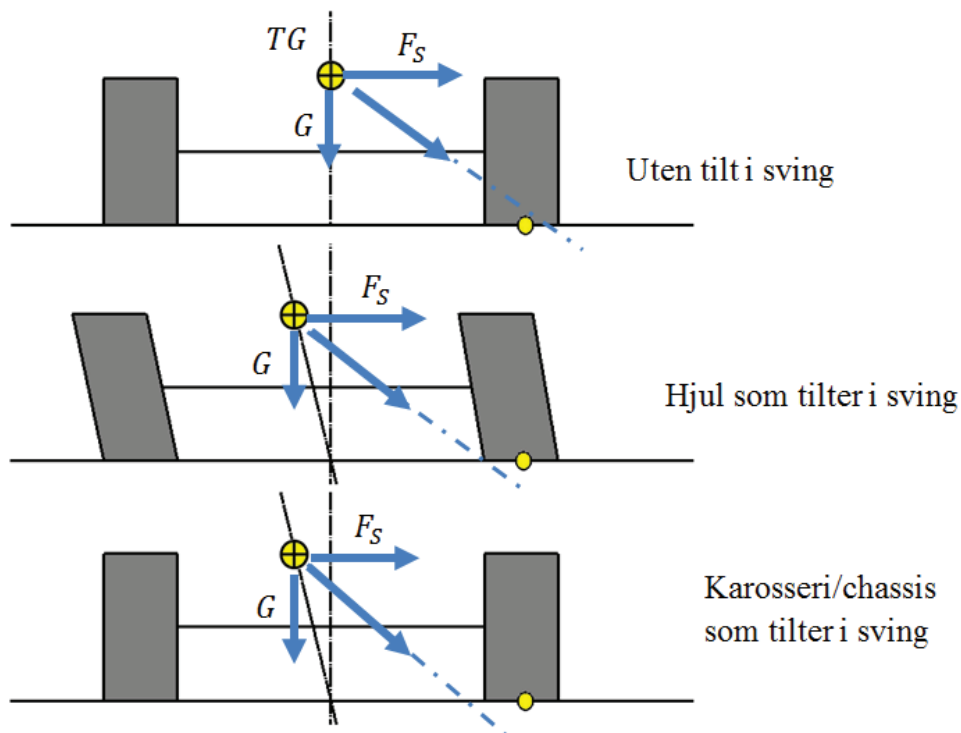


Figur 39: Illustrasjon av et forhjulsoppheng med doble a-armer påmonter 1)stabstag.

Ved sving vil vekten av kjøretøyet forskyves mot yttersving, dette fører til at det ytre hjulet fjærer inn og det ytre hjulet fjærer ut. Dette medfører at tyngdepunktet «forflyttes» utover og det er større fare for skrens eller velt. Stabilisatorstaget motvirker denne bevegelsen, med og overføre bevegelsen fra det ytre hjulet til det indre og tvinger det indre hjulet til og fjære med det ytre og hjelper til og opprettholde stabilitet ved sving.

4.4.4. Tilt i sving

Det er flere måter å øke stabiliteten til et kjøretøy på, enn endring av sporvidde og tyngdepunkt. En annen måte er å få hjulene til å tilte når man svinger, dette fører til at tyngdepunktet til kjøretøyet vil flytte seg over til den siden man svinger, dette vil føre til at moment armen for gravitasjonskraften blir lenger og resultantkraften fra gravitasjonskraften og sentripetalkraften vil treffe nærmere senter av kjøretøyet en det ville gjort uten tilt, se figur 40. ved å konstruere et system som tilter vil det være en fordel å bruke dekk designet til en motorsykkel, på grunn av disse er konstruert for og kjøre på siden med også.



Figur 40: Illustrere tre forskjellige tilfeller med tyngdepunktplassering og en fast gitt sidekraft F_S , og hvor resultantkraften treffer, forhold til dekkets kontaktflate og om det er fare for velt.

En annen måte å forflytte tyngdepunktet på er ved og innføre tilting av karosseriet eller chassiset, se figur 40.

4.5. Hjulstillingsgeometri

Noen av kravene for å oppnå gode kjøreegenskaper er som følger[17, 36]:

- Godt veigrep
- Selvoppretting i sving
 - hvis rattet slippes i sving skal kjøretøyet søke seg rettfrem.
- Retning stabilitet

- Når kjøretøyet kjører på en horisontal strekke, skal kjøretøyet gå rett frem uten at føreren må korrigere med rattet, dette gjelder også ved brems og akselerasjon, selv om dette ikke alltid er tilfelle.
- Styrefølelsen og overføring av krefter fra ratt til hjul og fra hjul til ratt.
 - Styringen skal være presis og rask, krefter som virker på hjulet skal ikke forplante seg i rattet, utenom det som skal for og oppnå en følelse av hvordan kjøretøyet oppfører deg. (grunn til at ikke kjøretøy blir styrt med wire)
- Dekkslitasje
 - Det stilles krav til miljø og økonomi, derfor bør dekkslitasjen være minimal, foruten hjulgeometrien vil dekktypen også virke inn på dette punktet
- Fjæring
 - For og kunne oppnå de overstående kravene, er det også viktig at disse kravene opprettholdes ved inn og utfjæring.

De overstående kravene må være oppfylt, både i sving og på rett vei. For og kunne oppnå gode kjøreegenskaper er det viktig at man tar hensyn til hjulstillingsgeometrien, dette delkapittelet tar for seg. Hadde kjøretøyet oppført seg statisk ved dynamisk kjøring hadde det vært en «lett» sak og konstruert et hjuloppheng med ønsket hjulgeometri, men dette er ikke tilfellet.

Hjuloppheng skal oppnå de overnevnte kravene i sving, ved rette strekker, under akselerasjon, under retardasjon og ved kombinasjon av disse.

4.5.1. Kinematikk

Ved dynamisk belastning av kjøretøyet, vil geometrien til hjuloppheng endre seg, parametere som camber, caster, spissing og rullesenter. Kinematikken til hjuloppheng, beskriver hvordan hjulgeometrien endrer seg, ved kompresjon og retur bevegelser i oppheng. Siden kinematiske forandringer i hjuloppheng endrer hjulgeometrien og hjulgeometrien har mye og si på kjørekarakteristikken til kjøretøyet er det viktig og ta hensyn til dette ved konstruksjon av et hjuloppheng [29]. Forskjellige hjuloppheng har forskjellige kinematiske egenskaper, et uavhengig oppheng vil ha mindre endringer av hjulgeometri ved dynamisk belastning enn et stivt oppheng. Blant annet vil lengre bærearmer føre til bedre kinematiske egenskaper, for totalendringen i geometrien ved oppheng blir mindre.

4.5.2. Elastokinematikk

Ved siden av endringer i hjulgeometri forårsaket av kinematikk, har vi endringer i hjulgeometri på grunn av elastokinematikken. Elastokinematikken beskriver elastisiteten i komponenter i oppheng som foringer, dekk og lagerklaringer når de blir utsatt for krefter og vri moment. Dette vil også medføre endringer i hjulgeometrien ved dynamiskbelastning utover den kinematiske endringen[29].

4.5.3. Felg og dekk

Ved konstruering av for- og bakhjuloppheng, må det tas hensyn til hvilken dekk og felg kombinasjon som skal brukes. Blant annet vil innpresset (ET) på felgen ha noe og si på

Dolphin Duo

skrubbradien og total høyden vil virke inn på castervinkelen, som igjen bestemmer sleperadien.

Dekk og felg størrelse bør velges etter kjøretøyets:

- Maks. hastighet
- Vekt
- Hvilket kjønderlag det er skal virke i
- Ønskede kjøreegenskaper

Ved å se på dekket og felgen sammen, altså selve hjulet, vil størrelsen på hjulet føre til forskjellige egenskaper.

Et stort og bredt hjul vil føre til god stabilitet og forsering av objekter i veibanen vil gå lettere en et lite og smalt hjul, men treghetsmomentet vil være større og det vil være avhengig av et større dreiemoment for og komme i gang og bremses ned.

Profilen på dekket vil også virke inn på kjøretøyets kjøreegenskaper, et høyt dekk profil vil føre til en større slippvinkel, men på den andre siden vil det kunne absorbere mere krefter fra veien og gi mere komfort under kjøring. Foruten dette har dekk utallige sammen setninger på friksjon, mønster, material sammensetning, hardhet, oppbygging osv.



Figur 41: Illustrasjon av typiske bil og motorsykkel dekk med felg[37] [38].

Tabell 4: Forklaring på merking av felg [29]

Betegnelse for felg kan for eksempel være 6Jx16 H2 ET30 som betyr:	
6	Bredden i tommer
J	Form på enden av felgen
X	Separator
13	Diameter i tommer
2H	Dobbelhump
ETxx	betegnelsen for felgens innpress, det vil si avstand xx i mm fra hjulets kontaktflate er fra hjulets senter.

Tabell 5: Forklaring på merking av dekk [29]

Betegnelse for dekk kan for eksempel være 185/65 -16 T som betyr:	
185	dekkbredde i mm
65	er profil høyden i prosent av bredden til dekket
16	felg diameter i tommer
T	Hastighets merking (T = tillat hastighet 190 km/t)

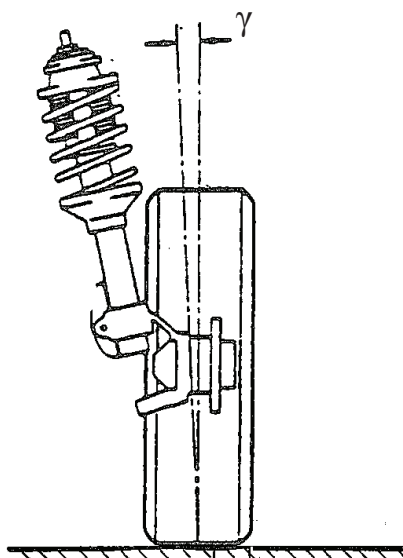
Det er også flere merkinger som beskriver oppbygging, belastning, mønstertype osv.

4.6. Hjul og styregeometri

Dette avsnittet vil ta for seg hjul og styregeometri, der det vil bli sett på camber, caster og sleperadius, ackermann, spissing og SAI.

4.6.1. Camber (Hjulhelling)

Cambervinkelen (γ) defineres som hjulet helling inn eller ut i overkant, forhold til en tenkt loddrettlinje, se figur 42.



Figur 42: Illustrasjonen viser positiv cambervinkel (γ) forhold til en tenkt loddrettlinje[39]

Cambervinklens oppgave er og gi hjulet best mulig stilling mot veidekket, uansett belastning, for å gi kjøretøyet best mulig stabilitet.

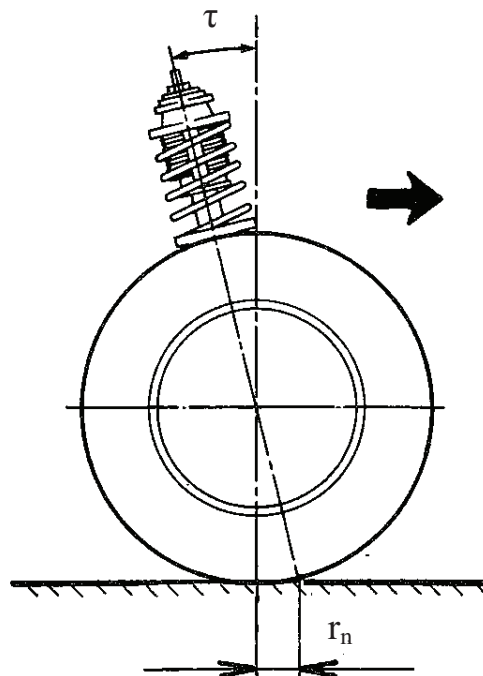
Det er ønskelig med en cambervinkel på 0° , både ved vanlig kjøring og mere dynamisk kjøring. Det gir best vei grep mellom dekk og veidekke. Racing biler har ofte en negativ camber ved statisk måling, men i sving vil krengingen føre til at denne blir tilnærmet 0° . Det som ønskes er at ved kompresjon blir camberen mer negativ og ved dekompresjon mer positiv, dette vil føre til at hjulet har tilnærmet $\gamma = 0^\circ$ [17]. Hvordan denne vinkelen forandres bestemmes av hjulopphengets kinematikk ved belastning. Er camber vinkelen feil, vil en

merke at dekkene slites unormalt, gjerne at det er unormal slitasje innerst eller ytterst på dekket som føles glatt.

4.6.2. Caster og sleperadius

Castervinkelen (τ), dannes mellom loddlinjen i senter av hjulet og en tenkt linje mellom øvre og nedre festepunkt for fjærbeinet (svingakselhelning), sett fra siden, se figur 43. Oppgaven til castervinkelen er å gi rettningsstabilitet og selvoppretting i sving. Caster vinkelen er positiv når den heller bakover forhold til loddlinjen. Vinkelen er stort sett positiv, dette føret til en Sleperadius(r_n). Etterslepet fører til at hjulet vil gå rett frem og stabiliserer kjøretøyet.[15]

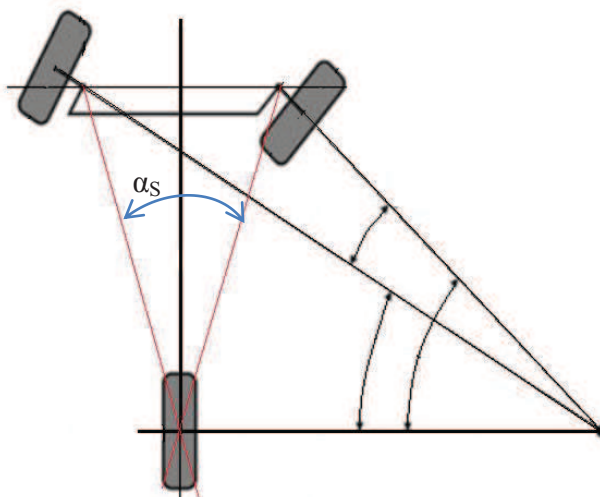
Ved en positiv caster vinkelen sammen med sleperadiusen, vil man oppnå at kjøretøyet vil være selvopprettende, ved sving og vil rask søke tilbake til midtstilling. Stor positiv caster vil føre til tyngre styring. Ved en eventuell negativ caster vil kjøretøyet oppføre seg som en handlevogn.



Figur 43: Illustrasjon som viser positiv castervinkelen (τ), som skaper positiv sleperadius r_n som vil bidra til rettningsstabilitet [39]

4.6.3. Ackerman vinkel (Spredning sving)

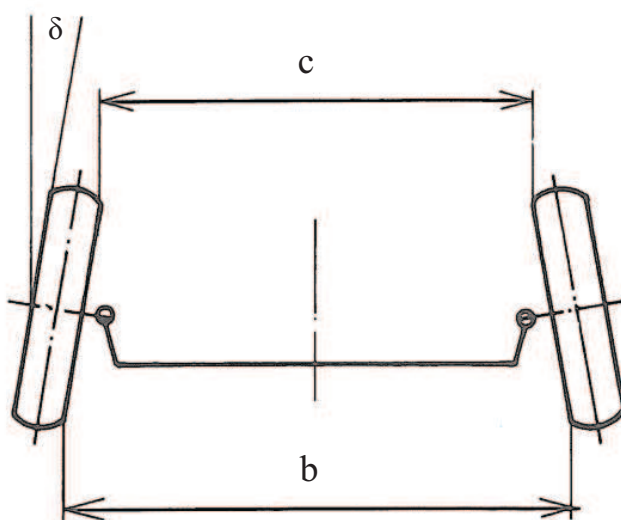
Når kjøretøyet kjører i sving vil det ytre hjulet kjøre i en større sirkelbue enn det indre, det vil si at det indre hjulet må svinge mer enn det ytre. Det er det Ackermans vinkel sørger for, se figur 44. Hadde ikke forstillingen hatt Ackermans vinkelen ville det indre hjulet skrenset/skrubbet ved sving. Ackermansvinkel konstrueres ved at styrestagene former en trapes med senteret av bakstillingen, men i en tadpole konfigurasjon blir det i senter av bak dekket[17].



Figur 44: Illustrasjon ackermansvinkel α_s , der både forhjulene svinger om samme punkt og forskjellig radius[17].

4.6.4. Spissing/spredning, toe-in og toe-out

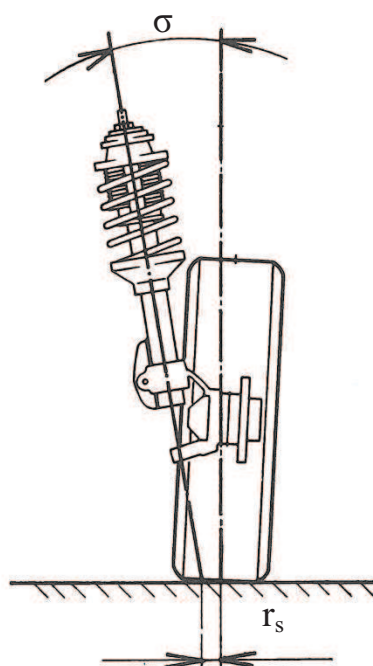
Spissingen på hjulene har mye og si på stabiliteten til kjøretøyet og veifølelsen. Det er ønskelig at denne vinkelen (δ) er 0° . Positiv spissing (toe-in) er når hjulene peker litt innover i forkant, se figur 45. Ved bakhjulstrekk kjøretøy er det vanlig med litt spissing, dette er på grunn av at bakhjulene dytter bilen fremover og vil vri hjulene utover. For kjøretøy med forhjulstrekk, er det vanligst med noe spredning, dette er på grunn av at drivende hjul har lyst til og vri seg innover. Man ser at spissingens forhånds innstillinger i begge tilfeller vil føre til ønsket spissing på 0° ved kjøring. Ved feil spissing vil det forekomme dekkslitasje som ligner på dekkslitasjen som kan forekomme ved feil Camber, men denne slitasjen føles ruere når en stryker hånden over. Når avstanden **c** er mindre enn avstanden **b** er det spissing, og ved **c** større en **b** er det spredning[17].



Figur 45: Illustrasjon av spissing/ spredning, der spissing er tilfellet vis **c** er mindre en **b**[39].

4.6.5. KPI (King bolt helning)/SAI (Svingakselhelningen)

SAI vinkelen (σ) blir målt mellom en tenkt linje, mellom øvre og nedre opphengs punkt til hjulspindelen og en loddrettlinje, se figur 46. SAI vinkelen er positiv når aksens heller innover. SAI vinkelens oppgave er å bidra med rettningsstabilitet og ved å gjøre styringen mindre følsom for slag og ujevnheter fra veien. Rettningsstabilitet kommer av at vekten til kjøretøyet blir prosjektert gjennom SAI linjen til veidekket, kjøretøyet vil løfte seg ved sving, og når rattet slippes etter endt sving vil tyngden til kjøretøyet gå mot sitt laveste punkt. σ bestemmer også skrubbradien, sammen med innpresset på felgen. Skrubbradien har mye og si på kjøreegenskapene og kontrollen på kjøretøyet. Dette blir bedre forklart i avsnitt 4.6.6[15].



Figur 46: Illustrasjonen viser positiv SAI-vinkel (σ) mellom en tenkt loddrettlinje og en linje som blir strukket mellom øvre og nedre opphengspunkt til hjulspindelen, forholdet mellom hvor sentre av dekket og SAI aksens treffer veibanen vil bestemme skrubbradien r_s [39].

4.6.6. Skrubbradie

Skrubbradien er den avstanden mellom kontakt punktet midt på dekket og punktet der SAI aksens treffer veidekket[29]. En stor positiv skrubbradius, se figur 46, vil gjøre styringen svært følsom for skjev bremsing, ujevnheter i veidekke og ubalanse i hjulene. Krefter som kommer på grunn av en dump eller sving kan usette styringen for et moment som er proporsjonal med skrubbradien og få kjøretøyet til å skifte retning og det er ikke ønskelig[33, 35]. Ved å minke skrubbradiusen, vil man oppnå bedre kjøreegenskaper og kontroll. Dette har vært tidligere vanlig med en ønsket skrubbradien lik 0, men i nyere tider er skrubbradien blitt noe negativ, dette vil gjøre kjøretøyet mer stabilt ved nedbremsing, men det vil også gjøre styringen noe tyngre.

4.7. Hjelpesystemer

Dette avsnittet skal ta kort for seg elektroniske hjelpe systemer som kan bli brukt i et kjøretøy.

4.7.1. Blokkerings frie bremseser (ABS)

Et ABS system fungerer slik at det skal forhindre at hjulene låser seg ved kraftig nedbremsing, dette for og forhindre at man mister styringen og stabilitet. Ved våt veibane vil det også kunne korte ned bremsestrekningen betraktelig. Man kan dele opp hovedkomponenten i et ABS system i tre:

1. Styreenhet
2. Hydraulikkenhet
3. Hjulsensorer

Det er flere komponenter enn dette, som inn/utløps ventiler og stoppsignalbryter men disse trengs ikke å forklare, for og kunne forstå det grunnleggende med et ABS system.

ABS systemet fungerer slik, vis en hjulsensor føler at et hjul vil låse seg, vil signalet mellom hjulsensoren og styreenheten endre seg, og styreenheten vil sende signal til hydraulikkenheten at den skal slippe opp bremsetrykket på det aktuelle hjulet, når riktig hastighet er oppnådd vil trykket gå på igjen.[29]

4.7.2. Antispinn (TC)

Et kjøretøy med to drivende hjul er som oftest utstyrt med en differensial. Oppgaven til differensialen er å overføre og fordele drivkrefter fra motor og gir til hjulene. Fordelen med dette er at den kan tillatte drivhjulene og rotere med forskjellig hastighet, dette er nødvendig for at kjøretøyet skal kunne svinge lett, sammen med ackermansvinkel. Ulempen med en differensial er når drivhjulene står på to helt forskjellige underlag, for eksempel det ene hjulet står på glatt is og det andre på tørr asfalt, dette vil føre til at alle drivkreftene går til det hjulet som spinner og det andre hjulet står stille og kjøretøyet får ikke fremdrift. Antispinn systemet sørger for å bremse ned det spinnende hjulet. Dette fører til at drivkrefter som får dette hjulet til å spinne føres over til det andre hjulet så at kjøretøyet kan drives fremover.

Antispinn systemet består av de samme komponentene som et ABS- anlegg, foruten at den er også tilkoblet motorstyreenheten, dette er for at den i tillegg til og bremse ned det spinnende hjulet også kan overstyre førerens gasspådrag.[15]

4.7.3. Stabilitetskontroll (ESP)

Systemet for stabilitetskontroll hjelper føreren når kjøretøyet er i sladd, det vil si når styringen blir ustabil. Systemet fungerer slik at det bruker flere sensorer for å føle hvor kjøretøyet er på vei og hvor føreren ønsker at kjøretøyet er på vei, hvis ikke disse stemmer overens vil stabilitetskontrollen slå inn. Stabilisering system fungerer uten om styringen av kjøretøyet, men det bruker bremsesystemet til å rotere kjøretøyet til ønsket retning. Dette prinsippet blir blant annet brukt på beltekjøretøy, ved og svinge til venstre bremses det venstre belte og dreiemomentet fra det drivende belte vil rotere kjøretøyet til venstre.

Stabilitetskontroll systemet bruker de samme følerne som ABS og antispinn systemet, men i tillegg har den posisjonsfølere i rattet og en rotasjonsføler om Z-aksen. Systemet har i tillegg mulig til og overstyre motorstyring og girkassen vis denne er automatiskstyrt[15].

5. PRODUKTSPEISIFISERING

Dette kapitlet skal ta for seg de metriske og tekniske rammene og kravene for utvikling av hjuloppheings konsept til Dolphin Duo 1+1.

Dolphin Duo skal være et kjøretøy med trehjul, i tadpole konfigurasjon. Den skal ha plass til to voksne som sitter etter hverandre i 1+1 konfigurasjon. Kjøretøyet skal konstrueres med mest mulig standard komponenter og det skal legges vekt på bruk av lette materialer. Foruten de nevnte tingene skal Dolphin Duo være et miljøvennlig kjøretøy. Ved og allerede sparevekt med å designe et mindre kjøretøy, som også sparer på plass, skal drivlinjen bestå av elektriske motorer, enten et i hvert hjul eller en som driver forhjulene og en som driver bakhjulet, der batterier blir ladet, ved brukt av en liten multidrivstoff jetmotor eller ved og tilkobles et strøm uttak.

5.1. Produktmålsetning

Produkt målsetningene for Dolphin Duo er som følger:

- Den skal legges vekt på bruk av lette materialer, eventuelt utforming som gjør kjøretøyet lett.
- Den skal ikke være kostbar
- Det skal være et sikkert kjøretøy
- Den skal ha plass til to voksne som sitter etter hverandre og i størrelses orden av en halv bil.
- Den skal drives med elektriske motorer som blir ladet av en multidrivstoff jetmotor generator. Det er to elmotor konfigurasjon løsninger som kan brukes:
 - To elektriske motorer, en som driver forhjulene og en som driver bakhjulet
 - Tre motorer, en til vært hjul
- Den skal ha en maksimal hastighet på 110 km/ t.

5.2. Produktegenskaper

For og kunne nå produktmålsetningene over for Dolphin Duo, bør forhjulsopphenget ha disse produktegenskapene:

- Forstillingskomponentene må kunne lages av lettvekts materialer.
- Bruk av standardkomponenter vil kunne spare kostnader.
- Bruke tidligere prosjekter om interiør og generator for og fastsette mål
- Gode kinematiske og ønskede elastokinematikske egenskaper, vil føre til god passiv sikkerhet.
- Dimensjoneres for virkende krefter fra veien i 110 km/t.
- Dimensjoneres for støtkrefter

5.3. Metriske grensespesifikasjoner

For og kunne sette noen metriske grovspekifikasjoner, må det først ses på hva som det skal tas hensyn til og se hvilke grenseverdier som gjelder for Dolphin Duo.

Dolphin Duo

Veg dimensjoner:

Fra vegdirektoratets håndbok 017 veg- og gateutforming er det oppgitt forskjellige dimensjonerende mål for blant annet motorvei, gangveier og parkeringsplasser.

- Noen mål som er tatt ut er[40]:
 - Et kjørefelt ved tofeltsvei varierer mellom 2,75 m til 3,25 m bredt.
 - Offentlig parkeringsplasser varierer mellom 2,0 m til 2,5 m bredt.
 - Ordinær gangvei / fortau skal være minst 2,0 m bredt.

Tidligere prosjekter for Dolphin Duo, som kan virke inn på noen av de metriske grensespesifikasjonene:

- Fra Mizgin Aziz Rashid masteroppgave er det oppgitt en total bredde på 1120 mm og en lengde på 2250[3]. Ut fra målsetningene om at kjøretøyet skal være lett, vil jeg ikke bruke den totale bredden som minimums mål, interiøret må re-designes, eller utsparinger må gjøres, minste målet her blir satt til 800 mm.
- Fra Alexander Moen Thue og Petter Sundquist sin master oppgave[41], er det oppgitt dimensjoner for en multifjul generator som skal brukes til Dolphin Duo, denne har oppgitte mål på 450 mm i diameter og en lengde på 460 mm.

De punktene som prioriteres er listen under, med en enkel forklaring:

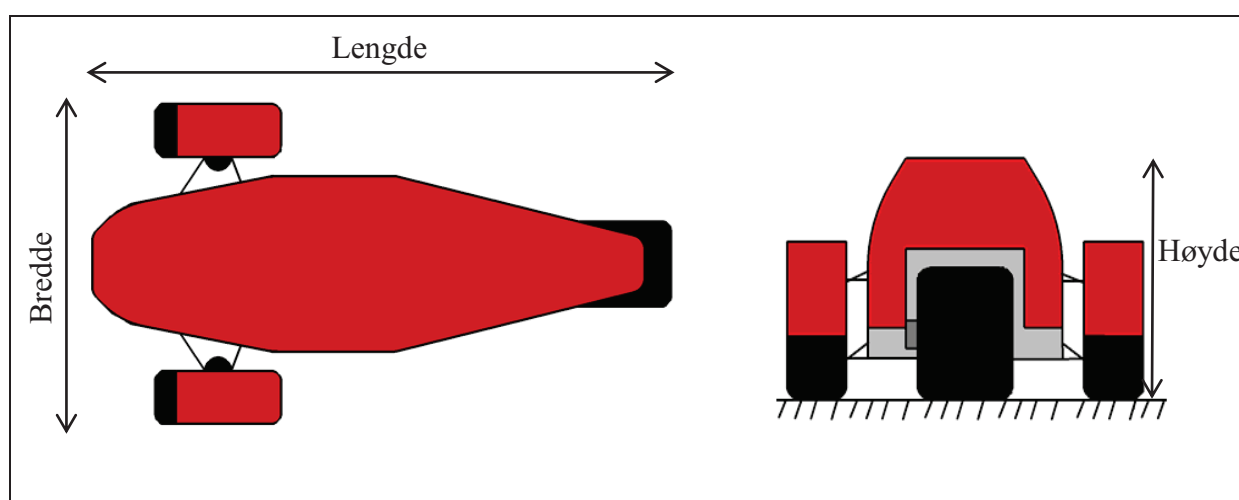
- **Vekt:** En målsetning for Dolphin Duo er at den skal være lett. Grensespesifikasjonene når det gjelder vekt settes til maksimum og minimums vekt til konkurrentene (470 kg – 680 kg).
- **Lengde:** Minimums lengde settes til lengden på interiøret, som er utredet av Mizgin Aziz Rashid [3], 2250 mm og maksimums lengde settes til 4400 mm, dette er total lengden til Aptera 2e.
- **Bredde:** minimums bredde settes til 800 mm og maksimums bredde settes til 2000 mm, da er det god plass for parkering og eventuelt å komme seg frem på et fortau.
- **Høyde:** Siden dette skal være et lettvekts kjøretøy med 3 hjul, ønskes det at kjøretøyet er lavest mulig på grunn av tyngdepunktet. Et lavt tyngdepunkt fører til god kjørekomfort og sikkerhet, i tillegg at det reduserer niking og krenkning ved akselerasjon og retardasjon. Det er oppgitt høyde fra eksisterende konsepter.
- **Hjul størrelse:** Felg og dekk kommer i flere dimensjoner, for biler og motorsykler i dag er det vanlig med felg størrelser fra 14’’ til 19’’, og dekk dimensjoner fra 140/60-14 til 265/35-19. som nevnt tidligere vil felg og dekk dimensjon virke inn på hjulgeometri innstillingene. Selve hjul størrelsen vil gi en pekepinn på høyde og lengde til forstilling/bakstilling.
- **Plassering av motorer og generator:** Før Forhjulsoffenget kan designes bør plasseringen og størrelsen til motor og generator bestemmes, for dette kan ha innvirkning på valg av systemløsninger. Siden dette ikke er et krav kan dette falle bort.
- **Hjulgeometri:** Ved design av et hjuloppheng, bør det være lagt inn punkter der hjulgeometrien kan justeres, innen for visse verdier.

Dolphin Duo

Grensespesifikasjonene som settes for Dolphin Duo, og som skal brukes til og sette grovmålsetningen på modulene er som følger, se tabell 6 og figur 47.

Tabell 6: Grensespesifikasjoner satt for Dolphin Duo 1+1.

Faktorer	Min.	Maks.
Vekt	470 kg	680 kg
Lengde	2250 mm	4400 mm
Bredde	800 mm	2000 mm
Høyde	1000 mm	1500 mm
Felg	14 x 5''	18 x 10,5''
Dekk	140/60-14	295/35-19



Figur 47: Illustrasjon som viser bredde, lengde og høyde forhold til tabell 6.

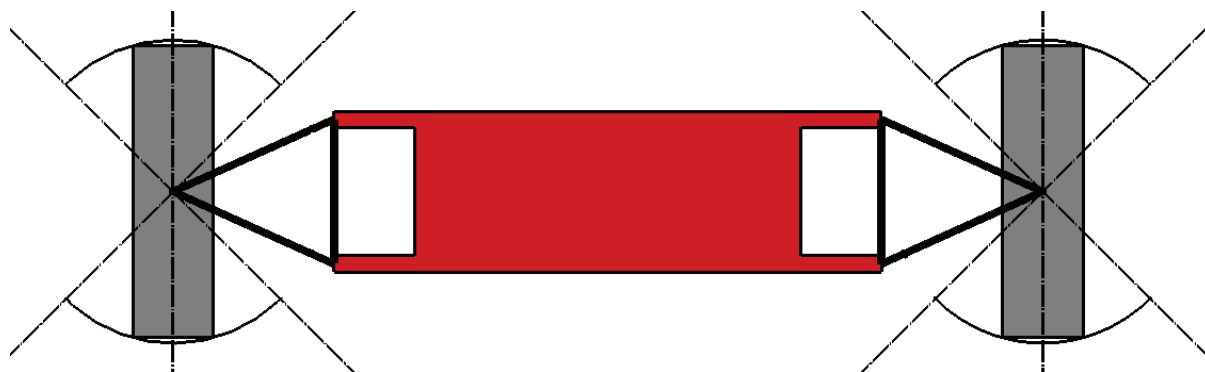
5.4. Metriske grovspesifikasjoner

Ut fra de metriske grensespesifikasjonene for Dolphin Duo kan disse grovspesifikasjoner settes for forhjulsopphenget, se tabell 7 og figur 48.

Tabell 7: Metriske grovspesifikasjoner som er satt for forhjulsopphenget til Dolphin Duo.

Faktorer	Min.	Optimal	Maks.
Vekt	-		100 kg
Lengde	200 mm	350 mm	500 mm
Bredde	800 mm	1600 mm	2000 mm
Høyde	200 mm	350 mm	600 mm
Felg	14*5''	17*5''	19*8''
Dekk	140/60-14	150/70-17 mm	225/35-18

Dolphin Duo



Figur 48: Illustrasjon som viser at en må ha klaring mellom forhjulsopphengs komponenter og hjul.

Tabell 8: Tabellen viser eventuell hjulgeometri kan endres innenfor [17].

Vinkel	Min.	Maks.
Camber	-2°	2°
Caster	1°	10°
SAI	5°	16°
Spissing	-30'	30'
Sleperadius	0 mm	40 mm
Skrubbradius	-20 mm	80 mm

Tabell 9: Mål satt for elmotor og generator.

Produkt	Min.	Maks.
Generator	-	450x460
El. Motor	100x100	200x200

5.5. Tidlig kostnadsvurdering

Ved samtale med første amanuensis Jan Kåre Bø, er det estimert prototype kostnad på 2 millioner for Dolphin Duo konseptet. Slik jeg forsto det må dette være kostnaden for selve byggingen av Dolphin Duo med materialer og produksjonsprosess, og at utredningskostandene vil komme i tillegg. Prototype kostnadene vil være for flere moduler som karosseri, chassis, for- og bakhjulsoppheng, interiør og drivlinje. For Dolphin Duo, vil mye av prototype kostnaden ligge i drivlinjen, karosseriet og chassiset.

Min vurdering av prototype kostnaden for forhjulsopphenget vil ligge på rundt 300.000 Nkr, dette vil inneholde materiale, produksjonsprosess, kjøp av standardprodukter og sammensetning.

Selve utredningen vil ligge på ca. 450.000 NOK.

Det vil føre til et tidlig anslag på 750.000 NOK, for utredning og prototyping.

Dolphin Duo

Under dette estimatet vil det si at det vil bli brukt «vanlige» materialer som stål, aluminium og noen polymere og at produksjonsprosessen også er utbredt og kjent, eventuelt bruk av standard profiler. Går det uten for dette vil Prototyping kostandene overstige 300.000 NOK.

Kun en ekstrudering form ligger på ca. 50.000 NOK

Ved å designe et produkt, må en også ta med i betraktning hvor største delen av kostnaden ligger, er den ved utredningen, planleggingen og dimensjoneringen, eller ligger den i prototyping. Ved å bruke dette kan en kanskje spare kostnader ved selve utviklingsarbeidet. Ved høye utviklingskostnader kan det hende at det er bedre med konservative overslagsberegninger, designe konseptet i 3D, utføre FEM-analyse og deretter lage en prototype en kan modifisere til det bedre.

6. KONSEPTGENERERING

Dette kapittelet tar for seg modularisering, funksjonsanalyse og funksjonsalternativer

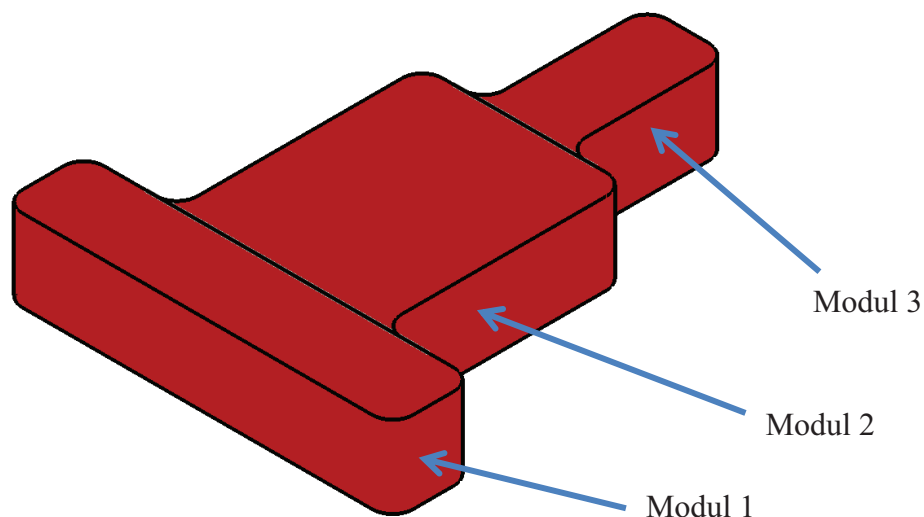
6.1. Modularisering og plassering

Ønsker og dele opp Dolphin Duo konseptet opp i tre hovedmoduler for å forenkle konseptet i håndterbare deler og plassering av generator og motorer blir bestemt.

Produktet har blitt delt opp i tre moduler, se figur 49:

- **Modul 1**, er forhjulsoffenget med travers og eventuell med motor og generator
- **Modul 2**, er selve chassiset/ramme løsningen og eventuell med motor og generator
- **Modul 3**, er Bakhjulsoffenget og eventuell med motor og generator

Da mitt arbeid vil konsentrere om modul 1. eventuelt hvis tid igjen, skal jeg også ta for meg modul 3



Figur 49: Illustrasjon over modul inndeling, modul 1:Forhjuloppheng, modul 2:Chassis og modul 3:bakhjulsoffheng.

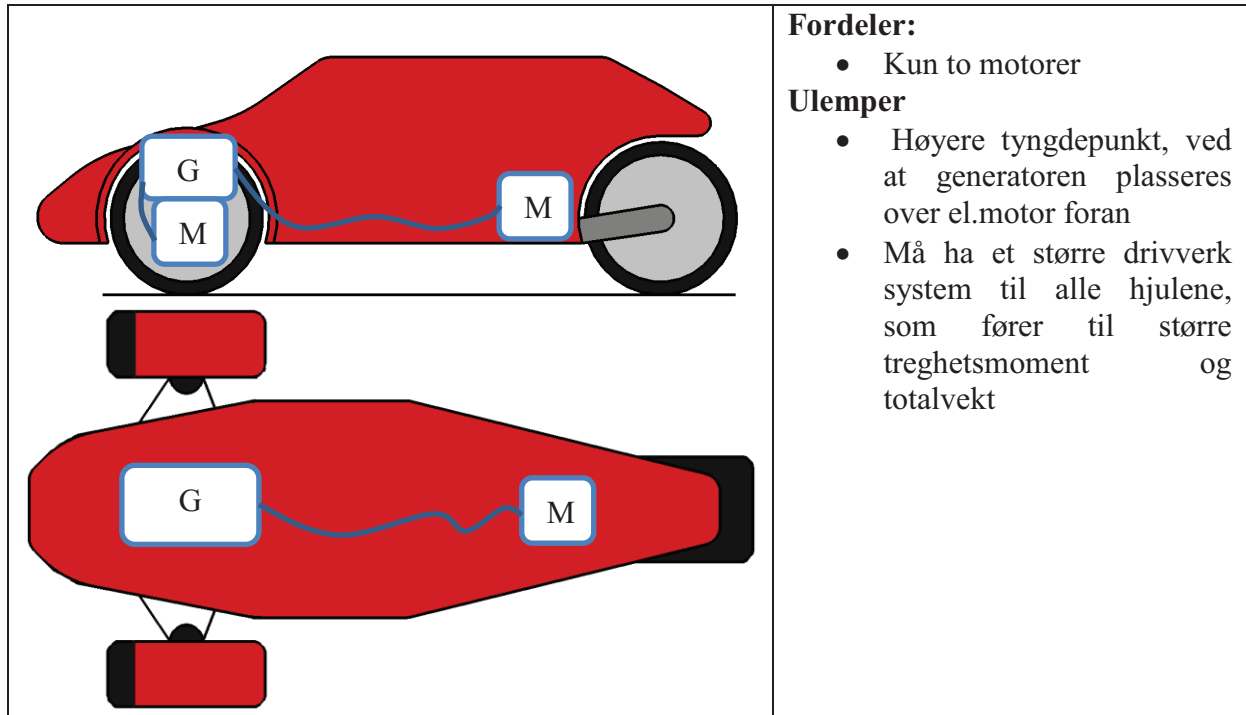
Generator og motor plassering

Det er utallig løsninger på hvor motorer og generator kan sitte. Det er listen opp tre mulige løsninger. Det er kun sett på forskjellige løsninger for å plassere motorene, generatoren er på den samme plassen hele tiden, eneste forskjell er hvor den plasseres i høyden. Plasseringen av generatoren foran begrunnes med at det ønskes et tyngdepunkt nærmest midten på kjøretøyet, og at det er plass. I figurene under er el.motor merket med (M) og generator med (G)

Alternativ 1:

Denne konfigurasjonen består av to elmotorer og en generator. Den ene motoren driver begge forhjulene, gjennom en drivlinje og en motor bak som driver hjulet bak med en drivlinje. Selve generatoren er plassert over motoren fremme, se figur 50.

Dolphin Duo



Fordeler:

- Kun to motorer

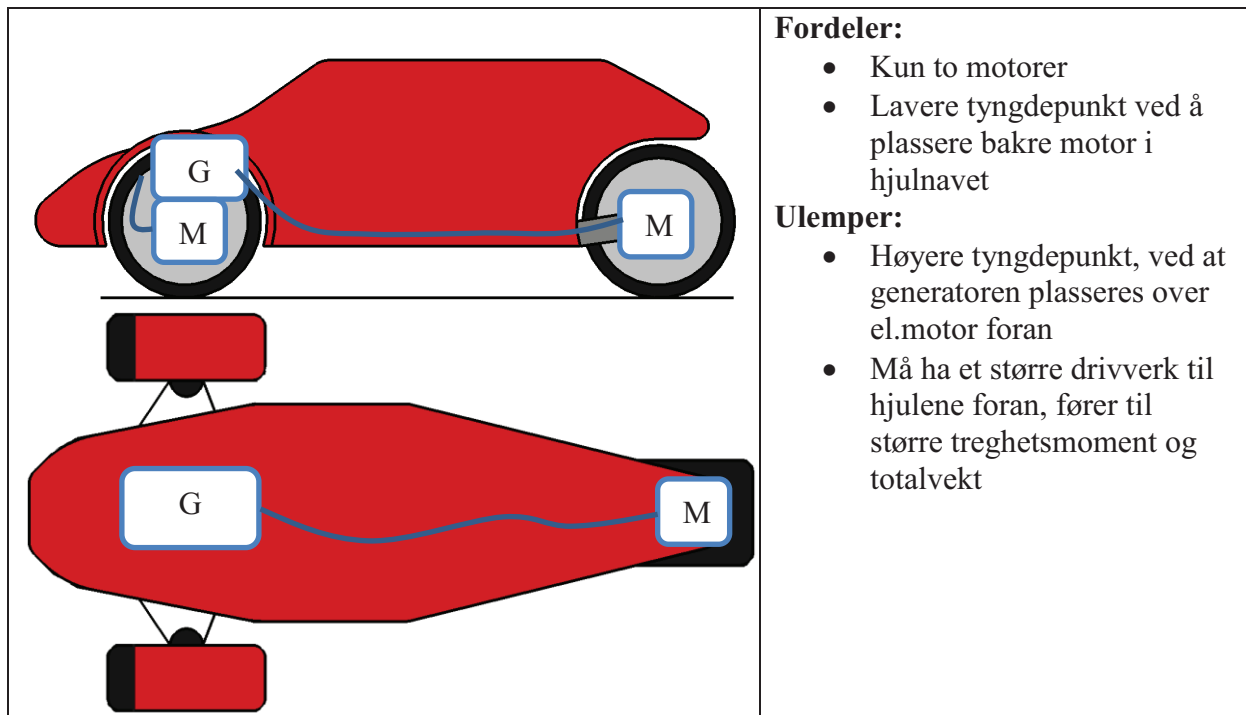
Ulemper

- Høyere tyngdepunkt, ved at generatoren plasseres over el.motor foran
- Må ha et større drivverk system til alle hjulene, som fører til større treghetsmoment og totalvekt

Figur 50: Illustrasjon over motor og generator plassering, for alternativ 1.

Alternativ 2:

Denne konfigurasjonen består av to elmotorer og en generator. Den ene motoren driver begge forhjulene, gjennom en drivlinje og en motor som sitter på navet bak. Selve generatoren er plassert over motoren fremme, se figur 51.



Fordeler:

- Kun to motorer
- Lavere tyngdepunkt ved å plassere bakre motor i hjulnavet

Ulemper:

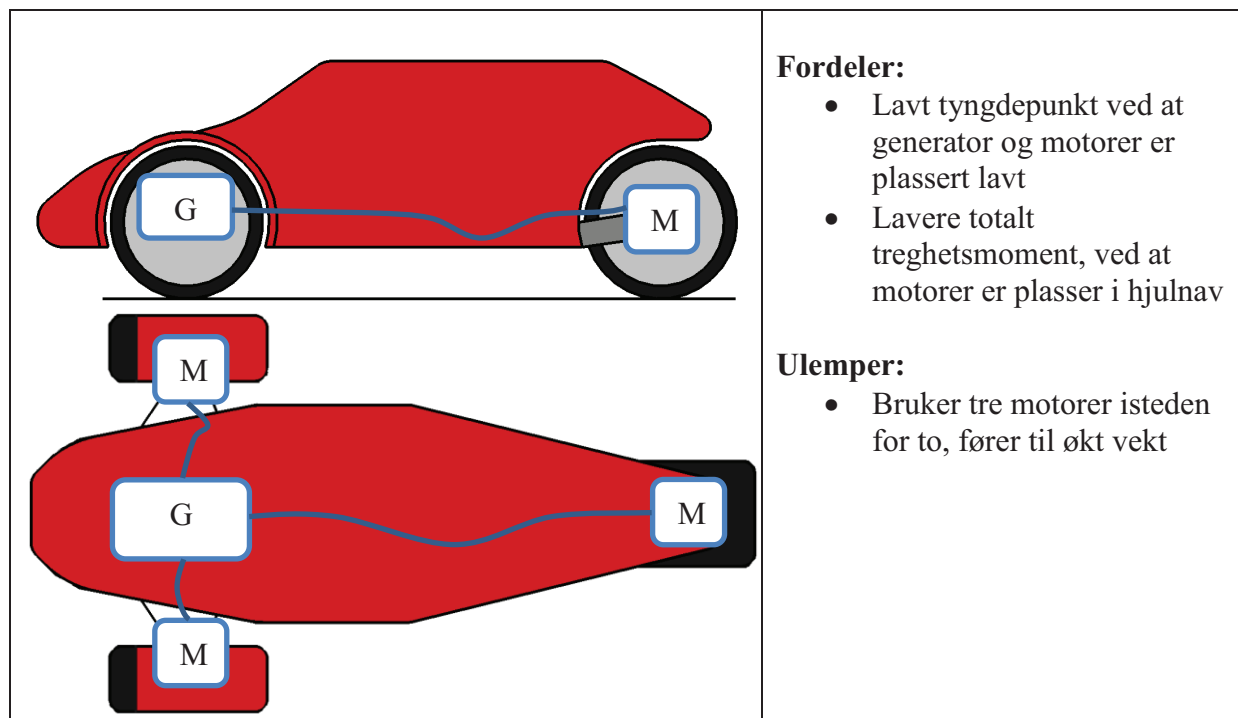
- Høyere tyngdepunkt, ved at generatoren plasseres over el.motor foran
- Må ha et større drivverk til hjulene foran, fører til større treghetsmoment og totalvekt

Figur 51: Illustrasjon over motor og generator plassering, for alternativ 2.

Dolphin Duo

Alternativ 3:

Denne konfigurasjonen består av tre elmotorer og en generator. Hver enkel motor er plassert i navet på hvert hjul. Selve generatoren kan plasseres nærmere senterhøyde til hjulene på grunn av at elmotorene er flyttet til hjulnavene, se figur 52.



Figur 52: Illustrasjon over motor og generator plassering, for alternativ 3.

Ved seleksjon av plassering for motor og generator system, gis poeng fra 1 til 3, der 3 er høyest og 1 er lavest, se tabell 10.

Kriterier som er valg er som følger:

- **Tyngdepunkt:** Hvilken løsning gir lavest og best mulig tilnærming til tyngdepunktet.
- **Treghetsmoment:** Hvilket system gir lavest treghetsmoment.
- **Vekt:** Hvilket system bidrar til lavest vekt (*Her vil antall motorer og vekt av drivverk virke inn*).

Kriteriet om kostnad er ikke tatt med, det blir vanskelig å bedømme, siden ved en mindre motor, trengs det mulig flere komponenter til drivverket og kostnad forskjellen mellom bruk av en motor mindre kan utlignes.

Tabell 10: Seleksjons tabell for de tre alternativene, der alternativ 3 kom best ut.

Kriterier	Alternativ 1	Alternativ 2	Alternativ 3
Tyngdepunkt	1	2	3
Treghetsmoment	1	2	3
vekt	1	2	3

Alternativ 3. brukes videre

6.2. Funksjonsanalyse for modul 1, forhjulsoppheng

Dette avsnittet vil ta for seg definisjonen av hva den aktuelle modulen består av og hvilke kriterier som settes for modulen.

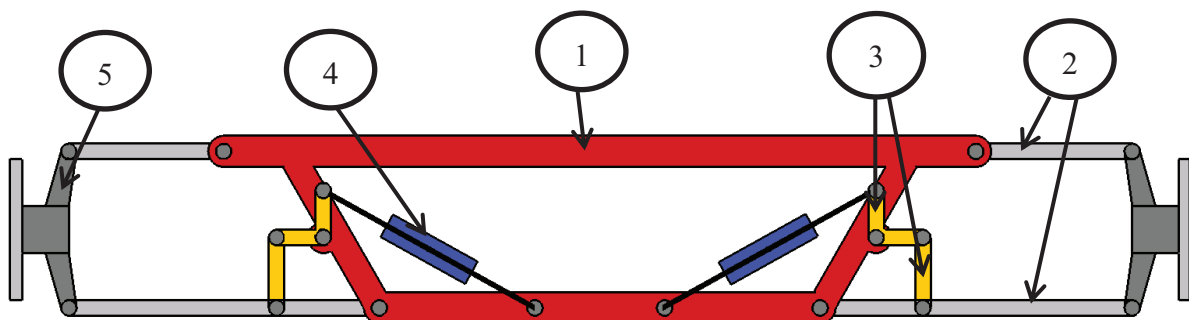
Et forhjulsoppheng består av opptil flere systemer og komponenter, i dette konseptet er det valgt og definer et forhjulsoppheng med disse systemene og komponenter, se også figur 53:

- Traves
- Bære-armer
- Styresystem
- Bremsesystem
- Hjulspindel med nav og lagre
- Støtdemperenhet
- Hjul

For et forhjulsoppheng er det mange kriterier som skal oppfylles. Det er ikke kun for og styre hjulene forhold til resten av kjøretøyet. Fra problemsstillingen for et forhjulsoppheng er det lagt mye vekt på hvordan et forhjulsoppheng skal konstrueres, men lite på hva slags krav som stilles til et forhjulsoppheng.

Krav som stilles for et forhjulsoppheng er blant annet[17]:

- Forhjulsoppheng må kontrollere posisjonene og retningen til hjulene med hensyn på resten av kjøretøyet under alle mulige kjøreunderlag og belastninger, kjøretøyet er beregnet for.
- Forhjulsoppheng må motarbeide uønsket krenkning, nikking og rotasjon ved kjøring.
- Når forhjulsoppheng er utsatt for overbelastning bør komponenter deformere seg plastisk.
- Forstillingen kinematikk skal føre til at kjøretøyet får et selvopprettende moment.
- Isolere passasjerer og last fra vibrasjoner og støt.
- Forbedre fremkommelighet til kjøretøyet.
- Sørg for kontroll over kjøretøyet.



Figur 53 Illustrasjon av et forhjulsoppheng sett forfra. 1) Traversen, 2) Øvre og nedre bære-arm, 3) Lenkesystemet til støtdemperenheten, 4) Støtdemperenhet, 5) Hjulspindel med nav og lagre. Illustrasjonen viser ikke hjul, styresystem og bremsesystem.

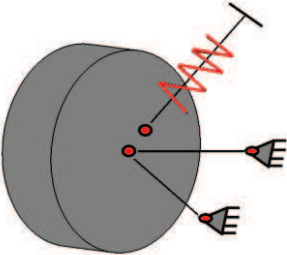
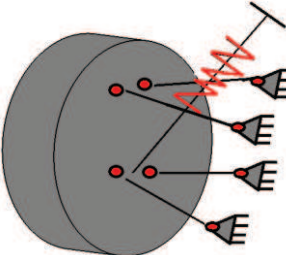
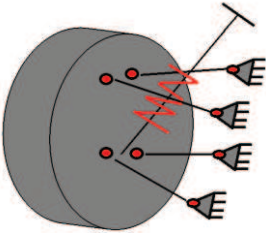
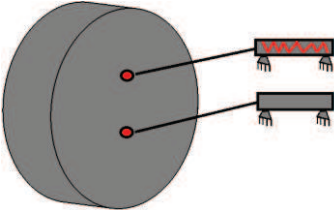
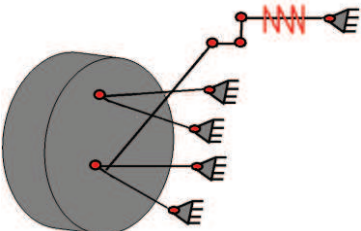
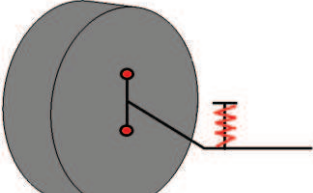
6.3. Funksjonsalternativer for modul 1, forhjulsoppheng

Delkapittelet skal ta for seg funksjonsalternativer for forhjulsoppheng, men det vil også bli foretatt valg av forhjulsoppheng type, alternativene skal bygge på.

For og kunne lage noen funksjonsalternativer for forhjulsoppheng, skal det først utføres en seleksjon med gitte kriterier for og finne ut hvilken hovedtype av forhjulsoppheng som skal brukes, se tabell 11. Dette er kun valg av hvordan opphengs system som skal brukes og ikke hvordan det festes til selve kjøretøyet eller traversen. Det gis poeng fra 1 til 6, der 6 er høyest og 1 er lavest. se tabell 12. Det er ikke tatt med noen egne forstillingstyper som er designet for tilting.

Hovedtyper av forhjulsoppheng som er som følger:

Tabell 11: Tabellen viser de aktuelle forhjulsopphengs typer som er gått gjennom i avsnitt 1.6.1

Forhjulsoppheng typer	
<p>MacPherson oppheng</p> 	<p>Doble A- arms oppheng</p> 
<p>Multilink oppheng</p> 	<p>Boble (parallellrøroppheng)</p> 
<p>Doble A- armer med lenkesystem til demper (LD)</p> 	<p>Stiv aksel</p> 

Kriterier som er valgt er som følger:

- **Kostnad:** Hvor høye kostnader er det forhold til materiale og design.
- **Fjæring:** Hvor god fjæringsveien har systemet.

Dolphin Duo

- **Plass:** Hvor mye plass tar forhjulsopphenget.
- **Kompleksitet:** Hvor avansert er selve forhjulsopphenget, med hensyn på antall komponenter og montering til selve rammene eller en travers, (*Her vil det gis høyest poeng for lavest kompleksitet*).
- **Kinematikk:** Hvor gode er de kinematiske egenskapene til forhjulsopphenget.
- **Krefter:** Forhjulsopphenget egenskaper til å ta opp krefter.
- **Beregning:** Hvor avansert er det og beregne virkende krefter og dimensjonere
- **Design frihet:** ombygging av standard systemet.

Tabell 12: Seleksjon tabell for de aktuelle forhjulsopphengtypene, opphengstypen med Doble A-armer og lenkesystemet til støtdemperenheten kom best ut.

Kriterier	MacPherson	Doble A- armer	Multilink	Bobla	Doble A- armer (LD)	Stiv aksel
Kostnad	5	4	3	5	4	6
Fjæring	5	4	4	4	3	1
Plass	5	4	3	3	6	6
Kompleksitet	4	6	3	6	5	6
kinematikk	3	5	5	4	6	1
Krefter	5	6	6	3	6	3
Beregning	4	6	2	4	5	5
Design frihet	2	4	3	3	5	4
Sum	33	39	29	32	40	32

Ser fra screeningen i tabell 12, at begge de to alternativene med doble a-armen kommer godt ut, men opphenget som har mer frihet forhold til montering av støtdemperenheten kom best ut. Dette fører til at resten av forhjulsoppheng alternativene vil bygge på dette prinsippet.

Forhjulsopphenget med Doble A-armer (LD) velges.

Forhjulsopphengalternativer

Det vil være mange konfigurasjoner for et forhjulsoppheng med doble bærearmer med lenkesystem til støtdemperenheten. Noen av faktorene som jeg tenker på ved utvikling av funksjonsalternativene og for å oppnå kravene til et forhjulsoppheng er som følger:

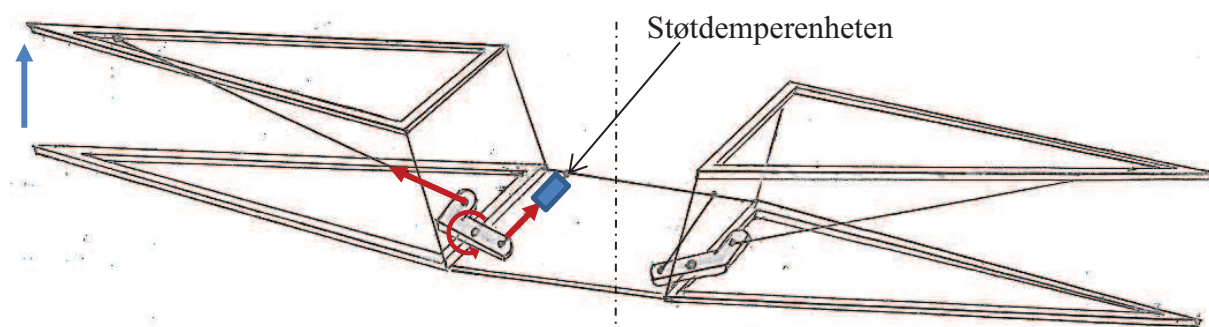
- Lengden på bærearmerne vil bestemme hvor mye hjulgeometrien vil endre seg under belastning.
- Avstanden mellom bærearmer opplagringen, både i x og z- retning, vil virke inn på hjulgeometrien og hvor mye krefter opplagringene skal ta i vær retning.
- Hvordan linke systemet kan overføre krefter fra hjulet til støtdemperenheten.
- Hvordan få traversen minst mulig i bredden, så at bærearmerne kan være lange.
- Om linksystemet arbeider under strekk eller trykk.
- Hvordan vil arbeidsveien til hjulet være forhold til støtdemperen.

Dolphin Duo

- Hvordan bærearmlengde og innfestning vil virke inn på nikking og krenkning for kjøretøyet under brems, sving og akselerasjon.
- Ved å bruke et lenkesystem som bruker strekkrefter ved overføring, vil kunne føre til at totalt høyden for forhjulsopphenget blir lavere
- Er det noen av systemene som blir utsatt for stort bøyemoment.

Ut fra disse faktorene ble det utviklet fire funksjonsalternativer. Ingen av alternativene sier noe om hvilke materialer eller profiler de forskjellige delene har. Dette vil bli bestemt etter og ha sett på hvilke brukspåkjenninger det skal dimensjoneres for. De fire alternativene går mest ut på plassering og lengde på bærearmlen og hvordan et overføringssystem kan konstrueres. Den totale lengden vil på alle være innenfor de grove metriske grensespesifikasjonene. Etter at et system er valgt vil det igjen blitt sett på om det er noen endringer som kan gjøres med overføringssystemet til støtdemperenheten og om det er andre muligheter forhold til dette.

Alternativ 1.



Figur 54: Alternativ 1, blå pil viser hjulets vertikale bevegelse, derav bærearmlenes bevegelse, dette fører til at rotasjonskammen beveger seg (røde piler) og støtdemperenheten (blå kloss) klemmes sammen (demper bevegelsen).

Det første alternativet gikk ut på å lage så lange bærearmer som mulig innenfor de gitte rammene, i tillegg til at den skulle være lav for å oppnå god kinematikk i opphenget. For å oppnå dette ble det brukt et strekkstag for å overføre vertikal bevegelse fra hjulet til støtdemperenheten. Et strekkstag kan ha mye slakkere vinkel enn et trykkstag, dette tillater større overføringskrefter for at det ikke er fare for knekking, som igjen tillater at totalhøyden på forstillingen blir lavere. På grunn av at plassen til traversen blir smalere må støtdemperenheten plasseres langs med traversen (x-retning). Plasseringen av støtdemperenheten fører til at det må være en kam som kan rotere om en aksel i en gitt vinkel mellom strekkstaget og støtdemperen. I designet er den plassert med samme vinkel som staget når den er i normal stilling, dvs. når Dolphin Duo er statisk belastet. Ved liten vertikal bevegelse av hjulet vil dette alternativet være en god løsning, men ved store bevegelser vil det være krefter som virker utenfor planet til akselen og det vil sannsynligvis bli store bøyepenninger i overføringskammen og akselen den roterer om.

Fordeler:

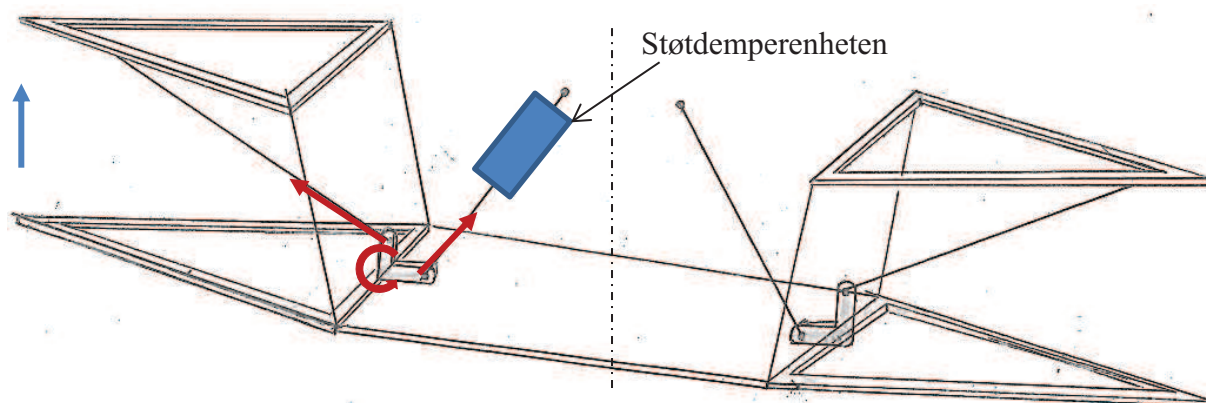
Dolphin Duo

- Liten endring i forstillingsgeometrien under belastning, gjør at krenningscenter og nikkesenter endres lite.(kjøretøyet vil krenge og nikke mindre under belastning)
- Strekkstag overføring gjør at det ikke er noe fare for knekking i overføringsstag.

Ulemper:

- Liten fjærings vei.
- Lenger bære-armer førere til større resultant krefter i opphenget på traversen.
- Bøyespenninger på opplagringen til overføringskammen.

Alternativ 2.



Figur 55: Alternativ 2, blå pil viser hjulets vertikale bevegelse, derav bærearmenes bevegelse, dette fører til at rotasjonskammen beveger seg (røde piler) og støtdemperenheten (blå kloss) klemmes sammen (demper bevegelsen).

Alternativ to bruker også et strekkstag til å overføre vertikale krefter fra hjulet til støtdemperenheten, men her er bærearmene blitt korte og avstanden mellom dem i høyden har blitt gjort større. Dette fører til at det kan monteres en overførings kam som roterer i yz-planet, samme plan som strekkstaget beveger seg i under belastning. Dette fører til at systemet tåler relativt stor bevegelse, for spenningene i rotasjonskammen og akselen er lett og forutsi og en unngår bøyespenninger i akselen. Siden dette tillater stor hjulvandring i z- retning, er støtdemperenheten montert på skrått i samme plan som overføringskammen roterer om, dette tillater at støtdemperen kan være lenger, som igjen gjør at den kan ha lengre arbeidsvei og at fjæra kan ha en lavere fjærstivhet.

Korte bære-armer vil føre til noe større geometri endring ved belastning og vil det ha dårlige kinematikken til hjuloppheng et enn alternativ en.

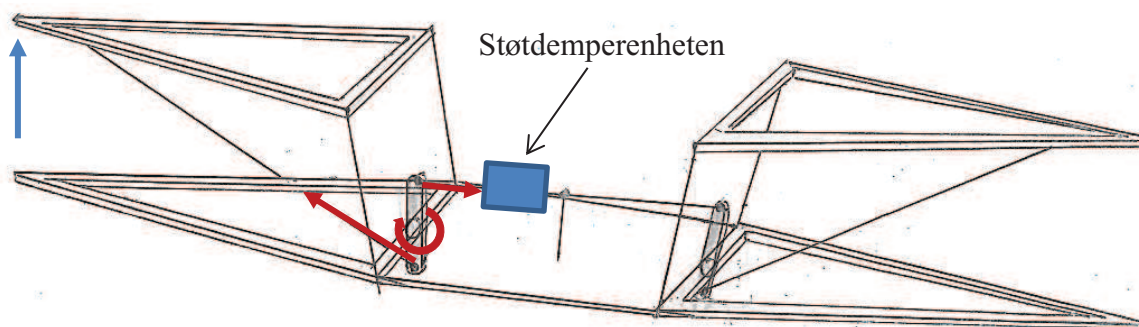
Fordeler:

- God fjæringsvei.
- Strekkstag overføring gjør at det ikke er noe fare for knekking i overføringsstag.
- Ingen bøyespenning i opplagringen til overføringskammen.
- Noe kortere bære-armer, førere til noe mindre krefter i innfestning til travers.

Ulemper:

- Endring i forstillingsgeometrien under belastning, gjør at krenningscenter og nikkescener endres.(kan føre til at kjøretøyet vil krenge og nikke mer under belastning)

Alternativ 3.



Figur 56: Alternativ 3, blå pil viser hjulets vertikale bevegelse, derav bærearmenes bevegelse, dette fører til at rotasjonskammen beveger seg (røde piler) og støtdemperenheten (blå kloss) klemmes sammen (demper bevegelsen).

Alternativ tre er tilnærmet en mellomting av de to første. Bærearmens lengde og avstanden mellom dem er en kompromiss mellom de to første alternativene. Dette tillater at overføringskammen fra strekkstaget til støtdemperenhet fortsatt kan rotere i yz-planet, samme plan som strekkstaget beveger seg i under belastning. Siden travesen også er noe bredere, kan støtdemperenhetene monteres horisontalt i y-retning. Støtdemperenheten har noe mindre plass og fjærstivheten må være noe større en alternativ to og utvekslingen for rotasjonskammen må stemme overens med hjulet arbeidsvei og støtdemperenhetens arbeidsvei. Dette vil tillate at hjulet har god vandring i z-retning

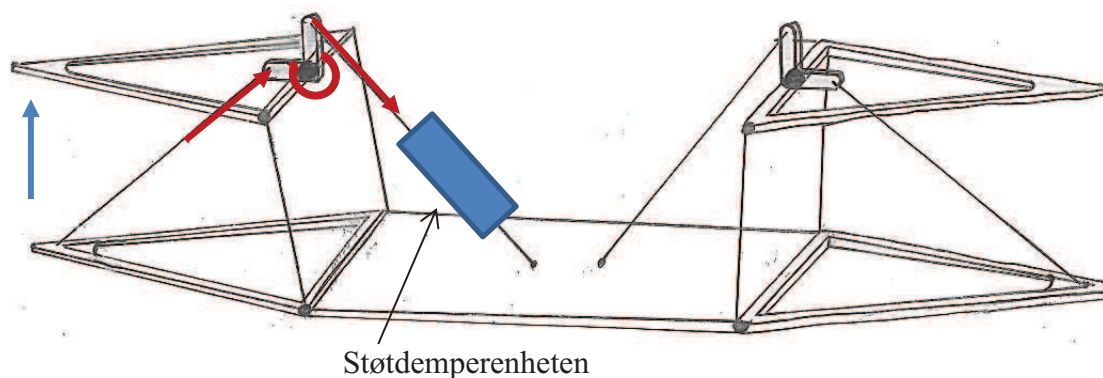
Fordeler:

- Liten endring i forstillingsgeometrien under belastning, gjør at krenningscenter og nikkescener endres lite.(kjøretøyet vil krenge og nikke mindre under belastning)
- Lavt tyngdepunkt.
- Strekkstag overføring gjør at det ikke er noe fare for knekking i overføringsstag.
- Ingen bøyespenning i opplagringen til overføringskammen.

Ulemper:

- Kan få litt kort arbeidsvei for støtdemperenhet, må eventuelt relokere demperenhet.
- Lange bære-armer, fører til noe større krefter i innfestning til travers.

Alternativ 4.



Figur 57: Alternativ 4, blå pil viser hjulets vertikale bevegelse, derav bærearmenes bevegelse, dette fører til at rotasjonskammen beveger seg (røde piler) og støtdemperenheten (blå kloss) klemmes sammen (demper bevegelsen).

Det siste alternativet er et mere konvensjonelt system. Overføring av krefter fra hjulet til støtdemperenheten går over et trykkstag. Overføringskammen fra trykksstaget til støtdemperenhet rottere i yz- planet, samme plan som trykksstaget beveger seg i under belastning. Siden overføringen bruker trykk bør vinkelen til staget være brattest mulig, for at det blir minst mulig trykkkrefter i staget. På grunn av at trykksstaget bør ha en bratt helling, vil dette systemet ha korte bære-arter og avstanden mellom dem i høyden vil være stor. Dette vil gjøre at traversen vil ha mye plass i bredden og fører til at hjulet kan ha stor arbeidsvei, siden støtdemperenheten har godplass.

Fordeler:

- Korte bære-arter, førere til noe mindre krefter i innfestning til travers.
- God fjæringsvei.

Ulemper:

- Endring i forstillingsgeometrien under belastning, gjør at krengningscenter og nikkescener endres.(kan føre til at kjøretøyet vil krenge og nikke mer under belastning)
- Tar opp mye plass i høyden.
- Overføringsstaget må dimensjoneres for trykk

6.4. Tidligvurdering av brukspåkjenninger

Det har blitt sett på tidligere hvilke krefter som kan forekomme på kjøretøyet ved dynamisk belastning. Foruten store støtkrefter ved at kjøretøyet kjører over en stor dump eller ned i et hull, vil det også oppstå opptredende krefter som virker på hjulet og opphenget, ved brems, akselerasjon og kjøring i sving. Disse kreftene vil føre til reaksjons krefter i bærearmene, traversen og støtdemperenheten. Det vil være viktig og kunne estimere de kreftene opphenget blir utsatt for, for å kunne dimensjonere og designe et system som tåler belastningen det blir

utsatt for. Foruten krefter blir også opphenget utsatt for korrosivt miljø og temperatur svingninger.

6.4.1. Krefter

Krefter som ønskes å estimere vil virke på dekkets kontaktflate til veibanen i x, y og z-retning, som igjen vil brukes til og dimensjonere hjulopphenget

For krefter i både x og z- retning kan det estimeres en dynamiskkraft som det skal dimensjoneres etter. For og gjøre dette kan det bli brukt energibetraktning ved å anta tid og avstanden støtet virker over ved kjøring over en dump eller ned i et hull. Antagelig vil disse ligge rundt 1-4 g ved kontakt flaten til hjulet. Hvor mye som blir tatt opp i dekket og støtdemperenheten, bæreamene, traversen og chassiset vil komme an på materialet, designet og egenskapene til de forskjellige komponentene. Eventuelt se på hvilken krefter som virker ved brems og akselerasjon.

For krefter i y-retning kan det ses på den største sentripetalkraften som kan oppnås i sving og se hvor mye som virker på det ytre hjulet. Ved og anta at all vekt vil overføres til det ytre hjulet sammen med en gitt friksjonskoeffisient, vil en kunne estimere en sentripetalkraft. Over dette vil kjøretøyet begynne å skli. Det kan jo også nevnes at det er tenkt på uheldig plassering av tyngdepunktet til kjøretøyet i x-retning, er dette tilfelle og at det er mye bedre friksjon en først antatt kan bilen velte hvis sentripetalkraften blir for stor. Annet tilfelle kan være at kjøretøyet treffer en høy kant langsgående med kjøretøyet.

Første forsøk på og kunne estimere disse kreftene, var med og bruke energibetraktning og kvasistatisk beregning for å se hva slags maks. krefter som kunne oppstå ved kjøring i hull og over dumper, nødbrems og maks akselerasjon. Grunnet ukjente faktorer rundt tid og avstand, i tillegg til at motoreffekt og bremseffekt ikke er kjent vil dette ført til flere estimater. Noen av disse estimatene vil ha vært mer riktig enn andre.

Det beste hadde vært at det har blitt gjort tester eller erfaringer når det gjelder maks. krefter som vil virke på et kjøretøy under forskjellige omstendigheter. For og kunne sette et mål for de dynamiske kreftene ble det funnet en tabell med dynamiske lastfaktorer. Verdiene i tabell 13, er laget av erfaring og de dynamiske kreftene kan kvantifiseres. Faktorene i tabellen er oppgitt i antall g, ved å multiplisere faktoren i den aktuelle last situasjonen med den statiske massen over hjulet kan maks. belastningen estimeres. Tabellen er ment for kjøretøy med fire hjul, men siden det er last faktorer antar jeg at det kan brukes til tadpole konfigurasjonene.

Tabell 13: Dynamisk lastfaktorer i x-, y- og z- retning [31].

Last situasjon	Last faktorer		
	x-retning	y- retning	z- retning
Kjøre på dump eller i hull	3 g for hjulet som treffer	0	4 g for hjulet som treffer og 1 g for de andre
Dump i sving	0	0	3,5 g for hjulet som treffer og 1 g for de

Dolphin Duo

			andre
Langsgående støt med fortauskant	0	4 g for hjul og bakhjul som treffer	
Panikk brems	2 g for forhjul og 0,4 g for bakhjul	0	2 g for forhjul og 0,8 g for bakhjul

I tillegg vil tidsaspektet også bestemme hvor mye som tas opp av dempingsmekanismen i dekk og støtdemperenheten, og hvor mye som forplanter seg i innfestninger. Er det over kort tid vil antagelig ikke støtdemperen rekke å reagere og dekket vil ta opp mindre en først antatt, det vil si at det kan virke større krefter i hjulopphenget enn først antatt, der en må se støtdemperenheten som et stag.

6.4.2. Miljø og temperatur innvirkning

Dolphin Duo er et kjøretøy man skal kunne bruke hele året, og eventuelle steder med kystklima må forstillingskomponentene stå i mot varierende naturpåkjenninger.

Som nevnt i innledningene kan forhjulsopphenget bli utsatt for korrosjon på grunn av naturpåkjenninger. For at det skal oppstå korrosjon på et materiale er korrosjonen avhengig av en elektrolytt, forskjellen i spenningspotensiale og størrelsen på arealet som påvirkes[42].

Elektrolytten kommer fra naturpåkjenningene, som oftest er et fuktig klima, salt og varierende temperatur, spesielt om vinteren, men også ved kysten.

Differansen mellom spenningspotensiale mellom to materialer, kan føre til elektrodevandring, hvis det er god kontaktflate mellom dem, eller at det trenger gjennom noe mellom dem som kan virke som en elektrolytt. Hvis dette er tilfelle, vil det ene materiale oppføre seg som anode, og det andre som katode, det vil si at det vil vandre elektroder fra anoden til katoden og anoden vil bli korrodert bort.

Noen måter en kan unngå korrosjon på er å:

- Velge riktig materiale
- Ved valg av materialer som skal være i kontakt med hverandre bør en passe på Kompatibilitet mellom dem
- Overflatebehandling
- Hindre tilgang til elektrolytt

6.5. Aktuelle materialer og produksjonsprosesser

Det er flere faktorer som vil bestemme valget av materiale til et bestemt produkt. Noen av disse faktorene er blant annet pris, vekt, dimensjoner, belastning, miljø/omgivelser produktet skal være i og hvordan produksjonsprosesser som skal brukes for å konstruere og produsere

produktet. Skal produktet produseres av knekte / ekstruderte profiler? er det støp? maskinert eller er det sveiset sammen av flere konstruksjoner.

6.5.1. Materialer

De vanligste materialer som brukes til forhjulsopphengs komponenter er forskjellige typer stål- og aluminiumslegeringer.

En kan sammenligne forskjellige stål- og aluminiumlegeringer på visse punkter, men noen av punktene vil gjelde for visse valg av legeringstyper.

- **Korrosjonsegenskaper:** Aluminium danner i kontakt med oksygen et tynt oksidbelegg på overflaten, dette laget danner en god beskyttelse mot korrosjon. Ved bruk av aluminium sammen med et annet materiale, bør en være klar over problemet med galvaniskkorrosjon på grunn av eventuell forskjell i spenningspotensiale mellom dem. Er det stor forskjell i spenningspotensiale kan det oppstå en anode/katode effekt, og materialet med lavest potensial blir anoden og vil korrodere bort med tiden. Ved valg av stål derimot er det viktig og velge materiallegering slik at det vil motstå korrosjon i de nature- og miljøomgivelsen det skal brukes i. Legeringstypen på de aktuelle materialene bestemmer noe hvor motstandsdyktige de er mot korrosjon i forskjellige miljøer og mellom hverandre. Med dette sagt, vil det med størst sannsynlighet være problem med galvanisk korrosjon mellom aluminium og stål på grunn av forskjellen i spenningspotensial hvis disse er i kontakt uten noe form for skille. Hvor fort dette vil skje har med den kjemiske kinetikken mellom materialene.
- **Flytegrense $R_{p0,2}$ og bruddfasthet R_m :** Forhold til valg av legeringstyper for både stål og aluminium kan disse ha tilnærmet like egenskaper når det kommer til flytegrense og bruddfasthet
- **Tetthet:** Aluminium har en tetthet som er ca. en tredjedel tettheten til stål.
- **Elastisitet:** Aluminium har en elastisitet modul på ca. en tredjedel av stål, dette vil føre til at designet av et produkt der det brukes aluminium i stedet for stål, må kompenseres med et tverrsnitt som fører til et større annet areal moment om den akselen som skal ta opp de aktuelle kreftene, dette er for og oppnå like god stivheten (EI) i konstruksjonen, som om det skulle vært brukt stål, men med mindre annet areal moment det aktuelle tverrsnittet
- **Slagseighet:** For aluminium er det ingen fare for sprøbrudd. For stål er slagseigheten synkende ved synkende temperatur, og slagseigheten på stålet må velges ut fra hvilke temperaturer produktet skal arbeide i for og minske faren for sprøbrudd. For aluminium er dette annerledes, der slagseigheten øker gjerne med synkende temperatur, og det ikke blir brukt noen spesifikke notasjon for dette. (REF BB)
- **Utmattingsfasthet:** Aluminium har generelt lavere utmattingsgrense enn stål, årsaken til at aluminium har «dårligere» utmattingssegenskaper enn stål er at aluminium har høyere stablefeilenergi i gitterstrukturen, enn stål [43].

Dolphin Duo

Annet materiale som blir brukt, gjerne på konsept, sport og konkurranse kjøretøy er kompositt, bestående av polymerer som bindemiddel og kevlar/karbon fibre som forsterkning/armering. Foruten materialer som er nevnt kan en også bruke blant annet titan, magnesiumlegeringer og polymer kompositter med treverk, karbonfibre, glassfibre eller et kompositt av forskjellige polymerere.

For hele konseptet gjelder det at det skal være et økonomisk og lett kjøretøy og siden dette er et kjøretøy, må det i tillegg også være en sterkkonstruksjon som tåler høye dynamiske belastninger og har gode egenskaper mot utmatting. Det vil si at vi må se på materialvalg under et tekniskøkonomisk perspektiv.

Det vil si at komposittmaterialer faller utenom der dette blir for dyrt. Der er ikke kun materialet som blir kostbart, men også produksjonsprosessen og analysing av materialet under påkjenning. Analysing av kompositten er nødvendig på grunn av at komposittmaterialer ofte blir beregnet som anisotropisk materiale, og det vil si at materialegenskapene avhenger av hvilken geometrisk akse eller plan det blir målt i forhold til belastning. Det må også analyseres på grunn av at det er ukjente faktorer rundt spenningskonsentrasjoner og hvordan det tåler temperatur variasjoner under belastning. Titan og magnesiumlegeringer blir også luket vekk på grunn av relativt dyre produksjonsprosesser og pris på materialet i seg selv.

Forhjulopphenget til Dolphin Duo, består av flere deler og et og samme materiale kan ikke brukes på alt. Ved utvikling av en prototype kan valget av materiale være noe annet enn ved serie produksjon, dette er også tilfelle for produksjonsprosessen. Eventuelle materialer for en prototype vil begrense seg til stål og aluminium med forskjellige legeringer, for serieproduksjon må et materialvalg revideres.

Aktuelle materiale som kan brukes er satt i tabeller nedenfor, verdiene er hentet fra Ces Edupack, verdien de oppgir er har en stor spredning, men dette vil bli spesifisert nærmere til bestemte material senere ved kjent design.

Tabell 14: Materialdata for konstruksjonsstål [44, 45].

Konstruksjons stål	Min.	Maks.	Enhet
Tetthet	7.8e3	- 7.9e3	Kg/m ³
E- modul	200	- 215	GPa
Poisson's ratio	0.285	- 0.295	-
Flytegrense R _{p0,2}	250	- 395	MPa
Bruddfasthet R _m	345	- 580	MPa
Max service temperatur	350	- 400	°C
Min service temperatur	-68,2	- -38,2	°C

Dolphin Duo

Tabell 15: Materialdata for syrefaststål [44, 45].

Syrefast stål 316	Min.	Maks.	Enhet	
Tetthet	7.6e3	-	8.1e3	Kg/m ³
E- modul	189	-	210	GPa
Poisson's ratio	0.265	-	0.275	-
Flytegrense R _{p0,2}	170	-	1000	MPa
Bruddfasthet R _m	480	-	2.24e3	MPa
Max service temperatur	750	-	820	°C
Min service temperatur	-272	-	-271	°C

Tabell 16: Materialdata for aluminium 5000 serien [44, 45].

Aluminium 5000 serien	Min.	Maks.	Enhet	
Tetthet	2.5e3	-	2.9e3	Kg /m ³
E- modul	68	-	72	GPa
Poisson's ratio	0.32	-	0.36	
Flytegrense R _{p0,2}	30	-	286	MPa
Bruddfasthet R _m	70	-	360	MPa
Max service temperatur	130	-	220	°C
Min service temperatur	-273			°C

Tabell 17: Materialdata for aluminium 6000 og 7000 serien [44, 45].

Aluminium 6000 og 7000 serien	Min.	Maks.	Enhet	
Tetthet	2.5e3	-	2.9e3	Kg /m ³
E- modul	68	-	80	GPa
Poisson's ratio	0.32	-	0.36	
Flytegrense R _{p0,2}	95	-	610	MPa
Bruddfasthet R _m	180	-	620	MPa
Max service temperatur	120	-	200	°C
Min service temperatur	-273			°C

6.5.2. Produksjonsprosesser

Valg av produksjonsprosesser vil komme an på flere faktorer, faktorene er blant annet valg av materiale, produkt design og om det er prototype eller serieproduksjon i små eller stor skala med hensyn på kostnader.

Noen produksjonsprosesser for de aktuelle materialene er som følger:

- **Bruk av standardprofiler og sveising.**
- **Støping og smiing**
- **Liming**

- **Maskinering**

Standardprofiler og sveising

For og konstruere de forskjellige komponentene kan en bruke standardprofiler som rør, plater, stenger og andre profiler, som igjen kan bearbeides med relativt billige bearbeidings metoder som kapping, boring og dreining som igjen eventuelt sveises sammen til et større produkt, dette vil spesielt gjelde for prototype og små serie produksjoner[26]. Ved større serier kan også større bearbeidingsmetoder som fresing og bruk av CNC maskiner på standardprofiler være lønnsomme forhold til andre produksjonsprosesser. Her vil standard profiler være oppgitt med gitte materialer.

Smiing

Smiing kan spores tilbake til begynnelsen av jernalderen i Norge, da det ble begynt og utvinne jern fra myrmalm. Smiing er en av flere plastisk bearbeidingsmetoder, der emnet blir plastisk deformert i flere trinn[46]. Aktuelle smiings metode for metallene er:

- **Senkesmiing:** senkesmiing foregår ved at et oppvarmet emne blir trykket sammen mellom to former, ofte med et eller flere slag, noen ganger blir det brukt flere formingstrinn. Dette innebærer bruk av flere former som fører sluttformen til den aktuelle komponenten som skal lages.

Smiing er også en produksjonsprosess som blir brukt der det settes store krav til homogenitet og høy styrke i produktet, som for eksempel i maskindeler[26]. Ved senkesmiing vil det ligge kostnader ved og produsere selve formen/verktøyet som blir brukt for og smi den aktuelle delen, så ved prototyping kan kostnaden bli høye ved bruk av denne prosessen.

Støping

Støping av produkter er den eldste av produksjonsprosessene, men den er fortsatt brukt mye i dag. Støping foregår ved og hele flytende materiale inn i former som er designet som inversen av det produktet en ønsker og få ut. Vis komponenten som skal støpes har hulrom, blir det lagt til kjerner i formen. Støping er ofte en produksjonsprosess som krever ytterligere bearbeiding som maskinering og avgrading og enn må ta hensyn til krymping av materiale, pluss overdimensjonering på grunn av etter bearbeiding[46]. Aktuelle støpemetoder for metaller, er støping i:

- **Engangsformer:** Disse blir ofte brukt til produktet som er jernholdige maskindeler, eller produkter som det skal lages veldig få av, engangsformer består ofte av kompaktert sand, med bindemiddel.
- **Permanente former:** brukes til ikke-jernholdig materialer og når det skal produseres i stort antall. Formen består da ofte av grått støpejern eller stål. Er det lettmetaller som støpes i formen, kan en form ha en levetid opptil 50 000 avstøpninger.

Både støpemetodene er relativt dyre og en engangsform kan eventuelt forsvares og brukes hvis det ikke er noen produksjonsalternativer som er billigere eller mulig. For en større serieproduksjon vil bruk av permanent støpeform være et godt alternativ.

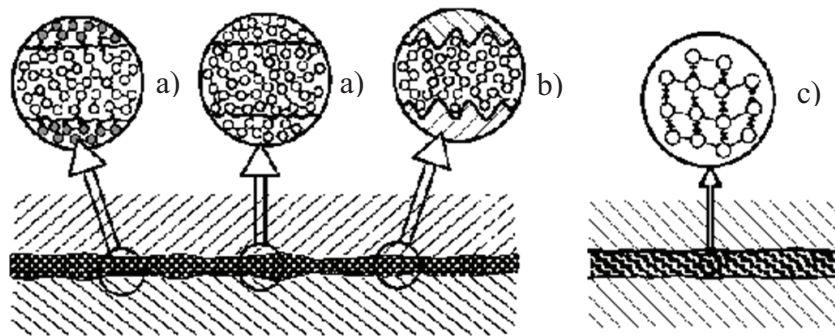
Liming

En aktuell produksjonsprosess er å bruke standardiserte eller ekstruderte profiler og lime dem sammen, men det er flere utfordringer ved dette. Siden det er en relativt ny produksjonsmetode forhold til de andre prosessene blir det sett kort på noen forutsetninger og utfordringer ved dette[47].

▪ Forutsetninger for og kunne lime

Styrken for limte forbindelser bestemmes av både geometrisk design, virkende krefter og den kjemiske styrken mellom limet og oksidbelegget til det aktuelle materialet.

Ved liming avhenger styrken til limfugen av kohesjonen i limet og av adhesjonen mellom limet og materialet, se figur 58.



Figur 58: Illustrasjon av a) spesifikk adhesjon og b) mekanisk adhesjon mellom grunnmaterialet og limet og c) kohesjonen i limet[47].

- Kohesjon er styrken i selve limet, det vil si hvordan molekylene i limet bindes, hvordan det mekanisk låses sammen og hvordan den fysiske og kjemiske tiltrekning mellom molekylene er.
- Adhesjon er styrken mellom limfugen og det aktuelle materialet, adhesjonskreftene består av:
 - Mekanisk adhesjon, det vil si hvordan limet låser seg i porer og ujevnheter mellom limets og det aktuelle materialets overflate.
 - Spesifikk adhesjon, det vil si hvordan den fysiske og kjemiske reaksjonen er mellom limet og grunnmaterialet.

Så for og kunne oppnå optimal limfuge mellom limet og grunnmateriale så bør disse faktorene være kjent og metoden bør utføres riktig.

- Hvilket miljø limfugen blir utsatt for
- Temperatur ved liming
- Mekaniskbelastning limfugen blir utsatt for
- Valg av limtype

- Fugeutforming
- Legering og leveringstilstand
- Forbehandling
- Utførelse av limeprosedyre

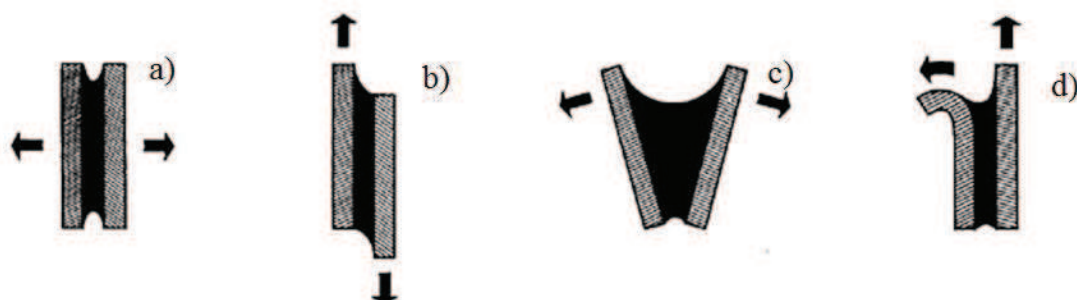
- **Utfordringer ved limte forbindelser:**

Det er viktig allerede ved utforming av det aktuelle designet og av profilene som skal limes, og vite hvilken belastning limet blir utsatt for. Ved strekkpåkjenning tåler limfugen kun ca. 1/10 av strekkbelastningen som grunnmaterialet tåler.

Derfor må designe av forbindelser være annerledes en utforming av forbindelser som skal sveises, boltes osv.

Det er nevnt fire viktige belastnings typer for limfuger, se figur 59

- Normal strekk
- Avskjær
- Kløyving
- Skrelling



Figur 59: Illustrasjon av de fire forskjellige belastningstypene, a) Normal strekk, b) Avskjæring, c) Kløyving og d) Skrelling[47].

Ved og design et produkt, der det er tenkt og bruke limte forbindelser, bør en vite hvilket belastnings tilfelle limfugen blir utsatt for. For tilfellen over er limfugene sterkest ved skjær og trykk, og svakest ved kløyving og skrelling, så en konstruksjon som skal limes bør i størst mulig grad designes slik at limfugene blir utsatt for rene skjærspenninger.

Liming av profiler, kan være en aktuell produksjonsprosess av delene ved prototyping, men kan bli kostbar vis den krever opptil flere design hensyn, samt bruk av egen designe ekstruderte profiler.

Maskinering

Maskinering blir brukt som en samlebetegnelse for flere typer av sponfraskillende bearbeiding[46], disse er blant annet:

- Dreining

- Fresing
- Boring
- Høvling
- Saging
- Sliping

Det finnes enkelt maskiner for vært av de enkelte punktene, men også maskiner som mestrer alle overstående punkter med opptil 6 frihetsgrader, automatisk skiftning av verktøy for forskjellige oppgaver og automatiskstyring som arbeider fra importerte 3D-modeller. Dette gjør at en kan produseres komplekse former.

Maskinering kan foregå på standardiserte profiler som er kappet til, samt profiler som er ekstrudert, støpt eller senkesmidd.

Ved å designe et produkt som skal maskineres er en avhengig av at det er muligheter for og spenne inn emne som skal bearbeides, samt at det finnes verktøy til de aktuelle manøvreringene og arbeidspunktene. Kompleksiteten på komponenten som skal produseres, samt materiale vil bestemme mye av kostnadene rundt maskineringen, for dette bestemmer mye av tiden som må brukes på de forskjellige oppgavene, som innspenning, skifte av verktøy, skjærehastighet og kuttdybde.

Oppsummering

Ved prototyping bør en gå for en produksjonsprosess som innebærer bearbeidingsmetoder som kapping, sveising og enkel maskinering av standard profiler. Dette er for å unngå store engangskostnader som med størst sannsynlighet ikke vil bli dekt. Selv om maskinering kan disse bearbeidingsmetodene kan vær relativt dyre, vil det antageligst være billiger for og produsere en til to produkter, for kun en enkel støpeform eller ekstruderings profil kan koste alt mellom 50.000 - 500.000 Nkr.

En eventuell serie produksjon, vil kreve andre produksjonsprosesser, der en kan tjene in engangs kostnadene for en støpeform eller ekstruderings profil.

Produktet skal i første omgang prototypes, så produksjonsprosessene som er aktuelle blir bruk av standardprofiler som kan inkludere kapping, sveising og maskinering.

6.6. Form- og estetikkalternativer

Form og estetikk valget for de forskjellige produktene vil bestå av et kompromiss ut ifra blant annet, hvilken retning kreften virker, hvordan produksjonsprosess og materiale skal brukes, hvordan innfestning mellom de forskjellige komponentene skal utformes og ønsket estetisk utseende.

Krefter som virker vil sette grenser for minimums tverrsnittsareal og motstandsmoment, forhold til opptredende spenninger, tøyning og knekking. Forhold til materialer og produksjonsprosesser er det ikke alle former som kan, eller er for dyre til å produseres, forhold til et annet, men tilnærmet likt design. Designe rundt innfesting mellom

Dolphin Duo

komponentene vil virke inn på form valget ved at det kanskje er nødvendig med et annet tverrsnitt på grunn av opptredende spenninger, eller at det fører til eventuelle uønskede overganger mellom to eller flere tverrsnitt, som igjen kan føre til en kjervfaktor en må ta hensyn til ved dimensjonering

Det er flere geometriske og frie former som kan brukes. Men det vil prøves og designe slik at «form følger funksjon».






Så ved design av de forskjellige komponentene, er det disse punktene som det er prøvd og lagt vekt på:

- Kun høyt motstandsmoment i de retninger som krevers, helst med hule tverrsnitt, men dette kan begrenses av produksjonsprosessen.
- Minst mulige tverrsnitts endringer som kan føre til spenningskonsentrasjoner på grunn av kjerv påvirkning
- Minst mulig materiale for å spare vekt.
- Hvordan delene kan bli produsert og bearbeidet, skal de støpes, presses eller ekstruderes.
- Hvordan senter akser møter hverandre i designet, med hensyn på indre torsjon og bøye momenter (Eksentrisitet på møtende akser)

Etter form er bestemt, kan dette gjøres også slik at det blir estetisk pent, eller kan det sies ved et optimalt design og der mye unødvendig materiale er fjernet at «form følger funksjon»

I tabell 18, under det noen alternativer på forskjellige tverrsnitts utforminger. Alle disse alternativene kan brukes, for og designe forhjulsopphenget, men noen har bedre egenskaper forhold til hvilken retning de blir belastet

Tabell 18: tabellen viser noen aktuelle profiler som kan brukes for og designe de forskjellige komponentene

Aktuelle profiler	Kort kommentar
	Største belastning bestemmer dimensjoner
	Forskjellig profil høyde forhold til belastninger
	Største belastning bestemmer dimensjon
	Forskjellig profil høyde forhold til belastninger
	Form følger funksjon

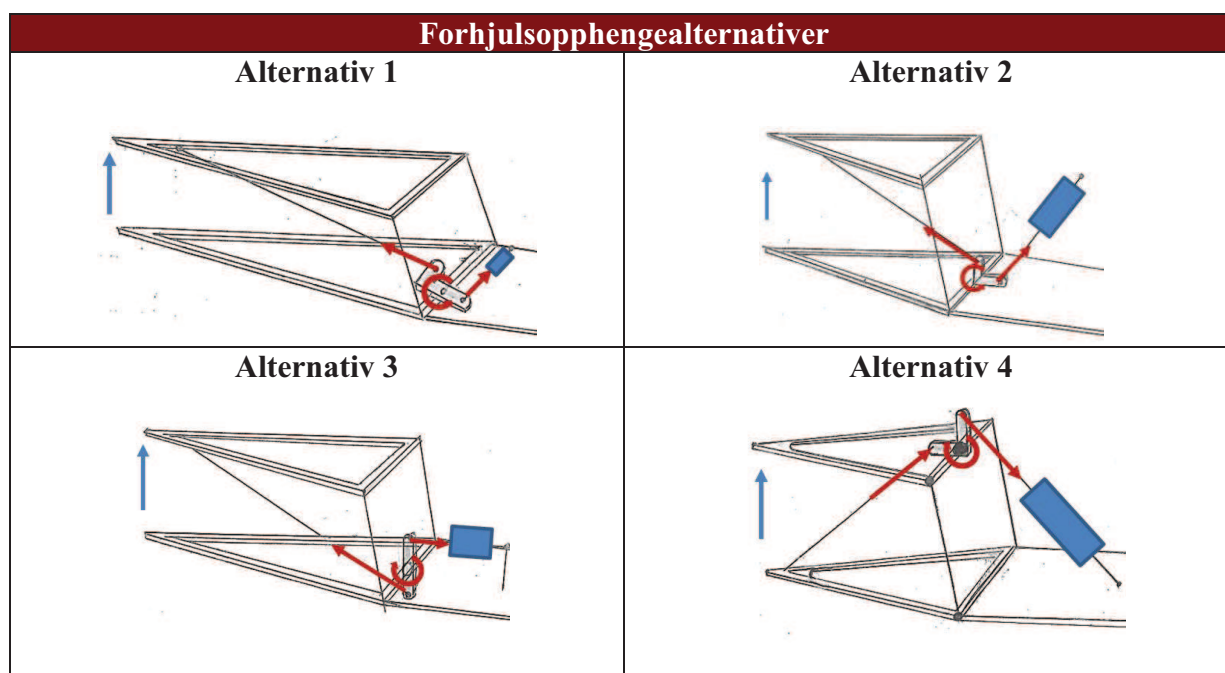
7. KONSEPTVALG

I dette kapittelet blir det tatt for seg seleksjon av forhjulsoppheng. Ut fra valget vil det også blitt sett på noen systemer rundt overføringsmekanismen til støtdemperenheten og utført valg rundt dette. Det vil også bli utført en ekstern konsepttesting og valg av hovedkonsept.

7.1. Egenscreening

Fra avsnitte6.3, er det fire aktuelle konfigurasjonsalternativer med beskrivelse for forhjulsoppheng, se tabell 19.

Tabell 19: tabell med de fire forskjellige forhjulsopphengalternativene som er utredet i avsnitt 6.3



For og kunne selektere hvilke forhjulsopphengealternativ det skal arbeides videre med, vil det bli utført en seleksjon med gitte kriterier. Det vil bli gitt poeng fra 1- 6 på hvert enkelt kriterie, se tabell 20.

Kriterier som er valgt er som følger:

- **Estetiske:** Et system med en kort traves og lange bære-armer, vil føre til at mye av forhjulsoppheng kan holdes skjult under karosserier.
- **Kinematikk:** Hvor gode er de kinematiske egenskapene til forhjulsoppheng, det vil være å se på lengden til bære-armene og avstanden mellom dem i høyden. Det vil si hvordan den totale geometriske forandringen ved opplagringen under dynamiske belastninger oppfører seg.
- **Opplagerkrefter:** Lengre bærearmen vil føre til større krefter ved opplagringer.
- **Overføring:** Hvordan vertikale krefter fra hjulet blir overført til støtdemperenheten, der et strekkstag er å foretrekke og rotasjonskammen ikke er utsatt for unødvendig belastning.

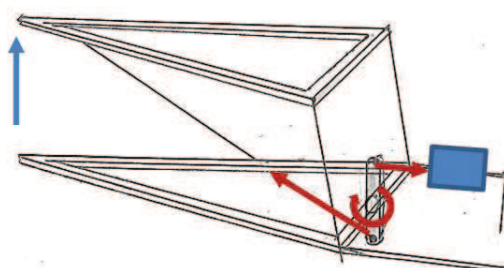
Dolphin Duo

- **Vandringsvei:** Hvordan vandringsveien til hjulet og vandringsveien til støtdemperen kan utnyttes.
- **Plass:** Montering plass til støtdemperenhet og overføringer inne i traversen.

Tabell 20: Seleksjonstabell for de fire forhjulsopphengalternativene, der det 3 alternativet kom best ut.

Kriterier	Alternativ 1.	Alternativ 2.	Alternativ 3.	Alternativ 4.
Estetisk	6	4	5	3
Kinematikk	6	3	5	4
Opplagerkrefter	3	5	4	5
Overføring	2	3	5	3
Vandringsvei	2	4	3	5
Plass	2	5	4	5
Sum	21	24	26	25

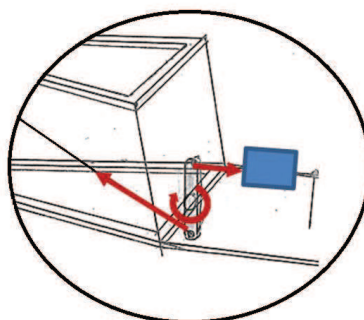
Det er alternativ 3. det gås videre med.



Figur 60: illustrasjon av alternativets som kom best ut.

7.2. Overføringsmekanisme

Fra valget over er det satt at det skal brukes en overføring med strekkstag og en rotasjonskam som ikke blir belastet med bøyspenninger på grunn av at den blir belastet i samme plan som den roterer, se figur 61. Selv om systemet kunne bli brukt videre er det ønskelig og se hvordan en slik mekanisme vil fungere ved og flytte og endre på avstander og vinkler for både kammen og overføringsstaget.



Figur 61: Illustrasjon som viser selve overføringssystemet.

Dolphin Duo

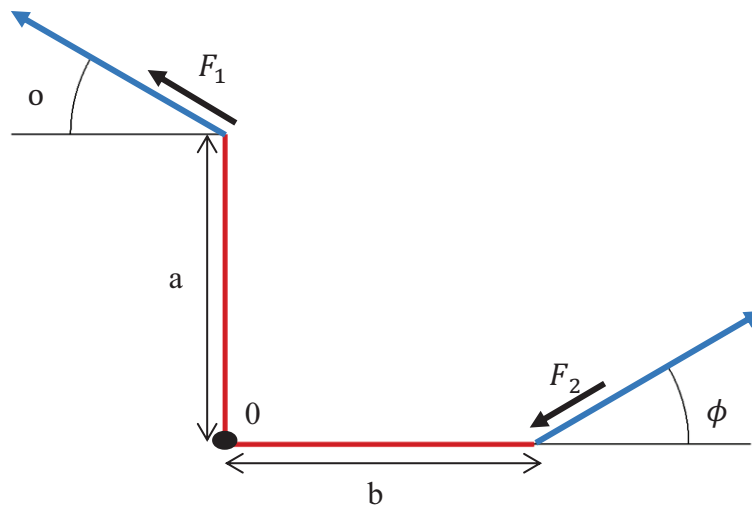
En tanke for selve rotasjonsoverføringer er å lage den i flere enheter så at man kan overføre krefter i planet eller fra et plan til et annet, men dette vil antagelig føre til flere bevegelige deler, mere elastisk usikkerhet og totalt at blir det et dyrere system.

Noen måter en kan lage rotasjonsmekanismer på er:

- **Overføring med tannhjul:** Ved å bruke tannhjul kan en enkelt overføre krefter mellom aktuelle plan, men et stort minus med det er at det er stor friksjon, treghet i systemet og kostnad.
- **Kulekobling:** En kulekobling har seks frihetsgrader og kan overføre krefter i flere plan, men mye rotasjon og bevegelse vil føre til slark og tregheter hvis det ikke blir vedlikeholdt.
- **Rotasjonskam med rullelager:** Denne arbeider kun i et plan, og setter krav til lite eksentrisitet ved belastning, men er en enkel og solid løsning.

Det vil bli brukt rotasjonskam med rullelager i designet til Dolphin Duo, som arbeider i samme plan som støtdemperenheten.

Prinsippet for rotasjonskammen som arbeider i et plan, se figur 62. Prinsippet er vist på en kam som er L formet, men det blir tilnærmet lik for andre kammer, eventuelt en som er helt rett.



Figur 62: Prinsipp skisse for rotasjonskammen, der F_1 er kraft grunnet støt ved hjulet i z-retning og F_2 er reaksjonskraften som skal bli tatt opp i støtdemperenheten. a og b er avstanden fra origo (0) til de aktuelle kreftene. o og ϕ angrepsvinklene til kreftene.

Bruker likevekts betraktning om origo (0), ligning 3.1, for å finne ligningen som beskriver forhold mellom avstands, krefter og angreps vinkler

$$\sum M_0 = 0 \quad 3.1$$

$$F_{1z} \cdot a = F_{2z} \cdot b \quad 7.1$$

$$F_1 \cdot \sin o \cdot a = F_2 \cdot \sin \phi \cdot b \quad 7.2$$

Dolphin Duo

Ved å forandre på de forskjellige faktorene i ligning 7.2 vil en kunne oppnå forskjellige overførings «effekter», blant annet:

- Hvis vinklene og avstanden er like vil vandringsveien til hjulet være lik arbeidsveien til støtdemperen. Utvekslingen er lik 1:1
- Ved fast a/b forhold vil en slakkere vinkel føre til kortere vandringsvei for rotasjonskammen
- Ved å endre på vinkler og avstander kan en manipulere arbeidsveien for hjulet og støtdemperenheten, og kreftene vil ikke være like, dette kan føre til at det oppstår bøyespenninger ved store forskjeller.
- Hvis staget har for slakk vinkel og staget er langt overføres veldig lite av den vertikale bevegelsen til staget, dette setter større krav til fjærstivheten til støtdemperenhet og den må være høy (stiv fjær)

dette er kun prinsippet for en type rotasjonsoverføring, ved og lag et fungerende system, må en vite hvor en skal plasser de forskjellige komponentene, hvor mye de skal kunne bevege seg osv.

For og kunne designe et overføringssystem som ville kunne fungere for en prototype, måte det designes noen enkle forslag i 2D som kunne bevegges i zy- planet, for og få visualisert hvordan det ville bevege seg mellom min. og maks. vandringsvei for systemet og for å se om det kunne oppstå flere problemer med et system forhold til et annet.

Noen punkter som det ble lagt vekt på under designe av de forskjellige forslagene var:

- Hvordan lage et system som ligger nærme / inne i traversen.
- Hvordan vinkelen på strekkstag og plassering av staget kunne føre til minst mulig krefter som må overføres i mekanismen.
- Hvordan kunne enn oppnå mest mulig lineær bevegelse på støtdemper under arbeid.
- Utvekslings forhold mellom vandringsveien på rotasjonmekanismen og støtdemperenheten.
- Designe et system som gjorde at det var plass til at støtdemperenheten kunne jobbe.
- Hvordan lage et overføringssystem som gjør at det er støtdemperenheten som begrenser hjulets vandringsvei og ikke linkesystemet. (Passe på at systemet ikke går rund/over).
- Må ta hensyn til det statiske og dynamiske belastningen, hvor mye støtdemperenheten er klemt sammen når den står på bakken og hvor mye vandringsvei har den i tillegg.

Det ble designet fire forskjellige rotasjonsmekanismer overføringssystemer disse er illustrert nedenfor. Hvert av systemene er angitt i tre forskjellige situasjoner.

- **Situasjon 1:** Ubelastet forhjulsoppheng
- **Situasjon 2:** Statisk belastet forhjulsoppheng
- **Situasjon 3:** Maks. dynamisk belastet forhjulsoppheng

Dolphin Duo

For alle systemene er det brukt lik vandringsvei fra ubelastet (situasjon 1), til statisk belastet (situasjon 2) og fra statisk til maks. dynamisk (situasjon 3) for og kunne sammenligne de fire systemene og få et inntrykk av hvordan systemet fungerer

Systemene er sett inn fra x- retning, der de forskjellige situasjonene beveger seg i zy- planet, vinkler er ikke oppgitt, dette er kun for og visualiser de forskjellige systemene.

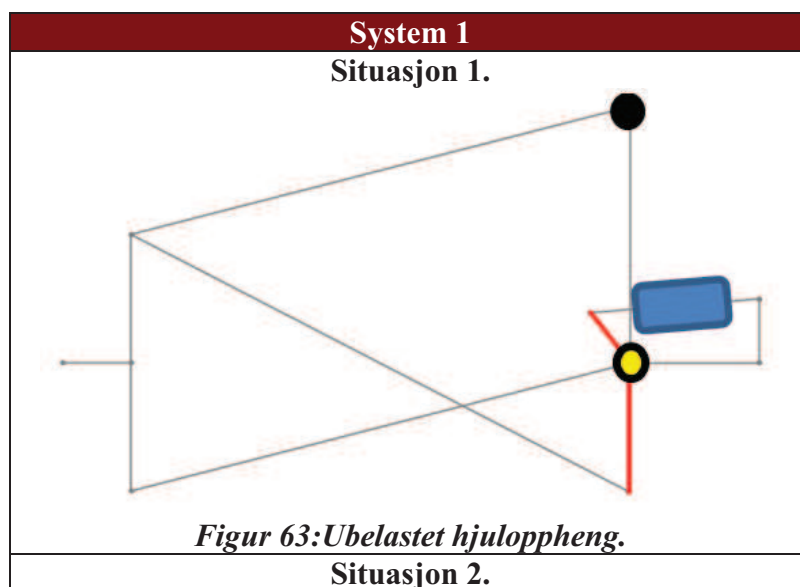
Det røde staget i bildene er selve rotasjonskammen, sammen med strekkstaget og forbindelsen til øvre bærearm beveger det seg fra ubelastet(situasjon 1) til maks. dynamisk belastet(situasjon 3). Den blå klossen skal illustrer hvor støtdemperenheten er montert, og hvordan den arbeider. Gule prikken er opplagringen til rotasjonskammen og den svarte prikken er opplagring til bære-armen.

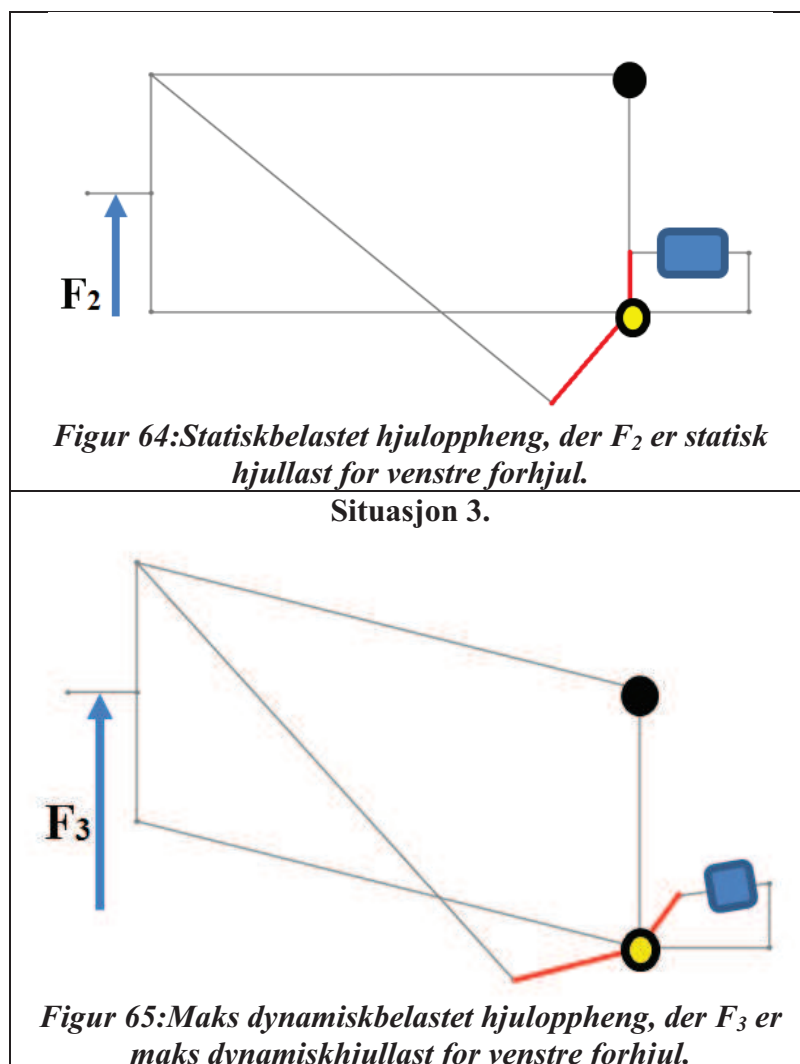
Det er ikke gjort noe screening for å velge hvilken av de forskjellige systemene, dette er på grunn av at de har blitt designet i en rekkefølgen de er oppgitt, med forbedringer underveis. Det har blitt gjort flere forandringer underveis mellom de fire gitte systemene, men for og begrense det noe blir kun de «beste» systemene vist. Forbedringer på noen punkter førte til ulemper på andre, men det siste systemet sto igjen som et kompromiss som ville fungere.

System 1.

For det første systemet, se tabell 21, ble det vektlagt å legge støtdemperenheten inne i traversen og at man fikk en bratt vinkel på strekkstaget, for og minke reaksjonskreftene i systemet. Dette førte til flere fordeler og ulemper.

Tabell 21: Viser system 1 i de tre forskjellige situasjonene.





Fordeler:

- Støtdemperenheten monteres horisontalt og lavt, fører til mulighet å utnytte plassen over.
- Estetisk pent.
- Bratt vinkel på strekkstaget, fører til mindre krefter i staget og mekanismen.

Ulemper:

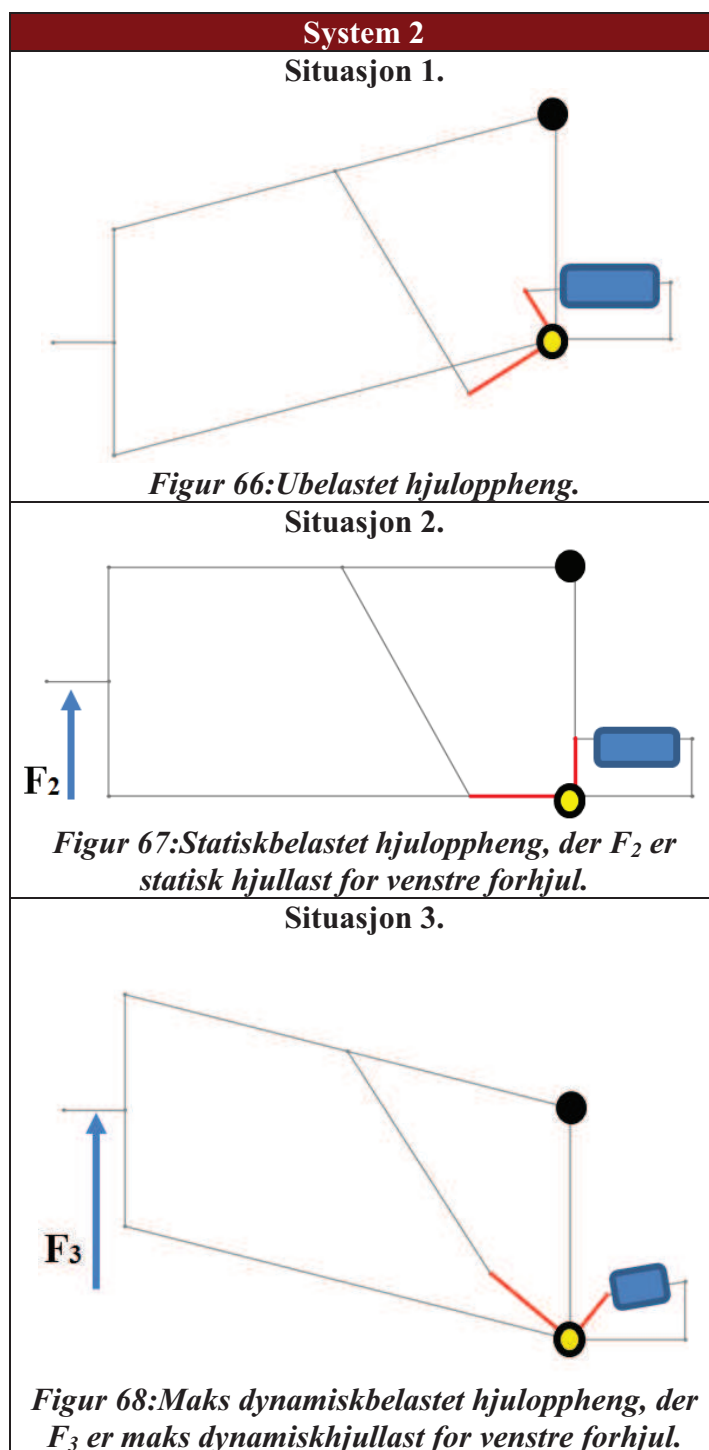
- I alle situasjoner vil rotasjonskammen, være det laveste punktet, stor sannsynlighet at det vil skrubbe i veibanen, eller på lite hinder.
- Siden valget fører til smal traves, vil denne løsningen føre til liten vandringsvei fro støtdemperenheten.
- Utvekslingsforholdet mellom armene på rotasjonskammen fører til store krefter i støtdemperenheten.

System 2

Dolphin Duo

Etter at det førstesystemet ble designet, ble det laget et nytt system, se tabell 22 som prøvde å eliminere ulempene, med at rotasjonskammen ble det laveste punktet, men fortsatt at det var en bratt vinkel på strekkstaget. Dette førte til disse fordelene og ulempene.

Tabell 22: Viser system 2 i de tre forskjellige situasjonene.



Fordeler:

- Estetisk pent.

Dolphin Duo

- Støtdemperenheten monteres horisontalt og lavt, fører til mulighet å utnytte plassen over
- Nesten vertikal rettet strekkstag, fører til laver krefter i staget og mekanisme
- Rotasjonskammen er kun et lavt punkt i situasjon 1.

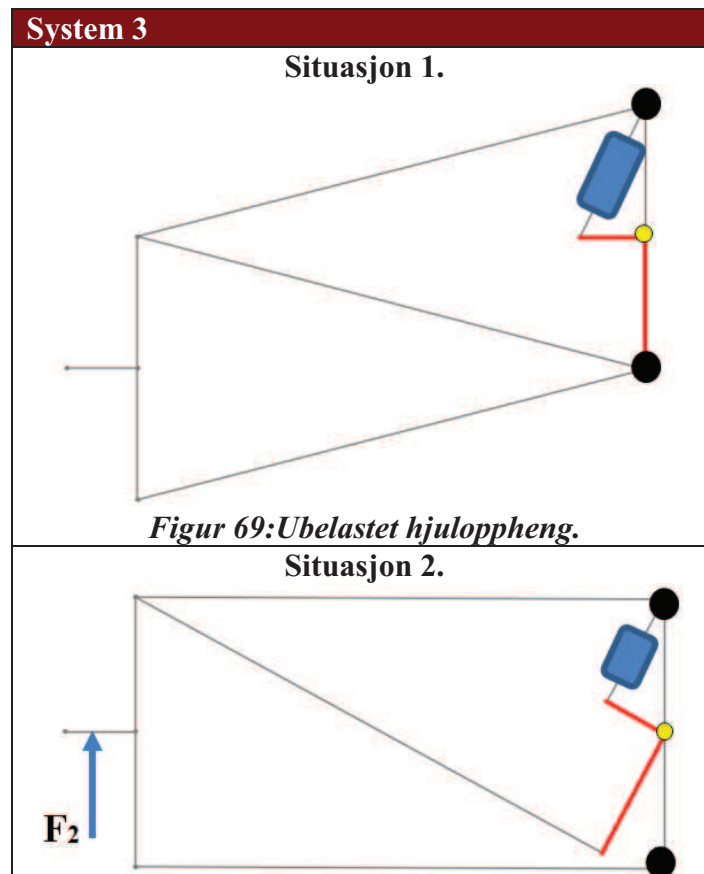
Ulemper:

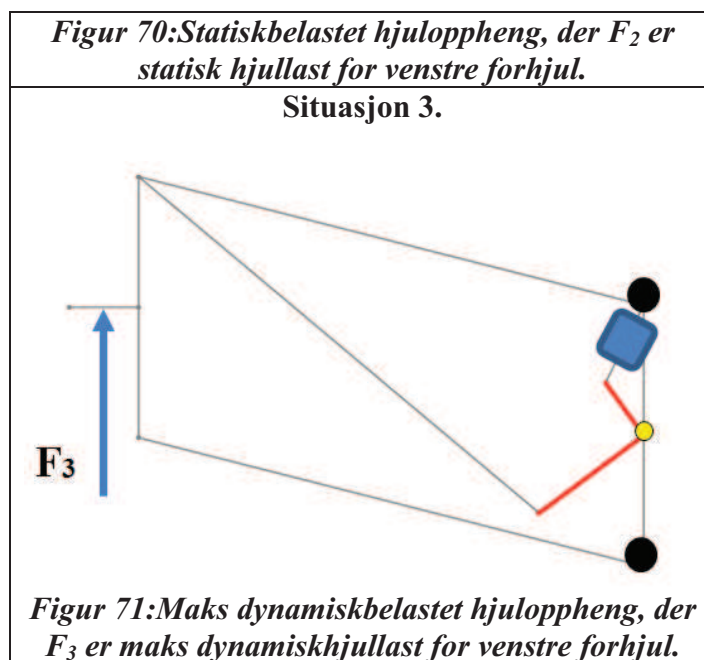
- Utvekslingsforholdet mellom armene på rotasjonskammen fører til store krefter i støtdemperenheten
- Siden valget fører til smal traves, vil denne løsningen føre til liten vandringsvei for støtdemperenheten
- Ser ved situasjon 3. at det er fare for at det er strekkstaget som vil begrense fjæringsveien og ikke støtdemperenheten
- Bøyemoment i øvre bæream, grunnet avstand til stag, fører til større dimensjoner for øvre bære-arm

System 3

Det tredje systemet, se tabell 23, ble designet for og prøve og oppnå bedre vandringsvei for støtdemperen, samtidig med at rotasjonkammen ikke ville stikke ut under og at det fortsatt var en bratt vinkel på strekkstaget. Dette førte til mange fordeler, uten om vandringsveien til støtdemperenheten, se fordeler og ulemper under

Tabell 23: Viser system 3 i de tre forskjellige situasjonene.





Fordeler:

- Ingen av situasjonen fører til at rotasjonkammen blir det laveste punktet.
- Estetisk pent.
- Montering av støtdemperenhet utenfor traversen, fører til mer plass som kan utnyttet til annet

Ulemper:

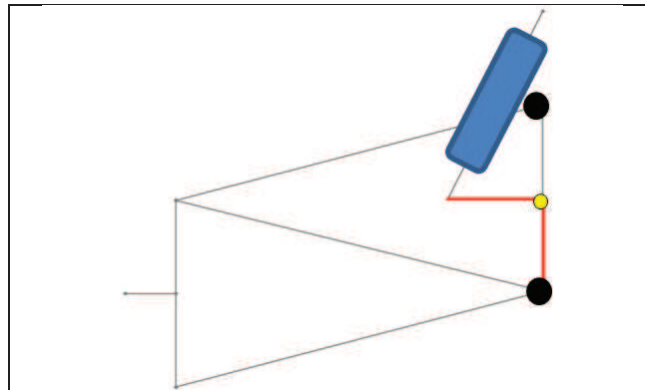
- Veldig liten vandringsvei for støtdemperenhet, siden dette re monter mellom øvre og nedre bære-arm.
- Utvekslingsforholdet mellom armene på rotasjonkammen fører til store krefter i støtdemperenheten.

System 4

Det siste systemet, se tabell 24, er veldig likt det tredje systemet, men her ble det tatt for seg og eliminere de to ulemperne det hadde. Dette førte til en ulempe igjen, men dette kan det dimensjoneres for.

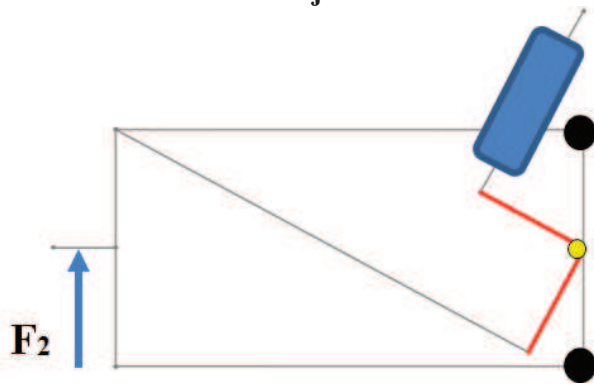
Tabell 24: Viser system 4 i de tre forskjellige situasjonene

System 4
Situasjon 1.



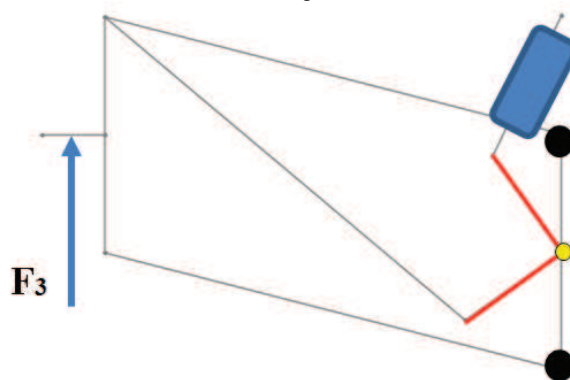
Figur 72: Ubelastet hjuloppheng.

Situasjon 2.



Figur 73: Statisk belastet hjuloppheng, der F_2 er statisk hjullast for venstre forhjul.

Situasjon 3.



Figur 74: Maks dynamisk belastet hjuloppheng, der F_3 er maks dynamisk hjullast for venstre forhjul.

Fordeler:

- Støtdemperenheten monterer utenfor traversen og øverste monteringspunkt ligger over øvre bære-arm, dette gir god vandringsvei og fører til mulighet å utnytte plassen over.
- Ingen av situasjonene fører til at rotasjon kammen blir det laveste punktet.
- Estetisk pent.

- Montering av støtdemperenhet utenfor traversen, fører til mer plass som kan utnyttes til annet.
- Utvekslingsforholdet mellom armene på rotasjonskammen er 1.

Ulemper:

- Noe slakker vinkel på strekkstaget, vil føre til større krefter i staget og rotasjonmekanismen.

Systemet som ble valgt er nr.4

System nr. 4 gir god vandringsvei for støtdemperenheten. Det er ingen mekanisme som stikker ut under. Siden demperen plasseres utenfor traversen, kan en få plass til og monter generatoren lavere, eventuelt at en bruker plassen til ben eller bagasje.

7.3. Ekstern konsepttesting

Før det ble gått videre med de valgte alternativene for forhjulsoppheng og lenkesystemet ble det valgt å ta en ekstern konseptdesign, for å få tilbakemeldinger på de forskjellige alternativene. Der alle alternativer for forhjulsoppheng og lenkesystemet ble vist frem. Personene som ble rådført om dette er ansatte ved IMT/ NMBU.

7.3.1. Målsetting, testpopulasjon og samtale

Målsettingen med konsepttestingen er å se om personer med erfaring og bakgrunn innen aktuelle fagfelt, kan gi videre innspill og forbedringer på de aktuelle alternativene før slutt valget for konseptet.

Der det er lagt vekt på:

- Er hovedvalget for forhjulsopphengstypen som blir brukt videre, et godt utgangspunkt eller er det et av de andre typene som kan fungere bedre for et konsept både med hensyn på produksjon, funksjon og materialvalg.
- Hva de syntes om funksjonen og argumentene rundt de fire forhjulsopphengs alternativene og om de syntes at valgt løsning kunne arbeides videre med, eventuelt om en av de andre var og foretrekke.
- Hva de syntes om funksjonen og argumentene for de fire lenkesystemene og om de syntes at valgt løsning kunne arbeides videre med, eventuelt om en av de andre var og foretrekke.
- Om de har noen innspill forhold til selve konseptet som innfestning mellom bærearmer og traversen.

Det ble spurt tre personer med kompetanse innen konstruksjonsteknikk, produksjon og teknisktegning. Alle personene som ble spurt har lang erfaring innen de aktuelle områdene.

- Bjørn Brenna, senior ingeniør med kompetanse innen produktutvikling, produksjon og konstruksjonsteknikk

- Tore Ensby, overingeniør med kompetanse innen teknisk tegning og statisk beregning
- Gunnar Torp, avdelingsingeniør med kompetanse innen konstruksjonsteknikk og produksjonsprosesser

Jeg valgte å utføre testen med å møte opp personlig med visualiseringen av løsningene, dette fører til rask respons og oppklaringer av eventuell misforståelser ved funksjonen og illustrasjonen på stedet. Samtidig at man kan diskutere konstruktivt rundt de forskjellige løsningene.

7.3.2. Resultat og konklusjon

Alle tre test personene i testen svarte på punktene over eller rundt disse spørsmålene, der noen la mer vekt på funksjon og andre på produksjon, men det ble også diskutert konstruktivt rundt prosjektet.

Forhold til valg av forhjulsopphengs type var det enighet rundt valget av dette, der dette kunne føre til gode egenskaper både for funksjonen av opphenget, men også ved produksjon av komponentene.

Med hensyn på de forskjellige forhjulsoppheng alternativene, var det kun Brenna og Ensby som så på dette og følte at de kunne gi gode innspill. Argumentasjonen for de fire alternativene syntes de var gode, samtidig med slutt valg av forhjulsoppheng.

Det var de samme personene over som også evaluerte lenkesystemet, det ble nevnt at de to første systemene kunne gjøre en bedre nytte hvis det ble forandret på vinkelen mellom armene på rotasjonskammen. For dette kunne føre til bedre utnyttelse av plassen, forhold til støtdemperenheten og utnyttet totalplass. Ellers var de enige forhold til argumentasjonene ved videre valg og sluttssystemet som ble valg.

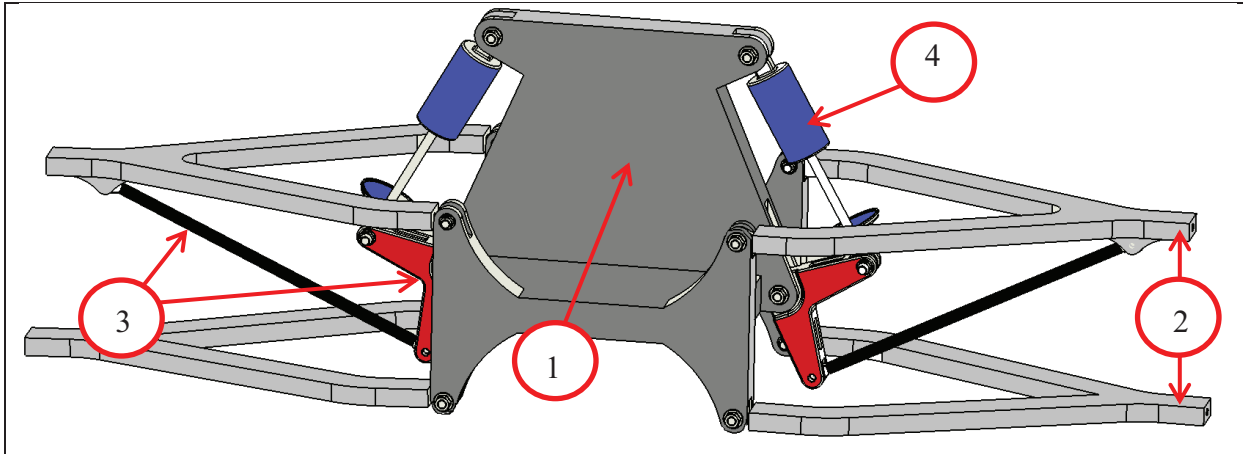
Brenna og Torp ga gode innspill som kom rundt selve konseptet, der det var fokusert på valg av materiale og produksjonsprosess som gjorde at det ble forholdsvis økonomisk og konstruere en prototype av designet, som bruk av aluminium og maskinerings som produksjonsprosess.

Verksmester Bjørn Brenna påpekte også viktige faktorer rundt prototyping og valg av innfestning, der universalledd ville fungere godt forhold til testing av prissippet ved prototypen, men ved videre 0-serie må en tenkte på foringer, og flere justerings muligheter på travers og bæreamene.

Konklusjonen fra den eksterne konsepttestingen er at valget som er gjort, kan arbeides videre med, for og utvikle et konsept som kan prototypes.

7.4. Valg av konsept

Fra egen screening og den eksterne konsepttestingen, ble det valg og gå videre med forhjulsoppheng alternativ 3 og overføringssystem nr. 4. På figur 75 er dette illustrert sammen.



Figur 75: Illustrasjon som er satt sammen ved valg av rotasjonmekanisme system og forhjulsoppheng alternativ, der 1) Traversen, 2) øvre og nedre bære-arm, 3) Linkesystem, 4) Støtdemperenhet. Plassering av generator er ikke tatt med.

8. GRUNNLAGSBEREGNINGER

Før det ble designet et løsningsforslag i 3D, er det gjort grunnlagsberegninger med hensyn på opplagringskrefter, skrueforbindelser og knekking for bære-armene, traversen og overføringsmekanismen for støtdemperenheten. Antagelsen for beregningen av virkende krefter er nevnt i tabell 25 under. Grunnlags beregninger er utført etter statisk modellering med gitte antagelser og tidsaspektet er fjernet. Det vil si at det kan forekomme større krefter en beregnet, men da vil støtet være definert som kollisjon og eventuelle deler må byttes.

Tabell 25: tabell over antagelser som brukes i grunnlagsberegningen.

Antagelser for grunnlagsberegninger	Verdier
Total masse for Dolphin Duo	700 kg
Tyngdepunkt plassering	70/30
Masse på et forhjul m_v	245 kg
Antall g, ved kjøring i hull/dump z-retning	3 g
Antall g, ved kjøring i hull/dump x- retning	4 g
Dekkestivhet k_D	150 N/mm
Dekkets deformering ved støt δ_D	30 mm
Fjærstivhet k_F	30 N/mm

8.1. Krefter fra støt

Fra tabellen 25, over kan vi beregne de største opptredende kreftene i z og x- retning med ligning 4.3 og 4.10.

$$\sum F_z = 0 \quad 4.3$$

$$F_{z_M} = m_v \cdot 3g \quad 8.1$$

$$\sum F_x = 0 \quad 4.10$$

$$F_{x_M} = m_v \cdot 4g \quad 8.2$$

Dette gir $F_{z_M} = 7210 \text{ N}$ og $F_{x_M} = 9614 \text{ N}$, dette er maks kraft som treffer dekket ved kjøring i hull eller på en dump.

Hvor disse kreftene treffer dekket, kommer an på utformingen til hullet eller dumpen samt hvordan dekket er utformet. Denne avstanden hadde vært viktig og vite hvis en skulle dimensjoner bremsene og drivverket som tar opp rotasjonsmomentet fra disse kreftene.

Videre antas det at noe av kreftene blir tatt opp av dekket, kreftene som blir tatt opp av dette i både x og z- retninger er, se formel 8.4 og 8.5:

Dolphin Duo

$$F_D = k_D \cdot \delta_D \quad 8.3$$

$$F_D = 150 \text{ N/mm} \cdot 30$$

Kreftene dekket tar opp, $F_D = 4500 \text{ N}$ i både retningene. Det vil si at kreften som virker på hjulspindelen i x og z- retning er

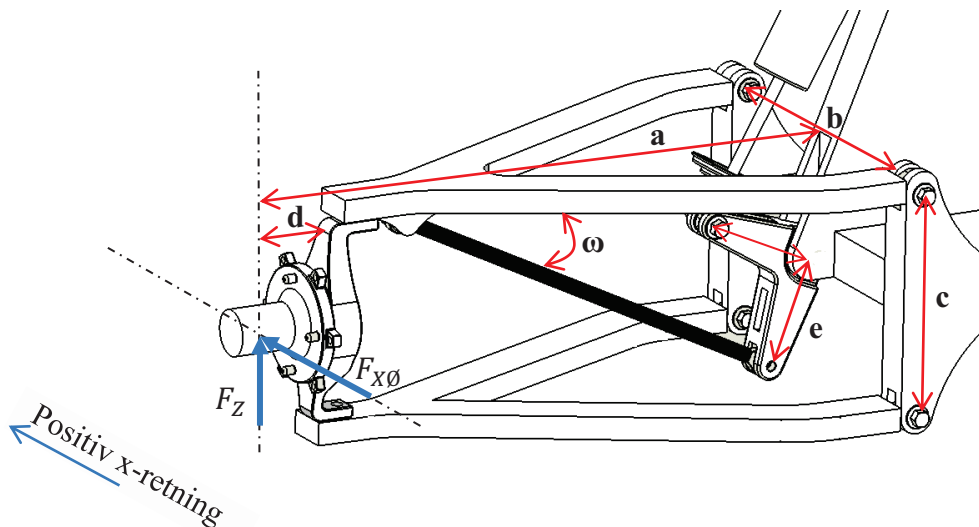
$$F_X = F_{XM} - F_D = 5114 \text{ N} \quad 8.4$$

$$F_Z = F_{ZM} - F_D = 2710 \text{ N} \quad 8.5$$

8.2. Opptredende krefter i hjuloppheget

Fra avsnitt 8.1. har vi virkende krefter i x og z- retning. Igjen må det antas noen faktorer for og kunne estimer opptredende krefter i hjuloppheget, faktorene er avstander, vinkler og at forhjulsoppheget er symmetrisk oppbygd.

Avstander som er satt for beregning, se figur 76 og tabell 26.



Figur 76: Figur som viser de aktuelle avstandene som blir brukt i grunnlagsberegningen.

Tabell 26: Tabell med målhenvisning med avstand som er brukt i grunnlagsberegningene.

Målhenvisning	Avstand
a =	500 mm
b =	300 mm
c =	200 mm
d =	50 mm
e =	100 mm

Vinklene som er satt for strekkstaget til overføringsmekanismen er hentet fra simulering av overføringssystem 4. i SolidWorks, der vinkelen endres mellom 29- 26°, ved beregning vil

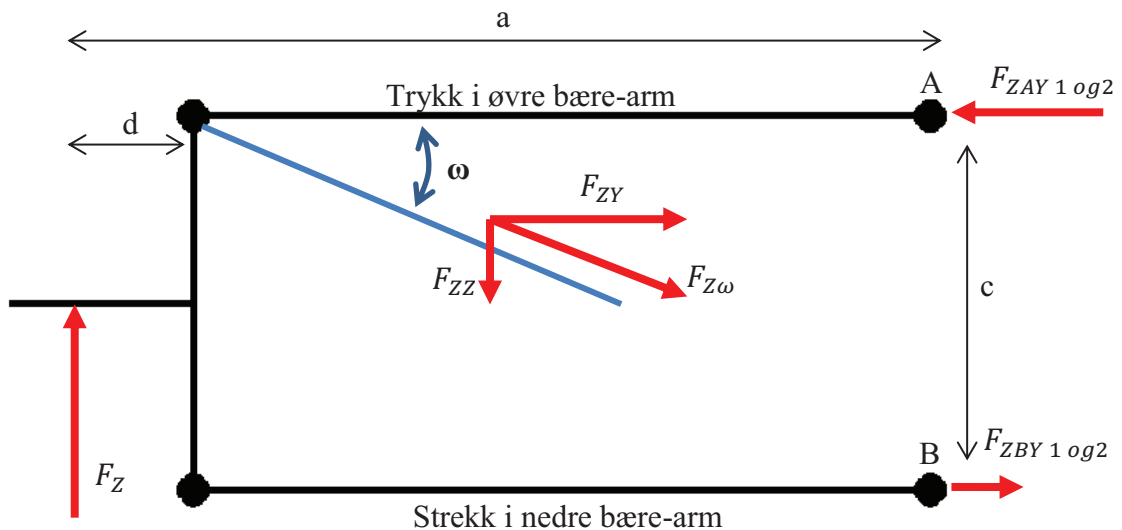
vinkelen $\omega = 26^\circ$ brukes, dette gir størst krefter i overføringsmekanismen og resten av hjuloppheget.

8.2.1. Reaksjonskrefter på grunn av kraften F_Z

Reaksjonskreftene fra F_Z er beregnet etter denne modellen, se figur 77. der vi ser på øvre og nedre bæream i zy-planet. På grunn av at beregningsmodellen er symmetrisk vil kreftene $F_{A1 og 2}$ og $F_{B1 og 2}$ være total opplagringskraft i y-retning for begge opplagringspunktene både for øvre og nedre bæream. Kraften F_Z er gitt med ligning 8.5.

$$F_Z = F_{ZM} - F_D = 2710 \text{ N} \quad 8.5$$

● Ledd som ikke tar opp rotasjons moment.



Figur 77: Beregningsmodell for reaksjonskrefter grunnet kraften F_Z .

Eneste staget som kan ta opp krefter i z- retninger er strekkstaget til overføringsmekanismen til støtdemperenheten.

For og finne maks. strekkraft i overføringsstaget, brukes ligning 4.3 og vinkelen ω

$$\sum F_Z = 0 \quad 4.3$$

Dette gir en strekkraft $F_{Z\omega} = 6183 \text{ N}$ i staget for overføringsmekanismen, dette skal bli brukt videre i beregning av overføringsmekanismen senere.

For og finner reaksjonskreftene $F_{ZAY 1 og 2}$ og $F_{ZBY 1 og 2}$, brukes ligning 4.1 om punktet **B**

$$\sum M_B = 0 \quad 4.1$$

Dette gir $F_{ZAY 1 og 2} = 2185 \text{ N}$, det vil si at $F_{ZAY1} = F_{ZAY2} = 1092,5 \text{ N}$ og ligning 8.6 gir

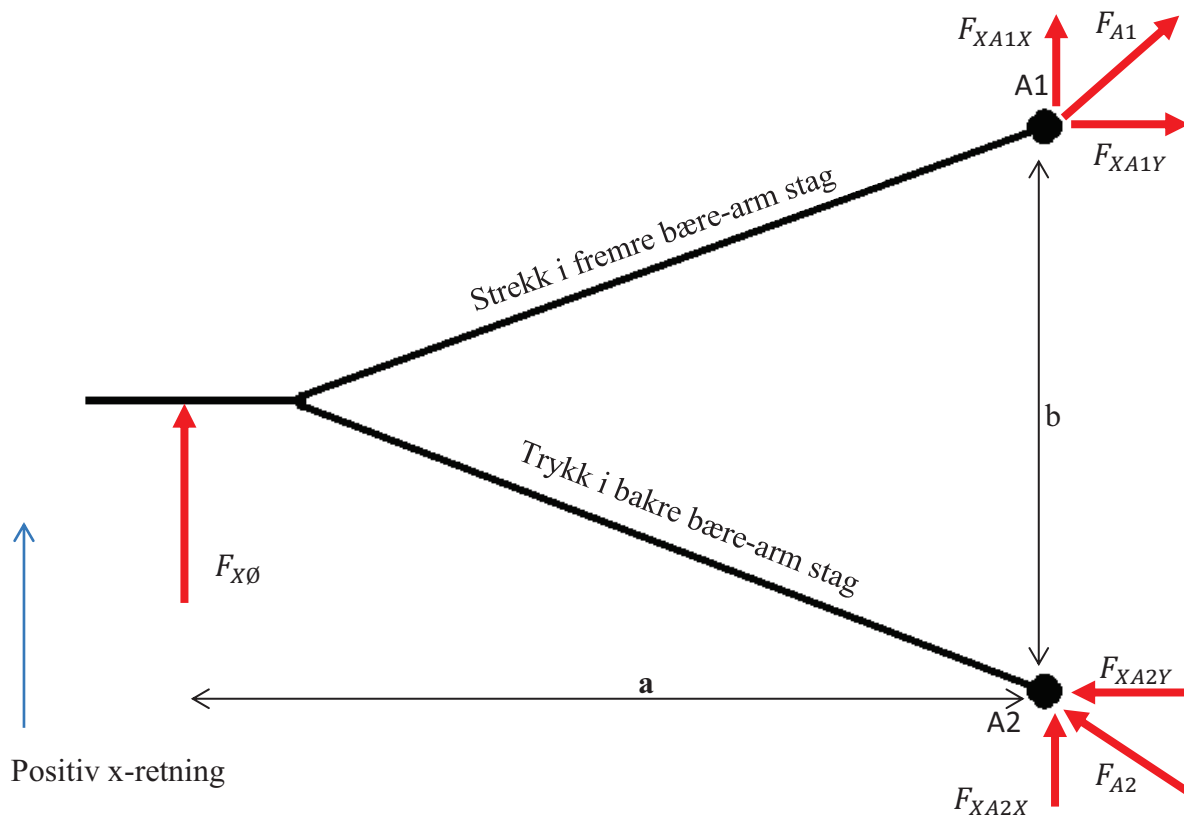
$$\sum F_Y = 0$$

8.6

$$F_{ZBY\ 1\ og\ 2} = 678\ N$$

8.2.2. Reaksjonskrefter på grunn av kraften F_X

Reaksjonskreftene fra F_X er beregnet etter denne modellen, se figur 78, der vi ser på den øvre bæreammen i xy-planet. På grunn av at beregningsmodellen er symmetrisk vil kreftene være like for øvre og nedre bæream. Kraften F_X fordeler seg 50/50 i øvre og nedre bæream. Bære-armene er opplagret i punktet A1 og A2, dette gjør at systemet er statisk ubestemt, men ved å anta at bæreamene er symmetrisk, og at de ikke blir utsatt for bøyemoment, kan en gjøre en forenklet beregning for og finne strekk og trykk kreftene i stagene.



Figur 78: Beregningsmodell for og regne ut reaksjonskrefter grunnet kraften $F_{X\emptyset}$.

Fra tidligere har vi at $F_X = F_{XM} - F_D = 5114\ N$, og siden opphenget er symmetrisk vil $F_{X\emptyset}$ være halvparten av F_X .

$$F_{X\emptyset} = 2557\ N$$

For og finner reaksjonskreftene i y-retning F_{XA1Y} og F_{XA2Y} , brukes likevekts betraktning om punktet A2 med ligning 4.1

$$\sum M_{A2} = 0$$

4.1

Dette gir $F_{XA1Y} = 4262 \text{ N}$ og ligning 8.6

$$\sum F_Y = 0 \tag{8.6}$$

Gir $F_{XA2Y} = 4262 \text{ N}$

Som nevnt i innledning av dette avsnittet, er dette systemet statisk ubestemt, men på grunn av antagelsene kan en si at reaksjonskreftene i x-retning F_{XA1X} og F_{XA2X} , er like og med og regne ut summen av krefter i x- retning med ligning 4.10

$$\sum F_X = 0 \tag{4.10}$$

Gir dette F_{XA1X} og $F_{XA2X} = 1279 \text{ N}$

Finner henholdsvis strekk og trykk kreftene i staget med Pytagoras, ligning 8.7

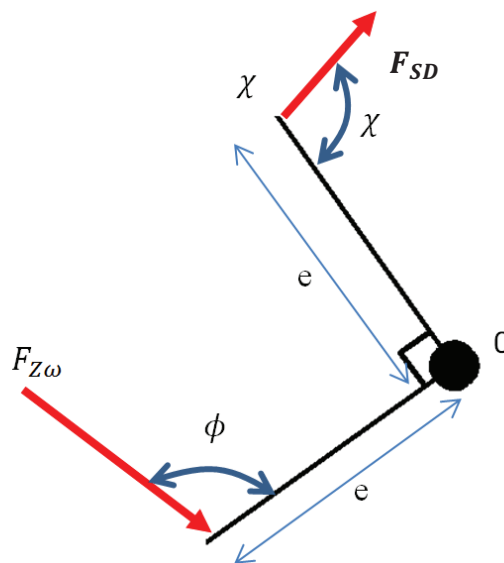
$$F = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \tag{8.7}$$

Dette gir F_{A1} og $F_{A2} = 4450 \text{ N}$

8.3. Krefter i overføringsmekanismen

Fra tidligere har vi at maks. strekkraft i overføringsstaget $F_{Z\omega} = 6183 \text{ N}$, denne kraften var ved en vinkel $\omega = 26^\circ$ og maks. hjulvandring i z-retning. Ved å lage en enkel modell av rotasjonmekanismen kan en estimere hvilken vandringsvei og fjærkonstant støtdempingsenhet må ha. Beregninger som er gjort er utført med denne modellen, se figur 79.

Vinkelen i modellen er hentet fra mekanismen i Solid Works og ved en vinkel $\omega = 26^\circ$, er vinkel $\chi = 119^\circ$ og $\phi = 105^\circ$ ved at overføringsarmene er vinkelrett på hverandre.



Figur 79: Beregnings modell for rotasjonskam og overførendekrefter til støtdemperenheten.

Dolphin Duo

Finner F_{SD} ved og ta likevekts betraktning om punktet 0, med ligning 4.1

$$\sum M_0 = 0 \tag{4.1}$$

Dette gir $F_{SD} = 6828$ N, dette gjelder kun dette oppsettet, og kan forandres ved og endre avstander og vinkler på overføringsmekanismen, men det er denne kraften som blir bruk når en skal kontrollere rotasjon kammen med FEM- analyse.

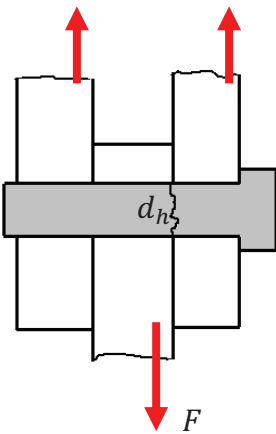
8.4. Boltforbindelser

Før design av eventuelle innfestninger mellom bærearmer, rotasjonmekanisme og traversen, ble det beregnet minimums krav for bolt forbindelser for disse fire tilfellene, disse er hentet fra kurset TMP 301 ved NMBU [48].

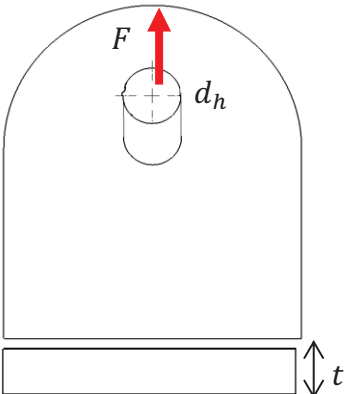
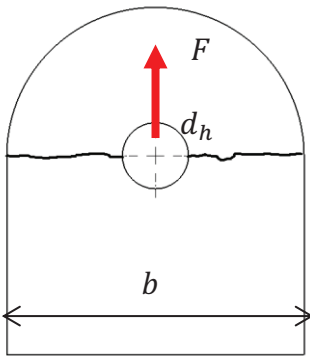
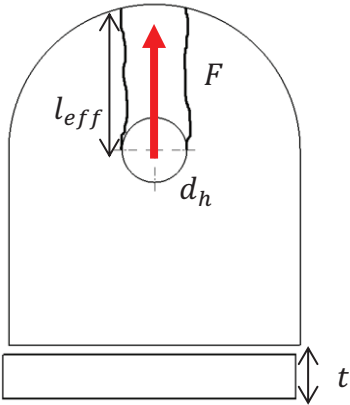
Boltforbindelsene som skal beregnes er som følger:

- **Avskjæring av boltforbindelse:** Dette vil gi minimums bolt diameter som kan brukes for innfestningen, for en gitt bolt klasse.
- **Hullkantrykk:** Ved å beregne for hullkantrykk, vil en finne minimums totaltykkelse på materialet ved innfestningen.
- **Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt:** Ved å beregne for brudd i grunnmaterialet vil en finne minimums bredde, vinkel rett på belastningen for materialet, med en gitt totaltykkelse for innfestnings område.
- **Utrivning av grunnmaterialet:** Beregning av utrivning i grunnmaterialet vil gi minimums avstand fra senter av bolt hullet til enden av grunnmaterialet (hullavstanden normalt på belastningen) også kalt effektiv lengde.

Tabell 27: Boltforbindelser som skal beregnes, med beregningsmodeller.

Tilfelle	Illustrasjon
<p>Avskjæring av bolt forbindelse, se figur 80.</p> $\tau = 0,6 \cdot \sigma_{till} = \frac{F}{\pi \cdot d_h^2 \cdot i} \tag{8.8}$ <p> τ = skjærspenning $\sigma_{till,b}$ = tillat spenning F = kraft normalt på snittflaten i = antall snittflater d_h = Hull diameter </p> <p>Formelen løses for d_h for og finne minimums bolt diameter</p>	 <p style="text-align: center;"><i>Figur 80: Beregningsmodell</i></p>

Dolphin Duo

<p>Hullkantrykk, se figur 81.</p> $p_H = \sigma_{till} = \frac{F}{t \cdot d_h} \quad 8.9$ <p> p_H = hullkantrykk σ_{till} = tillat spenning F = kraft normalt på snittflaten t = total tykkelse d_h = Hull diameter </p> <p>Formelen løses for t for og finne minimums tykkelse</p>	 <p>Figur 81: Beregningsmodell</p>
<p>Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt, se figur 82.</p> $\sigma_{netto} = \sigma_{till} = \frac{F}{t \cdot (b - d_h)} \quad 8.10$ <p> σ_{netto} = spenning i netto tverrsnitt σ_{till} = tillat spenning F = kraft normalt på snittflaten t = total tykkelse b = total bredde d_h = Hull diameter </p> <p>Formelen løses for b for og finne minimums bredde</p>	 <p>Figur 82: Beregningsmodell</p>
<p>Utrivning av grunnmaterialet, se figur 83.</p> $\tau = 0,7 \cdot \sigma_{till} = \frac{F}{2 \cdot l_{eff} \cdot t} \quad 8.11$ <p> τ = skjærspenning σ_{till} = tillat spenning F = kraft normalt på snittflaten l_{eff} = effektive lengde t = total tykkelse </p> <p>Formelen løses for l_{eff} for og finne minimums effektive lengde</p>	 <p>Figur 83: Beregningsmodell</p>

For og kunne beregne minste krav til de nevnte tilfellene over er det gjort foreløpige valg med hensyn på bolt klasse og grunnmaterialet, se tabell 28 og 29. Verdien er satt sånn at ved slutt valg av bolt klasse og materiale vil beregningene komme ut på konservativ side.

Tabell 28: Materialdata for boltklasse 8.8 og angitt sikkerhetsfaktor.

Bolt klasse 8.8 data	verdi
$R_{p0,2b}$	640 MPa
R_{mb}	800 MPa
n_b	2,5

Dolphin Duo

$\sigma_{till,b}$	$\frac{R_{p0,2b}}{n_b}$
-------------------	-------------------------

Tabell 29: Materialdata for grunnmaterialet og angitt sikkerhetsfaktor.

Material data	verdi
$R_{p0,2}$	250 MPa
R_m	290 MPa
n	2,5
σ_{till}	$\frac{R_{p0,2}}{n}$

For og beregne boltforbindelsen mellom bæreamene og traversen ble strekkraften grunnet støt i x- og z- retningen brukt, fra tidligere beregning har vi at $F_{A1} = 4450 \text{ N}$ og $F_{ZAY 1} = 1092,5 \text{ N}$, om disse inntreer samtidig er nødvendig hvis ikke tilfellet, men ved beregning antas det. Strekkraften som virker i bolten er da lik;

$$F_{bolt} = 4450 \text{ N} + 1092,5 \text{ N} = 5542,5 \text{ N}$$

Minimums kravene som ble beregnet er som følger, se tabell 30, disse verdien er da minste mål som kan fore komme ved bolt forbindelsen ved designe av bæreamene og traversen

Tabell 30: Minimumsmål, ved designet av boltforbindelser for bæreamene og traversen.

Tilfelle	verdi
Avskjæring av boltforbindelsen gir	$d_h = 4,2 \text{ mm}$
Hullkantrykk gir	$t = 5,5 \text{ mm}$
Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt gir	$b = 11,0 \text{ mm}$
Utrivning av grunnmaterialet gir	$l_{eff} = 2,4 \text{ mm}$

Det samme ble gjort for eventuelle boltforbindelsen mellom overføringsstag, rotasjon mekanisme og støtdemper innfestning, bolt antagelsen er det samme som over, men kraften som er brukt er den største opptrædende kraften for rotasjonmekanismen som er

$$F_{SD} = 6828 \text{ N}$$

Minimums kravene som ble beregnet, er som følger, se tabell 31, disse verdien er da minste mål som kan forekomme ved boltforbindelsen ved design av overføringsstaket, rotasjonmekanismen og støtdemper innfestningen.

Tabell 31: Minimumsmål, ved design av overføringsstaket, rotasjon mekanismen og støtdemper innfestningen.

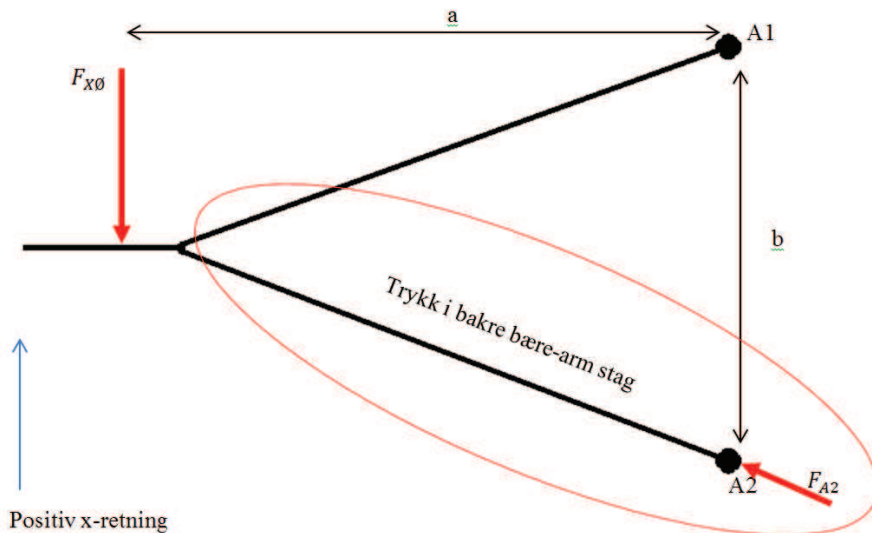
Tilfelle	verdi
Avskjæring av boltforbindelsen gir	$d_h = 4,8 \text{ mm}$
Hullkantrykk gir	$t = 6,2 \text{ mm}$

Dolphin Duo

Brudd i grunnmaterialets nettotverrsnitt gir	$b = 14,2 \text{ mm}$
Utrivning av grunnmaterialet gir	$l_{eff} = 2,7 \text{ mm}$

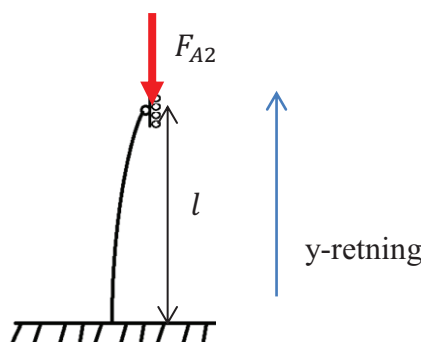
8.5. Knekkning av trykkutsatt bæream

Tilfellet det som det skal utføres en knekkingsanalyse på er vist i figuren under, se figur 84. med det aktuelle trykkstaget sirklet rundt med rødt.



Figur 84: Beregningsmodell for knekking

For og kunne beregne en sikkerhet med hensyn på knekking må det antas et knekkings tilfelle. For A-armen er det valgt at den ene siden er fast innspent og den andre enden opplagret i x-retning, se figur 84 og 85, dette er et av flere tilfeller som er oppgitt i Bosch håndboken 6th på side 177[49]. Dette gir en knekk lengde L_k på $0,7*$ lengden. Det kunne sikkert blitt brukt andre tilfeller, med dette gir en konservativ nok antagelse.



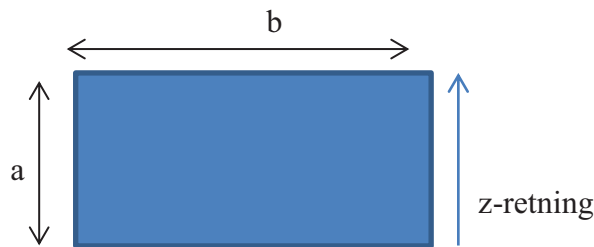
Figur 85: knekkingstilfelle, L_k på $0,7*$ lengden l

Siden tilfellet er antatt og ikke klart definert, som det er i mange tilfeller med beregning av knekking, sier Bosch håndboken 6th[49], at det er viktig med en høy sikkerhetsfaktor, alt mellom 3 til 6, for ved et knekkingstilfelle kan skadene være katastrofale. I tilfellet for bæreamen vil knekking skje ved en stor belastning, men det vil størst sannsynlig ikke knekke som en bærende bjelke, så en sikkerhetsfaktor på 5, bør være bra nok.

Dolphin Duo

$$l_k = 0,7 \cdot l = 350 \text{ mm} \quad 8.12$$

For og finne en sikkerhetsfaktor blir det valgt et rektangulært, massivt profil med gitte mål på henholdsvis $a = 15 \text{ mm}$ og $b = 20 \text{ mm}$, se figur 86, av aluminium eller stål, for det er disse materialene som kan være aktuelle ved prototyping i første omgang, (vil nevne her at ved stål, ville en nok ikke brukt et massivt profil, men heller et rørprofil).



Figur 86: Valgt profil som kontrolleres mot knekking

Det er valgt et rektangulært profil, for og kunne motstå eventuelle bøyemomenter, som antagelsen i beregningene ikke har tatt høyde for. Disse målene blir også minimums mål på profilet ved design av bære-armene.

For og kunne beregne sikkerfaktoren for knekking om svak akse for dette profilet, må en regne ut:

Areal og annet areal moment for svakakse ble beregnet ut for rektangelets tverrsnitt, der a er høyden og b er bredden

$$A = a \cdot b = 300 \text{ mm} \quad 8.13$$

$$I_{svak} = \frac{b \cdot a^3}{12} = 5625 \text{ mm}^4 \quad 8.14$$

Dette gir en treghetsradius på:

$$i_{svak} = \sqrt{\frac{I}{A}} = 4,33 \text{ mm} \quad 8.15$$

Beregner slankhetsforholdet og maksimal knekkspenning:

$$\lambda_K = \frac{l_k}{i_{svak}} = 80,8 \quad 8.16$$

Selv om Slankhet < 105 , beregnes knekking etter Eulers metode.

Maks knekkraft blir da, ved bruk av aluminium som har en E-modul på ca. 70000 MPa

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{svak}}{l_k^2} = 31700 \text{ N} \quad 8.17$$

Og ved bruk av stål med E-modul på ca. 210000 MPa

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{svak}}{l_k^2} = 95100 \text{ N} \quad 8.17$$

For og beregne sikkerhetsfaktorene for de aktuelle materialene og det valgte profilen, bli trykk kraften $F_{A2} = 4450$ grunnet støt i x-retningen brukt og sikkerhetsfaktoren beregnet med formel 8.18

$$n_K = \frac{F_k}{F} \quad 8.18$$

Dette gir en sikkerhetsfaktor for knekking, ved bruk av valgt profil og materiale på henholdsvis $n_{KA} = 7,1$ og $n_{KS} = 21,4$. Beregningene viser til at det ikke er noen fare for knekking av bæream armen som er utsatt for trykk, ved det aktuelle profilet og materialene

Ut fra dette kan en si at ved design av bære- armene og at materialet skal være aluminium, at profilen har tilnærmede dimensjoner som rektanglet som er brukt i beregningene. På den andre siden, ved valg av stål som materiale kan profilet endres, dette er på grunn av den høye elastisitet modulen forhold til aluminiumen enten med form endring eller ved og bruke et helt tverrsnitt.

8.6. Opptredende spenninger

Det er ikke blitt gjort noen spesifikke beregninger på spenninger, foruten at det har blitt gjort Kontroll beregninger ved konstruering i 3D slik at det ikke blir noen store overraskelser ved struktur analysen. Minste sikkerhetsfaktoren som er brukt ved disse beregningen var satt til 2,5 forhold til flytegrensen på materialet. Det er blitt gjort kontroller med hensyn på strekk-, og bøyespenninger, fortløpende gjennom designet, ved brukt av reaksjonskreftene og avstander som nevnt tidligere. Spesielt der det kan være fare for høye bøyespenninger er det kontrollert med gitt tverrsnitts areal fra designet i SolidWorks og beregnet om til aktuelt motstands moment. Ligningen som ble brukt var:

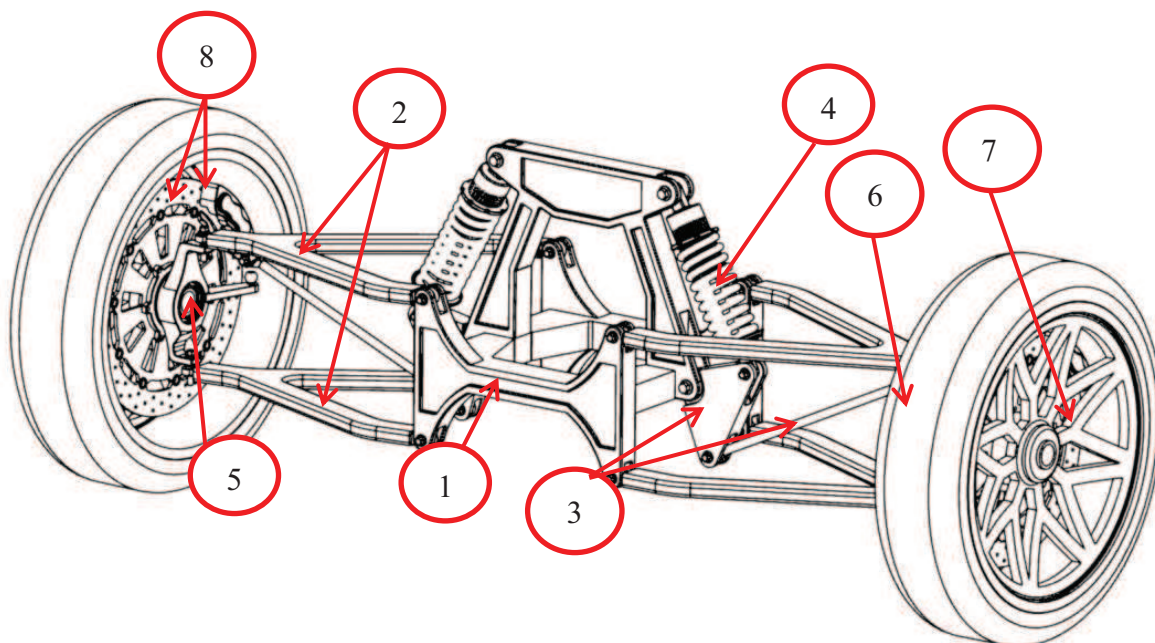
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} \quad 8.19$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 8.20$$

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma}{n} \quad 8.21$$

9. PRODUKTARKITEKTUR OG KONSEPTDESIGN

Dette kapitlet tar for seg renderinger av hele sammenstillingen og hoveddelene. Under er det lagt til en skisse av hele forhjulsoppheng med både egen designede deler og noen av de innkjøpte, se figur 87. Styresystem, komplett bremsesystem og stabstag er ikke med i illustrasjonen.



Figur 87: Egendesignede deler: 1) Traversen, 2) Øvre og nedre bære-arm, 3) Linkesystemet til støtdemperenheten. Innkjøpte deler for illustrasjon: 4) Støtdemperenhet, 5) Hjulspindel med nav og lager, 6) Dekk, 7) Felg, 8) bremseskive og kaliper.

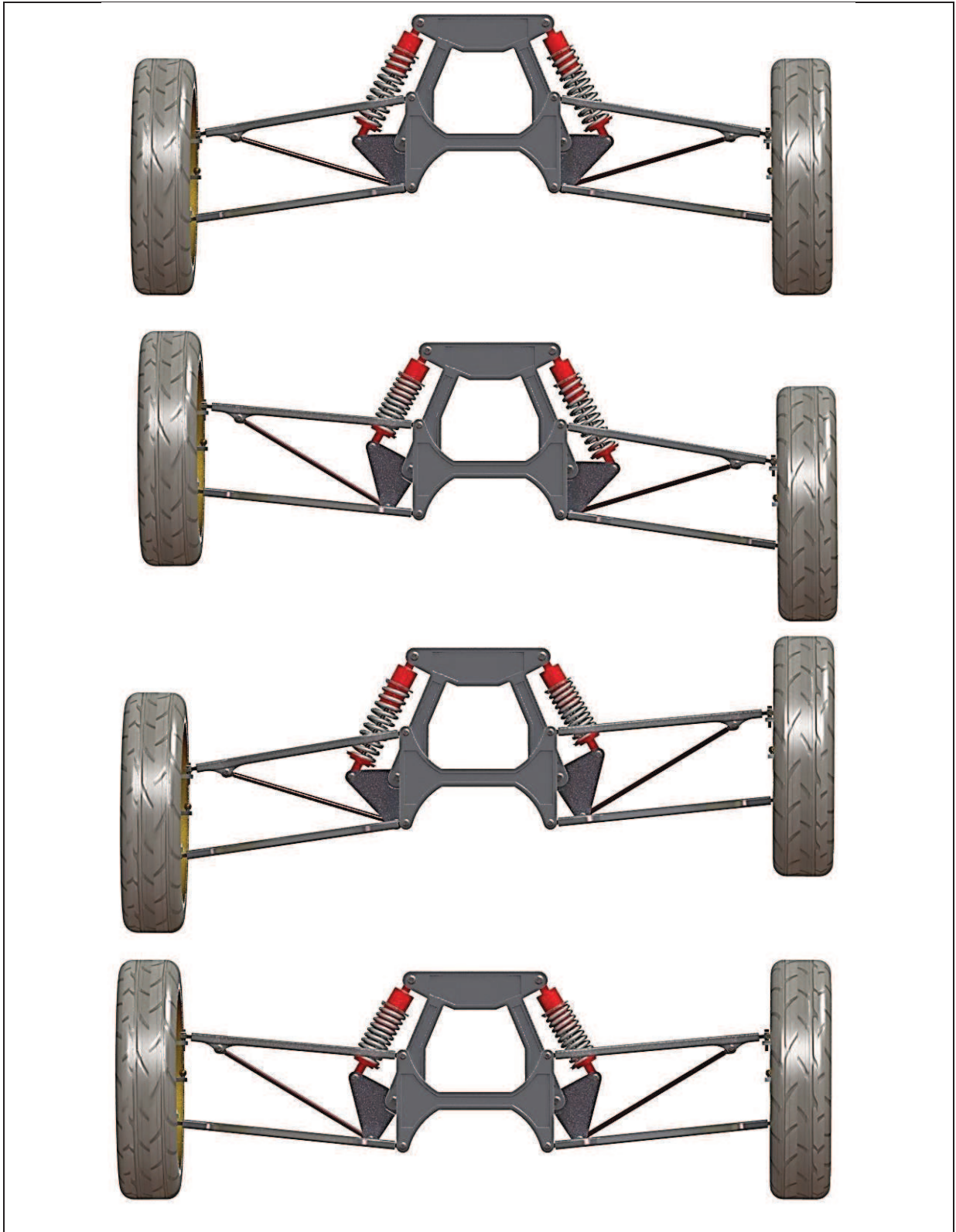
9.1. Sammenstilling

I dette avsnitte blir selve sluttresultatet av forhjulsoppheng vist, der vekten vil ligge på funksjon og bevegelighet forhold til inn og ut fjæring og sving på hjulene, dette er for og kunne vise dynamikken i systemet.

9.1.1. Inn- og utfjæring

Dette avsnitte illustrerer forhjulsoppheng ved forskjellige dynamiskebelastninger i en illustrasjonsserie der det vises arbeidsveien til forstillingen ved maks inn- og utfjæring, se figur 88. Forhold til hvordan forhjulsoppheng er sammensatt, med fullt innskrudd universalledd og design av støtdemperenhet har forhjulsoppheng noe begrenset vandringsvei, men ved riktige dimensjoner på en eventuell støtdemperenhet og universalleddene skrudd noe ut, vil en kunne øke vandringsveien betydelig.

Dolphin Duo

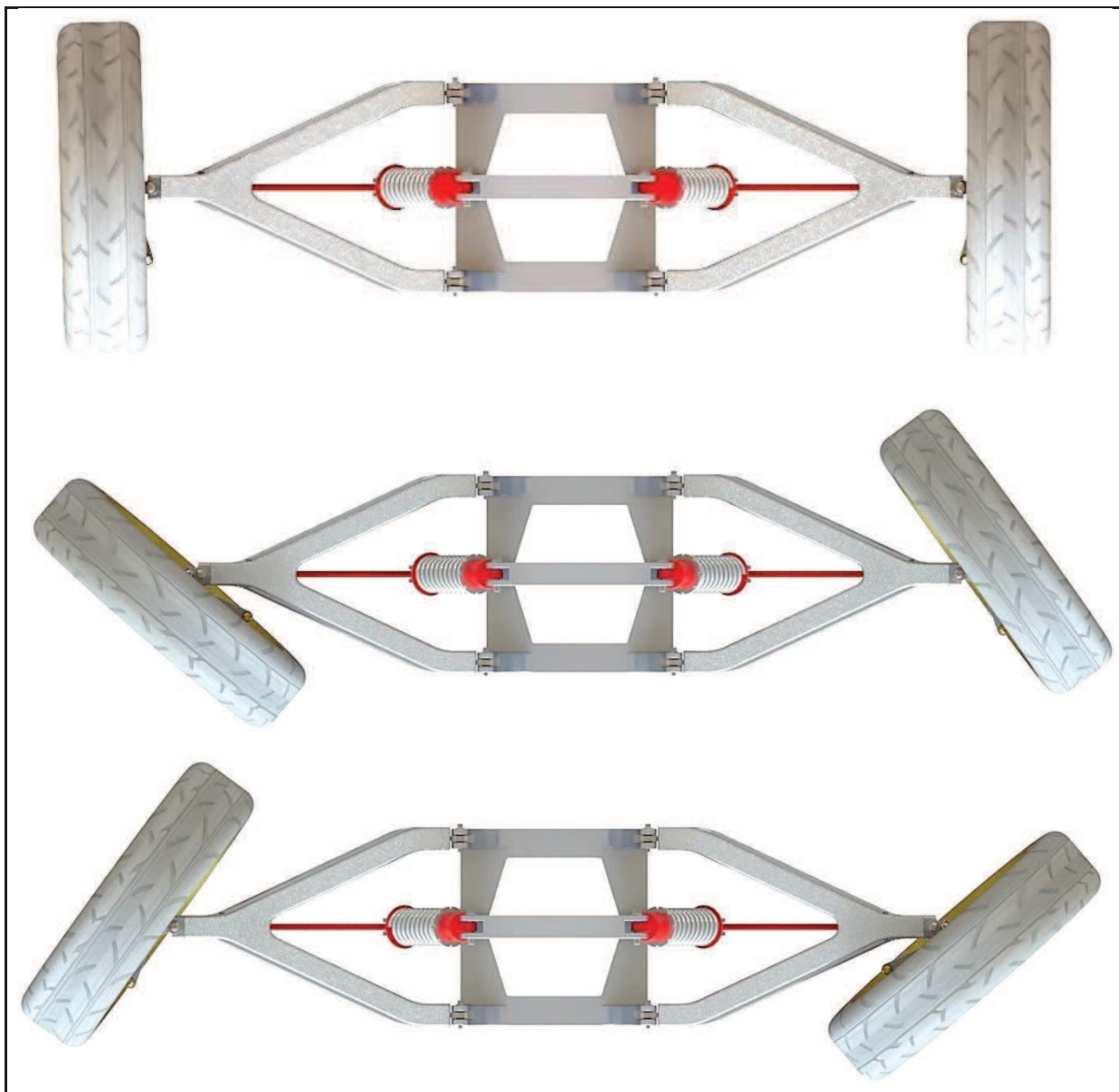


Figur 88: Illustrasjoner fra maks. utfjæring til maks. innfjæring. Hjulets totale arbeidsvei er ca. 120 mm, hentet fra SolidWorks. Ser også på illustrasjonsserien at det er relativt lite endringen i kinematikken. Kinematikken endres lite på grunn av de lange bæreamene og at den øvre bæreamen er konstruert noe kortere enn den nedre, som fører til mer vertikal vandrings på hjulet. Forhold mellom ubelastet til statisk og fra statisk til maks dynamisk vil bestemmes av fjærvalg og dens fjærstivhet.

Dolphin Duo

9.1.2. Svingklaring

I dette avsnittet vil det bli vist en illustrasjonsserie som vil vise bevegelses frihet til hjulene ved sving, se figur 89. Det er ikke oppgitt noen svingradius, for dette vil komme an på total lengden av kjøretøyet, maks vandrings på styresystemet, hvor mye innpresset på eventuelt felger som blir valgt og om vidt ackermansvinkel endres eller ei.



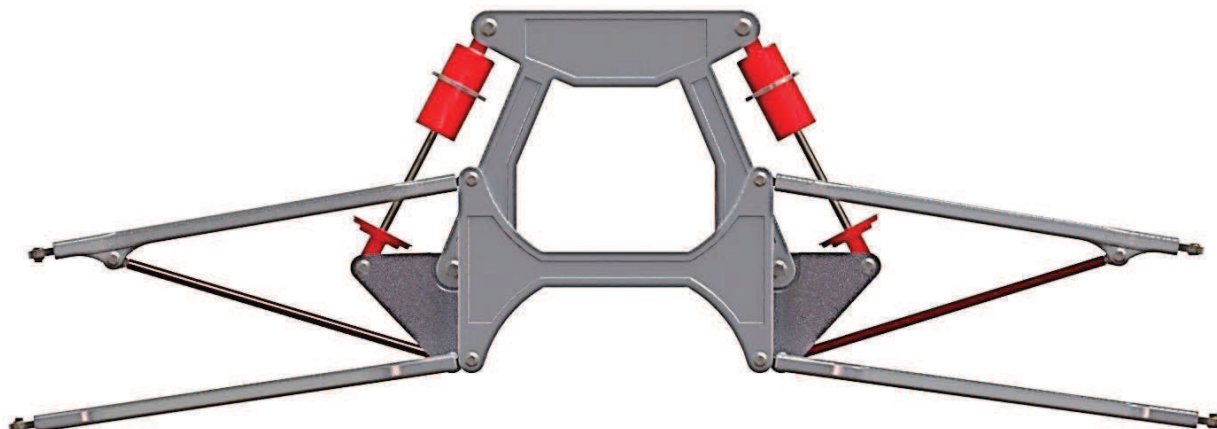
Figur 89: Illustrasjonen bevegelsesfriheten til hjulene ved sving, sett ovenfra, til venstre og høyre. Denne illustrasjonsserien vil kunne gi informasjon, når eventuelt styresystem og hjul skal kjøpes inn, og hvor mye man har og gå på når det gjelder klaring. En kan også se på illustrasjonen hvor eventuelt modifikasjoner på totalbredden kan utføres, som for eksempel knutepunktet på bære-armen kan gjøres noe kortere hvis det er ønskelig.

9.2. Design av hovedelementer

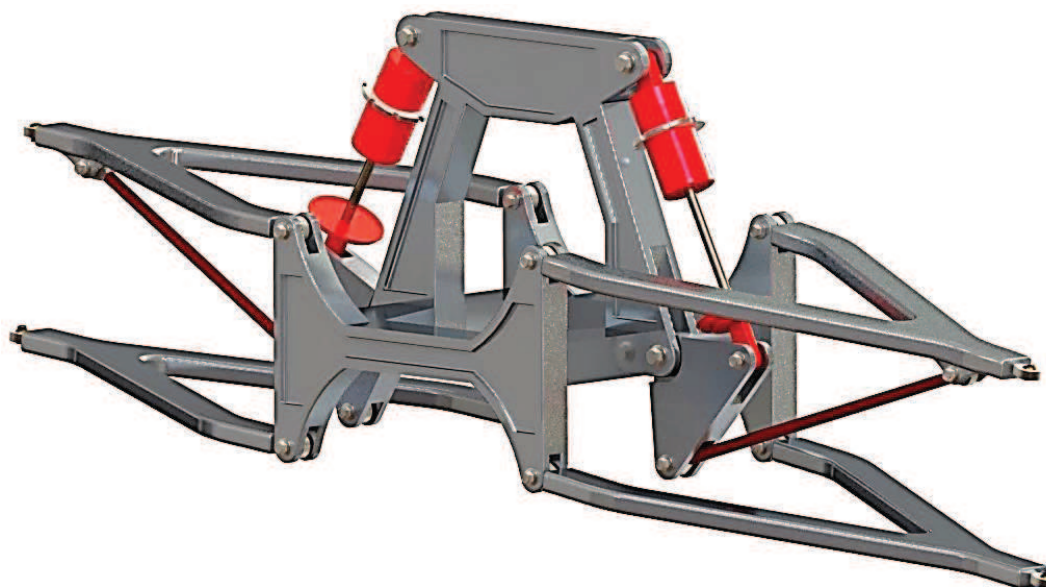
I dette avsnittet blir det vist sammenstilling av egendesignede komponenter, noen innkjøpte komponenter blir med grunnet helhet i illustrasjonene. Helt til slutt blir det vist en illustrasjon av den komplette sammenstillingen, med noen flere innkjøpte komponenter

9.2.1. Forhjulsopphenget

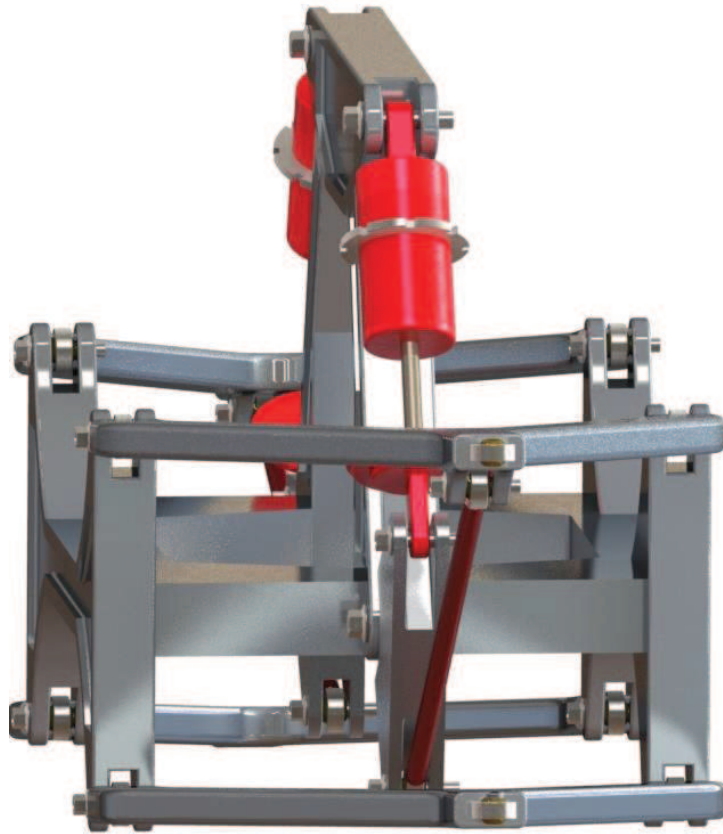
Her blir det vist illustrasjoner av hovedkomponenten satt sammen, i forskjellige synsvinkler.



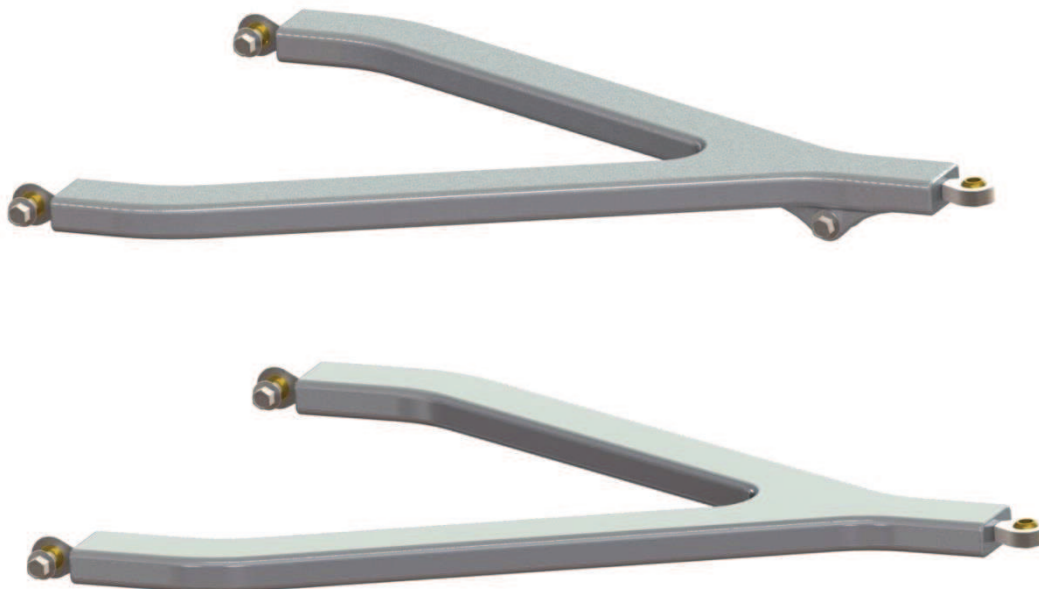
Figur 90: Illustrasjon av egendesignede komponenter satt sammen, sett forfra. Støtdemperenheten, skal kjøpes inn, men er der for total inntrykk.



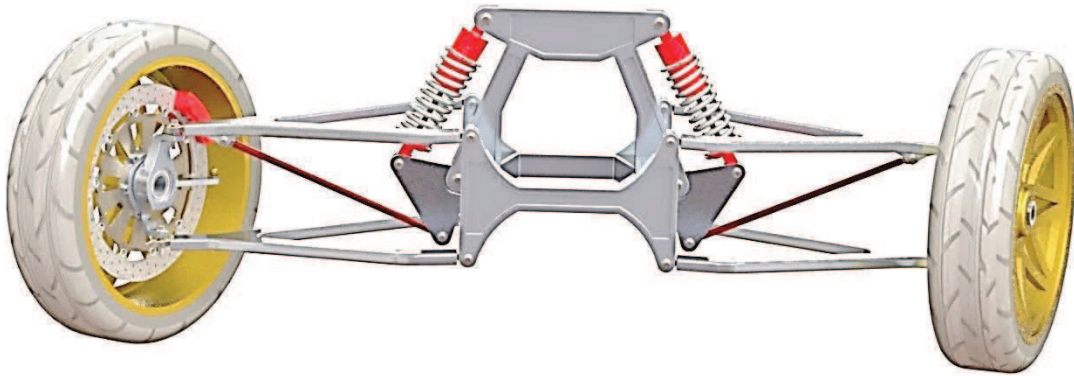
Figur 91: Illustrasjon av egendesignede komponenter satt sammen, sett forfra og rotert mot høyre. Støtdemperenheten skal kjøpes inn, men er der for total inntrykk.



Figur 92: Illustrasjon av egendesignede komponenter satt sammen, sett fra siden, noe rotert mot venstre. Støtdemperenheten, skal kjøpes inn, men er der for total inntrykk.



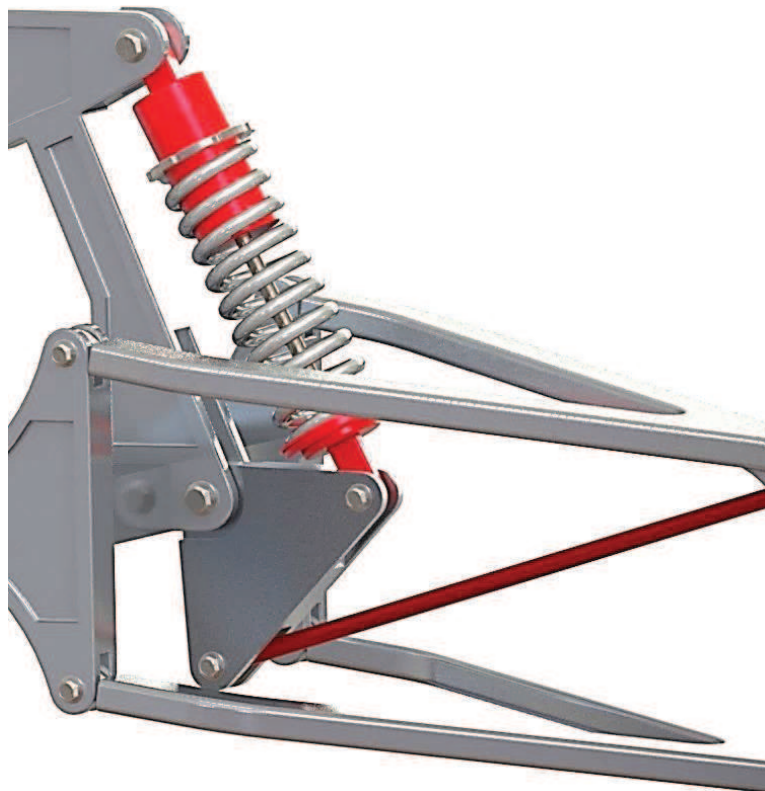
Figur 93: Illustrasjon av øvre og nedre bære-arm. Vist sammen med universalledd og innfestningsbolter. Venstreside, sett noe skrått forfra.



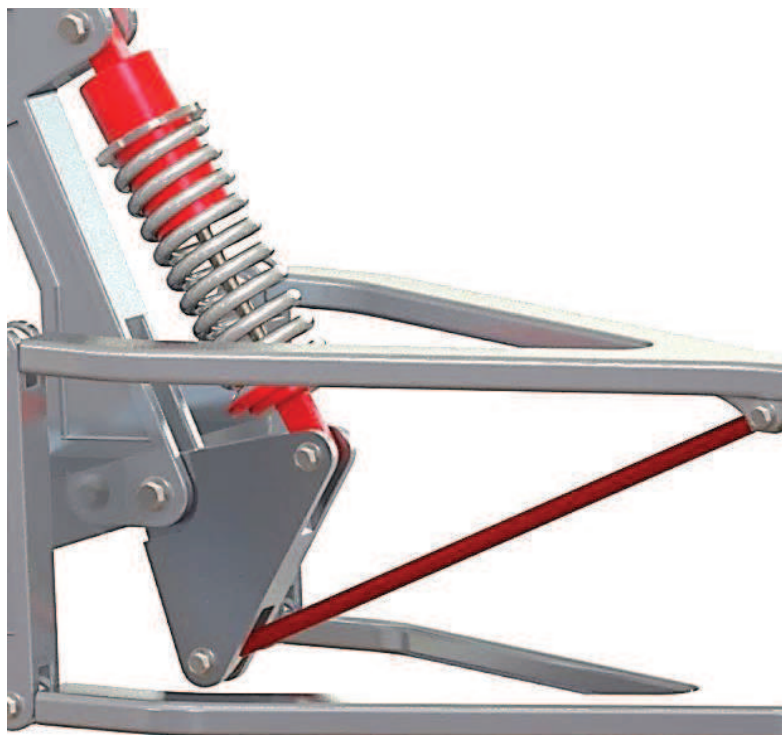
Figur 94: Illustrasjon av forhjulsopphenet, sett forfra når det svinger til høyre.

9.2.2. Rotasjonmekanisme

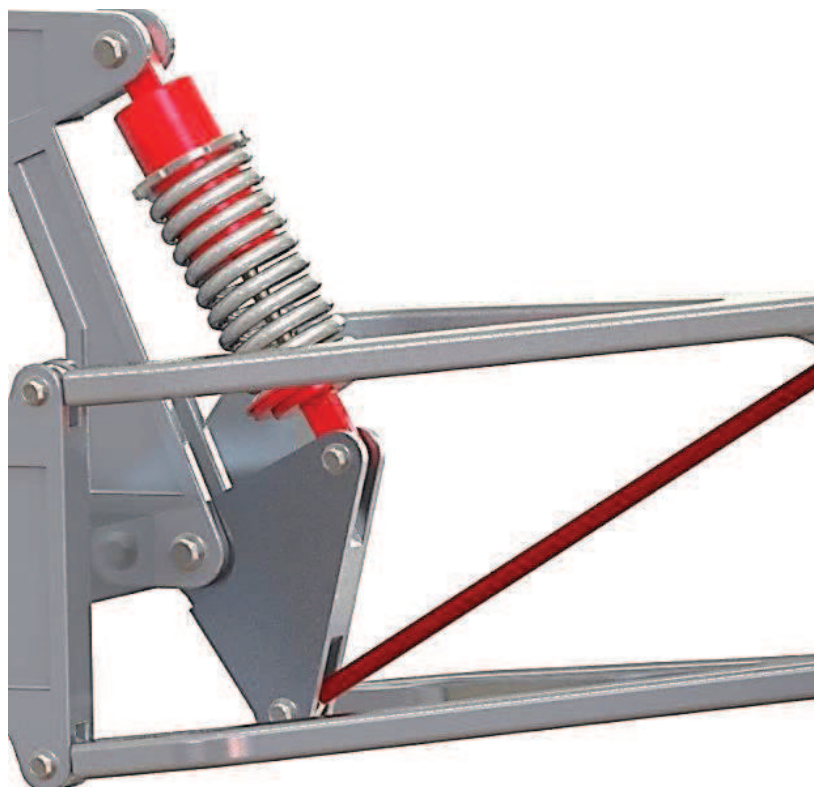
Her blir det vist en illustrasjon av rotasjonmekanisme. I tre forskjellige situasjoner, ubelastet, statisk belastet og dynamisk



Figur 95: Rotasjonmekanismen, ubelastet situasjon.



Figur 96: Rotasjonmekanismen, statiskbelastet situasjon.



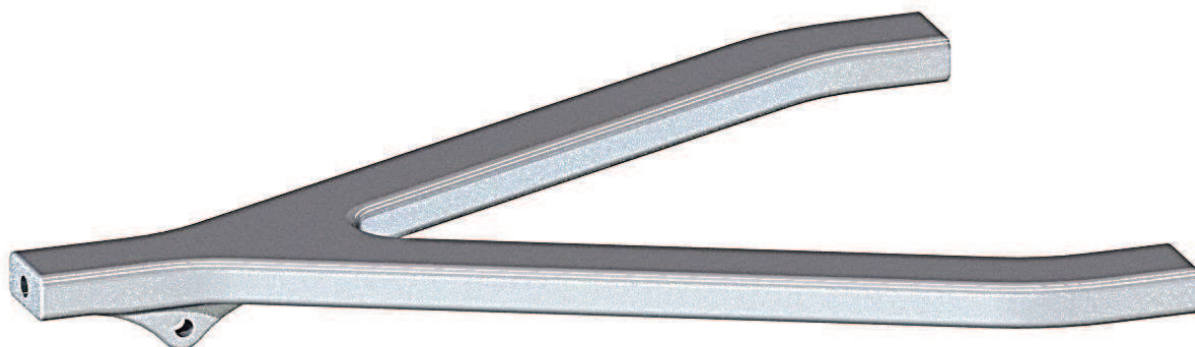
Figur 97: Rotasjonmekanismen maks. dynamiskbelastet situasjon.

9.3. Design av enkelt komponenter

Her blir de egedesignede komponenten vist hver for seg.



Figur 98: Illustrasjon av Traversen.



Figur 99: Illustrasjon av Øvre bæream.



Figur 100: Illustrasjon av Nedre bæream.



Figur 101: Illustrasjon av Strekkstag.



Figur 102: Illustrasjon av Rotasjonkam.

9.4. Innkjøpte standardkomponenter

For forhjulsopphenget vil det være flere deler som vil bli kjøpt inn som standardvarer, noen av disse er bare designet rask i 3D for illustrasjonen og helhetsinntrykket. Det som ikke er designet er styresystem, komplett bremsesystem og stabstag, det blir heller ikke vist renderinger av innfestningsmaterialer som bolter og ledd



Figur 103: Illustrasjon av noen komponenter som skal kjøpes inn.

10. STRUKTUR OG DESIGNOPTIMERING

I dette kapitlet skal det utføres FEM-analyse på komponentene som er designet i forhjulsopphenget. Målet med dette er å analysere de forskjellige komponentene med hensyn på jevnførende spenning (Von Mises), deformasjon (tøyning) og minste sikkerhetsfaktor mot flyt skal regnes ut forhold til jevnførende spenning.

Det som er spesielt interessant her, er hvor mye deformasjon som oppstår ved belastning siden dette ikke er beregnet. Det vil også være interessant og se på jevnførendespenning, utover bolt forbindelsen som er beregnet, selv om det i designet har blitt tatt hensyn til økende bøyemoment for traversen på grunn av opptredende krefter. Det samme har blitt gjort for rotasjonskammen.

Kreftene som blir brukt i analysen er støtkreftene som er estimert og beregnet i z- og x-retning, fra kapittel 8 grunnlagsberegninger.

Materialet som er valgt for komponenten i analysen er Aluminium 6082-T6.

Singularitet

Ved analyseringen av komponentene kan det hende at det vil oppstå singulariteter i modellen. I realiteten vil materialet gå i flyt ved eventuelle singulariteter, men programmet prøver og regne ut spenningskonsentrasjon ved disse. Singulariteter oppstår ofte ved skarpe innadgående kanter eller ved eventuelle satte punktlaster i modelleringen, selv om disse er på en plan overflate[50].

Ulempen med singularitet i enkle modeller er som følger:

- Ved spenningsanalyse, vil singulariteter vise seg som høye spenningskonsentrasjoner, og størrelsen er kun en funksjon av meshe tettheten og høyere tetthet jo høyere spenningskonsentrasjoner.
- Singulariteten kan forurense resultater tilstøtende til singulariteten.

Allerede i designet før en eventuell optimering av komponentene er det lagt til radier, hadde dette ikke vært tilfelle ville det oppstått høye spenningskonsentrasjoner i overganger mellom tverrsnitts forandringer og ved uavrundete kanter og det hadde vært vanskeligere og skille ut om spenningskonsentrasjonen kom fra designet eller en singularitet.

Modellering og analysering

Det vil ikke bli kjørt en analyse på hele forhjulsopphenget i samme analyse, opphenget vil bli delt opp og hovedkomponentene vil bli analysert, de aktuelle komponentene er

- **Bære-armer**
- **Traversen**
- **Rotasjonskammen**

For og kunne kjøre en analyse på de aktuelle komponentene, må en først lage en modell av den aktuelle belastningssituasjonen komponenten skal analyseres. For og kunne gjøre dette er det noen faktorer en må ta hensyn til, disse er som følger:

- **Belastningssituasjon:** Dette punktet omhandler hvilken situasjon som skal analysere, for eksempel om det er statiskbelastning, termiskbelastning eller utmatting belastning. I alle analyseringene vil det bli brukt statiskbelastnings situasjon
- **Krefter:** Når en skal modellere kreftene som virker, må en ta hensyn til at de vil virke som en jevnt fordelt last på den flaten eller punktet de blir plassert, og at retningen de vil virke kan være avvikende fra retningen kreftene er beregnet ut fra. Når krefter og retninger blir satt, blir de satt slik at resultatene blir noe mer på den konservative siden.
- **Opplagring:** Siden komponentene blir analysert hver for seg, må opplagringen modelleres slik at de få tilnærmet like egenskaper som om de skulle vært montert sammen.
- **Meshing:** «meshingen» deler opp komponenten som skal analyseres med gitt antall noder og elementer. Antallet på disse som bestemmer hvor nøyaktige beregningen blir, for analyseringen vil foregå for det enkelte elementet eller node og beregningen vil oppgis som gjennomsnitte til den enkelte noden eller elementet. Det vil si at finheten på «meshingen» må samsvare med komponenten, spesielt der en forventer høy spenningskonsentrasjoner ofte ved tverrsnitts overganger, kanter og andre ujevnheter. Ofte vil en bruke en «mesh» som er bra nok, dette er på grunn av tidsmessige årsaker, men på de aktuelle delene vil det brukes relativt fint mesh, for tids forskjellen blir ikke så høy for de aktuelle komponentene.
- **Analysing av resultat:** ved analysing må en ta hensyn til punktene nevnt over, samtidig at man er klar over at det kan forekomme singulariteter i modellen.

10.1. Bærearmer

For bærearmerne er det interessant og kontroller deformasjonen, opptredende spenninger og se på den ytterste delen av bære-armen som er utsatt for bøyemoment i knutepunktet til fremre og bakre arm. Det vil være den nedre bære- armen disse analysen blir utført på, siden den i virkeligheten blir utsatt for noe større krefter, på grunn av at den er noe lengre en den øvre.

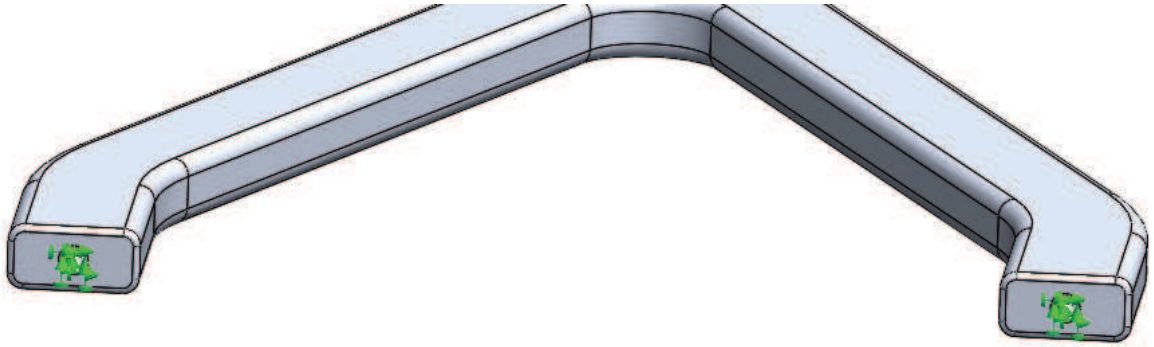
Den øvre får også en kontroll på jevnførendespenning og deformasjon, i selve feste anordningen til overføringsstaget for støtdemperenhet.

10.1.1. Nedrebærearmer

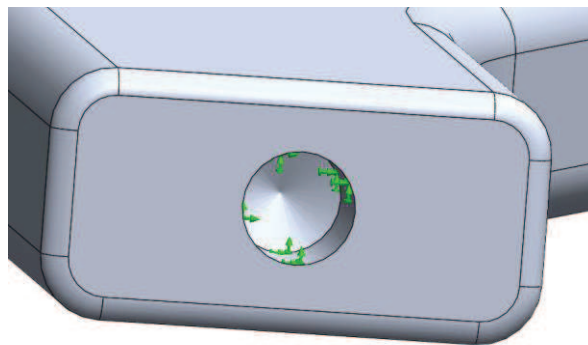
- **opplagring**

Bærearmerne er fastopplagret, ved innfestningen av universalleddene, se figur 104 og 105. dette, i praksis er bære-armene opplagret kun i x og y retning, men siden belastningen virker i x-retning, har det ikke noe betydning i analysen at den også er fast lagret i z - retning.

Dolphin Duo



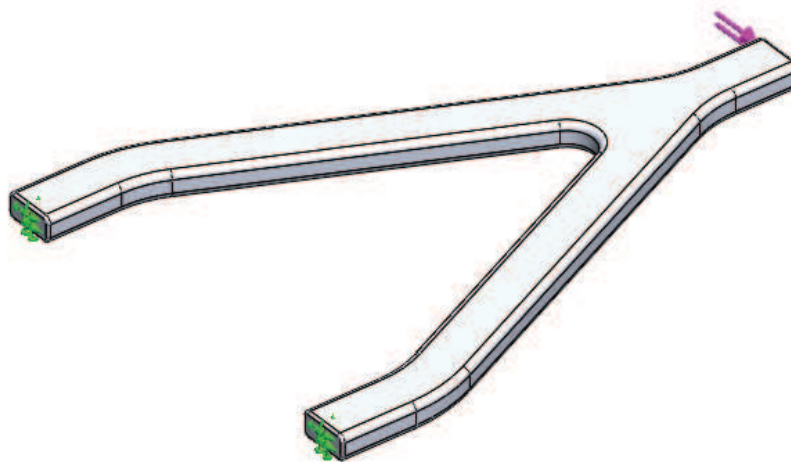
Figur 104: Grønne piler viser fast opplagring i innfestningen til universalleddene.



Figur 105: Grønne piler viser fast opplagring i innfestningen til universalleddene.

- **Krefter**

Kraften som er brukt er fra støtet i x-retning, kraften $F_{x\emptyset} = 2557 \text{ N}$, den er plassert som to punktlaster på enden av bære-armen, se figur 106. Reelt ville denne virket noe lenger ut, men vil ikke gi den store forskjellen, eventuelt ved høye spenninger, må armen kontrolleres på nytt, med andre avstander på kreftene.

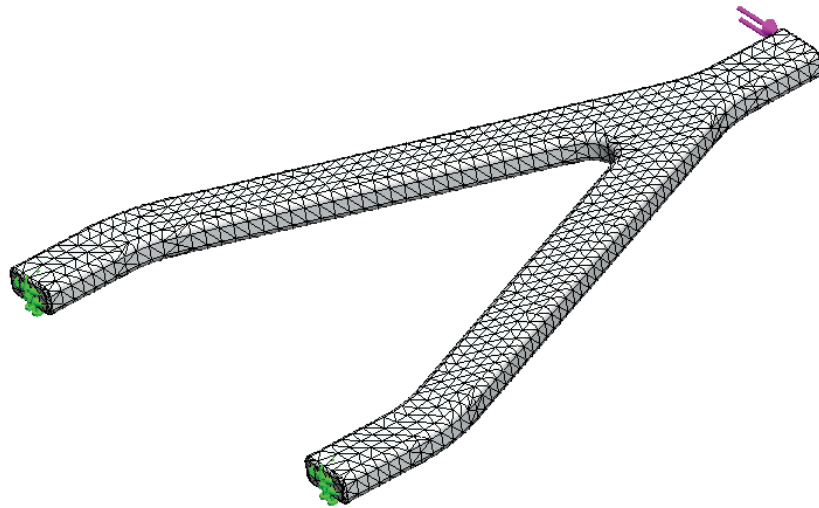


Figur 106: Krefter vist med rosa piler, og angriper bærearmen i x-retning.

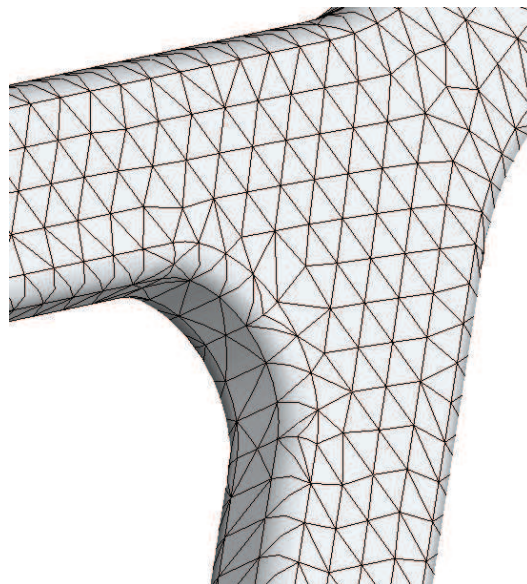
Dolphin Duo

- **Meshing**

Standard meshing med 15938 noder som gir 9393 elementer, se figur 107 og 108. Det er mulig Gjøre meshingen finere med flere noder og elementer, men på grunn av få struktur endringer i designet gjøres ikke dette.



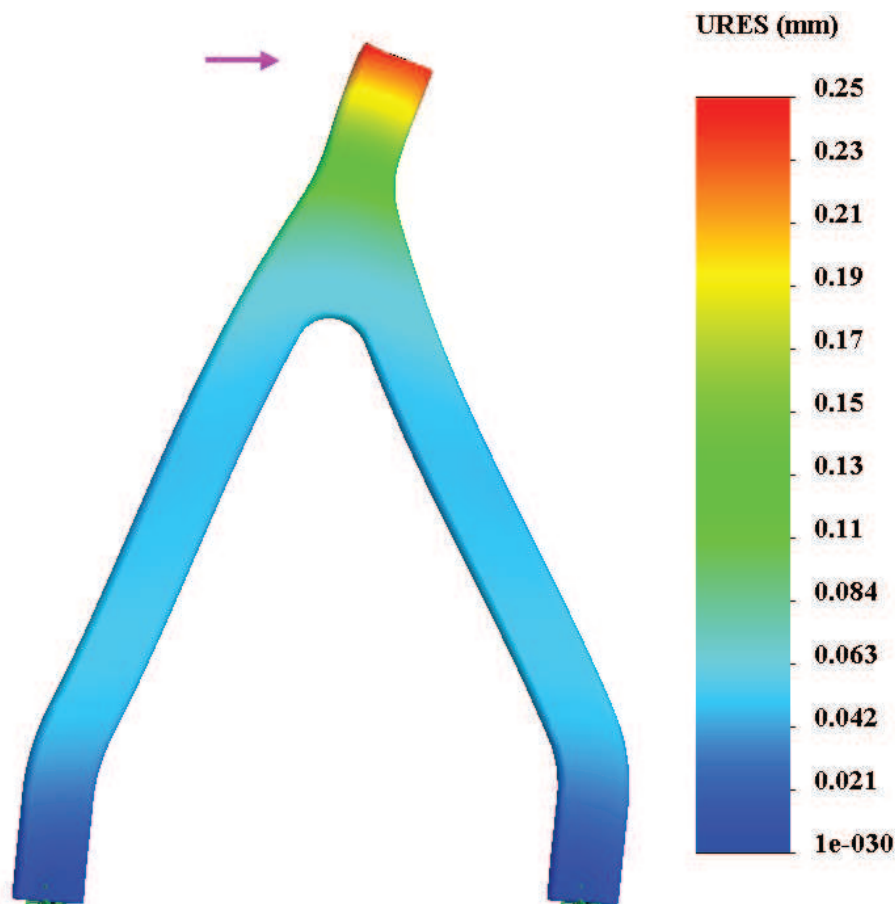
Figur 107: Figuren viser hvordan meshingen er fordelt med noder og elementer over nedre bærearmer.



Figur 108: Figuren viser hvordan meshingen legger seg rundt aktuelle radier, ved for grov meshing i disse punktene og kan en høy spenningskonsentrasjon overses grunnet gjennomsnitt.

- **Resultat**

Deformasjon, oppskalert med 190 ganger, se figur 109. Maks deformasjon er 0,25 mm dette kan aksepteres. Ser også at den aktuelle deformasjonen er forårsaket av bøyemomentet på grunn av avstanden mellom kraften og knutepunktet til bære-armen.

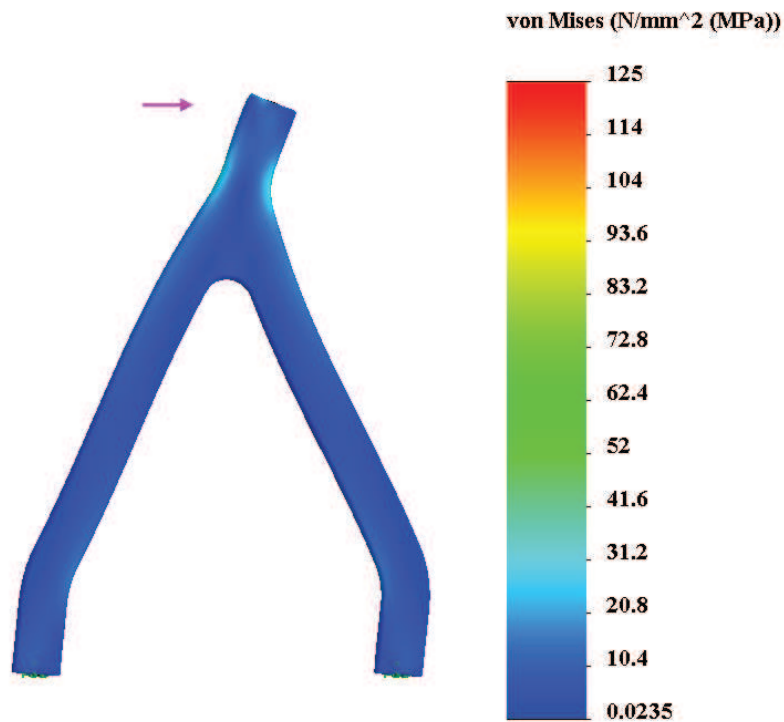


*Figur 109 Maks deformasjon er 0,25 mm, ytterst på bærearmen (rødt område).
Deformasjon er oppskalert med 190 ganger.*

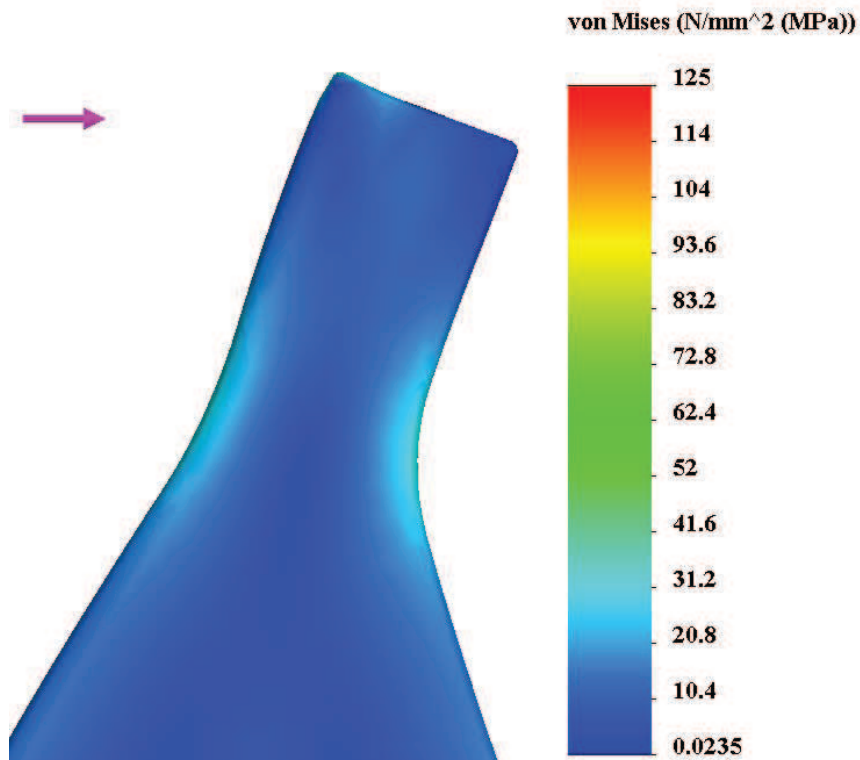
- Jevnførende spenning (Von Mises)

Ved å se på figur 110, kan en se at det ikke oppstår noen høye spenninger, foruten noe høyer spenning i knutepunktet på grunn av det opptredende bøyemomentet, se figur 111. Noe høyere spenninger ved hullene på grunn av skarp overgang, se figur 112. Dette er som forventet, og fortsatt langt under tillatt spenning.

Dolphin Duo

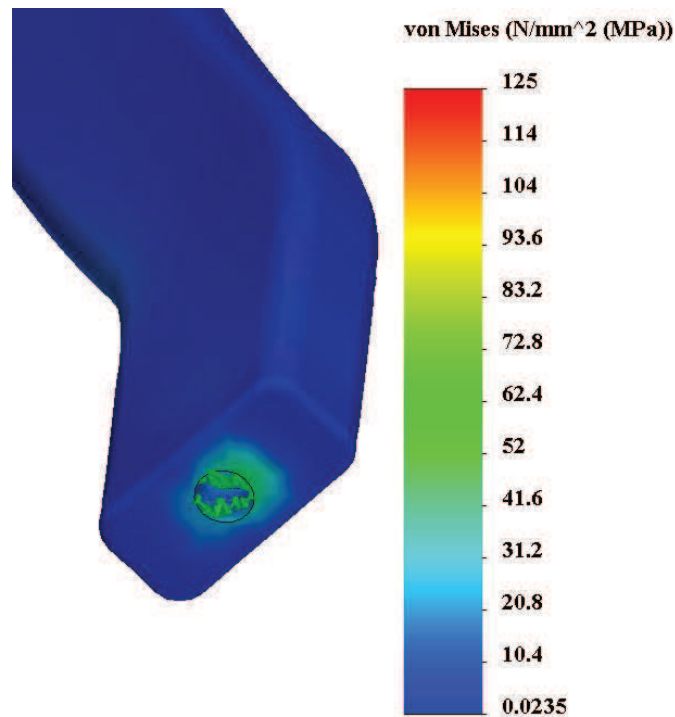


Figur 110: Illustrasjon over spenningsfordeling, der jevnførende ligger på rundt 20 MPa. Og et grønt område grunnet bøyespenninger som ligger på ca. 35 MPa.



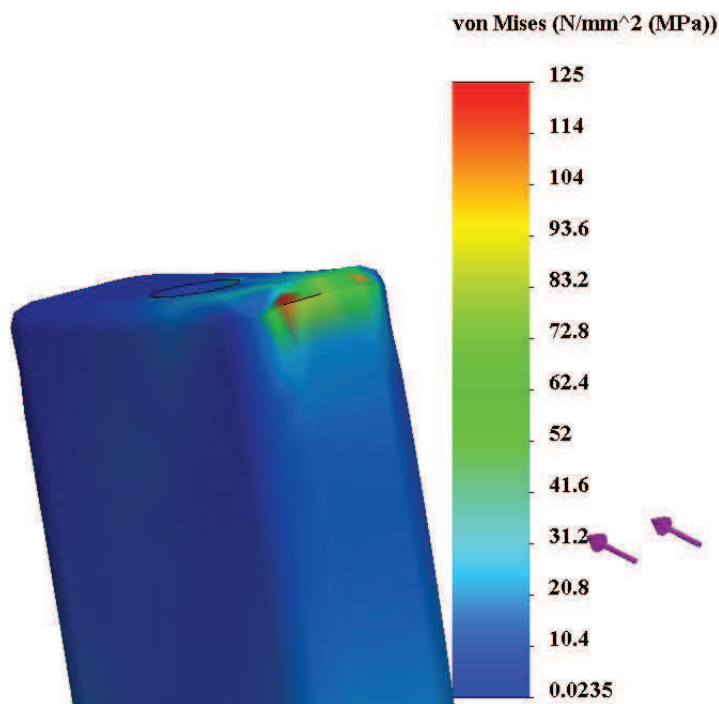
Figur 111: Grønt område grunnet bøyemoment ved knutepunkt ligger på ca. 35 MPa.

Dolphin Duo



Figur 112: Noe høyere spenninger ved opplagringene, dette er på grunn av mangel på avrundning og at det fast innspent m spenningen ligger på ca. 50 MPa.

Ser også på figur 113, at det er noe høye spenningskonsentrasjoner der kreftene angriper i modellen, dette er en singularitet ved modellen, som forklart tidligere og kan ses bort i fra

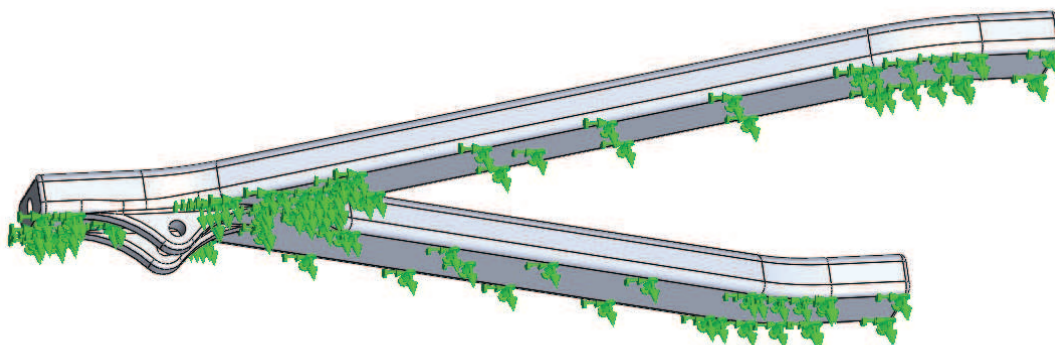


Figur 113: Høyere spenningskonsentrasjon der krefter virker, dette er en singularitet ved modellen.

10.1.2. Øvre bærearm

- opplagring

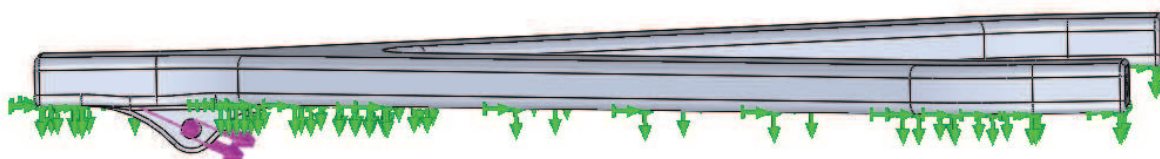
Siden det er den øvre bærearmen som skal kontrolleres for jevnførendespenning og deformasjon i feste anordningen til overføring staget for støtdemperenhet, vil opplagringen bli flaten øret er festet i, se figur 114.



Figur 114: Grønne piler viser opplagring av øvre bærearm, for kontroll av boltforbindelsen til strekkstaget.

- Krefter

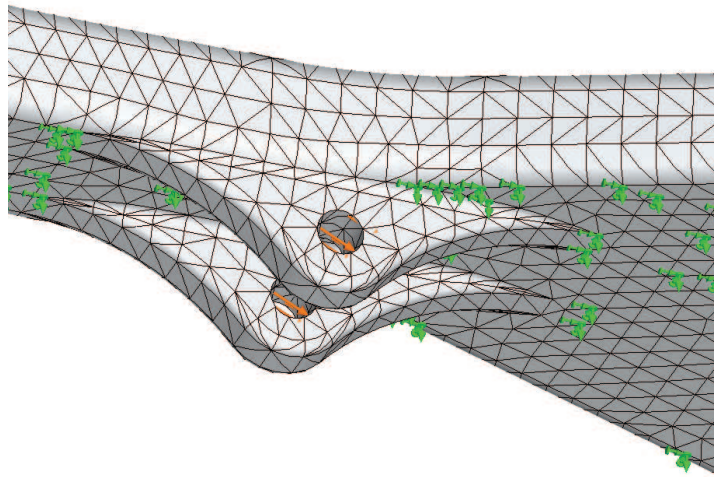
Kraften som er brukt er strekk kraften $F_{Z\omega} = 6183 \text{ N}$ som opptrer i strekkstaket ved maks belastning, denne er plassert jevnt fordelt last i bolthullene for innfestningen i tilnærmet virkende retning ca. 30° , se figur 115.



Figur 115: Kreften som virker i boltforbindelsen er angitt med rosa piler i tilnærmet virkende retning for strekkstaget

- Meshing

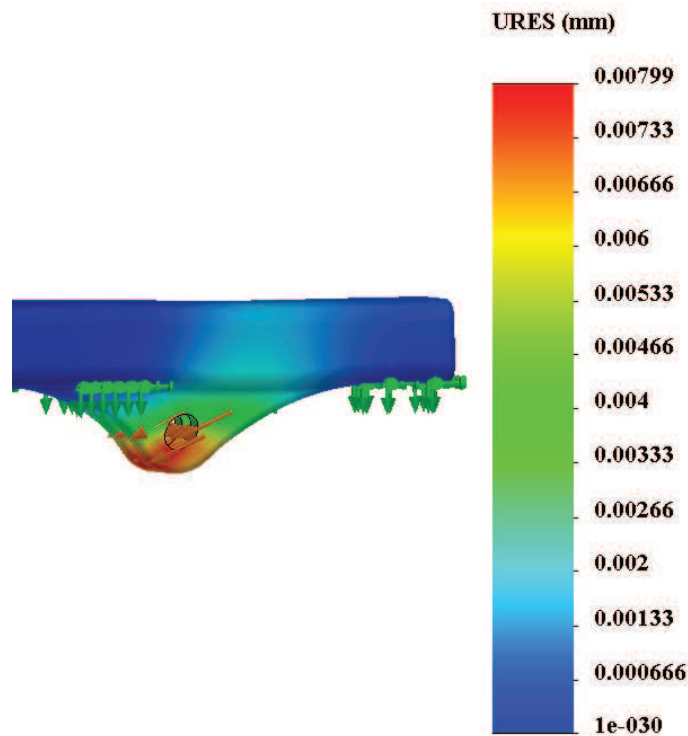
Finere meshing enn standard, pga. kontroll av innfestning, meshingen ga 45284 noder som gir 28752 elementer, se figur 116. Viktig og merke seg at meshingen er for hele bære-armen og ikke kun for det område som er interessant og analysere



Figur 116: Illustrasjon av meshingen rundt boltforbindelsen, denne er relativt fin grunnet fare for uoppdaget spenningskonsentrasjoner ved for grov mesh.

- Resultat
 - Deformasjon.

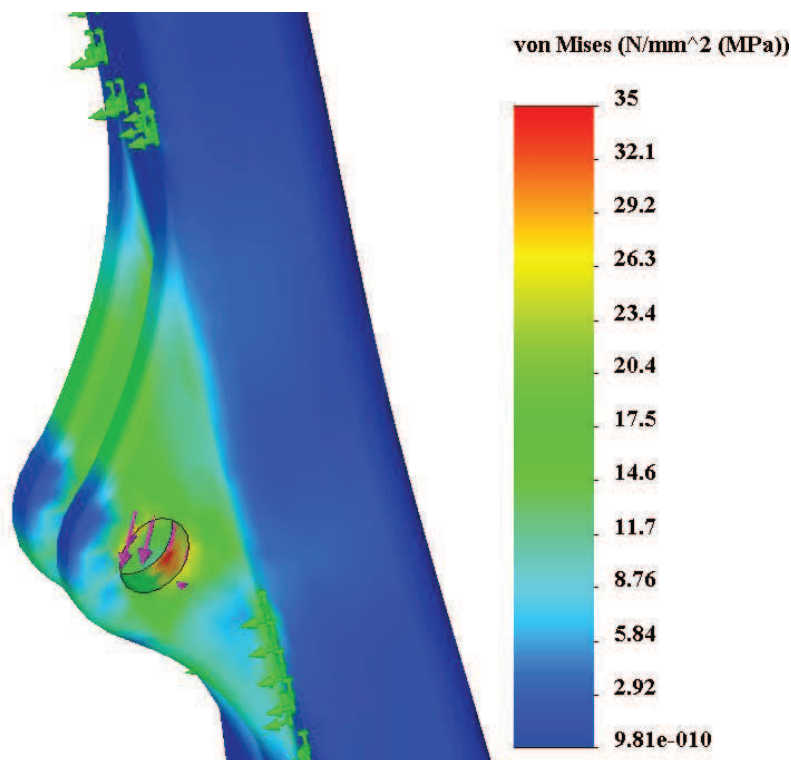
Oppskalert med 400 ganger, se figur 117. Maks deformasjon er 0 mm. Forventet noe mer, men siden dimensjonen er noe større en beregnet for støttemperinnfestningen og kraften er noe mindre, stemmer nok resultatet



Figur 117: Maks deformasjon tilnærmet 0, deformasjonen er oppskalert 400 ganger.

- **Jevnførende spenning** (Von Mises)

Ved å se på figur 118, kan en se at det ikke oppstår noen høye spenninger, foruten noe høyer spenning ved bolt hulene der kreftene virker, dette er som forventet.



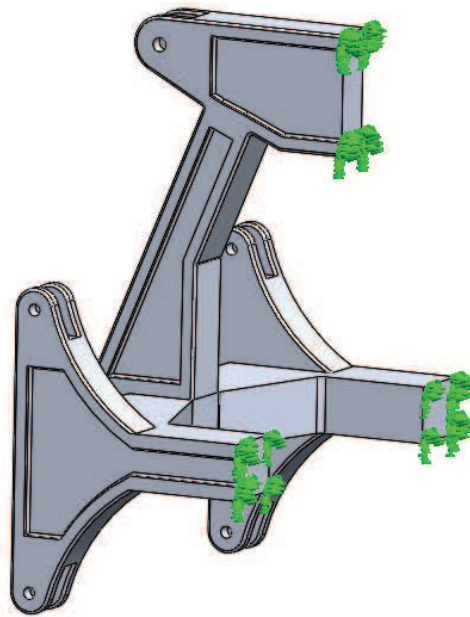
Figur 118: Boltforbindelse er konservativt dimensjonert, spenningskonsentrasjonen grunnet påsatte krefter er 35 MPa og kan ses bort fra. Spenningskonsentrasjonen som vil legge grunnlaget for minste sikkerhetsfaktor i dette tilfellet er ca. 25 MPa.

10.2. Travers

Traversen vil bli kontrollert for deformasjon og jevnførende spenning, spesielt i innfestningen for bære-armene og støtdemperen. På grunn av symmetri vil kun venstre halvdel kontrolleres. Siden det ikke er håndberegnet på noe tøyning, vil det være interessant og se på dette, selv om det er lagt til ekstra gods utover hva beregningen rundt boltforbindelsen var.

- **opplagring**

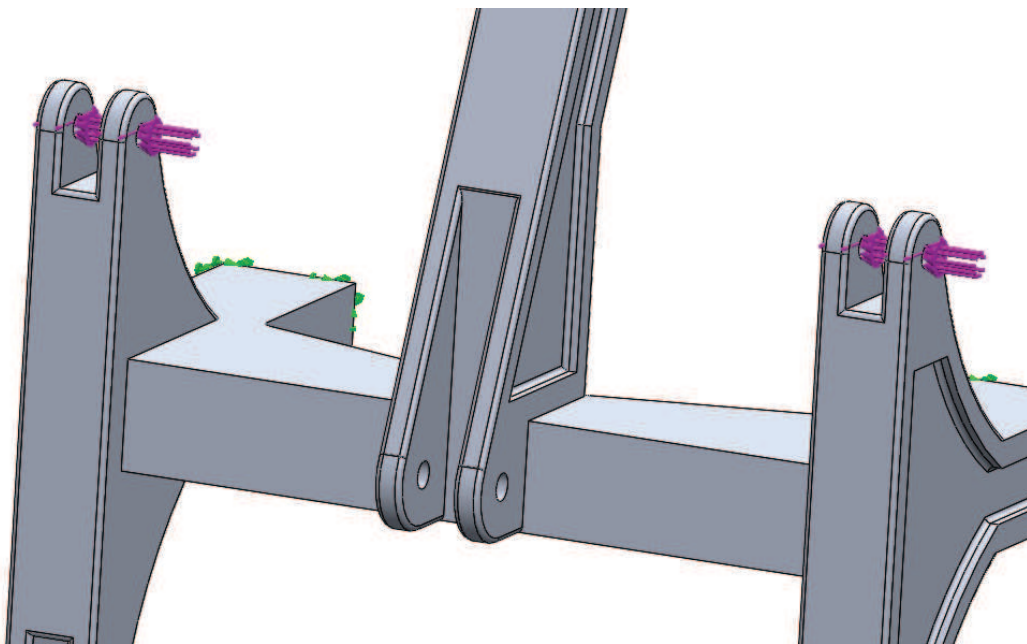
Traversen er fastopplagret, i bakre halvdel, se figur 119. Denne opplagringen vil også kunne si noe om hvordan spenningen kan bli rundt eventuelle innfestninger mellom traversen og resten av chassiset.



Figur 119: Grønne piler viser hvor traversen er fastopplagret, siden det ikke er designet noe innfestning mellom traversen og et eventuelt chassis, vil en også kunne få ideer hvordan spenninger som vi opptrer rundt et eventuelt feste.

- **Krefter**

Kreftene som blir brukt i modelleringen er reaksjonskreftene, F_{XA1Y} og $F_{XA2Y} = 4262 \text{ N}$ og F_{XA1X} og $F_{XA2X} = 1279 \text{ N}$, fra støt kraften, $F_{X\emptyset}$, disse blir satt i øvre bære-arm oppheng i den retningen de virker, se figur 120.



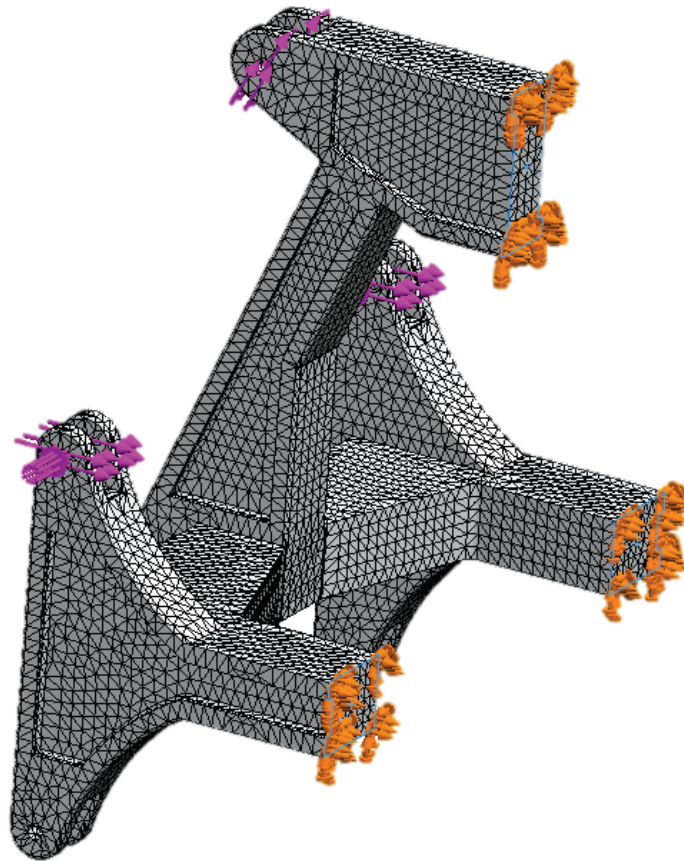
Figur 120: Kraftene er vist med rosa piler, det er vanskelig og se kreftene som virker i y-retning, men disse virker i negativ y-retning jevnt fordelt i boltforbindelsene.

Det vil også bli satt på kraften $F_{SD} = 6828$ N fra det vertikale støttet som blir tatt opp av støtdemperenheten på innfestningen til støtdemper enheten, se figur 121(øverste rosa piler).

Disse blir kontrollert i sammen analyse, for da kan se både på maks. deformasjon og maks. opptredende jevnførende spenning i traversen ved maks. belastning.

- **Meshing**

Finere meshing på traversen en standard, 103673 noder som gir 66787 elementer, se figur 121. Dette er på grunn av flere tverrsnitts forandringer og bråe overganger.

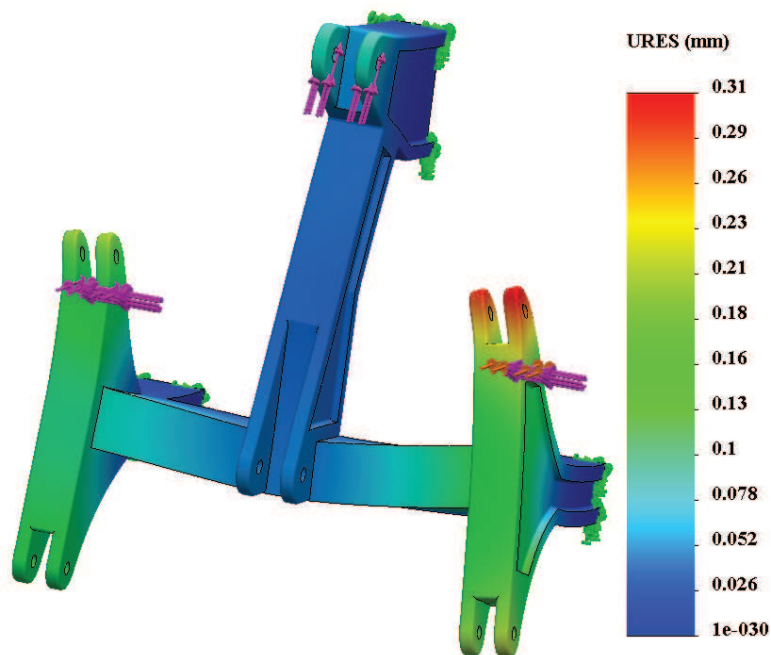


Figur 121: Figuren viser hvordan meshingen er fordelt med noder og elementer, meshingen er satt til fin grunnet tverrsnittsforandringer og flere overganger.

- **Resultat**

- Deformasjon, oppskalert med 200 ganger, se figur 122. Maks deformasjon er 0,3 mm, dette er som forventet at det ble noe deformasjon innen for det elastiske område.

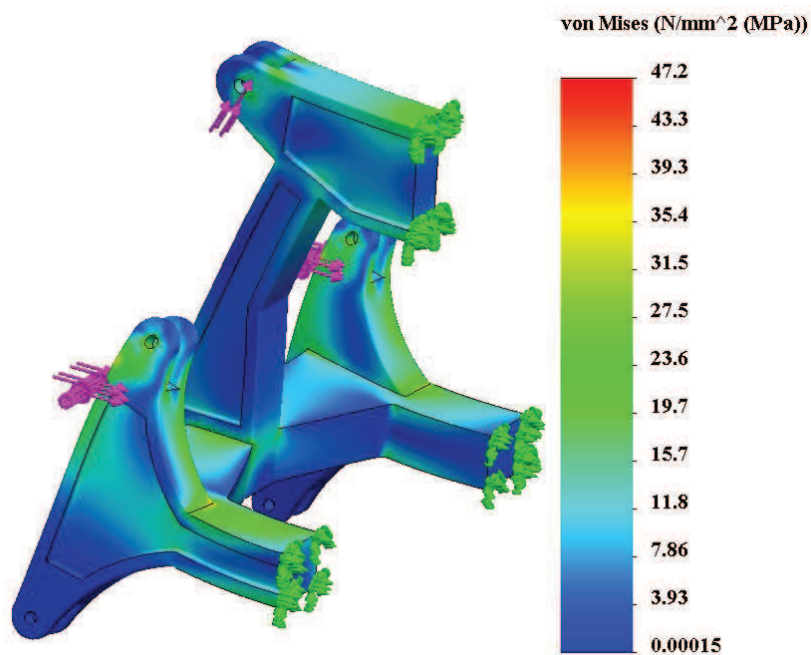
Dolphin Duo



Figur 122: Maks deformasjon er 0,31 mm, ved bakre øvre innfestning øre. Deformasjonen er oppskalert 200 ganger.

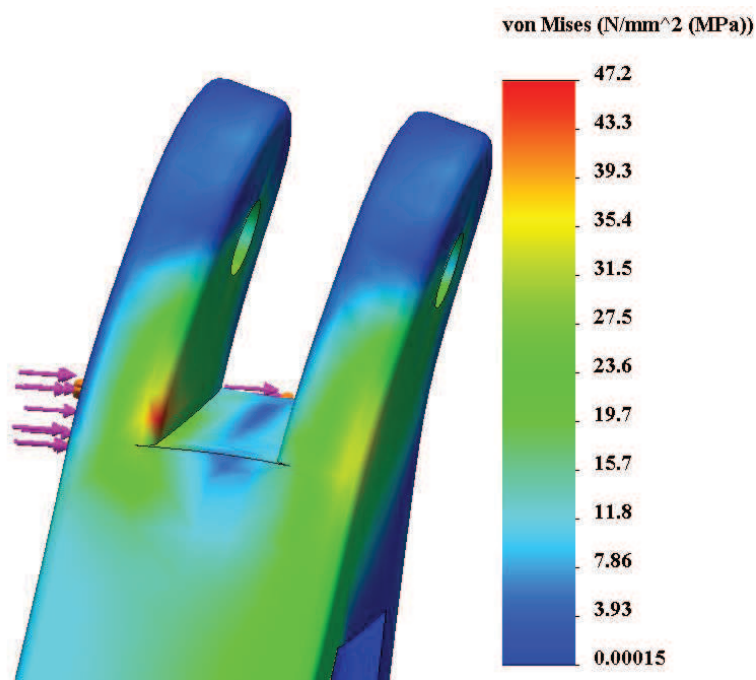
- Jevnførende spenning (Von Mises)

Ved å se på figur 123, kan en se at det ikke oppstår noen spesielt høye spenninger. Som forventet ser vi at det er noe høyere spenning (grønt område) forårsaket av bøyemomentet som oppstår fra reaksjonskreftene nærmere bunn strukturen til traversen og noe på toppen av innfestingen til støtdemperenheten.



Figur 123: Illustrasjon over spenningsfordeling, der jevnførende ligger i område 0-35MPa.

Ser også på traversen, se figur 124, at det er noe høyere spenningskonsentrasjoner ved tverrsnitts overganger, men det er ikke større en 47 MPa uansett er det innenfor minimums tillatt spenning. Det er viktig og ikke bli lurt av bilde over, det er ikke satt noen krefter på de nedre bære-arms innfestningen for og utligne eventuelt bøyninger, men her vil opptredenen spenningene være tilnærmet like som for de øvre.



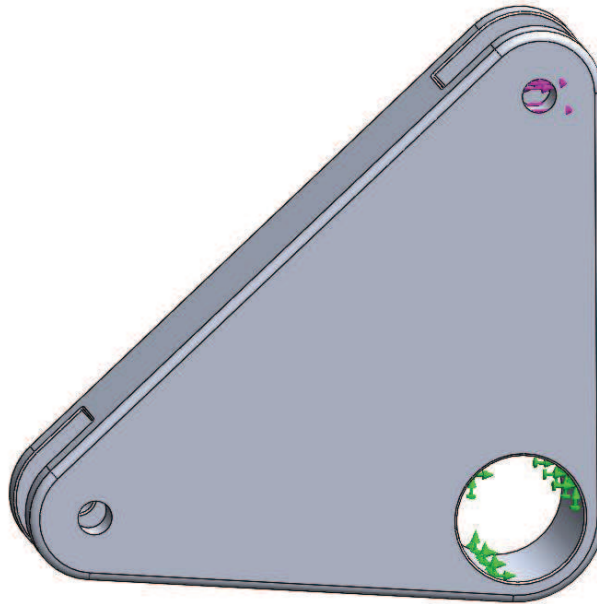
Figur 124: Noe høyere spenning grunnet en singularitet eller grunnet skarp overgang, på grunn av manglende radius, konsentrasjonen ligger på ca. 47 MPa

10.3. Rotasjonskam

For rotasjonskammen er det håndberegnet på minimums dimensjoner for bolt forbindelsen, tillat spenning ved beregning var da $\sigma_{till} = 116 \text{ MPa}$, med en sikkerhets faktor på 2,5. ved design ble det tatt i betraktning at det skulle produseres i aluminium, derav ble dimensjonen økt til ca. det dobbelt utover minimum. Forventet spenning vil ligge rund det halve av tillat spenning i innfestningsørtene. Utover dette er det tatt i betraktning at de vil være bøyespenninger i kammen som vil bestemme dimensjonen på kammen.

- **opplagring**

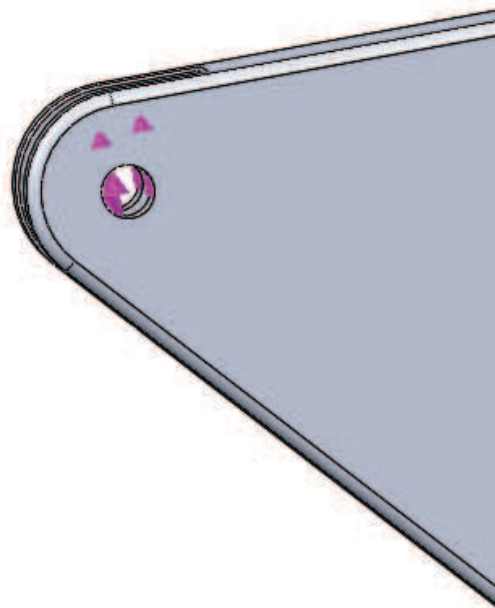
Rotasjonskammen vil i praksis rotere i det planet den blir belastet, men for og kontrollere om armen er godt nok dimensjonert for kreftene som overføres vil opplagringen være fast, dette kan være tilnærmet et reelt tilfelle hvis støtet virker over veldig kort tid. Dette vil gi god mulighet for og analyser spenninger og deformasjoner, se figur 125.



Figur 125: Rotasjonkammen er fastopplagret om rotasjonspunktet.

- **Krefter**

Kraften som blir brukt er fra det vertikale støttet som blir tatt opp av støtdemperenheten på innfestningen til støtdemper enheten, $F_{SD} = 6828 \text{ N}$, se figur 126. kraften er satt slik at den virker vinkelrett på den ene armen, siden kammen er symmetrisk vil resultatet gjelde for begge armene. Siden kraften ikke blir kompensert for angreps vinkel vil resultat komme ut noe mer konservativt.

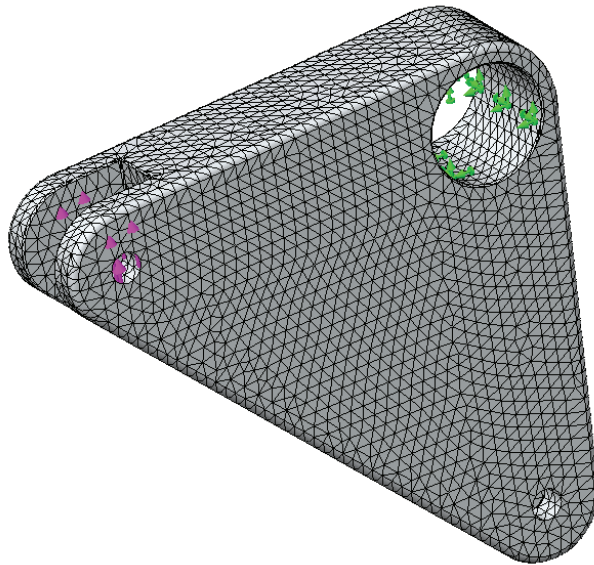


Figur 126: Krefter angitt med rosa piler, jevnt fordelt i boltforbindelsen.

Dolphin Duo

- **Meshing**

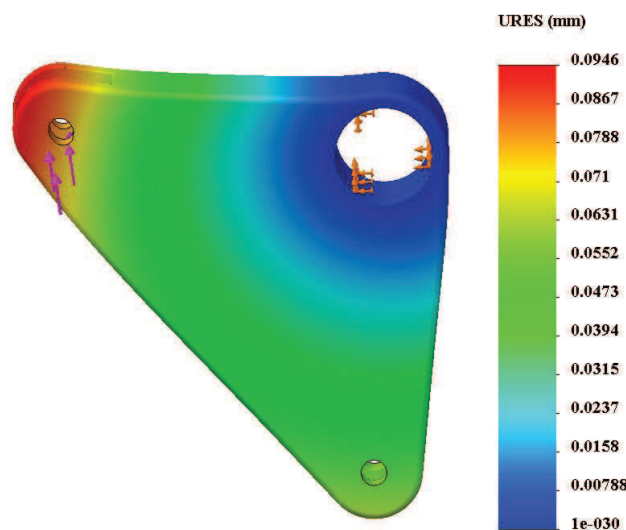
Finere meshing på traversen en standard med 81220 noder som gir 54874 elementer, se figur 127. Dette på grunn av flere tverrsnitts forandringer og bråe overganger



Figur 127: Figuren viser hvordan meshingen er fordelt med noder og elementer, meshingen er satt til fin grunnet tverrsnittsforandringer og overganger.

- **Resultat**

- Deformasjon, oppskalert med 200 ganger, se figur 128. Maks deformasjon er 0,1 mm, dette er som forventet at det ble noe deformasjon innen for det elastiske område.

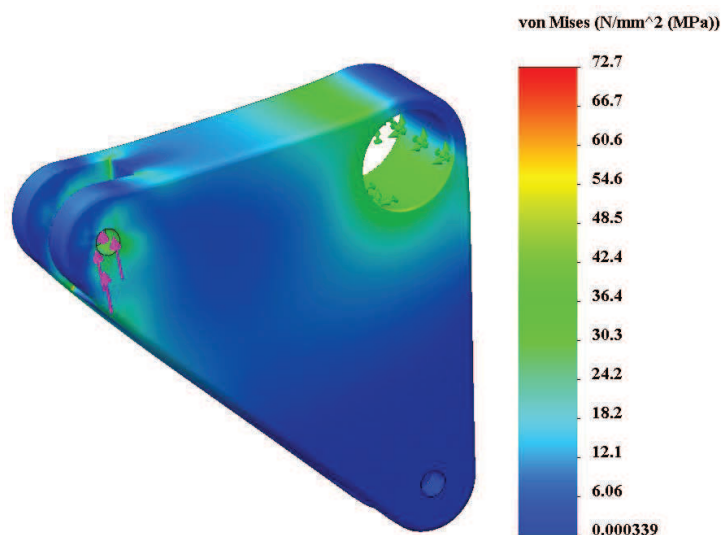


Figur 128: Maks deformasjon er ca. 0,1 mm, deformasjonen er oppskalert 200 ganger.

Dolphin Duo

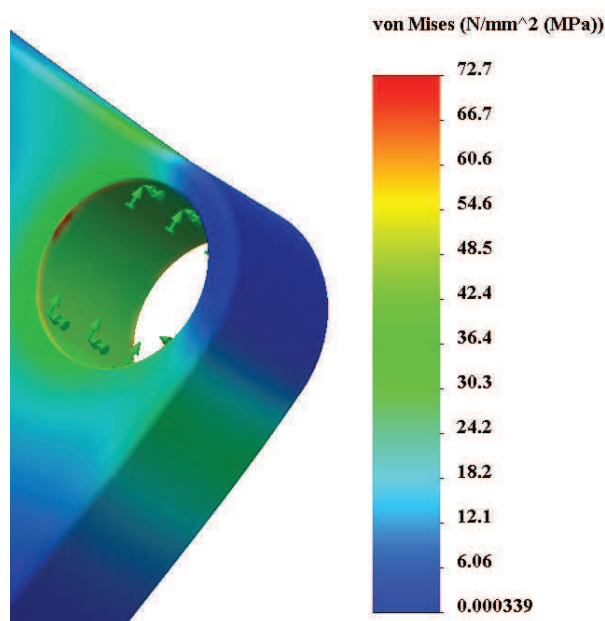
- Jevnførende spenning (Von Mises)

Ved å se på spenningsplotet, se figur 129, ser en at det er relativt lave opptredende spenninger, selv om denne delen er relativt kompakt er det store krefter som virker og det var forventet noe mer. Rundt innfestningsørene er det som forventet, her ligger spenningen rundt 40 MPa, dette stemmer bra med beregningen for bolt forbindelsen, siden dimensjonen for boltforbindelse er ca. dobbelt så store en minimumberegnet.



Figur 129: Illustrasjon over spenningsfordeling, der jevnførende ligger i område 0-40 MPa

Noe spenningskonsentrasjon ved lagerhuset, se figur 130. Dette kommer antagelig vis fra en singularitet ved modellen, men uansett er dette så lavt og under tillat spenning at det kan ses bort fra.



Figur 130: Rødt område, antagelig singularitet ved modellen, jevnførende spenning rundt opplagring ligger rundt 40 MPa.

10.4. Oppsummering og sikkerhetsfaktorer

Her blir resultatene fra FEM-analysen, med hensyn på maks, jevnførendespenning og deformasjon gitt i tabell 32, samt en sikkerhetsfaktor for de aktuelle komponentene ble beregnet, se tabell 33.

Tabell 32: tabell over maks. jevnførendespenning og deformasjon for komponentene det ble utført FEM-analyse på.

Komponent	Maks. jevnførendespenning σ_{vm}	Maks. deformasjon
Nedre bære-arm	50 MPa	0,25 mm
Øvre bære-arm	25 MPa	0 mm
Traversen	47 MPa	0,31mm
Rotasjonskammen	40 MPa	0,1 mm

Ut fra spenningsplotene ble det beregnet en sikkerhetsfaktor mot flyt for de aktuelle komponentene i FEM-analysen, med ligning 8.21. Spenningen som ble brukt er maks. opptreden jevnførendespenning for hver enkelt komponent, se tabell 32 over. $R_{P0,2}$ er satt til 250 MPa.

$$\sigma_{till} = \frac{\sigma}{n} \quad 8.21$$

$$n_{vm} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{vm}} \quad 10.1$$

Tabell 33: Laveste sikkerhetsfaktor for egendesignede komponenter.

Komponent	n_{vm}
Nedre bære-arm	5
Øvre bære-arm	10
Traversen	5,3
Rotasjonskammen	6,3

Ved å se på sikkerhetsfaktorene og spenningsplotene, ser en at det er stort potensiale til optimering av designet for vært enkel hovedkomponent. Ved maskinering har en stor frihet og kan fjerne noe materiale på steder der det er veldig lave spenningskonsentrasjoner gjerne ved det «blå» område. Når dette er sagt kan en ikke bare fjern materiale uten og tenke på deformasjon og eventuelt om det er noen utmatningsgrense en vil holde seg under. Spesielt siden disse komponentene er designet i aluminium som kun har tredjedelen av E-modulen til stål må en være nøye med ha kontroll på motstandsmoment grunnet stivheten (EI) i konstruksjonen og deformasjonen.

Ved eventuelt spenningskonsentrasjoner ved overganger og kanter kan en, legge til eller endre radien for og utligne spenningen.

11. ROBUSTHET, VEDLIKEHOLD OG RESIKULERING

11.1. Materialelegenskaper og valg, overflatebehandling og vedlikehold

Valgt av materialet for traversen, bæreamene og rotasjonmekanismen, er aluminiums legering 6082-T6

Tabell 34: Material data for aluminium 6082-T6[51].

Aluminium 6082-T6	Verdi	Enhet
Tetthet	2.7e3	Kg /m ³
E- modul	70	GPa
Poisson's ratio	0.33	-
Flytegrense	250	MPa
Bruddfasthet	290	MPa
Utmattingsfasthet [49]	90	MPa

Aluminium 6082-T6 har god motstand mot korrosjon, og har den høyeste styrken av 6000-serien. 6082-T6 egner seg godt til konstruksjoner som er utsatt for store krefter som bruer, kraner og transport applikasjoner. 6082-T6 egner seg dårlig til tynnvegget konstruksjoner og ekstrudering, men egner seg veldig godt til maskinering og sveising[52]. Nevner sveising hvis det er behov for dette, ved å tilføre eventuelle forsterkninger ved prototypen. Utmattingsfastheten ligger også over maks. opptredende jevnførendespenning

Valgt boltklasse er 8.8, dette er en klasse som har gode mekaniske egenskaper, både på styrke og slagseighet.

Tabell 35: Material data for bolt klasse 8.8.

Bolt klasse 8.8	Verdi	Enhet
Flytegrense	640	MPa
Bruddfasthet	800	MPa

Det er viktig ved valg av innfestningsproduktet, som bolter av stål og som skal være i kontakt med aluminium, at det er noen form for galvanisk skille mellom dem så det ikke skal oppstå galvaniskkorrosjon på grunn av eventuell forskjellig i spenningspotensiale. For eventuell korrosjon vil oppstå over tid uansett, om enn velger vanlig galvanisert eller syrefast, uten noen form for skille.

Forhold til overflatebehandling, trenger dette ikke og gjøres, grunnet det naturlige belegget av oksid som dannes på overflaten av aluminiumsproduktene, når det kommer i kontakt med

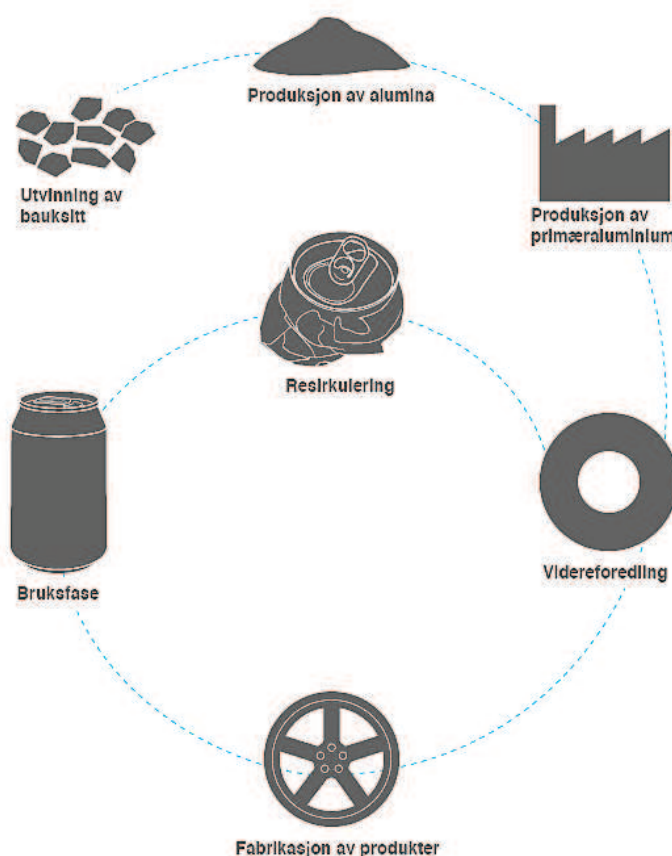
oksygen. Eventuelt kan det overflates behandles for og få til et mer estetisk utseende ved og eloksering, lakkering eller pulverlakkering.

11.2. Materiale med hensyn på miljø og bærekraftighet

I dette avsnittet er det ønskelig og se på om valget av materialet er hensynfullt med tanke på energiforbruk og CO₂.

11.2.1. Kort om aluminium og stål produksjon og resirkulering

Aluminium krever store mengder energi ved førstegangs utvinning. Aluminiumen er utvunnet fra bauxitt og for å utvinne 1kg ren aluminium trengs det ca. 4-7 kg bauksitt. For og utvinne 1 kg ren aluminium ligger energiforbruket på ca. 12- 14 kWh der stål krever ca. halvparten av energiforbruket. På grunn av at aluminium har et lavt smeltepunkt (ca.660°C), krever omsmelting kun 5 % av energien som brukes ved førstegangsutvinning for og smelte om aluminium nye formål. Aluminium kan resirkuleres i det uendelige uten tap av kvalitet og 75 % av all aluminium produsert er fortsatt i omløp, enten i sin første form eller etter utallige ganger resirkulert[53].



Figur 131: Illustrasjon fra utvinning til et endt liv i resirkulasjonsløyfe[54]

Stål utvinnes av jernmalm, mengden jernmalm som trengs er kun en tredjedel av det som trengs av bauksitt til aluminium dette fører til at det må mindre energi ved første gangs utvinning av stål, ca. halvparten av energiforbruket ved førstegangsutvinning av aluminium.

Stål har på den andre siden større energi behov ved resirkulering enn aluminium, der energi forbruket ved omsmelting av stål, ligger mellom 35-40 % av energi forbruket ved førstegangs utvinning. Av alt stål i omløp er ca. 50 % av det resirkulert og nesten alt stål resirkuler[55].

11.2.2. Energi og CO₂ analyse

Utover det som er nevnt i innledningen over, kan det brukes forskjellige programmer for og kontrollere bærekraftigheten til aktuelle materialer, i dette tilfellet er det programmet Granta som blir brukt. De materialene som skal kontrolleres opp mot hverandre er aluminium og stål, for å se om stål kan være et bedre valg forhold til bærekraftighet.

Tanken var å bruke den aktuelle vekten på de konstruerte delene, men dette ville ikke vært reelt på grunn av designe og dimensjoner ville ikke vært likt ved bruk av stål.

Foruten vekt er Granta avhengig av flere «input» verdier som produksjonsprosess fra det aktuelle ned smeltede materialet til standardprofiler, resirkulering etter endt liv (EOL) og andel av resirkulert materiale i nedsmeltingen til videre foredling, altså en blanding av ny utvunnet grunnmateriale og resirkulert materiale.

Siden aluminium og stål deler mange av disse «inputene» blir disse satt likt, det samme blir det gjort for vekten. For ved bruk av stål ville størst sannsynlig konseptet hatt mindre total tverrsnitt og volum enn konseptet i aluminium, men stål veier ca. tre ganger mer en aluminium. Total vekt av de egen designede produktene er ca. 22 kg, vekt er hentet fra Solid Works.

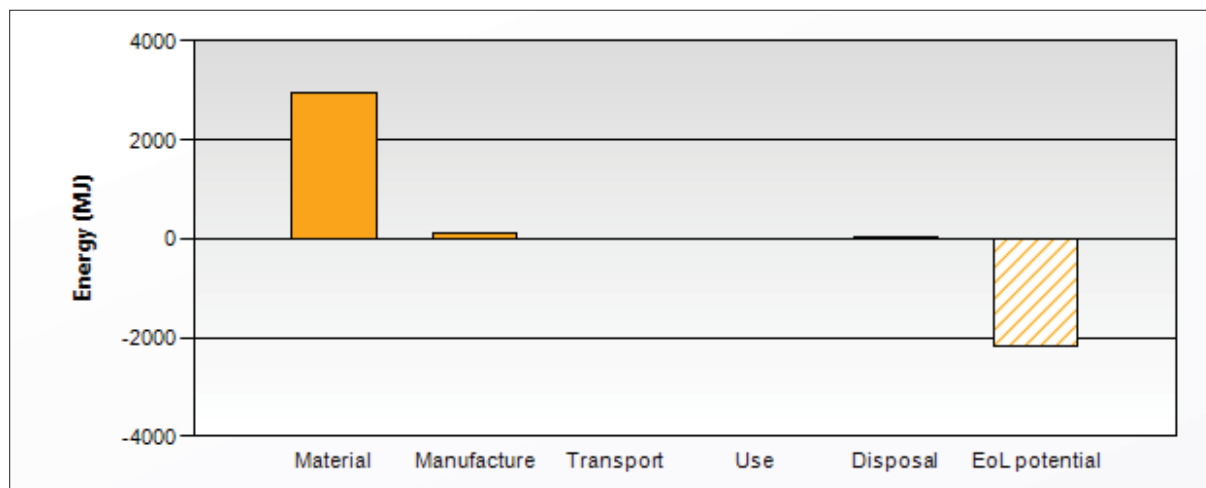
«Input» verdien i Grant for konstruksjons stål og aluminium er som følger:

- **Vekt:** 22 kg
- **Produksjonsprosess:** Valsing
- **Andel av resirkulert materiale i ny produksjon:** Typisk for regionen, Europa
- **Valg av resirkulering grad etter endt liv (EOL):** 100 %

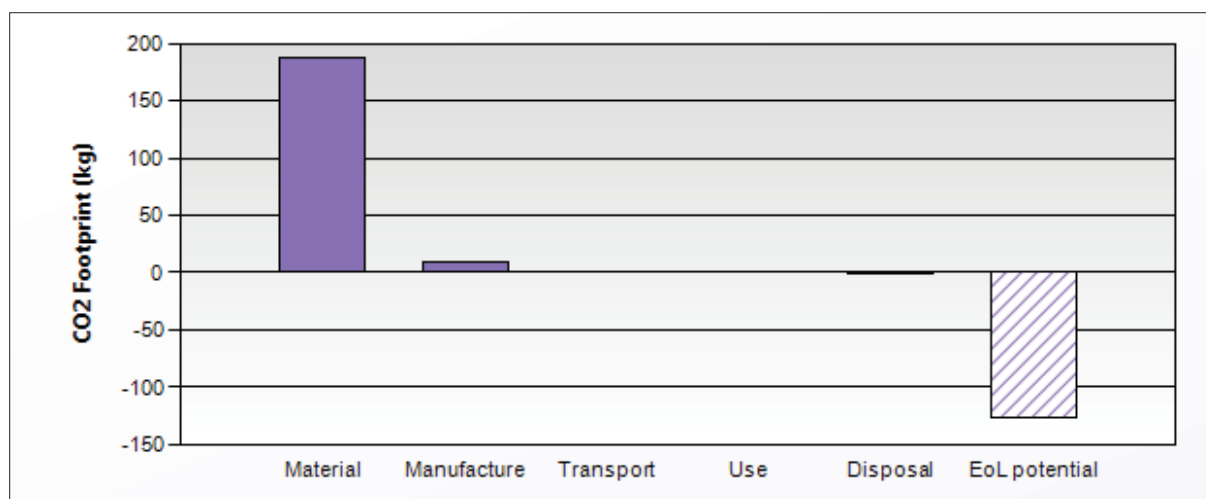
Resultatene som skal vurderes fra Granta, er hvor mye energi som forbrukes og CO₂ som produseres for og produsere rå materialet, produksjonsprosessen fra smeltebad til emne som kan bearbeides videre og hvor mye energi og CO₂ som spares når alt resirkuleres etter endt liv.

Ved og sammenligne figur 132 og 133, for aluminium, og figur 134 og 135 for stål, kan en se at energimengden og CO₂ mengden er det tidobbelte for aluminium en for stål, for den nedsmeltete massen med ny utvunnet og resirkulert materiale og at selve produksjonsprosessen fra nedsmeltet materiale til standardprodukt er laver for aluminium enn stål.

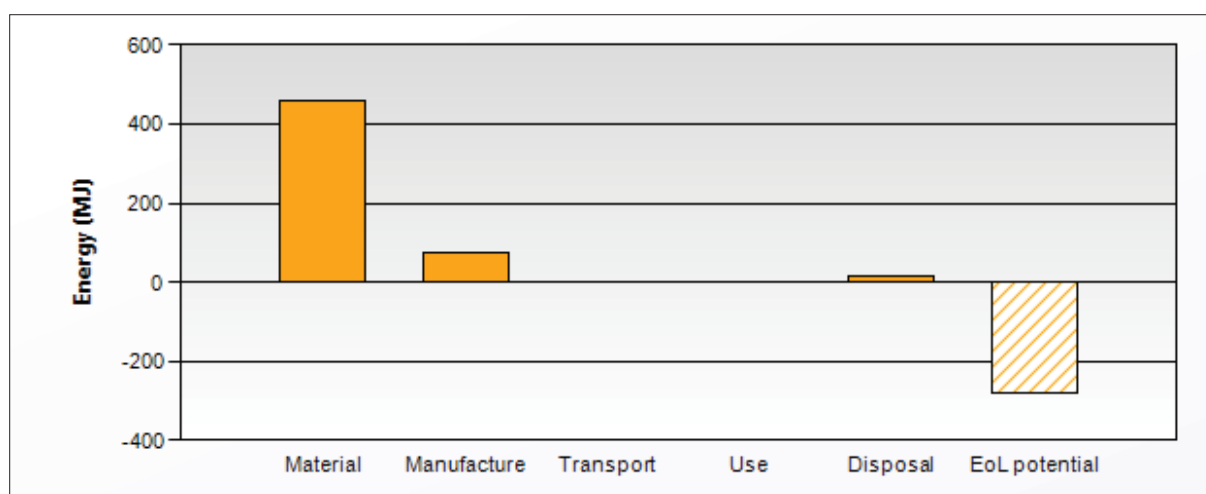
Dolphin Duo



Figur 132: Totalt energi forbruk for aluminium er 3100 MJ og EOL er 2200 MJ[44]

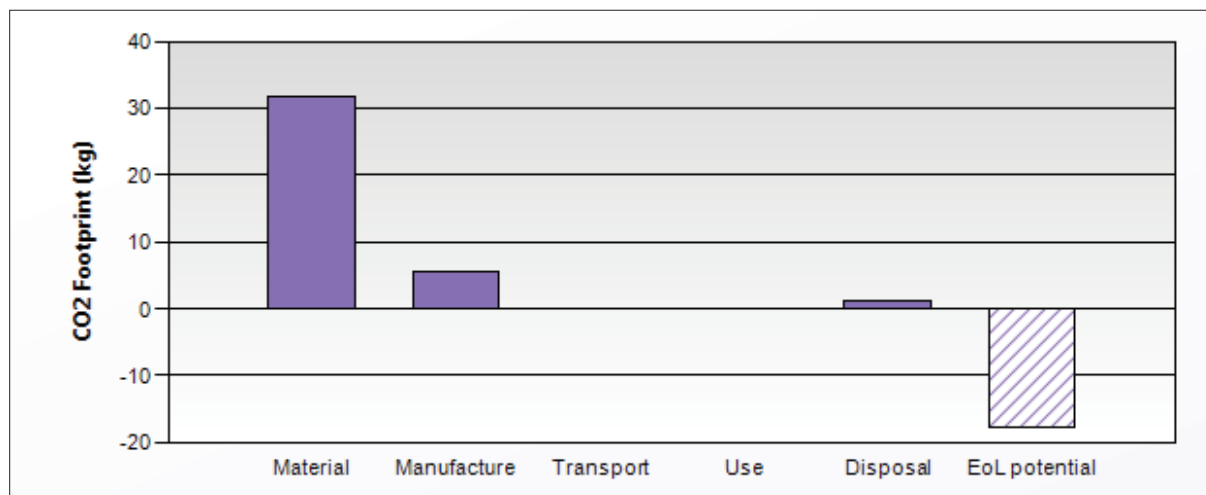


Figur 133: Totalt avgitt CO₂ for aluminium er 198 kg og EOL er 127 kg[44]



Figur 134: Totalt energi forbruk for stål er 550 MJ og EOL er 282 MJ[44]

Dolphin Duo



Figur 135: Totalt avgitt CO₂ for stål er 38 kg og EOL er 18 kg[44]

Forhold til det som ble nevnt i innledning til dette avsnittet, samt input verdien som angir «typisk» resirkulert materiale, kunne en egentlig forventet at mengden av resirkulert aluminium og det lave energi forbruket ved omsmelting av resirkulert aluminium, førte til et mindre energiforbruk og avgitt CO₂ enn det som vises. Grunnen til dette er med størst sannsynlighet at den typiske mengden av aluminium som er resirkulert er mye lavere enn mengden resirkulert stål og som igjen fører til større energiforbruk og avgitt CO₂ for aluminium. Utover dette ser en også at spart energi og CO₂ ved endt liv, at aluminium kommer best ut, og i lengden vil aluminium spare miljøet mer, hvis dataene er riktig.

Siden dette er kun en liten analyse av energiforbruk og avgitt CO₂, vil det være vanskelig og trekke en konklusjon kun fra analysen grunnet flere ukjente faktorer. Faktorene er blant annet mengden på resirkulert materiale som blir brukt til produksjon av råmateriale og hvilken energikilde som brukes ved omsmeltingen.

En annen faktor som ikke er tatt hensyn til er bruk av selve produktet. Ved bruk av aluminium vil det med størst sannsynlighet gjøre at totalvekten for kjøretøyet blir lavere enn ved bruk av stål, selv om stål vil gi et annet design. Lavere vekt vil igjen føre til mindre energibruk for kjøretøyet hvis dette er det eneste faktoren som endres.

Materialet valget vil fortsatt være aluminium.

12. FRAMSTILLING OG PRODUKSJONS- KOSTNADER

12.1. Valgte produksjonsmetoder




Dette avsnittet tar for seg valget produksjonsmetoder for forhjulsopphenget, ved prototyping, samt en rask revisjon av valget ved en serieproduksjon.

12.1.1. Prototype


Fra avsnitt 6.5.2. Produksjonsprosesser, blir det nevnt forhold som gjelder mellom prototyping og serie-produksjon, dette har blitt tatt hensyn til når det kommer til valg av produksjonsprosess som skal brukes for de enkelte komponentene.

Det ble valg maskinering for alle delene, dette er for at det er en prototype og vil være den lavest kostnaden forhold til de andre produksjonsprosessene som det er sett på tidligere for det aktuelle konseptet.




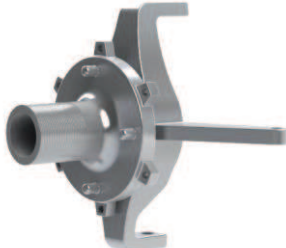
Tabell 36: Tabell over produserte deler, og valg produksjonsprosess.

Produserte deler	Produksjonsprosess
<p>Traversen</p>  <p><i>Figur 136: Travers</i></p>	<p>Maskinering</p> <ul style="list-style-type: none"> • Traversen vil bli delt opp i fem moduler som boltes sammen til en enhet. Der vær enkel modul blir frest ut av standardplater.
<p>Bæreamene</p>  <p><i>Figur 137: Øvre bæream</i></p>	<p>Maskinering</p> <ul style="list-style-type: none"> • Øvre og nedre bæream vil bli frest ut av standardplater
<p>Rotasjonskam</p>  <p><i>Figur 138: Rotasjonskam</i></p>	<p>Maskinering</p> <ul style="list-style-type: none"> • Frest ut av standardplate




Dolphin Duo

<p>Strekkstag</p>  <p><i>Figur 139:Strekkstag</i></p>	<p>Maskineres</p> <ul style="list-style-type: none"> • Bruker standard bolt profil, dreies eventuelt ned til riktig dimensjon. Bores opp og gjenger opp i enden for og feste universalledd.
---	---

Tabell 37: tabell over innkjøpte deler, ikke valgt noen leverandør av disse

Innkjøpte deler	
<p>Komplett Styresystem</p>  <p><i>Figur 140:Tannstang[56]</i></p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tannstang - 2 stk. endeled - Ratt med overføring - Eventuelt servosystem
<p>Komplett bremsesystem</p>  <p><i>Figur 141:Bremseskive med kaliper.</i></p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2 stk. bremseskiver • 2stk. bremsekalipere • 2 sett bremseklosser • Nødvendige bremseslanger • Bremspumpe, eventuelt forsterker
<p>Støtdemperenhet</p>  <p><i>Figur 142:Støtdemperenhet.</i></p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2 stk. dempere • 2 stk. fjærer • Eventuelle monteringsdeler <p>Dette får også kjøpes som en enkelt enhet, som kalles coilovers. Dette er den enkleste løsningen, for en prototype.</p>
<p>Hjulspindel med nav</p>  <p><i>Figur 143: hjulspindel med nav</i></p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2 stk. hjullagre • 2 stk. styrehus • 2 stk. hjulnav
<p>Innfestningsmateriale</p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 8 stk. M8 bolter 8.8 • 8 stk. M8 mutterer 8.8 • 4 stk. M10 bolter 8.8

Dolphin Duo

 <p>Figur 144: Bolt og universalledd</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 4 stk. M10 muterer 8.8 • 12 stk. universalledd M8 [57]
<p>Felg</p>  <p>Figur 145: Felg.</p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2 stk. felger 17*5''
<p>Dekk</p>  <p>Figur 146: Dekk.</p>	<p>Inkluderer:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2 stk. dekk 150/70-17

12.1.2. Serieproduksjon

En eventuell større serieproduksjon, vil kreve størst sannsynlig et redesign av de aktuelle komponentene. Ved en serieproduksjon vil en bruke andre produksjonsprosesser en kun ren maskinering for i lengden vil dette senke kostnadene betraktelig. Ved en større serieproduksjon vil en med størst sannsynlighet lage traversen med formstøping og bærearmer, samt rotasjonskammen med senkesmiing.

12.2. Kostnadskalkyler

Dette avsnittet tar for seg et grovt kostnadsoverslag for en eventuell prototype av forstillingen og en eventuelt første gangs serie produksjon, såkalt 0- serie.

12.2.1. Prototype

I tabell 38, er det laget et grovt kostnads anslag for en prototype av forhjulsopphenget til Dolphin Duo.

Tabell 38: Grov kostnadskalkyle for en eventuell prototype av forhjulsopphenget.

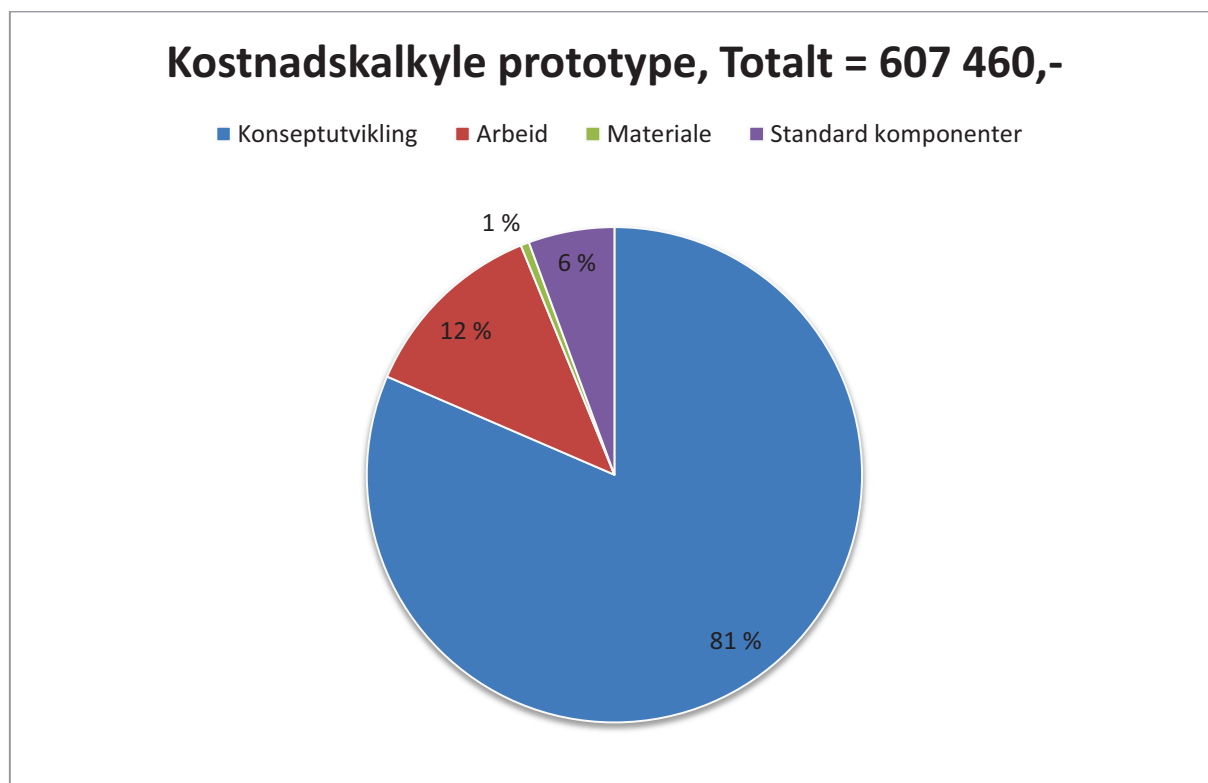
Konseptutvikling	Timer [t]	Kvanta	Pris [NOK]	Sum[NOK]
Utredningsarbeid	450	-	550,-	247 500,-
Formgivning og design	180	-	550,-	99 000,-
3-D framstillinger	125	-	550,-	68 750,-

Dolphin Duo

<i>Prosjektrapport</i>	135	-	550,-	74 250,-
<i>Konstruksjonstegninger</i>	10	-	550,-	5 500,-
Delsum, konseptutvikling				495 000,-
Prototyping				
Arbeidskostnader:				
<i>Maskinering av traversen</i>	-	1 stk.	28 000,-	28 000,-
<i>Maskinering av bære-arme</i>	-	4 stk.	10 000,-	40 000,-
<i>Maskinering av rotasjonskam</i>	-	1 stk.	5 000,-	5 000,-
<i>Maskinering av strekkstag</i>	-	2 stk	1 000,-	2 000,-
Delsum, arbeid				75 000,-
Materiale				
<i>Aluminium 6082-T6 plater, 40 mm tykk</i>	-	30 kg	112,-	3 360,-
Delsum, Materiale				3 360,-
Innkjøpte standard komponenter				
<i>Universalledd M8</i>	-	12 stk.	350,-	4 200,-
<i>Komplett Styresystem</i>	-	1 stk.	7 500,-	7 500,-
<i>Komplett bremsesystem</i>	-	1 stk.	10 000,-	10 000,-
<i>Styrehus med hjulnav og lagre</i>	-	2 stk.	1 500,-	3 000,-
<i>støtdemperenheter</i>	-	2 stk.	2 500,-	5 000,-
<i>Felger</i>	-	2 stk.	1 000,-	2 000,-
<i>Dekk</i>	-	2 stk.	1 200,-	2 400,-
Delsum, komponenter				34 100,-
Delsum, Prototyping				109 100,-
3. Total kostnad				607 460,-

Priser som gjelder for produksjonsprosesser og materialkostnader er estimert sammen med senioringeniør Bjørn Brenna. Material kostanden er oppgitt for ved kjøp i små kvanta, kun for å lage en prototype av forhjulsoppheng til Dolphin Duo, men ved en eventuelt større serieproduksjon vil kg prisen for 6082-T6 ligge rundt 25 kr. Kostnadene for de innkjøpte standardkomponentene, kan variere stort forhold til om det er nytt eller gammelt, om det er over eller underdimensjoner, kvaliteten, om det er samlet fra enkelt deler eller om det kommer fra en donor kjøretøy. Alt fra 10.000 til 100.000 hvis ikke mer er mulig, prisene som er estimert er fra egne erfaringer, og blanding av nye og brukte komponenter.

Under er det vist et kakediagram, se figur 147, som viser fordelingen av de ulike postene i prosent og det er veldig lett og se av majoriteten av kostnaden ligger ved konseptutvikling



Figur 147: kakediagram over kostnadskalkylen for prototyping av forhjulsoffenget, i prosent av total kostnadene.

12.2.2. Serieproduksjon

Mer realistisk vil engangskostnaden være høyere ved en større serieproduksjon enn ved en prototype, dette er grunnet nye produksjons metoder som formstøping, ekstrudering og senkesmiing vil kreve dyrere produksjonsverktøy som igjen vil kunne føre til et redesign av de aktuelle produktene. I beregningen under for en enkel produksjon på 10 stk. forhjulsoffenget systemer, er det valgt og bruke samme produksjonsmetode som det er gjort for prototypen, den eneste engangskostnaden i disse beregningene vil da bli kostnadene knyttet til konseptutviklingen. Kan for så vit kalle førstegangs produksjon av kun 10 stk. forhjulsoffenget systemer en produksjon av en 0- serie.

Siden det ikke er noen flere enhetskostnader for produktene vil kostnadene hentes ut fra kostnadskalkylen i avsnitt 12.2.1. løpendekostnader vil da bli satt til prototypekostnaden og ganget opp

Tabell 39: Grovt kostnads oversalg for en eventuell 0-serie med 10 stk. komplette forhjulsoffenget.

Kostnader	Kvanta [STK]	Pris [NOK]	Sum [NOK]
Engangskostnader	1	495 000,-	495 000,-
Løpendekostnader	10	109 100,-	1091 000,-
Sum seriekostnad			1586 000,-
Enhets Kostnad			158 600,-

13. MARKEDSPRESENTASJON

I dette kapitlet blir det vist miljø renderinger av forhjulsopphenget, montert på Dolphin Duo, og en grov tekniskbeskrivelse av montering for forhjulsopphenget.

13.1. Miljø renderinger

Her er forhjulsopphenget illustrert hvordan det vil fremstå i forskjellige miljøer, der det også er satt på et visuelt karosseri.



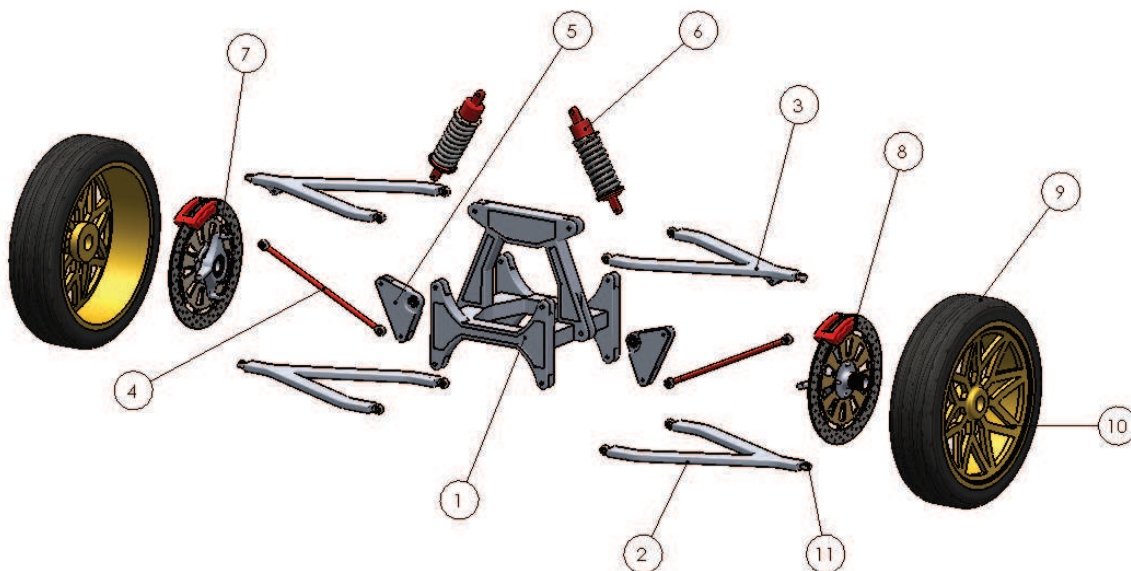
Figur 148: Illustrasjon av Dolphin Duo 1+1 utenfor garasjen, med forhjulsopphenget på montert kjøretøyet[58].



Figur 149: Illustrasjon av Dolphin Duo 1+1 kjørende på svingete veier, med forhjulsopphenget på montert kjøretøyet[59].

13.2. Tekniske beskrivelser

Illustrert er eksplosjonstegning av løsningsalternativet for forhjulsoppheng til Dolphin Duo, se figur 149, med nummererte komponenter og tilhørende beskrivelse i tabell 40. Bolter og muttere er ikke tatt med i illustrasjonen eller tabellen.



Figur 150: Eksplosjon tegning av løsningsforslaget til et forhjulsoppheng til Dolphin Duo, med nummerte komponenter, se tabell 40 for beskrivelse.

Tabell 40: Nummering og beskrivelse av forhjulsoppheng komponenter, med materialvalg og stk. liste

Nr.	Beskrivelse	Materiale	Stk.
1	Travers	Aluminium 6082-T6	1
2	Nedre bæream	Aluminium 6082-T6	2
3	Øvre bæream	Aluminium 6082-T6	2
4	Strekkstag	Aluminium 6082-T6	2
5	Rotasjonskam	Aluminium 6082-T6	2
6	Støtdemperenhet (Kun for illustrasjon)	-	2
7	Hjulspindel med lager og nav (Kun for illustrasjon)	-	2
8	Bremsekive med kaliper (Kun for illustrasjon)	-	2
9	Dekk (Kun for illustrasjon)	-	2
10	Felg (Kun for illustrasjon)	-	2

Montering

Montering av forhjulsoppheng, vil være i reversert rekkefølge av det eksplosjonstegningen viser, se figur 149. Når forhjulsoppheng er montert, monteres det på chassiset. Deretter monteres resten av bremsesystemet og styresystemet.

14. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON

I dette kapitlet skal arbeidsprosessen rundt masterarbeidet evalueres. Det skal også ses på eventuelle forbedringspotensialer rundt løsningsforslaget til forhjulsopphenget og hva en ville gjort annerledes når det gjelder design og produksjonsprosess.

14.1. Arbeidsprosessevaluering

I dette avsnittet skal arbeidsprosessen til mastergradsarbeidet evalueres. Her vil det bli sett på deler av arbeidet som kunne blitt gjort annerledes. Ved å gjøre dette vil en kunne få et større utbytte av læringsprosessen, og oppnå større produktivitet ved en annen anledning ved den nye tilegnede kunnskapen.

Ved å se tilbake på deler masterarbeidet som er utført, er det noen punkter en ville ha gjort annerledes:

- **Markedsbehov og potensiale:** I dette kapitlet kunne det blitt brukt noe mer tid. Der skulle det ha blitt sett på mer håndfaste og dokumenterte behov for et miljøvennlig trehjulskjøretøy. Dette er spesielt relevant for at man ikke skal bruke store kostnader på noe som ikke har et markedsbehov.
- **Eksisterende løsninger:** De fleste av de eksisterende løsningene er ikke i direkte konkurranse med Dolphin Duo. Der blant annet T-Rex og Zero S markedsføres det mer mot fart og moro, enn at de er miljøvennlige. Her kunne det også blitt gjort grundigere søk og sett om det fantes noe mer relevant og miljøvennlige kjøretøy.
- **Oversikt over forhjulsoppheng:** Oversikten som ble gitt for forhjulsopphenget skulle vært utført noe bredere. Dette kunne blitt gjort ved å se mere på konkurransekjøretøy og noe mer uvanlige løsninger for å se om noen av disse også kunne vært et utgangspunkt for løsningsforslaget.
- **Produktspesifisering:** I produktspesifiseringen ble det brukt mye tid for å kunne bruke tidligere designede løsninger for Dolphin Duo, for å kunne sette noen mål på forhjulsopphenget. En ser i etterkant at det ikke skulle vært brukt så mye tid på dette, siden disse konseptene fortsatt er designforslag og ikke krav. Dette har ført til at det ikke ble tatt hensyn til generator- og motorplassering selv om det har blitt utført valg rundt disse. Dette blir antagelig redesignet eller at det blir valgt andre plasserings muligheter.
- **Konseptgenerering og valg:** En er forholdsvis fornøyd med funksjonsalternativene og valgene rundt disse. Men skulle dette blitt gjort på nytt, ville en sett nærmere på traversen og gjort mere konkrete valg rundt denne, sammen med de andre alternativene.
- **Ekstern konsepttesting:** Selv om det ikke var noen innvendinger mot valgte konsept i den eksterne konsepttestingen, kunne den eksterne konsepttestingen blitt utført tidligere og i flere steg, samt inkluder flere fagpersoner.

- **Planlegging:** Planleggingen kunne blitt utført noe mer strukturert.

Andre punkter som kunne vært gjort annerledes forhold til rapportering av arbeidsprosessen:

- Avsnittet som omhandlet grovt om forskjellige forhjulsoppheng, kunne hatt noe mer illustrasjoner og tegnsettinger for å vise komponentene i forhjulsopphengene bedre.
- Forhold til illustrasjonene fra strukturanalysen kunne skrift størrelsen i bildene vært noe større.
- Selve visualiseringen av prosenstrinnene ble laget noe uoversiktlig, og kunne vært laget noe mer strukturert.

14.2. Design- og produksjonsrevisjon

Dette avsnitte skal ta for seg punkter rundt designet og produksjonsprosessen for og se hva en ville gjort annerledes hvis en skulle starte på nytt. Fra dette kan det også komme frem punkter som må settes til videre arbeid.

For hele løsningsforslaget, ser en at det kunne blitt utført mere konkrete valg av produksjonsprosesser før det aktuell designet av konseptet ble begynt. Dette ville med stor sannsynlighet ført til et både lettere og stivere komponenter, i tillegg til mer utnyttelse av materiale ved produksjon.

Når dette er nevnt og før revisjonen på komponentene er det viktig og påpeke ved et eventuelt ferdig bygd resultat, vil en med nesten ingen unntak finne flere forbedringspotensial.

Traversen

En kan se på sammenstillingen at bæreamen hadde noe begrenset vandringsvei på grunn av faren ved å ta bort i traversen. Foruten justeringsmuligheter på universalledene bør det ved en senere anledning, eventuelt ved optimering, fjerne noe av materialet rundt ørene for og kunne øke vandringsveien.

Ved valg av overføringsmekanisme til støtdemperenheten og at traversen skal maskineres, oppstod det noen mindre problemer med travers designet. Dette er på grunn av forsterkningen mellom støtdemperenhetene. Dette førte til at traversen måtte deles opp i moduler for å bli maskinert. Blir den ikke delt opp i moduler vil det være høye kostnader i forbindelse med bruk av tid på grunn av oppspenning av emne og dårlig utnyttelse av materialet.

Modulene må også boltes sammen, modul inndelingen er ikke blitt utført og bolt forbindelsene er ikke blitt beregnet og dimensjonert. Dette medfører at det ikke tas noen konkrete konklusjoner om dette vil fungere. Ved en eventuell modul oppdeling må en passe på at spenningen blir riktig fordelt i de aktuelle travers modulene og ikke kun i boltforbindelsen.

Bæreamene

Bæreamene kunne blitt gjort noe smalere, men for å gjøre dette bør enn beregne på utrivning av innfestningen, eventuelt bruke innfestning som festes på ytter dimensjonene til bæreamene. Valget av universalledd som innfestninger er kun gjort for å få noen justeringsmuligheter, her kunne det også blitt sett på muligheter rundt bruk av foringer og andre justeringsmetoder, da dette vil føre til et mer realistisk kjøretøydynamikk.

Rotasjonmekanismen

Det ble noen problemer rundt selve rotasjonsskammen, ved at noe av designet ikke kom med ved struktur analyseringen. Dette førte til at rotasjonsskammen var 12 mm tykkere rundt opplagringen, ved analyseringen og fører til noe mer konservativt svar en det antagelig vil være, spesialet ved tregheter i systemet og opptredenen bøyespenninger.

Så føre en prototype av rotasjonsskammen, må denne gjennom en ny spenning og deformasjons analyseringer.

Andre punkt rundt designet og produksjonsprosessen som kunne gjort annerledes:

- Selve total bredden for forhjulsopphenget kunne vært smalere, total bredden vil komme på ca.1580 mm slik det er konstruert nå, men det kan gjøres modifikasjoner både på traversen og bæreamene, for å gjøre den smalere, men da vil en kunne få utfordringer med stabilitet.
- Det har ikke blitt tatt hensyn til plassering av generatoren og motorer i forhjulsopphenget, dette er blitt rådført sammen med veileder og klarert.
- Innfestningsørene på traversen kunne vært designet annerledes. Ved bruk av aluminium er det andre krav for å oppnå en god stivhet. Ved å designe konstruksjonen slik at man fikk maks. utnyttelse av materialet ved bruk av mer ekstrudertprofil oppbyggende design, selv om det skal maskineres, ville med størst sannsynlighet ført til en stivere, sterkere og ikke minst lettere konstruksjon.

15. KONKLUSJON

I mastergradsarbeidet har delmålene som ble satt, blitt utført og det er blitt utredet, beregnet og konstruert et løsningsforslag til et forhjulsoppheng til et tadpole 3-hjuls lettvekts personkjøretøy. Løsningsforslagets egendesignede komponenter bestod av travers, øvre og nedre bærearmer, rotasjonskam og strekkstag.

De neste delkapitlene tar for seg resultatet av løsningsforslaget for forhjulsoppheng, anbefalinger rundt prosjektet og hva som bør bli lagt vekt på ved videre arbeid med forhjulsoppheng til Dolphin Duo 1+1.

15.1. Resultater

Resultatet for løsningsforslaget til forhjulsoppheng er som følger:

- **Ytre dimensjoner:** for hele konseptet, inkludert hovedkomponenter og innkjøpte komponenter er:
 - Høyde = **556 mm**, Lengde = **532 mm**, Bredder = **1582 mm**

De ytre dimensjonene er et resultat av hjulene som er satt på. Ved å endre dimensjoner på disse, vil en kunne endre litt på dimensjonen slik som en selv ønsker.

- **Vekt:** Totale massen til de egendesignede komponentene kom på totalt **22,5 kg**.
- **Funksjon:**
 - Fjæringsvei, den totale vandringsvei for hjulene i z-retning ble **120 mm**.
 - Sving, det er ikke spesifisert noe svingeradius og svingutsalg, men forhjulsoppheng er konstruert slik at det kan endres ved blant annet forskjellige valg av hjul, ved å endre på bredde, høyde og innpress.
- **Materialvalg:** For alle hovedkomponentene ble aluminium 6082-T6 valgt, på grunn av lav vekt, høy styrke, gode korrosjonsegenskaper og gode maskineringssegenskaper.
- **Produksjonsprosess:** Alle komponentene som ble designet vil bli maskinert ut av standardplate profiler.
- **Sikkerhetsfaktor:** Laveste beregnet sikkerhetsfaktor mot flyt for de aktuelle hovedkomponentene er:
 - Nedre bærearmer = **5**
 - Øvre bærearmer = **10**
 - Traversen = **5,3**
 - Rotasjonskam = **5,3** (Må analyseres på nytt)
- **Kostnad:** For et eventuelt komplett forhjulsoppheng som skal prototypes kom på ca. **607. 000 NOK**, der utviklingskostnaden står for majoriteten av kostnaden ca. 81 %.

- **Innkjøpte komponenter:** Støtdemperenhet, komplett bremsesystem, komplett styresystem, hjulspindel med lager og hjulnav, felger, dekk og innfestningsmaterialer som bolter og universalledd.

15.2. Anbefalinger

Dette avsnittet tar for seg punkter rundt konseptet som det anbefales å ta med videre ved en eventuell videre utvikling.

- Bruk av aluminium i konstruksjonen.
- Bruk av lenkearmer og rotasjonskam for å kunne ha større frihet forhold til funksjon, kostnader og estetikk.
- Ved et eventuelt videre arbeid bør det tas hensyn til utredningen rundt produksjonsprosessen, ved å utrede disse mer og om bruk av aluminiumprofiler og liming kan være en bedre produksjonsprosess for traversen enn maskinering eller om bruk av formstøping er bedre for å utnytte materiale og plass bedre.
- Designet med kortere øvre bærearmer enn nedre, som fører til en mer vertikal arbeidsvei for hjulet og kinematikk.

15.3. Videre arbeid

På grunn av begrenset tid, vil det være flere punkter det må jobbes videre med for og kunne fult utvikle et forhjulsoppheng til Dolphin Duo 1+1.

- Kontroller strekkstaget og bærearmer med hensyn på utrivning av universalledd
- Utføre FEM-analyse på strekkstag
- Optimalisering av komponentene.
- Utføre utmatting og levetidanalyse
- Utred mer på grunnlagsteori og dimensjonering, med hensyn på kjøretøydynamikk og virkendemomenter.
- Analyse av endring i styre- og hjulstillingsgeometri ved dynamisk belastning.
- Dimensjonering og valg av komplett styre- og bremsesystem, støtdemperenhet, hjul, hjulspindel med lager og nav og stabilisatorstag.
- Konstruere innfestning mellom travers og chassis.
- Utrede nærmere rundt forskjellige måter for å tilte kjøretøy på for å kunne optimere bredden på forhjulsoppheng.

Vider arbeid som ikke er nevnt i begrensingen, men tatt opp i design og produksjonsrevisjon.

- Traversen bør revideres både med hensyn til sluttdesign og produksjonsprosess, eventuelt beregne og analysere hvordan traversen oppfører seg, ved å dele den i moduler som skal maskineres og boltes sammen.

Dolphin Duo

- Spenning og deformasjons analyse av aktuell rotasjonskam.
- Nærmere kontroll av antagelser rundt opptredende krefter, med optimalisering av design.

16. KILDER

Skriftelige kilder

2. Lundheim, A.B.o.L.T., *Dolphin: formkonsept for trike*. Institutt for matematiske realfag og teknologi. 2008: Universiteter for miljø- og biovitenskap. 96 s.
3. Rashid, M.A., *Dolphin Duo 1+1:Utvikling av interiørdesign for lettvektskjøretøy*. 2012, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 178 s.
4. Aasheim, J.-F., *Dolphin Family, del C: utvikling av ramme og hjuloppheng for 3-hjulskjøretøy*. Institutt for matematiske realfag og teknologi. 2011: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap. 221 s.
10. Leandersson, C.F., *Konseptualisering og design av overchassis for trehjuls lettvektskjøretøy*. 2012, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 131 s.
15. Ohlsson, A. and S. Larsson, *Karosseri, understell og bremseser*. 2007, Oslo: Gyldendal undervisning. 304 s.
17. Heißing, B. and M. Ersoy, *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. 2011, Wiesbaden: Vieweg+Teubner. 591 s.
26. Bøe, J.K., *TIP300, Konsept- og Produktrealisering* 2013, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 124 s.
27. Bøe, J.K., *TIP200, Produktutvikling og produktdesign*. 2012, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 218 s.
29. Reif, K. and K.-H. Dietsche, *Automotive handbook*. 2011, Plochingen: Robert Bosch. 1265 s.
30. Terjesen, G., *TMP 270, Grunnlag bremseser og bremseseteori*. 2014, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. 61 s.
31. Happian-Smith, J., *An Introduction to modern vehicle design*. 2002, Oxford: Butterworth Heinemann. 585 s. .
32. Reimpell, J., H. Stoll, and J.W. Betzler, *The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2001, Oxford: Butterworth Heinemann. 444 s.
33. Gytri, O. and H. Aarnes, *Understell, fjæring, hjulustrustning og materialer*. 2008, Bekkestua: NKI-forl. 94 s. .
34. *Kraftoverføring, understell og bremseser*. Vol. 2. 1985, [Oslo]: Yrkesopplæring. 191 s.
35. Adams, H., *Chassis engineering: chassis design, building & tuning for high performance handling*. 1993, New York: Berkley. 133 s.
39. Strømsnes, G., *Bilteknikk 2*. 1984, Oslo: Yrkesopplæring. 191 s.
41. Sundquist, A.M.T.o.P., *TS-FlexiPower*. 2011, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 115 s.
43. Terjesen, G., *TMP 301, Grunnleggende om utmatting i metaller*. 2013, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 65 s.
45. Hanssen, D.T.H.o.J.H., *Fender FX400*. 2013, Institutt for matematiske realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 79 s.
46. Andersen, J., *Produksjonsteknikk: Vg2 produksjons- og industriteknikk*. 2008, Oslo: Gyldendal undervisning. 352 s.

Dolphin Duo

48. Terjesen, G., *TMP 301, Skruetforbindelser*. 2013, Institutt for matematisk realfag og teknologi: Universitetet for miljø- og biovitenskap. 32 s.
49. Reif, K. and K.-H. Dietsche, *Automotive handbook 6th edition*. 2007, Chichester: Wiley. 1192 s. .
50. Huebner, K.H., *The Finite element method for engineers*. 2001, New York: Wiley. 720 s.

Nettkilder

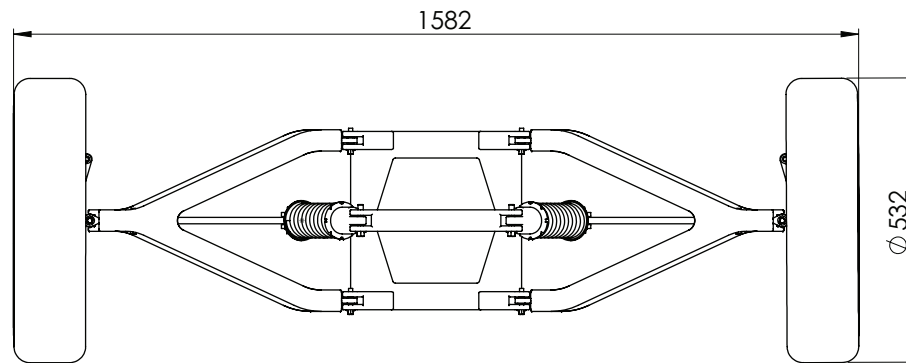
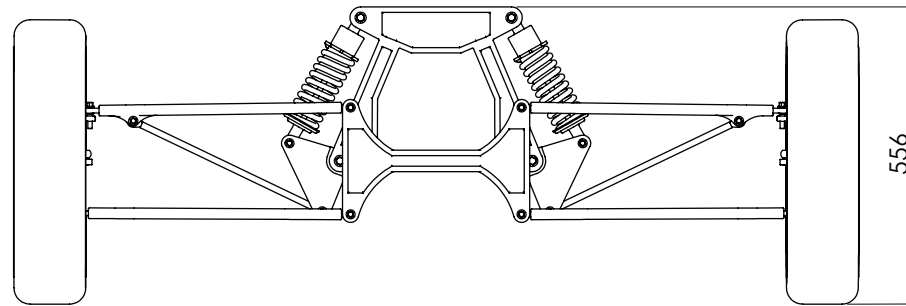
1. Three-wheeler. *Wikipedia*. Available from: www.wikipedia.org.
5. George, P.E. *How Three-wheel Cars Work*. Available from: <http://auto.howstuffworks.com>.
6. ideal, G. *Threewheel electric vehicles*. Available from: www.greenerideal.com.
7. *Wikipedia*. *Morgan Motor Company*. Available from: www.wikipedia.org.
8. *Wikipedia*. *Isetta*. Available from: www.wikipedia.org.
9. Motortrend. *Morgan 3 wheeler*. Available from: <http://www.motortrend.com/>.
11. campagnamotors. *T-Rex Champaign*. Available from: www.campagnamotors.com.
12. Gizmag. *Aptera-2e*. Available from: www.gizmag.com.
13. Fuentes, C. *Hawk Zero S*. Available from: www.designbuzz.com.
14. *MacPherson* Available from: www.euocarnews.com.
16. Charley, H. *Forhjulsoppheng*. Available from: www.honestcharley.com.
18. pages, J.c. *Forhjulsoppheng*. Available from: www.jbcarpages.com.
19. forums, S.t. *Forhjulsoppheng*. Available from: www.shoptalkforums.com.
20. works, H.s. *Suspension*. Available from: <http://auto.howstuffworks.com>.
21. International, M. *Traves*. Available from: www.magna.com.
22. <http://www.elises.co.uk/>. *Chassis* Available from: <http://www.elises.co.uk>.
23. Speedhunters. *Chassis* Available from: www.speedhunters.com.
24. fans, W.c. *Chassis*. Available from: www.worldcarfans.com.
25. leksikon, S.n. *Definisjon*. Available from: www.snl.no.
28. *Materialer*. Available from: <http://www.diim.unict.it/>.
36. Terjesen, G., *TMP 270, Hjulgeometri og kjøretøy kinematikk*. 2014, Institutt for matematisk realfag og teknologi: Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. 43 s.
37. tec, T. *Pirelli diablo rosso*. Available from: www.tyretectrading.com.
38. Tyrereviews. *Falken tyre*. Available from: www.tyrereviews.co.uk.
40. vegdirektoratet. *017 veg- og gateutforming*. Available from: www.vegvesen.no.
42. Tingstad. *Korrosjon*. Available from: www.tingstad.no.
44. Edupack, C., *Material*, in *Computer Program*.
47. Gjøvik, H.i. *Liming*. Available from: <http://materialteknologi.hig.no>.
51. Ruukki. *Materialer*. Available from: www.ruukki.no/.
52. Aalco. *Materiale*. Available from: www.aalco.co.uk.
53. Gjøvik, H.i. *Lettmetaller*. Available from: <http://materialteknologi.hig.no>.
54. Hydro. *Materiale*. Available from: www.hydro.com.
55. Stålforbunde. *Materiale*. Available from: www.stalforbund.com.
56. Vertexauto. *Steering Rack*. Available from: www.vertexauto.com.
57. industriprodukter, M. *universalledd*. Available from: www.molndals.pl.
58. Nordbohus. *Garasje*. Available from: www.nordbohus.no.
59. pictures, F.b. *Bilde*. Available from: <http://freebigpictures.com/road-pictures/>.

17. VEDLEGG

Vedlegg 1: Fremdriftsplan med milepæler.

Vedlegg 2: Sammenstilling av forhjulsoppheng med global mål.

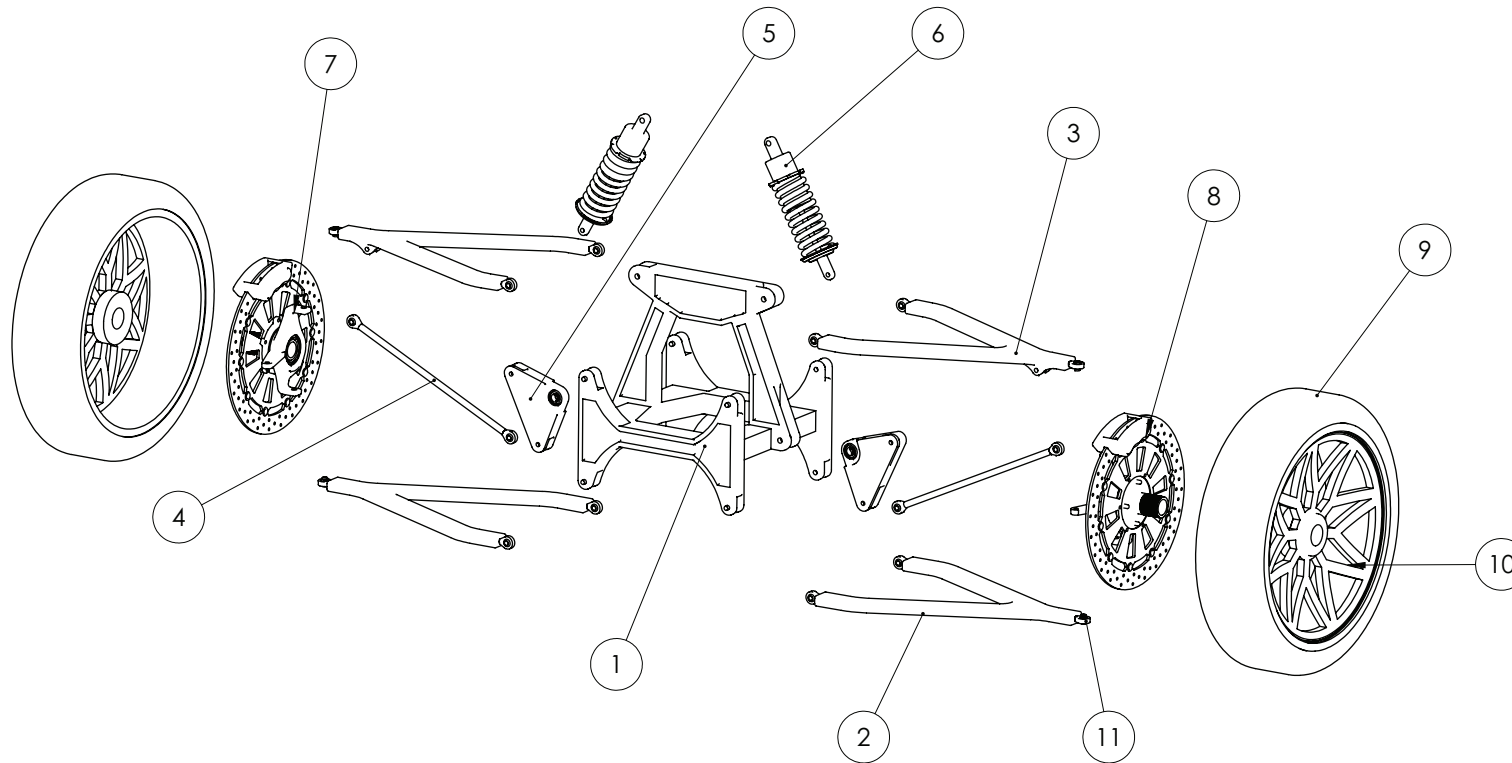
Vedlegg 3: Eksplosjontegning av forhjulsoppheng med stykke liste.



**SolidWorks Student Edition.
For Academic Use Only.**

Dato:	14.05.14	Konstr./Tegnet:	J.H.H	Målestokk:	1:10	NMBU/IMT
				Tegning nr 1 av 2		
Dolphin Duo 1+1						
Sammenstilling av forhjulsoppheng					Vedlegg 2	

Nr.	Beskrivelse	Materiale	Stk.
1	Traversen	Aluminium 6082-T6	1
2	Nedre bærearm	Aluminium 6082-T6	2
3	Øvre bærearm	Aluminium 6082-T6	2
4	Strekkstag	Aluminium 6082-T6	2
5	Rotasjonskam	Aluminium 6082-T6	2
6	Støtdemperenhet (kun for illustrasjon)	-	2
7	Hjulspindel med lager og nav (kun for illustrasjon)	-	2
8	Bremsekive med kaliper (kun for illustrasjon)	-	2
9	Dekk (kun for illustrasjon)	-	2
10	Felg (kun for illustrasjon)	-	2
11	Universalledd M8	-	12



Dato:	14.05.14	Konstr./Tegnet:	J.H.H	Målestokk:	1:10	NMBU/IMT
Dolphin Duo 1+1					Tegning nr. 2 av 2	
Eksplisjonsstegning av forhjulsoppheng					Vedlegg 3	

**SolidWorks Student Edition.
For Academic Use Only.**



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

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