

# DOLPHIN FAMILY, DEL C: UTVIKLING AV RAMME OG HJULOPPHENG FOR 3-HJULSKJØRETØY

DOLPHIN FAMILY, PART C:  
DEVELOPMENT OF FRAME AND SUSPENSION FOR A 3-WHEELED VEHICLE

JAN-FREDRIK AASHEIM

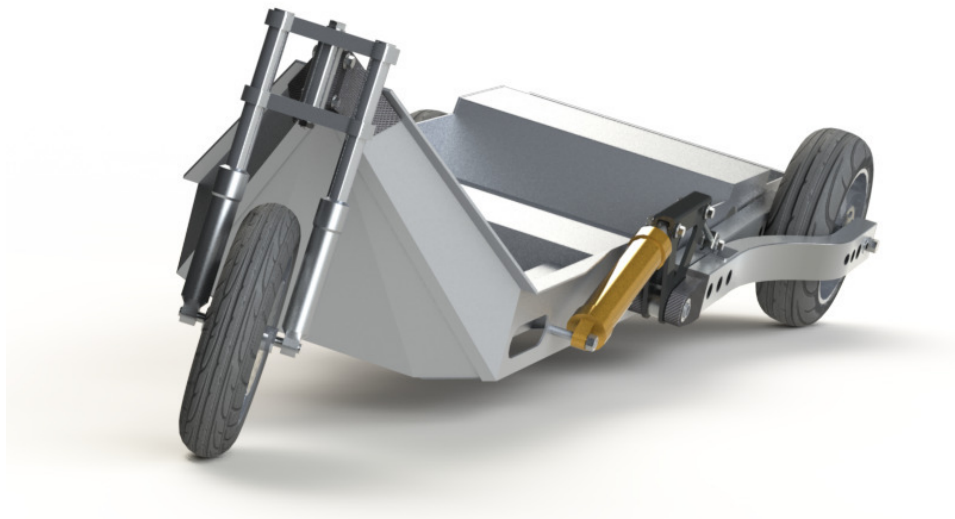
UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP  
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2011



DOLPHIN FAMILY, DEL C:  
*UTVIKLING AV RAMME OG HJULOPPHENG*  
*FOR 3-HJULSKJØRETØY*

AV

JAN-FREDRIK AASHEIM



MASTERGRADSOPPGAVE  
MASKIN- OG PRODUKTUTVIKLING  
IMT/UMB, 2011



## FORORD

Denne prosjektoppgaven er utarbeidet som en avsluttende del av mastergradsprogrammet *Maskin, Proses- og Produktutvikling* ved *Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT)* ved *Universitetet for Miljø- og Biovitenskap (UMB)*. Det totale arbeidsomfanget med masteroppgaven tilsvarer 30 studiepoeng.

Initiativet til prosjektet, og utforming av konseptideen om et lettvekts 3-hjulskjøretøy, er utført av førsteamansuensis ved *IMT*, Jan Kåre Bøe.

Denne prosjektoppgaven er en del av et samarbeidsprosjekt, satt sammen av en rekke mastergradsoppgaver, som til slutt skal resultere i en prototype for 3-hjulskjøretøyet *Dolphin Family*.

Med utgangspunkt i både min genuine interesse for bil, og min bakgrunn fra konstruksjon og produktutvikling, var dette helt klart et prosjekt jeg ønsket å være med på. I det hele tatt er ingeniørarbeid innenfor bilindustri og motorsport et felt jeg lenge har vært tiltrukket av. Jeg ønsket med dette å tilegne meg en dypere forståelse rundt utvikling og utforming av komponenter til kjøretøy, og generell økt kunnskap om funksjon og beregning av dynamiske systemer, helst med en viss grad av utforskning og nyskapning.

I løpet av prosjektperioden fikk jeg også muligheten til å besøke og oppleve hovedkvarterene til noen av verdens største og mest kjente bilfabrikanter, gjennom en studietur jeg arrangerte til Tyskland. Det bidro både til faglig innhold og inspirasjon for oppgaven.

Å utvikle et kjøretøykonsept fra bunnen av berører en rekke ulike fagfelt og grunnlagsteorien kan nærmest studeres til det uendelige. Mye av dette var helt nytt for meg. Selv om denne prosjektoppgaven har hatt mange avgrensninger og et relativt konsentrert fokusområde, var det en stor utfordring å begrense tidsbruken til bakgrunnsstudier i første fase av prosjektet. Det resulterte også i at prosjektperioden ble noe forlenget. Allikevel har det gitt meg mange svært verdifulle erfaringer for fremtidig gjennomførelse av relativt langvarige prosjekter.

Jeg har også fått enda bedre trening i å anvende kunnskapen fra ingeniørutdanningen i praksis. Det har gitt meg viktig faglig selvtilit som kommer godt med når jeg nå skal ut i arbeidslivet.

Til slutt vil jeg rette en stor takk til min veileder Jan Kåre Bøe for all faglig hjelp, god oppfølging og motivasjon for arbeidet. Det er også på sin plass å takke mine gode studiekamerater for nyttige innspill og trivsel i løpet av prosjektarbeidet.

Ås, den 13. mai 2011

Jan-Fredrik Aasheim



## SAMMENDRAG

I fremtiden vil det trolig bli stilt enda strengere krav til energiforbruk for transport av personer og gods på offentlige veier. Vi er i realiteten dermed tvunget til å vurdere alternative metoder for utforming av kjøretøy slik at de blir mindre og lettere. Samtidig må funksjonaliteten og komforten til en konvensjonell bil opprettholdes i så stor grad at forbrukerne faktisk er villige til å akseptere endringene.

Ideen bak dette kjøretøykonseptet er opprinnelig lansert av førsteamanuensis ved IMT / UMB, Jan Kåre Bøe. Konseptet er et lettvekts 3-hjulskjøretøy med plass til en voksen og to barn, eller en sjåfør og tilsvarende lastevolum. Kjøretøyet skal ha to hjul bak og ett foran, mulighet for lene seg i svinger som en motorsykkel og skal kunne registreres som en *trike*. Konseptet har fått navnet "*Dolphin Family*".

Totalkonseptet skal utvikles gjennom en rekke delprosjekter, hvor da denne prosjektoppgaven har som hovedmål å utrede, designe og konstruere et forslag til kjøretøyet bærende rammestruktur og bakhjulsoppheng. Av praktiske og tidsmessige årsaker er oppgaven begrenset til ikke å spesifisere andre deler av kjøretøyet chassis, som bla. forhjulsoppheng, motor, bremses og drivverk.

Utviklingsarbeidet har bestått av utredning av eksisterende 3-hjulskjøretøy og relevante utformingsprinsipper, skissering og vurdering av flere prinsippforslag, og grunnlagsberegninger for et foreløpig løsningsforslag. Sannsynlige belastninger er kartlagt og profil- og materialvalg for konstruksjonen er foretatt gjennom systematiske vurderinger. Videre er strukturspenninger analysert vha. FEM og forsøkt optimalisert med hensyn til lav vekt. Til sist er løsningen presentert med 3D-renderinger, aktuelle produksjonsmetoder er drøftet og et grovt kostnadsoverslag er utarbeidet for prototypefremstillingen.

Løsningsforslaget er ca. 3,1 m langt og 1,4 m bred, og basert på en antatt fullastet totalvekt på 800 kg. Kjøretøyet kan tilte opp mot 45° i sving vha. et automatisk hydraulisk system.

I dimensjoneringsarbeidet er det valgt å fokusere på to hovedkomponenter; rammekonstruksjonen og svingarmene i bakhjulsoppheng.

Rammen kan karakteriseres som en plattform satt sammen av knekte aluminiumsplater. Rammekonstruksjonen er dimensjonert for å tåle en antatt maksimal akseptabel belastning som oppstår i det forhjulet treffer en forhøyning ved full oppbremsing. Ved overbelastning vil en skjærbolt i innfestingen av forhjulsgaffelen ødelegges først og kan enkelt repareres.

Rammen veier kun 39,1 kg (kun plater), og har dermed et meget gunstig forhold mellom vekt og styrke.

Bakhjulsoppheng består av langsgående svingarmer, som roteres vha. hydrauliske sylindre slik at kjøretøyet tilter. Svingarmene er i hovedsak utformet av to firkantprofiler i aluminium. Bakhjulsoppheng tåler en viss vertikal støtbelastning mot bakhjulet samtidig som kjøretøyet holder maksimal akselerasjon i full sving. Ved overbelastning vil et utskiftbart stag knekke før andre komponenter blir skadet.

Øvrige komponenter i løsningsforslaget er ikke spesifisert eller beregnet, men rapporten antyder at det kan benyttes eksisterende løsninger, som hjul og forhjulsgaffel med støtdemping fra motorsykkel.

En del antakelser og grunnlagsberegninger bærer preg av høy usikkerhet, f.eks. i forhold til kjøreegenskaper, belastningsstørrelser og utmattingsproblematikk. Det gjelder også i forhold til tilpassning av kjøretøyet resterende hoveddeler som øvre karosseri og interiør.

I dette utviklingsarbeidet er det lagt mest vekt på bakgrunnsutredning og prinsippdrøfting, fremfor detaljering og dimensjonering av konstruksjonen. Rapporten er derfor ikke et fullgodt produksjonsunderlag i seg selv, men kan være verdifullt bakgrunnsmateriale for videre utvikling av Dolphin Family.

## ABSTRACT

In the future there will probably be made even stricter requirements on energy consumption for transportation of people and freight on public roads. We are in fact forced to consider alternative methods in the design of vehicles, in order to make them smaller and lighter. Still, the functionality and comfort of a conventional car has to be maintained to the extent that consumers actually are willing to accept the changes.

The basic idea behind this concept was originally introduced by Professor Jan Kåre Bøe at IMT / UMB. The concept is a lightweight 3-wheeled vehicle, with capacity of one adult and two children, or one adult and equivalent load volume. The vehicle shall have two rear wheels and one in front, the ability to bank like a motorcycle while cornering, and be approvable as a trike. The concept has been named "*Dolphin Family*".

The complete concept will be developed through a series of subprojects, where as this project assignment's main goal is to investigate, design and construct a proposal for the vehicle's main frame and rear suspension. Because of time limits and practical reasons, the task is limited not to specify other parts of the vehicle chassis, such as front suspension, engine, brakes and powertrain.

The carried out work includes investigation of existing 3-wheel vehicles and related design principles, drafting and consideration of several proposals, and basis calculations for a preliminary solution. Probable load cases are identified, and the structure's beams and materials are selected through systematic reviews. Furthermore, the structural stresses are analyzed using FEM. The structure is attempted optimized for minimum weight, and then presented with renderings of a 3D model. Finally, appropriate production methods are discussed and a rough cost estimate is carried out, all with respect to a prototype.

The final proposed solution is about 3.1 m long and 1.4 m wide, and the structure is based on an assumed fully loaded vehicle weight of 800 kg. The vehicle can tilt up to 45° while cornering by using an automatic hydraulic system.

Two main components have been chosen for the detailed constructional work; the frame structure and the swing arms for the rear suspension.

The frame can be characterised as a platform structure, composed of bent aluminum plates. The frame is designed to withstand an expected maximum and acceptable load which occurs when the front wheel hits a bump at full braking. When overloaded, a shear bolt in the front wheel fork joint is destroyed first, which is then easily repairable.

The weight of the frame is only 39.1 kg (only sheet metal), and thus has a very favorable weight to strength ratio.

The rear suspension consists of longitudinal swing arms, which is rotated by means of two hydraulic cylinders. The swing arms are mainly formed by two square aluminum profiles. The rear suspension can withstand a certain vertical shock loading to the rear wheel while the vehicle holds maximum acceleration and turning angle. In case of overloads, a changeable rod acts as a fail-safe element by breaking before other components are harmed.

Remaining components in the proposed solution are not completely specified or calculated, but the project paper suggests a possibility of using existing solutions, such as wheels and front fork with shocks from a motorcycle.

A number of assumptions and calculations in this report are characterized by significant levels of uncertainty. Especially in relation to vehicle handling, load sizes and fatigue. This also applies in relation to the adaptation of the vehicle's remaining structure, such as the upper body and interior design.

This thesis has placed most emphasis on background investigation and discussion of design principles, rather than detailing and design of the final structure. As a result, this report is not a fully adequate production document. But the paper may offer valuable background material for further development of Dolphin Family.

## INNHold:

1	INNLEDNING.....	11
1.1	BAKGRUNN.....	11
1.2	IDEBESKRIVELSE.....	11
1.3	PROBLEMSTILLINGER.....	12
1.4	MÅLSETTINGER.....	13
1.4.1	Hovedmål.....	13
1.4.2	Delmål.....	13
1.5	BEGRENSNINGER.....	13
1.6	PROSJEKTBAKGRUNN OG PLANLEGGING.....	14
1.7	ARBEIDSMETODER OG VERKTØY.....	15
1.8	SYMBOLER OG TERMINOLOGI.....	16
1.8.1	Symboler.....	16
1.8.2	Formler.....	19
1.8.3	Koordinatsystem og rotasjonsakser.....	22
2	KONSEPTUTREDNING.....	23
2.1	TIDLIGERE ARBEID MED DOLPHIN FAMILY.....	23
2.2	EKSISTERENDE KONSEPTER.....	24
2.3	PRINSIPPVARIANTER.....	25
2.3.1	Kjøretøykategori.....	25
2.3.2	Hjulplassering.....	26
2.3.3	Stabilitetsforbedring.....	29
2.3.4	Bakhjulsoppheng.....	36
2.3.5	Forhjulsoppheng.....	45
2.3.6	Bærende struktur.....	48
2.3.7	Konstruksjonsmaterialer.....	53
3	KONSEPTSPESIFIKASJON.....	55
3.1	KRAVSPESIFIKASJONER.....	55
3.1.1	Grunnleggende utformingsprinsipper.....	55
3.1.2	Kvantifiserbare krav.....	56
3.1.3	Øvrige krav og anbefalinger.....	62
3.2	KONSEPTSKISSER.....	63
3.2.1	Målsatt designmal.....	64



3.2.2	Prinsippforslag for ramme.....	64
3.2.3	Prinsippforslag for bakhjulsoppheng.....	69
3.3	KONSEPTUTVELGELSE.....	72
3.3.1	Valg av prinsipp for ramme.....	73
3.3.2	Valg av prinsipp for bakhjulsoppheng .....	74
3.4	FORELØPIG PRINSIPPSKISSE FOR LØSNING.....	75
4	GRUNNLAGSBEREGNINGER .....	78
4.1	FORUTSETNINGER .....	78
4.1.1	Dekkfriksjon.....	78
4.1.2	Tyngdepunkts plassering.....	79
4.1.3	Tilte vinkel .....	86
4.1.4	Fjæring og støtdemping.....	88
4.1.5	Geometri for forhjulsoppheng.....	91
4.1.6	Geometri for bakhjulsoppheng.....	92
4.2	BELASTNINGSSITUASJONER.....	96
4.2.1	Maksimal akselerasjon .....	96
4.2.2	Maksimal retardasjon .....	97
4.2.3	Maksimal sentrifugalkraft .....	99
4.2.4	Plutselige overbelastninger.....	102
4.2.5	Oppsummering, belastninger.....	108
4.3	DIMENSJONERING .....	109
4.3.1	Ramme.....	109
4.3.2	Bakhjulsoppheng .....	121
4.3.3	Oppsummering, dimensjonsangivelser .....	128
4.4	UTMATTINGSVURDERING.....	129
5	ELEMENT- OG LØSNINGSVALG .....	133
5.1	HOVEDELEMENTER.....	134
5.2	RAMME .....	135
5.2.1	Hovedprofiler .....	135
5.2.2	Tverrplater .....	136
5.2.3	Innfesting av forhjulsgaffel .....	137
5.3	BAKHJULSOPPHENG .....	137
5.3.1	Svingarmprofiler .....	138
5.3.2	Sylinder .....	139

5.3.3	Øvrige komponenter .....	140
6	STRUKTUROPTIMERING .....	141
6.1	STRUKTURANALYSE .....	141
6.1.1	Ramme, belastningstilfelle 1 .....	142
6.1.2	Ramme, belastningstilfelle 2 .....	145
6.1.3	Ramme, belastningstilfelle 3 .....	146
6.1.4	Bakhjulsoppheng .....	149
6.2	STRUKTURREVIDERING .....	151
6.2.1	Revidert ramme, belastningstilfelle 1 .....	152
6.2.2	Revidert ramme, belastningstilfelle 2 .....	153
6.2.3	Revidert ramme, belastningstilfelle 3 .....	155
6.2.4	Revidert bakhjulsoppheng .....	157
6.2.5	Oppdatert strukturvekt .....	159
6.3	BEARBEIDING OG UTFORMING .....	160
6.3.1	Plater til rammekonstruksjon .....	161
6.3.2	Firkantprofiler til svingarmer .....	163
7	LØSNINGSPRESENTASJON .....	164
7.1	VISUALISERINGER .....	164
7.2	KOSTNADSESTIMAT .....	167
7.3	LØSNINGSDISKUSJON OG FORBEDRINGSPOTENSIAL .....	169
8	KONKLUSJON OG ANBEFALINGER .....	172
8.1	KONKLUSJON .....	172
8.2	VIDERE ARBEID .....	174
	TILLEGG 1 – DIVERSE EKSISTERENDE KONSEPTER .....	176
	TILLEGG 2 – MATERIALTYPER OG ANVENDELSE .....	187
	TILLEGG 3 - REFERAT, STUDIETUR TIL TYSKLAND .....	191
	REFERANSER .....	198
	VEDLEGG .....	201



# 1 INNLEDNING

## 1.1 BAKGRUNN

Dette prosjektet er et bidrag til den høyaktuelle samfunnsdebatten om hvordan vi skal takle utfordringen med å begrense vårt enorme energiforbruk og tilhørende miljøforurensing. Transportsektoren representerer en betydelig del av det globale energibehovet, og det råder liten tvil om at det både kan og må iverksettes nye tiltak for å bedre situasjonen på dette området. Trolig vil vi i fremtiden fortsette å møte enda strengere krav fra myndighetene til energibruk for transport av personer og gods på offentlige veier. Vi er tvunget til å se på alternative løsninger for hvordan vi i det hele tatt transporterer vekt. Folk flest foretrekker i dag uavhengigheten og komforten som i hovedsak bare bilen kan tilby, men den tradisjonelle personbilen har et stort forbedringspotensial når det gjelder effektivisering av energiforbruk. Vi bør vurdere både andre chassisløsninger, energikilder og alternative materialer, samtidig som forbrukerens ønsker og behov ivaretas.

Bilindustrien viser i dag klare trender som peker i retning av lavere energiforbruk, men i hovedsak konsentrerer de fleste bilfabrikantene seg om løsninger som angår motor og valg av energikilde. Et vel så effektivt tiltak for å begrense energiforbruket er å redusere størrelsen og vekten på kjøretøyene. I realiteten er de aller fleste personkjøretøy som oftest unødvendig store og tunge. "Statistikk viser at over 90 % av konvensjonelle biler som benyttes for å komme seg fra A til B gjennomsnittlig transporterer bare en eller to personer og minst tre ledige seter" [1]. Man kommer likevel ikke unna at mange vil beholde muligheten til å transportere flere passasjerer og gods en gang i blant. Derimot bør en typisk "bil nummer to" kunne være mindre og lettere. Dette er kjøretøyet som aller helst brukes til korte turer, for eksempel til dagligvarehandelen, barnehagen, skolen eller pendling til jobben.

## 1.2 IDEBESKRIVELSE

Grunnideen bak dette prosjektet er utformet av 1. amanuensis Jan Kåre Bøe ved IMT, UMB. Konseptet har fått navnet "Dolphin Family" og skal være et mindre kjøretøy som har plass til en voksen og to barn, eller eventuelt en voksen og tilsvarende bagasjeplass. Konseptet skal også kunne omdefineres til å dekke behovet for en liten og lett budbil eller postbil. Kjøretøyet bør selvsagt ha funksjonalitet, utseende og utsalgspris som gjør den attraktiv fremfor en tradisjonell bil. Dolphin Family skal ha 3 hjul, først og fremst for å forenkle muligheten for godkjenning hos myndighetene. Den skal kunne registreres som en *trike*, ettersom kravene for godkjenning da er langt færre enn for en 4-hjuls personbil.

Ved å benytte seg av tre hjul får man en del ekstra utfordringer i forhold til stabilitet og manøvrerbarhet, derfor skal denne 3-hjulingen blant annet ha mulighet til å lene seg, eller *tilte*, i svinger som en motorsykkel. Dolphin Family skal altså være et transportalternativ som kombinerer funksjonaliteten og energibehovet til en motorsykkel med sikkerheten og komforten til en personbil.

## 1.3 PROBLEMSTILLINGER

Denne prosjektoppgaven skal ta for seg et av totalkonseptets flere tilmålte delprosjekter, nemlig kjøretøyets bærende rammestruktur og bakre hjuloppheng. Prosjektets problemstillinger er her beskrevet i noen viktige kontekster:

- **Konsept:**

Hvordan utforme et 3-hjulskjøretøy som best mulig kan erstatte en tradisjonell småbil med fokus på redusert størrelse og dermed redusert energibehov, samtidig som forventninger til komfort og praktisk tilrettelegging for daglige bruksbehov er ivaretatt. Hvordan bærende struktur og hjuloppheng kan utformes slik at konseptkriteriene oppfylles og kjøretøyet blir konkurransedyktig. Det innebærer at det må utvikles bedre totalløsninger enn dagens eksisterende konseptalternativer, hvor ingen til nå kan kalles en kommersiell suksess.

- **Funksjon:**

Kjøretøyet skal kunne lene seg i svinger som en motorsykkel, men skal samtidig kunne opereres på en enkel måte uten behov for spesielle ferdigheter utover det som kreves for en tradisjonell bil. Det krever en spesiell løsning for hjuloppheng, og den bærende strukturen må tilpasses der etter. Kjøretøyets chassis skal også tilfredsstillende grunnleggende forventninger til kjøreegenskaper, komfort og praktisk bruk.

- **Konstruksjon:**

Hovedsakelig å tilstrebe et gunstig forhold mellom styrke og vekt. Det betyr at konstruksjonens største akseptable påkjenninger må kartlegges og tas høyde for, og det må velges materialer og konstruksjonsløsninger som begrenser vektbidraget til hele kjøretøyet.

- **Sikkerhet:**

Sørge for tilstrekkelig sikkerhet mot strukturell kollaps ved forventet bruk av kjøretøyet, og eventuelt utforme løsninger som kontrollerer omfanget til eventuelle skader ved overbelastning eller utmatting.

Konstruksjonsløsningene må selvsagt ikke resultere i kjøreegenskaper som i seg selv utgjør en ekstra risiko for trafikkulykker.

- **Økonomi:**

Hvordan fremstillingskostnadene for kjøretøyet kan begrenses slik at utsalgsprisen er konkurransedyktig, noe som tross alt er helt avgjørende for et fremtidig vellykket konsept. Det innebærer svært ofte at det lønner seg å benytte standardiserte komponenter og eksisterende løsninger. Det gjelder spesielt for fremstillingen av en prototype.

Lavt energibehov på grunn av lav egenvekt gir også god økonomi for forbrukeren.

## 1.4 MÅLSETTINGER

### 1.4.1 Hovedmål

Utrede, designe, beregne og dimensjonere løsning for bærende ramme og bakhjulsoppheng for et tiltende 3-hjulskjøretøy med plass til 1 voksen og 2 barn. Løsningen skal ha fokus på høy materialeeffektivitet, god funksjonalitet, tilfredsstillende sikkerhet og en gunstig kostnadsprofil, gjennom bruk av standardelementer og fornuftige materialvalg. Grunnlagsutredning og beregninger skal tillegges størst vekt, mens konstruksjonsdetaljeringsen av løsningsforslaget begrenses noe.

### 1.4.2 Delmål

- Foreta bakgrunnsundersøkelser for å kartlegge eksisterende konsepter og forstå relevant teknologi for 3-hjulskjøretøy.
- Utrede aktuelle utformingsprinsipper for plassering av hjul, forbedring av stabilitet og kjøreegenskaper, hjuloppheng og konstruksjon av bærende struktur.
- Utrede og spesifisere funksjonelle og kvantifiserbare krav basert på konseptideen og bakgrunnsundersøkelsene.
- Generere prinsipielle løsningsforslag med skisser og foreta en systematisk utvelgelse.
- Utrede og anta nødvendige forutsetninger for grunnlagsberegninger.
- Kartlegge og utrede kjøretøyets største sannsynlige og akseptable påkjenninger, og fastsette et dimensjoneringsgrunnlag.
- Beregne, vurdere og foreta valg av profiler, materialer og dimensjoner for de viktigste komponentene.
- Modellere konstruksjonen i 3D og beskrive løsningsvalg.
- Analysere og optimalisere konstruksjonen med FEM-verktøy og vurdere produksjonsmetoder.
- Visualisere og beskrive ferdig løsningsforslag.
- Anslå foreløpige fremstillingskostnader for en prototype.
- Vurdere løsningsvalg og diskutere potensielle forbedringer og videre arbeid.
- Lage et enkelt produksjonsunderlag i form av utvalgte fabrikkstegninger.

## 1.5 BEGRENSNINGER

For dette prosjektet er det avsatt 900 arbeidstimer, som skal dekke alt fra forberedelser og bakgrunnsundersøkelser til sluttredigering av rapport. Det tilsier at arbeidsomfanget og detaljeringsnivået må begrenses. Kjøretøyets chassis består av svært mange komponenter og systemer, og krever omfattende for- og etterarbeid for å bli komplett. I denne oppgaven er det fokusert på et utvalg av viktige problemområder som deretter er diskutert og forsøkt løst, ofte på et prinsipielt nivå fremfor detaljnivå. Viktige begrensninger som henvises til videre arbeid:

- Komponenter og systemer som normalt forbindes med kjøretøyets chassis, som motor, bremses, drivverk og hjul er ikke omhandlet i denne oppgaven.
- Konstruksjon og detaljering av forhjulsopphenget er ikke en del av denne oppgaven, da det forutsettes at det kan benyttes en innkjøpt komplett løsning for både hjuloppheng, bremses og støtdemping.
- Valg av metode, detaljering og beregning av sammenføyningspunktene i konstruksjonen er ikke prioritert.
- Rapporten inkluderer ikke fullstendige utmattingsberegninger av konstruksjonen.
- Ingen spesifikk analyse av Dolphin Familys kjøreegenskaper, utover generelle betraktninger.
- Fullstendig kartlegging av aktuelle lover og regler foreligger ikke.
- Metode og virkemåte for styring og kontroll av et automatisk tiltesystem er ikke fastsatt i denne rapporten.
- Det er ikke utarbeidet fabrikkasjoningstegninger for samtlige omtalte komponenter.

## 1.6 PROSJEKTBAKGRUNN OG PLANLEGGING

En fremtidig realisering av dette konseptet krever en formidabel arbeidsmengde og må følgelig deles opp i flere delprosjekter. De ulike delprosjektene skal dekkes av en rekke masteroppgaver over flere år. Konseptutviklingen av Dolphin Family er i skrivende stund fortsatt i en tidlig fase, og foreløpig foreligger det kun et par relevante mastergradsoppgaver (se kapittel 2.1). Det betyr også at arbeidet i denne rapporten i hovedsak kun er basert på den grunnleggende konseptideen fremfor tidligere utført arbeid.

Som en del av forberedelsene til mastergradsarbeidet organiserte jeg våren 2010 en studietur til Tyskland for tre medstudenter og meg selv. Vi besøkte her flere av Europas største og viktigste bilfabrikanter og fikk et omfattende innblikk i bilindustriens historie, produksjonsmetoder og moderne teknologi. Vi fikk også kikket nærmere på flere eksisterende 3-hjulskonsepter som er høyst relevante i forhold til Dolphin Family. Studieturen bidro til masse ny kunnskap, både til historie og tekniske løsninger, verdifullt bildemateriale og ikke minst motivasjon for det videre arbeidet. Grunnlagsutredningene i kapittel 2 inneholder flere momenter og bilder som er et direkte resultat av denne studieturen. Se forøvrig *TILLEGG 3* for et utfyllende referat fra turen.

Hoveddelen av arbeidet med denne mastergradoppgaven er utført i vårsemesteret 2011, men en del av prosjektforberedelsene og bakgrunnsstudiene ble gjort i løpet av skoleåret 2010 ved siden av hovedkurs og annet arbeid. Det er likevel totalt kun brukt normert arbeidstid tilsvarende 30 studiepoeng.

En milepælsplan for mastergradsarbeidet foreligger i vedlegg *V01*. Denne planen inkluderer ikke arbeidsperioden fra 2010, men inkluderer likevel alle arbeidsoppgavene for prosjektet. Bakgrunnsarbeidet fra tidligere er dermed ført inn med fullførelse tidlig i planen. Av planen går det også frem at hovedtyngden av arbeidet er utført over en drøy 3-månedersperiode. Det skyldes i første rekke oppstart i ny jobb før innleveringsfristen for masteroppgaven.

## 1.7 ARBEIDSMETODER OG VERKTØY

- **Prosjektstyring:**

Prosjektets hovedmål, delmål og begrensninger er fastsatt svært tidlig og formulert slik at det kan brukes nærmest direkte som en arbeidsplan. Milepælsplan er opprettet med Microsoft Office Project 2007. I tillegg er det benyttet detaljerte og kontinuerlig oppdaterte ukeplaner. Prosjektet er videre fulgt opp med jevnlig møter med veileder.
- **Nettsøk:**

Internett er i utstrakt grad benyttet som bilde- og informasjonskilde, spesielt i prosjektets første del for å kartlegge eksisterende konsepter og teknologi. Kildenes grad av troverdighet er hele veien erfaringsmessig vurdert med en viss skepsis.
- **Litteraturstudier:**

I tillegg til egne lærebøker og notater fra tidligere kurs er også relevant litteratur lånt fra IMT og UMBs bibliotek. Dette er benyttet både til bakgrunnsstudier og som oppslagsverk underveis. Noe litteratur er også tilgjengelig elektronisk og dermed lastet ned som pdf-dokumenter, gjerne i form av teknologiske artikler, patentdokumenter eller produktkataloger.
- **Håndberegninger:**

Beregninger og dimensjoneringsarbeid er i hovedsak basert på tradisjonelle beregningsmetoder og kunnskap fra tidligere kurs i ingeniørutdanningen.
- **3D-modellering, rendering og teknisk tegning:**

Alt er utført med CAD-programmet SolidWorks 2010. Noen produktvisualiseringer er rendert i PhotoView 360 2010, som er et tilleggsprogram til SolidWorks.
- **FEM-analyser:**

Konstruksjonsanalyser er utført ved hjelp av ANSYS (*Classic* og *Workbench 12*).
- **Bildebehandling:**

Noe grunnleggende bildebehandling som beskjæring, skalering og lettere retusjering av egne bilder er utført med Adobe Photoshop CS3.
- **Rapportering:**

Dette dokumentet er skrevet og redigert i Microsoft Office Word 2007. Noen illustrasjoner og diagrammer er også laget med programmets eget figurverktøy.



## 1.8 SYMBOLER OG TERMINOLOGI

Det forutsettes at leseren av denne rapporten har et minimum av grunnleggende kunnskap og forståelse for statikk, fasthetslære, materialegenskaper, mekanikk og en viss kjennskap til et kjøretøys tradisjonelle oppbygning.

### 1.8.1 Symboler

Symboler og notasjon som benyttes i denne rapporten.

Tabell 1: *Symbolliste med navn, enhet iht. SI-systemet, og kommentarer.*

<i>Symbol</i>	<i>Navn</i>	<i>Enhet</i>	<i>Kommentar</i>
$A$	<i>Areal</i>	$m^2$	
$A_{n\ddot{o}dv.}$	<i>Nødvendig areal</i>	$m^2$	<i>Tverrsnittsareal</i>
$A_s$	<i>Bruddforlengelse</i>	%	<i>Materialkonstant</i>
$a$	<i>Akselerasjon</i>	$m / s^2$	
$a_r$	<i>Retardasjon</i>	$m / s^2$	<i>Negativ akselerasjon</i>
$a_s$	<i>Sentripetalakselerasjon</i>	$m / s^2$	
$BH$	<i>Bakhjul, høyre</i>	-	<i>Kontaktpunkt med underlaget</i>
$BV$	<i>Bakhjul, venstre</i>	-	"
$C$	<i>Svingestivhet</i>	$N / grader$	<i>Kraft per grad slippvinkel</i>
$C_B$	<i>Svingestivhet, bakhjul</i>	$N / grader$	"
$C_F$	<i>Svingestivhet, forhjul</i>	$N / grader$	"
$CG$	<i>Tyngdepunkt</i>	-	<i>Center of Gravity</i>
$c_1$	<i>Dempingsfaktor, dekk</i>	$Ns / m$	
$c_2$	<i>Dempingsfaktor, støtdemper</i>	$Ns / m$	
$D_{skj\ddot{e}r}$	<i>Diameter, skjærtverrsnitt</i>	$m$	
$D_h$	<i>Hjuldiameter</i>	$m$	
$E$	<i>E-modul</i>	$MPa$	<i>Materialkonstant</i>
$F$	<i>Kraft</i>	$N$	
$F_a$	<i>Akselerasjonskraft</i>	$N$	
$F_D$	<i>Fjærkraft, dekk</i>	$N$	
$F_F$	<i>Fjærkraft, springfjær</i>	$N$	
$F_g$	<i>Gravitasjonskraft</i>	$N$	
$F_N$	<i>Normalkraft</i>	$N$	
$F_{N.knekk}$	<i>Knekkkraftkapasitet</i>	$N$	
$F_r$	<i>Retardasjonskraft</i>	$N$	

Tabell 1 forts.

$F_R$	Resultantkraft	$N$	
$F_{R,F}$	Resultantkraft, forhjul	$N$	
$F_{R,BH}$	Resultantkraft, høyre bakhjul	$N$	
$F_{R,BV}$	Resultantkraft, venstre bakhjul	$N$	
$F_{R,Syl.}$	Resultantkraft, sylinder	$N$	
$F_S$	Sidekraft / Sentrifugalkraft	$N$	
$F_{X,B}$	Kraft i x-retning, bakhjul	$N$	
$F_{X,BH}$	Kraft i x-retning, høyre bakhjul	$N$	
$F_{X,BV}$	Kraft i x-retning, venstre bakhjul	$N$	
$F_{X,F}$	Kraft i x-retning, forhjul	$N$	
$F_{Z,B}$	Kraft i z-retning, bakhjul	$N$	
$F_{YZ,BH}$	Kraft i yz-planet, høyre bakhjul	$N$	
$F_{YZ,BV}$	Kraft i yz-planet, venstre bakhjul	$N$	
$F_{YZ,F}$	Kraft i yz-planet, forhjul	$N$	
$F_{Z,BH}$	Kraft i z-retning, høyre bakhjul	$N$	
$F_{Z,BV}$	Kraft i z-retning, venstre bakhjul	$N$	
$F_{Z,F}$	Kraft i z-retning, forhjul	$N$	
$F_{Z,TOT}$	Total kraft i z-retning	$N$	
$f$	Frekvens	$Hz$	$Hz = s^{-1}$
$f_1$	Første egenfrekvens	$Hz$	$Hz = s^{-1}$
$g$	Tyngdeakselerasjon	$m/s^2$	$g = 9,81 m/s^2$
$h_{CG}$	Høyde til CG (tyngdepunktet)	$m$	
$h_{sf}$	Høyde, svingarm	$m$	vertikalt mellom festepunkter
$I$	Annet arealmoment	$m^4$	Treghetsmoment
$i$	Treghetsradius	$m$	
$K$	Understyringsgradient	-	
$K_1$	Støtfaktor	-	
$K_2$	Dynamisk lastfaktor	-	
$k$	Reduksjonsfaktor for akselerasjon	-	
$k_1$	Fjærkonstant, dekk	$N/m$	pneumatisk gummihjul
$k_2$	Fjærkonstant, fjæring	$N/m$	
$L$	Lengde	$m$	
$L_A$	Akselavstand	$m$	
$L_{CG}$	Avstand til CG	$m$	Målt fra forhjulsakselen
$L_S$	Sporvidde	$m$	

Tabell 1 forts.

$L_{SA}$	Lengde, svingarm	$m$	mellom festepunkter
$L_{ST}$	Sporvidde ved tilt	$m$	
$l_k$	Knekk lengde	$m$	
$M$	Moment	$Nm$	
$M_b$	Bøyemoment	$Nm$	
$M_F$	Moment om forhjul	$Nm$	
$m$	Masse	$kg$	
$m_B$	Masse, bakhjul	$kg$	
$m_F$	Masse, forhjul	$kg$	
$m_{TOT}$	Total masse	$kg$	
$m_1$	Udempet masse	$kg$	Massen av hjul, bremses, etc.
$m_2$	Dempet masse	$kg$	Masse over støtdempingen
$N$	Lastvekslinger	antall	
$NSP$	Nøytralstyringspunkt	-	plassering av CG
$R$	Radius	$m$	
$R_M$	Strekkfasthet	$MPa$	Materialkonstant
$R_{P0,2}$	Flytegrense	$MPa$	Materialkonstant
$S$	Stavkraft	$N$	
$S_i$	Initial retning	-	
$SM$	Statisk margin	-	Ved plassering av CG
$t$	Tykkelse	$m$	
$V$	Skjærkraft	$N$	
$W_b$	Bøyemotstandsmoment	$m^3$	Tverrsnittsmodul
$W_{bp}$	Plastisk bøyemotstandsmoment	$m^3$	Plastisk tverrsnittsmodul
$W_c$	Faktor for knekkberegning	-	
$v$	Hastighet	$m / s$	
$v_B$	Hastighet, bakhjul	$m / s$	
$v_F$	Hastighet, forhjul	$m / s$	
$\alpha$	Slippvinkel	grader	
$\beta_B$	Vinkel til balansegrenselinje, bak	grader	I forhold til underlaget
$\beta_F$	Vinkel til balansegrenselinje, foran	grader	I forhold til underlaget
$\gamma_F$	Partialfaktor, last	-	Lastusikkerhet
$\gamma_M$	Partialfaktor, material	-	Materialimperfeksjoner
$\delta$	Deformasjon	$m$	
$\Delta F_Z$	Endring, kraft i z-retning	$N$	

Tabell 1 forts.

$\Delta L_{AB}$	Forskjell i akselavstand, bakhjul	<i>m</i>	
$\Delta \sigma_c$	Referansespenningsvidde	<i>MPa</i>	Iht. Eurokode 3
$\Delta \sigma_i$	Spenningsvidde	<i>MPa</i>	
$f_1$	Forholdstall, $W_b / A$	<i>m</i>	
$f_2$	Forholdstall, $W_p / W_b$	-	"Formfaktor"
$f_3$	Forholdstall, $M_b / \text{vekt}$	-	"Materialeffektivitet"
$\eta_B$	Sikkerhetsfaktor mot brudd	-	
$\eta_F$	Sikkerhetsfaktor mot materialflyt	-	
$\theta$	Yaw-vinkel	<i>grader</i>	Rotasjon om z-aksen
$\lambda_c$	Slankhetsparameter	-	
$\mu_r$	Statisk friksjonskoeffisient	-	
$\pi$	Pi	-	$\approx 3,14$
$\rho$	Materialtetthet	<i>kg / m<sup>3</sup></i>	
$\sigma_b$	Bøyespennning	<i>MPa</i>	
$\sigma_{b.till.}$	Tillatt bøyespennning	<i>MPa</i>	
$\sigma_t$	Trykkspennning	<i>MPa</i>	
$\sigma_{b.till.}$	Tillatt trykkspennning	<i>MPa</i>	
$\tau$	Skjærspennning	<i>MPa</i>	
$\tau_{till.}$	Tillatt skjærspennning	<i>MPa</i>	
$\psi$	Rotasjonsvinkel, svingarm	<i>grader</i>	fra horisontalstilling
$\psi_{TOT}$	Total rotasjonsvinkel, svingarm	<i>grader</i>	
$\omega$	Vinkelhastighet	<i>rad / s</i>	$\text{rad} / \text{s} = \text{s}^{-1}$
$\omega_1$	Første kritiske vinkelfrekvens	<i>rad / s</i>	$\text{rad} / \text{s} = \text{s}^{-1} = \text{Hz}$
$\omega_2$	Andre kritiske vinkelfrekvens	<i>rad / s</i>	$\text{rad} / \text{s} = \text{s}^{-1} = \text{Hz}$
$\vartheta$	Tiltevinkel	<i>grader</i>	

## 1.8.2 Formler

Tabell 2 inneholder en oversikt over noen viktige formler som benyttes og som går igjen i denne rapporten. Formelreferanser i utregningene viser til denne tabellen.

Tabell 2: Formelliste med noen benyttede formler, skrevet på generell form. Det første sifferet i formelnummeret indikerer det aktuelle kapittelet formelen er benyttet i.

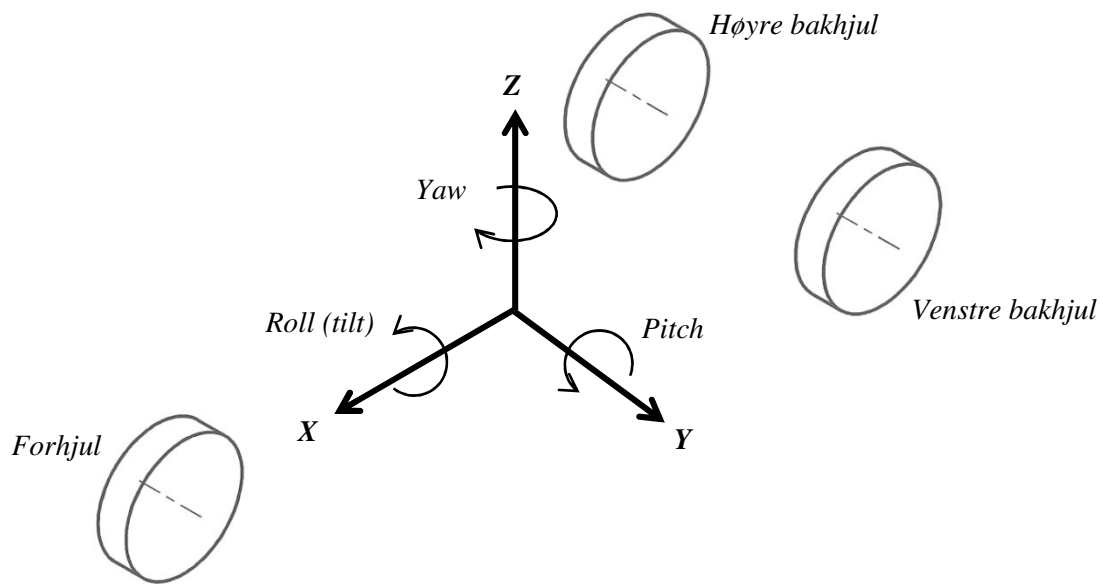
Formel nr.	Beskrivelse	Formel
4-1	Statisk margin	$SM = \frac{C_F}{C_F + C_B} - \frac{L_{CG}}{L_A}$
4-2	Understyringsgradient	$K = \frac{m_F}{C_F} - \frac{m_B}{C_B}$
4-3	Statisk margin for delta trike	$SM = \frac{C_F}{C_F + 2C_B} - \frac{L_{CG}}{L_A}$
4-4	Understyringsgradient for delta trike	$K = \frac{m_F}{C_F} - \frac{m_B}{2C_B}$
4-5	Maksimal teoretisk oppnåelig akselerasjon	$a = k \cdot g \cdot \mu_r$
4-6	Kraft	$F = m \cdot a$
4-7	Sum av krefter	$\Sigma F = F_1 \pm F_2 \dots \pm F_n$
4-8	Moment	$M = F \cdot L$
4-9	Sum av moment	$\Sigma M = F_1 \cdot L_1 \pm F_2 \cdot L_2 \dots \pm F_n \cdot L_n$
4-10	Endring i opplagerkrefter ved masseforflytning	$\Delta F = F_1 \cdot \frac{h_1}{L}$
4-11	Sentripetalakselerasjon	$a_s = \frac{v^2}{R}$
4-12	Fjærstivhet	$k = \frac{F}{\delta}$
4-13	Kritisk egenfrekvens	$\omega_{1,2}^2 = \frac{A+B}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A-B}{2}\right)^2 + B \cdot C}$ $A = \frac{k_1+k_2}{2}, \quad B = \frac{k_2}{m_2}, \quad C = \frac{k_2}{m_1}$

Tabell 2 forts.

4-14	Frekvens	$f = \frac{\omega}{2\pi}$
4-15	Sentrifugalkraft	$F_s = m \cdot \frac{v^2}{R}$
4-16	Maksimal teoretisk oppnåelig hastighet i sving	$v = 3,13\sqrt{\mu_r \cdot R}$
4-17	Resultantkraft	$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$
4-18	Støtkraft	$F = K_1 \cdot F_N$
4-19	Bøyemotstandsmoment	$W_b = \frac{M_b}{\sigma_b}$
4-20	Tillatt bøyespenning med sikkerhet mot flyt	$\sigma_{b.till.} = \frac{R_{P0,2}}{\eta_F}$
4-21	Tillatt skjærspenning	$\tau_{till.} = \frac{\sigma_{till.}}{\sqrt{3}}$
4-22	Midlere skjærspenning	$\tau = \frac{V}{A}$
4-23	Knekkraftkapasitet	$F_{N.knekk} = \sigma_t \cdot A \cdot w_c$
4-24	Slankhetsparameter	$\lambda_c = \frac{l_k}{\pi \cdot i} \sqrt{\frac{\sigma_t}{E}}$
4-25	Treghetsradius	$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$
4-26	Annet arealmoment for sirkulært tverrsnitt	$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$
4-27	Midlere trykkspenning	$\sigma_t = \frac{F}{A}$
4-28	Midlere bøyespenning	$\sigma_b = \frac{M_b}{I} y = \frac{M_b}{W_b}$
4-29	Lastvekslinger til utmattingsbrudd	$N_i = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\Delta i}\right)^m \cdot 2 \cdot 10^6$

### 1.8.3 Koordinatsystem og rotasjonsakser

Fig viser koordinatsystemet og rotasjonsbetegnelse som benyttes i denne rapporten. Aksene er illustrert relativt til hjulene på kjøretøyet.



*Figur 1-1: Angivelse av koordinatsystem, rotasjonsakser og betegnelser som benyttes i denne rapporten, relativt til kjøretøyets tre hjul.*

## 2 KONSEPTUTREDNING

### 2.1 TIDLIGERE ARBEID MED DOLPHIN FAMILY

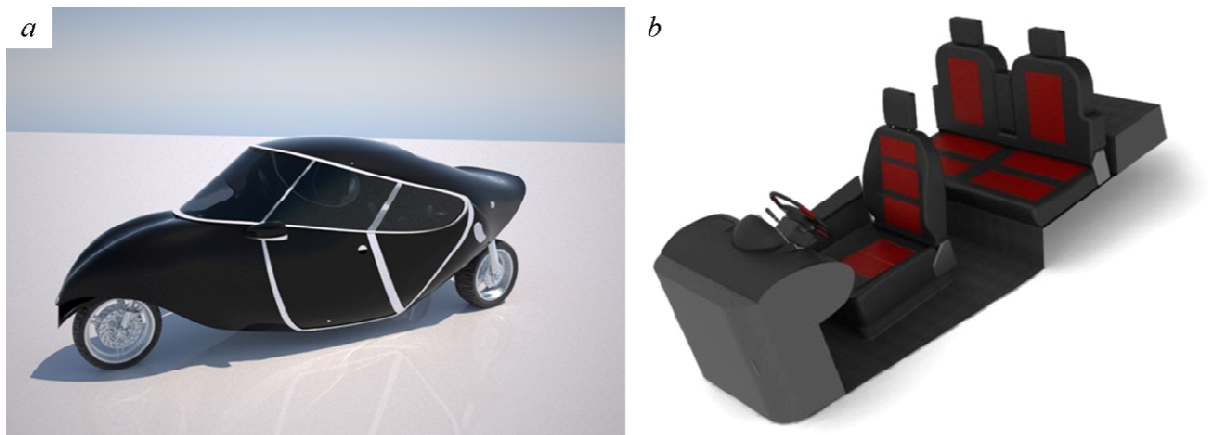
Som nevnt innledningsvis består prosjekteringen av Dolphin Family av flere mastergradsoppgaver. I skrivende stund er det utarbeidet et par ferdige prosjektrapporter som angår Dolphin Family, og som kan ha innvirkning på denne oppgaven (opplysninger og gjengivelse av figurer er godkjent av forfatterne):

- "DOLPHIN FAMILY, DEL A – Utvikling av eksteriørløsning for Lettvektskjøretøy" av David Lindebø Østby [2].

Dette er i første rekke en formgivningsoppgave for eksteriøret på Dolphin Family med hensyn til blant annet lav luftmotstand. Løsningen er basert på et 3-hjulskjøretøy med ett hjul foran og tilting på alle hjul. Løsningsforslaget er å betrakte som en mulig utforming for Dolphin Family, og er ikke en fastsatt løsning. Derfor er det ikke lagt begrensninger fra denne rapporten for utformingen av ramme og hjuloppheng.

- "DOLPHIN FAMILY, DEL B – Konseptualisering og design av interiør for et lettvektskjøretøy" av Magnus Ottesen [3].

Dette er i hovedsak en utredningsrapport for mulige utforminger og diverse komponenter som inngår i interiøret i Dolphin Family. Rapporten berører ikke noen deler som direkte påvirker karosseriet, som dører og vinduer, men setekonfigurasjon, nødvendig innvendig rom i kupeen og noen masser er kartlagt, og er dermed relevant for utformingen av ramme/chassis. Vedlegg V02 er en kopiert side fra rapporten som illustrerer og målsetter nødvendig rom for passasjerer og seter i kupeen.



Figur 2-1: a) Tidligere løsningsforslag for eksteriøret til Dolphin Family [2]. b) Tidligere løsningsforslag for interiør [3].



## 2.2 EKSISTERENDE KONSEPTER

Konseptet med å redusere energibehovet ved å redusere størrelsen på kjøretøyene er selvsagt ingen ny tanke, men det er likevel en trend som har fått økende fotfeste de siste årene. Spesielt i Europa hvor de relativt høye drivstoffprisene i stor grad påvirker forbrukerens valg ved kjøp av ny bil.

Et eksempel på et vellykket konsept er Smart Fortwo fra Mercedes, som er en liten bil med plass til to og som drives av en drivstoffgjerrig 3-sylindret diesel- eller bensinmotor. Det er et kjøretøy som oppfyller mange av behovene ved en typisk "bil nummer to", i likhet med konseptet som ligger til grunn for Dolphin Family, og som viser at det eksisterer et markedspotensial.

Konseptet med et kjøretøy på tre hjul er vanligere enn man kanskje umiddelbart ser for seg. Det finnes svært mange varianter av 3-hjulskjøretøy for persontransport i form av tråsykler, motorsykler, nyttekjøretøy for spesialformål og biler, og slik har det vært i flere hundre år. Faktisk hadde det som regnes som verdens første bil, Benz Patent Motorwagen fra 1885, bare tre hjul (riktignok hadde den tre hjul kun fordi Carl Benz på den tiden ikke kunne finne noen tilfredsstillende styresystemer for to framhjul).

Derimot har konseptet med å kombinere alle kravene for en energibesparende og praktisk "bil nummer to" med et 3-hjulskjøretøy vist seg å være utfordrende, og er foreløpig ikke et hyppig innslag i dagens trafikkbilde. Det er gjennom historien blitt gjort en rekke forsøk, men ingen kan si å ha lyktes fullstendig.

For eksempel hadde Reliant Robin en viss kommersiell suksess i Storbritannia for noen tiår tilbake, men kjøreegenskapene var elendige da den i realiteten bare var en tradisjonell småbil som manglet et hjul, og har bidratt sterkt til det dårlige ryktet 3-hjulsbiler har i dag.

Et annet 3-hjulskonsept som hadde relativt gode kjøreegenskaper var den sportslige toseteren Carver One fra 2002. Men på grunn av et snevert bruksområde og en høy pris har også denne produsenten nå gått konkurs etter bare et par hundre produserte eksemplarer.

Erfaringene fra disse, og en del andre eksisterende konsepter er viktige for utviklingen av nye kjøretøy som Dolphin Family. Det finnes mange gode enkeltløsninger som fortsatt kan brukes, og mye tyder på at suksesspotensialet for en 3-hjulsbil ikke er begrenset av bruken av tre hjul i seg selv, men snarere dårlige utformingsvalg og uheldige kompromisser.

I den følgende utredningen av ulike prinsippvarianter vises det til noen løsninger hentet fra et utvalg av eksisterende relevante konsepter. Utfyllende og generell informasjon om noen av de omtalte 3-hjulskjøretøyene kan leses i *TILLEGG 1*.

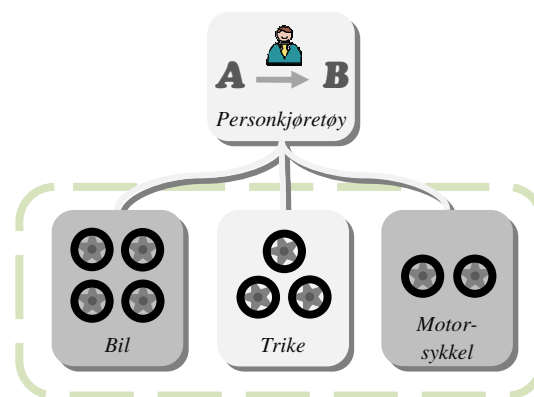


Figur 2-2: Bildemontasje av noen eksisterende konsepter. a) Smart fortwo [4]. b) Benz Patent Motorwagen [eget foto]. c) Tradisjonell trike basert på motorsykkel og VW Boble [5]. d) Reliant Robin [6]. e) Campagna T-Rex [7]. f) Carver One [8].

## 2.3 PRINSIPPVARIANTER

Idèbeskrivelsen til Dolphin Family har allerede etablert noen retningslinjer for utformingen, som at den skal ha ett hjul foran og to bak. For å få en mer fullstendig introduksjon og forståelse rundt konseptet følger det her likevel en kort utredning rundt de grunnleggende utformingsvalgene. Deretter drøftes ulike utformingsprinsipper som påvirker den konkrete løsningen for kjøretøyets ramme og hjuloppheng, belyst med noen relevante eksempler hentet fra eksisterende konsepter.

### 2.3.1 Kjøretøykategori

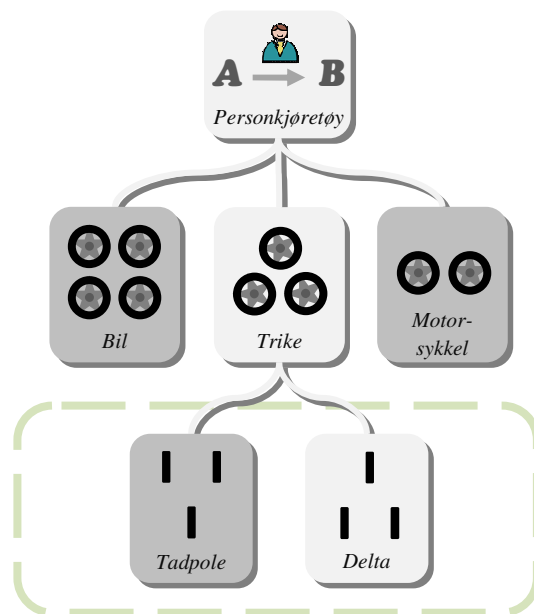


Figur 2-3: Kategorisering etter type kjøretøy

I realiteten eksisterer det i dag kun to kommersielt tilgjengelige alternativer for individuell motorisert persontransport på offentlige veier; bil eller motorsykkel. Riktignok har blant annet firehjulinger, eller ATV (*All-Terrain Vehicle*), økt i popularitet de seneste årene, men fortsatt har alternativene i all hovedsak enten to hjul eller fire hjul med lukket kupe.

Et tredje alternativ til persontransport kan dermed være et kjøretøy med tre hjul, som kombinerer komforten og sikkerheten til en lukket bil med størrelsen, energibehovet og den fleksible manøvrerbarheten til en motorsykkel. En stor fordel ved å benytte tre hjul er at kjøretøyet kan registreres og avgiftsbelegges som en *trike*.

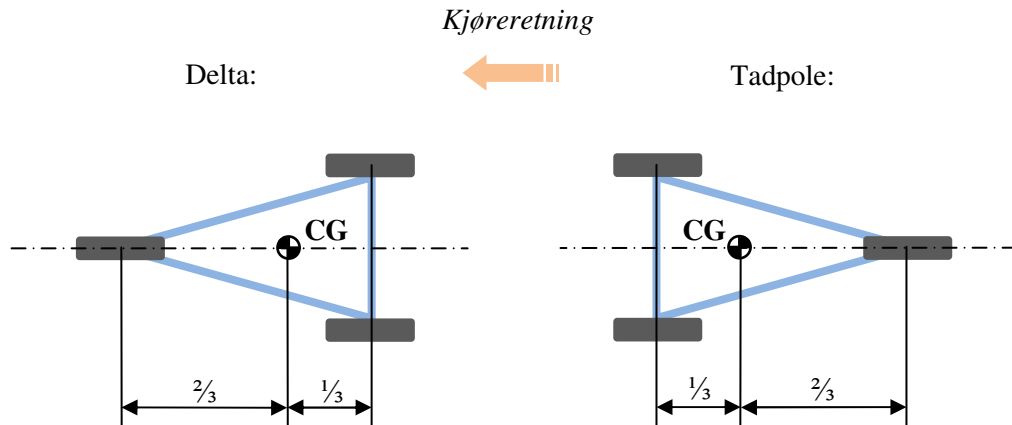
### 2.3.2 Hjulplassing



Figur 2-4: Kategorisering etter hjulplassing

Et 3-hjulskjøretøy, eller en *trike*, kan kategoriseres på mange ulike måter. Det er nærliggende å kategorisere etter for eksempel bruksområde eller antall passasjerer, men det er også vanlig å omtale 3-hjuls kjøretøy etter hvordan hjulene er plassert. I hovedsak kan hjulene plasseres på to forskjellige måter: Prinsippet med to hjul foran og ett bak kalles *Tadpole*, og ett hjul foran og to bak kalles *Delta*. Begge disse hjulkonfigurasjonene danner en symmetrisk trekant hvis man trekker streker mellom alle hjulsentrene. Med unntak av motorsykkel med sidevogn der det single framhjulet er på linje med det ene bakhjulet, er andre konfigurasjoner hverken vanlig eller spesielt hensiktsmessig.

Vanligvis har kjøretøyet styring foran og trekk bak.



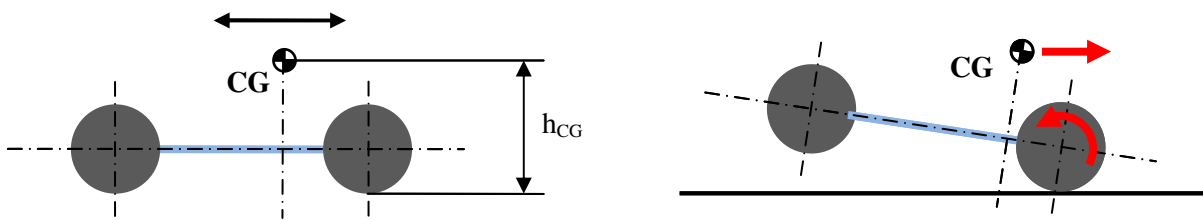
Figur 2-5: Hjulplassering etter Delta- og Tadpole-prinsippet, sett ovenfra, med balansert plassering av tyngdepunktet (CG).

Det finnes ikke et entydig svar på hva som er best av delta eller tadpole for et stabilt kjøretøy. Det kommer an på hvordan resten av kjøretøyet er konstruert og hvor CG (tyngdepunktet) befinner seg i forhold til hjulene.

Som et utgangspunkt bør totalvekten av kjøretøyet fordeles omtrent likt på hvert av de tre hjulene. Det tilsier at CG bør befinne seg nærmere hjulparet enn det enslige hjulet. Nærmere bestemt vil en jevn vektfordistribusjon på hvert hjul medføre at CG må befinne seg en avstand fra de to hjulene som tilsvarer  $\frac{1}{3}$  av den totale akselavstanden (se Figur 2-5). Dermed får man en 33,3% / 66,6% hhv. foran / bak vektfordeling for delta og vice versa for tadpole.

Det er også opplagt at CG i utgangspunktet bør befinne seg langs senterlinjen til kjøretøyet og at det enslige hjulet plasseres midt mellom de to andre i bredden. Siden de aller fleste kjøretøy i gjennomsnitt svinger like mange ganger til høyre som til venstre vil det være en ulempe om tyngdepunktet eller det single hjulet plasseres permanent mot den ene eller andre siden.

Hvis CG flyttes i lengderetningen, det vil si at vektfordelingen ikke lenger er jevnt fordelt foran og bak, vil en konsekvens være at marktrykket reduseres der vekten er minst. Det vil påvirke kjøreegenskapene til kjøretøyet. Ved akselerasjon eller oppbremsing vil det oppstå en tyngdeoverføring som forsterker forskjellen i vektfordelingen enda mer, og så lenge CG befinner seg i en gitt høyde fra underlaget,  $h_{CG}$ , vil det oppstå et rotasjonsmoment. For en delta konfigurasjon vil for eksempel en høy akselerasjon kombinert med at CG er plassert langt bak i ytterste konsekvens føre til at kjøretøyet steiler og mister bakkekontakten med framhjulet og dermed styringen. Likeledes vil en tadpole kunne tippe forover ved hard oppbremsing hvis CG er plassert for langt frem.



Figur 2-6: Tyngdepunkts plassering og eksempel på tipping, sett fra siden.

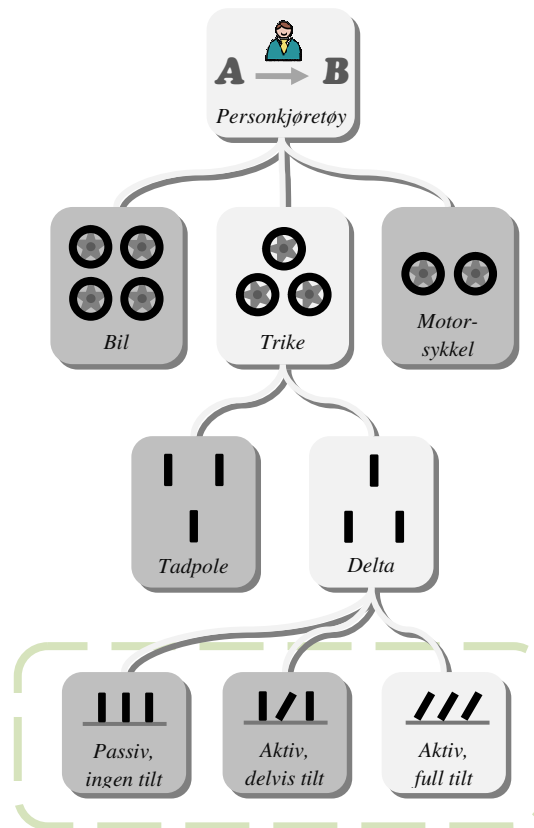
På grunnlag av de svært forenklede betraktningene over er det ikke opplagt hvilke av de to prinsippene, delta eller tadpole, som fungerer best så lenge CG er fornuftig plassert. I historisk sammenheng forbindes gjerne tadpole med de beste og mest stabile kjøreegenskapene, mens delta har fått et rykte på seg for å velte og ha generelt dårlige kjøreegenskaper og derfor best egnet til saktegående nyttekjøretøy. Men det kan vel så gjerne skyldes mange dårlige konstruksjonsutforminger.

I henhold til idèbeskrivelsen for Dolphin Family, skal det utarbeides et løsningsforslag basert på delta-prinsippet. Det kan også antas som gunstig fordi Dolphin Family skal ha plass til en voksen foran og to barn bak eller tilsvarende lasterom, noe som antakelig vil føre til at kjøretøyet blir bredere bak enn foran. Denne rapporten inneholder derfor ingen videre utredning av 3-hjulskjøretøy med to hjul foran.



Figur 2-7: Bildemontasje. a) Eksempel på tadpole; Messerschmitt [eget foto]. b) Eksempel på delta; Tuk-Tuk [9]. c) Tidligere formstudieprosjekt ved UMB for en hurtiggående versjon av Dolphin basert på tadpole-prinsippet [10].

### 2.3.3 Stabilitetsforbedring



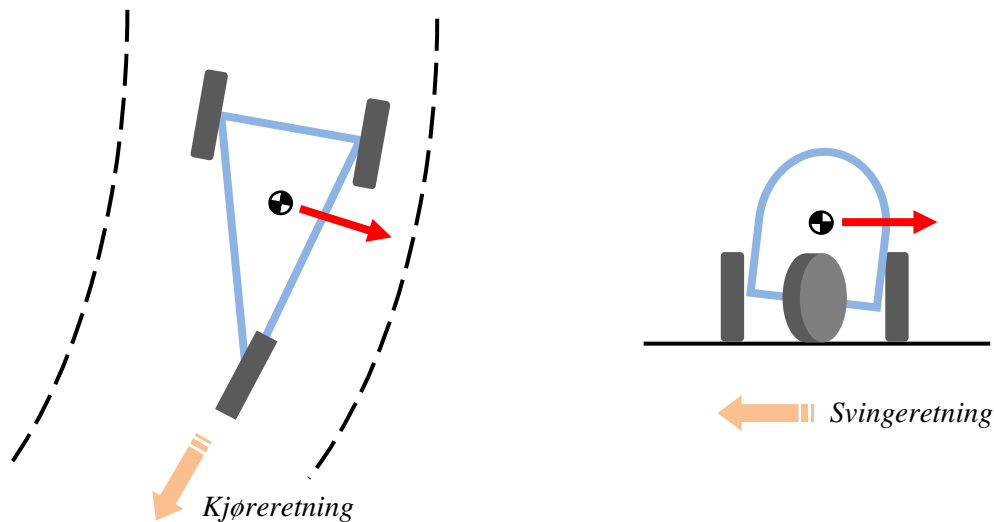
Figur 2-8: Kategorisering etter stabilitetsforbedrende funksjon i form av mulighet for tilt.

Et 3-hjulskjøretøy kan videre kategoriseres ettersom den benytter seg av prinsipper som forbedrer stabiliteten i form av mulighet for krenning, eller *tilt*, i svingene. I Figur 2-8 er dette illustrert, og videre omtalt i dette kapitlet, med tre kategorier;

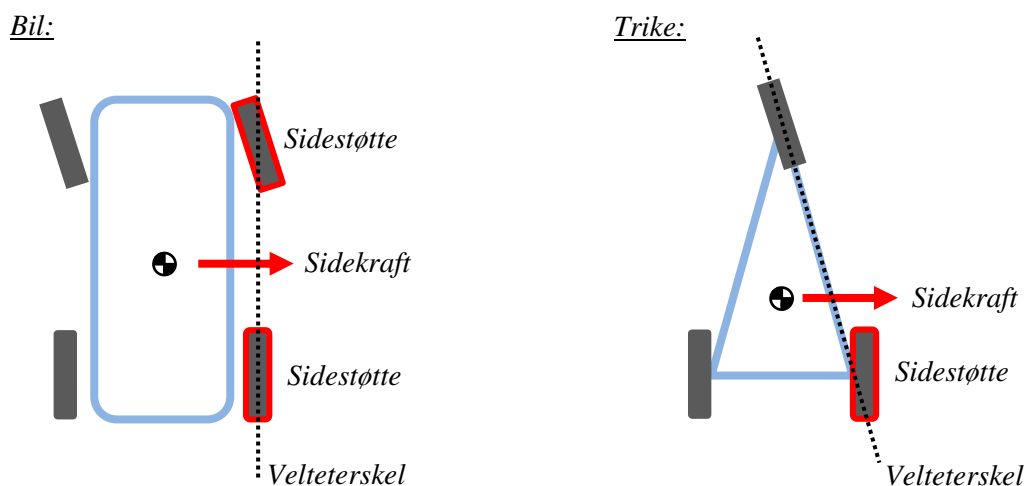
1. *Passiv, ingen tilt*. Ingen av hjulene tilter
2. *Aktiv, delvis til*. Bare framhjulet, og eventuelt kabinen tilter
3. *Aktiv, full tilt*. Alle hjulene, og gjerne hele kjøretøyet tilter

#### 2.3.3.1 Passiv, ingen tilt

En stor utfordring ved å bruke tre hjul er å opprettholde stabiliteten når kjøretøyet blir påført sidekrefter som typisk oppstår i sving. Figur 2-9 viser hvordan kjøretøyet ved kjøring i en sving opplever sentripetalakselerasjon, som gir en sentrifugalkraft, som trekker tyngdepunktet mot yttersvingen. Desto høyere over bakken *CG* befinner seg, desto mer vil kjøretøyet krenge og i verste fall vil den velte (grad av krenning avhenger også av fjærstivheten til hjuloppheng). Sidekrefter oppstår på samme måte ved kjøring på skrått underlag, og man kan også risikere velt hvis kjøretøyet utsettes for kraftig sidevind.



Figur 2-9: Sentrifugalkraft som oppstår i sving slik at kjøretøyet krenger mot yttersvingen.



Figur 2-10: Sammenlikning av velteterskel for bil og trike.

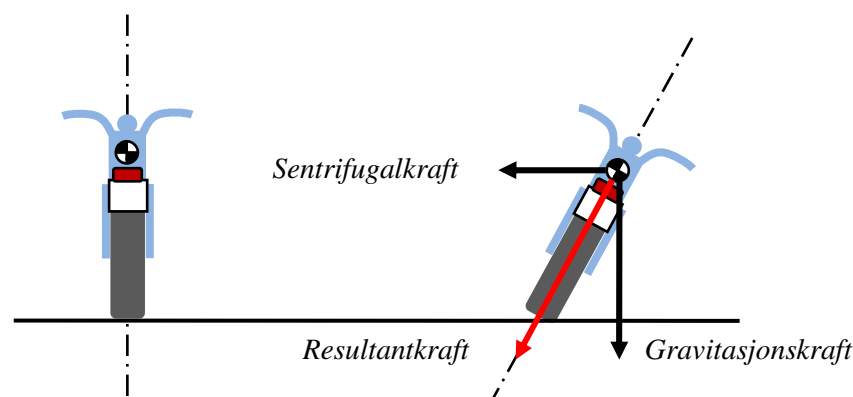
En bil med fire hjul har to hjul som fungerer som sidestøtter og motvirker sidekreftene slik Figur 2-10 viser. Velteterskelen er parallell med bilen og sikkerheten mot sidevelt vil ikke påvirkes av tyngdepunkts plasseringen i lengderetningen. Derimot har 3-hjulskjøretøyet bare ett hjul som tilbyr sidestøtte og den vil være mye mer følsom for tyngdepunkts plasseringen og sporvidden i forhold til en bil. For å oppnå en akseptabel stabilitet er 3-hjulskjøretøyet altså avhengig av å kompensere med et lavt tyngdepunkt og en tilstrekkelig bred sporvidde. Men det kan gå på bekostning av blant annet fraktkapasiteten for personer eller gods og plassopptaket på veien og der den skal parkeres.

Reliant Robin er et velkjent 3-hjulskjøretøy som lider av en lite gjennomtenkt vektfordeling. Den ble mer eller mindre konstruert som om den var en bil med fire hjul og har dermed en lite

gunstig tyngdepunkts plassering og heller ingen andre tiltak for å bedre stabiliteten. Den er kjent for sine elendige kjøreegenskaper og, på grunn av et alt for høyt tyngdepunkt, sin tendens til å tippe over.

### 2.3.3.2 Aktiv, delvis tilt

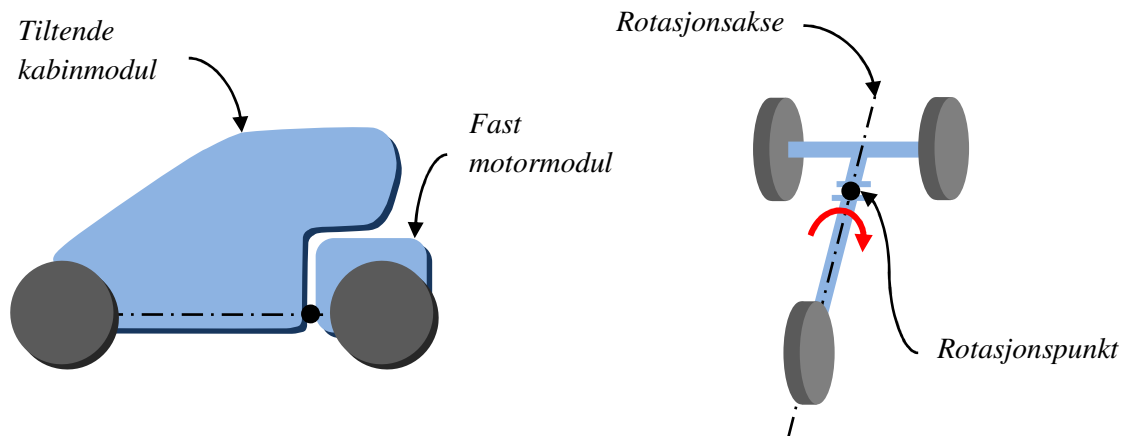
For å motvirke denne uheldige krenningen bør kjøretøyet ha mulighet til å lene seg inn mot senteret i svingen, eller tilte, akkurat som en sykkel med to hjul. Figur 2-11 viser eksempel på kreftene som opptrer på en motorsykkel i sving. For å kompensere for sidekraften (sentrifugalkraften), som ellers ville veltet sykkelen, lener føreren seg selv og sykkelen inn mot senteret i svingen slik at gravitasjonskraften utlikner sidekraften. Dermed vil resultantkraftvektoren ligge på linje med senterlinjen, eller mer nøyaktig langs linjen mellom tyngdepunktet og bakkekontaktspunktet til dekkene. Slik vil sykkelen være i balanse og føreren vil kun oppleve en kraft ned i setet.



*Figur 2-11: Tyngdepunkts plassering for en motorsykkel og krefter som opptrer i sving. Sykkelen er i balanse så lenge resultantkraften fra tyngdepunktet går gjennom kontaktpunktet mellom dekk og underlag.*

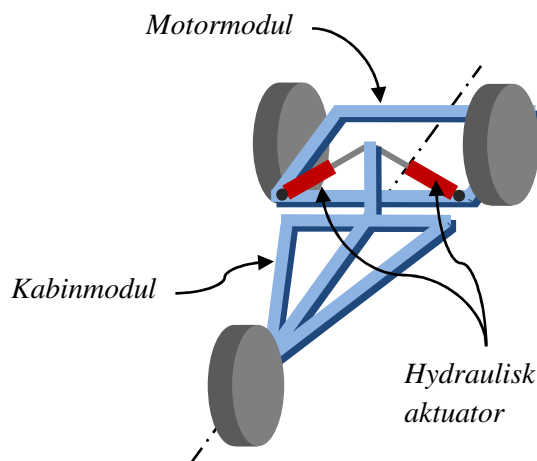
Det finnes en rekke varianter av 3-hjulskjøretøy som benytter seg av dette prinsippet. Men flere av modellene utnytter dette bare til en viss grad, det vil si at ikke hele kjøretøyet lener seg (delvis tilt). Gjerne er kjøretøyet konstruert slik Figur 2-12 viser, hvor kabinen og framhjulet krenger mens motormodulen med bakhjulene står stille. Kjøretøyet er dermed delt i to og rotasjonen skjer omkring senteraksen.





Figur 2-12: Typisk utformingsprinsipp for 3-hjulskjøretøy med delvis tilt. Framhjul og kabin kan tilte mens en bakre modul med bakhjulene holdes oppreist.

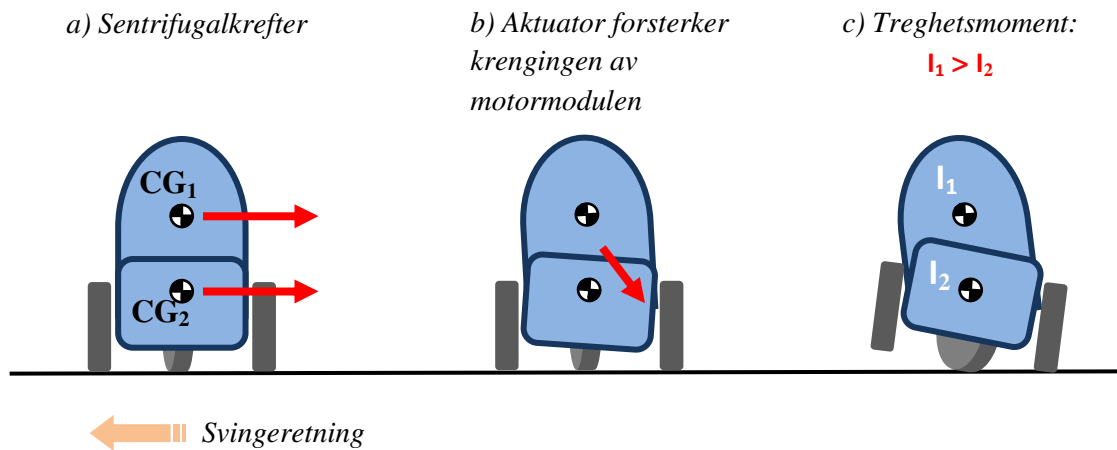
Carver One er per dags dato det mest kjente og best fungerende 3-hjulskjøretøyet som benytter seg av delvis tilt. Førerkabinen kan tiltes maksimalt hele  $45^\circ$  og føreren vil ikke bli utsatt for merkbare sidekrefter under normal kjøring. Tiltfunksjonen er helautomatisk og Carver kan kontrolleres som en vanlig bil. BMW CLEVER er et annet kjøretøy som er mer eller mindre en etterligning av Carver, dog med et mindre gjennomarbeidet tiltesystem.



Figur 2-13: Illustrasjon av typisk utforming med hydrauliske aktuatorer festet til motormodulen og som vipper kabinmodulen om senteraksen.

Men denne utformingen kan by på flere fundamentale problemer. For det første benyttes det gjerne to hydrauliske aktuatorer for å iverksette tiltebevegelsen. Aktuatorene er festet mellom kabinmodulen og motormodulen og styrer dermed rotasjonen av kabinmodulen om senteraksen (Figur 2-13). Det vil si at kabinmodulen krenger mens motormodulen forblir

oppreist, slik som på Carver One og CLEVER. Relativt stor kraft, derav hydraulikk, er nødvendig for å opprettholde balansen i lav fart, men det tilsier også at man kan oppnå et kraftig rotasjonsmoment som også virker på den bakre motormodulen. Så lenge kjøretøyet har et styringssystem for tiltingen som aktiveres av svingebevegelsen til forhjulet, sentripetalakselerasjonen (gyro) eller lignende har man allerede i det tiltingen starter etablert et moment som virker i motsatt retning.



Figur 2-14: Todelt kjøretøy sett bakfra og kreftene som oppstår i sving. Ved for rask tiltebevegelse, og fordi treghetsmomentet til kabinmodulen er størst, kan kraften bli så stor at bakhjulsdelen tipper.

Tyngdepunktet for både kabinmodulen og motormodulen, hhv.  $CG_1$  og  $CG_2$ , trekkes mot yttersvingen (Figur 2-14a). Dette kregemomentet må overgå av aktuatorene for å tilte kabinmodulen motsatt vei, inn mot svingen. Det hjelper heller ikke at aktuatorene også må jobbe mot støtdempingen av bakhjulene, noe som vil forsinke tiltebevegelsen enda mer og dermed bidra til at det bygges opp et enda større moment i feil retning før tiltingen starter (Figur 2-14b). Desto raskere svingebevegelsen er desto kraftigere moment skapes av aktuatorene. Motormodulen har et relativt lite treghetsmoment,  $I$ , i forhold til kabinmodulen og det bidrar til at momentet fra aktuatorene vrir motormodulen feil vei, og kraften på innerhjulet minker. Dersom momentet blir høyt nok, ved for rask tilting, kan motormodulen tippe og man mister kontroll over kjøretøyet (Figur 2-14c). Ved en testkjøring av prototypen CLEVER skjedde akkurat dette. For å begrense problemet må hastigheten på tiltebevegelsen, det vil si hastigheten til aktuatorene, begrenses. Det betyr at kjøretøyet ikke er egnet for å utføre raske unnamanøvere, spesielt i høy fart, og er dermed ikke tilstrekkelig trafikksikkert. Et mottiltak er å starte tiltebevegelsen *før* svingebevegelsen for å unngå at det bygges opp et rotasjonsmoment i feil retning. Det kan oppnås på samme måte som på en motorsykkel der føreren motstyrer i et kort øyeblikk før svingen for å initiere kregingen i riktig retning. Skal dette skje automatisk må den nødvendige graden av motstyring forhåndsregnes ut i fra hastighet og svingens karakter. Føreren av motorsykkelen ser svingen på forhånd og kan ut i fra erfaring forutse behovet for motstyring. Det blir derimot langt mer komplekst når alt skal

skje automatisk. Det vil sannsynligvis kreve at man benytter seg av elektronisk styring (*Steer-by-Wire*), noe som utviklerne av CLEVER anså som for lite pålitelig og sikkert (de ville ikke kutte den fysiske forbindelsen mellom føreren og retningskontrollen). Eventuelt kan man øke sporvidden til bakhjulene betraktelig, men da forsvinner litt av selve poenget med å ha tiltemulighet; nemlig å opprettholde stabiliteten til et relativt smalt og lite lettvektskjøretøy.

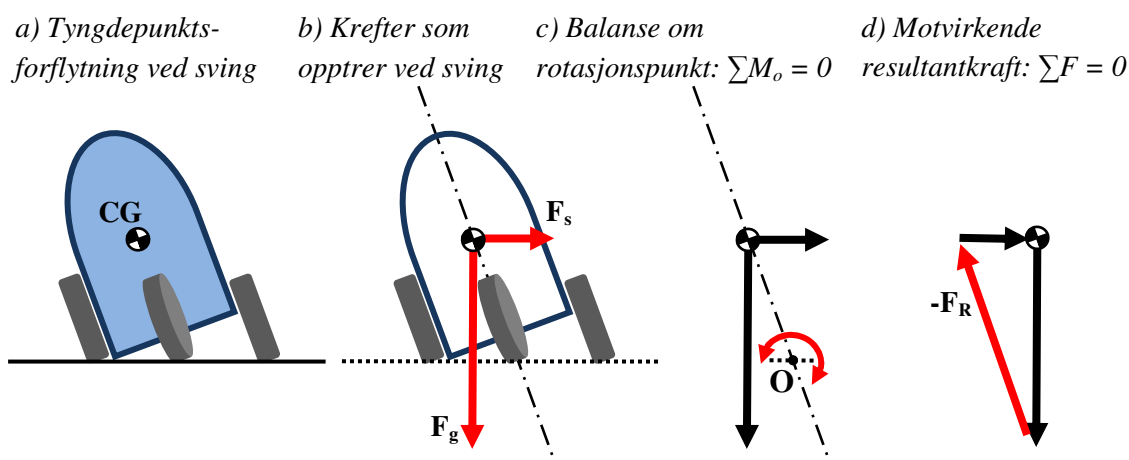
En utforming der forhjulet tilter mens bakhjulene forblir oppreist kan også føre til at kjøretøyet blir veldig overstyrt. I motsetning til understyring, der kjøretøyet vil fortsette rett frem til man gjenvinner kontrollen, vil en overstyring bare forsterkes til det ikke lenger er mulig å kontrollere skrensen. Det regnes som ustabil oppførsel og er ikke ønskelig i for stor grad for et trafiksikkert kjøretøy. For å kompensere må kjøretøyet i tilfellet ha en viss grad av retningsstyring også på bakhjulene.

Det finnes noen 3-hjulskonsepter med manuell styring av tiltingen. For eksempel hadde GM Lean Machine fra 1983 fotpedaler for å utføre tiltingen. Med det kunne man riktignok starte tiltingen før svingen, som en motorsykkel, men den var vanskelig å kjøre og krevde en god del trening og erfaring før man kunne ferdes relativt trygt.

Automatisk styring av tiltingen vil være nødvendig for Dolphin Family slik at den kan benyttes på en sikker og enkel måte av hvem som helst med vanlig førerkort.

### 2.3.3.3 Aktiv, full tilt

Tredje kategori er 3-hjulskjøretøy som er bygget etter et prinsipp der alle tre hjulene tilter i sving. Prinsippet omfatter også at hele kjøretøyet tilter, det vil si at komponenter som eventuelt ikke tilter har en så liten masse relativt til kjøretøyets totale masse at det kan regnes som neglisjerbart. Dermed oppnår man en gunstig tyngdepunktsoverføring i sving, akkurat som på en motorsykkel (jfr. Figur 2-11), uten de bieffektene forklart over som en todelt konstruksjon fører med seg.



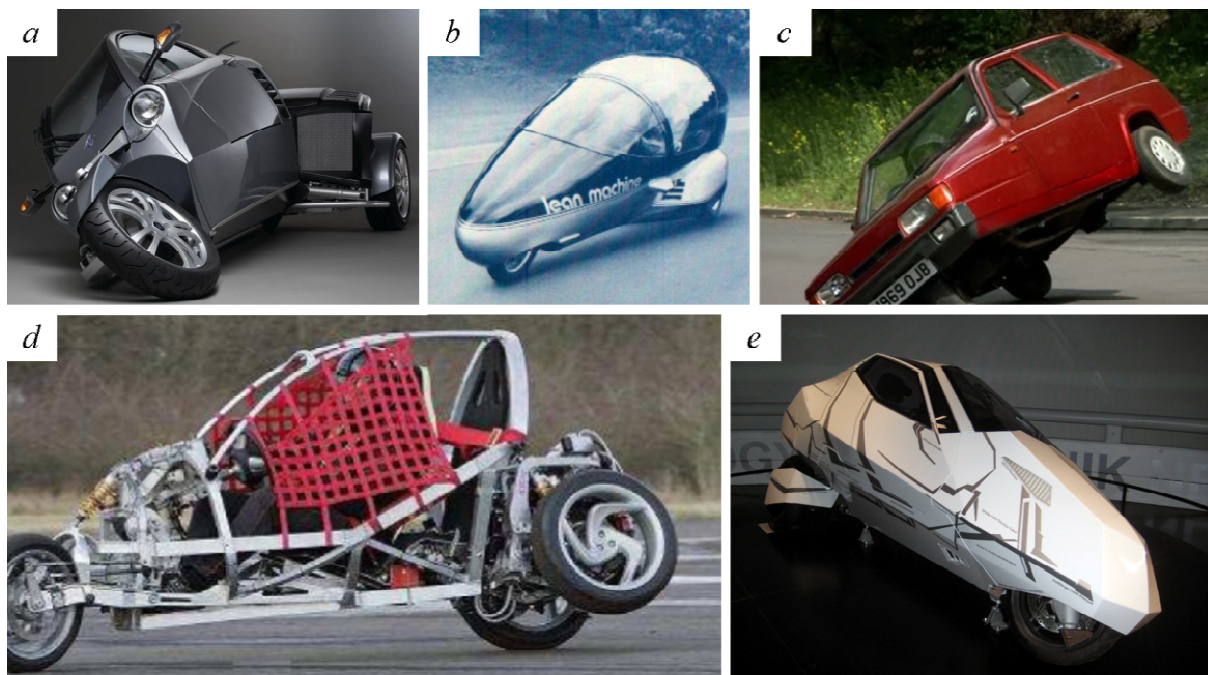
Figur 2-15: Balansering av 3-hjulskjøretøy på samme måte som en motorsykkel ved hjelp av tilting.

Med et velfungerende styringssystem av tiltingen kan tyngdepunktet balanseres slik at sentrifugalkraften  $F_s$  oppheves av gravitasjonskraften  $F_g$ , og man oppnår balanse om rotasjonspunktet (kontaktpunktet mellom forhjulet og underlaget). Den motvirkende resultantkraften  $F_R$  som sørger for statisk likevekt er et resultat av den vertikale opplagerkraften fra underlaget og den horisontale kraften som skapes av friksjonen mellom dekkene og underlaget (Figur 2-15). Systemet er i balanse inntil sentrifugalkraften overstiger bidraget fra gravitasjonskraften, som er begrenset av den maksimale tiltevinkelen til kjøretøyet, eller til dekkene begynner å skli.

Hvis alle hjul skal lene seg markant til siden i sving er det opplagt at alle hjulene må ha avrundet dekkprofil, som typiske motorsykkeldekk. Nøyaktig spesifisering av hjulene til Dolphin Family ikke en del av denne oppgaven.

Et godt eksempel på et 3-hjulskjøretøykonsept med full tilt er BMWs Simple Concept. BMW Simple, presentert i 2009, er et relativt smalt kjøretøy med fokus på ekstremt lavt energiforbruk med plass til to personer. BMW var forøvrig også involvert i utviklingen av CLEVER fra 2005 og mye kan tyde på at det ble tatt lærdom av problemene rundt denne og dermed satset på tilting av hele kjøretøyet og alle hjul for Simple-konseptet.

Basert på poengene i dette avsnittet, og en generell oppfatning etter omfattende bakgrunnsstudier av eksisterende konsepter og tidligere drøftinger, kan det antas at den beste løsningen for Dolphin Family er kategori C; *aktiv, full tilt*, med automatisk styring av systemet. Følgende kapittel omhandler derfor kun varianter med tilting på alle hjul.



Figur 2-16: Bildemontasje. a) Carver One med mulighet til å tilte kabinmodulen opp mot  $45^\circ$  [11]. b) GM Lean Machine med pedalstyrt tiltesystem [12]. c) Reliant Robin velter på sedvanlig vis pga. uheldig tyngdepunkts plassering [13]. d) CLEVER prototype holder på å miste kontrollen under testkjøring [14]. e) BMW Simple Concept med tilting av hele kjøretøyet [eget foto].

### 2.3.4 Bakhjulsoppheng

Selv forutsatt at hele kjøretøyet og alle hjulene skal tilte kan fortsatt bakhjulsoppheng utformes på en rekke forskjellige måter. Her følger noen utvalgte utformingsprinsipper som er vurdert for Dolphin Family:

1. *Tversgående bærearmer*
2. *Tversgående bærearmer med sentrerte festepunkter*
3. *Tversgående parallellstag*
4. *Vertikale sylindre*
5. *Langsgående svingarmer*

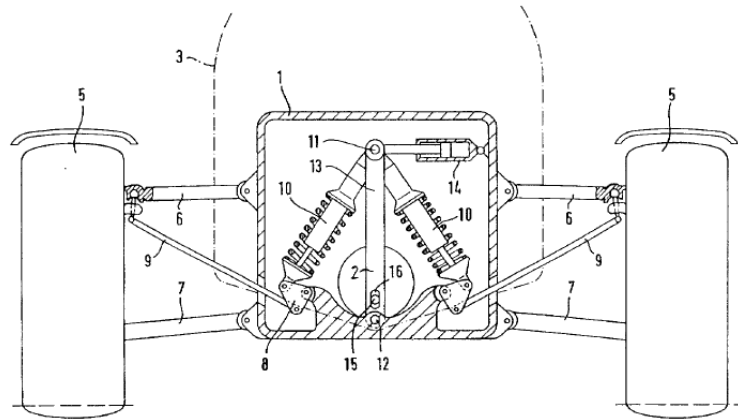
#### 2.3.4.1 Tversgående bærearmer



Figur 2-17: Prinsipp for bakhjulsoppheng med tversgående bærearmer.

Hjuloppheng utformes mer eller mindre som et tradisjonelt hjuloppheng for personbiler, der bærearmer på hver side har en leddet forbindelse til grunnrammen og til spindelen som holder hjulnavet og hjulet. Bærearmerne utformes gjerne som et triangel med to festepunkter til rammen og ett ledd til hjulspindelen slik at man oppnår avstivning av opphenget i bilens lengderetning. Denne bærearmutformingen kalles i tillegg til *triangel* også for *A-arm* eller *ønskebein* (*wishbone*). Med både en nedre og en øvre bærearmer får man et dobbelt triangeloppheng. Støtdempere inngår gjerne som en del av utforming og det gir en gunstig individuell støtdempning av hvert enkelt hjul. En mye brukt løsning i konvensjonelle personbiler er *MacPherson-oppheng*, der støtdemperen er festet direkte til øvre del av hjulspindelen og erstatter dermed en øvre bærearmer.

Hvis man gjør bevegelsen til bærearmerne aktiv, isteden for passiv slik det normalt er på en bil, kan hjuloppheng benyttes for et tiltende 3-hjulskjøretøy ved hjelp av for eksempel en hydraulisk sylinder. Figur 2-18 er hentet fra et patentdokument som omhandler hjuloppheng for Mercedes F300 Life-Jet. Dette er riktignok hjuloppheng til et 3-hjulskjøretøy med to hjul foran, men prinsippet blir det samme for et bakhjulsoppheng. Her styres tiltemekanismen med en dobbeltvirkende sylinder (pos. nr. 14 i figuren) og bevegelsene overføres med leddede stag. Individuell støtdemping er implementert i senter ved hjelp av triangulære *rocker arms* (pos. nr. 8).



Figur 2-18: Patentfigur for hjuloppheget til Mercedes F300 Life-Jet. Støtdemping og mekanisme for tilting er integrert vha. stag og såkalte rocker arms [15].

Fordelen med et slikt hjulopphegsprinsipp er at man oppnår uavhengig støtdemping og at man muligens kan benytte seg av standardkomponenter fra for eksempel små biler. I tillegg kan man ved små endringer i utformingen påvirke diverse hjulvinkler når systemet er i bevegelse, og dermed optimalisere kjøreegenskapene.

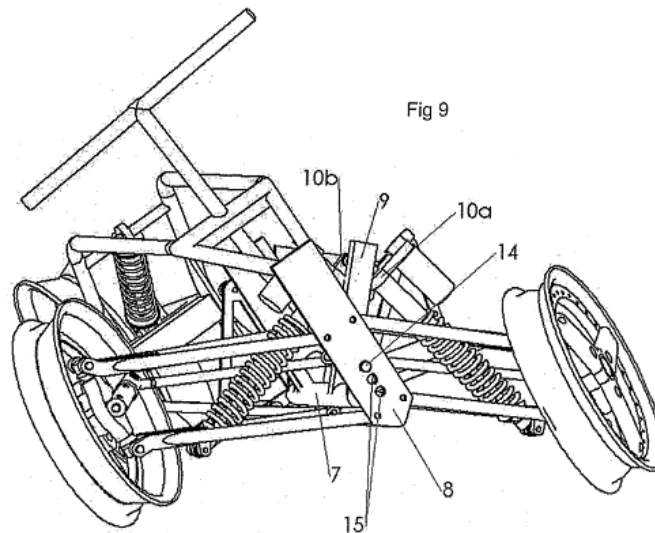
Ulempen er at systemet opptar en del plass i bredden og det gir noen uønskede effekter; enten ved at den maksimale tiltevingelen begrenses, kjøretøyet må utformes med et ugunstig smalt karosseri eller med veldig bred sporvidde, en høy bakkeklaring som gir et høyt tyngdepunkt, eller at sporvidden reduseres når kjøretøyet tilter. Det vil gi mindre stabilitet i svingene. Implementeringen av et automatisk tiltesystem kan fort bli relativt komplisert og dermed kostbart. Denne utformingen egner seg nok best for meget smale kjøretøy, kjøretøy med to hjul foran eller kjøretøy uten tiltemulighet for alle hjul, og er derfor trolig ikke den beste prinsipløsningen for Dolphin Family.

#### 2.3.4.2 Tversgående bærearmer med sentrerte festepunkter



Figur 2-19: Prinsipp for bakhjulsoppheng med tversgående bærearmer med tilnærmet felles opphengspunkt i senter.

Denne utformingen likner en hel del på det forrige prinsippet bortsett fra at bæreamene er festet til grunnrammen helt inn mot kjøretøyets senterakse. I praksis betyr dette at bæreamene blir lengre og man kan få en lengre vandring for hjulene i vertikal retning. Ved å benytte en tett plassert forbindelse mellom bæreamene på begge sider kan man også muligens få til en enklere og mer kompakt utforming av et automatisk tiltesystem.



Figur 2-20: Patentfigur for hjuloppheng for en ombygd 3-hjuls motorsykkel fra Brudeli Tech [16]. Framhjulsoppheng består av tversgående bæreamer som er festet til en felles søyle i senter, og begge hjulene er støtdempet individuelt.

Figur 2-20 er en patentfigur som viser hvordan dette prinsippet er benyttet for framhjulsoppheng på en 3-hjuls motorsykkel. Dette er en trike basert på en KTM motorsykkel og er utviklet i Norge. Selv om prinsippet oversettes til et bakhjulsoppheng er ikke dette hjuloppheng en fullgod prinsipløsning for Dolphin Family da den kun har et passivt tiltesystem. Det bør allikevel være fullt mulig å implementere en aktiv styring av tiltebevegelsen på lik linje med Mercedes Life-Jet beskrevet i forrige avsnitt.

Fordelen er også her at man oppnår uavhengig støtdemping av hjulene, og fordi bæreamene er lengre blir også endringen av sporvidden mindre når hjulene beveger seg opp og ned.

Ulempene er derimot at det finnes ingen eller meget begrenset tilgang til standardkomponenter, og maksimal tilteinkel begrenses i stor grad av bredden på karosseriet eller vice versa. Dette kan bety at det blir en unødvendig komplisert og kostbar løsning, og at det blir vanskelig å oppfylle Dolphin Familys krav til størrelse og fraktkapasitet.

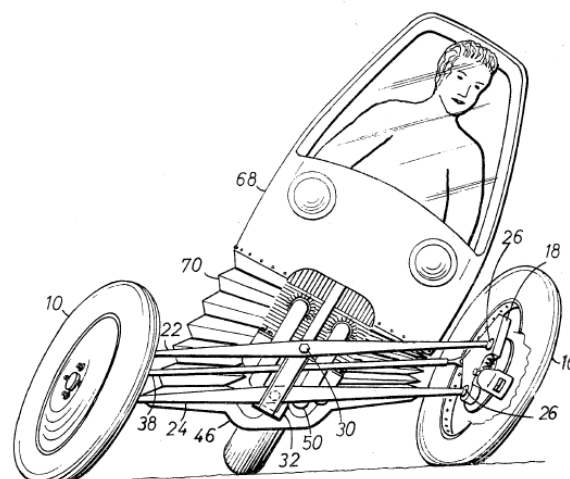
Både dette, og det forrige prinsippet, kan utformes som et såkalt *multi-link*-system. Det vil si at triangellarmene er ytterligere oppdelt i stag og armer med leddede forbindelser. Man kan dermed få et enda mer sofistikert hjuloppheng med omfattende kontroll over hjulvinkler og kjøreegenskaper. Men ulempene som er nevnt over gjelder fortsatt og prinsippet drøftes derfor ikke videre.

## 2.3.4.3 Tversgående parallellstag



Figur 2-21: Prinsipp for hjuloppheng der hjulene og kjøretøyet er forbundet med to parallelle, tversgående stag.

En tredje metode for bakhjulsoppheng kan være å forbinde chassiset og begge hjulene med tversgående stag som beveger seg parallelt. Stagene forbindes i to rotasjonspunkt i midten av kjøretøyet, slik at karosseriet og hjulene krenger parallelt med hverandre mens stagene holdes horisontale.



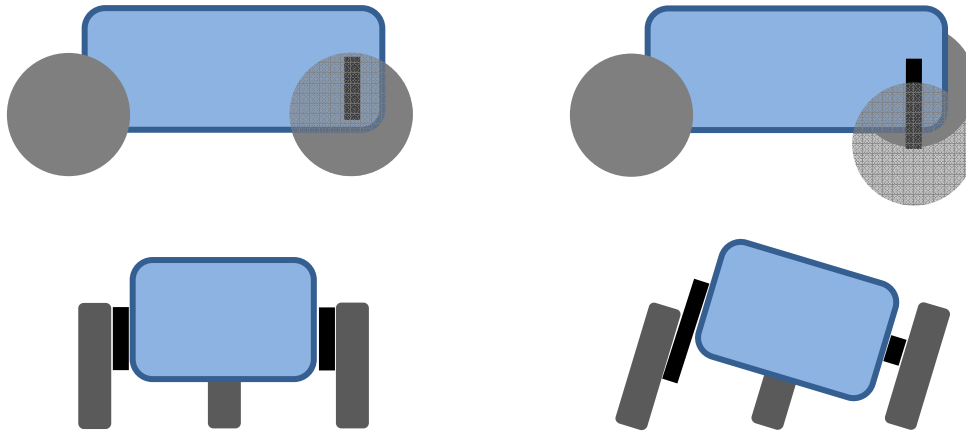
Figur 2-22: Eldre patentfigur som viser et prinsipp for framhjulsoppheng med parallelle tversgående stag [17].

Figur 2-22 er hentet fra et patentdokument fra 1978 der man har forsøkt å konstruere en overbygget motorsykkel med to hjul foran. Av patentbeskrivelsen går det fram at tiltebevegelsen her er direkte mekanisk forbundet med styret. Det er tilsynelatende fornuftig og enkelt å få til, men kan by på utfordringer når underlaget ikke lenger er plant, og er en utdatert metode for utviklingen av tiltende 3-hjuls kjøretøy. Hjuloppheng inkluderer heller ingen støtdemping av hjulene.

Prinsippet er derimot relativt ukomplisert og et tiltesystem bør være enkelt å implementere. I aller enkleste form kan det ene parallellstaget gå i gjennom en dobbelvirkende hydraulisk sylinder og man har et automatisk tiltesystem. Derimot blir det litt mer komplisert i forhold til individuell støtdemping av hjulene. Man har også et dilemma mellom maksimal tiltevinkel kontra bredden på karosseriet, i likhet med utformingsprinsippene diskutert tidligere.



## 2.3.4.4 Vertikale sylindre



*Figur 2-23: Prinsipp for bakhjulsoppheng sett fra siden og bakfra. Bakhjulene er festet direkte til vertikale sylindre som kan heve og senke hjulene slik at kjøretøyet tilter.*

En utradisjonell, men hypotetisk mulig løsning er å heve og senke bakhjulene med vertikale sammentrekkbare søyler. Søylen kan i dette tilfellet være hydrauliske sylindre som i seg selv utgjør hele hjuloppheng. Tiltingen av kjøretøyet kan dermed enkelt skje ved å heve eller senke bakhjulene direkte. Enten kan sylinderbevegelsen på den ene siden være direkte motsatt med den andre siden, tiltingen kan skje ved å heve kun den ene siden, eller ved en kombinasjon av dette avhengig av karosseriets form og bakkeklaring ved tilt. Benytter man seg av en akkumulator eller kompressibelt medium som for eksempel et pneumatisk sylindersystem, kan man også oppnå støtdemping i samme systemet.

Prinsippet er svært enkelt og krever relativt få komponenter. Bredden på karosseriet er ikke begrenset og ved tilt øker sporvidden, noe som kan gi økt stabilitet i sving.

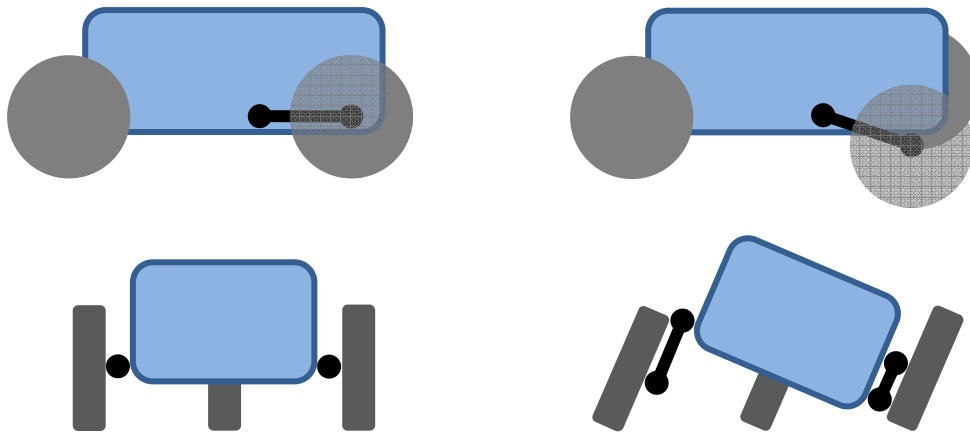
Det har ikke lyktes å finne noen eksisterende konsepter med dette prinsippet for hjuloppheng, og det er nok heller ikke tilfeldig.

Et åpenbart problem ved et slikt system er at sylindrene vil bli utsatt for store bøyemomenter på grunn av kreftene som påføres hjulene. Man vil være nødt til å benytte seg av støttestag eller bærearmer som tar opp kreftene i kjøretøyet lengderetning, og helst også noe som tar opp sidekreftene som vil oppstå ved kjøring. Dermed er ikke lenger konstruksjonen særlig mindre kompleks enn konvensjonelle løsninger.

Et annet stort problem er at slaglengden på sylindrene blir veldig lang hvis man skal oppnå en stor tilteinkel, og dess bredere kjøretøyet er dess lengre vandring ved samme tilteinkel. Det kan gi et knekkingsproblem. Man kunne riktignok begrenset plassopptaket når sylindrene er sammentrukket ved å bruke teleskopsylindre, men den lange vandringen ved full tilting vil

trolig fortsatt gi et skjørt og ustabil hjuloppheng. Hvis begge hjulene skal være drivende får man også en stor utfordring med å utforme drivverket fra en felles motor. I det hele tatt er dette et lite gunstig system for bakhjulsoppheng til Dolphin Family.

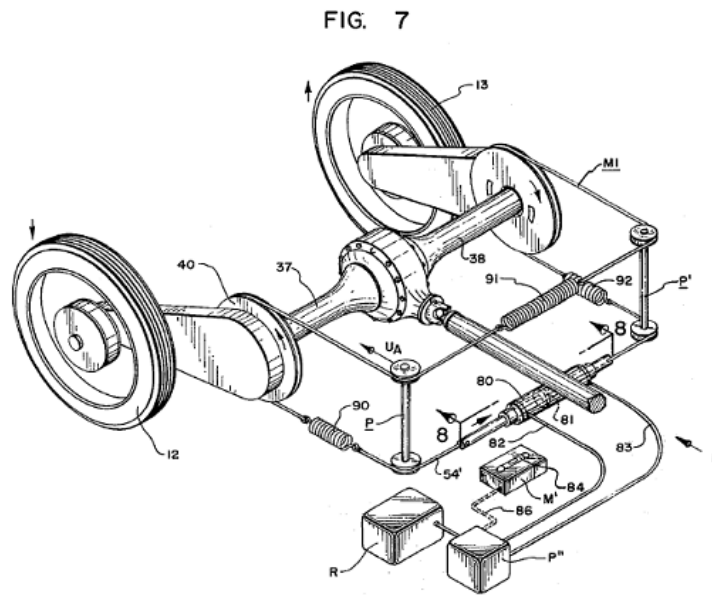
#### 2.3.4.5 Langsgående svingarmer



Figur 2-24: Prinsipp for bakhjulsoppheng med langsgående svingarmer, sett fra siden og bakfra.

I stedet for tversgående bærearmer kan kjøretøyet ha langsgående bærearmer, eller *svingarmer*, slik man gjerne ser på en motorsykkel. Hjulene vil da kunne bevege seg opp og ned etter en sirkelbane som vil ligge i et vinkelrett plan i forhold til tversgående bærearmer. For å tilte kjøretøyet kan svingarmene beveges opp eller ned, enten de er direkte forbundet til hverandre med motsatte bevegelser eller ved at hver svingarm roteres individuelt.

Det finnes en hel del tidligere prototyper og tegninger som baserer seg på dette prinsippet for bakhjulsoppheng på en tiltende trike. Figur 2-25 er hentet fra et patentdokument allerede fra 1975 med en slik løsning. Her er tiltesystemet og svingarmene satt i forbindelse med hverandre ved hjelp en fjæravlastet reim og en differensial fordeler drivkraften til hvert av hjulene via en innelukket kjedeforbindelse.

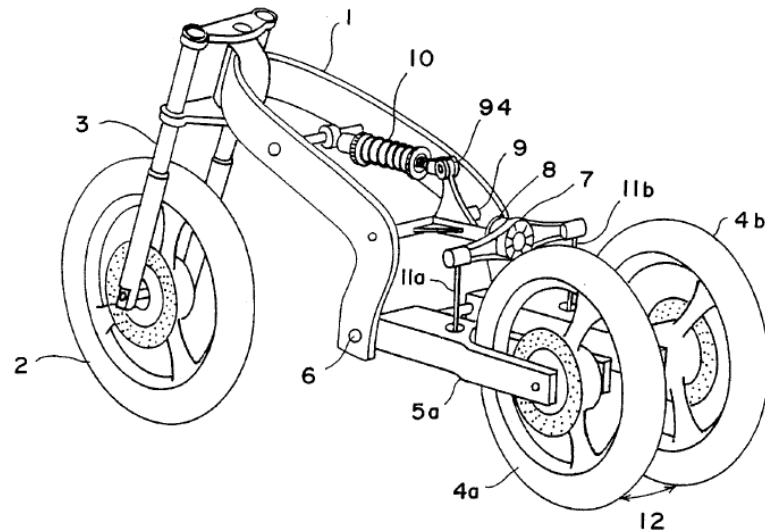


Figur 2-25: Eldre patentfigur av bakhjulsoppheng med automatisk tiltesystem, bestående av langsgående svingarmer, reimer for styring av tiltebevegelse og støtdemping og drivlinje med differensial [18].

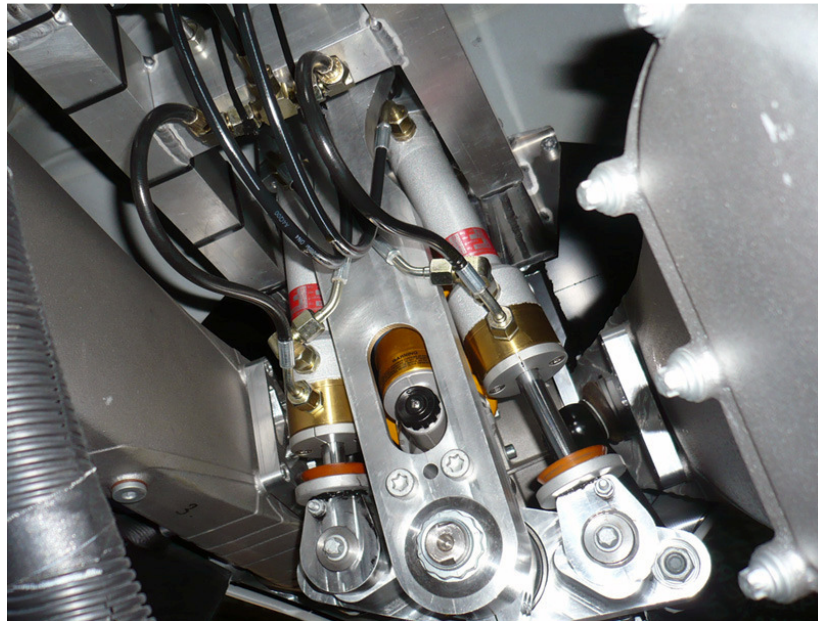
Et slikt system kan benytte hydrauliske sylindere på flere måter for å oppnå et automatisk tiltesystem, og systemet er også godt egnet for implementering av støtdemping. Utformingen kan gi en bredere sporvidde i sving og ved å endre noen av vinklene mellom rotasjonsaksene for svingarmene kan man oppnå både variabel cambervinkel og bakhjulsstyring. Likheter med svingarmen på en motorsykkel gjør at tilgangen på standardkomponenter er god, og man kan i beste fall benytte hele systemer inkludert hjullagre, drivverk og bremsesystem fra to motorsykler eller scootere. Her kan man allikevel få et dilemma fordi mange bakhjulsoppheng til motorsykler ikke er konstruert fullstendig symmetrisk på hver side av hjulet. I mange tilfeller benytter man også bare én svingarm og da produseres det selvsagt ikke en speilvendt versjon. Hvis man skal benytte komplette svingarmsystemer begrenser utvalget seg derfor helst til de modellene som har doble svingarmer.

Dette utformingsprinsippet og eventuelle komplette eksisterende bakhjulsoppheng gir gode muligheter for individuell støtdemping av bakhjulene. Individuell og uavhengig støtdemping av hjulene er ansett som både den mest moderne og den beste løsningen for biler, men for et tiltende 3-hjulskjøretøy er det ikke nødvendigvis tilfellet. Som tidligere forklart i kapittel 2.3.3 om *aktiv, delvis tilt* vil en rask og kraftig tiltemekanisme måtte jobbe mot et motsatt rettet rotasjonsmoment på grunn av sentrifugalkreftene og treghetsmomentet, og mye av bevegelsen vi da kunne forsvinne i fjæringsvandringen for det ytterste hjulet, og tiltebevegelsen blir dermed forsinket. Derfor kan det være lurt å plassere støtdempingsmekanismen mellom chassiset og tiltesystemet slik Figur 2-26 viser.

Så lenge svingarmene er direkte forbundet med hverandre får man en relativ primitiv oppførsel av bakhjulsoppheng, liknende en bil med stiv bakaksel, men man får altså en gevinst i oppførselen til tiltesystemet.



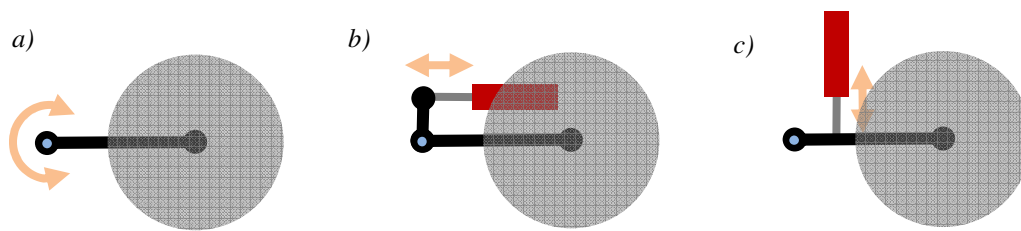
Figur 2-26: Figur hentet fra et patentdokument, utformet av Carlos Calleja, som viser sammenkoblingen av de to svingarmene ved hjelp av en balanseringsaksel og flerleddede stag, samt støtdempingsmekanismen for systemet [19].



Figur 2-27: Del av hjuloppheng og tiltemekanisme på BMW Simple sett fra undersiden. To sylindre beveger en balanseringsaksel som via leddede stag beveger svingarmene til bakhjulene [eget foto].

Figur 2-27 viser litt av hjuloppheng til BMW Simple der prinsippet er det samme som for Callejas system (noen av komponentene er snudd opp ned i forhold til Callejas patentfigur). Støtdempingsmekanismen er noe gjemt på bildet, men bak den midtre delen kan man skimte både en støtdemper og en springfjær. Med andre ord har heller ikke her bakhjulene individuell

støtdemping. Callejas prinsippfigur inkluderer ikke noe automatisk tiltesystem, men på Simple er altså dette implementert ved å bevege balanseringsakselen med to hydrauliske sylindre.



Figur 2-28: Illustrasjon av enkel utforming for kontrollering av langsgående svingarmer. a) Rotasjonspunkt for svingarmen. b) Kontrollering av rotasjonen med hydraulisk sylinder. c) Sylinder koblet direkte til svingarm.

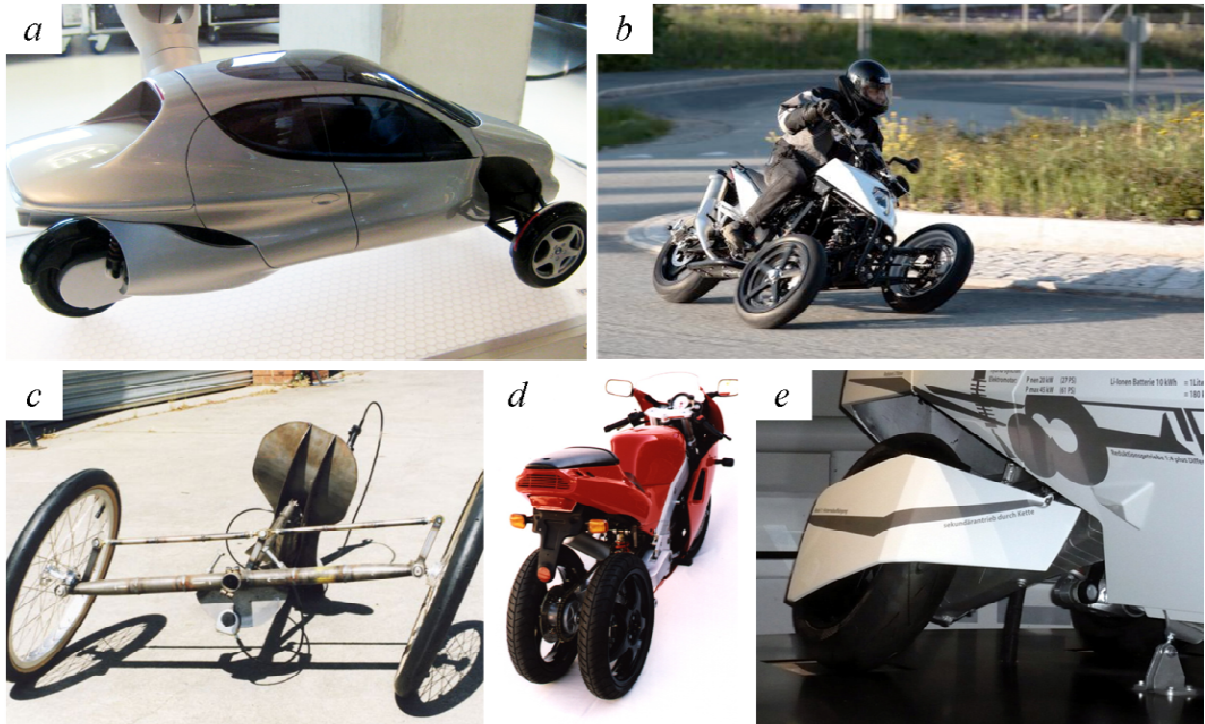
Et alternativt, og tilsynelatende enklere prinsipp for utformingen av langsgående svingarmer kan være å kontrollere bevegelsen direkte ved opplageret/rotasjonsakselen for hver av svingarmene slik Figur 2-28a viser. Det eliminerer behovet for en balanseringsaksel med leddforbindelser, som egentlig bare er en ekstra omvei for kraftoverføringen. Rotasjonen kan styres hydraulisk på hver sin side og tiltebevegelsen for kjøretøyet oppnås gjennom et felles hydraulisk system hvor svingarmene roterer motsatt av hverandre.

En stor potensiell stor fordel med et slikt system er at de hydrauliske kraftenhetene som kontrollerer svingarmbevegelsen også kan fungere som støtdempingsmekanismer. Enten ved å benytte en akkumulator eller ved å benytte et kompressibelt medium i systemet (det gjelder selvsagt også for prinsippet beskrevet over, der bevegelsen overføres via en balanseringsaksel).

Rotasjonsakselen til svingarmene kunne teoretisk sett være koblet direkte til de hydrauliske kraftenhetene i form av sirkulære aktuatorer/motorer med relativt kort rotasjonsbevegelse, men det mest praktiske og mest energieffektive vil nok være å bruke lineære aktuatorer. Hydrauliske sylindre må i tilfellet være koblet til en arm med en viss lengde ut fra rotasjonssenteret, slik Figur 2-28b viser. Lengden, vinklingen, og plasseringen av disse kraftarmene, og dermed plasseringen av de hydrauliske sylindrene, kan utformes på en rekke forskjellige måter for å få et kompakt og spesialtilpasset system. Kraftarmen kan selvsagt også være svingarmen i seg selv, som på Figur 2-28c, men dette forutsetter plasskrevende vertikalmonterte sylindre. Hvis svingarmene skal ha en viss eksentrisitet i forhold til rotasjonsakselen for å oppnå variabel hjulstilling må sylindrene i tilfelle ha opplagere med nok frihetsgrader.

Med et bakhjulsoppheng basert på langsgående svingarmer, bakhjulsdrift og en felles drivkraftskilde må effektoverføringen skje for eksempel ved hjelp av en differensial koblet til kjede, reim eller kardang til hvert hjul. Her finnes det mange ulike løsninger og tilgjengelige systemer som kan hentes fra motorsykler eller scootere.

Et annet alternativ er å bruke felles energikilde, med individuelle elektriske motorer direkte koblet til hvert hjul. Drivverket drøftes ikke videre i denne rapporten.



Figur 2-29: Bildemontasje. a) Modell av konseptbilen Mercedes F300 Life-Jet [eget foto]. b) Brudeli 654L, ombygd motorsykkel med tversgående, midtopplagrede bærearmer til to framhjul [20]. c) Prototype til en liggesykkel med parallelle stag i bakhjulsoppheng [21]. d) Ombygd motorsykkel til testing av Callejas bakhjulsoppheng med to svingarmer [22]. e) BMW Simple Concept med langsgående enkle svingarmer [eget foto].

### 2.3.5 Forhjulsoppheng

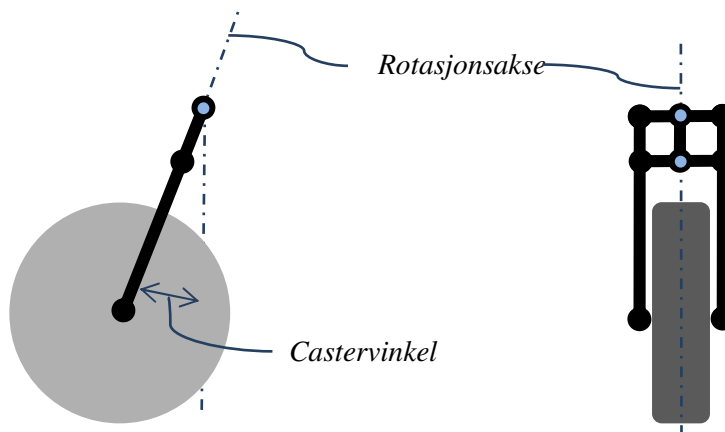
I henhold til oppgavebegrensningene spesifiseres og detaljeres ikke forhjulsoppheng i seg selv i denne rapporten. Men grunnprinsippet for løsningen, og tilhørende innfestning, har stor betydning for hvordan resten av konstruksjonen skal utformes, og må derfor diskuteres innledningsvis. Eksisterende løsninger for 3-hjulskjøretøy med ett hjul foran kan grovt deles inn i 2 prinsipielt forskjellige varianter;

1. Gaffel
2. Navstyring

## 2.3.5.1 Gaffel

Dette er den mest tradisjonelle løsningen som oftest benyttes på motorsykler og scootere, og vanlige tråsykler for den saks skyld.

Innfestingen til resten av konstruksjonen er plassert over hjulet og er helst kombinert med rotasjonspunktet for gaffelen som gjør det mulig å styre kjøre kjøretøyet. Gaffelen er som oftest vinklet litt bakover i forhold til vertikalplanet. Denne *castervinkelen* sørger for at framhjulet kun er i likevekt når det er rettet rett fram og vil søke mot denne nøytralstillingen hvis ingen annen ytre kraft blir påført. Denne selvopprettende funksjonen for framhjulet er ønskelig for et kjøretøy fordi det både er praktisk og trafikksikkert. Også vanlige biler med 4 hjul har en viss castervinkel i framhjulsopphenget. Her er kingbolten vinklet slik at en tenkt linje gjennom det øvre og nedre opphengspunktet treffer underlaget foran hjulets berøringspunkt. Det kan man kjenne igjen i praksis når man slipper grepet om rattet etter en sving og framhjulene retter seg opp av seg selv eller at bilen helst vil kjøre rett fram hvis man slipper rattet i fart.



Figur 2-30: Forhjulsoppheng med gaffel, typisk for en motorsykkle. Gaffelen har her en negativ castervinkel.

Støtdemping kan inngå som en del av den bærende gaffelkonstruksjonen og kaliper til skivebremsen kan enkelt monteres til gaffelen. Den største fordelen med å benytte en slik gaffelløsning er at hele systemet, inkludert hjul, støtdemping og bremsen, kan hentes fra allerede tilgjengelige løsninger, og utvalget er så bredt at det garantert finnes en løsning som egner seg for Dolphin Family. Det vil være svært arbeids- og kostnadsbesparende for tilvirkningen. Mange eksisterende 3-hjulskjøretøy benytter dette prinsippet, for eksempel *Tuk Tuk* (se Figur 2-7b).

### 2.3.5.2 Navstyring

Navstyring innebærer at rotasjonsakselen for svingebevegelsen av hjulet ligger inne i navet. Dermed kan resten av hjulopphenget utføres som et tradisjonelt bakhjulsoppheng med langsgående svingarm. Styrebevegelsen overføres gjerne fra styret eller rattet til hjulet ved hjelp av stag med leddforbindelser, og svingarmen er støtdempet uavhengig av svingebevegelsen.



*Figur 2-31: Eksempel på navstyring, hentet fra konseptkjøretøyet CLEVER [eget foto].*

Effekten fra negativ castervinkel kan fortsatt oppnås ved å vinkle rotasjonsakselen i navet. En fordel med dette systemet er at man separerer fjærings-, bremsing og svingekrefter, noe som kan gi attraktive manøvreringskarakteristikker spesielt for motorsykler. Innfestingen til resten av rammen er plassert lavt og kan være gunstig for å oppnå et lavt tyngdepunkt. Det kan også være formålstjenelig hvis høyden på kjøretøyet skal begrenses i front, i og med at ingen av komponentene til framhjulsopphenget trenger å bygge høyere enn hjulet.

For å få til dette kan man ikke benytte standardiserte hjul, og hele systemet må spesialtilvirkes. For Dolphin kan dette bli en alt for komplisert og kostbar løsning. En annen potensiell ulempe er stor svingradius.

Alternativt kan et konvensjonelt hjul holdes til en spindel, som på en bil, og så kan spindelen roteres om en akse i enden av svingarmen. Problemet med dette er at svingebevegelsen ikke lenger skjer om en akse gjennom hjulsenteret, men om en akse som er flyttet litt til siden. Det vil gi uheldige konsekvenser for kjøretøyet oppførsel, for eksempel vil nedbremsing føre til at hjulet svinger.



### 2.3.6 Bærende struktur

Et hvert kjøretøy må ha en form for grunnkonstruksjon som forbinder alle komponentene til kjøretøyet som hjuloppheng, motor, drivlinje og interiør. Den bærende strukturen konstrueres gjerne etter to målestokker; *styrke* og *stivhet*. Styrke forstås her som motstandsevnen mot varig deformasjon av konstruksjonen, mens stivhet er strukturens motstandsevne mot deformasjoner i det elastiske området. Kjøretøyets stivhet er av stor betydning for både kjøreegenskaper, vibrasjoner og funksjonalitet og er derfor ofte den dimensjonerende faktoren. Struktureffektiviteten er forholdet mellom stivhet og masse, og er alltid ønskelig å maksimere. Men i praksis spiller også økonomien en stor rolle ved valg av utformingsprinsipper i form av material-, utviklings- og fremstillingskostnader, så struktureffektiviteten er sjeldent fullstendig optimalisert.

Betrakter man, litt banalt, ut i fra antallet hjul vil et 3-hjulskjøretøy befinne seg et sted mellom bil og motorsykkel. Derfor er følgende eksisterende prinsipper diskutert både i sammenheng med bil og i sammenheng med motorsykkel (basert på elementer fra fagbøkene *Automotive Engineering* [23] og *Motorcycle Handling and Chassis Design* [24]).

Mulighetene er nærmest ubegrensede for hvordan den bærende strukturen kan utformes, men her er det forøkt å dele en del eksisterende prinsipper inn i 3 kategorier;

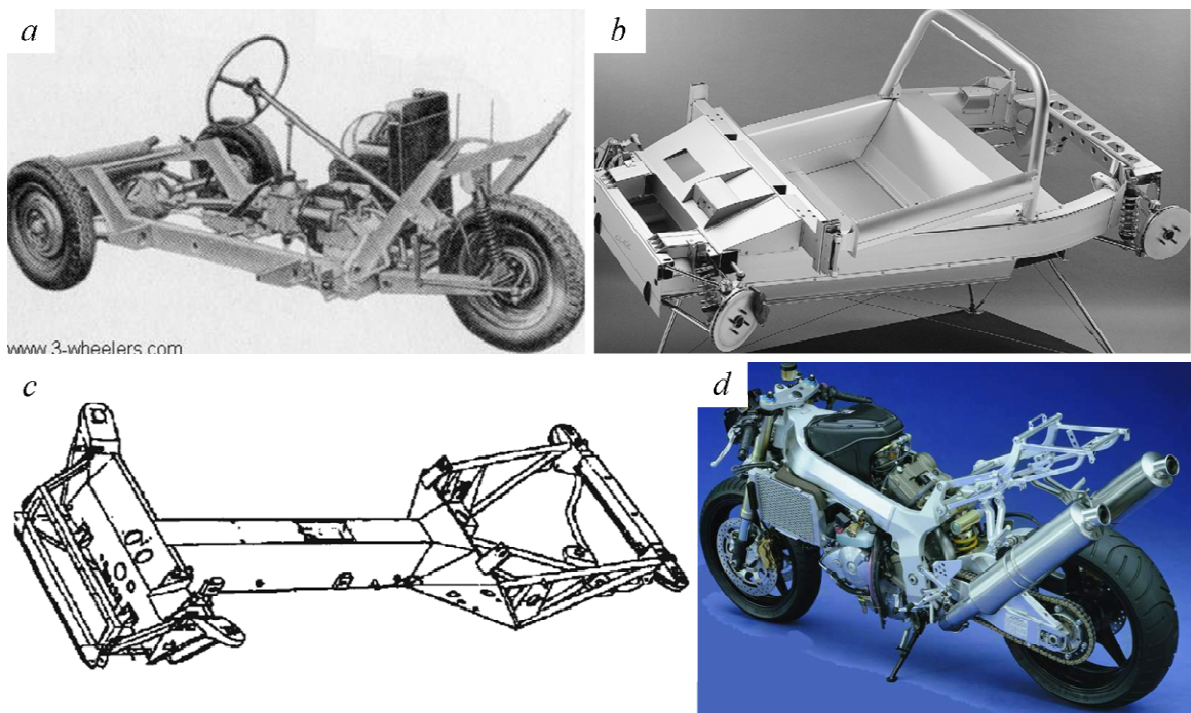
1. *Underliggende grunnramme*. Karosseri har ingen lastbærende funksjon
2. *3-dimensjonal ramme*. Lastbærende struktur som bekles av karosseripaneler
3. *Selv bærende karosseri*. Ingen separat ramme

#### 2.3.6.1 Underliggende grunnramme

Dette er den eldste måten å bygge biler på og i utgangspunktet den aller enkleste løsningen for utformingen av et kjøretøy. Prinsippet er basert på å bruke en nærmest flat rammekonstruksjon, satt sammen med hjuloppheng, motor og drivverk. Resten av kjøretøyet, som ikke har noen dedikert lastbærende funksjon, plasseres deretter oppå rammen og boltes fast. Tradisjonelt består gjerne grunnrammen i hovedsak av to kraftige langsgående bjelker, med mindre tverrbjelker og tilpassninger underveis, omtrent som en stige-konstruksjon. Grunnrammen skal kunne bære alle belastningene, akkurat som en enkel punktbelastet bjelke, og fordi den er relativt flat kan bøyemomentene bli store og konstruksjonselementene må være tilsvarende kraftige. Det fører gjerne til en tung konstruksjon og høy totalvekt for kjøretøyet. Vridningsstivhetene er ikke den beste og kjøreegenskapene er derfor ofte primitive og mindre gode. Dette prinsippet er generelt ansett som umoderne og utdatert for personbiler, men brukes fortsatt i stor utstrekning til kjøretøy som skal bære eller trekke stor last, som lastebiler og busser. Prinsippet med separat grunnramme brukes også fortsatt til de fleste pic-up'er og noen SUV'er, og er derfor ikke uten grunn et prinsipp som gjerne forbindes med amerikanske biler. En stor fordel med separat grunnramme er at den kan være relativt enkel og billig å konstruere, og ikke minst kan man benytte samme grunnramme til en rekke forskjellige karosserier. Men ulempene er som nevnt potensielt dårlige kjøreegenskaper og høy vekt.

En mer moderne versjon er en plattformstruktur, også kalt *punt structure* (pram-struktur), bestående av sammensveiste tynnplater og hvor hovedbjelkene er hulprofiler med stort tverrsnitt. Konstruksjonen kan oppnå høy stivhet og prinsippet brukes en del til sportsbiler og kabrioletter.

Enda en alternativ variant er konstruksjoner der grunnrammen i hovedsak bare består av en stor grunnbjelke i midten, såkalt *backbone*. Prinsippet utnytter den høye stivheten man kan oppnå fra hule profiler med stort tverrsnitt. Det innebærer at motstanden mot bøyning og torsjon for tynnveggede rør med samme lengde, samme vekt og samme material er proporsjonal med kvadratet av diameteren. Med andre ord vil en dobling av diameteren for rørprofilet, med tilsvarende reduksjon av veggtykkelsen slik at vekten blir den samme, sørge for at nedbøyning bare blir en fjerdedel. I følge denne teorien kan diameteren økes til man får en uendelig liten veggtykkelse, men slike rør vil til slutt knekke eller bølge seg under trykk og kollapse ved belastning. Derfor vil det alltid være et kompromiss mellom rørdiameter og veggtykkelse. *Backbone* har blitt brukt i noen få eldre personbiler, og i noen spesielle racerbiler, men brukes i dag helst til kjøretøy som blir utsatt for store torsjonsbevegelser, som saktegående terrengkjøretøy og skogsmaskiner.



Figur 2-32: Bildemontasje. a) Underliggende ramme som stige-konstruksjon, Reliant Robin [25]. b) Plattform, eller punt structure, Lotus sportsbil [23]. c) Eksempel på bil med backbone-ramme utformet av tynnplater, Lotus [23]. d) Eksempel på moderne motorsykkel med twin-spar ramme [26].

For utforming av rammer til motorsykler kan man grovt sett velge mellom to tilnæringsfilosofier; enten bruke mange tynne og rette staver satt sammen i trekantformasjoner (*fagverk*), eller å bruke få elementer med store tverrsnitt. Rammen for en

motorsykkel kunne ideelt sett være en rett og hul bjelke fra gaffelinnfestingen til opphenget for svingarmen. For motorsykler kalles også dette *backbone*. Men på grunn av plassbehovet for motor og girkasse er dette sjeldent mulig og grunnbjelken må enten utformes med en bøy eller den kan deles i to og gå rundt motoren. Det siste kalles *twin-spar* og er det mest brukte prinsippet for bygging av raske motorsykler og snøscootere i dag. De to bærende bjelkeelementene spesialutformes til formålet og kan enten lages av store rørprofiler, helstøpes eller være bokskonstruksjoner av tynnplater.

For et innebygget 3-hjulskjøretøy, som Dolphin Family, kan man sammenlikne plassbehovet for motoren på en motorsykkel med plassbehovet for passasjerene. En *twin-spar* ramme må dermed trekkes på utsiden av kabinen, noe som kan bety begrenset adkomstmulighet.

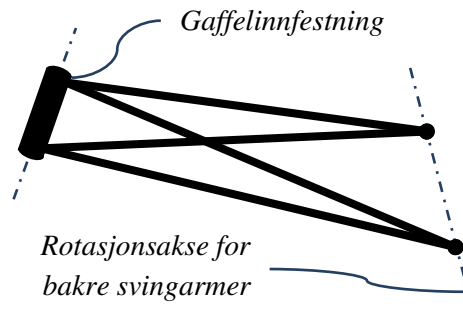
### 2.3.6.2 3-dimensjonal ramme

I likhet med prinsippet beskrevet over er også dette en selvstendig rammekonstruksjon som bærer alle belastningene, men den største forskjellen er at rammen gjerne består av flere elementer og er mer utstrakt i volum enn en underliggende grunnramme.

Det mest åpenbare prinsippet er rammer som er bygget som fagverk, der alle rammeelementene, eller *stavene*, utelukkende blir strekk- eller trykkpåkjent. For å fungere optimalt må alle konstruksjonselementene være satt sammen slik at det dannes trekantformasjoner i alle plan. Det betyr at konstruksjonselementene hver for seg kan være relativt spinkle, men satt sammen blir konstruksjonen meget stiv og sterk samtidig som den er lett. Forutsatt at elementene og knutepunktene er riktig dimensjonert kan forholdet vekt/stivhet bli ekstremt bra selv med tunge materialer som stål. Slike rammer bygges gjerne av sirkulære hulprofiler og kan utformes både som en *backbone*-ramme eller som en ramme som omslutter hele innsiden av kjøretøyet. Det siste kan innebære at kjøretøyet får et integrert veltebur og er derfor et populært rammeprinsipp innen motorsport. Rammen kles gjerne på utsiden med karosseripaneler av lette komposittmaterialer.

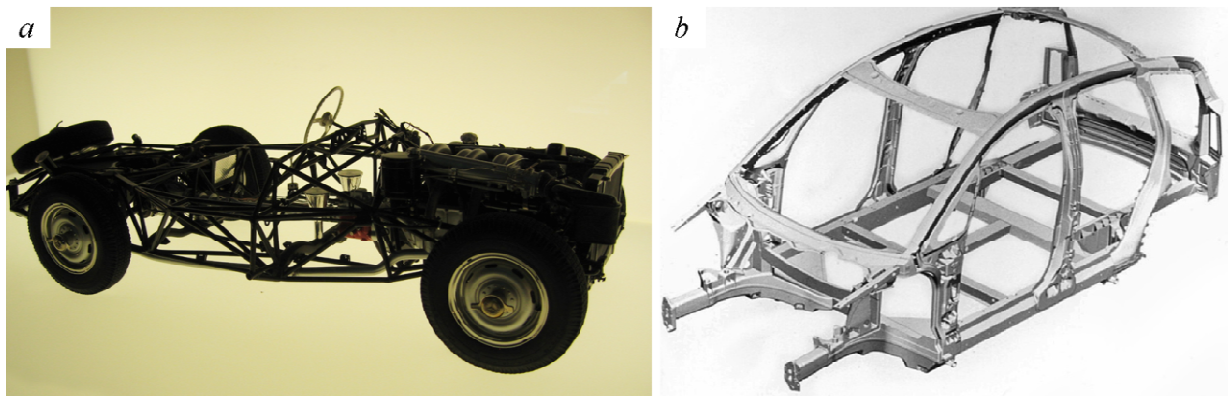
Fagverksrammer, på folkemunne også kalt *rørrammer*, kan bygges relativt rimelig med standardprofiler, men det krever mye arbeid og er derfor best egnet for små produksjonsserier. Et fullstendig fagverk med triangelformasjon i alle plan er svært utfordrende å få til for en personbil uten å komme i konflikt med innvendig plassbehov, utsikt og adkomstmulighet. Dermed kan rammen fort ende opp med kompromisser bestående av bøyde rør som ikke lenger drar nytte av fagverkets fordeler. Det er ikke spesielt gunstig for forholdet mellom stivhet og vekt fordi man har lett for å velge rørprofiler med for liten bøyefasthet for å holde vekten nede.

For motorsykler gjelder de samme prinsippene. Den enkleste form for fagverk, hvor rammen har triangler både horisontalt og vertikalt, vil være som illustrert i Figur 2-33, hvor fire rette staver er trukket fra gaffelinnfestingen til opphengspunktene for svingarmene til bakhjulet. Men i praksis er dette sjeldent mulig på grunn av plassbehovet til blant annet motoren.



Figur 2-33: En enkel ramme for motorsykkle som er avstivet med trekantutforming både horisontalt og vertikalt.

Fullstendige fagverksrammer er ikke så utbredt blant serieproduserte motorsykler på grunn av den høye tilvirkningskostnaden. Selv om rammer med bøyde rør ikke er det mest effektive er det fortsatt mye brukt til motorsykler. Det er også ganske vanlig å lage rammer som kombinerer bøyde rør med forsterkninger eller tilleggsstrukturer som danner fullstendige fagverk. I tillegg brukes ofte motoren som et konstruksjonselement i den bærende strukturen. *Perimeterbasert space frame* er et moderne utformingsprinsipp for biler hvor den 3-dimensjonale rammen består av spesialtilpassede hule konstruksjonselementer og avstivede knutepunkter. Konstruksjonselementene er gjerne ekstrudert som spesialprofiler, støpt eller hydroformet fra rørprofiler. Elementene har relativt små tverrsnitt og rammen alene er ikke særlig effektiv spesielt med tanke på skjærstivhet. Men når den kompletteres med karosseripaneler som også bidrar strukturelt får man i prinsippet et *selvbærende karosseri* med mulighet for svært høy strukturell effektivitet.



Figur 2-34: a) Eksempel på fagverksramme med tynne stålrør i trekantformasjoner. Eldre Mercedes kabriolet [eget foto]. b) Eksempel på space frame i aluminium, uten karosseripaneler. Audi A2 [23].

### 2.3.6.3 Selvbærende karosseri

Det vanligste, og mest moderne prinsippet for utformingen av biler i dag å bruke et slags lastbærende skall i stedet for ramme. Et lukket, lastbærende skall, kalt *monocoque*, er overhodet ingen ny oppfinnelse da det har sin opprinnelse i utviklingen av flykropper, og implementering i bilkonstruksjon kan spores helt tilbake til 1920-tallet. Det kan bli ekstremt vekteffektivt, men for at en fullstendig *monocoque*-konstruksjon skal være effektiv kreves det at rørformen er helt lukket. Det er ikke så praktisk for personbiler, og er derfor et lite brukt prinsipp bortsett fra i visse motorsporter som formel 1. I bilindustrien brukes ofte betegnelsen *monocoque*, litt feilaktig, om alle typer selvbærende karosseri.

For personbiler benyttes det selvbærende karosserier som er spesialtilpasset til minste detalj. Karosserielementene utformes slik at de er lastbærende i seg selv og ingen egen grunnramme er dermed nødvendig. Selv fastmonterte vindusflater bidrar strukturelt. Det sparer vekt og kan gi svært stive konstruksjoner.

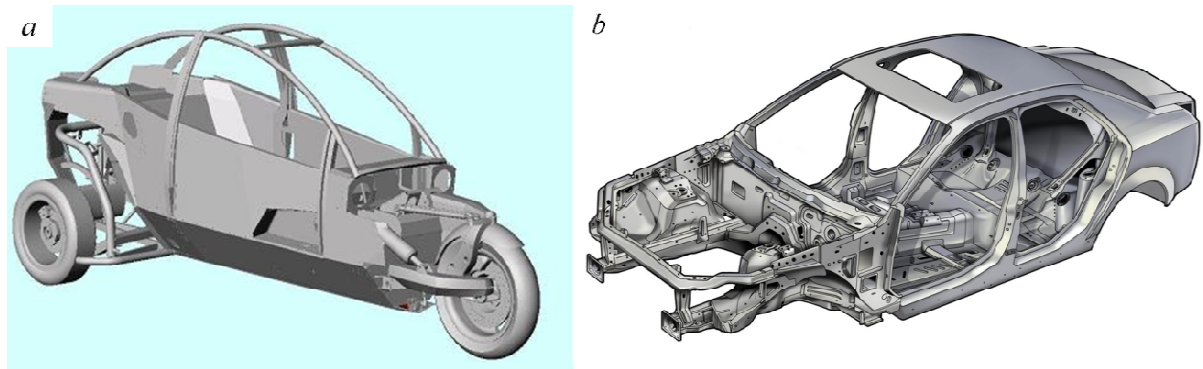
Karosseripanelene pressformes vanligvis fra tynnplater til spesialtilpasset geometri som oppfyller en rekke krav samtidig både til strukturell styrke, sammenføyninger og det ytre designet. I tillegg utformes gjerne karosserielementene med deformasjonssoner som beskytter passasjerene i kollisjoner ved å ta opp store deler av kollisjonsenergien.

I og med at karosseridelene er utformet fra tynne plater med mange hull og groper er konstruksjonen mer utsatt for gjennomrusting enn en separat rammekonstruksjon, så sant ikke karosseriet er laget av korrosjonsbestandige materialer eller beskyttet med for eksempel galvanisering.

Selvbærende karosseri, eller *monocoque*, er ikke så veldig utbredt for motorsykler, i hovedsak på grunn av behovet for tilgang til motoren. Men her kan det diskuteres hvorvidt en åpen motorsykkel med kraftig *twin-spar* ramme egentlig skiller seg fra definisjonen for selvbærende karosseri.

Et selvbærende karosseri er kostbart å utvikle, men ved store produksjonsserier er det likevel lønnsomt fordi man kan optimalisere materialbehovet og masseprodusere komponentene i former slik at produksjonstiden blir kort. For en prototypeutvikling kan det derimot bli svært komplisert, unødvendig tidkrevende og kostbart. Det sier seg også selv at utformingen av et selvbærende karosseri henger direkte sammen med eksteriøret og det visuelle designet av kjøretøyet. I denne oppgaven holdes det fokus på å utforme den bærende strukturen og samtidig holde muligheten for utformingen eksteriøret relativt åpen. Alt i alt er det ikke så aktuelt å velge et selvbærende karosseri for Dolphin Family.

Når dette er sagt er det slettes ikke uvanlig å kombinere flere av utformingsprinsippene som er beskrevet over. For eksempel kan kabinen som omslutter passasjerene utformes som en *monocoque*-konstruksjon, mens en fagverksramme eller en *space frame* sørger for opplagring av motor og hjuloppheng.



Figur 2-35: a) Carver One har en kombinasjon av monocoque og space frame for kabinen, og en separat rørramme for motormodulen og bakhjulsopphenget [27]. b) Eksempel på moderne selv bærende karosseri. Cadillac CTS [28].

### 2.3.7 Konstruksjonsmaterialer

Materialvalg for et kjøretøys karosseri og bærende struktur er tradisjonelt først og fremst basert på grunnleggende egenskaper som styrke, for å tåle statiske og dynamiske belastninger, elastisitet for å sørge for høy konstruksjonsstivhet, og vekt. I moderne bilproduksjon er valgene enda mer sammensatte da man også tar hensyn til blant annet materialkostnader og råvaretilgang, formbarhet og egnethet for masseproduksjon, deformasjonsharding ved bearbeidelse, overflatestruktur, evne til å motstå støt eller absorbere kollisjonsenergi, og miljøhensyn i forhold til resirkulering og avfallshåndtering.

For den bærende strukturen til en prototype av Dolphin Family er det nok mest relevant å vurdere materialene på et grunnleggende og praktisk nivå, ut i fra følgende materialkategorier;

1. Stål
2. Aluminium
3. Andre metaller
4. Tre
5. Plast
6. Komposittmaterialer

*TILLEGG 2*, inneholder mer informasjon og betraktninger rundt de forskjellige materialkategoriene og bruken av disse i sammenheng med kjøretøykonstruksjon.

En sammenlikning av noen utvalgte materialer og legeringer viser at fordelene og ulempene bestemmes i stor grad av bruksområdet og budsjett. En slik vurderingstabell brukes blant annet av utviklingsavdelingene til store bilfabrikanter, som i tillegg også inneholder en rekke forholdstall som for eksempel elastisitetsmodul delt på massetetthet eller flytegrense delt på pris. Det kan også være nyttig å vurdere egenskapene i forhold til fremstilling og montering i tillegg til rene materialdata slik som i Tabell 3:

Tabell 3: Sammenlikning av egenskapene til noen utvalgte materialer. Kolonnen for produksjon indikerer hvor allsidig materialet er, hvor 10 er best. Data er hentet fra *Automotive Engineering*, s. 635 [23].

<i>Materialer</i>	<i>Materialdata</i>				<i>Produksjon (1-10)</i>		<i>Pris</i>
	<i>Kriterie:</i> Rp <sub>0,2</sub> MPa	R <sub>M</sub> MPa	E-mod. GPa	Tetthet g/cm <sup>3</sup>	Form- barhet	Sammen- føyning	Stål=1,0
Stål, lavkarb. EN 10130	140 min.	270 min.	210	7,87	8	9	1,0
HSS EN 10292	300 min.	400 min.	210	7,87	6	8	1,1
UHHS Martensittisk	1050- 1250	1350- 1550	210	7,87	4	7	1,5
Aluminium 5xxx	110 min.	240 min.	69	2,69	6	5	4,0
Aluminium 6xxx	120 min.	250 min.	69	2,69	6	5	5,0
Magnesium, plate	160 min.	240 min.	45	1,75	4	4	4,0
Titan, plate	880 min.	924 min.	110	4,50	6	5	60,0
Furu, langsg. fibre	100	-	12	0,50	-	-	3,3
Karbonfiber kompositt	1100	1200- 2250	120-250	1,60- 1,90	8	7	50,0 +

## 3 KONSEPTSPESIFIKASJON

### 3.1 KRAVSPESIFIKASJONER

Følgende kravspesifikasjoner gjelder først og fremst for utformingen av ramme og løsning for bakhjulsoppheng. Det innebærer at det også er satt noen krav og forutsetninger til andre deler av konstruksjonen som vil påvirke løsningen.

#### 3.1.1 Grunnleggende utformingsprinsipper

De innledningsvise kravene som ikke etterfølges av en utbroderende forklaring er fastsatt ut i fra oppgavedefinisjonen eller etter vurdering av prinsippalternativene utredet i kapittel 2.3.

Tabell 4: *Krav som påvirker løsningsforslaget basert på grunnleggende prinsippvalg.*

<b>Krav:</b>	<b>Kravspesifikasjon:</b>	<b>Kommentar:</b>
Antall hjul:	<b>3 hjul</b>	A
Hjulplassering:	<b>Delta</b>	B
Antall passasjerer:	<b>1 voksen + 2 barn / tilsvarende lastevolum</b>	C
Stabilitetsforbedring:	<b>Aktiv, full tilt</b>	D
Bakhjulsoppheng:	<b>Langsgående svingarmer</b>	E
Framhjulsoppheng:	<b>Gaffel</b>	F
Støtdemping:	<b>Individuell fjæring og demping, foran og bak</b>	G
Rammeprinsipp:	<b>Underliggende grunnramme eller 3-dim. ramme</b>	H
Konstruksjonsmaterialer:	<b>Stål, aluminium eller komposittmaterialer</b>	I

Kommentarer til kravspesifikasjonene i Tabell 4:

- A) Klassifiseres ikke som bil, men som *3-hjulsdrevet motorvogn* eller *trike*. Oppgavebestemt.
- B) Ett midtstilt hjul foran og to parallelle hjul bak. Oppgavebestemt.
- C) En voksen person foran og to barn bak, eventuelt en voksen og lasterom bak. Oppgavebestemt.
- D) Automatisk tilting av hele kjøretøyet og alle hjul. Mest gunstig for sideveis tyngdepunktsforflytning og kjøreegenskaper.



- E) Beste alternativ for kombinasjon av tiltemekanisme, støtdemping og tilgang til standardkomponenter.
- F) Mest egnet for å begrense konstruksjonskompleksiteten og for tilgangen på standardkomponenter.
- G) Forutsetter støtdemping av forhjulet ved hjelp av en standardisert dempergaffel fra motorsykkel. Støtdemping bak inngår i utformingen av bakhjulsopphenget og tiltemekanismen.
- H) *Selvbærende karosseri* velges bort på grunn av høy kompleksitet og høye fremstillingskostnader.
- I) Andre konstruksjonsmaterialer velges bort på grunn av begrensede produksjonsmuligheter eller høy kostnad.

### 3.1.2 Kvantifiserbare krav

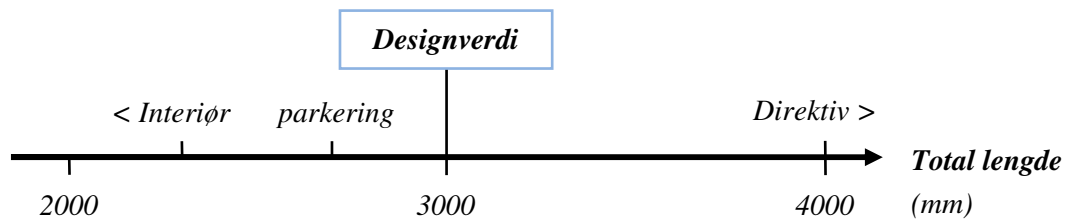
Krav som kan tallfestes, og som påvirker utformingen av ramme og hjuloppheng både direkte og indirekte. Variasjonsbreddene er argumentert for i avsnittene under, og designverdiene er vurdert og valgt for å ha et konkret grunnlag for det videre arbeidet med konstruksjonen.

Tabell 5: *Kvantifiserbare krav og designverdier som legges til grunn for videre beregninger. Forklaring til verdiene i påfølgende avsnitt, som angitt i tabellen.*

<i>Navn:</i>	<i>Variasjonsbredde:</i>	<i>Designverdi:</i>	<i>Se avsnitt:</i>
Total lengde (mm):	2300 - 4000	<b>3000</b>	3.1.2.1
Total bredde (mm):	1300 - 2000	<b>1400</b>	3.1.2.2
Total høyde (mm):	1300 - 2500	<b>1450</b>	3.1.2.3
Akselavstand (mm):	2000 - 3600	<b>2500</b>	3.1.2.4
Sporvidde (mm):	800 - 1900	<b>1000</b>	3.1.2.5
Felgdiameter (tommer):	10 -20	<b>13</b>	3.1.2.6
Total vekt (fullastet, kg):	575 - 1000	<b>800</b>	3.1.2.7
Sikkerhet mot materialflyt (faktor):	1,0 -	<b>1,7</b>	3.1.2.8
Sikkerhet mot brudd (faktor):	1,0 -	<b>2,5</b>	3.1.2.9
Minimum forventet levetid (km):	150 000 -	<b>200 000</b>	3.1.2.10

I de følgende avsnittene forklares kravene i Tabell 5 nærmere og ekstremalverdiene for variasjonsbreddene begrunnes. Variasjonsbredden og den valgte designverdien for hvert krav er illustrert grafisk på en lineær skala for å gi et enkelt og kjapt overblikk.

## 3.1.2.1 Total lengde:



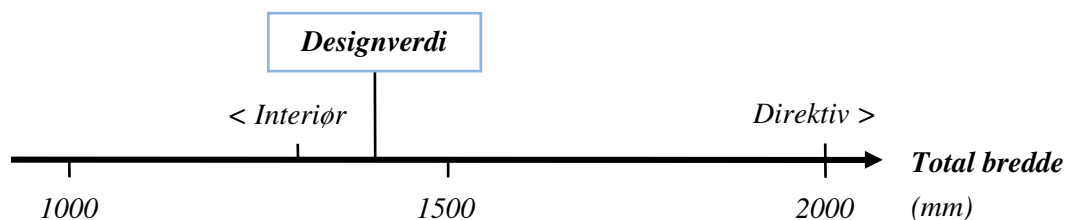
Figur 3-1: Grafisk fremstilling av krav til kjøretøyets totale lengde.

Minste totale lengde bestemmes av nødvendig innvendig plass i kupeen. I vedlegg V02 finnes en oversikt over veiledende dimensjoner utarbeidet i en tidligere mastergradsoppgave for interiøret i Dolphin Family. Den totale nødvendige lengden avhenger litt av hvilken figur i vedlegget man betrakter (regnefeil), men et veiledende minstemål er ca. **2300 mm**. Største totale lengde er begrenset av *EU-direktivet 93/93/EØF* [29], sine krav for typegodkjenning av to- og trehjuls motoriserte kjøretøyer, som er **4000 mm**.

Et krav som ikke er avgjørende, men som kan vurderes er hvor vidt kjøretøyet skal kunne stilles opp på tvers ved gateparkering, i likhet med noen andre minibiler. Som en referanse er Smart Fortwo **2700 mm** lang og kan lovlig parkeres på tvers. Med tanke på at Dolphin Family vil være relativt smal foran kan den parkeres litt mer på skrå og kan dermed være noe lenger.

Designverdien for total lengden på **3000 mm** innebærer deler av kjøretøyet som ikke er inkludert i denne oppgaven og er dermed ikke et direkte avgjørende krav, men det gir en pekepinn for andre verdier og for helhetsinntrykket.

## 3.1.2.2 Total bredde



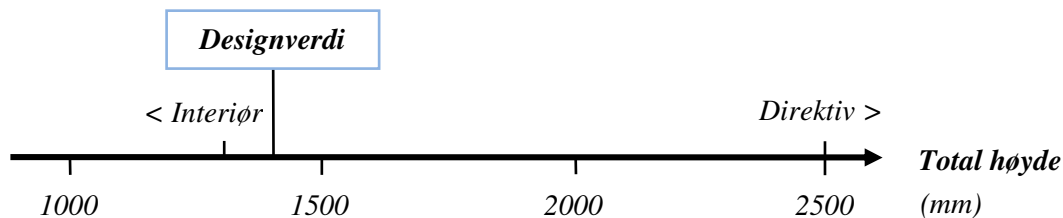
Figur 3-2: Grafisk fremstilling av krav til kjøretøyets totale bredde.

Minste totale bredde bestemmes også av nødvendig innvendig plass i kupeen, og vedlegg V02 anbefaler 1200 mm tilgjengelig bredde for baksetene. Ved å legge til det ytre karosseriet er det antatt at kjøretøyet bør være minimum **1300 mm** bredt.

Største totale bredde inngår i det aktuelle EU-direktivet og er begrenset til **2000 mm** [29]. På grunn av Dolphin Familys evne til å tilte i svinger er den tjent med at

bredden begrenses, og designverdien er derfor satt relativt liten til **1400 mm**. Det skulle også gjøre det mulig å parkere to eksemplarer hver sin vei på *en* standard parkeringsplass eller i en enkeltgarasje.

### 3.1.2.3 Total høyde



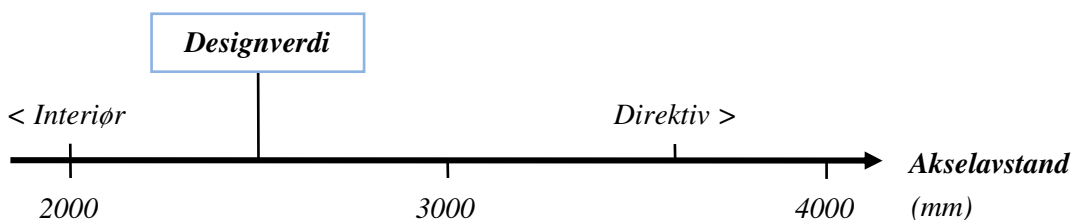
Figur 3-3: Grafisk fremstilling av krav til kjøretøyets totale høyde.

Vedlegg V02 anbefaler minste innvendig høyde i kupeen på 1300 mm. Totalhøyden inkluderer i tillegg karosseriet, understell og bakkeklaring. Med denne anbefaling blir kjøretøyet unødig høyt. I figuren i vedlegget sitter derimot passasjerene rett opp og ned, noe som hverken er komfortabelt eller hensiktsmessig. Med større vinkling av sittestillingen og heving av fotbrønnen kan kupehøyden reduseres ned mot 1000 mm, og en laveste totalhøyde på **1300 mm**.

EU-direktivet tillater maksimal høyde på **2500 mm** [29].

Balansen, kjøreegenskaper og luftmotstand blir best med et lavt kjøretøy, men det går også på bekostning av den praktiske bruken av Dolphin Family, spesielt med tanke på inn- og utstigning. Designverdien for totalhøyden settes til **1450 mm**.

### 3.1.2.4 Akselavstand



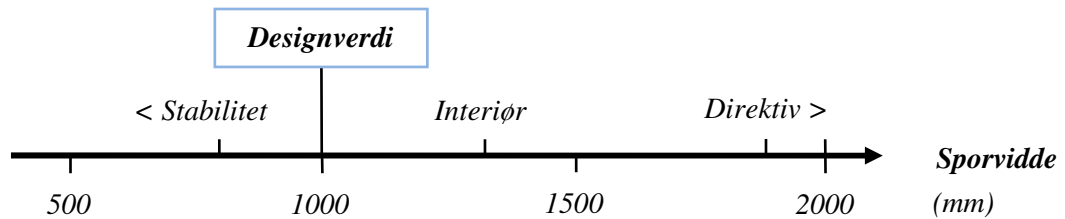
Figur 3-4: Grafisk fremstilling av krav til kjøretøyets akselavstand.

Korteste akselavstand påvirkes av nødvendig innvendig plass i kupeen. Ønsker ikke at førerplassen er plassert over forhjulet, så det bør plasseres foran kupeen. Ønsker heller ikke at baksetene/lasterommet skaper et for stort overheng bak bakhjulene slik at tyngdepunktet blir for langt bak. Setter derfor minste tillatte akselavstand til **2000 mm**, basert på verdiene i vedlegg V02. Lengste akselavstand følger av den maksimale

total lengden begrenset i EU-direktivet [29]. Med en forventet hjuldimensjon trukket fra total lengden settes den lengste tillatte akselavstanden til ca. **3700 mm**.

Designverdien settes til **2500 mm**, som er i samsvar med designverdien for total lengden. Det er ikke nødvendigvis ønskelig å minimere akselavstanden ytterligere fordi det normalt reduserer retningsstabiliteten til et kjøretøy i fart.

### 3.1.2.5 Sporvidde



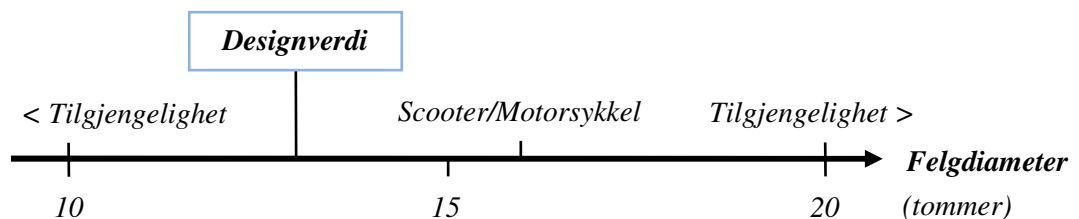
Figur 3-5: Grafisk fremstilling av krav til kjøretøyets bakre sporvidde.

Sporvidden, som her gjelder for bakhjulene, måles fra midten av dekkflaten på begge sider. Hvis Dolphin Family får et perfekt fungerende tiltesystem som sørger for at den alltid er i balanse kan sporvidden være svært liten. Men for at balansen skal opprettholdes når den står i ro settes minste sporvidde til **800 mm**, som er vurdert og valgt i forhold til bredden på baksetene/lasterommet (som er oppgitt i vedlegg V02). EU-direktivet [29] tillater ikke en total bredde over 2000 mm, og i tilfellet relativt smale dekk settes maksimalt tillatte sporvidde til **1900 mm**.

Hvis det viser seg at bakhjulene skal kunne bevege seg høyere enn kupeen må de plasseres på utsiden av interiøret, og får i tilfellet minste sporvidde på ca. **1300 mm** (i henhold til anbefalinger i vedlegg V02).

Bredere sporvidde krever lengre horisontal vandring for hjulene ved tilting. For å begrense dette er designverdien satt til **1000 mm**. Det betyr at bakhjulene må plasseres enten under eller bak kupeen.

### 3.1.2.6 Felgdiameter



Figur 3-6: Grafisk fremstilling av krav til hjul diameter.

Dolphin Family skal kunne tilte i svinger og det sier seg selv at hjulene må ha en avrundet dekkprofil. Det er dermed naturlig å velge eksisterende komplette hjul fra motorsykkel eller scooter.

Dunlops katalog fra 2010 for dekk til motorsykler og scootere gir en oversikt over hvilke dimensjoner som er mest vanlig og som dermed har det største utvalget [30]. Verdiene for hjulstørrelsen gjelder egentlig *felgdiameteren*, så hjuldiameteren kan variere noe avhengig av dekkprofilen. I katalogen kan man se at 16"-20" er vanligst for motorsykkel (for asfalt), og 10"-16" for scooter.

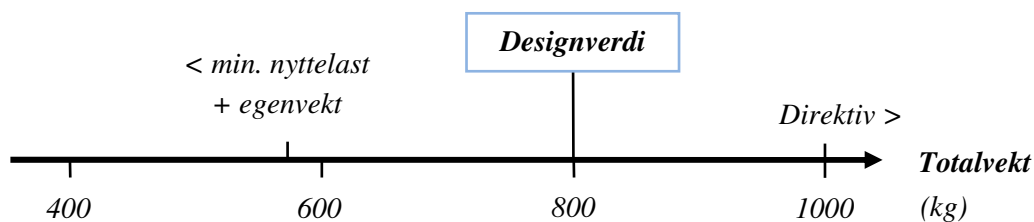
Variasjonsbredden, fra 10" til 20", er altså basert på tilgjengeligheten i markedet.

Store hjul har i utgangspunktet mindre rullemotstand på ujevnt underlag enn små hjul, men større hjul veier mer og krever også høyere dreiemoment fra motoren for å opprettholde akselerasjonen.

Designverdien for felgdiameter er satt til 13" for å begrense energibehovet til Dolphin Family, og det er dermed aktuelt å benytte scooterhjul. Med typisk dekkhøyde gir det *hjuldiameter* på ca. 500 mm. Det er dog ikke ønskelig å benytte særlig mindre hjul da det kan gi store påkjenninger og problemer på dårlig vei eller ved treff av høye kanter. Et særskilt problem for et 3-hjulskjøretøy er at forhjulet normalt vil kjøre mellom de vanlige oppkjørte sporene i veien. Det kan bli en stor utfordring på dårlig asfalt eller gruslagte veier. På dårlig brøytede vinterveier vil uansett ikke Dolphin Family egne seg spesielt godt.

For å bedre problemet kan det være aktuelt å ha et større hjul foran enn bak, slik som på flere motorsykler og også Carver One (som har 17" foran og 15" bak).

### 3.1.2.7 Total vekt



Figur 3-7: Grafisk fremstilling av krav til største tillatte totalvekt.

Kjøretøyets totalvekt innebærer all den massen som konstruksjonen er ment til å tåle. Det betyr at totalvekten her innebærer både største nyttelast og drivstoff. Batterier for eventuell el.-drift av kjøretøyet er ikke medregnet.

Da praktisk talt ingen andre deler av Dolphin Family er ferdig prosjektert og det dermed ikke foreligger noen konkrete data, er massene for de ulike delene av kjøretøyet svært grovt antatte verdier. Men for en viss referansesikkerhet er egenvekten oppgitt for noen eksisterende 3-hjulskjøretøy i *TILLEGG 1*.

Tabell 6: Vektregnskap for kjøretøyets totalvekt med antatt minste og største verdier.

<i>Del av kjøretøyet:</i>	<i>min. (kg)</i>	<i>maks. (kg)</i>
Overstell (karosseri og interiør)	100	200
Nyttelast (personer og/eller last)	175 (fører + to barn)	300
Motor, drivverk og drivstoff	150	200
Øvrig chassis	150	300
<b>sum</b>	<b>575</b>	<b>1000</b>

Et av målene for konstruksjonen er selvsagt å begrense egenvekten så mye som mulig, og det kan derfor virke unødvendig å sette en nedre vektgrense. Men det er likevel nyttig å forholde seg til et realistisk intervall som også tar høyde for en akseptabel nyttelast. Minste totalvekt er antatt å være ca. **575 kg**. Da frakter Dolphin Family en voksen og to barn. Med kun en passasjer reduseres selvsagt totalvekten ytterligere, men beregningsgrunnlaget må ta høyde for full tiltenkt last.

Den maksimale totalvekten er bestemt av grensen på **1000 kg** fastsatt i EU-direktivet for to- og trehjuls motorkjøretøy [29]. Her inngår også direktivets maksimale tillatte nyttelast på 300 kg for personkjøretøy.

Designverdien for totalvekten på **800 kg** er blant annet basert på maksimalt 200 kg nyttelast. Det kan fordeles på sjåfør (75 kg), to store barn (100 kg) og litt bagasje (25 kg), eller sjåfør (75 kg) og resten godskapasitet (125 kg). Øvrige komponentmasser er basert på vurdering av sammenlignbare konsepter og eget ingeniørskjønn.

### 3.1.2.8 Sikkerhet mot materialflyt

På generelt grunnlag er det ønskelig med en sikkerhetsfaktor mot materialflyt som tar hensyn til usikkerhet rundt belastningen og til imperfeksjoner i materialene.

Partialfaktoren for lasten settes til:  $\gamma_F = 1,5$   
og for materialet:  $\gamma_M = 1,1$

Sikkerhetsfaktoren mot materialflyt blir dermed:

$$\eta_F = \gamma_F \cdot \gamma_M \approx 1,7$$

Sikkerhetsfaktoren er generell og kun veiledende. Faktoren kan være gjenstand for endring ved individuelle situasjonsvurderinger.

### 3.1.2.9 Sikkerhet mot brudd

I noen tilfeller kan det være aktuelt å dimensjonere med hensyn til brudd, spesielt ved bruk av sprø materialer som ikke flyter nevneverdig før brudd (f.eks. komposittmaterialer).

Sikkerhetsfaktoren settes normalt høyere enn for materialflyt, spesielt i denne sammenhengen hvor materialbrist kan forårsake alvorlig trafikkulykker.

Setter sikkerhetsfaktor mot brudd til:

$$\eta_B = 2,5$$

Sikkerhetsfaktoren er generell og kun veiledende. Faktoren kan være gjenstand for endring ved individuelle situasjonsvurderinger.

### 3.1.2.10 Minimum forventet levetid

I forbindelse med utmattingsvurdering av konstruksjonskomponentene kan det i en del tilfeller være aktuelt å dimensjonere for en forventet levetid, hvor det beregnes sikkerhet mot utmatting innefor en viss grense. Når denne levetiden overskrides er det akseptabelt at komponenten må repareres eller skiftes ut.

Ved antatt gjennomsnittlig bruk av kjøretøyet settes minimum forventet levetid for konstruksjonen til:

$$200\ 000\ \text{km}$$

Levetiden er selvsagt svært avhengig av blant annet bruksmønster, kjørestil og miljø. (Typiske slidedeler, som bremseklosser og filtre, har normalt en kortere forventet levetid og man aksepterer at disse skiftes oftere. Dette er ikke inkludert eller videre omtalt i denne rapporten).

### 3.1.3 Øvrige krav og anbefalinger

Diverse krav og anbefalinger som bør tas hensyn til ved utforming av konstruksjonen.

- Tilstrekkelig fri sikt for sjåføren. Det innebærer at ingen struktur, annet enn vinduer må forhindre et minimum av nødvendig utsyn fra kupeen. Det gjelder især forover og til siden. Sikt bakover kan erstattes med speil eller kamera og monitor.
- Funksjonell og enkel adkomst for passasjerer og innlasting til lasterom. Strukturelementer må ikke hindre en praktisk tilgang til kupeen eller lasterom. Adkomst for passasjerer kan til nød være mulig kun fra en side (i tilfellet høyre side).

- Konstruksjonen bør utformes mest mulig symmetrisk slik at tyngdepunktet er plassert nærmest mulig senterlinjen i lengderetningen.
- Utformingsvalgene må gjøre det mulig å skifte ut hjul og slidedeler, eller skadde komponenter som er spesielt utsatt, på et senere tidspunkt.
- Bruk av sveis som sammenføyningsmetode for aluminium bør begrenses og helst unngås der det kan oppstå høye materialspenninger. Sveis bør også unngås for komponenter som bør kunne skiftes ut senere.
- Faren for korrosjon må vurderes og eventuelle korrosive materialer må beskyttes. Konstruksjonsløsninger bør heller ikke føre til ansamlinger av vann eller annen fuktighet som blir liggende.
- Den bærende strukturen må ta hensyn til at kjøretøyets bakkeklaring blir tilstrekkelig høy nok for å kunne brukes funksjonelt på normale veier, over fartsdumper og lave kanter. Det er spesielt viktig hvis det laveste punktet er plassert langt fra hjulene. Bakkeklaringen må minimum være større enn fjæringsvandringen til hjuloppheng.
- Konstruksjonen må ikke ha utstikkende deler som kan være farlige for passasjerene eller fotgjengere.

## 3.2 KONSEPTSKISSER

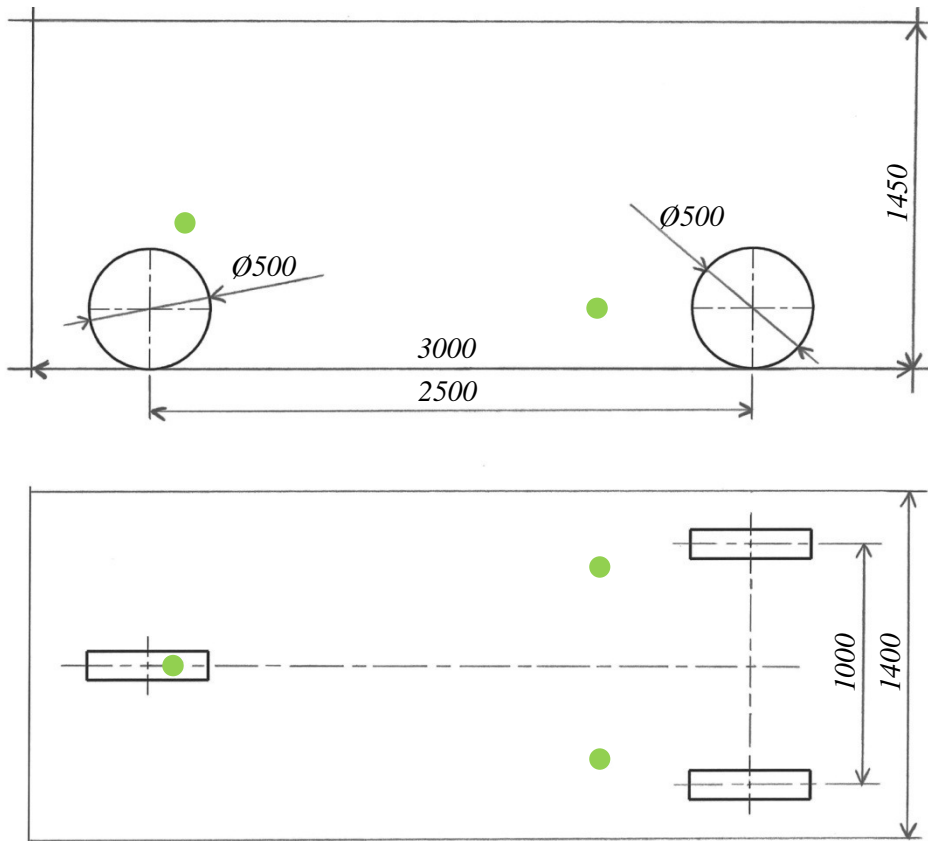
Først illustreres utgangspunktet for kjøretøyet i form av tre hjul og hoveddimensjoner basert på designverdiene i kravspesifikasjonene.

Deretter er konseptskissene delt opp i to separate kategorier; grunnleggende rammeutforming og løsning for bakhjulsoppheng. I og med at de ulike prinsippene for ramme og bakhjulsoppheng kan kombineres med hverandre på mange forskjellige måter, er denne oppdelingen gjort for å begrense antallet løsningsskisser.



### 3.2.1 Målsatt designmal

Figur 3-8 viser en skisse av utgangspunktet for kjøretøyet basert på designverdiene i kravspesifikasjonene. Opplagerpunktet for gaffelen til framhjulet og opplagerpunktene for bakhjulsopphengene er illustrert med grønne punkter for å gi en viss indikasjon på plasseringen av disse. Prinsippskissene for rammeutformingen er basert på denne malen.

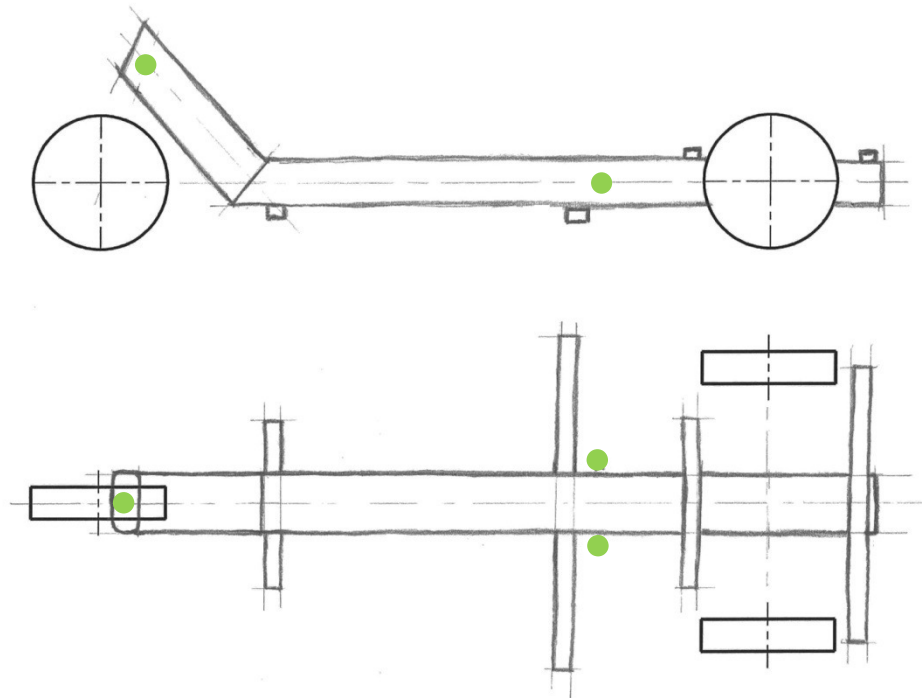


Figur 3-8: Utgangspunkt for utforming av kjøretøyet med designverdier for hoveddimensjoner (alle mål i mm). Omtrentlig plasserte innfestningspunkter for fram- og bakhjulsoppheng er illustrert i figuren med grønne punkter.

### 3.2.2 Prinsippforslag for ramme

Her følger fire ulike forslag for utformingen av kjøretøyet lastbærende struktur basert på ulike prinsipper. Skissene tar utgangspunkt i designmalen over, men materialdimensjoner, knutepunkter og detaljerte utforminger som eventuelt kan tolkes av skissene er overhodet ikke rettleddende. Ingen konkrete beregninger ligger til grunn for valgene og skissene er kun ment for å illustrere grunnleggende utformingsprinsipper. Grønne punkter illustrerer omtrent hvor opplagerpunktene til fram- og bakhjulsoppheng er tenkt plassert.

## 3.2.2.1 Prinsippforslag for ramme #1:



Figur 3-9: Prinsippforslag for rammekonstruksjonen basert på en kraftig hovedbjelke, såkalt "backbone", med noen mindre tverrbjelker. Omtrentlig plasserte innfestningspunkter for fram- og bakhjulsoppheng er illustrert i figuren med grønne punkt.

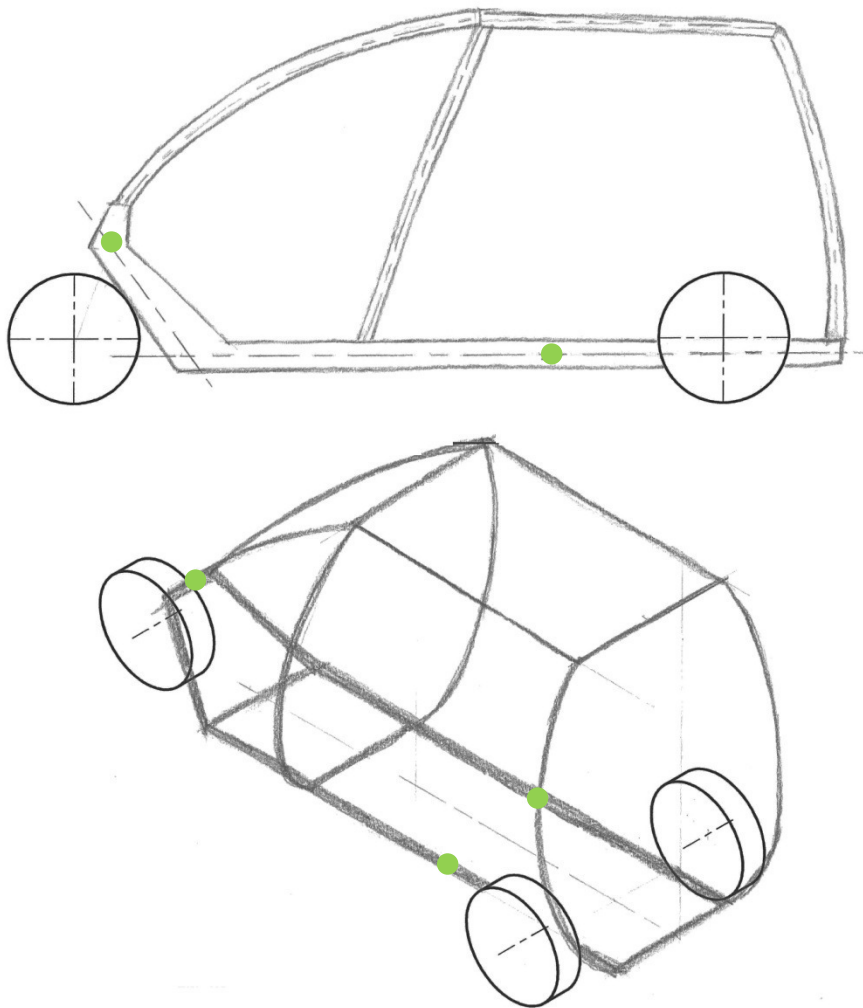
Rammen består i hovedsak av en kraftig bjelke i senter, som en lastbærende ryggrad eller *backbone*. Noen mindre bjelkeelementer kan monteres på tvers for å støtte opp kjøretøyets indre komponenter som seter og motor (plassering og lengde på disse tverrbjelkene er kun illustrert som eksempler). Bjelken har en knekk for ikke å ta opp for mye plass i kabinen, men mulighetene kan holdes åpne for at sjåføren kan sitte med ett ben på hver side.

Konstruksjonsprinsippet er relativt ukomplisert og kan være kostnadsgunstig for dimensjonering og produksjon.

Bjelken skal motstå hele bøyemomentet fra lastene til kjøretøyet og alle torsjonskreftene under kjøring. Tverrsnittet må ha høyt motstandsmoment både mot bøyning og torsjon, og bjelken kan således bli relativt stor og tung selv med et spesialtilpasset tverrsnittsprofil. Prinsippet er lite egnet for å oppnå et utpreget gunstig forhold mellom styrke og vekt.

Rotasjonspunktet for svingarmene til bakhjulene bør plasseres nærme hovedbjelken. Prinsippet ligner dermed en hel del på en tradisjonell moped eller en "damesykkel". Men for å oppnå en akseptabel sporvidde for bakhjulene må svingarmene spesialutformes eller hjulene må ha spesiellagde nav med stort *innpress*. I alle tilfeller vil opphengslagrene bli utsatt for potensielt store bøyemomenter.

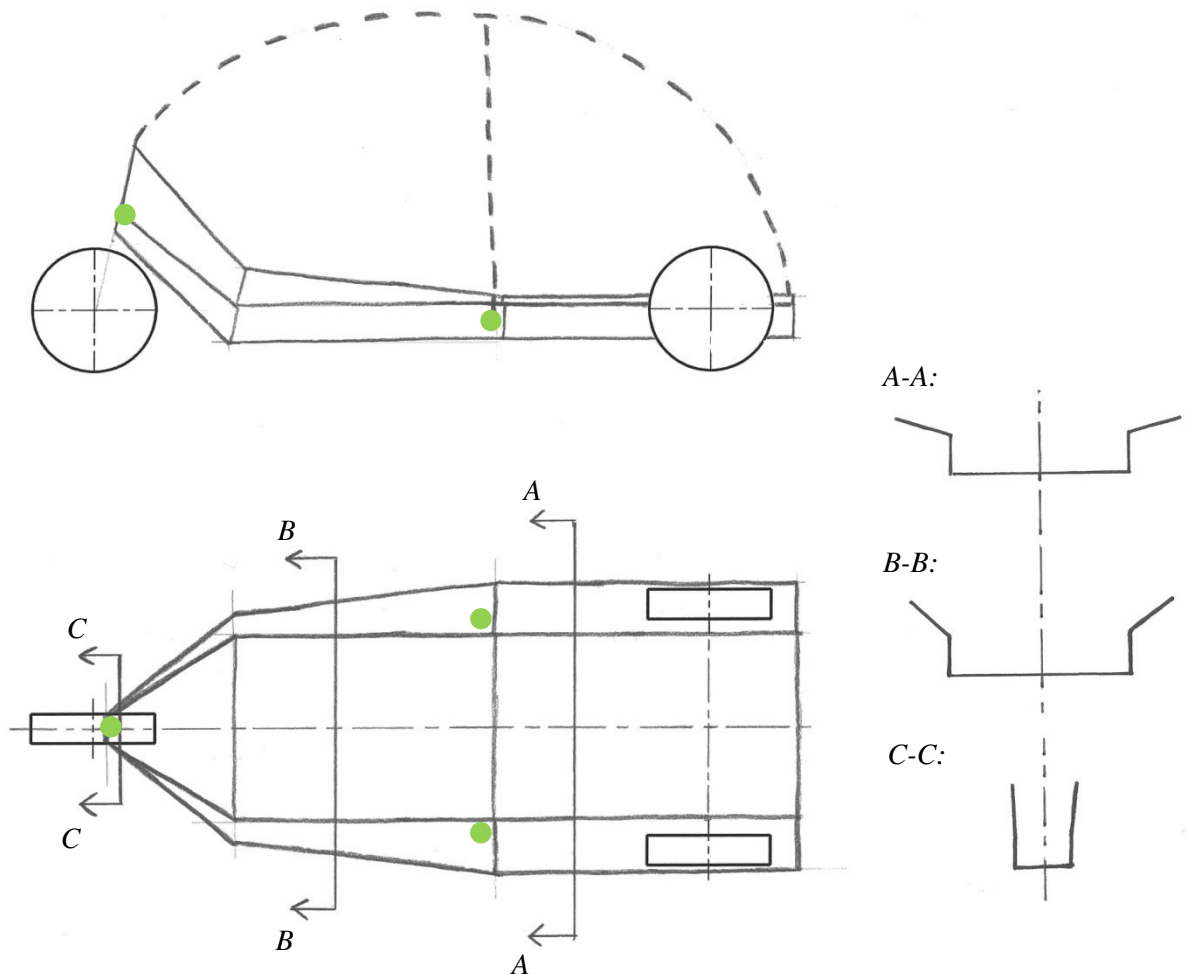
## 3.2.2.2 Prinsippforslag for ramme #2:



*Figur 3-10: Prinsippforslag for rammekonstruksjon utformet som en spaceframe bestående av hulprofiler, og hvor to hovedelementer i bunn bærer mye av lasten. Innfestningspunkter for fram- og bakhjulsoppheng er illustrert med grønne punkt.*

En 3-dimensjonal rammekonstruksjon som tilnærmet følger kjøretøyets ytre konturer. Prinsippet kalles gjerne *spaceframe*, men kan også sammenlignes med veltebur i racingbiler. Den svært forenklede rammen i prinsippskissen er basert på to grunnbjelker i bunn som er avstivet med buede elementer i høyden og bredden. Konstruksjonen er ikke et fullstendig fagverk og konstruksjonselementene må dermed ha tilstrekkelige bøyemotstandsmoment. Det er nærliggende å benytte hulprofiler til en slik konstruksjon, og styrken fra karosseriplatene utsatt for strekk kan også beregnes som en del av strukturen. Prinsippet sørger for stort spillerom for både det ytre designet og innvendig plass, og kan være gunstig for produksjon. Rammen er i realiteten et kompromiss mellom et fagverkprinsipp og bjelker med høy tverrsnittsmodul, men for å begrense vekt og ivareta form og funksjon utnyttes ikke fordelene til noen av prinsippene. Konstruksjonsstivheten kan dermed bli dårlig i forhold til egenvekten.

## 3.2.2.3 Prinsippforslag for ramme #3:

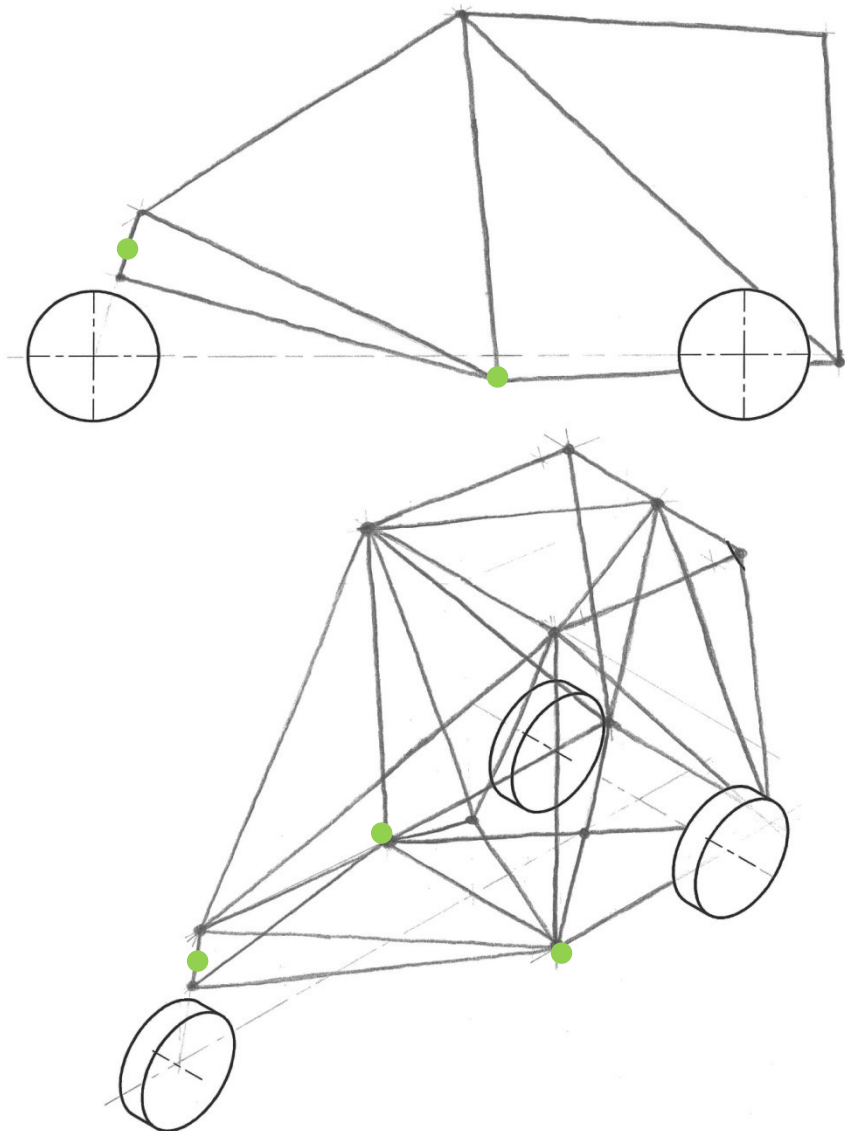


Figur 3-11: Prinsippforslag for rammekonstruksjon basert på en plattform av avstivede plater. Tverrsnittprofilen endrer seg mellom innfestningspunktene slik snittene i figuren viser. Om nødvendig kan konstruksjonen også avstives slik som antydnet med stiplet linje øverst i figuren.

En selv bærende *plattform* bestående av plater. Konstruksjonen kan til dels sammenliknes med *backbone*-prinsippet, men hvor den bærende "bjelken" fyller hele bredden til kjøretøyet og hvor tverrsnittet endrer seg i forhold til det faktiske bøyemomentet. Prinsippet har mye til felles med en åpen båt og kan derfor også kalles en *pram-utforming*.

Skissen over illustrerer en svært enkel konstruksjon der i hovedsak de vertikale delene av tverrsnittprofilen sørger for bøyemotstand og de horisontale danner bunnen eller kjøretøyets nedre karosseri. Vertikale, tverrstilte plater danner boksformasjoner og sørger for økt torsjonsstivhet og hindrer de langsgående vertikale platene i å bølge seg under trykk. Skissen er svært forenklet og krever sannsynligvis både kraftigere plateelementer og fler avstivninger. For ytterligere avstivning kan konstruksjonen ha noen elementer som omslutter kabinen slik figuren over antyder med stiplet linje.

## 3.2.2.4 Prinsippforslag for ramme #4:



Figur 3-12: Prinsippforslag for rammekonstruksjon bygget opp som et fagverk der konstruksjonselementene danner trekant i alle plan. Noen av staven er trukket gjennom kupeen for å fullføre fagverket. Innfestningspunkter for fram- og bakhjulsoppheng er illustrert i figuren med grønne punkter.

Prinsippforslaget tar utgangspunkt i den enkleste form for motorsykkelramme med staver fra gaffelinnfestningen til rotasjonspunktet for svingarmene til bakhjulene, som vist tidligere i Figur 2-33. Videre er konstruksjonen bygget rundt kabinen som et fagverk med rette staver satt sammen i trekantformasjoner. Stavene utsettes i utgangspunktet kun for strekk- eller trykkrefter og ved bruk av hulprofiler kan godstykkelsen holdes relativt liten og dermed oppnå et svært gunstig forhold mellom vekt og stivhet. For å oppnå fullstendig triangularisering i alle plan må noen av stavenes tres gjennom kabinen. Fagverket kan utformes på mange ulike måter, men går fort på bekostning av blant annet innvendig plass og adkomstmuligheter.

### 3.2.3 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng

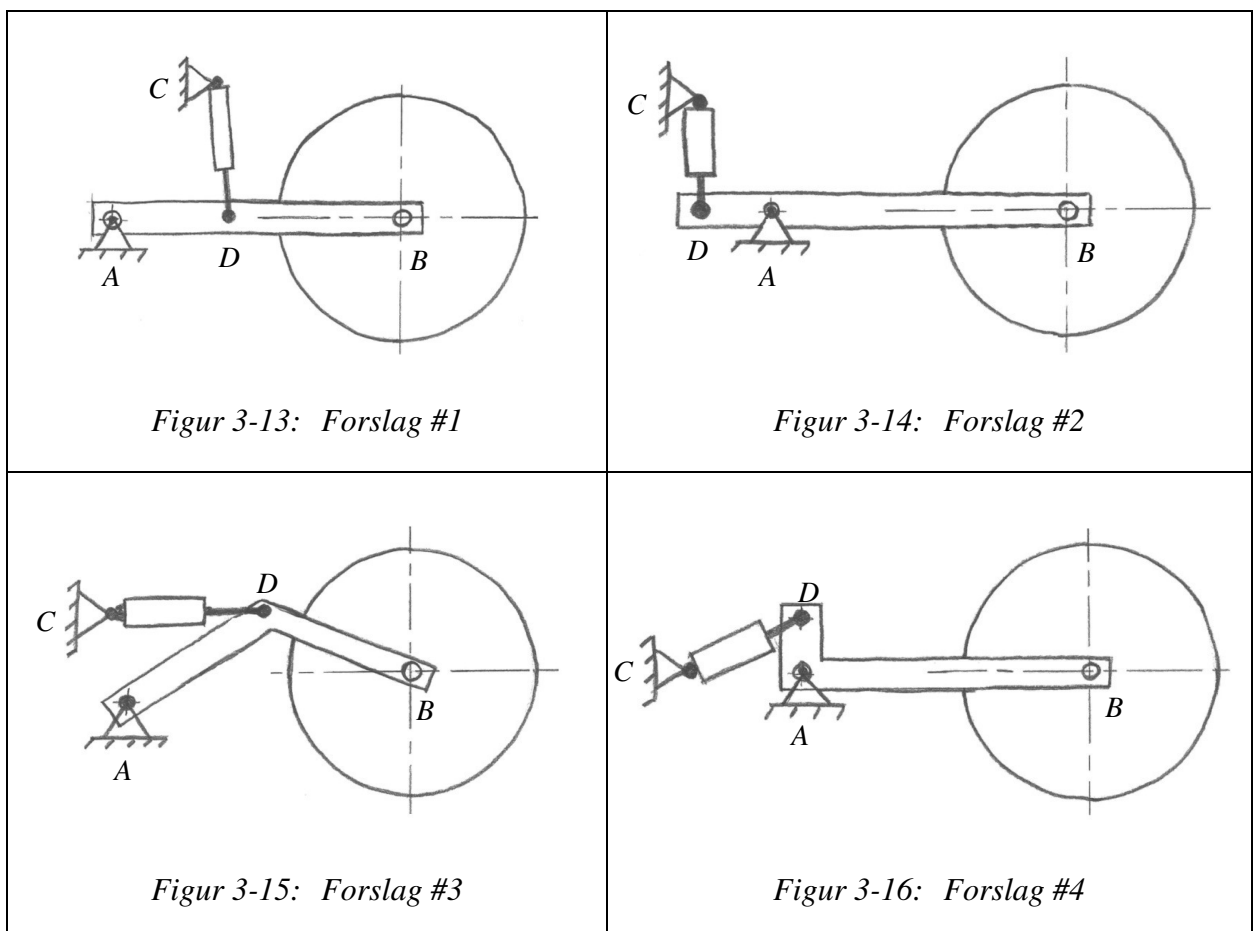
Her følger 9 prinsippforslag for utformingen av bakhjulsoppheng basert på kravspesifikasjonen om bruk av langsgående svingarmer og et hydraulisk tiltesystem. I alle skissene er opphenget illustrert med omtrent like lange svingarmer, selv om dette selvsagt kan endres og tilpasses senere. Skissene er kun ment for å illustrere prinsipper så størrelser og dimensjoner er ikke rettleidende. Tilpassning for drivverk og brems er ikke inkludert.

Når det gjelder støtdemping forutsetter de fleste prinsippforslagene at støtdempingen inngår i det hydrauliske tiltesystemet. Alternativet er å bruke et separat støtdempingssystem, gjerne hentet direkte fra motorsykkel eller scooter (som illustrert i prinsippforslag #7).

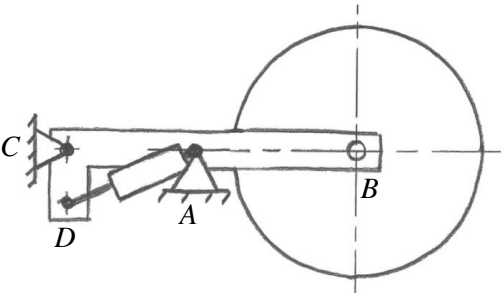
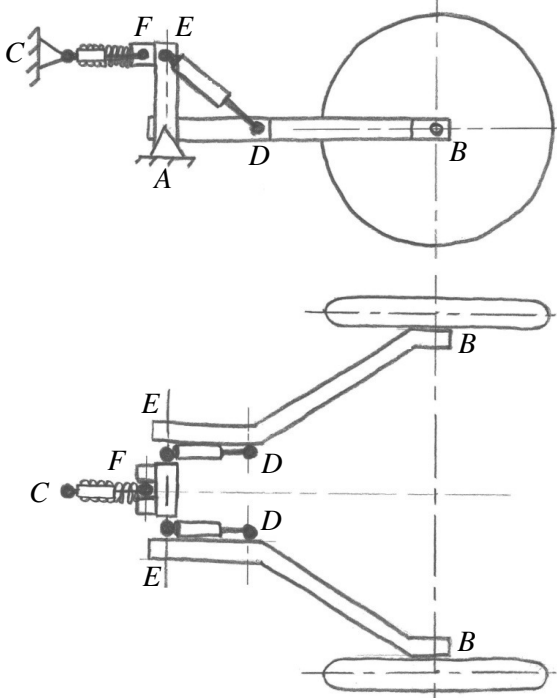
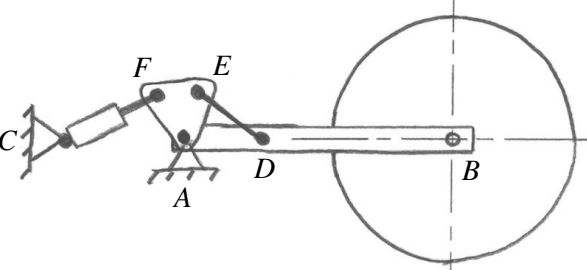
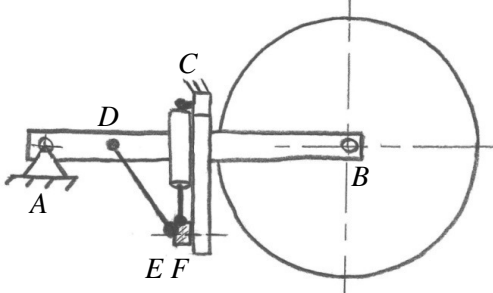
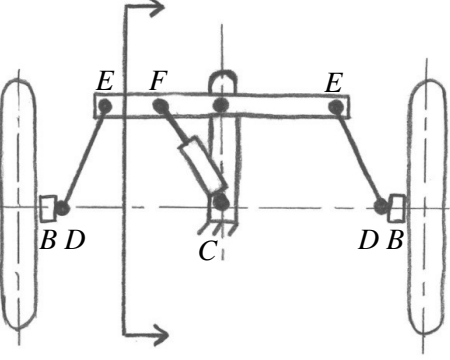
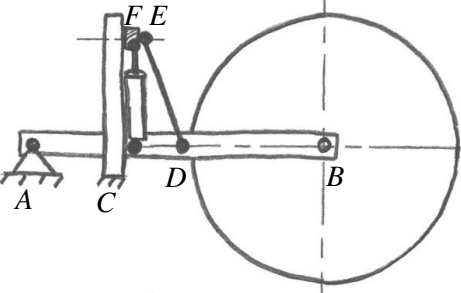
Fordelen med separate støtdempingskomponenter er den gode tilgangen på standardsystemer og at det hydrauliske tiltesystemet kan utformes med enkle løsninger. Den største ulempen, som diskutert i kapittel 2.3.3, er at den hydraulikkstyrte tiltebevegelsen må jobbe mot støtdempingen og kan dermed forsinke reaksjonen til kjøretøyet.

Støtdempingen av bakhjulene kan integreres i det hydrauliske systemet ved å benytte en akkumulator eller en hydropneumatisk belg. Dermed har man også muligheten til å kontrollere nivå og dempingskarakteristikken og oppnå gode kjøreegenskaper. For eksempel kan fjæringen gjøres bortimot helt stiv når svingarmen skal tilte kjøretøyet med stor kraft, slik at man ikke får en uheldig forsinkelse i bevegelsen som ved separat fjæring.

Tabell 7: Prinsippforslag for utforming av bakhjulsoppheng.



Tabell 7 forts.

 <p><i>Figur 3-17: Forslag #5</i></p>	 <p><i>Figur 3-18: Forslag #7</i></p>
 <p><i>Figur 3-19: Forslag #6</i></p>	 <p><i>Figur 3-20: Forslag #8</i></p>
 <p><i>Figur 3-21: Forslag #9</i></p>	 <p><i>Figur 3-20: Forslag #8</i></p>

### 3.2.3.1 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #1:

(Figur 3-13): Lignende tradisjonell støtdemping på motorsykler. Egner seg godt for standard svingarm fra motorsykkel eller scooter. Opplagerkraften virker vertikalt og konstruksjonen må avstives høyt oppe og tar dermed opp en del plass. For store tiltevkler kan slaglengden bli veldig lang hvis sylindren er plassert et stykke fra rotasjonspunktet. Svingarmen utsettes for et stort bøyemoment og det kan være fare for knekking av sylindren.

### 3.2.3.2 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #2:

(Figur 3-14): Svingarmen roterer om et opplagerpunkt og sylindren er plassert på motsatt side i forhold til hjulet. Så lenge armen fra rotasjonspunktet til sylindren er kortere enn til hjulet må kraften fra sylindren være større enn opplagerkraften fra hjulet. Stort bøyemoment på svingarmen, plassopptak i høyden og bruk av den svakeste siden av stempelet i sylindren er ulemper.

### 3.2.3.3 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #3:

(Figur 3-15): Virkemåten er veldig lik forslag #1, men svingarmen har en knekk ved innfestingen til sylindren slik at sylindren kan plasseres horisontalt. Opplagerkraften fra hjulet omdirigeres dermed til å virke horisontalt i festet til sylindren. Rotasjonspunktet for svingarmen kan her plasseres lavere enn hjulnavet for å begrense byggehøyden til systemet. Krever en spesialutformet svingarm med en potensielt utfordrende sammenføyning i knutepunktet ved sylindrefestet.

### 3.2.3.4 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #4:

(Figur 3-16): En enkel konstruksjon hvor kraften fra sylindren er større enn opplagerkraften fra hjulet, men slaglengden til sylindren kan begrenses. Fordel at opplagerpunktet for svingarm og sylinder ligger på samme linje som dermed kan festes til samme grunnbjelke. Bøyemomentet i hjørnet av vinkelen på svingarmen blir veldig høyt slik det ser ut på figuren, men hele eller deler av armen kan også utformes som en kile for å redusere spenningskonsentrasjonen. Systemet er kompakt og opptar lite plass i høyden.

### 3.2.3.5 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #5:

(Figur 3-17): Tilsvarende virkemåte som foregående prinsipp, men sylindren er her rettet bakover for å kunne bruke den sterkeste siden av stempelet. Systemet tar ikke opp plass i høyden, men bygger nedover, noe som kan bli et problem hvis bakkeklaringen blir for liten, spesielt ved tilting av kjøretøyet.



#### 3.2.3.6 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #6:

(Figur 3-19): Igjen tilsvarende virkemåte som prinsipp #4, men her er vinkelen i enden av svingarmen erstattet med en *rocker arm* og et leddet stag. Dette eliminerer problematiske sammenføyninger i svingarmen. Staget kan eventuelt erstattes med en separat støtdemper, eller fungere som et *fail-safe element*.

#### 3.2.3.7 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #7:

(Figur 3-18): Prinsippet ligner det forrige bortsett fra at sylindrene er festet direkte til svingarmene og en felles separat støtdemper forbinder systemet til rammen. Problemet med dette er at det ene hjulet vil løfte seg hvis det andre hjulet kjører over en forhøyning. Rotasjonspunktene må plasseres nærme hverandre og tilsier av svingarmene må spesialutformes slik figuren antyder.

#### 3.2.3.8 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #8:

(Figur 3-20): Dette er prinsippet som brukes i BMW Simple og er basert på bruken av en balanseringsarm, lansert av C. Cajella, slik at hjulene beveger seg nøyaktig motsatt av hverandre. Bevegelsen fra sylindrene overføres via balanseringsarmen til svingarmene med kuleleddstag. Systemet tar liten plass i høyden og i bredden, men en ulempe er at svingarmene påføres en sidekraft ved rotasjonen. Stagene kan eventuelt erstattes av separate støtdempere.

#### 3.2.3.9 Prinsippforslag for bakhjulsoppheng #9:

(Figur 3-21): Egentlig nøyaktig det samme prinsippet som det foregående bare snudd opp ned, og hvor en dobbeltvirkende sylinder styrer hele bevegelsen. Kan være kostnadsbesparende med kun en sylinder, men et potensielt problem med tanke på forskjellen til sylinderens sterke og svake bevegelsesretning. Stagene kan eventuelt erstattes av separate støtdempere.

### 3.3 KONSEPTUTVELGELSE

I likhet med prinsippforslagene over er utvelgelsen her foretatt i to kategorier. Først for rammekonstruksjonen og deretter for bakhjulsoppheng.

Prinsippforslagene settes inn i en seleksjonsmatrise, vurderes ut i fra en rekke kriterier og tildeles en score, hvor 1 er best, 0 er middels og -1 er mindre godt. Poengene legges så sammen og den høyeste poengsummen avgjør hvilket prinsippforslag som skal jobbes videre med. Seleksjonskriteriene forklares før seleksjonsmatrisene.

## 3.3.1 Valg av prinsipp for ramme

Tabell 8: Forklaring til kriteriene i seleksjonsmatrisen for valg av rammeprinsipp.

<i>Kriterium</i>	<i>Forklaring</i>
<b>Styrke/vekt:</b>	Prinsippets tilsynelatende potensial for høy strukturell styrke og stivhet per enhet egenvekt. Et høyt forholdstall vil gi best score.
<b>Kompleksitet:</b>	Antall strukturkomponenter, antall og kompleksitet for sammenføyninger og omfang av monteringsarbeid. Lav kompleksitet gir best score.
<b>Produksjonsomfang:</b>	Behov for maskinering av konstruksjonselementene kontra bruk av standardiserte profiler og komponenter. Lite maskineringsbehov gir best score.
<b>Fleksibilitet ift. karosseridesign:</b>	Hvorvidt rammeløsningen påvirker karosseriets endelige form. Mange konstruksjonselementer implementert i det øvrige karosseriet gir lav score.
<b>Fleksibilitet ift. interiør:</b>	Hvorvidt rammeløsningen legger beslag på rom til passasjerer og interiør i kupeen. Få konstruksjonselementer integrert i kupeen gir høy score.
<b>Utsyn, adkomst og innlasting:</b>	I hvilken grad rammens konstruksjonselementer hindrer utsyn for sjåføren, adkomst for passasjerer eller innlasting av last. Mange hinder gir lav score.
<b>Beskyttelse av kupe:</b>	I hvilken grad konstruksjonen gir beskyttelse for kupeen ved kollisjon eller velt. Flere elementer som omfavner kupeen gir best score.

Tabell 9: Seleksjonsmatrise for rammekonstruksjonen.

<i>Kriterium</i>	<i>Prinsippforslag #</i>			
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
Styrke/vekt	-1	-1	0	1
Kompleksitet	1	0	0	-1
Produksjonsomfang	1	-1	0	1
Fleksibilitet ift. karosseridesign	1	1	1	-1
Fleksibilitet ift. interiør	0	1	1	-1
Utsyn, adkomst og innlasting	1	0	1	-1
Beskyttelse av kupe	-1	1	0	1
<b>Sum poeng</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>-1</b>
<b>Rangering</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>4</b>
<b>Videreføres</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>ja</b>	<b>nei</b>

**Prinsippforslag #3** velges som prinsipløsning for den bærende rammekonstruksjonen til Dolphin Family. Prinsippforslaget antas å være den mest egnede løsningen, basert på en totalvurdering ved hjelp av seleksjonsmatrisen i Tabell 9.

## 3.3.2 Valg av prinsipp for bakhjulsoppheng

Tabell 10: Forklaring til kriteriene i seleksjonsmatrisen for valg av hjulopphengsprinsipp.

<b>Kriterium</b>	<b>Forklaring</b>
<b>Bruk av standardkomponenter:</b>	Mulighet for å bruke flere standardiserte komponenter og konstruksjonselementer eller om mange av delene må maskineres. Mye maskinering gir lav score.
<b>Total kompleksitet:</b>	Antall deler, antall og omfang av kritiske sammenføyninger og potensielle feilkilder. Lav kompleksitet gir best score.
<b>Sammenkobling med ramme:</b>	Hvor enkelt bakhjulsoppheng kan sammenstilles med rammekonstruksjonen. Lite behov for omfattende modifiseringer og støttekonstruksjoner gir høy score.
<b>Servicemuligheter:</b>	Hvor egnet løsningen er for at enkeltdeler som blir slitt eller skadet kan skiftes ut. Store og omfattende utskiftninger gir lav score.
<b>Kjøreegenskaper:</b>	Kjøreegenskaper mht. støtdemping, som forklart tidligere. Løsninger med individuell, variabel hydraulisk støtdemping gir best score.
<b>Krav til hydraulikksystem:</b>	Kraftbehov og grad av avansert funksjonalitet. Integriert støtdemping og kort kraftarm krever mye av systemet og gir lavest score.
<b>Plassbehov i høyden:</b>	I hvilken grad hele opphengssystemet bygger i høyden og tar opp plass for kupe og evt. motor. Lav byggehøyde gir lav score.
<b>Bakkeklaring:</b>	Hvorvidt systemet bygger nedover og reduserer kjøretøyets bakkeklaring. Liten bakkeklaring kan være negativt ved tilting, og gir derfor lav score.

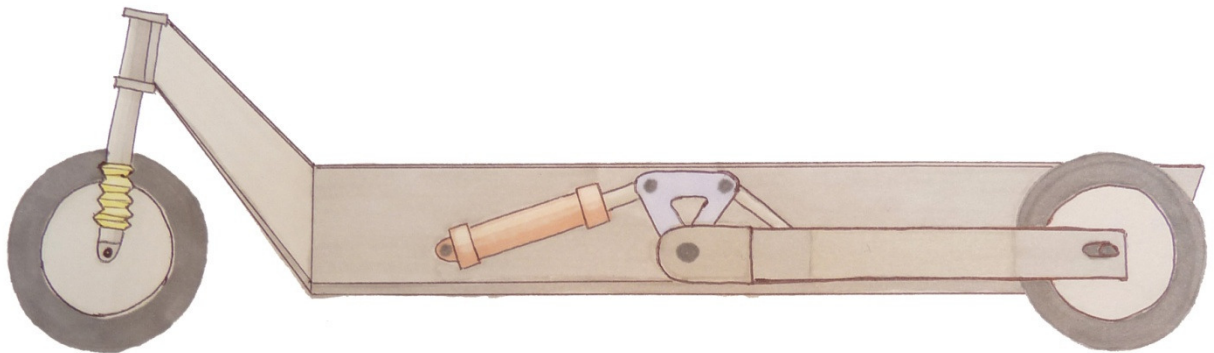
Tabell 11: Seleksjonsmatrise for bakhjulsoppheng.

<b>Kriterium</b>	<b>Prinsippforslag #</b>								
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
Bruk av standardkomponenter	1	1	0	1	1	1	-1	-1	-1
Total kompleksitet	1	1	0	1	1	0	-1	-1	-1
Sammenkobling med ramme	0	0	0	1	1	1	-1	-1	-1
Servicemuligheter	0	0	-1	0	0	1	1	1	1
Kjøreegenskaper	1	1	1	1	1	1	-1	0	-1
Krav til hydraulikksystem	0	-1	0	0	0	0	1	-1	-1
Plassbehov i høyden	-1	-1	0	0	1	0	-1	0	-1
Bakkeklaring	1	1	1	1	-1	1	1	0	1
<b>Sum poeng</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>-2</b>	<b>-3</b>	<b>-4</b>
<b>Rangering</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<b>Videreføres</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>ja</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>	<b>nei</b>

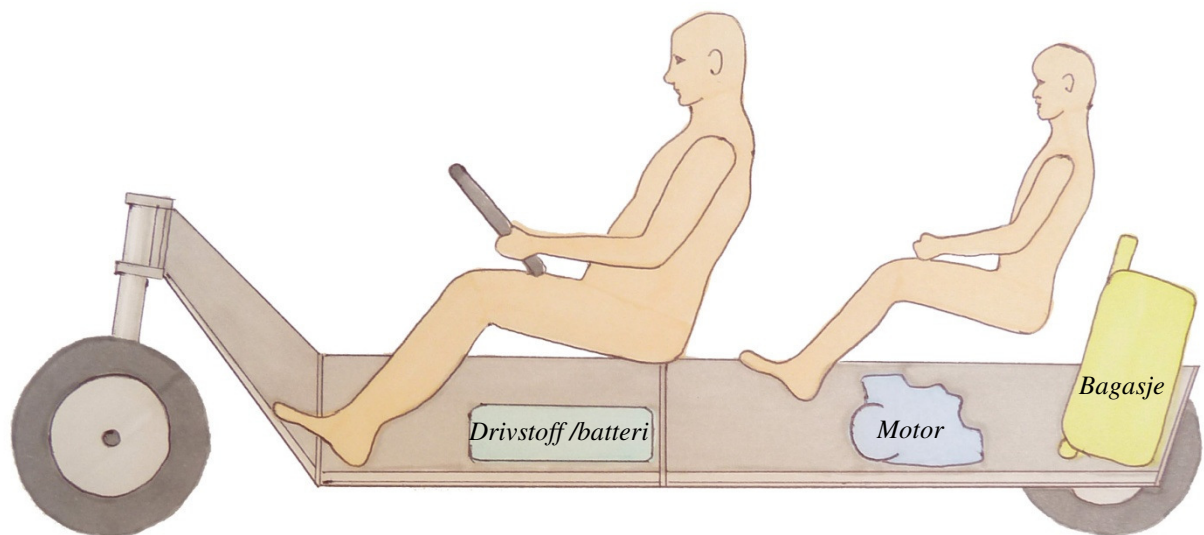
**Prinsippforslag #6** velges som prinsipløsning for bakhjulsoppheng til Dolphin Family.

### 3.4 FORELØPIG PRINSIPPSKISSE FOR LØSNING

Håndtegnede løsningskisser, basert på kravspesifikasjonene og de valgte prinsipløsningene, og som danner grunnlaget for videre dimensjonering og utforming. Forklaring følger til hver av skissene.



Figur 3-22: Grunnleggende løsningsforslag med en selvbærende rammekonstruksjon bestående av knekte plater. Bakhjulsopphenget festes langs sidene og forhjulsoppheng består av en eksisterende motorsykkelgaffel med støtdemping.



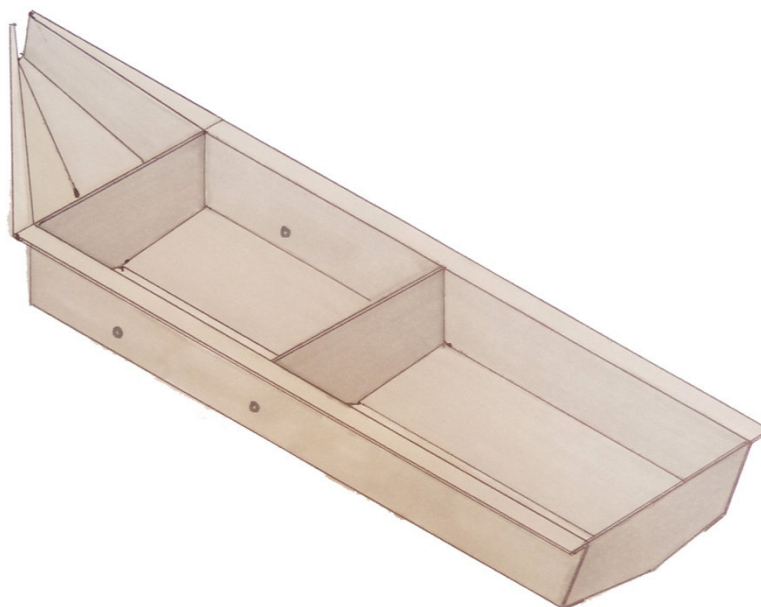
Figur 3-23: Omtrentlig plassering av en voksen sjåfør foran og opp til to barn ved siden av hverandre bak. Energikilde, motor og bagasje plass kan implementeres i rammens nedre del.

(Figur 3-22): Løsningen er basert på en selvbærende struktur satt sammen av knekte plater. Bruken av tynne plater på denne måten kan gi en svært stiv og lett konstruksjon, og det er ikke nødvendig med ytterligere karosseripaneler under og rundt chassiset. Konstruksjonen påvirker i svært liten grad utformingen av det øvre karosseriet, slik at hverken utsyn, adkomst eller eksteriørdesign begrenses. Interiøret og plassen i kupeen er heller ikke særlig begrenset av rammekonstruksjonen. Forslaget innebærer at det benyttes en eksisterende forhjulsgaffel fra motorsykkkel, som inkluderer støtdemping. Bakhjulsopphenget festes på utsiden av rammen og implementeres dermed i konstruksjonen uten å oppta for mye plass. Svingarmene må være relativt lange for å oppnå tilstrekkelig tilteinkel.

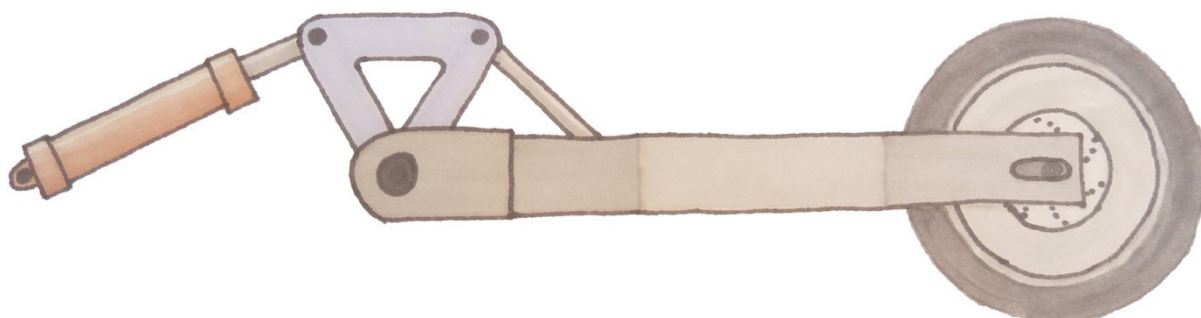
(Figur 3-23): Konstruksjonen er her snittet på langs og figuren viser omtrentlig plassering av passasjerer og viktige komponenter. Personomrissene, som illustrerer en voksen og et barn, er tegnet inn i korrekt skala basert på relevante figurer og data fra den antropometriske designveiledningsboken *The Measure of Man & Woman* [31]. Drivstofftanken, eller eventuelle annen energikilde som batterier, kan plasseres under setet til sjåføren. Motoren plasseres under baksetene, og bakerst vil det være plass til litt bagasje. Kjøretøyet kan også konfigureres slik at bakseteplassen i stedet kun fungere som lasterom.

(Figur 3-24): Rammekonstruksjonen består av tynnplater satt sammen som bokser, og er ikke helt ulik en åpen båt. To vertikale hovedprofiler på sidene er de viktigste lastbærerne og er utformet som z-profiler. Disse tilvirkes også av plater som knekkes flere ganger. Dette løsningsforslaget beholder vertikale profiler hele veien bakover, i motsetning til det første prinsippforslaget, for å få en hel bokskonstruksjon. Det er også mest praktisk for at svingarmene skal få mulighet til å løftes opp langs sidene. Alle de vertikale og horisontale platene på tvers bidrar til strukturell styrke, men har en vel så viktig oppgave med å skjerme kupeen. Disse platene kan være litt tynnere enn hovedprofilene for å spare vekt. Løsningen er tilsynelatende kostnadseffektiv med tanke på materialkostnader og tilvirkningskompleksitet. Utstrakt bruk av plater som knekkes er produksjonsmessig enkelt og antallet sammenføyninger begrenses. Eventuell sveis kan unngås ved å lime overlappinger (sammenføyningene er ikke videre detaljert i denne rapporten).

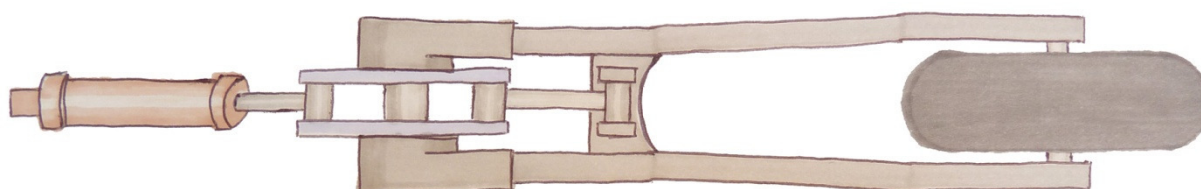
(Figur 3-25 og Figur 3-26): Bakhjulsopphenget består i hovedsak av en svingarm, som roterer ved hjelp av en sylinder. Sylinderkraften overføres via et leddet element (*rocker arm*) og et stag som festes til svingarmen. Staget kan fungere som et fail-safe element; en komponent som ødelegges først ved overbelastning og som deretter relativt enkelt kan skiftes ut. To hovedbjelker utgjør hver svingarm og kan med fordel bestå av standardiserte hulprofiler. Hovedprofilene holdes fast i en muffe, som også utgjør den roterende innfestingen til rammen. På denne måten kan man unngå behovet for sveis i den høyt belastede delen av konstruksjonen. Løsningsforslaget forutsetter at støtdemping er inkludert i det hydrauliske sylindersystemet, og komponentene til dette er ikke videre detaljert. Bremsesystem og drivverksutforming er heller ikke inkludert i denne rapporten.



*Figur 3-24: Rammekonstruksjon med utstrakt bruk av knekte tynnplater. Platene beskytter også kupeen og danner det nedre karosseriet. Hovedlastbærerne langs sidene er utformet som z-profiler.*



*Figur 3-25: Bakhjulsoppheng med sylinder, leddet kraftoverføringselement, stag og svingarm. Staget utgjør et fail-safe element, og støtdemping inngår i det hydrauliske sylinder-systemet. Bremses og drivverk er ikke inkludert.*



*Figur 3-26: Svingarmen består av to standardprofiler som holdes i en muffe ved sammenkoblingspunktet.*

## 4 GRUNNLAGSBEREGNINGER

### 4.1 FORUTSETNINGER

For å kunne beregne og dimensjonere et løsningsforslag må det gjøres noen forutsetninger for de verdier og informasjon om Dolphin Family som foreløpig ikke eksisterer.

Disse forutsetningene, og den følgende utredningen av disse, er basert på designverdiene og prinsippskissene fra foregående kapitler.

En del av forutsetningene er basert på grove antakelser og noen verdier er satt mer eller mindre kun for å ha et konkret beregningsgrunnlag. Med andre ord må alle de følgende forutsetningene og tallmaterialet oppdateres i videre arbeid når flere deler av prosjektet foreligger. Men det følgende grunnlagsarbeidet bør kunne bidra med betraktninger og beregningsmetoder hvor verdiene kan revideres og oppdateres senere.

#### 4.1.1 Dekkfriksjon

Forutsetter at Dolphin Family skal benytte pneumatiske gummihjul, tilsvarende hjul for motorsykkel eller scooter, og at friksjonskoeffisienten er lik for alle hjulene.

Generelt gjelder det at friksjonskraften er proporsjonal med normalkraften, uttrykt med friksjonsfaktoren  $\mu$ .

*TEKNISKE TABELLER*, s.31 [32], oppgir at i utgangspunktet viser tester at gummi mot asfalt kan oppnå en generell friksjonsfaktor (glidende) på ca. 0,9. Det forutsetter tørr asfalt, brukte dekk (som gir litt bedre feste enn helt nye) og gjelder ved glidende bevegelse, altså låste hjul.

For et rullende hjul gjelder det fortsatt at friksjonskoeffisienten er forholdet mellom den vertikale normalkraften som blir påført hjulet og friksjonskraften som genereres i kontaktflaten mellom dekket og underlaget, men koeffisienten avhenger av en rekke faktorer og er heller ikke konstant. For det første vil ikke den maksimale friksjonskraften oppnås når hjulet er helt låst og sklir, men litt før. Typiske bildekk oppnår den største friksjonsfaktoren ved 10 – 30 % slipp, i følge *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, s. 125 [33]. Denne kalles *statisk (evnt. rullende) friksjonskoeffisient*,  $\mu_r$ , og er avhengig av blant annet hastigheten til kjøretøyet, tilstanden til underlaget, som struktur, fuktighet og temperatur, og egenskapene til dekket, som slitasje, gummiblanding og maksimal *slippvinkel* (forklares senere).

I de videre grunnlagsberegningene er det selvsagt ønskelig å bruke den høyeste sannsynlige friksjonskoeffisienten for å finne de største påkjenningene. *Bosch*, s. 423, [34] oppgir at et typisk pneumatisk brukt dekk, på tørr asfalt kjørende i 50 km/t, kan oppnå en statisk friksjonskoeffisient på 1,0. (Spesialdekk brukt i motorsport kan oppnå hele 1,5 - 2,0).

Da det ikke foreligger flere detaljer rundt dekkvalget for Dolphin Family forutsettes det videre at den statiske friksjonskoeffisienten til dekkene er:

$$\mu_r = 1,0$$

### 4.1.2 Tyngdepunkts plassering

Plassering av *tyngdepunktet*, her kalt *CG*, i forhold til hjulene er avgjørende for kjøretøyets strukturebelastninger og kjøreegenskaper. Det vil være relativt enkelt å regne ut hvor *CG* er plassert på et ferdig kjøretøy, men resultatet vil bli langt bedre hvis *CG*-plasseringen er et designmål underveis fremfor en konsekvens til slutt.

På dette stadiet i utviklingen av Dolphin Family er fortsatt det meste av utformingen uavklart, så anbefalingene her må anses som grunnleggende og veiledende verdier som må justeres på et senere tidspunkt. Men en foreløpig stadfesting av *CG* er nødvendig for å danne et videre dimensjoneringsgrunnlag.

De følgende betraktningene er noe forenklet, og tar ikke hensyn til for eksempel masseforflytning på grunn av aerodynamiske effekter eller vandring i støtdempingen, endring i rullemotstand, krefter på grunn av cambervinkel eller lokale momenter fra drivlinjen.

Definisjon av globalt koordinatsystem og rotasjonsakser finnes innledningsvis i kapittel 1.8.3.

#### 4.1.2.1 *CG*-plassering i bredden (langs *y*-aksen):

Det er opplagt at *CG* bør plasseres langs senterlinjen for å få en symmetrisk oppførsel ved sving både til høyre og venstre. Et betydelig avvik fra senterlinjen vil også få større konsekvenser for et slikt kjøretøy som skal balanseres kontra en bil med fire hjul.

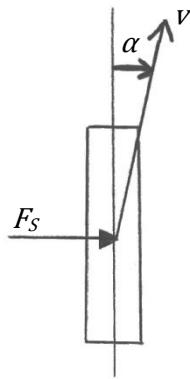
I praksis vil det forekomme at *CG* flyttes litt til siden, for eksempel med kun en passasjer i baksetet eller ved skjev fordeling av lasten, men for en hensiktsmessig videre beregning forutsettes det at *CG* er plassert nøyaktig på senterlinjen.

#### 4.1.2.2 *CG*-plassering i lengden (langs *x*-aksen):

Plasseringen av *CG* i lengderetningen er avgjørende for hvordan kjøretøyet oppfører seg ved kjøring. Plasseringen påvirker også tendensen til å tippe forover eller bakover ved brems og akselerasjon, men ønsker her at responsen til påførte sidekrefter i fart skal være avgjørende for plasseringen.

Følgende utredning viser hva som skjer under kjøring i konstant hastighet, konsekvensene i forhold til rotasjon om *z*-aksen, *yaw*, og en anbefaling for *CG*-plasseringen (fritt etter avhandlingen *Designing Stable Three Wheeled Vehicles* [35]). Utredningen tar foreløpig ikke hensyn til *CG*-plassering i høyden, fjæringsvandring eller evnen til å lene seg i svinger.





Figur 4-1: Et hjul sett ovenfra. Illustrasjon av slippvinkelen,  $\alpha$ , som er resultatet av en påført sidekraft,  $F_s$ , som endrer den faktiske fartsretningen,  $v$ , i forhold til styreretningen.

Når et pneumatisk dekk blir utsatt for en sidekraft, enten i form av sidevind, skrått underlag eller sentrifugalkrefter, vil den faktiske kjøreretningen ha en tendens til å avvike litt fra retningen dekket styrer mot. Denne forskjellen i retning kalles *slippvinkel* og er illustrert i Figur 4-1.

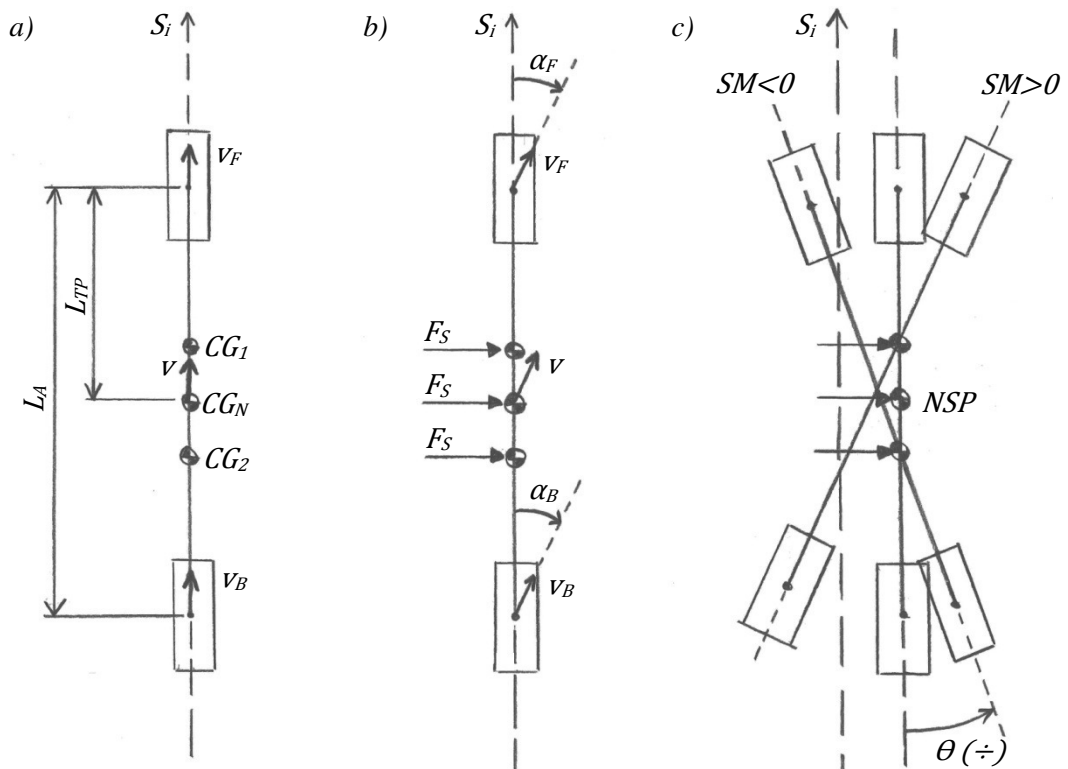
Slippvinkelen,  $\alpha$ , avhenger blant annet av både den vertikale og den horisontale kraften dekket blir utsatt for. Alle dekk har en maksimal slippvinkel hvor en overstigning vil føre til at dekket begynner å skli fremfor å "slippe". Det skjer når den påførte sidekraften overstiger den største horisontale kraften dekket kan holde i mot med ved maksimal slippvinkel. Den horisontale "motholdskraften" øker med økende vertikal last (dog i avtagende grad).

Sammenhengen mellom slippvinkelen og den horisontale kraften kan plottes som en kurve, gjennom testing av spesifikke dekk (typiske bildekk har maksimal slippvinkel rundt  $10^\circ$ ). Stigningsgraden til kurven angis gjerne med  $C$  (horisontal kraft per grad slippvinkel), og kalles dekkets *svingestivhet*.

En mye brukt metode for illustrasjon av horisontale krefter,  $CG$ -plassering og bevegelsesbaner er en såkalt *sykkelmodell*, som vist i Figur 4-2.

Modellen har bare ett dekk foran og bak, som hver for seg representerer den totale svingestivheten til hjulene foran og bak.  $CG$  er forutsatt plassert langs senterlinjen, og modellen kan ikke falle til siden som en normal sykkel.

Modellen viser reaksjonen på sidekrefter forutsatt at føreren ikke korrigerer ved å styre.



Figur 4-2: "Sykkelmodell" som illustrerer hvordan en påført sidekraft resulterer i en horisontal rotasjon av kjøretøyet, avhengig av CG-plasseringen.

Figur 4-2a viser et kjøretøy på vei rett fram i retning  $S_i$  med konstant hastighet  $v$ . Hastigheten rett over for- og bahjulet er angitt  $v_F$  og  $v_B$ , og har samme verdi og retning som  $v$ . Modellen viser også tre ulike plasseringer av CG, kalt  $CG_1$ ,  $CG_2$  og  $CG_N$ .

I Figur 4-2b utsettes hvert av tyngdepunktene for en sidekraft,  $F_S$ . Det oppstår en slippvinkel foran og bak, hhv.  $\alpha_F$  og  $\alpha_B$ , og retningene til  $v$ ,  $v_F$  og  $v_B$  begynner å avvike fra den initiale retningen  $S_i$ .

Figur 4-2c viser situasjonen rett etter at sidekraften er påført og kjøretøyet reaksjon avhengig av CG-plasseringen. CG beveger seg sideveis i forhold til  $S_i$  og det oppstår en rotasjon om CG, kalt *yaw-vinkel* som er angitt med  $\theta$ .

I figuren er det også angitt et *nøytralt styrepunkt*,  $NSP$ , hvor påføring av en sidekraft ikke vil føre til en *yaw-vinkel*, dvs. at *slippvinkelen* er den samme foran og bak. Plasseringen til  $NSP$  avhenger altså av den totale *svingestivheten* i hver ende av kjøretøyet.

Plasseringen til  $NSP$  i forhold til plasseringen av CG avgjør graden av *yaw-vinkel*. Avstanden fra CG bakover til  $NSP$  delt på akselavstanden,  $L_A$ , kalles *statisk margin*,  $SM$ .

$SM$  kan regnes ut med følgende uttrykk (der  $L_{CG}$  er avstanden fra forhjulet til CG. Se symbolliste i kapittel 1.8.1 for øvrige indekseringer):

$$SM = \frac{c_F}{c_F + c_B} - \frac{L_{CG}}{L_A} \quad (4-1)$$

Verdien av  $SM$  kan være positiv, negativ eller null, som angitt i Figur 4-2c.

Ved  $SM = 0$  vil ikke sidekraften føre til noen *yaw-vinkel*, og kalles *nøytral styring*.

Ved  $SM > 0$ , dvs. at  $CG$  er plassert foran  $NSP$ , vil reaksjonen være en positiv *yaw-vinkel* som følge av at *slippvinkelen* foran er større enn bak. Kjøretøyet vil snu seg mot retningen til den påførte kraften, og kalles *understyring*.

Ved  $SM < 0$ , dvs. at  $CG$  er plassert bak  $NSP$ , blir *yaw-vinkelen* negativ. *Slippvinkelen* bak er større enn foran og kalles *overstyring*.

Ved kjøring i sving vil sidekraften opptre i form av en sentrifugalkraft, som er avhengig av svingeradien og farten. Ved utregning av styrevinkel (som ikke er nødvendig her) bruker man et viktig uttrykk, kalt *understyringsgradienten*,  $K$ , som angir sammenhengen mellom *vekt* og *svingestivhet* foran og bak:

$$K = \frac{m_F}{C_F} - \frac{m_B}{C_B} \quad (4-2)$$

I praksis betyr disse forholdstallene og definisjonene følgende ved kjøring i sving:

*Nøytral styring*;  $\alpha_F = \alpha_B$ ,  $K = 0$ ,  $SM = 0$

Hvis kjøretøyet følger en sving med fast radius, og sakte øker hastigheten slik at sentrifugalkraften øker, vil *slippvinkelen* øke likt foran og bak samtidig som styrevinkelen holdes konstant.

*Understyring*;  $\alpha_F > \alpha_B$ ,  $K > 0$ ,  $SM > 0$

Nødvendig styrevinkel øker når farten øker, ettersom *slippvinkelen* foran er større enn bak. Situasjonen er imidlertid selvpopprettende, dvs. at hvis føreren ikke øker styrevinkelen vil den positive *yaw-vinkelen* føre til at kjøretøyet styrer vekk fra svingebanen. Det vil redusere radien og dermed sentrifugalkraften. Understyring er derfor omtalt som stabil oppførsel.

*Overstyring*;  $\alpha_F < \alpha_B$ ,  $K < 0$ ,  $SM < 0$

*Slippvinkelen* bak er større enn foran, slik at bakenden til kjøretøyet trekker ut av svingebanen. Hvis føreren ikke korrigerer svingevinkelen motsatt vei i tide vil radien øke og sentrifugalkraften øke slik at situasjonen forsterkes ytterligere. Overstyring er derfor omtalt som ustabil oppførsel.

Av betraktningene over fremkommer det at en stabil oppførsel er ønskelig, dvs. at  $SM$  er positiv eller null. Alle moderne biler har en liten positiv  $SM$ -verdi som i utgangspunktet gjør bilen til en viss grad overstyrt og dermed stabil. Det bør også være tilfellet for Dolphin Family.

For å oppnå *nøytral styring* for en bil med fire hjul, forutsatt at alle hjulene er identiske, må den totale *svingestivheten* foran og bak være like stor;  $C_F = C_B$ . Med  $K = 0$  og  $SM = 0$  vil ligningene (4-1) og (4-2) gi:

$$m_F = m_B \quad \text{og} \quad L_{CG} = \frac{L_A}{2}$$

For et 3-hjulskjøretøy med to hjul bak og ett foran må uttrykkene justeres til:

$$SM = \frac{C_F}{C_F + 2C_B} - \frac{L_{CG}}{L_A} \quad (4-3)$$

og

$$K = \frac{m_F}{C_F} - \frac{m_B}{2C_B} \quad (4-4)$$

Nøytral styring, med  $C_F = C_B$ ,  $K = 0$  og  $SM = 0$ , gir likningene (4-3) og (4-4) følgende uttrykk:

$$m_B = 2m_F \quad \text{og} \quad L_{CG} = \frac{2L_A}{3}$$

Altså må vekten bak være dobbel så stor som foran, som innebærer at  $CG$  må plasseres ved  $2/3$  eller  $66,7\%$  av akselavstanden, målt fra framhjulet.

Som nevnt over er det ønskelig med en ørliten understyring av Dolphin Family. Anbefaler derfor at  $CG$  plasseres ved  $66\%$  av akselavstanden, det vil si:

$$L_{CG} = 2500 \text{ mm} \cdot 0,66 = \mathbf{1650 \text{ mm}} \quad \text{målt bakover fra forhjulsnaget.}$$

#### 4.1.2.3 CG-plassering i høyden (langs z-aksen):

Når  $CG$  nå er fastsatt i lengderetningen er det avstanden fra underlaget opp til  $CG$  som påvirker kjøretøyets tendens til å tippe forover eller bakover.

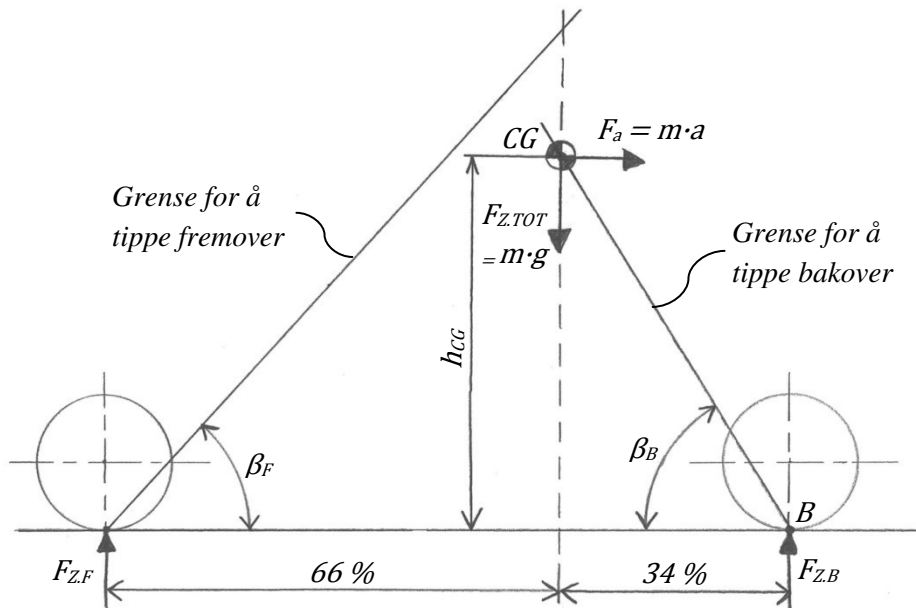
Velger først å se på den teoretisk største akselerasjonen kjøretøyet kan utsettes for og hvilken plassering av  $CG$  i høyden, ved den gitte lengdeplasseringen, som da vil resultere i at den steiler. Den maksimale akselerasjonen forutsetter ubegrenset motoreffekt og er kun begrenset av friksjonskoeffisienten til drivhjulene (tar ikke hensyn til rullemotstand). For et lavenergikjøretøy som Dolphin Family sier det seg nærmest selv at denne maksimale akselerasjonen ikke må forveksles med en gjennomsnittlig akselerasjon over en lengre strekning, men er kun en mulig kortvarig akselerasjon for eksempel ved hjulspinn med plutselig feste eller en brå kopling mellom motor og drivverk. Forutsetter her at Dolphin Family har drift på de to bakhjulene. Den maksimalt oppnåelige akselerasjonen kan i følge *Bosch*, s. 425 [34], uttrykkes som:

$$a_{maks} = k \cdot g \cdot \mu_r \quad (4-5)$$

der  $k$  er forholdet mellom vekten på drivende eller bremsende hjul og totalvekten. Det gir:

$$a_{maks} = 0,66 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1,0 = 6,48 \text{ m/s}^2$$

Kjøretøyet vil tippe bakover, eller steile, i det akselerasjonskraften overstiger gravitasjonskraften som virker på  $CG$ . Balansepunktet for  $CG$ , for rotasjon om kontaktpunktet I bakhjulene i B, vil befinne seg på en linje slik Figur 4-3 viser. Dvs. at så lenge  $CG$  plasseres under eller foran denne linjen vil ikke kjøretøyet kunne tippe ved akselerasjon fremover.



Figur 4-3: Plassering av CG i høyden ved en gitt plassering i lengden. Balansen om kontaktpunktene til hjulene ved (+/-)akselerasjon er illustrert med grenselinjer.

Momentet om punktet B avhenger av akselerasjonskraftens størrelse og lengden på *armen*:

$$M_B = F_a \cdot h_{CG} \quad (4-8)$$

Statisk balanse om punktet B krever altså at:

$$m \cdot a_{maks} \cdot h_{CG} = m \cdot g \cdot 0,34 \cdot L_A \quad (4-9)$$

Som gir maksimal høyde til CG:

$$h_{CG} = \frac{g \cdot 0,34 \cdot L_A}{a_{maks}} = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,34 \cdot 2500 \text{ m}}{6,48 \text{ m/s}^2} \approx 1287 \text{ mm}$$

Stigningsgraden til linjen er forholdet mellom den vertikale og horisontale akselerasjonen, og vinkelen til underlaget blir dermed:

$$\beta_B = \tan^{-1} \left( \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{6,48 \text{ m/s}^2} \right) = 56,6^\circ$$

Maksimal teoretisk retardasjon, ved full brems på alle hjul (uten ABS), kan også regnes ut med likning (4-5):

$$a_{r,maks} = 1,0 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1,0 = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Kjøretøyet vil tippe forover hvis  $CG$  er plassert over eller foran en linje fra kontaktpunktet til framhjulet, slik Figur 4-3 viser. Linjen har vinkel til underlaget lik:

$$\beta_F = \tan^{-1} \left( \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} \right) = 45,0^\circ$$

Av Figur 4-3 kan man se at skjæringspunktet mellom linjen og avstandslinjen for den horisontale  $CG$ -plasseringen ligger over den maksimale høyden som er satt på grunnlag av akselerasjonen fremover. Med andre ord vil en plassering av  $CG$  maksimalt 1281 mm over bakken ikke føre til at kjøretøyet tipper fremover ved full brems.

I realiteten vil et tradisjonelt 3-hjulskjøretøy likevel være utsatt for å tippe fremover på skrå, da det som regel også er sidekrefter til stedet, for eksempel i form av sentrifugalkrefter. For Dolphin Family vil derimot sidekreftene oppheves ved hjelp av tilting.

Høydeplasseringen av  $CG$ , som regnet ut over, tilsier at ved maksimal akselerasjon vil masseforflytningen føre til at vekten på framhjulet reduseres til null, og kjøretøyet har dermed ingen mulighet til å styre med framhjulet. For å beholde styrekontrollen ved maksimal akselerasjon er det ønskelig å beholde minimum 20 % av totalvekten på framhjulet.

Utleder fra loven om at summen av momenter må være lik null (4-9), og får at masseforflytningen ved akselerasjon gir endring i opplagerkreftene lik:

$$\Delta F_Z = F_a \cdot \frac{h_{CG}}{L_A} \quad (4-10)$$

med 80 % kraft bakover får vi:

$$\frac{(F_{Z,B} + \Delta F_Z)}{F_{Z,TOT}} = 0,8 \Rightarrow \Delta F_Z = 0,8 F_{Z,TOT} - F_{Z,B} \Rightarrow$$

$$m \cdot a \cdot \frac{h_{CG}}{L_A} = 0,8 \cdot m \cdot g - 0,66 \cdot m \cdot g$$

Løser mhp. høyden:

$$h_{CG} = \frac{g \cdot L_A \cdot (0,8 - 0,66)}{a}$$

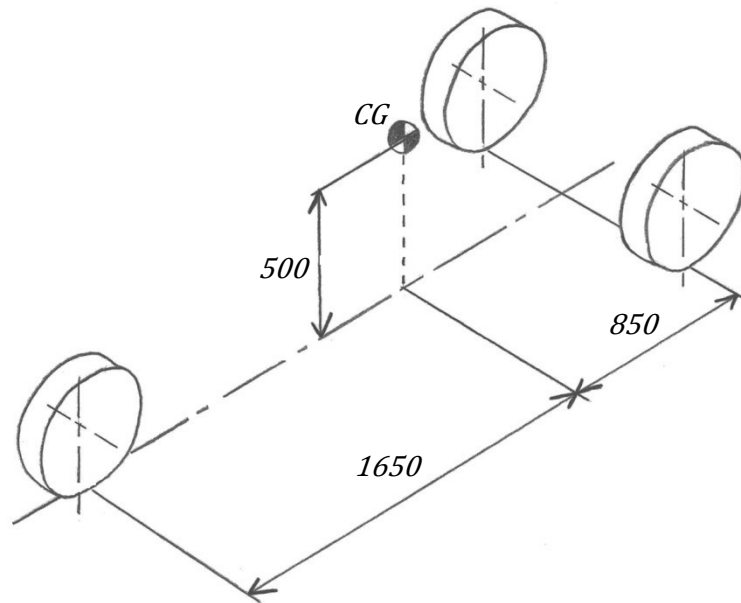
Setter inn verdier og får:

$$h_{CG} = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 2500 \text{ mm} \cdot (0,8 - 0,66)}{6,48 \text{ m/s}^2} = 529,9 \text{ mm}$$

$CG$  bør dermed plasseres lavere enn 529,9 mm over bakken. Velger for videre beregninger at  $CG$  er plassert i en høyde:

$$h_{CG} = 500 \text{ mm}$$

Figur 4-4 viser endelig plassering av  $CG$ , som danner grunnlaget for videre beregninger:



Figur 4-4: Anbefalt plassering av  $CG$  og samtidig forutsatt plassering for videre beregninger (i bredden plasseres  $CG$  på senterlinjen). Mål i mm.

### 4.1.3 Tiltevnkel

Dette er kjøretøyets evne til å lene seg i sving, i en vinkel målt i forhold til det opprinnelige vertikallplanet.

Nødvendig tiltevnkel for å holde kjøretøyet i balanse ved sving avhenger av hvor store sentrifugalkrefter den kan bli utsatt for. Som nevnt tidligere vil kjøretøyet være i balanse når momentet om rotasjonspunktet, fra gravitasjonskraften som virker på  $CG$ , utliknes av det motvirkende momentet fra sidekraften, eller *sentrifugalkraften* som oppstår i sving:

$$F_s = m \cdot a_s \quad (4-6)$$

Sentrifugalkraften avhenger av *sentripetalakselerasjonen*;

$$a_s = \frac{v^2}{R} \quad (4-11)$$

Som er en funksjon av hastighet og svingens radius.

Men den faktiske sidekraften kan ved normal kjøring i praksis ikke bli større enn hva friksjonen mellom dekkene og underlaget tillater, dvs:

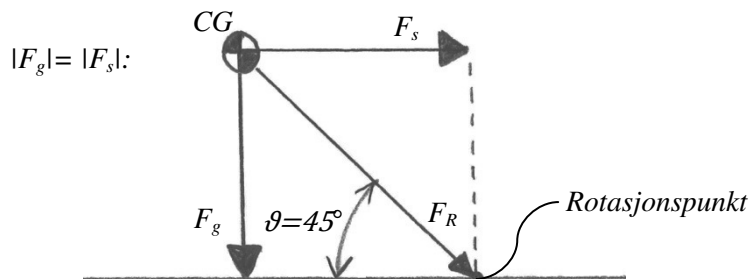
$$F_s \leq \mu_r \cdot F_N$$

der normalkraften i dette tilfellet tilsvarer gravitasjonskraften,  $F_g$ . Med en forutsatt friksjonskoeffisient på 1,0 tilsier dette at:

$$m \cdot a_s = 1,0 \cdot m \cdot g \Rightarrow$$

$$a_s = g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Med andre ord vil sentrifugalkraften maksimalt tilsvare gravitasjonskraften. Resultantkraften vil dermed ligge midt i mellom, og danne en vinkel på  $45^\circ$  med underlaget, slik Figur 4-5 viser.



Figur 4-5: Når sentrifugalkraften og gravitasjonskraften som virker på CG er like store vil resultantkraften gjennom rotasjonspunktet danne en  $45^\circ$  vinkel med underlaget.

Selv om hastigheten øker eller svingen blir krappere er det altså ikke nødvendig å tilte kjøretøyet mer enn  $45^\circ$  fordi dekkene da uansett vil begynne å skli.

Til sammenlikning er maksimal tiltevinkel  $45^\circ$  for både Carver One og BMW Simple.

Forutsetter maksimal tiltevinkel for Dolphin Family:

$$\vartheta = 45^\circ$$



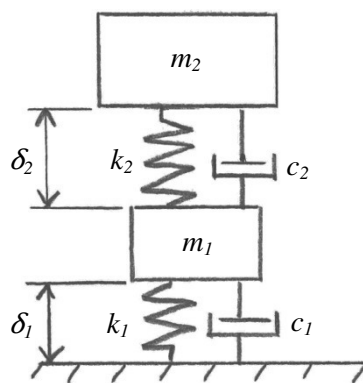
#### 4.1.4 Fjæring og støtdemping

Et relativt hurtiggående kjøretøy behøver en form for støtabsorbering for å ivareta komfort og kjøreegenskaper. Hele systemet, bestående av både en fjæringsmekanisme og dempingsmekanisme omtales gjerne kun for *støtdemping*. Hovedoppgaven til systemet er å sørge for at hjulene holder bakkekontakten og å jevne ut sjokkbelastninger fra ujevnt underlag ved holde massen over støtdempingssystemet mest mulig i ro i vertikal retning.

Et luftfylt gummidekk er også i seg selv et støtdempingssystem, som i praksis absorberer de aller fleste støtene ved normal kjøring, og representerer dermed den viktigste støtdempingsfunksjonen i hjulopphenget. Faktisk var det ikke vanlig med separat støtdemping av bakhjulene på motorsykler før på 1940-50-tallet.

*Demperen* har som oppgave å bruke opp den potensielle energien som lagres opp i den elastiske fjæren når den klemmes sammen gjennom å dempe den oscillerende bevegelsen av massen som settes i gang når energien i fjæra frigjøres igjen. Moderne dempere er i all hovedsak hydrauliske. For et luftfylt dekk inngår dempingen i gummien til dekkveggen.

Figur 4-6 viser en skjematisk fremstilling av det totale støtdempingssystemet for ett hjul, der  $m_2$  er massen til hoveddelen av kjøretøyet som hviler på støtdempingssystemet, såkalt *dempet masse*, og  $m_1$  er den *udempede massen* som består av hjulet, bremsesystemet og omtrent halvparten av bærearmerne, etc. Både dekket og fjærene har en fjærkonstant,  $k$ , og en dempingskarakteristikk,  $c$ .  $\delta$  er deformasjonen, eller sammentrykking av fjæringen.



Figur 4-6: Skjematisk fremstilling av det totale støtdempingssystemet for ett hjul, hvor indeksering 1 representerer hjulet og indeks 2 representerer fjærings- og dempingsystemet til resten av kjøretøyet.

Følgende forutsetninger for støtdempingssystemet til Dolphin Family er satt for å få et konkret beregningsgrunnlag og er kun basert på grove antakelser, forenklete betraktninger og noen typiske verdier. Forutsetningene må derfor betraktes som eksempelverdier som senere må raffineres og revideres.

**Dekk:**

Forutsetter at alle tre hjulene er identiske, med like dekk og likt lufttrykk.

Typisk fjærkonstant, eller *dekkstivhet*, for et aktuelt dekk med typisk lufttrykk er ca. 140 - 190 N/mm [24]. Setter fjærkonstanten for dekkene til Dolphin Family lik:

$$k_1 = 170 \text{ N/mm} = 170 \text{ kN/m}$$

Det er verdt å merke seg at man ikke kan bruke dekktrykket direkte som kraftutmåling eller fjærkonstant fordi det er deformasjonen av gummidekket og ikke kompresjon av lufta som sørger for nesten hele fjærstivheten. Ved kjøring over en skarp kant endrer faktisk ikke dekktrykket seg i særlig stor grad. Fjærkonstanten vil i virkeligheten heller ikke være helt konstant ved alle hastigheter eller helt lineær ved økende deformasjon.

**Forhjulsoppheng:**

Forutsetter her at det benyttes en eksisterende gaffel hentet fra en motorsykkel med fjæring og støtdemping integrert i gaffelen. Det vil si at gaffelen har to springfjærer som til sammen utgjør fjærstivheten. Det kan være aktuelt å benytte progressive fjærer, dvs. springfjærer med variabel stigning som gir endring av fjærkonstanten ved ulike deformasjoner, men for enkelhetens skyld antas det her at fjærkarakteristikken er konstant. Forutsetter også at det benyttes fjærer av god kvalitet som ikke siger signifikant over tid. En hydraulisk demper inngår også som en del av gaffelen, og det antas at hele systemet virker passivt.

Uhindret fjæringsvandring ved kjøring med full designlast bør minst tilsvare de høyeste tolererbare uregelmessigheter i veibanen, men for designhensyn kan den heller ikke være for lang. Setter her at maksimal vandring ved overbelastning er  $\delta = 150 \text{ mm}$ .

Videre antas det at den totale udempede massen til hjul, bremsesystem og halve opphengskonstruksjonen utgjør ca.  $m_1 = 20 \text{ kg}$ . Det tilsier at den dempede massen som hviler på forhjulsopphengget er:  $m_2 = 0,34 \cdot 800 \text{ kg} - 20 \text{ kg} = 252 \text{ kg}$ .

Hvis fjærene er forspent tilsvarende  $50 \text{ mm}$  sammentrykking og den statiske lasten deformerer fjærene ytterligere  $50 \text{ mm}$  blir den utstrakte totale lengde til fjærene  $250 \text{ mm}$ . Den totale fjærkonstanten for begge fjærene blir da:

$$k_2 = \frac{252 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{100 \text{ mm}} = 24,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \approx 25 \text{ kN/m} \quad (4-12)$$

**Bakhjulsoppheng:**

Løsningsforslaget for bakhjulsopphengget antyder at støtdempingen inngår i det hydrauliske tiltesystemet. Det kan for eksempel være aktuelt å bruke *hydrapneumatisk* støtdemping hvor en luftfylt belg eller akkumulator inngår som en del av hydraulikksystemet. Volumstrømsventiler kan virke som demping og nivået kan reguleres aktivt. Det kan være lurt

å benytte et smart styringssystem som skiller mellom impulsbelastninger fra ujevnheter i veibanen og belastninger i form av hurtige tiltebevegelser.

Vanligvis har motorsykler kortere vandring og høyere fjærkonstant bak enn foran, og gjerne mykest fjæring foran.

Ytterligere spesifisering av utforming og støtdempingskarakteristikk for bakhjulsopphenget er ikke inkludert i denne oppgaverapporten.

#### 4.1.4.1 Svingninger og egenfrekvens

Mennesker reagerer på bevegelser på ulike måter ettersom hvor hyppig bevegelsesmønsteret er, også kalt frekvens. For et personkjøretøy er det derfor viktig å ta hensyn til dette i utformingen. Tabell 12 viser en omtrentlig oversikt over hvilke effekter de vertikale bevegelsene i et kjøretøy fører til ved ulike frekvensområder:

*Tabell 12: Frekvensområder for vertikale bevegelser og effekten det har på personer sittende et kjøretøy, hentet fra Motorcycle Handling and Chassis Design, s. 180 [24].*

<b>Frekvens(Hz):</b>	<b>Beskrivelse:</b>
0,5 → 1,0	Tendens til å fremkalle "sjøsyke"
1,0 → 2,0	Generelt ansett som det mest behagelige. Omtrent som normal gange.
2,0 →	Kjøreturen oppleves hard og voldsom.
5,0 → 20,0	Vil gi ulike ubehag og noen ganger skadelige effekter for deler av kroppen.

Av tabellen kan man lese at den mest behagelige frekvensen for en person sittende oppreist i et sete ligger mellom 1 og 2 Hz.

Fjæringssystemet til både hjulet og hjulopphenget har som alt annet en egenfrekvens, og når belastningsbevegelsene treffer egenfrekvensen oppstår det resonans. For et personkjøretøy er det dermed ønskelig at denne egenfrekvensen befinner seg i et område som ikke oppleves som ubehagelig eller skadelig for mennesker. Det kan for eksempel være klokt å bestemme at egenfrekvensen til støtdempingssystemet skal være 1,5 Hz og designe systemet der etter.

Ønsker her som et eksempel å kontrollere egenfrekvensen til forhjulsopphenget. Alle verdier er som nevnt basert på grove antakelser, og fremtidig arbeid bør bestå i å kartlegge realistiske verdier og revidere utregningene.

Beregner første kritiske egenfrekvens, der hjulet og støtdempingen svinger i fase, og ønsker da en resonansfrekvens rundt 1,5 Hz.

Regner ut kritiske egenfrekvenser for hele systemet (med begge massene der indeks 1 er den udedempede massen og 2 er den dempede massen) med verdiene:

$$\begin{aligned} m_1 &= 20 \text{ kg} & k_1 &= 170 \text{ kN/m} \\ m_2 &= 252 \text{ kg} & k_2 &= 25 \text{ kN/m} \end{aligned}$$

Bruker formelverk fra *Dimensjonering av maskindeler*, s. 43 [36], for frie svingninger i en maskin med to frihetsgrader for å regne ut første og andre kritiske vinkelfrekvens:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{A+B}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A-B}{2}\right)^2 + B \cdot C} \quad (4-13)$$

Der hjelpestørrelsene A, B og C er definert som:

$$A = \frac{k_1 + k_2}{2}, \quad B = \frac{k_2}{m_2}, \quad C = \frac{k_2}{m_1}$$

Setter inn verdier og får:

$$A = \frac{(170 + 25)}{2} \cdot 10^3 = 97500$$

$$B = \frac{25 \cdot 10^3}{252} = 99,2$$

$$C = \frac{25 \cdot 10^3}{20} = 1250,0$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{97500 + 99,2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{97500 - 99,2}{2}\right)^2 + 99,2 \cdot 1250} \Rightarrow$$

$$\omega_1 = 9,90 \text{ rad/s} \quad \text{og} \quad \omega_2 = 312,25 \text{ rad/s}$$

Det vil si første kritiske egenfrekvens:

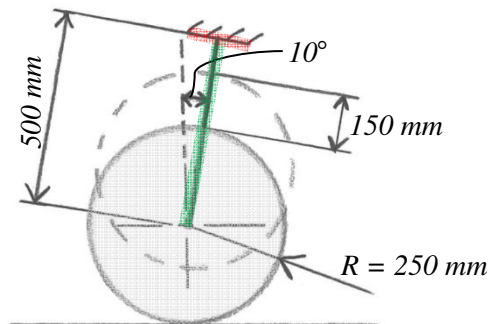
$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{9,90 \text{ rad/s}}{2\pi} = \mathbf{1,58 \text{ Hz}} \Rightarrow \mathbf{OK} \quad (4-14)$$

#### 4.1.5 Geometri for forhjulsoppheng

Med utgangspunkt i den antatte fjæringsvandrings fra forutsetningene over må det altså være minimum *150 mm* klaring over forhjulet, ved maksimal statisk belastning av kjøretøyet. I tillegg bør det være litt klaring for å få plass til for eksempel en sprutskjerm. Forutsetter dermed at forhjulsgaffelen har en minste lengde som gir en avstand fra hjulsenter til nærmeste hindrende struktur over hjulet på *500 mm*.

Gaffelen bør også ha en vinkling bakover, både for forhjulet skal ha en selvopprettende

funksjon og for at støtdempingen skal kunne ta opp en liten del av de horisontale belastningene. Forutsetter at denne *castervinkelen* er  $10^\circ$ , målt i forhold til det vertikale planet.



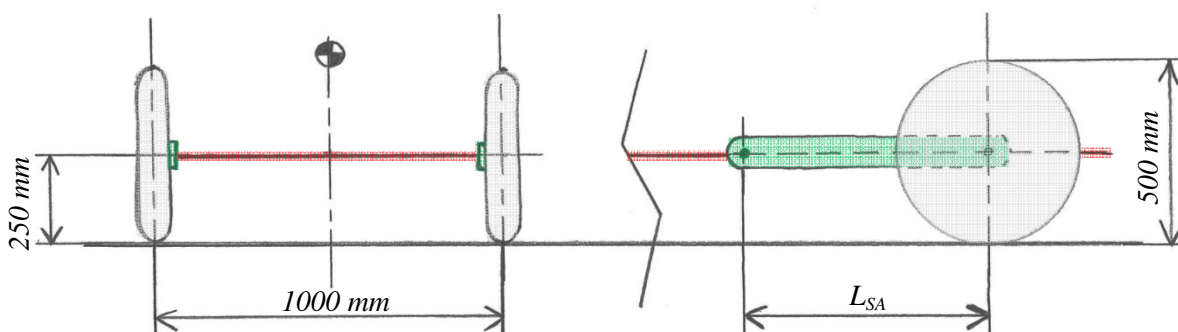
Figur 4-7: Illustrasjon av forutsatt geometri for forhjulsopphenget på grunnlag av bla. hjulradius og fjæringsvandring. Gaffelen er illustrert med grønt, og er innspent til den øvrige konstruksjonen, illustrert med rødt.

#### 4.1.6 Geometri for bakhjulsoppheng

Med en bestemt maksimal tiltevvinkel, en forutsatt sporvidde og hjuldiameter, kan nødvendig geometri for svingarmene til bakhjulene regnes ut. Først og fremst er det lengden på svingarmene som her er essensielt å finne ut for videre dimensjonering.

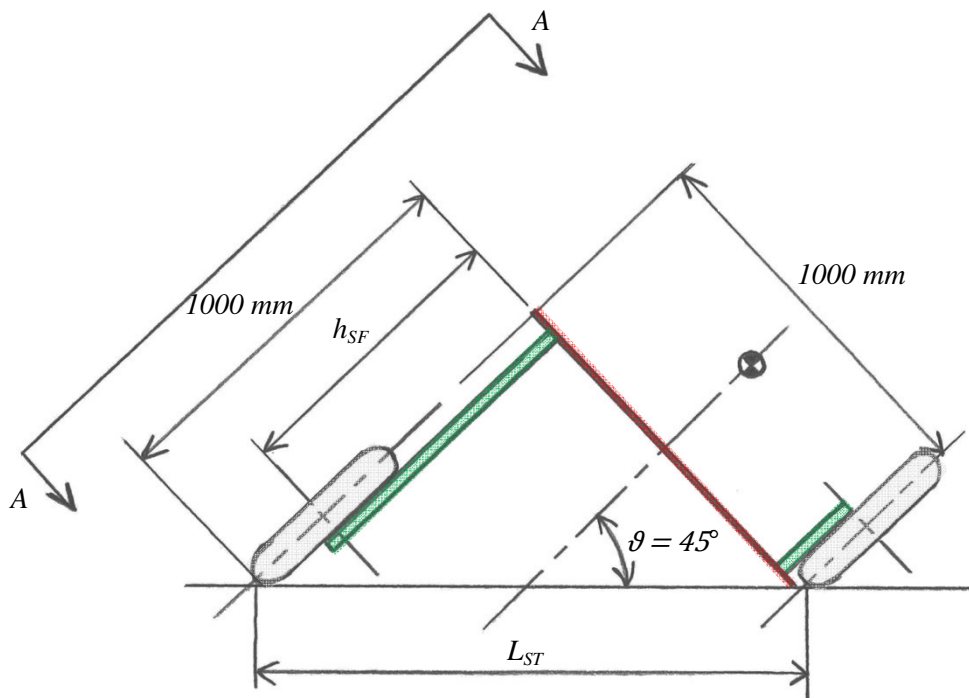
Følgende betraktninger og modeller er svært forenklet, og tar ikke hensyn til detaljert geometri for komponentene eller konkrete konsekvenser for kjøreegenskapene.

Utformingen av svingarmene vil i stor grad kunne påvirke kjøreegenskapene i form av blant annet endret sporvidde, akseavstand og vinkling av rotasjonsakser, og bør være utgangspunkt for en fremtidig optimaliseringsanalyse.



Figur 4-8: Modell av kjøretøyet sett bakfra og fra siden ved ingen tilt. Svingarmene ligger da horisontalt og bakkeklaringen tilsvarer halve hjuldiameteren.

Figur 4-8 viser en enkel modell av den bakre delen av kjøretøyet, sett bakfra og fra siden. I modellen er selve hovedrammen illustrert med kun en plate, hvor svingarmene er festet til kanten. Kjøretøyet står fullstendig oppreist, slik at tiltevinkelen er null. Benytter grunnleggende designmål som er fastsatt tidligere i kravspesifikasjonene, og forutsetter at festepunktet til svingarmene ligger på en horisontal linje med hjulsenteret når den ikke tilter. Forutsetter også at svingarmene ikke beveges direkte motsatt av hverandre, slik at rotasjonsvinkelen kan være ulik selv om de opereres med samme styringssystem. Ved maksimal tilteinkel  $45^\circ$ , og minste bakkeklaring, blir situasjonen slik Figur 4-9 av kjøretøyet bakfra viser:



Figur 4-9: Kjøretøyet sett bakfra ved full tilt. Sporvidden og høyden mellom festepunktene til svingarmene øker med økende tilteinkel.

Av formlikheten til figuren kan man se at avstanden fra bakkekontaktpunktet for det venstre hjulet til festepunktet for svingarmen til rammen tilsvarer den opprinnelige sporvidden, 1000 mm.

Dermed får man den vertikale høyden mellom festepunktene for den venstre svingarmen ved å trekke fra halve hjuldiameteren:

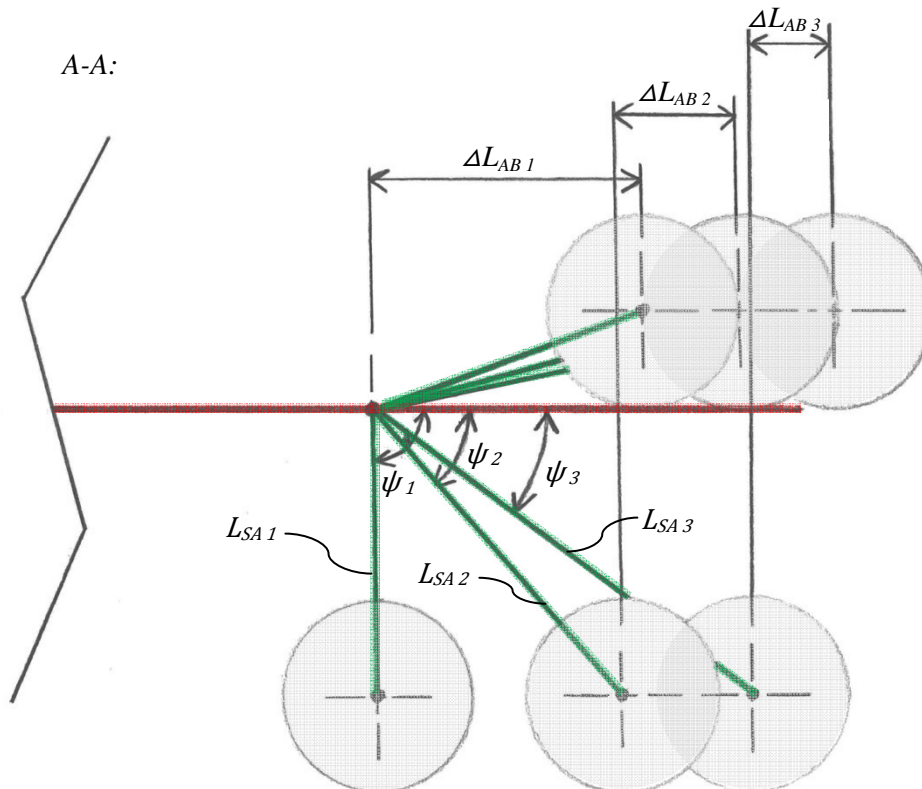
$$h_{sf} = 1000 \text{ mm} - \frac{500 \text{ mm}}{2} = 750 \text{ mm}$$

Det betyr at svingarmen må være minimum 750 mm lang for å oppnå maksimal tilteinkel.

Forøvrig vil sporvidden ved maksimal tilteinkel øke fra 1000 mm til hele

$$L_{ST} = \sqrt{(1000 \text{ mm})^2 + (1000 \text{ mm})^2} = 1414,2 \text{ mm}$$

Dette kan endres senere ved for eksempel å vinkle rotasjonsaksen til svingarmene litt i forhold til grunnplanene.



Figur 4-10: Snitt A-A fra Figur 4-9, som viser situasjonen ved full tilt med tre ulike svingarmer. Økende lengde på svingarmen reduserer nødvendig rotasjonsvinkel og forskjell i akselavstand.

Men med kun 750 mm lang svingarm vil den ved full tilt peke rett ned, med  $90^\circ$  vinkel i forhold til horisontalplanet. Det er ikke spesielt gunstig fordi i denne posisjonen vil ikke armen lenger ha bevegelsesfrihet i høyden og dermed ingen støtdemping. Dessuten vil hjulet bli hengende rett under festepunktet til svingarmen, altså 750 mm lenger frem enn utgangspunktet, og forskjellen i akselavstand til de to bakhjulene blir svært ulik. Figur 4-10 viser hvordan situasjonen ser ut ved full tilt for tre ulike svingarmelengder, hhv. 750 mm, 1000 mm og 1250 mm. Figuren viser snittet A-A i Figur 4-9, og svingarmene er her illustrert kun med enkle linjer.

Figur 4-10 viser hvordan økende lengde på svingarmen,  $L_{SA}$ , ved full tilt reduserer rotasjonsvinkelen,  $\psi$ , og forskjellen i akselavstand mellom bakhjulene,  $\Delta L_{AB}$ . Trigonometrisk utregning gir følgende verdier:

Tabell 13: Korresponderende verdier for tre ulike lengder på svingarmene, iht. modellen i Figur 4-10.

Type	Lengde, $L_{SA}$	Rotasjonsvinkel, $\psi$	Forskjell i bakre akselavstand, $\Delta L_{AB}$
1	750 mm	90°	707,1 mm
2	1000 mm	48,6°	306,8 mm
3	1250 mm	36,9°	224,8 mm

Fordelen med en kort svingarm er et lavere nødvendig moment om rotasjonspunktet, og dermed mindre kraftbehov fra de hydrauliske tiltesylindrene. Dessuten vil det være vektbesparende med mindre materiale. Ulempen er i første rekke at det ytre hjulet ved full tilt i svingen, flytter seg mye nærmere CG slik at vektfordelingen foran og bak endres betraktelig. Det vil få store konsekvenser for kjøreegenskapene, spesielt ved akselerasjon i svingen.

Svært lange svingarmer vil både kreve stort moment for å kunne roteres, lengden og nødvendig økt dimensjon bidrar med mye vekt, hjulene blir mer utsatt for sideveis belastning og ikke minst kan det bli problematisk å integrere med resten av konstruksjonen.

Ønsker at svingarmen ved full tilt ikke skal rotere mer enn 45° fra grunnstillingen. Det gir en tilsynelatende akseptabel endring i den bakre akselavstanden, og forutsetter nødvendig lengde på svingarmen, fra rotasjonspunkt til hjulnav:

$$L_{SA} = \frac{750 \text{ mm}}{\sin 45^\circ} \approx \mathbf{1061 \text{ mm}}$$

Når den ene svingarmen er rotert 45° nedover, gir den overnevnte lengden at den motsvarende svingarmen må rotere med en viss vinkel i motsatt retning, slik det fremkommer av Figur 4-10. For at kjøretøyet skal kunne tilte like mye begge veier, må hver av svingarmene kunne rotere totalt:

$$\psi_{TOT} = 45^\circ + \sin^{-1} \left( \frac{250 \text{ mm}}{1061 \text{ mm}} \right) = \mathbf{58,6^\circ}$$



## 4.2 BELASTNINGSSITUASJONER

Kartlegging av krefter som virker på et kjøretøy er langt mer komplekst enn for en statisk konstruksjon som står i ro. Et kjøretøy vil i fart bli utsatt for en rekke forskjellige dynamiske effekter, og kvantifisering av kreftene vil alltid bære preg av en viss usikkerhet, avhengig av hvor gode antakelsene er og testdata som er tilgjengelig. Det vanligste er å anslå de største sannsynlige belastningene kjøretøyet kan bli utsatt for, omgjøre de til statiske belastninger og bestemme hvor mye konstruksjonen skal tåle uten å få varige deformasjoner.

Følgende utredning tar for seg flere ulike situasjoner og de største belastningene anslås på grunnlag av aktuelle designstørrelser og forutsetninger. Til sist i kapitlet oppsummeres de største kreftene fra de ulike belastningssituasjonene, som et utgangspunkt for videre dimensjonering.

### 4.2.1 Maksimal akselerasjon

Forutsetter her at kjøretøyet utsettes for en maksimal akselerasjon fremover over en viss tidsperiode slik at fjæringssystemet har rukket å stabilisere seg med hensyn til vektoverføringen og situasjonen kan betraktes statisk. Svært kortvarige belastninger som kan absorberes i støtdempingen kategoriseres som impulsbelastninger og omtales senere. Forutsetter også at det automatiske tiltesystemet til en hver tid (eventuelt med unntak av impulsbelastninger) balanserer  $CG$  slik at opplagerkreftene på bakhjulene blir like store.

Fra kapittel 4.1.2.2 har vi at vektfordelingen på bakhjulene i ro er 66 % av totalvekten, dvs:

$$m_B = m_{TOT} \cdot 0,66 = 800 \text{ kg} \cdot 0,66 = 528 \text{ kg}$$

og fra kapittel 4.1.2.3 har vi at maksimal oppnåelige akselerasjon er  $a_{maks} = 6,48 \text{ m/s}^2$ .

Med den fastsatte plasseringen av  $CG$  og dimensjonerende totalvekt får vi en vektoverføring til bakhjulene lik:

$$\Delta F_{Z.B} = 800 \text{ kg} \cdot 6,48 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{0,5 \text{ m}}{2,5 \text{ m}} = 1036,8 \text{ N} \quad (4-10)$$

Den sammenlagte vertikale kraften på bakhjulene ved maksimal akselerasjon blir da:

$$F_{Z.B} = m_B \cdot g + \Delta F_{Z.B} = 528 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 + 1036,8 \text{ N} = 6216,5 \text{ N} \quad (4-7)$$

Fordelt likt på to hjul blir den vertikale opplagerkraften på hvert bakhjul:

$$\frac{F_{Z.B}}{2} = 3108,3 \text{ N} \approx \mathbf{3,11 \text{ kN}}$$

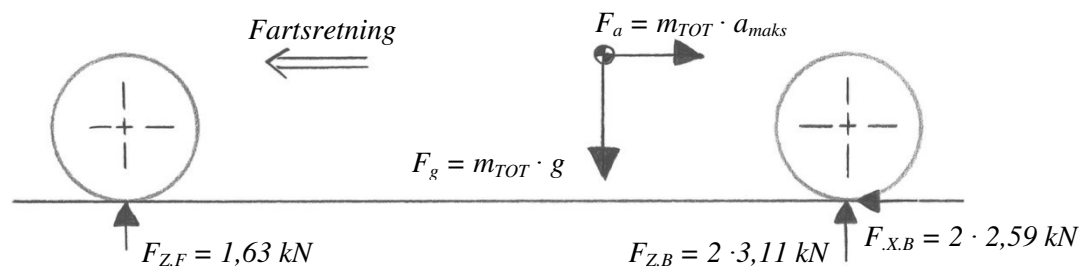
Og opplagerkraften på forhjulet:

$$F_{Z,F} = 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 2 \cdot 3108,2 \text{ N} = 1631,4 \text{ kN} \approx \mathbf{1,63 \text{ kN}}$$

Den horisontale kraften mellom bakhjulene og veibanen tilsvarer for hvert av hjulene følgende halvparten av akselerasjonskraften (ser bort i fra alminnelig rullemotstand):

$$F_{X,B} = \frac{F_a}{2} = \frac{800 \text{ kg} \cdot 6,48 \text{ m/s}^2}{2} = 2592 \text{ N} \approx \mathbf{2,59 \text{ kN}}$$

Figur 4-11 viser oppsummert forutsatte opplagerkrefter ved maksimal akselerasjon:



Figur 4-11: Opplagerkrefter foran og bak ved maksimal akselerasjon.

Vektfordelingen på bakhjulene blir altså  $\frac{2 \cdot 3110 \text{ N}}{7850 \text{ N}} = 0,79$ , dvs. 79 % av totalvekten.

I realiteten er det lite trolig at Dolphin Family vil ha motoreffekt nok til å skape denne akselerasjonen og vektoverføringen lenge nok til at situasjonen kan regnes som en statisk belastning. Det betyr at det foreligger en viss lastsikkerhet ved å bruke disse verdiene.

Til sammenlikning tilsvarer denne akselerasjonen at kjøretøyet skal klare å kjøre opp en bakke med helningsvinkel opp til hele  $\sin^{-1}\left(\frac{6,48 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2}\right) = 41,3^\circ$ . (Nye Holmenkollbakken er på det bratteste  $35,7^\circ$ ! *Norconsult* [37])

## 4.2.2 Maksimal retardasjon

Betrakter her maksimal retardasjon ved full brems på flatt underlag, og ikke noen form for kollisjon. Forutsetter også at fjæringssystemet har rukket å stabilisere seg med hensyn til vektoverføringen og at situasjonen dermed kan betraktes statisk.

Vektfordelingen når kjøretøyet står i ro, fra kapittel 4.1.2.2, tilsier at forhjulet bærer 34 % av den dimensjonerende totalvekten, dvs:

$$m_F = m_{TOT} \cdot 0,34 = 800 \text{ kg} \cdot 0,34 = 272 \text{ kg}$$

Fra kapittel 4.1.2.3 har vi at maksimal retardasjon ved brems er  $a_{r,maks} = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,

som ved den fastsatte plasseringen av  $CG$  gir vektoverføring på forhjulet:

$$\Delta F_{Z,F} = 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{0,5 \text{ m}}{2,5 \text{ m}} = 1569,6 \text{ N} \quad (4-10)$$

Den sammenlagte vertikale opplagerkraften på forhjulet ved maksimal brems blir da:

$$F_{Z,F} = m_F \cdot g + \Delta F_{Z,F} = 272 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 + 1569,6 \text{ N} = 4237,9 \text{ N} \approx \mathbf{4,25 \text{ kN}}$$

Og på hvert av bakhjulene:

$$F_{Z,BV} = F_{Z,BH} = \frac{(800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) - 4237,9 \text{ N}}{2} = 1805,1 \text{ N} \approx \mathbf{1,80 \text{ kN}}$$

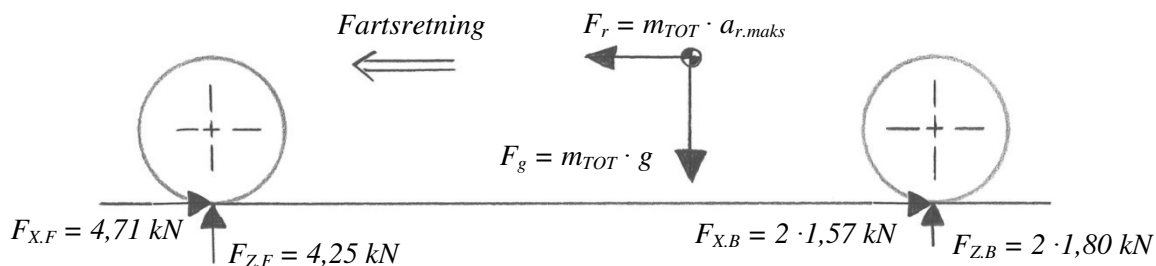
Hvis en antar at bremskraften er fordelt med 60 % på forhjulene blir den horisontale bremskraften mot forhjulet (typisk fordeling for en bil er 80 %, men med kun ett hjul foran reduseres andelen der etter):

$$F_{X,F} = 0,6 \cdot R_r = 0,6 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 4708,8 \text{ N} \approx \mathbf{4,71 \text{ kN}}$$

Og på hvert av bakhjulene:

$$F_{X,BV} = F_{X,BH} = \frac{0,4 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{2} = 1569,6 \text{ N} \approx \mathbf{1,57 \text{ kN}}$$

Figur 4-12 viser oppsummert forutsatte opplagerkrefter ved maksimal retardasjon:



Figur 4-12: Opplagerkrefter foran og bak ved maksimal bremskraft

Vektfordelingen på forhjulet blir altså  $\frac{4250 \text{ N}}{7850 \text{ N}} = 0,54$ , dvs. 54 % av totalvekten.

Tilsvarende, ved full brems under rygging, blir opplagerkraften i vertikal retning på forhjulet:

$$F_{Z,F} = m_F \cdot g - \Delta F_{Z,F} = 272 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 1569,6 \text{ N} = 1098,7 \text{ N} \approx \mathbf{1,10 \text{ kN}}$$

Og på hvert av bakhjulene:

$$F_{Z,BV} = F_{Z,BH} = \frac{(800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) - 1098,7 \text{ N}}{2} = 3374,7 \text{ N} \approx \mathbf{3,38 \text{ kN}}$$

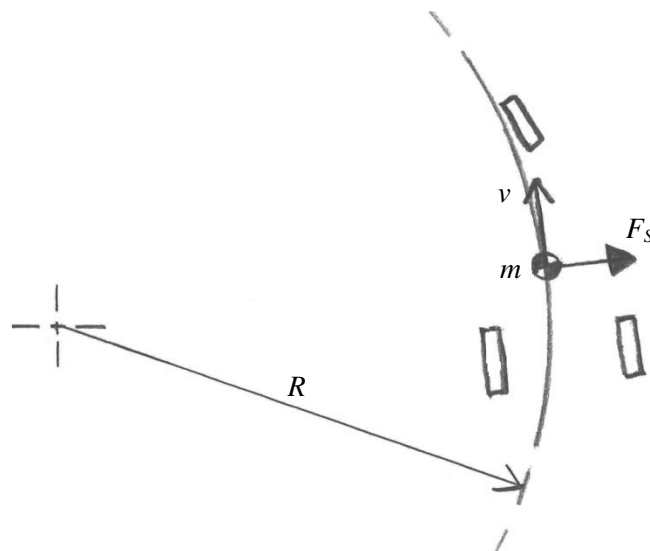
Antar at de horisontale kreftene er like store som ved brems fremover, men motsatt rettet.

### 4.2.3 Maksimal sentrifugalkraft

I sving utsettes kjøretøyet for en sentrifugalkraft som avhenger av hastigheten og svingens radius, i tillegg til massen, etter formelen:

$$F_S = m \cdot a_s = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (4-15)$$

Figur 4-13 viser hvordan sentrifugalkraften virker på kjøretøyet ved kjøring i sving med konstant fart på et flatt underlag:



Figur 4-13: Sentrifugalkraft i sving med konstant fart

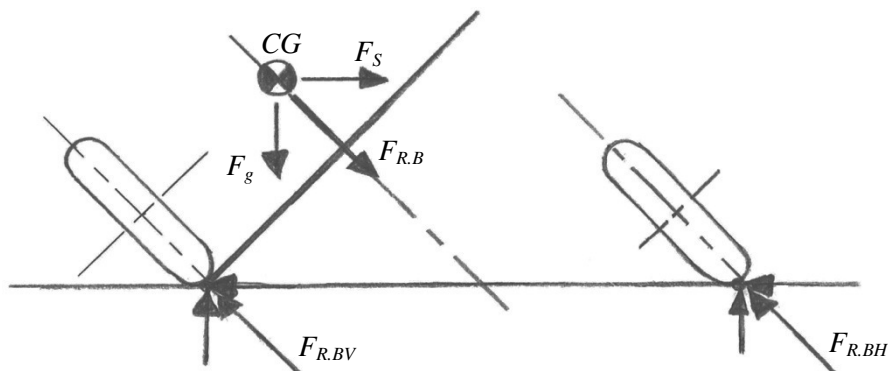
Men så lenge ikke kjøretøyet er låst til skinner begrenses den maksimalt oppnåelige sentripetalakselerasjonen som nevnt tidligere av friksjonskoeffisienten mellom dekkene og underlaget. Sammenhengen kan dermed skrives som:

$$\frac{v^2}{R} = \mu_r \cdot g \Rightarrow v = 3,13\sqrt{\mu_r \cdot R} \quad (4-16)$$

Med en friksjonsfaktor lik 1,0 kan altså kjøretøyet oppnå sentripetalakselerasjon tilsvarende 1 g før dekkene begynner å skli. I en personbil med konstant fart på et underlag som gir så høy friksjonsfaktor hører dette til ekstreme situasjoner forbundet med motorsport eller rett før ulykker. Ved dagligdags kjøring opplever bilførere sjeldent mer enn 0,5 g, men her er det snakk om å avdekke de største belastningene som kjøretøyet ideelt sett kan utsettes for.

På grunn av dekkenes slippvinkel er det også verdt å merke seg at nødvendig styrevinkel fra rattet er større enn den faktiske svingeradien tilsier så lenge kjøretøyet er understyrt. Det er av stor betydning ved beregning av kjøreegenskapene, men endrer ikke den maksimalt oppnåelige sentrifugalkraften som virker på hele kjøretøyet.

Friksjonskoeffisienten reduseres noe med økende hastighet, men forutsetter her at underlaget for eksempel kan ha sporete struktur som gir total friksjonsfaktor opp mot 1,0 uansett hastighet. Forutsetter også at den automatiske tiltemekanismen opererer hurtig nok til at kjøretøyet til en hver tid er i balanse, opp til maksimal tiltevinkel. Eventuelt at styrebevegelsen fra rattet er hastighetsbegrenset for ikke å overstige tiltebevegelsen. Ved maksimal tiltevinkel 45° og konstant fart virker det da en resultantkraft i CG slik Figur 4-14 viser:



Figur 4-14: Kjøretøyets bakhjul og CG ved full tiltevinkel. Resultantkraften i CG motvirkes likt av resultantkreftene til hvert bakhjul.

Resultantkraften som virker på CG er:

$$F_R = \sqrt{F_S^2 + F_g^2} = m_{TOT} \cdot \sqrt{a_s^2 + g^2} \quad (4-17)$$

Ved konstant fart er totalvekten fordelt med 66 % på bakhjulene og 34 % på forhjulet, tilsvarende når kjøretøyet står i ro. Og ved situasjonen beskrevet over vil sentripetalakselerasjonen være like stor som tyngdeakselerasjonen.

Hvert av bakhjulene vil utsettes for halve resultantkraften på bakhjulene i vertikalplanet:

$$F_{R.YZ.BV} = F_{R.YZ.BH} = \frac{F_{R.B}}{2} = \frac{(0,66 \cdot m_{TOT} \cdot \sqrt{2 \cdot g^2})}{2}$$

$$= \frac{(0,66 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2})}{2} = 3662,6 \text{ N} \approx \mathbf{3,66 \text{ kN}}$$

Resultantkraften på forhjulet blir da:

$$F_{R.F} = 0,34 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2} = 3773,6 \text{ N} \approx \mathbf{3,77 \text{ kN}}$$

Ved maksimal akselerasjon samtidig, dvs. 79 % vektfordeling bak, utsettes hvert av bakhjulene i vertikalplanet for:

$$F_{R.YZ.BV} = F_{R.YZ.BH} = \frac{(0,79 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2})}{2} = 4384,0 \text{ N} \approx \mathbf{4,38 \text{ kN}}$$

Og forhjulet i vertikalplanet:

$$F_{R.YZ.F} = 0,21 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2} = 2330,7 \text{ N} \approx \mathbf{2,33 \text{ kN}}$$

Ved maksimal brems, dvs. 54 % vektfordeling foran, og maksimal sentrifugalkraft utsettes forhjulet i vertikalplanet for:

$$F_{R.YZ.F} = 0,54 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2} = 5993,3 \text{ N} \approx \mathbf{5,99 \text{ kN}}$$

Og hvert av bakhjulene:

$$F_{R.YZ.BV} = F_{R.YZ.BH} = \frac{(0,46 \cdot 800 \text{ kg} \cdot \sqrt{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)^2})}{2} = 2552,7 \text{ N} \approx \mathbf{2,55 \text{ kN}}$$

Antar at systemet har en sikkerhetsfunksjon som begrenser farten og tilteinkelen ved rygging slik at maksimal sentrifugalkraft ikke kan oppnås ved rygging.

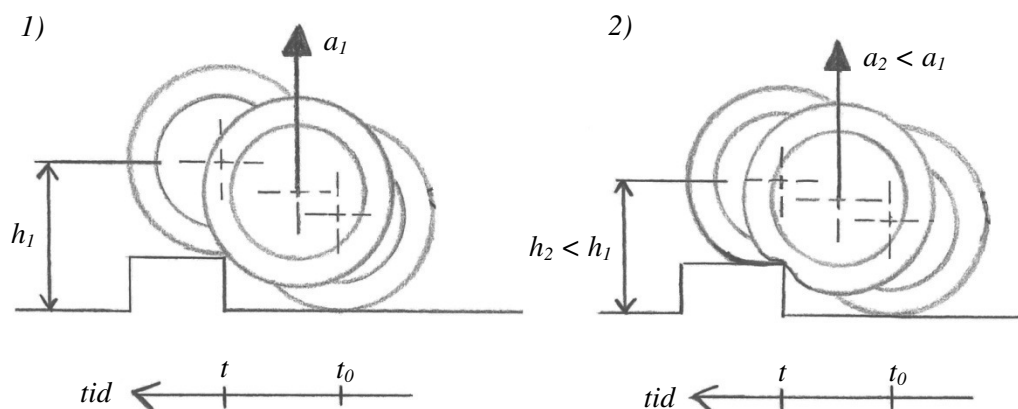
#### 4.2.4 Plutselige overbelastninger

I virkeligheten er det ikke egenvekten til kjøretøyet eller vektforflytningen som vanligvis tar knekken på komponentene. Det er nemlig de ekstra belastningene som oppstår ved kjøring over ujevnt underlag som er kritiske, for eksempel når et hjul treffer kanten på et hull i veibanen eller det treffer en fortauskant. Det kan gi akselerasjoner som er mange ganger tyngdeakselerasjonen. Ved dimensjonering av kjøretøy er det vanlig å betrakte slike dynamiske situasjoner statisk ved å bruke ekvivalente statiske krefter.

Beregning av de faktiske dynamiske kreftene er svært komplekst og i praksis umulig å få helt nøyaktig, særlig fordi den avgjørende belastningstiden er uviss. Det krever omfattende simulering og testing, men vil uansett alltid inneholde en viss grad av usikkerhet. Dermed må man gjøre kvalifiserte antakelser, for siden å teste kjøretøyet i praksis.

Det er flere måter å resonere seg frem til de opptredende kreftene på. En metode er å se på akselerasjoner og fjærkrefter i dekk og hjuloppheng. Hver gang hjulet treffer en ujevnhet i veibanen skjer det i teorien en kollisjon, hvor den kinetiske energien må omdannes til potensiell energi ved at noe elastisk deformerer seg (litt forsvinner også i form av varme). Luftfylte gummihjul og fjæring i understellet sørger for en kontrollert deformasjon slik at kollisjonen ikke ødelegger kjøretøyet. Sammentrykking av dekk og fjæring krever en viss kraft, som igjen må holdes igjen av konstruksjonen over.

For eksempel kan man betrakte situasjonen i Figur 4-15 der ett av hjulene treffer en høy kant i høy hastighet fremover, mot venstre i figuren:



Figur 4-15: 1) Viser et stivt hjul som treffer en kant, tegnet i tre posisjoner over en tidsperiode  $t$ . Et uelastisk støt som gir svært høy vertikal akselerasjon. 2) Et hjul med deformerbart dekk treffer den samme kanten. Over samme tidsperiode  $t$  vil hjul 2 løfte seg lavere i vertikal retning og den vertikale akselerasjonen blir mindre.

Hvis ikke dekket eller fjærene tillot deformasjon, altså som et uelastisk støt, ville den vertikale akselerasjonen bli ekstremt høy. Deformasjon ville i stedet skjedd i konstruksjonskomponenter som hadde blitt ødelagt.

Derimot sørger deformasjonen av dekk og fjæring for at bevegelsen tar lengre tid og reduserer akselerasjonene til resten av konstruksjonen.

Sett at belastningen er så stor at fjæren i forhjulsgaffelen komprimeres fullstendig (som regel to fjærer i en motorsykkelgaffel, men betraktes her som en felles fjær). Med den gitte fjærkonstanten og tillatt vandring gir det en fjærkraft:

$$F_F = 25 \text{ N/mm} \cdot 250 \text{ mm} = 6250 \text{ N} \quad (4-12)$$

Som virker i toppen av gaffelen mot rammekonstruksjonen.

Tenker man seg at dekket også komprimeres fullstendig, får man enda en tilleggskraft (forutsetter at dekket maksimalt kan komprimeres 90 mm):

$$F_D = 170 \text{ N/mm} \cdot 80 \text{ mm} = 13600 \text{ N} \quad (4-12)$$

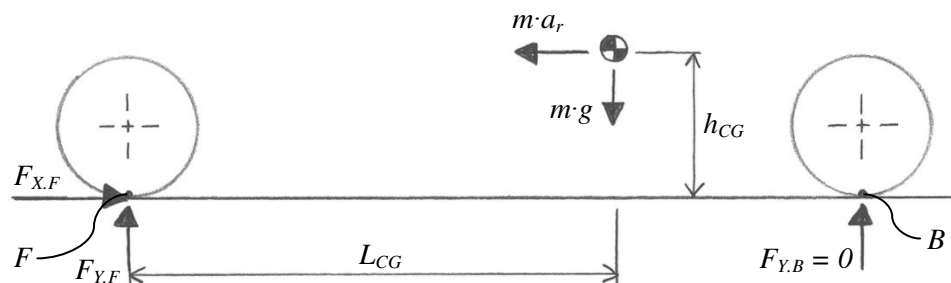
(Fjærstivheten til dekket øker med både rotasjonshastighet og stor deformasjon, så kreftene vil sannsynligvis bli enda høyere.)

Dette vil gi en total vertikal kraft til innfestingen av forhjulsgaffelen ved full brems på:

$$F = 0,54 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 + 6250 \text{ N} + 13600 \text{ N} = 24087,9 \text{ N} \approx 24,1 \text{ kN}$$

Dette er en svært høy belastning, og ikke noe man kan forlange at kjøretøyet skal tåle. Skal dette betraktes statisk tilsvarer det jo at kjøretøyet lastes opp så mye at dekket klemmes helt flatt!

Man kan også se for seg at framhjulet treffer en hindring som gir en horisontal kraft og betrakte det som bremsing med svært høy friksjonsfaktor.



Figur 4-16: Situasjon der kjøretøyet utsettes for en så stor horisontal friksjonskraft mot forhjulet at kjøretøyet er i ferd med å tippe fremover.



Med den gitte geometrien og plasseringen av  $CG$  vil den maksimale horisontale kraften oppstå i det kraften på bakhjulene er null, det vil si at kjøretøyet tipper fremover. Det skjer når momentet om bakkekontaktpunktet til framhjulet er null:

$$\sum M_F = 0:$$

$$F_X \cdot h_{CG} - F_g \cdot L_{CG} = 0 \quad (4-9)$$

Det gir en gjennomsnittlig retardasjon lik:

$$m \cdot a_r \cdot 0,5 \text{ m} = m \cdot g \cdot 0,66 \cdot 2,5 \text{ m} \Rightarrow$$
$$a_r = \frac{0,66 \cdot 2,5 \text{ m}}{0,5 \text{ m}} \cdot g = 3,3g \approx 32,4 \text{ m/s}^2$$

Som gir en horisontal kraft mot framhjulet:

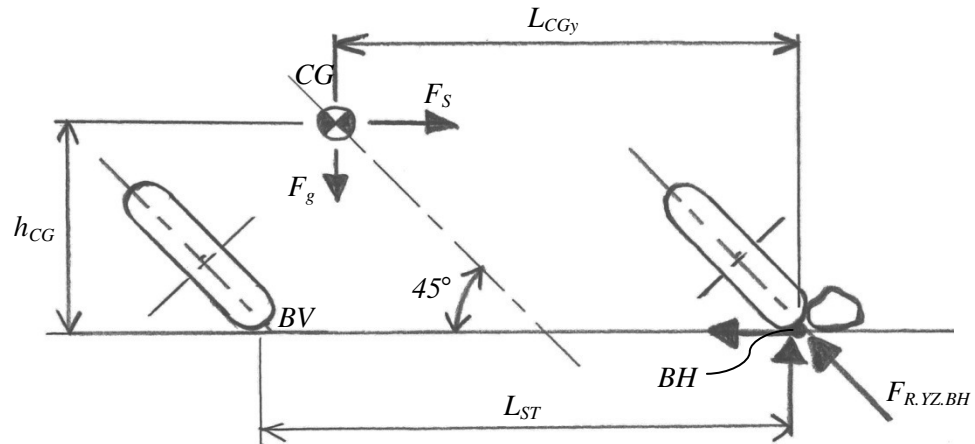
$$F_{F.X} = m_{TOT} \cdot a_r = 800 \text{ kg} \cdot 32,4 \text{ m/s}^2 = 25920 \text{ N} \approx 25,9 \text{ kN}$$

Dette er en ekstremt kraftig belastning som sannsynligvis ville ført til strukturelt havari for en motorsykkel med gaffel.

En annen situasjon som gir store akselerasjonskrefter som rammer bakhjulsopphenget kan være som følger:

En kritisk belastning oppstår i det farten er så høy, eller svingen er så krapp, at dekkene sklir til siden for så å treffe en høy kant. Da kan sentrifugalkraften bli svært stor og i ytterste konsekvens velte kjøretøyet, så lenge komponentene holder.

Sett at man forutsetter at Dolphin Family maksimalt skal tåle å treffe en høy kant etter sladd som skaper en sentrifugalkraft akkurat stor nok til at kraften på det innerste hjulet blir null. Det skjer ved maksimal tiltevingel, slik at all vekten bak hviler på det ytre hjulet. Med andre ord vil en kraftigere belastning føre til at det innerste hjulet løfter seg, eller at noen komponenter får varige deformasjoner. Tenker her belastningen skjer sakte nok til at fjæringen av bakhjulet og dekket blir presset sammen til det står i ro og situasjonen kan betraktes statisk. Figur 4-17 viser belastningssituasjonen der det høyre hjulet treffer en fast stein eller kant:



Figur 4-17: Krefter og avstander til CG ved treff av kant ved sladd i venstresving slik at det venstre hjulet er på grensen til å løfte seg.

Største akseptable sentrifugalkraft oppstår når momentet om bakkekontaktpunktet til det høyre bakhjulet er null:

$$\cup M_{BH} = 0:$$

$$F_s \cdot h_{CG} - F_g \cdot L_{CGy} = 0 \quad (4-9)$$

der

$$h_{CG} = 0,750 \text{ m} \cdot \cos 45^\circ = 0,530 \text{ m}$$

og

$$L_{CGy} = 0,530 \text{ m} + \frac{0,1414 \text{ m}}{2} = 1,237 \text{ m}$$

som gir en gjennomsnittlig sentripetalakselerasjon:

$$m_B \cdot a_s \cdot 0,530 \text{ m} = m_B \cdot g \cdot 1,237 \text{ m} \Rightarrow$$

$$a_s = \frac{1,237 \text{ m}}{0,530 \text{ m}} \cdot g = 2,333g \approx 22,9 \text{ m/s}^2$$

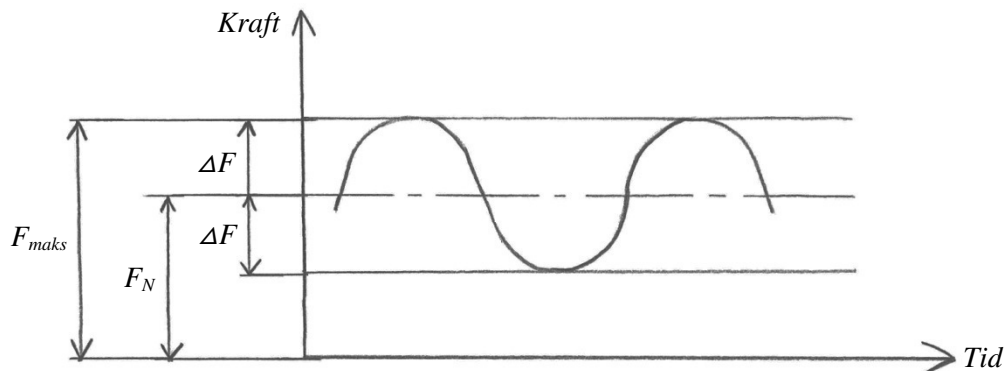
Det gir en sidekraft til det høyre hjulet i y-retning:

$$F_{Y.BH} = 0,66 \cdot m_{TOT} \cdot a_s = 0,66 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 22,9 \text{ m/s}^2 = 12091,2 \text{ N}$$

Og resultantkraft i vertikalplanet som tas opp av det høyre bakhjulet:

$$F_{R.YZ.BH} = \sqrt{(12091,2 \text{ N})^2 + (0,66 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2)^2} = 13153,9 \text{ N} \approx 13,2 \text{ kN}$$

Når kjøretøyet kjører fremover vil ujevnheter i veibanen sette hjuloppheng i svingninger, slik Figur 4-18 viser. Amplituden til svingningene,  $\Delta F$ , vil sammen med den statiske belastningen,  $F_N$ , utgjøre den maksimale belastningen,  $F_{maks}$ .



Figur 4-18: Fjæringssystemet i hjuloppheng settes i svingningsbevegelse når hjulet kjører over ujevnheter. Kraftene vil variere over og under normalkraften. Fritt etter *Bilteknikk 2*, s. 119 [38].

I praksis vil de ekstreme situasjonene som i eksemplene over trolig føre til maksimalbelastninger som skjer så fort at de ikke kan betraktes statisk. Belastningstiden er nemlig av stor betydning, blant annet fordi de fleste duktile materialer øker fasthetsegenskapene ved hurtige belastningstider. I stedet må man forsøke å finne en *ekvivalent statisk belastning* som tar høyde for de dynamiske kreftene.

Hvis belastningen skjer sakte nok kan den altså betraktes som statisk. For å vurdere hastigheten, og avgjøre om belastningen er en impulslast eller ikke, er det vanlig å sammenlikne belastningstiden med egenfrekvensen til den udempede massen på fjæringen. (Egenfrekvensen er som kjent fra fysikken avhengig av massen og fjærkarakteristikken).

*Fundamentals of Machine Component Design*, s. 268, hevder at "for at belastningen skal kunne betraktes statisk bør belastningstiden være lengre enn 3 ganger periodetiden for egenfrekvensen. Litt raskere belastninger enn dette vil ligge i en gråson, og hvis belastningstiden er under halvparten av den naturlige periodetiden er det helt klart snakk om en impulslast" [39].

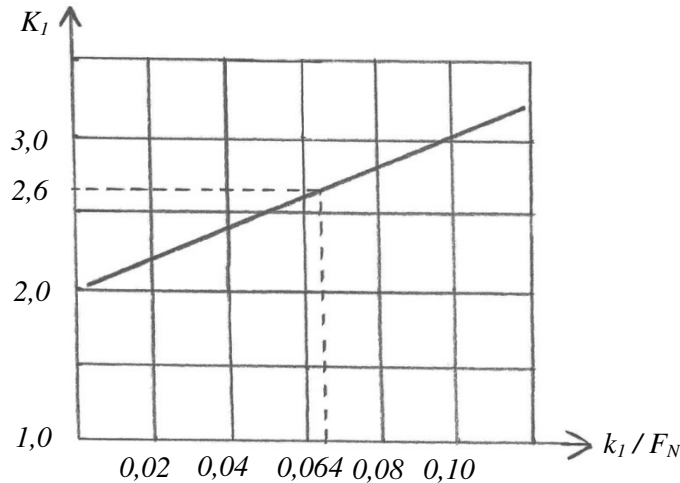
I slike situasjoner bruker man gjerne en *impulsfaktor*, eller *støtfaktor*, som multipliseres med den største statiske belastningen, slik at man får en ekvivalent statisk belastning som tar høyde for impulslastningen. Støtfaktoren er ofte basert på empirisk bestemte verdier fra testing og forsøk. Konkrete verdier fra kostbare tester er selvsagt noe bilfabrikantene gjerne vil holde for seg selv, og kan derfor være lite tilgjengelig for allmennheten.

Amplitudekraften i Figur 4-18 er avhengig av denne støtfaktoren,  $K_1$ , og maksimalkraften kan dermed uttrykkes:

$$F_{maks} = K_1 \cdot F_N \quad (4-18)$$

Støtfaktoren for kraften som overføres til hjulopphenget er avhengig av fjæringskarakteristikken til dekket,  $k_1$ , og belastningen,  $F_N$ .

Figur 4-19 viser et eksempel på hvordan  $K_1$  varierer med belastningen og egenskapene til dekket:



Figur 4-19: Eksempel på sammenheng mellom vertikal støtfaktor og dekkets egenskaper og belastning. Fritt etter Biltექnikk 2, s. 120 [38].

Med de forutsatte verdiene for dekkene til Dolphin Family kan man finne den største vertikale kraften mot forhjulsopphenget ved kjøring i konstant fart:

$$\frac{k_1}{F_N} = \frac{170 \text{ N/mm}}{2668,3 \text{ N}} = 0,064$$

Leser av Figur 4-19 og får  $K_1 = 2,6$

Den største vertikale kraften fra forhjulet blir da:

$$F_{maks} = 2,6 \cdot 2668,3 \text{ N} = 6937,6 \text{ N} \approx 6,9 \text{ kN} \quad (4-18)$$

Det vil selvsagt være et spørsmål om hvor store belastninger man faktisk kan forvente at konstruksjonen skal tåle. I noen ekstreme situasjoner, som i eksemplene over, må man akseptere skader. For eksempel vil felgen sannsynligvis bli skadet ved harde treff mot høye kanter. Men utformingen av hjulopphenget kan ta høyde for noe av dette ved å sørge for at utskiftbare deler ødelegges først, såkalt *fail safe*.

Forutsetter her for videre dimensjonering at største akseptable vertikale krefter ved plutselige belastninger er ekvivalent med en maksimal statisk last per hjul multiplisert med en faktor  $K_2$ :

$$F_{maks.z} = 2,5 \cdot F_z$$

Og for horisontale krefter en retardasjon lik 1,5 g (virker bakover ved bevegelse fremover):

$$a_{r.maks} = 1,5 \cdot g$$

#### 4.2.5 Oppsummering, belastninger

Oversikt over vertikale og horisontale krefter som virker på for- og bakhjulene ved ulike belastningssituasjoner. Vertikale krefter ved tilting er vertikale relativt til kjøretøyet.

Horisontale støt virker motsatt av fartsretningen som en retardasjonskraft.

Tabell 14: Oppsummering av krefter foran og bak ved ulike belastningssituasjoner. Alle kreftene i kN, avrundet til to desimaler. Kraftparet som utgjør den største resultantkraften er uthevet med fet skrift.

Belastnings-situasjon:	Vert. foran, $F_{z,F}$	Hor. foran, $F_{x,F}$	Vert. bak pr hjul, $F_{z,B}/2$	Hor. bak, pr hjul, $F_{x,B}/2$
Maks. akselerasjon:	1,63	-	3,11	2,59
Inkl. støt:	4,08	2,47	7,78	4,53
Maks. brems:	4,25	4,71	1,80	1,57
Inkl. støt:	10,63	7,07	4,50	2,36
Maks. brems, rygging:	1,10	4,71	3,38	1,57
Inkl. støt:	2,75	7,07	8,38	2,36
Maks. sving, konstant fart:	2,33	-	3,66	-
Inkl. støt:	5,83	5,66	9,15	5,10
Maks. sving, maks. aks:	2,33	-	4,38	2,59
Inkl. støt:	5,83	3,50	<b>10,95</b>	<b>3,99</b>
Maks. sving, maks. brems	5,99	4,71	2,55	1,57
Inkl. støt	<b>14,98</b>	<b>7,07</b>	6,38	2,36

## 4.3 DIMENSJONERING

Formålet med de følgende beregningene er å fastsette et veiledende utgangspunkt for den videre konstruksjonen. Beregningene er basert på svært forenklede modeller og omfatter kun noen få, og mest kritiske, punkter i konstruksjonen. Mindre konstruksjonselementer, detaljer og sammenføringer er ikke inkludert i denne rapporten. Videre dimensjonering, kontroll og optimalisering gjøres senere med FEM-verktøy basert på mer realistiske og komplette modeller av løsningsforslaget.

Det følgende dimensjoneringsarbeidet tar først for seg den bærende hovedrammen og deretter beregnes det ene bakhjulsopphenget. Til sist er konstruksjonen vurdert generelt i forhold til utmatting. Alle beregninger er basert på de belastningstilfellene fra forrige kapittel som gir de mest kritiske påkjenningene for konstruksjonen.

Hovedrammen betraktes 2-dimensjonalt og det største bøyemomentet anslås slik at utgangspunktet for tverrsnittsutformingen og konstruksjonsmaterialet kan bestemmes. Utvelgelsen er systematisk basert på sammenlikningstabeller for aktuelle tverrsnittsprofiler og materialer. Til sist beregnes nødvendig tverrsnittsmodul i to kritiske punkter.

Bakhjulsopphenget betraktes med en forutsatt geometri og anslår dermed nødvendig sylinderkraft for det hydrauliske tiltesystemet. Videre dimensjoneres et *fail-safe-element* i form av et stag, og så beregnes nødvendig tverrsnittsmodul for selve svingarmen. Profiltype og materiale velges for svingarmen og det velges samtidig et spesifikt standardprofil. Dimensjoneringshenvisningene oppsummeres til sist.

FEM-verktøyet ANSYS benyttes underveis til utregning og validering av krefter og momentdiagrammer.

### 4.3.1 Ramme

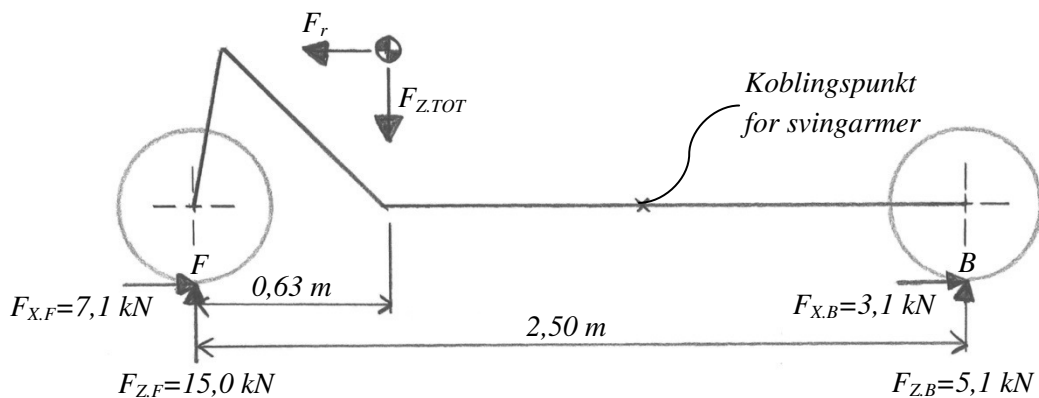
Velger verste akseptable belastningstilfelle; *støt mot forhjulet ved full brems i sving med maksimal sentrifugalkraft*. Det gir følgende krefter mot hjulene:

$$F_{Z.F.maks} = 14,98 \text{ kN} \approx \mathbf{15,0 \text{ kN}}$$

$$F_{X.F.maks} = 7,07 \text{ kN} \approx \mathbf{7,1 \text{ kN}}$$

$$F_{Z.B} = 2 \cdot 2,55 \text{ kN} = \mathbf{5,1 \text{ kN}}$$

$$F_{X.B} = 2 \cdot 1,57 \text{ kN} \approx \mathbf{3,1 \text{ kN}}$$



Figur 4-20: Forenklet modell av kjøretøyet med belastninger ved full brems i sving og et støt mot forhjulet. Merk at hovedramme og svingarmer er slått sammen til en bjelke.

Anser her at grunnrammen og svingarmene er forbundet i et stift ledd og utgjør til sammen en bjelke. Betrakter den totale belastningen som en punktlast som virker i CG. Forskjellen i de vertikale opplagerkreftene i F og B sørger for at punktblastningen virker i et punkt i avstand fra F:

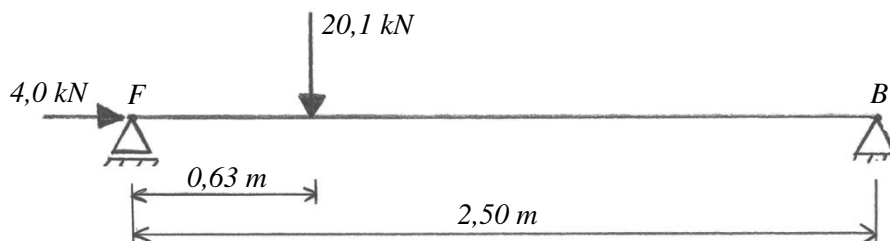
$$L_{CG} = \frac{5,1 \text{ kN}}{20,1 \text{ kN}} \cdot 2,5 \text{ m} = 0,63 \text{ m}$$

#### 4.3.1.1 Profil- og materialvalg

Ønsker først å vurdere profiltverrsnittet til grunnrammen basert på et overslag for det største bøyemomentet. Forenkler først hele modellen til en enkel bjelke. Ser dermed bort i fra momentet i endene pga. avstanden fra hjulnavet til underlaget (som vil virke motsatt av momentet fra den vertikale lasten). Tillater ingen forskyvning i B, og trekker derfor den horisontale kraften i B fra kraften i F:

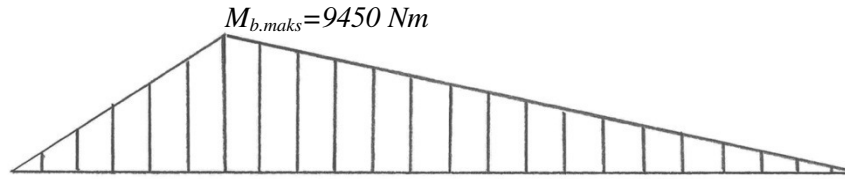
$$F_{X,F} = 7,1 \text{ kN} - 3,1 \text{ kN} = 4,0 \text{ kN}$$

Den totale vertikale belastningen er følgelig summen av de vertikale opplagerkreftene.



Figur 4-21: Ytterligere forenklet modell i form av en bjelke med vertikal punktlast og horisontal kraft i enden.

Det gir følgende momentdiagram:



Figur 4-22: Momentdiagram for den forenkede bjelkemodellen (tegner momentet på oversiden, altså trykksiden, av bjelken for å samsvare med plottene i ANSYS).

Hvor det maksimale bøyemomentet rett under punktlasten blir:

$$M_{b.maks} = 15000 \text{ N} \cdot 0,63 \text{ m} = 9450 \text{ Nm} \quad (4-8)$$

Den horisontale kraften vil gi trykk i bjelken, men i dette tilfellet er det bøyemomentet som er dimensjonerende.

I første omgang er det ønskelig å vurdere ulike profilutforminger. For å få et foreløpig veiledende dimensjoneringsgrunnlag

Sett at man ønsker en maksimal tillatt bøyespennning på 100 MPa må profilet ha et bøyemotstandsmoment lik:

$$W_b = \frac{M_{b.maks}}{\sigma_{b.till.}} = \frac{9450 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2} = 94500 \text{ mm}^3 \quad (4-19)$$

Vedlegg V03 inneholder en sammenlikningstabell av en rekke vanlige tverrsnittsprofiler, som alle er satt sammen av plater med tykkelse 5 mm. Alle profilene har omtrent likt bøyemotstandsmoment, og man kan dermed sammenlikne dimensjoner og tverrsnittsareal ut i fra flere nøkkelfaktorer:

- Tabellen sammenlikner først forholdet,  $f_1$ , mellom bøyemotstandsmomentet,  $W_b$ , og arealet,  $A$ , som da gir et forhold mellom styrke og materialforbruk, altså vekt.
- Deretter er det oppgitt en *formfaktor*,  $f_2$ , som er forholdet mellom motstandsmomentet for full plastisering gjennom hele tverrsnittet,  $W_p$ , og motstandsmomentet for begynnende materialflyt i de ytterste fibrene,  $W_b$ .

Den plastiske tverrsnittsmodulen,  $W_p$ , indikerer altså hvor stort bøyemoment den aktuelle tverrsnittsformen kan motstå før materialflyt inntreffer gjennom hele tverrsnittet. Bøyemoment gir nemlig en inhomogen spenningstilstand hvor spenningen er størst i ytterkant og avtar mot nøytralsonen i midten. For eksempel krever et



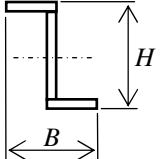
rektangulært tverrsnitt med flytspenning i ytterfibrene 50 % høyere bøyemoment for materialflyt gjennom hele tverrsnittet.

Formfaktoren gir dermed en ekstra "reserve" mot brudd, slik at sikkerhetsfaktoren mot utmatting og brudd ved bøyepåkjenning kan reduseres noe hvis formfaktoren er høy.

- Til sist er forholdstallet  $f_1$  multiplisert med formfaktoren,  $f_2$ , slik at man kan sammenlikne tverrsnittsprofilenes styrke per materiale, hvor kapasiteten er justert slik at sikkerheten er den samme.

Tabell 15 er et utdrag fra tabellen i vedlegg V03 som viser at Z-profilet gir de høyeste forholdstallene, og gir dermed mest styrke per materialvekt.

Tabell 15: Utdrag fra Tabell 21 i vedlegg V03 som viser et Z-profil med ulike dimensjoner og forholdstall, men med tilnærmet lik  $W_b$ . Høyeste verdier er markert med farget bakgrunn.

Profil	Konfig.	Dim. (mm) $H \times B, t = 5$	$W_b$ ( $mm^3$ )	$A$ ( $mm^2$ )	$f_1 =$ $W_b / A$	$f_2 =$ $W_p / W_b$	$f_1 \times f_2$
	H = B	174 x 174	94601	1715	55,2	1,12	61,8
	H = 2B	220 x 110	95498	1625	58,8	1,20	70,6
	B = 2H	133 x 266	95162	1970	48,3	1,07	51,7

Det er også opplagt at Z-profilet gir omtrent de samme egenskapene som et I-profil der bredden til flensene er halvert. Dvs. at Z-profilet med  $H = B$  tilsvarer omtrent et I-profil med  $H = 2B$ . (Flensene er i praksis kun flyttet sideveis, noe som ikke har innvirkning på motstandsmodulen om den parallelle nøytralaksen).

Samtlige profiler reduserer tverrsnittsmodulen og materialeeffektiviteten når bredden overstiger høyden. Med andre ord er det som forventet høyden til profilet som bidrar mest til økt bøyemotstand. Det betyr også at høyden til flensene betyr mer enn bredden til steget, noe som forklarer hvorfor de fleste standardiserte H- og I-bjelker har tynnere sted enn flenser.

Z-profilet kan egne seg godt for plattformkonstruksjonen til Dolphin Family hvis det benyttes to speilvendte hovedprofiler som hovedlastbærere. Det kan frigjøre plass i midten av konstruksjonen, samtidig som rammekonstruksjonen utgjør en del av det nedre karosseriet. Profilene kan enten knekkes til fra plater, ekstruderes som et spesialprofil eller støpes, avhengig av materialet.

Ønsker videre å sammenlikne aktuelle konstruksjonsmaterialer med utgangspunkt i forutsetningene til tverrsnittprofilen over.

Tabell 16 sammenlikner noen spesifikke metaller og komposittmaterialer som kan være aktuelt å benytte. Verdiene tar utgangspunkt i materialets bruddfasthet,  $R_M$ , og at det benyttes et Z-profil med lik bøyemomentkapasitet.

Dermed kan man vurdere:

- Hvor stor momentkapasitet,  $M_b$ , man får per krone.
- Hvor stor  $M_b$ , eller styrke, profilen gir per kg. Her er dette kalt *materialeffektivitet*,  $f_3$ .
- Til sist er materialene vurdert ettersom hvor stor *materialeffektivitet*,  $f_3$  man får per krone.

Verdiene i Tabell 16 regnes ut med følgende forutsetninger og på følgende måter:

$$\text{Bøyemomentkapasitet:} \quad M_b = 9450 \text{ Nm} \approx 10 \text{ kNm}$$

$$\text{Nødvendig } W_b \text{ før brudd:} \quad W_b = \frac{10 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{R_M} \quad (4-19)$$

Regner ut tverrsnittsarealet,  $A$ , med nødvendig  $W_b$  forutsatt at  $H = 2B$  og  $t = 5 \text{ mm}$ .

$$\text{Vekt pr. meter profil:} \quad = A \cdot 1000 \text{ mm} \cdot \rho$$

$$\text{Pris, pr. meter profil:} \quad = \text{enh. kost} \cdot \text{vekt}$$

$$\text{Momentkapasitet pr. kr:} \quad = M_b / \text{pris}$$

$$\text{Materialeffektivitet, } M_b \text{ pr. kg:} \quad f_3 = M_b / \text{vekt}$$

$$\text{Materialeffektivitet, } f_3 \text{ pr. kr:} \quad = f_3 / \text{pris}$$

Høyeste verdier for metallene er markert med blå bakgrunn, og for komposittene med gul bakgrunn.

Tabell 16: Sammenlikningstabell for noen aktuelle konstruksjonsmaterialer som tar hensyn til styrke, vekt og pris. De gunstigste verdiene for metallene er markert med blå bakgrunn, og komposittene med gul bakgrunn.

Materiale	$R_M$ <sup>(1)</sup> (MPa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	enh. kost. (kr/kg) <sup>(1)</sup>	vekt pr m (kg/m)	pris pr m (kr/m)	$M_b$ / pris (Nm / kr)	$f_3 =$ $M_b$ / vekt	$f_3$ / pris
Stål, pl. S355J2 (EN 10025)	470	7870	14,30	6,09	87,09	114,82	1642	18,85
Stål, pl. DOMEX (EN 10149)	750	7870	12,45	4,86	60,51	165,26	2058	34,01
Aluminium 5052, H24/H34, plate	230	2690	37,88	2,97	112,5	88,89	3367	29,93
Aluminium 5083, H116/H321, plate	305	2690	37,88	2,58	97,73	102,32	3876	39,57
Aluminium 6082, T6, spesialprofil	295	2690	36,00 <sup>(2)</sup>	2,62	94,32	106,02	3817	40,47
Glassfiber, armert polyester <sup>(3)</sup>	1100	1980	30,00	1,01	30,30	330,03	9901	326,77
Karbonfiber, armert epoxy <sup>(3)</sup>	2300	1540	300,00	0,55	165,00	60,61	18182	165,19

<sup>(1)</sup> Verdier for metallene er hentet fra Norsk Stål [40]. Beste pris ved stort kvanta.

<sup>(2)</sup> Pris for liknende standardprofiler. Pris for spesialtilvirket profil blir trolig litt høyere.

<sup>(3)</sup> Typiske verdier, med gunstig fiberretning, hentet fra vedlegg V05. Viss usikkerhet rundt alle verdiene pga. stor variasjon fra produkt til produkt og situasjonsavhengige produksjonskostnader.

Tabellen viser at glassfiberarmert polyester totalt gir både størst styrke og høyest materialeffektivitet for pengene, mens karbonfiberarmert epoxy gir relativt overlegent størst forhold mellom styrke og vekt.

For kun metallene viser tabellen at høyfaste stålplater gir størst styrke for pengene, aluminiumsplater (5083) gir høyest materialeffektivitet og spesialprofiler i aluminium (6082 T6) gir høyest materialeffektivitet per krone.

Basert kun på dette er det nærliggende å velge komposittmaterialer for hele konstruksjonen. Men tabellen sier ingenting om stivheten til materialene, produksjonshensyn eller hvorvidt styrke eller pris skal vektlegges mest.

Glassfiberarmert polyester har for eksempel en E-modul som bare tilsvarer ca. 20 % av stål og ca. 56 % av aluminium, og vil trolig gi uakseptabelt store deformasjoner for et kjøretøy. Produksjonen må utføres med manuell støping så toleranser, utseende og komponentenes fasthetsegenskaper kan variere mye. Det egner seg derfor ikke så godt som hovedmateriale for den bærende strukturen til Dolphin Family eller komponenter med krav til høy nøyaktighet, og spesielt ikke hvis det skal serieproduseres.

Karbonfiberarmert epoxy har svært gode fasthetsegenskaper, høy stivhet og ekstrem lav vekt. Derimot er prisen svært høy. Materialkostnaden er en ting, men siden produksjonen består i å individuelt støpe hver eneste komponent vil den totale kostnaden bli svært høy hvis hele rammekonstruksjonen til Dolphin Family skal bygges med karbonfiber. Ved en eventuell serieproduksjon vil trolig heller ikke produksjonskostnadene reduseres nok til å forsvare materialvalget.

Komposittmaterialer kan likevel vurderes for deler av konstruksjonen, for eksempel til detaljkomponenter i sammenføyninger med krav til høy styrke eller til karosseripaneler.

Stål og aluminium egner seg godt med hensyn til produksjonskostnadene og krav til nøyaktighet. Tabellen viser at aluminium gir høyest materialeffektivitet kontra stål, også i forhold til pris. Dermed velges aluminium som hovedkonstruksjonsmateriale for Dolphin Family.

Rette profiler kan ekstruderes som spesialprofiler med legering 6082, men den totale konstruksjonen, bestående av en rekke ulike utforminger, er tjent med å bruke knekte plater slik at produksjonskostnadene holdes nede.

Det anbefales dermed at den bærende rammeplattformen til Dolphin Family konstrueres med aluminiumsplater av legering 5083 og profiler av legering 6082-T6, med følgende materialverdier hentet fra *Norsk Ståls* produktkatalog [40]:

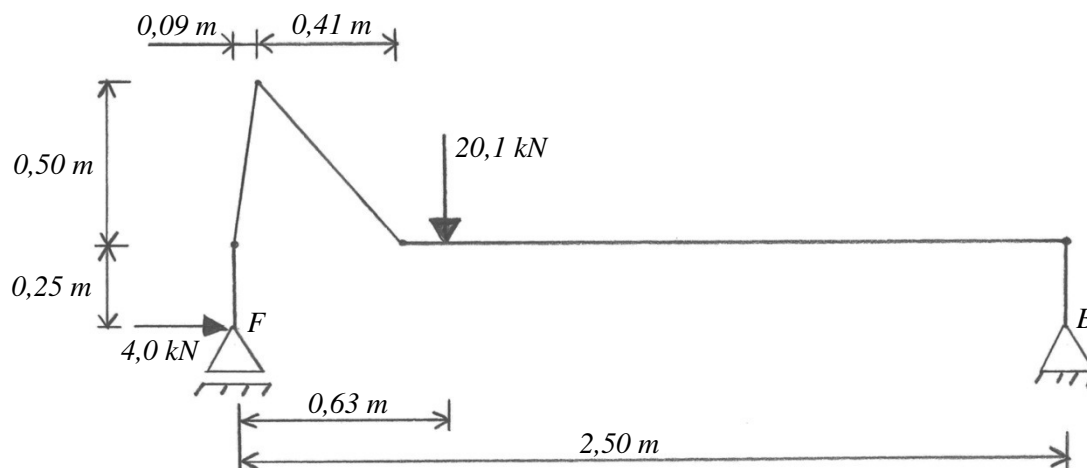
Tabell 17: Materialvalg for rammekonstruksjonen til Dolphin Family med materialdata.

<i>Bruksområde:</i>	<i>Betegnelse:</i>	$R_M$ (MPa)	$R_{p0,2}$ (MPa)	<i>E-modul:</i> (MPa)	$\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	$A_5$ (%)
<i>Plater</i>	<b>Al. 5083 H116 / H321</b>	305	215	68600	2,7	10
<i>Profiler</i>	<b>Al. 6082 T6</b>	295	255	68600	2,7	8

## 4.3.1.2 Dimensjonsvalg

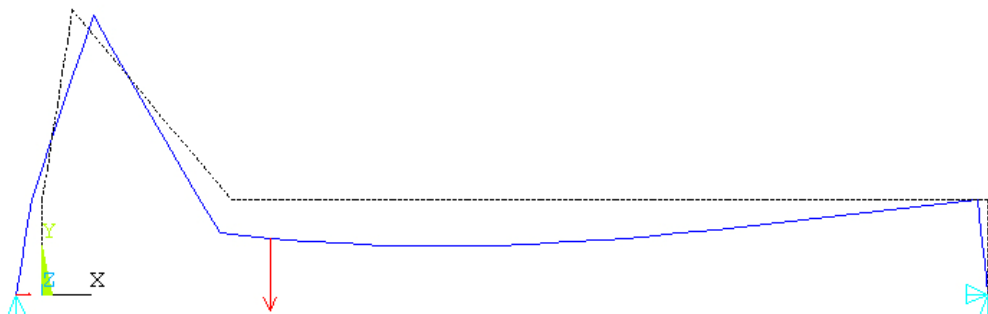
Ønsker å anslå det største bøyemomentet mer nøyaktig, og lager en strekmodell som analyseres i FEM-verktøyet ANSYS.

Setter opp modellen tilsvarende Figur 4-23, hvor forhjulsgaffelen er inkludert med en  $10^\circ$  castervinkel og radien til hjula er representert av armer med stive ledd.



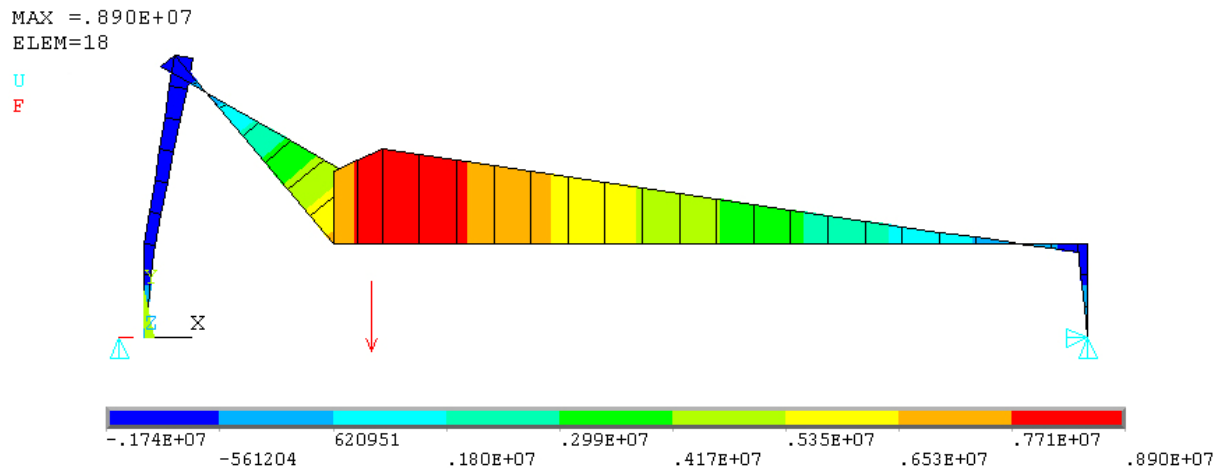
Figur 4-23: En mer fullstendig strekmodell hvor gaffelen er inkludert med en liten castervinkel og bjelkeelementer erstatter radien til hjulene. Modelleres i ANSYS.

Analyserer modellen med BEAM3-elementer i ANSYS og får følgende deformasjonsplot:



Figur 4-24: Deformasjonsplot fra ANSYS. Nedbøyningen er kun ment som illustrasjon og er ikke korrekt skalert.

Og momentdiagram:



Figur 4-25: Momentdiagram fra ANSYS. Enheten for verdiene i figuren er Nmm. Største bøyemoment på ca. 8900 Nm ved den vertikale punktlasten.

Analysen og plottet viser at største bøyemoment er ca. **8900 Nm**, og det inntreffer rett ved den vertikale punktlasten.

Tar utgangspunkt i at konstruksjonen i dette tverrsnittet er satt sammen av plater, og dermed benyttes aluminiumslegeringen 5083.

Ønsker ikke materialflyt i dette tverrsnittet, noe som kan forårsake sprekkevekst og utmatting, og dimensjonerer derfor med sikkerhetsfaktoren mot materialflyt fra kravspesifikasjonene i kapittel 3.1.2.

Maksimal tillatt bøyespennning med sikkerhet mot flyt blir da:

$$\sigma_{b.till} = \frac{R_{p0,2}}{\eta_F} = \frac{215 \text{ MPa}}{1,7} \approx 126,5 \text{ MPa} \quad (4-20)$$

som gir nødvendig tverrsnittsmodul  $W_b$ , i snittet målt 0,63 m fra F:

$$W_b = \frac{8900 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{126,5 \text{ MPa}} \approx \mathbf{70356 \text{ mm}^3} \quad (4-19)$$

Ønsker også å kontrollere tverrsnittet ved innfestingen av forhjulsgaffelen. Dette punktet i konstruksjonen er tilsynelatende utsatt for store bøyemomenter, spesielt hvis forhjulet utsettes for store horisontale belastninger.

Betrakter konservativt at forhjulet utsettes for maksimale belastninger (jfr. Tabell 14) så hurtig at deformasjonene ikke rekker å spre seg til hele konstruksjonen på grunn av massetreggheten. Deler derfor opp modellen fra Figur 4-23 og betrakter kun den fremste delen hvor konstruksjonen er fast innspent til resten av konstruksjonen omtrent ved knekkpunktet til rammen.

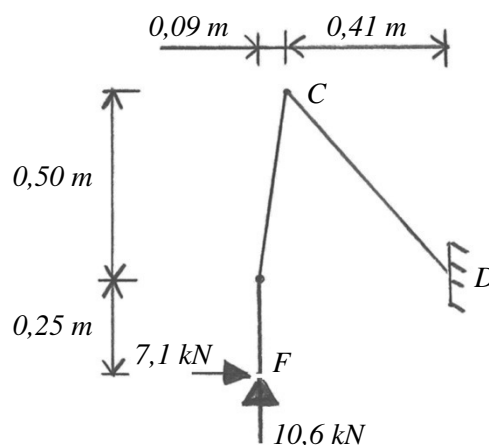
På grunn av vinklingen av gaffelen bakover vil rotasjonsmomentet i innfestningspunktet fra en horisontal belastning bakover bli motvirket av den vertikale belastningen. Dermed oppstår det høyeste momentet når den *største* horisontale belastningen bakover inntreffer med den *minste* vertikale maksimalbelastningen.

Påfører de mest kritiske belastningene som opptrer ved *støt mot forhjulet ved full brems*. Det gir følgende krefter mot hjulene:

$$F_{Z.F.maks} = 10,63 \text{ kN} \approx \mathbf{10,6 \text{ kN}}$$

$$F_{X.F.maks} = 7,07 \text{ kN} \approx \mathbf{7,1 \text{ kN}}$$

Beregningsmodellen ser dermed slik ut:

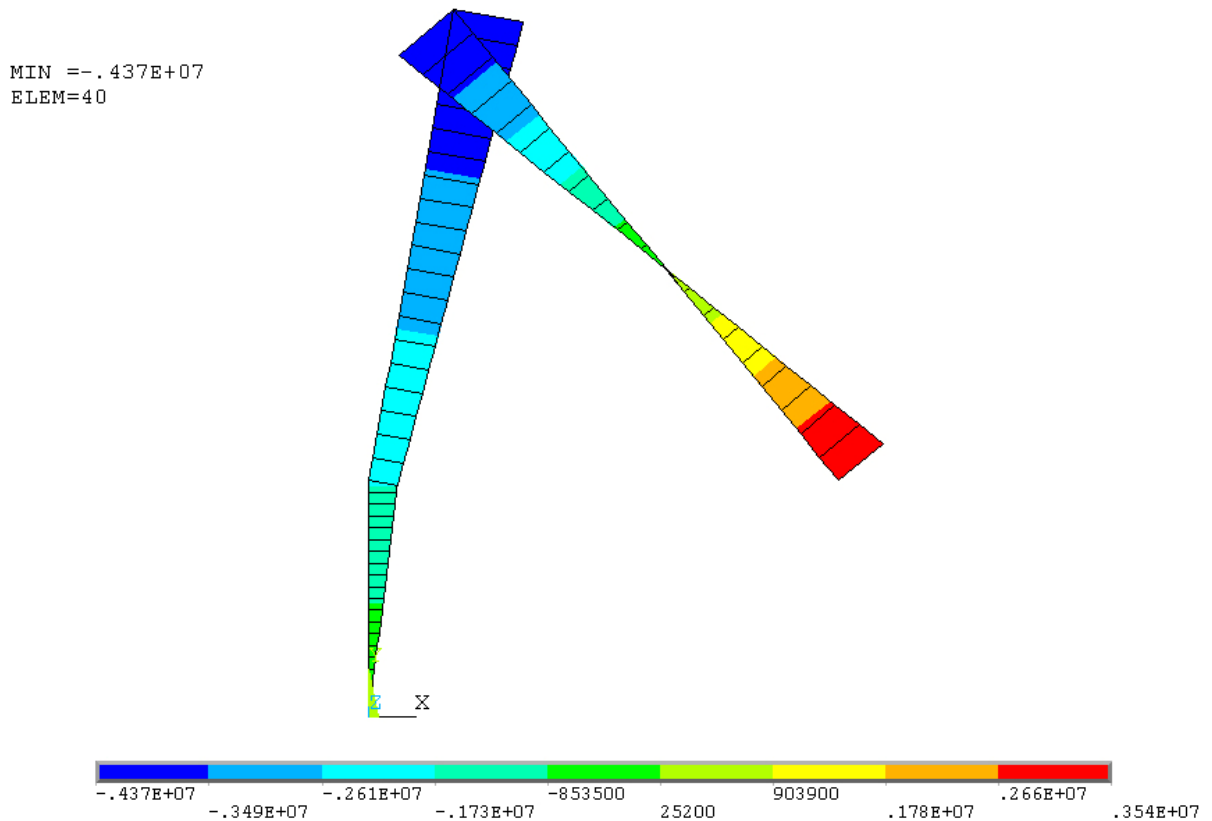


Figur 4-26: Belastnings- og opplagersituasjon til en forenklet beregningsmodell av rammens fremre del, inkludert gaffelen og en arm som erstatter hjulets radius.

Bøyemomentet i pkt. C blir:

$$\circlearrowleft M_b = 7100 \text{ N} \cdot 0,75 \text{ m} - 10600 \text{ N} \cdot 0,09 \text{ m} = \mathbf{4371 \text{ Nm}} \quad (4-9)$$

Setter opp beregningsmodellen basert på Figur 4-26 i ANSYS og kontrollerer vha. BEAM3-elementer. Det gir følgende momentdiagram:



Figur 4-27: Momentdiagram fra ANSYS. Enheten for verdiene i figuren er Nmm. Største bøyemoment på ca. 4370 Nm i innfestingen av gaffelen.

(Analysen og plottet viser at største bøyemoment ved innfestingen i pkt. C er ca. 4370 Nm.)

Med tilsvarende materiale og sikkerhet som i forrige beregningspunkt, blir minste nødvendige tverrsnittsmodul  $W_b$  til rammestrukturen rett ved innfestingen av gaffelen i pkt. C:

$$W_b = \frac{4371 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{126,5 \text{ MPa}} \approx \mathbf{34553 \text{ mm}^3} \quad (4-19)$$

#### 4.3.1.3 Fail-safe

Ved en ekstrem overbelastning ut over det som her er satt som største belastning må man forvente at konstruksjonen tar skade, og man må ta kjøretøyet til et verksted for å reparere skaden. Det vil derfor være gunstig hvis omfanget av skaden kan kontrolleres og begrenses til en komponent som enkelt kan skiftes til en lav kostnad.

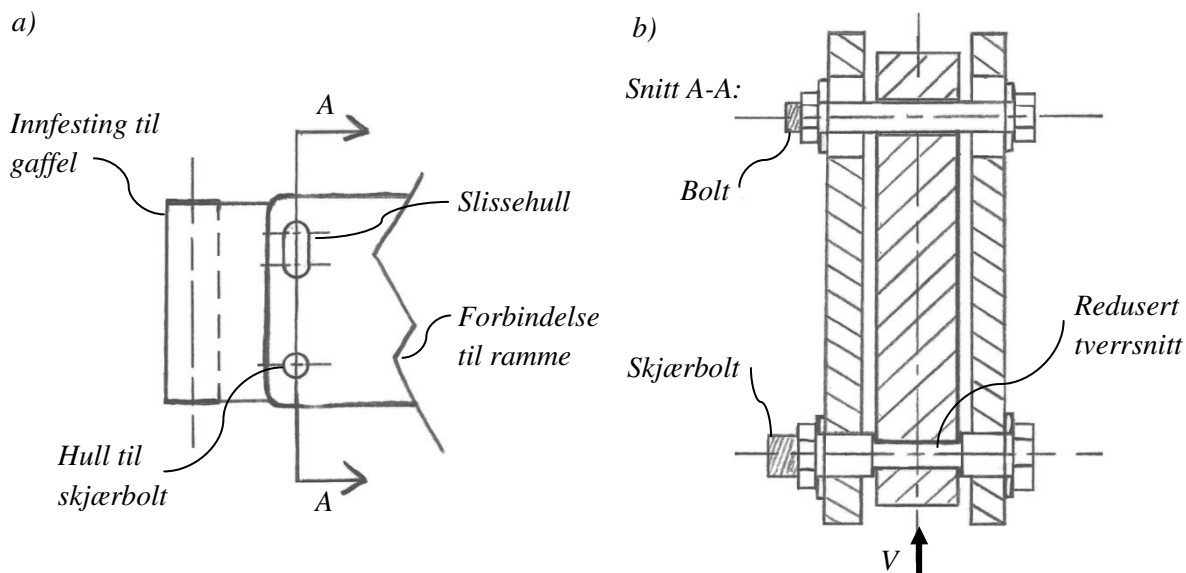
Innfestingen av forhjulsgaffelen til rammen er et kritisk punkt som vil være tjent med et fail-safe-element. Ønsker derfor å benytte en *skjærbolt* som enkelt kan byttes ut etter overbelastning.



Innfesting til gaffelen kan bestå av en brakett med to hull som holdes fast til rammen mellom to lasker ved hjelp av to bolter (se *Figur 4-28*). Den nederste bolten har et redusert tverrsnitt i midten og fungerer som en skjærforbindelse, mens den øverste bolten er kraftigere og monteret i et slissehull slik at den ikke tar opp vertikale krefter.

Ved en viss overbelastning vil dermed skjærbolten gi etter før noe annet ødelegges og gaffelen vil fortsatt henge sammen med rammen.

Skjærbolten må sitte med en trang pasning i hullet i braketten, også sideveis, og gjerne i en forsterket hylse for å begrense hullkantspenningen. Bolten er i utgangspunktet overdimensjonert, i forhold til skjærspenning, for å begrense bøyespenningen. Skjærtverrsnittet, omsluttet av braketten, dreies derfor ned til en mindre diameter for å kontrollere hvor det svakeste punktet befinner seg.



*Figur 4-28:* a) Innfesting av forhjulsgaffel med brakett og to boltegjennomføringer. Den øverste bolten sitter i et slissespor. b) Snitt ved bolter. Den nederste bolten har et redusert tverrsnitt og utgjør en ren avskjæringsforbindelse.

Velger en standard syrefast bolt og dreier ned til skjærtverrsnittet på midten.

Finner i katalogen for *Rustfrie skrueprodukter s. 128*, fra *Tingstad [41]*:

**A4 klasse 50**, med flytegrense  $R_{p0,2} = 210 \text{ MPa}$ .

Typisk tillatt skjærspenning for metalliske materialer gir:

$$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{\sqrt{3}} = \frac{210 \text{ MPa}}{\sqrt{3}} = 121,2 \text{ MPa} \quad (4-21)$$

Den maksimale skjærkraften som bolten skal tåle er resultantkraften fra belastningstilfellet benyttet over:

$$V = F_R = \sqrt{(7,1 \text{ kN})^2 + (10,6 \text{ kN})^2} \approx 12,8 \text{ kN} \quad (4-17)$$

Forbindelsen er *dobbelsnittet* og skjærkraften fordeles dermed på to tverrsnittsareal:

$$A_{n\ddot{o}dv.} = \frac{12800 \text{ N}}{2 \cdot 121,2 \text{ MPa}} = 52,8 \text{ mm}^2 \quad (4-22)$$

Som tilsvarer nødvendig diameter i det minste skjærtverrsnittet:

$$D_{skj\ddot{a}r} = \sqrt{\frac{4 \cdot 52,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 8,2 \text{ mm}$$

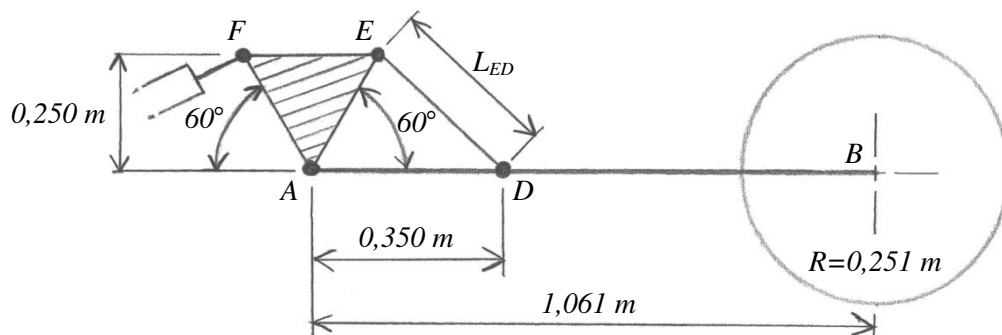
### 4.3.2 Bakhjulsoppheng

Tabell 14 tilsier at svingarmene utsettes for de største belastningene ved *støt mot bakhjulene ved full akselerasjon og maksimal sentrifugalkraft*. Det gir følgende krefter mot hvert av bakhjulene:

$$F_{Z.B.maks} = 10,95 \text{ kN} \approx 11,0 \text{ kN}$$

$$F_{X.F.maks} = 3,99 \text{ kN} \approx 4,0 \text{ kN}$$

Forutsetter at begge svingarmene er identiske og ser kun på en isolert svingarm. Tar videre utgangspunkt i geometrien illustrert i Figur 4-29:

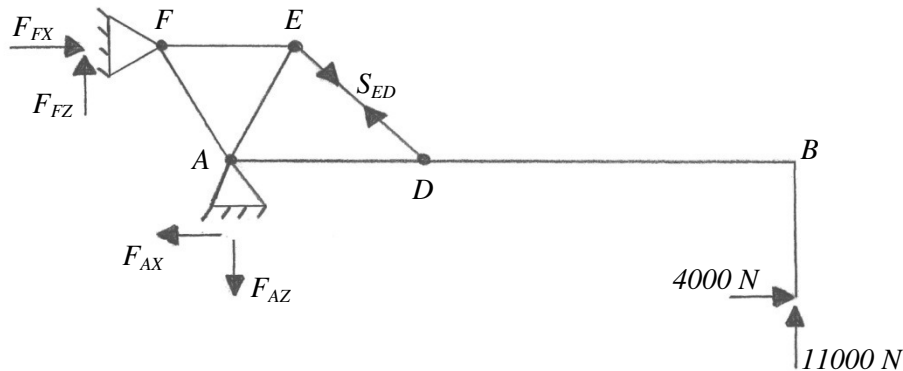


Figur 4-29: Skjematisk fremstilling av geometrien til en svingarm. Kraftoverførings-elementet (rocker-armen) er illustrert med en skravert trekant og innfestingen av sylinderen til hovedrammen er ikke inkludert.

## 4.3.2.1 Krefter

Ønsker at sylinderen skal ha kapasitet til å motstå de største belastningene slik at tiltebevegelsen ikke blir forstyrret. Ser derfor først på nødvendig sylinderkraft i  $F$  og deretter på stavkraften i staget  $L_{ED}$ .

Figur 4-30 viser en forenklet modell påsatt krefter og opplagere:



Figur 4-30: Krefter og opplagere for en forenklet modell av svingarmen. Hjulradien er erstattet med et stivt innspent element. Se Figur 4-29 for aktuelle avstander.

Modellerer for enkelthetens skyld figuren i ANSYS og beregner opplagerkreftene. Alle kreftene virker i samme retning som angitt i figuren:

$$F_{FX} = 49597 \text{ N}, \quad F_{FZ} = 1882 \text{ N}, \quad F_{AX} = 53597 \text{ N}, \quad F_{AZ} = 12882 \text{ N}$$

Det tilsier at sylinderen, som virker i  $F$ , må yte en resultantkraft:

$$F_{R.Syl.} = \sqrt{(49597 \text{ N})^2 + (1882 \text{ N})^2} = 49632,7 \text{ N} \approx \mathbf{49,6 \text{ kN}} \quad (4-17)$$

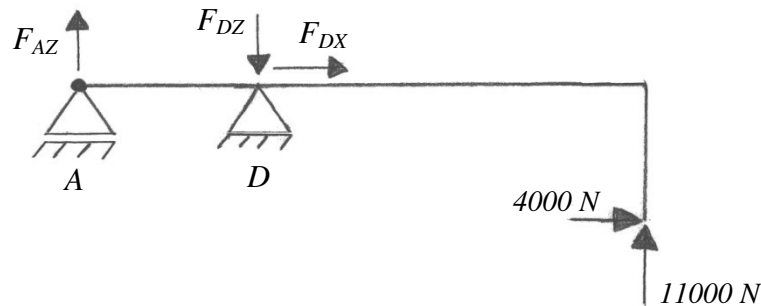
Regner også ut lengden til staget  $L_{ED}$ :

$$L_{ED} = \sqrt{(0,250 \text{ m})^2 + \left(0,350 \text{ m} - \frac{0,250 \text{ m}}{\tan 60^\circ}\right)^2} = 0,324 \text{ m}$$

Det gir en vinkel mellom staget  $L_{ED}$  og svingarmen  $L_{AB}$ :

$$\sin^{-1}\left(\frac{0,250}{0,324}\right) = 50,5^\circ$$

Setter opp en modell for å finne opplagerkreftene i  $D$  som tas opp av staget  $L_{ED}$ :



Figur 4-31: Forenklet modell av svingarmen der staget er erstattet av opplagerpunktet  $D$ .

Statisk likevekt om  $A$ ,  $\sum M_A = 0$ , gir:

$$11000 \text{ N} \cdot 1,061 \text{ m} + 4000 \text{ N} \cdot 0,250 \text{ m} - F_{DZ} \cdot 0,350 \text{ m} = 0 \Rightarrow \quad (4-9)$$

$$F_{DZ} = 36203 \text{ N}$$

Likevekt i  $x$ -retning,  $\sum F_x = 0$ , gir:

$$F_{DX} = 4000 \text{ N}$$

Dekomponerer motsatt rettede opplagerkrefter for å finne stavkraften i staget  $L_{ED}$ :

$$S_{ED} = \frac{36203 \text{ N}}{\sin 50,5^\circ} - \frac{4000 \text{ N}}{\cos 50,5^\circ} = 40629,4 \approx \mathbf{40,6 \text{ kN}}$$

#### 4.3.2.2 Fail-safe

Hydraulikksystemet kan enkelt tilby en sikkerhet mot overbelastning i form av en trykkbegrensningsventil, men hvis sylindren allerede er helt sammentrukket eller hvis systemet ikke opererer hurtig nok kan hjulopphenget likevel ta skade.

Det er med andre ord ønskelig å benytte et *fail-safe-element* i den mekaniske konstruksjonen, som her kan være kontrollert knekking av staget E-D.

Forutsetter at staget skal ha et massivt sirkulært tverrsnitt og støpes eller dreies i **aluminium 6082 T6**.

Benytter metode for utregning av knekklastkapasitet fra *SAPAs Handbok for konstruktører*, s. 148-149 [42]:

$$F_{N.knekk} = \sigma_t \cdot A \cdot w_c \quad (4-23)$$

der  $\sigma_t$  er trykkspenningen som settes lik flytegrensen, 255 MPa,  $A$  er tverrsnittsarealet og  $w_c$  en faktor som hentes fra Figur 4-32.

Forsøker først med diameter  $D = 20 \text{ mm}$ :

Slankhetsparameteren,  $\lambda_c$ , som bestemmer  $w_c$  i Figur 4-32 regnes ut med:

$$\lambda_c = \frac{l_k}{\pi \cdot i} \sqrt{\frac{\sigma_t}{E}} \quad (4-24)$$

der *knekk lengden*  $l_k$  for Euler-tilfellet til en stang hvor begge endene er leddet er:

$$l_k = l = 324 \text{ mm}$$

*treghetsradien*  $i$  er definert som:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4-25)$$

der

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = 7853,98 \text{ mm}^4 \quad (4-26)$$

og

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 314,16 \text{ mm}^2$$

som gir:

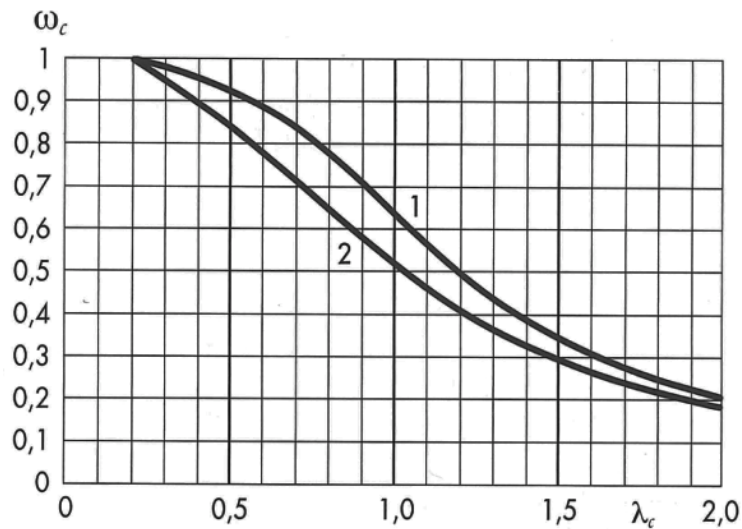
$$i = \sqrt{\frac{7853,98 \text{ mm}^4}{314,16 \text{ mm}^2}} = 5,00 \text{ mm} \quad (4-25)$$

og *E-modulen* til materialet er:

$$E = 70 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

Det gir *slankhetsparameteren*:

$$\lambda_c = \frac{324 \text{ mm}}{\pi \cdot 5,00 \text{ mm}} \sqrt{\frac{255 \text{ MPa}}{70000 \text{ MPa}}} = 1,25 \quad (4-24)$$



Figur 4-32: Faktor  $w_c$  som funksjon av  $\lambda_c$ . Kurve 1 gjelder for symmetriske tverrsnitt og kurve 2 for usymmetriske tverrsnitt. Fra SAPAs Handbok for konstruktører, s. 149 [42].

Leser av kurve 1 (for symmetriske tverrsnitt) i Figur 4-32 og får faktoren  $w_c \approx 0,46$ .

Satt inn i den første likningen får vi *knekklastkapasiteten*:

$$F_{N.knekk} = \sigma_{t.till.} \cdot A \cdot w_c = 255 \text{ MPa} \cdot 314,16 \text{ mm}^2 \cdot 0,46 = 36851 \text{ N} \quad (4-23)$$

Det er mindre enn den faktiske største belastningen på 40,6 kN og staget vil sannsynligvis knekke før maksimalbelastningen er nådd.

Forsøker videre med å øke diameteren for å få en knekklastkapasitet tilnærmet lik 40,6 kN. Gjentatt beregning etter metoden over gir at diameteren til staget bør være ca:

$$D = 20,5 \text{ mm}$$

Kontrollerer for sikkerhets skyld trykkspenningen med sikkerhet mot flyt:

$$\sigma_t < \sigma_{t.till.} \Rightarrow$$

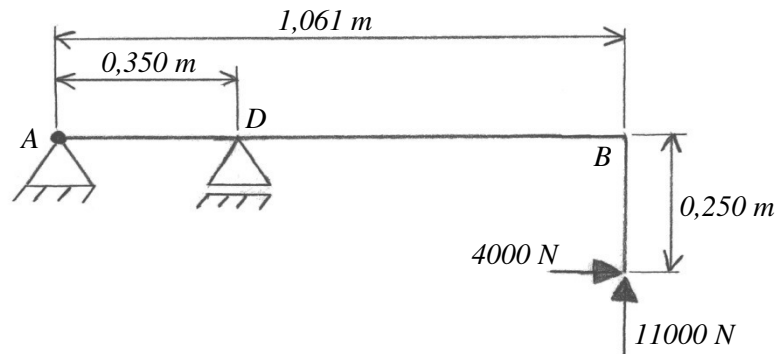
$$\frac{40600 \text{ N}}{(\pi \cdot (20,5 \text{ mm})^2) / 4} < \frac{255 \text{ MPa}}{1,7} \Rightarrow \quad (4-27)$$

$$123 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \Rightarrow \mathbf{OK}$$

## 4.3.2.3 Hovedprofil for svingarm

Ser videre på nødvendig tverrsnittsmodul i selve svingarmen, A-B, for å motstå bøyespenningen på grunn av belastningene fra hjulet.

Setter først opp en beregningsmodell for en svingarm som er opplagret på to steder og utsatt for både en vertikal og horisontal kraft, i likhet med beregningene over:

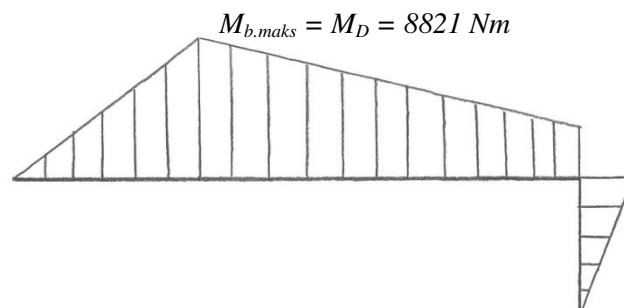


Figur 4-33: Belastnings- og opplagersituasjon for selve svingarmen. Hjulradien er erstattet med et stivt forbundet stag.

Det største bøyemomentet i D blir:

$$M_D = 4000 \text{ N} \cdot 0,250 \text{ m} + 11000 \text{ N} \cdot (1,061 - 0,350) \text{ m} = \mathbf{8821 \text{ Nm}} \quad (4-9)$$

Momentdiagram for modellen over:



Figur 4-34: Momentdiagram for svingarmprofilen, hvor største og dimensjonerende bøyemoment er 8821 Nm.

Fra teorien rundt fjæring og støtdemping er det kjent at forholdet mellom *fjæret* og *ufjæret* masse bør være så stort som mulig for å oppnå høy kjørekomfort. For at de vertikale bevegelsene fra underlaget ikke skal overføres til konstruksjonen over støtdempingssystemet er *massetregheten* avgjørende. Ved hurtige belastninger vil en stor fjæret masse bidra til at den ufjærede massen til hjulet og deler av hjulopphenget beveger seg lettere og absorberer dermed de fleste bevegelsene før de rekker å overføres til resten av kjøretøyet.

I motsatt tilfelle, hvis den ufjærede massen er stor, vil massetregheten begrense reaksjonsevnen til fjæringssystemet og bevegelsene overføres til hele kjøretøyet.

Med andre ord er det svært viktig å begrense vekten til svingarmen. Karbonfiberarmert epoxy ville helt klart gitt den letteste konstruksjonen, men av produksjons- og kostnadshensyn velges det å bruke aluminium som konstruksjonsmateriale for hoveddelen av svingarmen.

Det vil være naturlig å basere konstruksjonen på ekstruderte profiler fremfor plater, og velger dermed som konstruksjonsmateriale: **Aluminium 6082 T6**.

Med ønsket sikkerhet mot materialflyt blir nødvendig bøyemotstandsmodul til svingarmen i punktet D:

$$W_b = \frac{8821 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{150 \text{ MPa}} \approx 58807 \text{ mm}^3 \quad (4-19)$$

Det finnes et svært godt utvalg av standardiserte aluminiumsprofiler og det mest gunstige vil trolig være å benytte hule firkantprofiler. Beregningene over tar ikke hensyn til eventuelle torsjonsmomenter eller belastninger i y-retning. Et hult tverrsnitt er godt egnet for å motstå eventuell torsjon. Et firkantprofil er også godt egnet for enkel montering av hjulspindel, bremses, drivverkskomponenter etc.

Med et firkantprofil på hver side av hjulet må hvert profil minimum ha en tverrsnittsmodul på:

$$W_b = 58807 \text{ mm}^3 / 2 \approx 29,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = \mathbf{29,4 \text{ cm}^3}$$

Fra standardkatalogen til *Hydro Aluminium Profiler* [43] velges dermed følgende profil:

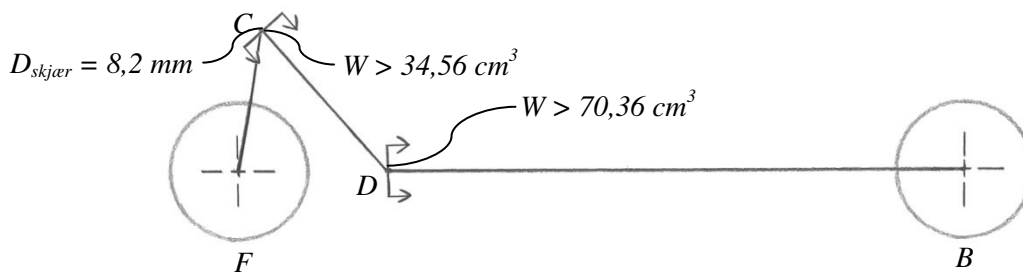
**XFR FIRKANT RØR 120 x 40 x 4**  
(prod. nr. 6161,  $W_b = 33,56 \text{ cm}^3$ )



### 4.3.3 Oppsummering, dimensjonsangivelser

#### 4.3.3.1 Ramme

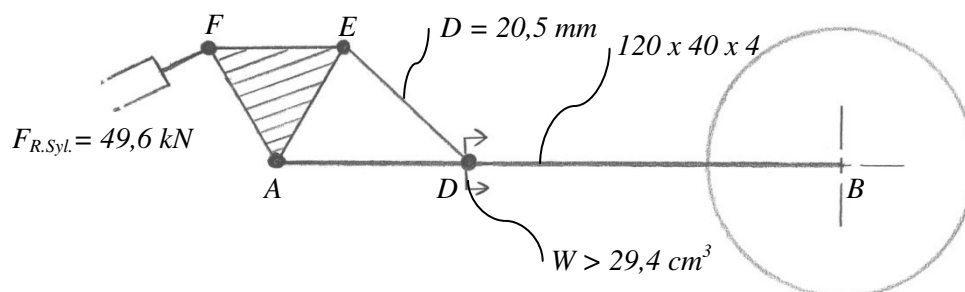
Figur 4-35 viser hele den forenklede modellen av rammekonstruksjonen med anbefalte tverrsnittsmoduler i to kritiske punkt og minste diameter for skjærbolten i gaffelinnfestingen:



Figur 4-35: Forenklet modell av grunnrammen med anbefalt minste tverrsnittsmodul,  $W_b$ , i to kritiske punkter. Verdien er angitt i  $cm^3$  da dette er vanlig i diverse produktkataloger.

#### 4.3.3.2 Bakhjulsoppheng

Figur 4-36 viser en oppsummering av anbefalte dimensjoner for kritiske deler av svingarmkonstruksjonen:



Figur 4-36: Oppsummering av dimensjoneringsverdier for svingarmkonstruksjonen. Nødvendig sylinderkraft, tverrsnittsareal for stag, minimum tverrsnittsmodul for svingarmen i D og anbefalte dimensjoner for standard aluminiumsprofil.

## 4.4 UTMATTINGSVURDERING

Utmattingsproblematikk, spesielt for transportkjøretøy, er i seg selv et meget komplekst studie. Å utarbeide verdifulle utmattingsberegninger av konstruksjonen i denne oppgaven vil være en omfattende og tidkrevende jobb, og henvises derfor i denne omgang til videre arbeid. Allikevel inneholder dette avsnittet noen betraktninger og eksempler som forhåpentligvis kan være av verdi for fremtidig utvikling av Dolphin Family.

Utmattning av materialer er gjentatt plastisk deformasjon på mikroskopisk nivå med svært mange repetisjoner. Det oppstår gjerne ved spenninger som er mye lavere enn materialets flytegrense og konstruksjonens statiske kapasitet. Hvis den lokale materialflytingen er kortvarig og liten nok kan det riktignok føre til deformasjonsherdning og faktisk styrke materialet slik at flytingen stopper. Men hvis flytingen fortsetter utover dette vil tapet av materialets duktilitet føre til at deformasjonene ikke lenger kan unngå å resultere i brudd.

Statisk overbelastning gir gjerne et forvarsel før brudd i form av store deformasjoner, mens utmattingsbrudd kan skje ved sakte sprekkevekst fra overflaten og innover i materialet. Sprekken kan være vanskelig å oppdage og resultere gjerne i et plutselig sprøbrudd i resttverrsnittet. Konsekvensene kan bli katastrofale og sikkerheten må vurderes der etter.

En fornuftig dimensjonert kjøretøykonstruksjon vil med liten sannsynlighet bryte sammen på grunn av de statiske kreftene den belastes med. Strukturell kollaps skjer helst av to årsaker; en kraftig overbelastning som for eksempel en kollisjon, eller utmattingsbrudd. Et kjøretøy er langt mer utsatt for utmattingsproblemer enn statiske strukturer fordi antallet tilfeller av dynamiske belastninger er svært høyt i forhold til de statiske. Mange av komponentene, spesielt de med lave egenfrekvenser, er også utsatt for resonanseffekter som forverrer problemet.

Den største utfordringen for slike utmattingsberegninger er å kartlegge en sannsynlig belastningshistorikk. Man kan benytte erfaringsbaserte verdier fra praktisk testing, men beregningene vil uansett være preget av høy usikkerhet. Det er lett å tenke seg at utmattingskapasiteten for en bil blant annet avhenger av bruksmønster, kjørestil, veistandard, temperatur og andre miljøpåvirkninger.

I motsetning til stål har ikke aluminiumslegeringer en nedre utmattingsgrense. Før eller siden vil aluminiumskomponenten få utmattingsbrudd uansett hvor liten materialspenningene er. Men antallet lastvekslinger før dette skjer kan riktignok være ekstremt høyt, og derfor angis en del legeringer med en utmattingsgrense for  $10^8$  eller  $5 \cdot 10^8$  sykler (til sammenlikning må en bil typisk kjøre bort i mot 750 000 km før en av sylindrene har fyrt av  $5 \cdot 10^8$  ganger!).

Materialdatabasen *MatWeb* oppgir følgende verdi for det aktuelle platematerialet i denne konstruksjonen [44]:

Tabell 18: Utmattingsgrense for aktuell aluminiumslegering.

<b>Materialbetegnelse:</b>	<b>Utmattingsgrense ved <math>5 \cdot 10^8</math> sykler:</b>
Aluminum 5083 - H116; H-321	159 MPa

Når det gjelder den andre aktuelle legeringen, 6082-T6, finnes det ingen konkret verdi. Men *MatWeb* oppgir generelt for hele 6000-serien en utmattingsgrense fra 55 – 375 MPa [44].

Typiske testverdier gjelder for en polert prøvestav med konstant amplitudespenning. I virkeligheten vil selvsagt en rekke påvirkninger gi avvikende verdier. For eksempel er sveis svært svekkende for en aluminiumskonstruksjon. Andre spenningskonsentrasjoner, som ellers ikke er av stor betydning for den statiske kapasiteten, kan ha avgjørende innvirkning på utmattingskapasiteten, for eksempel på grunn av faren for sprekkvekst.

For å utføre en utmattingsberegning behøver man i hovedsak tre avgjørende faktorer:

- Spenningsvidden,  $\Delta\sigma$ . Det er endringen i spenningene, og ikke maksimalspenningen, som er avgjørende for levetiden. Spenningsvidden kan gjerne være mindre enn maksimalspenningen.
- Antall spenningsvekslinger,  $N$ . Det er viktig med en troverdig belastningshistorikk, som deretter kan brytes ned til ekvivalente belastningssykluser, for eksempel med reservoarmetoden.  $N$  må normalt opp i størrelsesorden  $10^4$  til  $10^8$  for å få vesentlig betydning for utmattingslevetiden.
- Detaljens geometri og utførelse. Den mest utslagsgivende faktoren og kanskje også den vanskeligste å bedømme riktig. Vurderingen må ta hensyn til sammenføyninger, tverrsnittsoverganger, hull, overflatebeskaffenhet osv. Gjennomplastiseringsmodulen til tverrsnittet kan være avgjørende for utviklingen av sprekkvekst og eventuelt brudd.

Videre brukes det i hovedsak tre metoder for å kontrollere utmatting:

- Levetidsberegning (*safe life design*). Benytter data fra aktuell belastningshistorikk og detaljsspesifikke utmattingskurver for å beregne sikkerheten mot utmattingsbrudd innenfor hele den forventede levetiden. Benytter her Miner-Palmgrens delskadesummasjon. For personbiler settes gjerne forventet levetid til minst 200 000 km ved gjennomsnittlig bruk.
- Akseptabel delskade (*damage tolerant design / fail safe*). Beregne levetiden for utsatte komponenter og oppgi når disse bør skiftes ut. Kan være billigere enn å oppdimensjonere for uendelig levetid. Her kan det være aktuelt å benytte bruddmekaniske beregningsmetoder ved å overvåke sprekkvekst. I denne oppgaven

benyttes det to fail-safe-elementer, i form av stag til bakhjulsopphenget og en skjærbolt i forhjulsopphenget.

- Prøvebelastning (*design by testing*). I noen tilfeller der det ikke finnes erfaringsdata, eller det ikke er mulig med måling av sprekkutvikling, må man foreta fullskala testing. Testingen kan gjøres med en provisorisk prototype, ferdig produkt eller med enkeltkomponenter. Uansett er metoden tidkrevende og ofte svært kostbar.

Utmattingsberegning av aluminiumskonstruksjoner gjøres etter *Eurokode 9 (Prosjektering av aluminiumskonstruksjoner. Del 1-3: Utmattingspåkjennte konstruksjoner* [45]).

### **Beregningseksempel:**

Betrakter bøyespenningen i overflaten på svingarmen i foregående kapittel.

Antar en dimensjonerende belastning til å være den maksimale statiske belastningen per bakhjul pluss minus 50 % som en ekvivalent dynamisk utmattingsbelastning. Disse 50 % vil representere både fjæringsbelastninger og tyngdeoverføring ved brems og akselerasjon.

Vertikal kraft per bakhjul:

$$F = \frac{800 \text{ kg} \cdot 66\%}{2} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 2589,8 \text{ N} \quad (4-6)$$

Ekvivalent utmattingsbelastning:

$$\Delta F = 2589,8 \text{ N} \cdot 1,5 - 2589,8 \text{ N} \cdot 0,5 = 2589,8 \text{ N} \cdot 1 = 2589,8 \text{ N}$$

Bøyemoment ved innfestingen av staget til svingarmen:

$$M_b = 2589,8 \text{ N} \cdot 0,711 \text{ m} = 1841,3 \text{ Nm} \quad (4-8)$$

Spenningsvidde i hvert av svingarmprofilene:

$$\Delta\sigma_i = \frac{1841,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{2 \cdot 33560 \text{ mm}^3} = \mathbf{27,4 \text{ MPa}} \quad (4-28)$$

Antall vekslinger til brudd ved konstant amplitude kan dermed regnes ut etter formelen:

$$N_i = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\sigma_i}\right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad (4-29)$$

der

$\Delta\sigma_c = \text{detaljklassens referansespenningsvidde}$

$\Delta\sigma_i = \text{aktuell spenningsvidde}$

$m = m_1 = \text{utmattingskurvens inverse stigningstall for } N_i \leq 5 \cdot 10^5$

$m = m_2 = m_1 + 2 = \text{utmattingskurvens inverse stigningstall for } N_i \geq 5 \cdot 10^5$

En tenkt sprekk i overflaten på profilet tilsier detaljklasse **71-7** i Eurokode 9 med

$$\Delta\sigma_c = 71,9 \text{ MPa} \quad \text{og} \quad m_1 = 7,0$$

Det gir:

$$N_i = \left(\frac{71,0 \text{ MPa}}{27,4 \text{ MPa}}\right)^{7,0+2} \cdot 2 \cdot 10^6 = 1,05 \cdot 10^{10} \gg 5 \cdot 10^6 \quad (4-29)$$

⇒ Det vil si at det ikke er fare for utmatting.

Hvis man derimot forutsetter at profilene er delt opp og sveiset sammen i det kritiske punktet (kilsveis med full penetrering) får man i Eurokode 9 detaljklasse **32-3,4**.

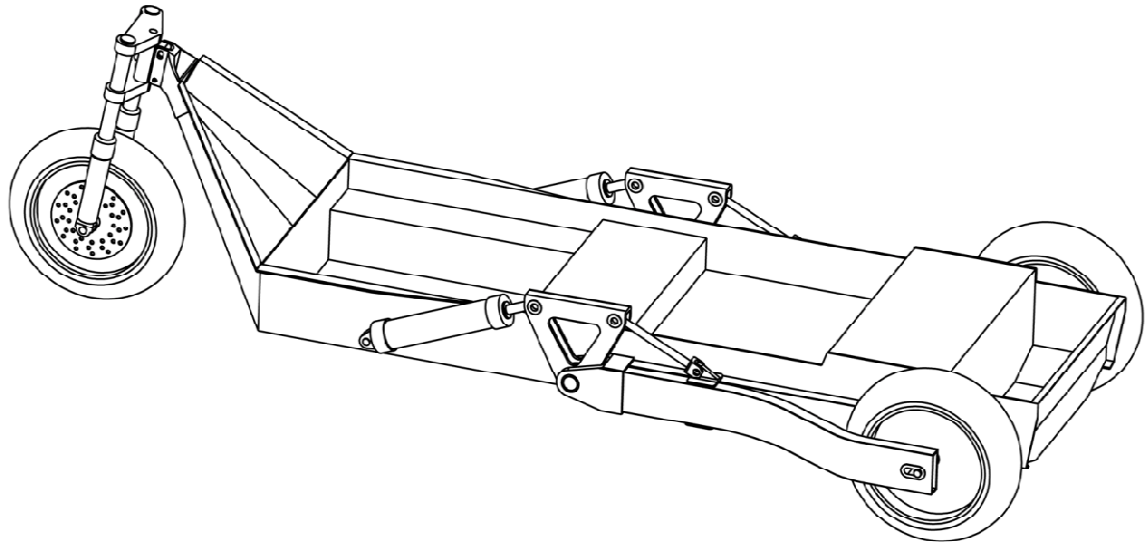
Det gir antall vekslinger til brudd:

$$N_i = \left(\frac{32,0 \text{ MPa}}{27,4 \text{ MPa}}\right)^{3,4+2} \cdot 2 \cdot 10^6 = 4,62 \cdot 10^6 < 5 \cdot 10^6 \quad (4-29)$$

Antar man for eksempel 20 slike belastningsvekslinger per kilometer får man en forventet levetid på:

$$\frac{4,62 \cdot 10^6}{20} = 231\,000 \text{ km}$$

## 5 ELEMENT- OG LØSNINGSVALG



Figur 5-1: Løsningsforslag modellert i SolidWorks.

Løsningsforslaget er her modellert i 3D med SolidWorks 2010.

Modellen gjenspeiler de foregående håndtegnede prinsippskissene og resultater fra grunnlagsberegningene er nå implementert i konstruksjonen.

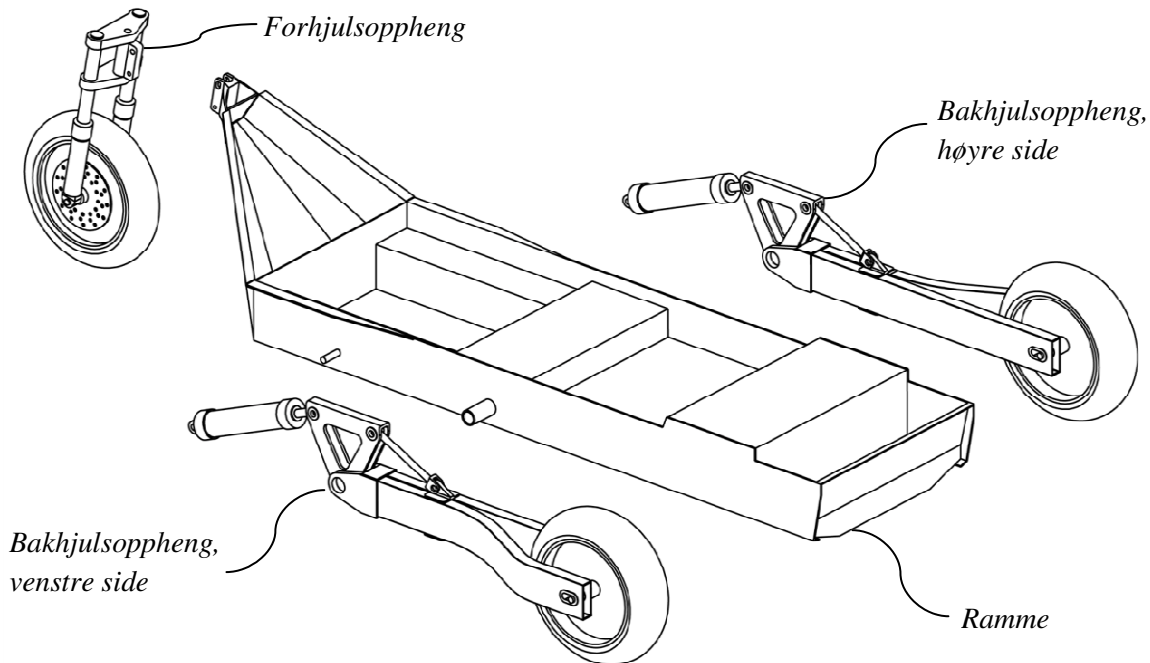
Konstruksjonen, slik den fremkommer av Figur 5-1, har følgende ytre mål (målt fra ytterste overflate i alle retninger):

Lengde:	<b>3087 mm</b>
Bredde:	<b>1336 mm</b>
Høyde:	<b>845 mm</b>

Modellen avviker noe fra de første prinsippskissene, spesielt i forhold til utformingen av tverrplatene i rammens midtre del. Her er det tiltenkt at platene danner både gulv og underlag til sitteplassene i kupeen, samtidig som de utgjør kjøretøyets underkarosseri. Under førerplassen er da rom for drivstofftank eller eventuelt batterier, og under den forhøyede bakseteplassen er det rom for motor og drivverk. På sidene foran, ved fotbrønnen til førerplassen, er det også skjermet rom for sylindrinnefesting og hydraulikksystem.

Karosseriet bør senere bygges noe bredere bak enn rammen indikerer for å få plass til to barn ved siden av hverandre. Men karosseriet må beholde nødvendig rom for bakhjulene, også når de løftes opp ved tilting. Ved maksimal tiltevinkel løftes bakhjulet på den ene siden ca. 250 mm høyere opp enn nøytralstillingen slik figuren her viser. Bakseteplassen i rammen er derfor løftet litt høyere opp enn førerplassen.

## 5.1 HOVEDELEMENTER



Figur 5-2: Konstruksjonens hovedelementer.

Konstruksjonen er delt opp i hoveddelene:

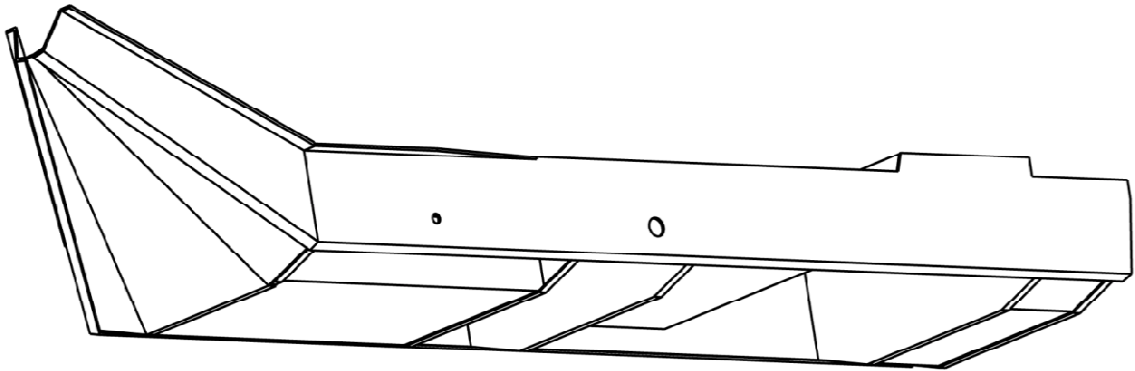
- Ramme
- Bakhjulsoppheng, høyre og venstre side
- Forhjulsoppheng

Det er forutsatt at forhjulsopphenet består av en innkjøpt eksisterende motorsykelgaffel og er ikke beskrevet eller detaljert i denne rapporten.

Hjul, sylindre og noen av komponentene i bakhjulsopphenet er ikke fullstendig detaljert, men likevel inkludert i modellen for å illustrere utformingsprinsipper og for å skape en helhet i fremstillingen.

Bolter og annet festemateriell er ikke inkludert i denne modellen, og i henhold til oppgavebegrensningene er heller ikke naturlige chassis-elementer som drivverk og bremsesystem tatt med.

## 5.2 RAMME

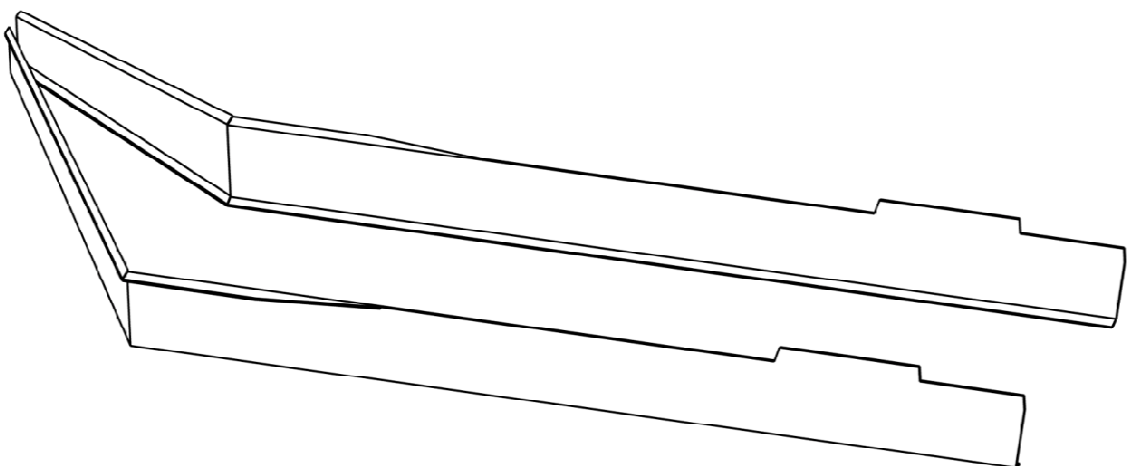


Figur 5-3: Rammekonstruksjonen, kun bestående av aluminiumsplater.

Rammekonstruksjonen, bestående kun av aluminiumsplater uten øvrige komponenter og sammenføyningsdetaljer slik den fremgår av Figur 5-3, får dermed en egenvekt på **41,8 kg**.

Mesteparten av rammens underside er ikke kledd igjen av plater slik at motor, drivstofftank eller batterier, og andre chassiskomponenter kan monteres under kupeen. For eksempel vil tilgangen til motoren være god ved at kjøretøyet tippes over med maksimal tilteinkel.

### 5.2.1 Hovedprofiler



Figur 5-4: Rammens vertikale hovedprofiler langs sidene. Profilene utformes av aluminiumsplater med tykkelse 5 mm.

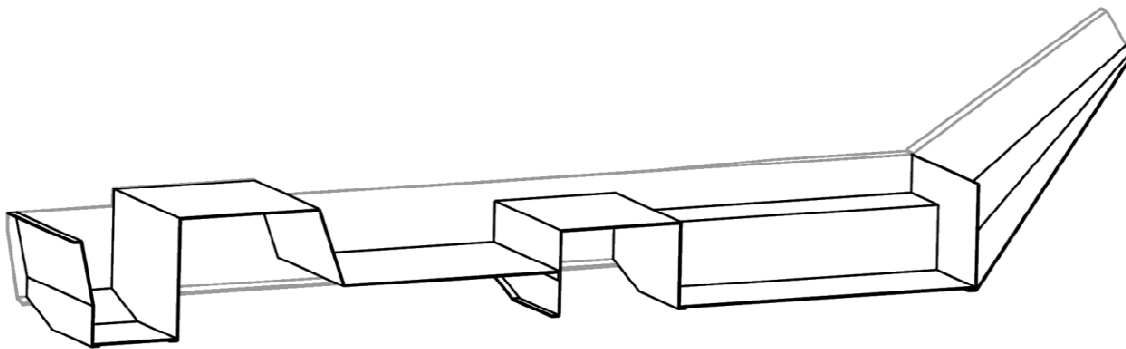


Hovedprofiler langs sidene med form som z-profil i den fremste delen der bøyemomentene er størst. Profilene kan utformes fra en hel plate som skjæres til, knekkes til flenser oppe og nede og deretter knekkes litt til siden i overgangen slik at man unngår behovet for sveising.

Benytter her **aluminium 5083** med **platetykkelse 5 mm**.

Tverrsnittsmodule, for begge profilene til sammen, i overgangen til den skrå delen og i enden ved innfesting til forhjulsgaffelen tilsvarende de verdiene som ble anbefalt i grunnlagsberegningene.

### 5.2.2 Tverrplater



*Figur 5-5: Rammen snittet i midtplanet for å vise tverrplatene. Tverrplatene utformes av knekte aluminiumsplater med tykkelse 3 mm.*

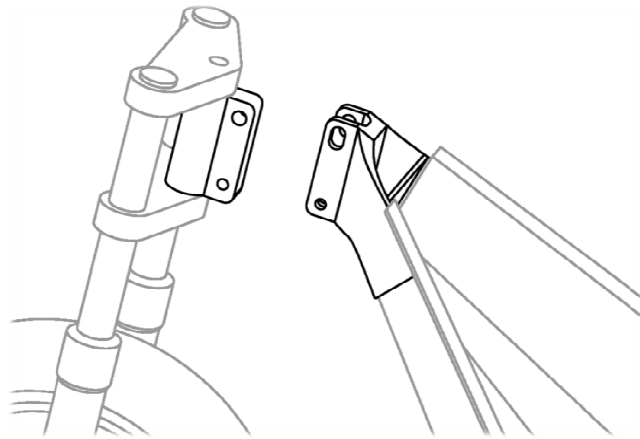
Plater monter på tvers i rammekonstruksjonen fungerer både som avstivning og som avskjerming av kupeen.

Gulvet i fremste del og bakerst ved bagasjerombrønnen består av plater som er knekt på langs i forhold til rammens lengderetning. De øvrige platene er knekt på tvers i forhold til lengderetningen.

Benytter her **aluminium 5083** med **platetykkelse 3 mm**.

Modellen antyder en løsning for sammenføyning med knekte kanter som overlapper på neste plate. Disse kan dermed eventuelt limes sammen. Sammenføyningsmetode og nødvendig overlappning er ikke en del av denne rapporten og spesifiseres dermed ikke videre.

### 5.2.3 Innfesting av forhjulsgaffel

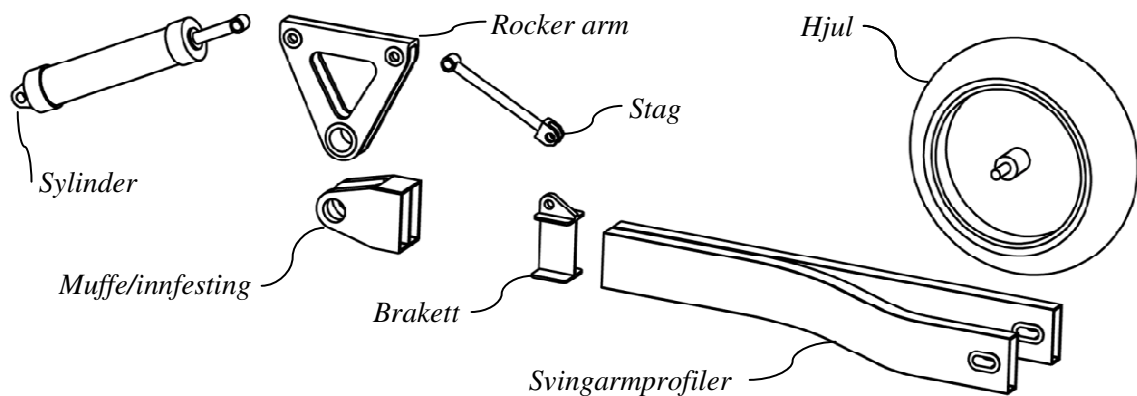


Figur 5-6: Prinsipiell løsning for innfesting av forhjulsgaffelen med braketter og to bolter.

Modellen er her kun en prinsipiell illustrasjon av hvordan forhjulsgaffelen kan monteres til rammen. Løsningen består av to braketter med hull til to bolter. Det øverste hullet er i den største braketten et slissespor slik at all vertikal kraft virker først på den nedre boltene. Denne boltene er en skjærforbindelse og dermed et fail-safe element (boltene vises ikke i figuren). Den fremste braketten bør tilpasses slik at den passer til en eksisterende forhjulsgaffel for motorsykkel.

Detaljert utforming og dimensjonering, spesielt i forhold til sammenføyningen til rammen er ikke beregnet og spesifisert. Dermed er heller ikke materialet for disse komponentene spesifisert, med det kan være aktuelt med for eksempel støpt eller frest aluminium, eller formstøpt karbonfiber.

## 5.3 BAKHJULSOPPHENG



Figur 5-7: Eksplovert fremstilling av det venstre bakhjulsoppheng.

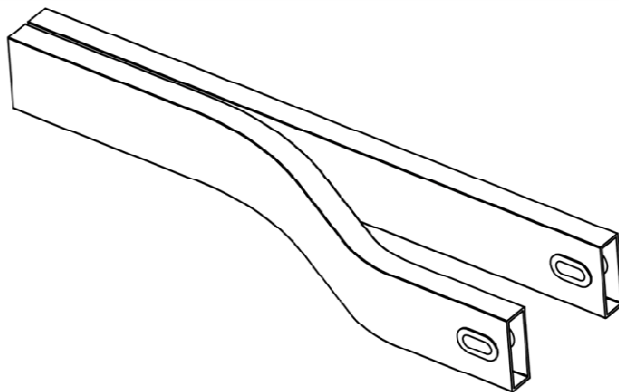
Modellen i Figur 5-7 viser det venstre bakhjulsopphenget. Løsningen er basert på det tidligere valgte prinsippet med to svingarmprofiler som roteres ved hjelp av en hydraulisk sylinder. Sylinderkraften overføres via et leddet element (rocker arm) og et stag til svingarmprofilene. Staget er dimensjonert for å fungerer som et fail-safe element.

Hjulopphenget er festet til rammen på to steder; ved sammenkoblingskomponenten for svingarmene og rocker armen, og i enden av sylindere.

Geometrien er tilpasset slik at hele kjøretøyet kan tiltes opp mot  $45^\circ$  begge veier. Da roteres den ene svingarmen  $45^\circ$  den ene veien mens den andre roterer motsatt ca.  $13,6^\circ$  i forhold til nøytralstillingen.

I denne rapporten er det kun svingarmprofilene og diameteren på staget som er beregnet og dimensjonert. De øvrige komponentene er kun inkludert for å illustrere den prinsipielle løsningen og for å få en helhetlig modell. Modellen inkluderer ikke bolter og andre festelementer. I henhold til oppgavebegrensningene og tidligere forklaringer er heller ikke drivverk og bremsesystem inkludert.

### 5.3.1 Svingarmprofiler



Figur 5-8: Svingarmprofiler bestående av hule firkantprofiler i aluminium.

Svingarmene består av to hule firkantprofiler hentet fra standardkatalogen til Hydro Aluminium Profiler [43].

Profilene har dimensjon: **120 x 40 x 4 mm**, og lages i **aluminium 6082-T6**.

Til sammen veier de to profilene **ca. 7 kg**.

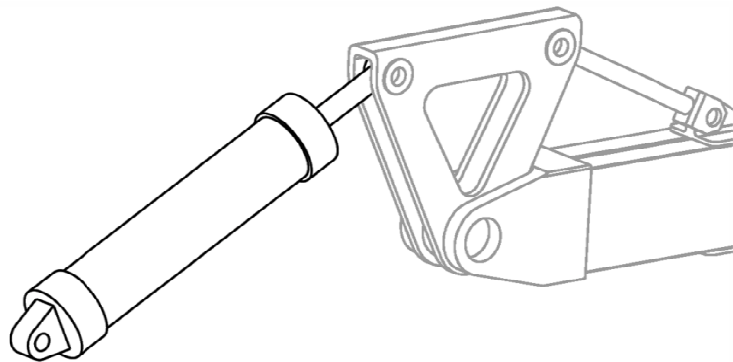
Det ene profilet bøyes to steder som en *s*, for å skape et mellomrom med plass til bakhjulet. Bøyer kun det ene profilet slik at hjulet blir plassert litt til siden for innfestingspunktet til rammen. Dette gjøres for å unngå konflikt med rammens bakre del. Alternativet hadde vært å gjøre rammen smalere i den bakre delen, flytte innfestingspunktet lenger unna rammen eller benytte en enkel svingarm. Alle disse alternativene er vurdert til å gi flere ugunstige konsekvenser enn den valgte løsningen.

Radiusen for bøyingen avhenger både av det nødvendige mellomrommet mellom profilene på grunn av bredden til hjulet, og hva som faktisk lar seg gjøre for den aktuelle profildimensjonen uten å få ugunstige deformasjoner på innsiden, for tynne vegger på utsiden eller i verste fall sprekker i materialet.

Svingarmprofilene har utskjæringer til hjulakselen i form av slissehull, slik at hjulplasseringen kan justeres noe. Det er spesielt aktuelt ved kjede eller reimdrift, både for stramming og for montering.

Det bør også brukes forsterkende hylser slik at ikke akselen kun hviler på profilets tynne vegger.

### 5.3.2 Sylinder



*Figur 5-9: Hydraulisk sylinder for å rotere svingarmene og dermed tilte kjøretøyet. Sylindren er forenklet modellert og er kun ment for illustrasjon.*

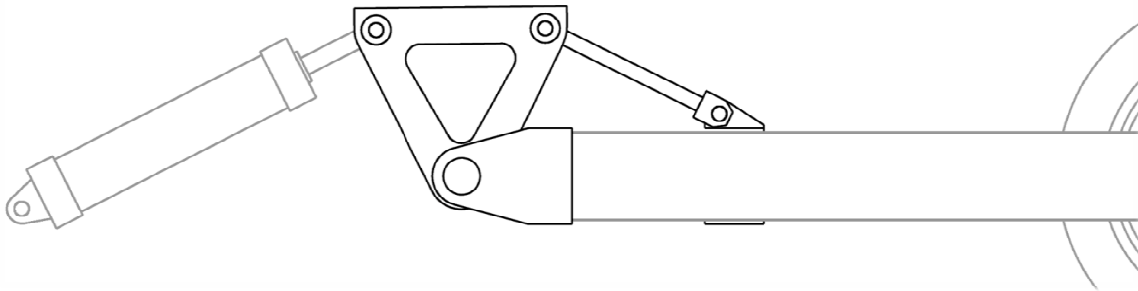
Utredning og endelig fastsettelse av spesifikasjoner for de hydrauliske sylindrene er ikke en del av denne oppgaven, men som en veiledende anbefaling for videre arbeid oppgis følgende opplysninger:

Nødvendig sylinderkraft, fra grunnlagsberegninger, er ca. 49,6 kN. Antar et maksimalt hydraulisk driftstrykk på 160 bar. I den internetbaserte sylinderkatalogen til *Bosch Rexroth* [46] kan man dermed finne en egnet dobbeltvirkende sylinder med modellbetegnelsen:

**CDL1MP5 63/36/245 (160 bar).**

Dimensjonene for denne sylindremodellen har dannet basisen for de modellerte sylindrene illustrert i figurene over.

### 5.3.3 Øvrige komponenter



Figur 5-10: Øvrige komponenter i bakhjulsopphenget som illustrerer prinsipløsningen.

Staget, som overfører sylinderkraften til svingarmen, er dimensjonert for å knekke ved en viss overbelastning (fail safe).

Staget har diameter **20,5 mm** og tilvirkes av **aluminium 6082-T6**.

Det leddede, trekantede kraftoverføringselementet (*rocker armen*), kan utformes av en metallplate som skjæres ut og knekkes to ganger. Eventuelt kan det benyttes komposittmaterialer for å spare vekt.

Braketten, som holder staget til svingarmen, er foreslått til å ligne en bit av en I-bjelke med et øre på toppen. Braketten plasseres mellom svingarmprofilene med anleggsflate både over og under (se også Figur 5-7). Denne kan for eksempel limes fast for å unngå sveis eller borer, da den er plassert ved det høyest belastede punktet på svingarmen.

Komponenten i midten fungerer både som en muffe som tres utenpå svingarmprofilene og en sammenkobling for kraftoverføringselementet og innfesting til rammen. Innfestingen til rammen bør være en aksel med relativt stor diameter for å tåle de høye bøyemomentene som vil oppstå.

Hvis denne akselen er hul og tilstrekkelig stor kan muligens en drivaksel føres i gjennom og drive bakhjulet med kjede, belte eller kardang.

Bolter og andre festelementer er ikke inkludert i modellen.

## 6 STRUKTUROPTIMERING

Løsningsforslaget beskrevet i forrige kapittel er utformet på bakgrunn av flere antakelser, og grunnlagsberegninger som er basert på relativt grove forenklinger. Det er derfor ønskelig å analysere modellen med FEM-verktøyet ANSYS Workbench for kontrollere mer reelle strukturspenninger og deformasjoner.

Gjennom strukturanalysene er det også mulig å vurdere utnyttelsesgraden til materialet slik at konstruksjonen kan slankes for å redusere egenvekten.

Konstruksjonen vurderes også i forhold til aktuelle gunstige produksjonsmetoder, og fremstillingsprosedyren for hovedelementene beskrives kort.

### 6.1 STRUKTURANALYSE

I første omgang analyseres konstruksjonen slik den foreligger fra forrige kapittel.

Hovedelementene behøver i utgangspunktet kun sjekkes for maksimale belastninger, men fordi de ulike belastningstilfellene gir ulike lastplasseringer må rammekonstruksjonen analyseres for flere tilfeller:

1. Global modell av rammen med maksimale belastninger på fremre del. Det tilsier belastningen ved støt mot forhjulet ved brems og full sving, tilsvarende grunnlagsberegningene.
2. Lokal modell av rammens fremre del som utsettes for støt mot forhjulet ved full brems. Dette er en konservativ vurdering som forutsetter at hele den horisontale belastningen tas opp av den fremre delen på grunn av massetreghet til resten av konstruksjonen, slik det også er beskrevet i grunnlagsberegningene.
3. Grunnlagsberegningene forutsetter at bakhjulsopphenget er festet til rammen helt bakerst. Siden svingarmene til bakhjulene er opplagret lenger fremme må rammekonstruksjonen også sjekkes for maksimale belastninger bakover. Det inntreffer ved støt mot bakhjulene i full sving og maks akselerasjon, eventuelt bratt oppoverbakke.
4. Bakhjulsopphenget analyseres isolert i likhet med grunnlagsberegningene og kontrolleres for maksimalbelastningen ved støt mot bakhjulet under maks akselerasjon og full sving.

Merk at koordinatsystemet i analysefigurene ikke tilsvarer det fastsatte systemet benyttet ellers i denne rapporten. Retning på krefter i dette kapittelet angis i parentes mhp. aksene i analysefigurene.

Samtlige beregningsmodeller analyseres lineært og benytter en konvensjonell aluminiumslegering med E-modul lik 70 000 MPa.

Samtlige verdier og spenningsplot refererer til ekvivalente von-Mises spenninger.

## 6.1.1 Ramme, belastningstilfelle 1

### 6.1.1.1 Beregningsmodell

(Figur 6-1): Innfestingen til gaffelen skal ikke detaljeres og er derfor erstattet av en massiv del med høy stivhet relativt til resten av konstruksjonen, slik at eventuell lokal deformasjon i innfestingen ikke tas med. Alle kontaktflater betraktes som limt sammen til ett stykke.

Kreftene fra Tabell 14 er redusert noe pga. hjulopphengenes anslåtte egenvekt:

Foran:  $15000\text{ N} - 200\text{ N} = 14800\text{ N (+y)}$ .

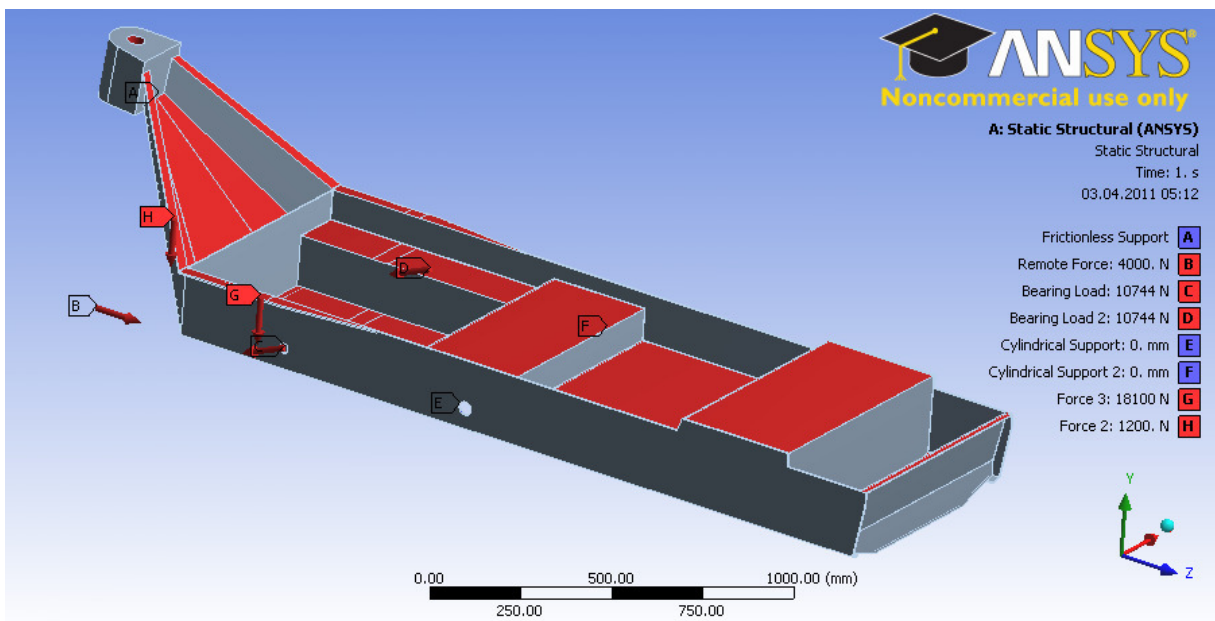
Bak:  $5100\text{ N} - 600\text{ N} = 4500\text{ N (+y)}$ .

Sylinderkreftene på hver side er påført som lagerbelastninger i innfestingshullene. Størrelse og retning på sylinderkraften er beregnet i V06.

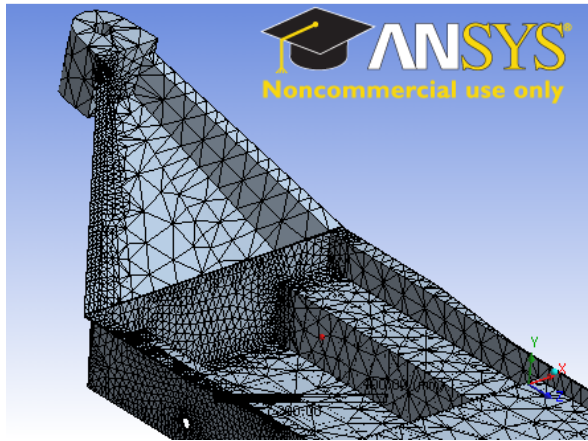
Fordeler  $1200\text{ N (-y)}$  på alle horisontale flater for å ta høyde for minimum statisk belastning fra karosseri, interiør, motor etc. Flatene merket B påføres hovedbelastningen på  $18100\text{ N (-y)}$ . Denne flaten er plassert slik at de totale opplagerkreftene foran og bak tilsvarer de reduserte verdiene beskrevet over. Påfører også i gaffelinnfestingen en horisontal kraft på  $4000\text{ N (+z)}$  som virker fra det imaginære bakkekontaktpunktet til forhjulet.

Undersiden av klossen som erstatter gaffelinnfestingen er friksjonsfritt opplagret, og det benyttes sylindriske opplagere i hullene hvor bakhjulsopphenget skal festes (kun fri for rotasjon om x-aksen).

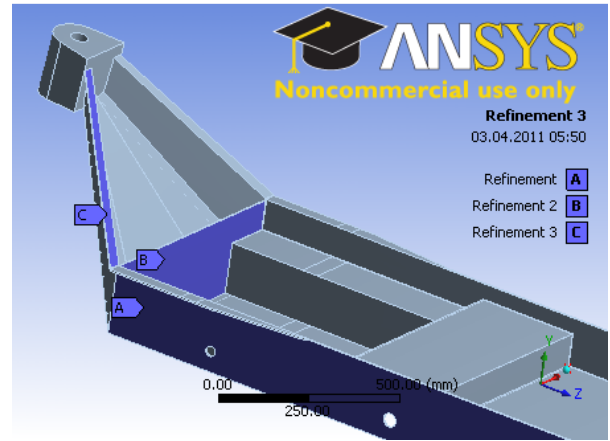
(Figur 6-2 og Figur 6-3): Modellen er meshet totalt 168590 noder og 105082 elementer. Meshet er raffinert ved områder hvor det er ventet høye spenninger. På grunn av symmetri i modellen er det kun nødvendig å betrakte den ene halvdel, og meshet behøver derfor ikke å være like fint på begge sider.



Figur 6-1: Analyseoppsett for rammen ved belastningstilfelle 1



Figur 6-2: Mesh for modellen med 168590 noder og 105082 elementer



Figur 6-3: Raffinering av mesh der det forventes høye spenninger

### 6.1.1.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-4): Overblikk over fordelingen av ekvivalente von-Mises spenninger. Maksimalspenningen på ca. 280 MPa ser ut til å opptre svært lokalt. Fargeskalaen er satt til å vise rødt over tillatt flytegrense på 126,5 MPa. Plottet viser generelt lave spenninger i hele konstruksjonen.

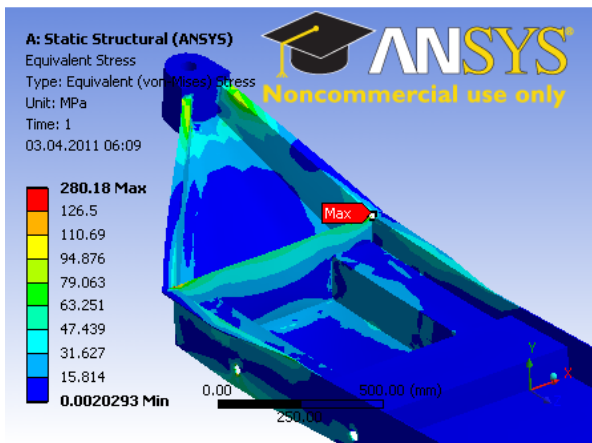
(Figur 6-5): Maksimalspenningen på 280 MPa opptrer ved en skarp overgang som ikke er reell for en virkelig konstruksjon. Rødt indikerer her spenninger over materialets flytegrense på 215 MPa, og som plottet viser er det ingen kritisk spredning av maksimalspenningene. Elementstørrelsene viser også at dette opptrer i den delen hvor meshet ikke er raffinert, og det er god grunn til å tro at denne spenningskonsentrasjonen skyldes en singularitet. Spenningskonsentrasjonen kan derfor neglisjeres.

(Figur 6-6): De høyeste reelle kritiske spenningene opptrer i overkant av flensen på hovedprofilen, nærme innfestingen til gaffelen. Høyeste spenninger i overflaten er i overkant av 90 MPa og dermed godt under tillatt spenning på 126,5 MPa. Fargeskalaen er satt til rødt over tillatt spenning.

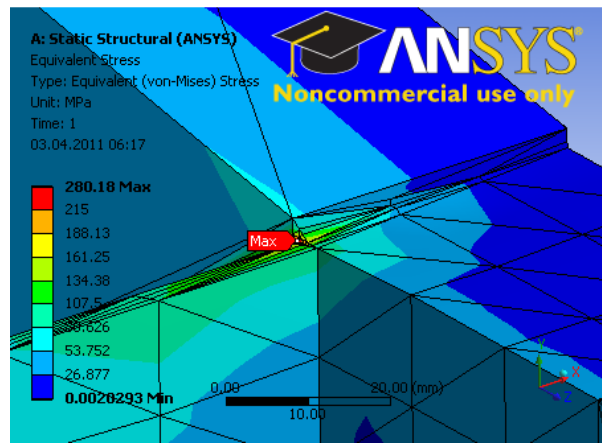
(Figur 6-7): De høyeste kritiske spenningene i resten av konstruksjonen er alle godt under tillatt flytegrense (maksimalspenningen er ikke reell). Den høyeste bøyespenningen fra grunnlagsberegningene oppstår i grunnprofilene ved overgangen til den skrå fremste delen. Men grunnlagsberegningene tar kun utgangspunkt i de to langsgående bjelkene. Platene som her er implementert på tvers bidrar i utstrakt grad til økt strukturell styrke. Figuren viser rødt over tillatt flytegrense og alle de blå områdene indikerer relativt stor overskuddskapasitet i materialene.

(Figur 6-8): Deformasjonene i vertikal retning (+y) er relativt små sett i forhold til totalstørrelsen. Baken løftes ca. 4,2 mm opp, mens gulvet foran synker maksimalt ca. 2,7 mm.

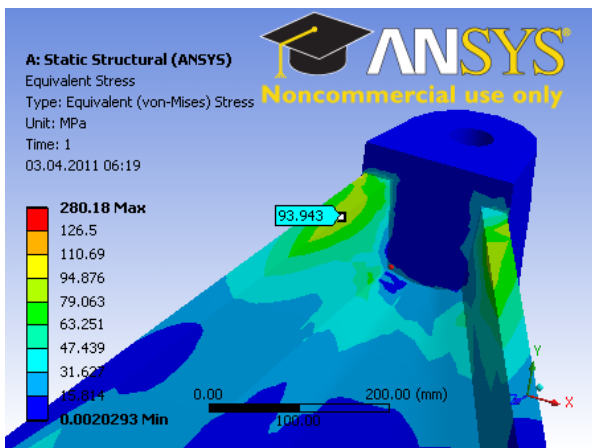




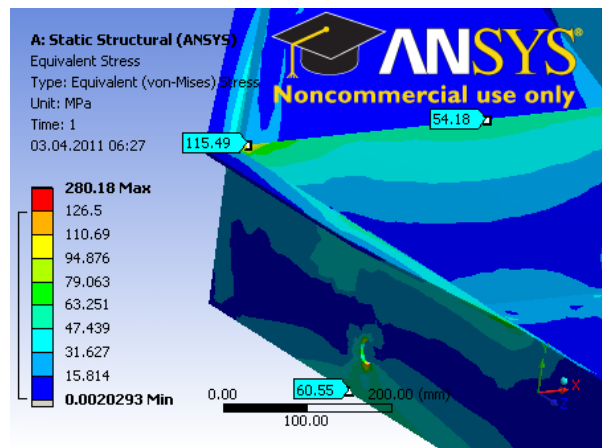
Figur 6-4: Von-Mises spenninger ved belastningstilfelle 1. Maks 280 MPa, men ellers lave spenninger.



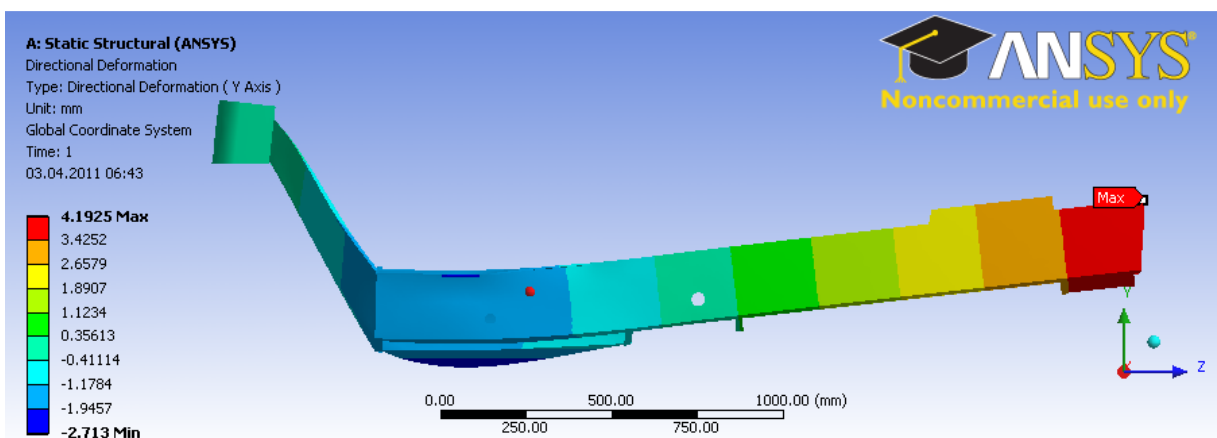
Figur 6-5: Spenningskonsentrasjon opp mot 280 MPa i en urealistisk skarp overgang. Ikke kritisk.



Figur 6-6: Reelle maksimalspenninger ved knutepunktet er under 95 MPa.



Figur 6-7: Ingen spenningstopper over tillatt grense på 126,5 MPa.



Figur 6-8: Relativt liten vertikal deformasjon på maks 4,2 mm bak (+y) og 2,7 mm foran (-y).

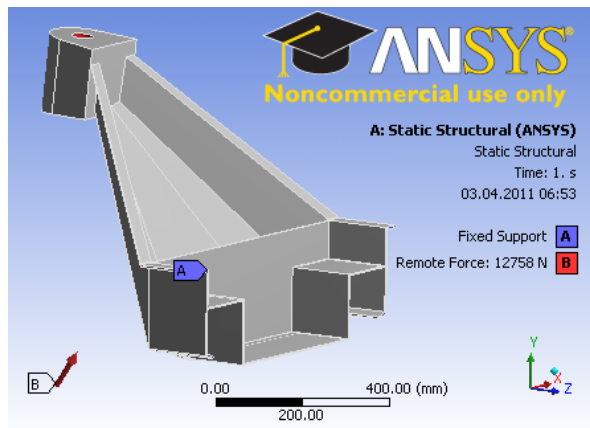
## 6.1.2 Ramme, belastningstilfelle 2

### 6.1.2.1 Beregningsmodell

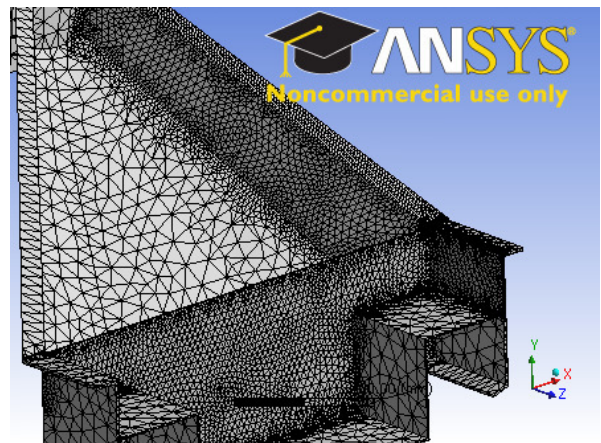
(Figur 6-9): Ønsker i likhet med grunnlagsberegningene å betrakte en konservativ situasjon ved å la den fremste delen av konstruksjonen ta opp hele det horisontale støtet mot forhjulet. Modellen er dermed snittet nærme overgangen til den skrå fremre delen.

Modellen er fast innspent i snittet, og en kraft er påført sylinderen i blokka som erstatter gaffelinnfestingen og virker fra posisjonen som tilsvarer bakkekontaktpunktet til forhjulet. Kraften er resultatanten av 10,6 kN vertikalt (+y) og 7,1 kN horisontalt (+z).

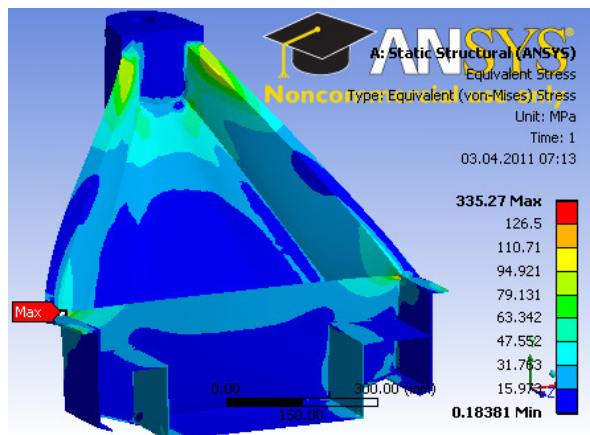
(Figur 6-10): Modellen er meshet med 184671 noder og 116157 elementer, med flest elementer der det skal kontrolleres for kritiske spenninger.



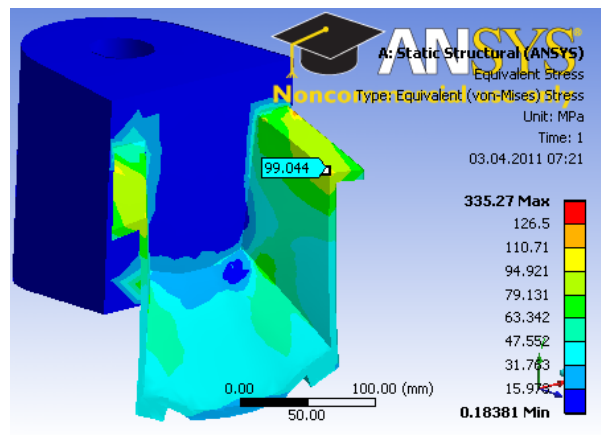
Figur 6-9: Analyseoppsett for rammens fremste del ved belastningstype 2.



Figur 6-10: Mesh for modellen med 184671 noder og 116157 elementer.



Figur 6-11: Maksimalspenning på 335 MPa i hjørnet med ukurant geometri.



Figur 6-12: Høyeste reelle spenninger på 99 MPa og dermed godkjent.

### 6.1.2.2 Spenninger

(Figur 6-11): I likhet med den forrige analysen oppstår det også her en maksimalspenning på ca. 335 MPa i hjørnet med ugunstig geometri, og spenningstoppen er ikke realistisk. Fargeskalaen er justert iht. tillatt flytegrense på 126,5 MPa.

(Figur 6-12): Høyeste reelle kritiske spenninger opptrer i overflaten på flensen til hovedprofilet. Modellen er snittet for å vise at spenningene ikke øker gjennom tverrsnittet. Ingen spenninger over tillatt flytegrense og den høyeste spenningen er ca. 100 MPa.

Deformasjonsplot til denne modellen gir ingen særlig realistisk eller verdifull informasjon og er derfor ikke tatt med.

### 6.1.3 Ramme, belastningstilfelle 3

#### 6.1.3.1 Beregningsmodell

(Figur 6-13): Modellen er i hovedsak den samme som den første, med unntak av at de vertikale kreftene nå er størst bak.

Tar utgangspunkt i kreftene fra belastningstilfellet der bakhjulene får et støt ved maksimal akselerasjon og full sving.

Trekker fra egenvekten til hjulopphenget og benytter vertikale krefter; 2,13 kN foran og 10,36 kN bak.

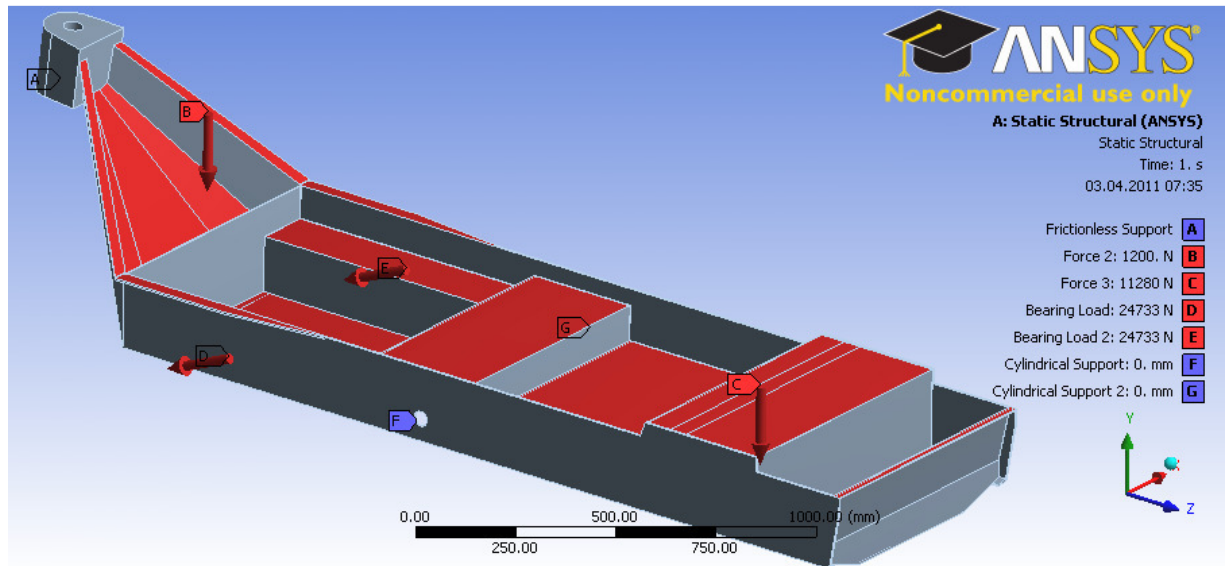
Ser bort i fra horisontale krefter på bakhjulene da dette tas opp lokalt av svingarmene.

Bruker tilsvarende metode som i vedlegg V06 og får sylinderkrefter på 24733 N.

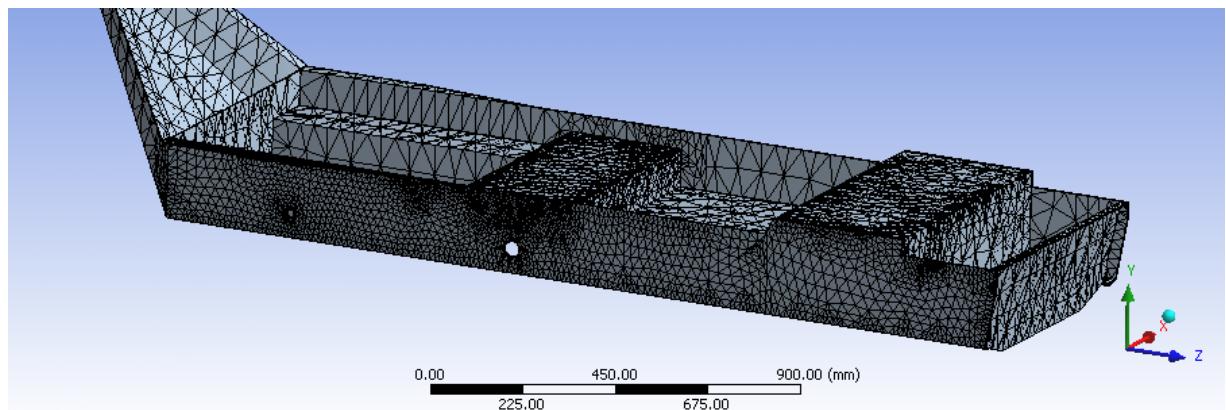
Forutsetter også her at 1200 N er jevnt fordelt på alle horisontale flater, og den resterende hovedbelastningen på 11280 N er plassert på et lite område, slik at de opprinnelige opplagerkreftene er ivaretatt.

(Figur 6-14): Ønsker primært å vurdere de langsgående hovedbjelkene og raffinerer derfor meshet langs den ene ytterflaten.

Totalt har meshet 167261 noder og 105158 elementer.



Figur 6-13: Analyseoppsett for belastningstilfelle 3 der hovedbelastningen er plassert bak.



Figur 6-14: Mesh med 167261 noder og 105158 elementer, med raffinering langs siden.

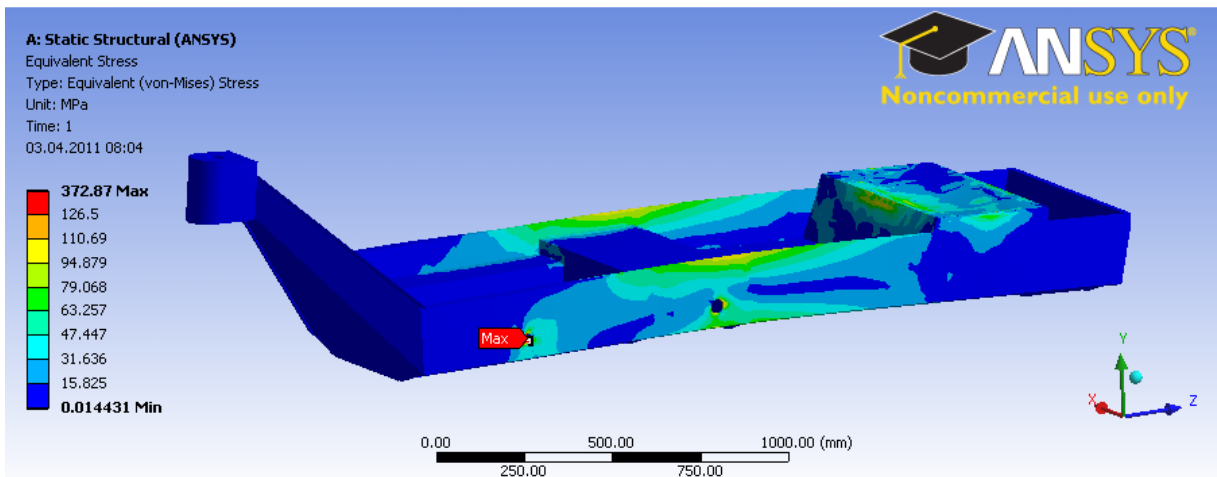
### 6.1.3.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-15): Maksimalspenningen på ca. 373 MPa inntreffer ved hullkanten til sylindrefestet. Dette punkt er ikke detaljert og er derfor ikke relevant.

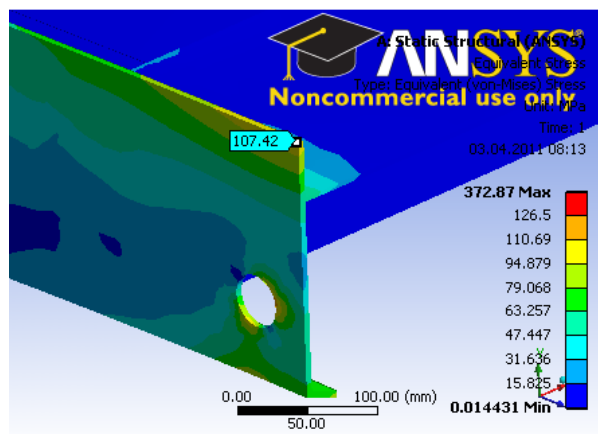
Fargeskalaen viser rødt over tillatt flytespenning 126,5 MPa og plottet viser ingen røde felter i modellen. Konstruksjonen har generelt høy kapasitet og de blå områdene indikerer ubelastede eller nøytrale soner, med muligens overflødig materiale.

(Figur 6-16): Høyeste kritiske spenning i overflaten til hovedprofilet på ca. 107 MPa. Modellen er snittet rett etter opplagerpunktet til svingarmene, og viser ingen spenninger gjennom tverrsnittet.

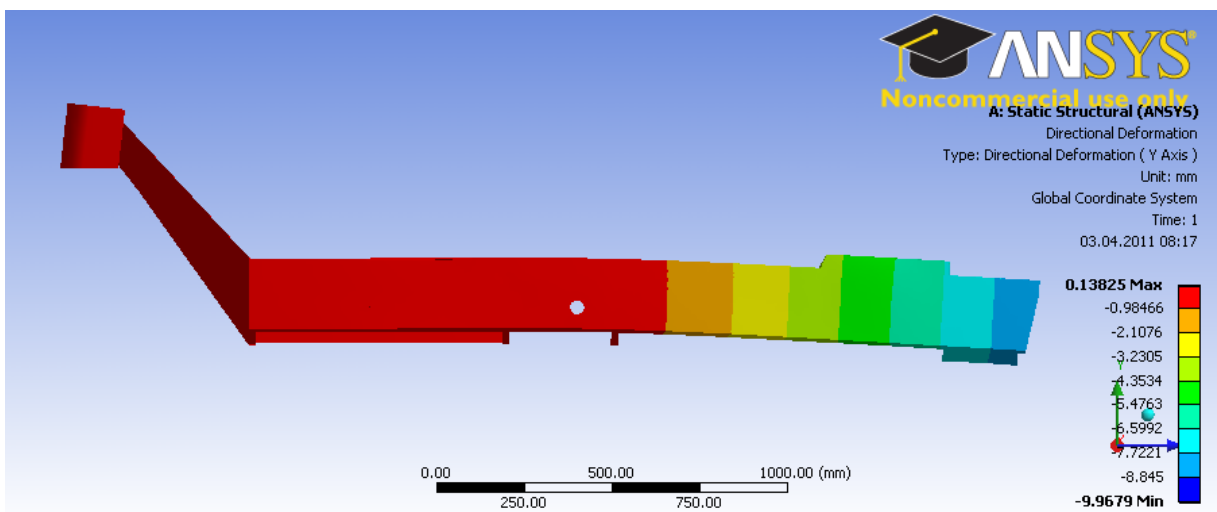
Figur 6-17: Den vertikale deformasjonen (y-retning) er som forventet størst bakerst på konstruksjonen, og måler i underkant av 10 mm (-y), noe som er relativt lite.



Figur 6-15: Maksimalspenning på ca. 373 MPa ved hullkanten til sylindrefestet. Punktet er ikke detaljert og spenningen er derfor ikke relevant.



Figur 6-16: Høyeste reelle spenninger på ca. 107 MPa i overflaten på hovedprofilene.



Figur 6-17: Største deformasjon bakerst på modellen er ca. 10 mm (-y).

## 6.1.4 Bakhjulsoppheng

### 6.1.4.1 Beregningsmodell

(Figur 6-18): Analysen skal kun vurdere de to sammensatte firkantprofilene og de øvrige komponentene er derfor forenklet en hel del.

Braketten til staget midt på svingarmen er tatt med i modellen fordi den vil bidra med stivhet i konstruksjonen.

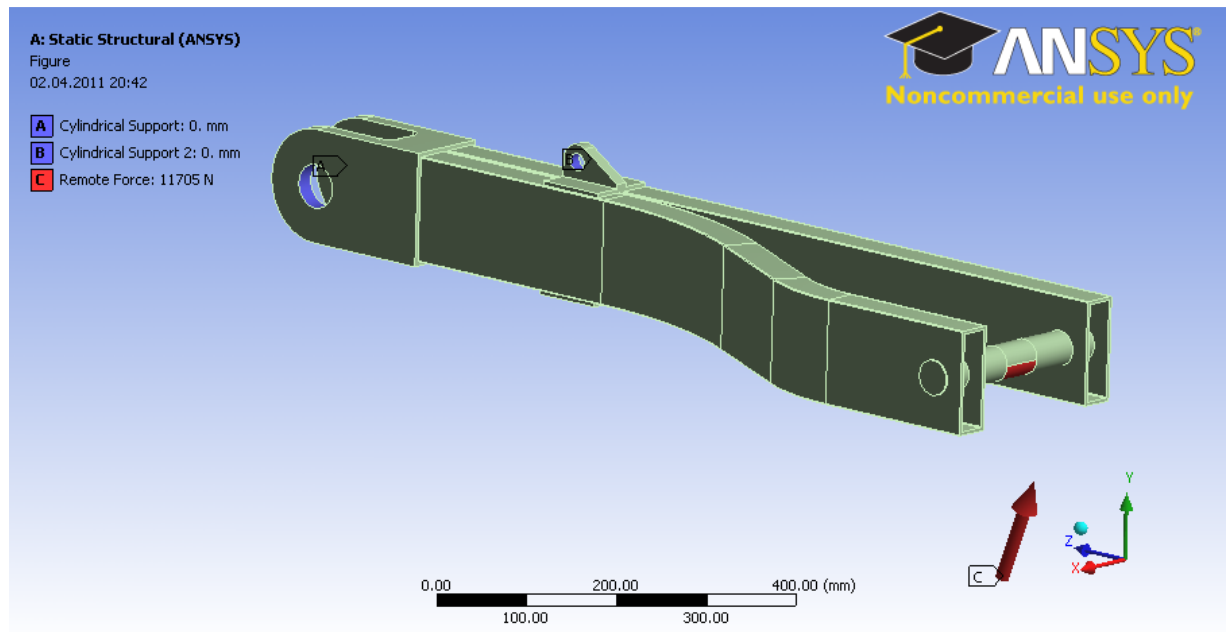
Innfestingen til rammen er ikke detaljert og vurderes ikke i denne rapporten, men den er likevel inkludert i modellen for å gi et realistisk opplager.

Hjulakselen er erstattet av en kraftig aksel slik at akselen i seg selv får en neglisjerbar deformasjon, som ellers kunne forvirret resultatet.

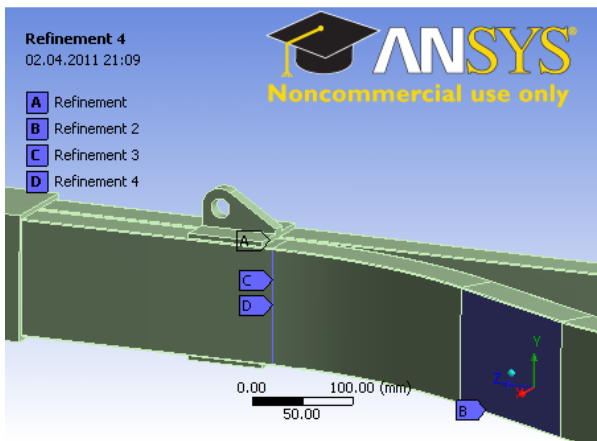
Opplageret A er frigjort for rotasjon (om x-aksen). Opplageret B er frigjort aksialt og for tangential rotasjon (med og om x-aksen).

Kraften er påført på midten og undersiden av hjulakselen og virker fra en avstand som tilsvarer kontaktpunktet til hjulet, 250 mm rett under akselen. Resultantkraften tilsvarer 11 kN vertikalt (+y) og 4 kN horisontalt (-z).

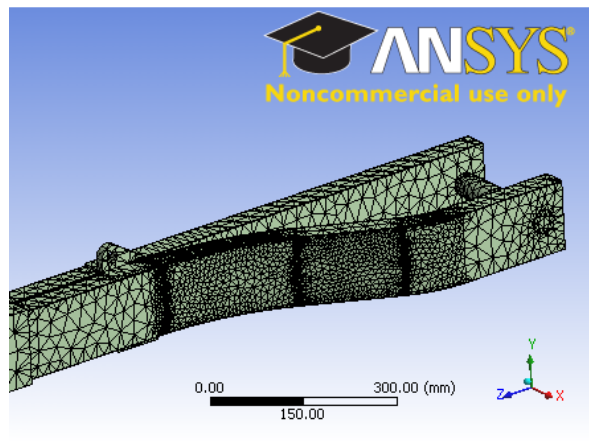
(Figur 6-19 og Figur 6-20): Meshet er raffinert ved områder hvor det er ventet høye spenninger. Meshet har totalt 144353 noder og 86403 elementer.



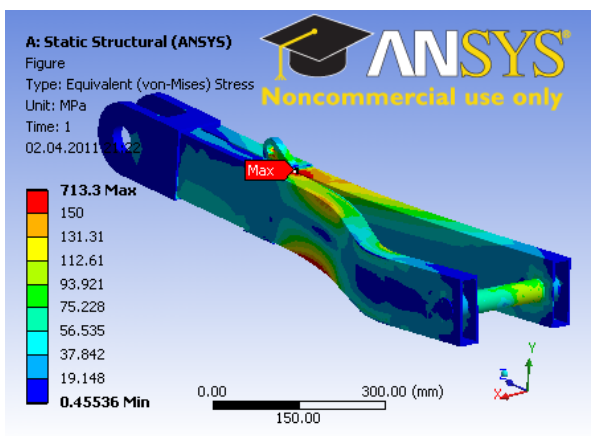
Figur 6-18: Analyseoppsett for en av svingarmene. Kraften påføres på hjulakselen fra en avstand som tilsvarer bakkekontaktpunktet for bakhjulet.



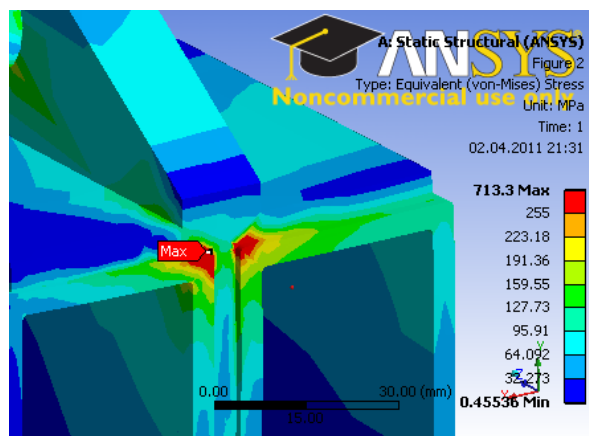
Figur 6-19: Raffinering av mesh i kritiske områder.



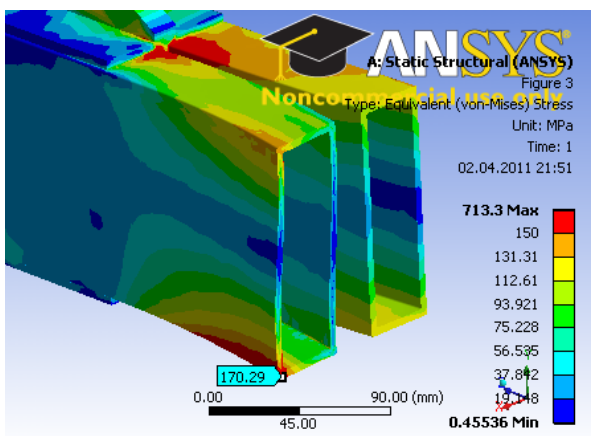
Figur 6-20: Mesh med totalt 144353 noder og 86403 elementer.



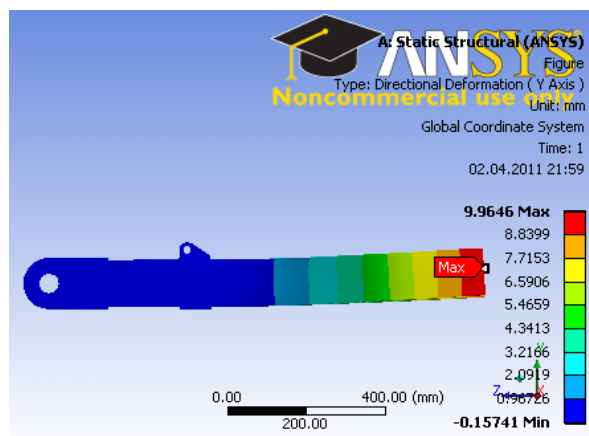
Figur 6-21: Maksimumspenning på hele 713 MPa ved kanten av braketten.



Figur 6-22: Spenningskonsentrasjonen opp mot 713 MPa er svært lokal, og ikke vurdert som kritisk.



Figur 6-23: Reelle kritiske spenninger på 170 MPa gjennom tverrsnittet.



Figur 6-24: Maksimal deformasjon i enden på ca. 10 mm (-y).

#### 6.1.4.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-21): Maksimumspenningen på 713 MPa ser ut til å opptre lokalt ved kanten av braketten og må etterforskes nærmere. Fargeskalaen er justert slik at alle spenninger over tillatt spenning 150 MPa vises med rødt.

(Figur 6-22): Zoomer inn på området ved maksimalspenningen på 713 MPa og snitter bjelkene rett før braketten. Setter fargeskalaen slik at rødt indikerer spenninger over flytegrensen; 255 MPa.

Plottet viser at flytspenningen opptre svært lokalt og strekker seg ikke gjennom bjelketverrsnittet. Spenningskonsentrasjonen skyldes den skarpe overgangen og skaper sannsynligvis en singularitet i beregningsmodellen. Maksimalspenningen i figuren er dermed neglisjerbar. I alle tilfelle er dette trykkspenning som trolig ikke ville ført til brudd i bjelken.

(Figur 6-23): Reelle kritiske spenninger i underkant av profilet der profilet bøyer til siden. Modellen er snittet slik at spenningene vises gjennom tverrsnittet. Fargeskalaen er justert til rødt over tillatt flytspenning på 150 MPa.

Plottet viser ekvivalente spenninger gjennom tverrsnittet rundt 170 MPa. Ingen spenninger er over flytegrensen, men over grensen som er satt med ønsket sikkerhet. Disse spenningene er dermed ikke akseptable.

(Figur 6-24): Maksimal vertikal deformasjon (y-retning) på ca. 10 mm i enden på svingarmen. Deformasjonen er ikke av avgjørende negativ karakter for svingarmen da det i praksis bare fungerer som en støtdemping. Deformasjonen er heller ikke så stor at det får konsekvenser for funksjonaliteten.

## 6.2 STRUKTURREVIDERING

Tar utgangspunkt i spenningsplottene over og vurderer utnyttelsen av materialene.

Det er ønskelig å begrense vekten til konstruksjonen og en del materiale som bidrar lite til strukturell styrke bør derfor fjernes, så sant det ikke går utover funksjonelle hensyn.

Blå områder i spenningsplottene indikerer svært lave spenninger og tilsier at man kan forsøke å fjerne noe av materialet.

Revidere her alle beregningsmodellene med hensyn på vektreduksjon og kjører alle analysene i forrige delkapittel på nytt for å verifisere endringene.



## 6.2.1 Revidert ramme, belastningstilfelle 1

### 6.2.1.1 Beregningsmodell

(Figur 6-25): Ønsker først å optimere fremre del av den horisontale strukturen. Den skrå delen frem til gaffelinnfestingen revideres etterpå med bakgrunn i belastningstilfelle 2.

Forsterker innfestingshullene til bakhjulsopphenget litt i modellen slik at ikke høye hullkantspenninger danner et feil bilde av spenningsfordelingen. (Senere arbeid må blant annet bestå i å detaljere og beregne innfestingen, for det er selvsagt ingen holdbar løsning at alt kun er festet i et hull i plateprofilen.)

Forenkler også geometrien litt i overgangen der maksimalspenningen oppstod i forrige analyserunde slik at det ikke blir like skarpe overganger.

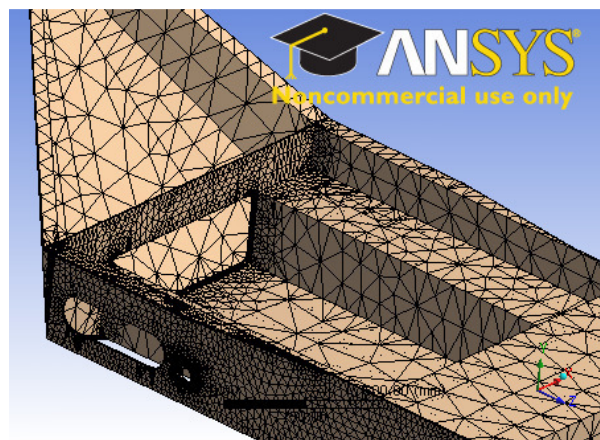
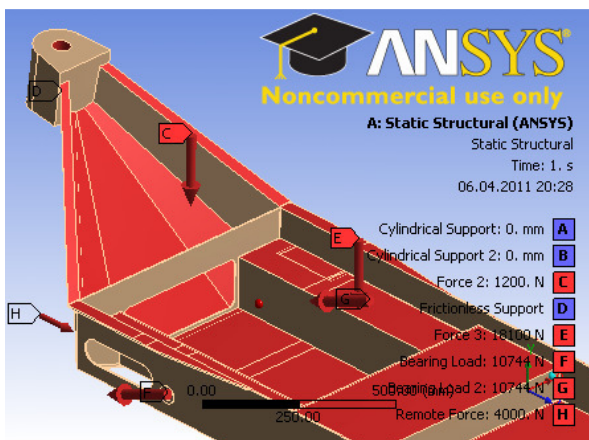
Skjærer ut et område foran på begge sider av hovedprofilen rundt nøytralsonen og antar at det ikke svekker strukturens styrke.

Fjerner også en del av materialet med lave spenninger i midten av den vertikale tverrplaten. Dette er også gunstig med tanke på beinplassen i kupeen.

De horisontale platene på tvers danner både gulvet og kjøretøyets nedre karosseri. Disse skal i første rekke fungere som avskjerming for kupeen og det er derfor ikke hensiktsmessig med mange og omfattende utskjæringer i disse, selv om mye av materialet rent strukturelt sett kan virke overflødig.

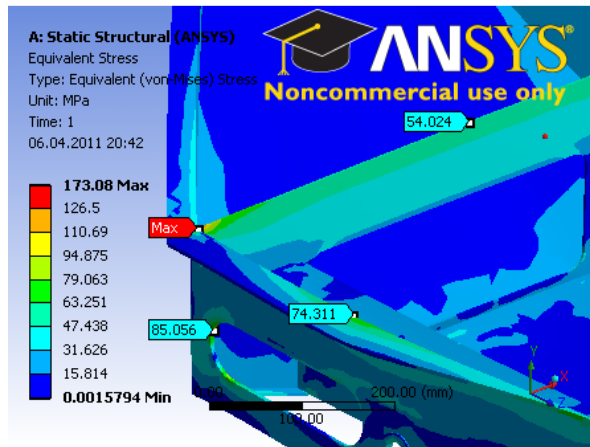
Krefter og opplagere er uendret fra forrige tilsvarende analyse med belastningstilfelle 1.

Figur 6-26: Raffinerer meshet for de mest relevante delene, og får totalt 201906 noder og 125814 elementer.

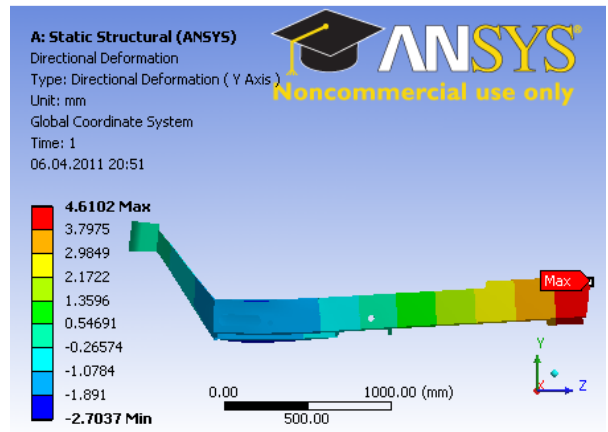


Figur 6-25: Analyseoppsett for belastningstilfelle 1, med revidert modell.

Figur 6-26: Mesh med totalt 201906 noder og 125814 elementer.



Figur 6-27: Spenningstopp i hjørnet på 173 MPa. Ellers lave maksimalspenninger, opp mot 85 MPa.



Figur 6-28: Vertikal deformasjon på 4,6 mm (+y) bakerst og 2,7 mm (-y) foran.

### 6.2.1.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-27): Maksimalspenningen på 173 MPa opptrer fortsatt i overgangen til den skrå delen. Spenningskonsentrasjonen bør etterforskes nærmere, men venter med tiltak til neste analysemodell med belastningstilfelle 2.

Forøvrig er det lave spenninger i hele konstruksjonen, godt under tillatt grense på 126,5 MPa. Utskjæringene gir litt høyere spenninger enn tidligere, men den høyeste spenningen på 85 MPa er likevel godt under tillatt nivå.

(Figur 6-28): Den vertikale deformasjonen er maksimalt 4,6 mm (+y) bakerst og ca. 2,7 mm (-y) i fremre del. Det er kun en marginal økning fra forrige analysemodell, og modifikasjonene kan dermed godkjennes med tanke på deformasjon.

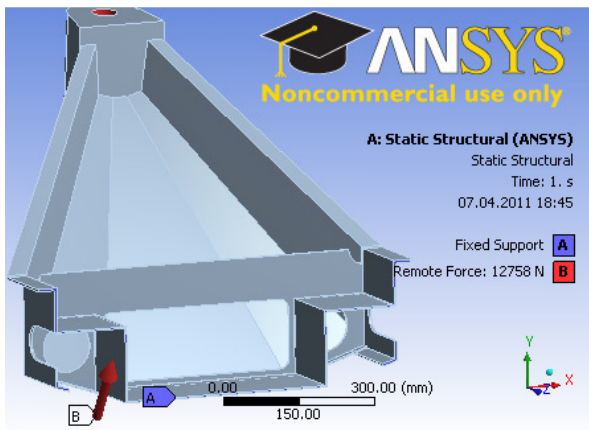
## 6.2.2 Revidert ramme, belastningstilfelle 2

### 6.2.2.1 Beregningsmodell

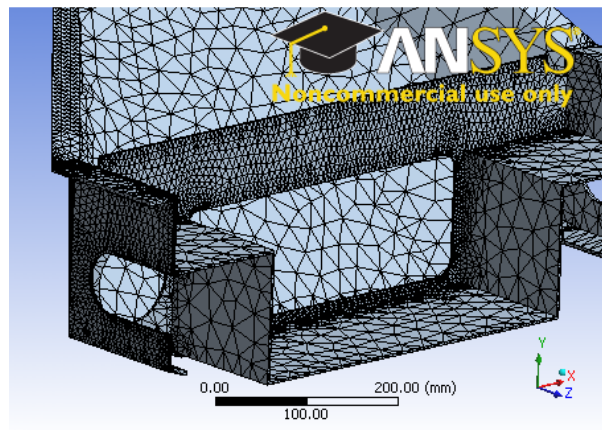
(Figur 6-29): Analyserer den fremre delen av rammen med samme forutsetninger som i belastningstilfelle 2 i forrige delkapittel.

Modellen har nå fått to store sirkulære utskjæringer i den vertikale tverrplaten, eller *torpedoveggen*, da spenningene her er svært lave. I knutepunktet, som førte til høye maksimalspenninger, er tverrplaten kuttet litt i hjørnet for å redusere spenningskonsentrasjonen. Resten av platene har også som oppgave å skjerme kupeen og ingen videre utskjæringer er dermed gjort.

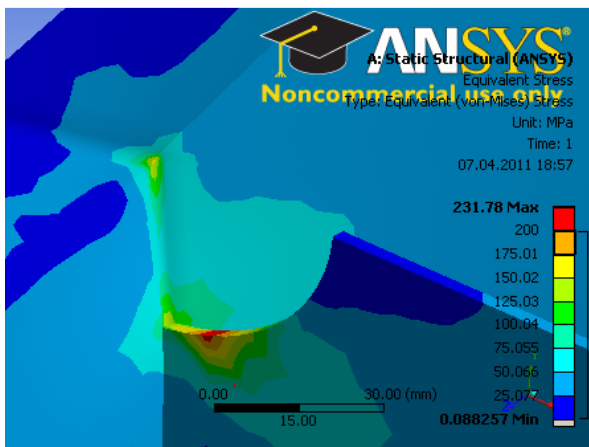
(Figur 6-30): Modellen er meshet med 187034 noder og 116049 elementer, med finest mesh i de mest interessante delene.



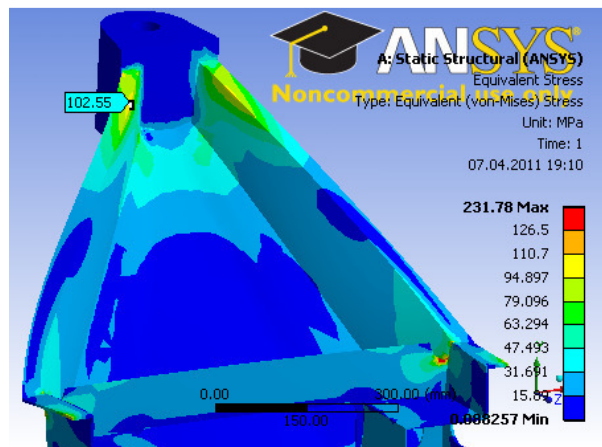
Figur 6-29: Analyseoppsett for revidert ramme og belastningstilfelle 2. Utskjæringer i tverrplaten



Figur 6-30: Mesh med totalt 187034 noder og 116049 elementer. Finere mesh i interessante deler.



Figur 6-31: Svært lokal maksimalspenning på ca. 232 MPa i hjørnet. Under flytegrensen og akseptabel.



Figur 6-32: Høyeste spenninger i resten av konstruksjonen på 102,5 MPa, og revideringen er ok.

### 6.2.2.2 Spenninger

(Figur 6-31): Maksimalspenningen på ca. 232 MPa opptrer fortsatt i hjørnet på den vertikale tverrplaten ved overgangen til den skrå delen. Men spenningen er relativt lokal og er uansett ikke over materialets flytegrense på 255 MPa (spenninger over 200 MPa vises her som rødt). Spenningstoppen kan dermed aksepteres.

(Figur 6-32): Høyeste spenninger i resten av konstruksjonen er på ca. 102,5 MPa i hovedprofilene nærme gaffelinnfestingen. Spenningene er under tillatt grense og den reviderte modellen av den fremre konstruksjonen kan godkjennes.

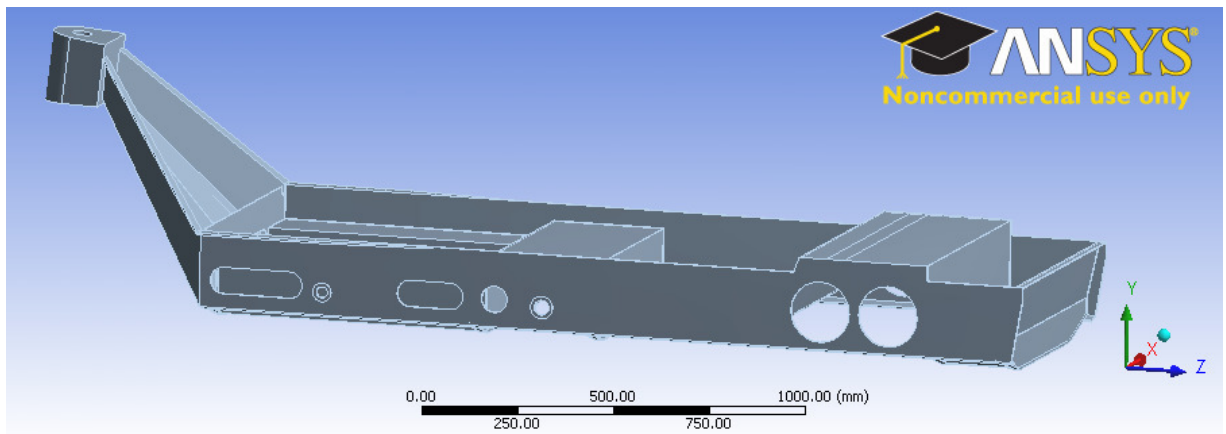
## 6.2.3 Revidert ramme, belastningstilfelle 3

### 6.2.3.1 Beregningsmodell

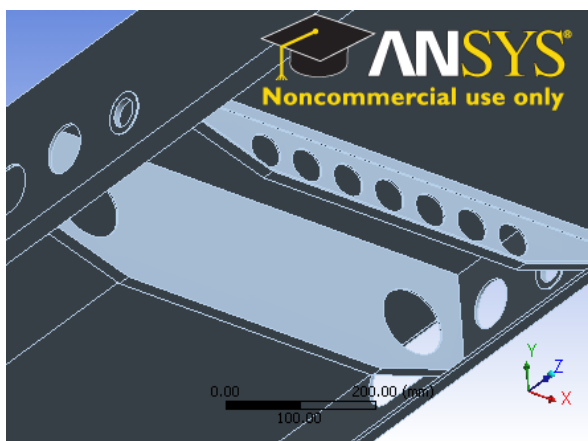
(Figur 6-33): Analyserer den bakre delen av modellen med samme forutsetninger som ved belastningstilfelle 3 tidligere. I henhold til spenningsplottet før revidering er litt av det minst belastede materialet skåret ut. Platedeler som danner vegger og gulv i kupeen er riktignok beholdt inntakt.

(Figur 6-34): De vertikale tverrplatene på undersiden har også fått en rekke sirkulære utskjæringer for å spare vekt.

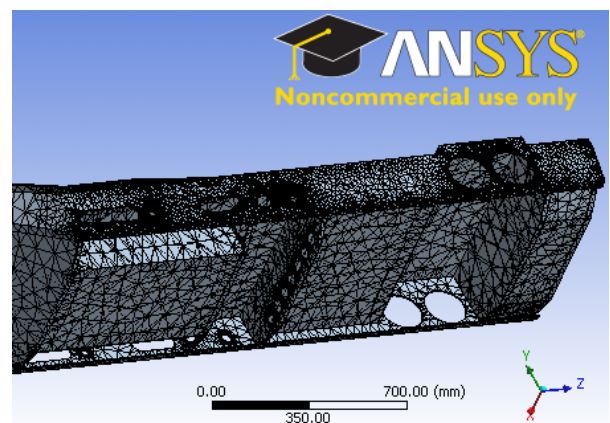
(Figur 6-35): Modellen er meshet med totalt 91463 noder og 47809 elementer. Meshet er raffinert på overflaten til det ene langsgående hovedprofilet.



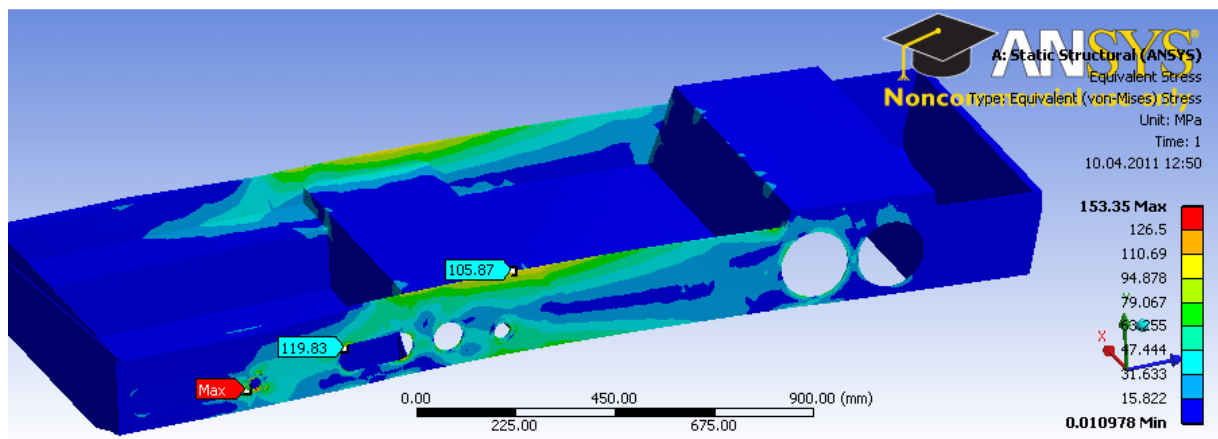
Figur 6-33: Analyseoppsett for revidert modell med forutsetninger fra belastningstilfelle 3.



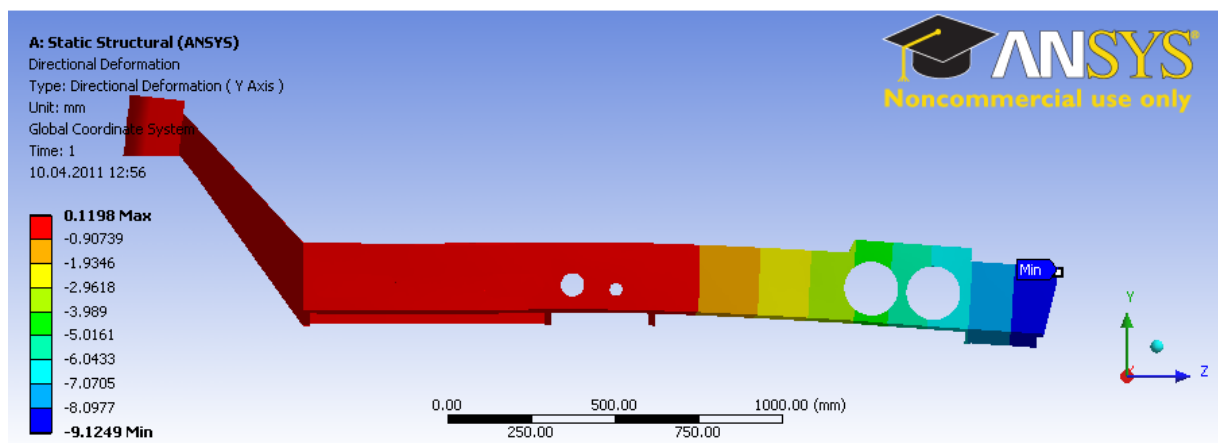
Figur 6-34: Utskjæringer i tverrplater på undersiden for å spare vekt.



Figur 6-35: Mesh med totalt 91463 noder og 47809 elementer.



Figur 6-36: Maksimalspenning på 153 MPa ved sylinderrinnfestingen er ikke relevant. Høyeste øvrige spenninger opp mot ca. 106 MPa og strukturevisjonen er ok.



Figur 6-37: Største deformasjon bakerst på konstruksjonen på ca. 9,1 mm (-y). Tilnærmet ingen endring pga. strukturevisjonen og resultatet er akseptabelt.

### 6.2.3.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-36): Maksimalspenningen på 153 MPa opptrer ved hullkanten til innfestingen av sylindere. Detaljen er ikke spesifisert i denne modellen og maksimalspenningen er derfor ikke relevant. De høyeste spenningene i resten av konstruksjonen opptrer ved kanten av den ene nye utskjæringen, ca. 120 MPa, og i overflaten øverst på hovedprofilen, ca. 106 MPa. Ingen maksimalspenninger er over tillatt flytegrense på 126,5 MPa (som ville blitt illustrert med rødt) og revisjonen av modellen kan dermed godkjennes.

(Figur 6-37): Den største vertikale deformasjonen (-y) ved den bakerste delen av rammen er ca. 9,1 mm (-y). Det er tilnærmet ingen endring fra forrige beregning og strukturevideringen har dermed ikke ført til uakseptabelt store deformasjoner.

## 6.2.4 Revidert bakhjulsoppheng

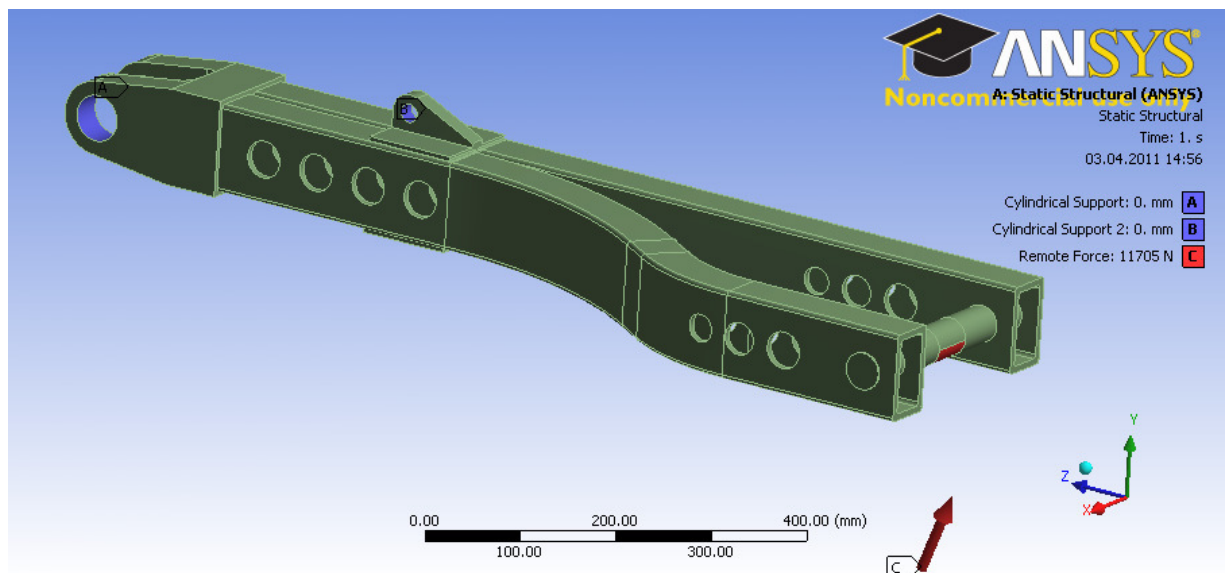
### 6.2.4.1 Beregningsmodell

(Figur 6-38): Ønsker lavere spenninger i firkantprofilene og erstatter med litt kraftigere standardprofiler fra *Hydro Aluminium Profiler* [43];

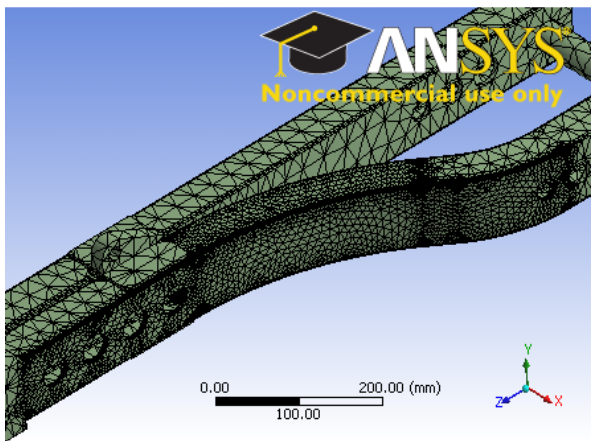
**XFR FIRKANT RØR 95 x 55 x 7,15**  
(prod. nr. 01950,  $W_b = 44,83 \text{ cm}^3$ )

Profilene har også fått sirkulære utskjæringer i nøytralsonene for å spare vekt. Forøvrig er oppsettet av beregningsmodellen tilsvarende forrige analyse av svingarmen.

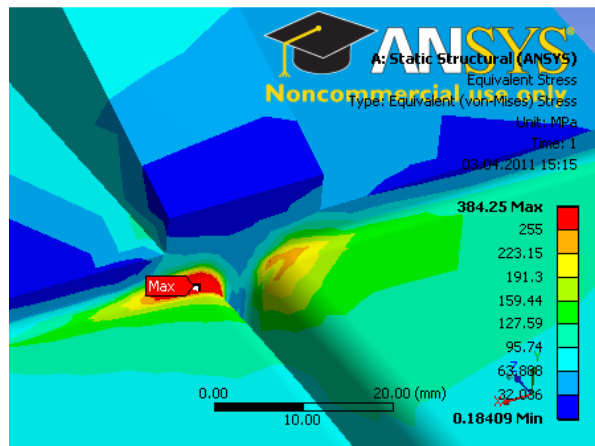
(Figur 6-39): Modellen er meshet med 187980 noder og 118498 elementer, og raffinert i områdene med høye spenninger.



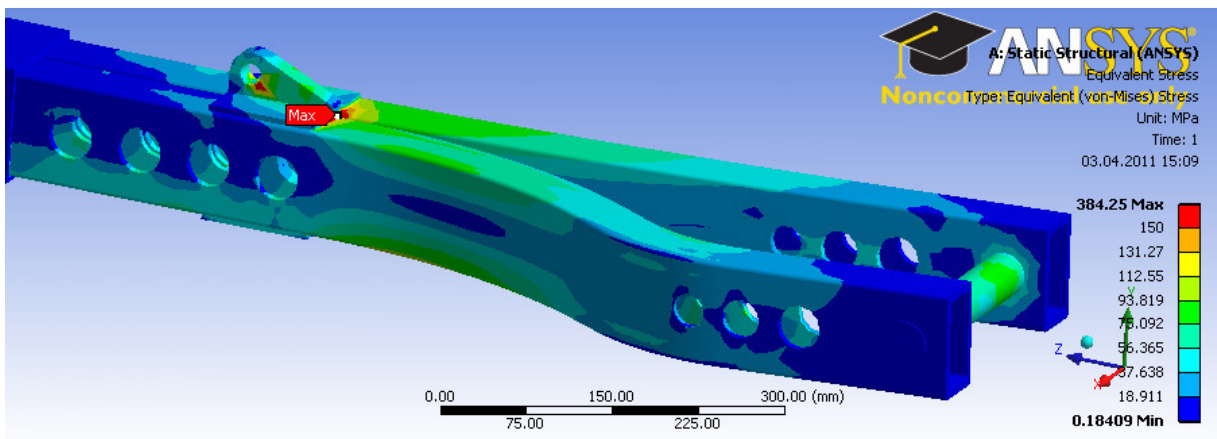
Figur 6-38: Analyseoppsett for revidert modell. Nye kraftigere firkantprofiler med sirkulære utskjæringer i nøytralsonene.



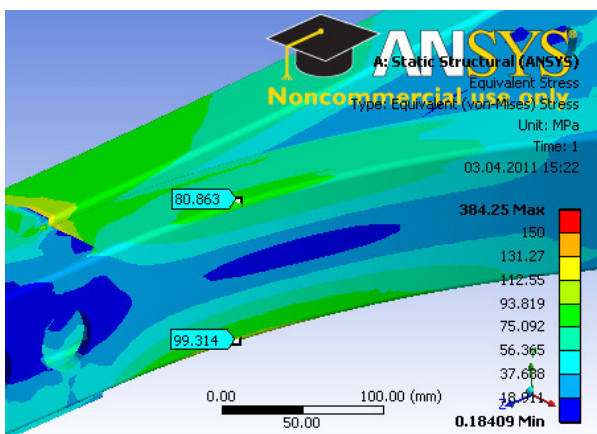
Figur 6-39: Mesh med totalt 187980 noder og 118948 elementer.



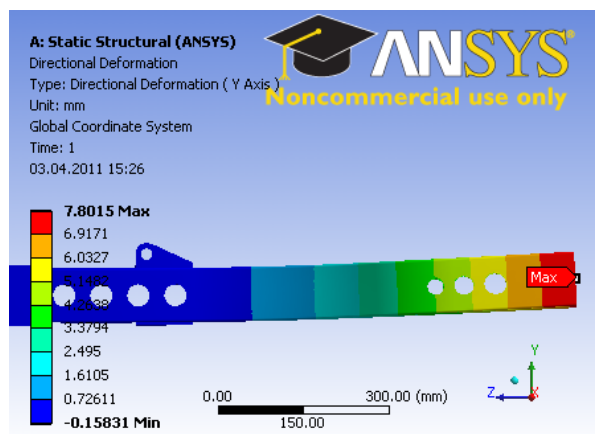
Figur 6-40: Svært lokal spenningstopp på 384 MPa som ikke er kritisk.



Figur 6-41: Spenningstopp på ca. 384 MPa lokalt ved kanten av braketten. Forøvrig lave spenninger.



Figur 6-42: Høyeste kritiske spenninger under 100 MPa og dermed ok.



Figur 6-43: Maksimal deformasjon i underkant av 8 mm (+y).

#### 6.2.4.2 Spenninger og deformasjoner

(Figur 6-41): Nok en gang oppstår det en spenningstopp på ca. 384 MPa lokalt ved overgangen til braketten. Fargeskalaen er satt til å vise rødt ved spenninger over tillatt flytegrense 150 MPa. Plottet viser ingen røde områder andre steder enn ved maksimalspenningen, og utskjæringene ser ikke ut til å ha redusert styrken til konstruksjonen i merkbar grad.

(Figur 6-40): Maksimalspenningen på ca. 384 MPa opptrer svært lokalt i overgangen til braketten. Modellen har her en avrunding i overgangen for å avdekke eventuelle singulariteter. I dette tilfelle er det tilsynelatende en naturlig spenningskonsentrasjon. Plottet viser rødt over materialets flytegrense på 255 MPa og flytingen skjer åpenbart i et svært lite område på grunn av trykkspenning. Dette vil ikke være kritisk for konstruksjonen og er derfor akseptabelt.

(Figur 6-42): Forøvrig er de største spenningene godt under tillatt flytegrense på 150 MPa. Det høyest belastede firkantprofilen har største spenninger i overflaten på ca. 100 MPa på undersiden og ca. 80 MPa på oversiden. Konstruksjonen er i det hele tatt godkjent for å tåle maksimale akseptable påkjenninger, inkludert en sikkerhetsfaktor mot materialflyt.

(Figur 6-43): Svingarmen deformeres maksimalt i underkant av 8 mm vertikal (+y) i enden. Deformasjonen er som nevnt tidligere ikke så avgjørende her, men resultatet viser uansett at deformasjonen er redusert med de nye profiltypene, selv med utskjæringene.

#### 6.2.5 Oppdatert strukturvekt

Ser kun isolert på platekonstruksjonen i rammen, og svingarmprofiler. Øvrige komponenter som er omtalt tidligere er i henhold til oppgavebegrensningene hverken fullstendig detaljert eller strukturberegnet. Det foreligger derfor ingen aktuelle vektdata for disse.

Tabell 19: Vekt for konstruksjonens hovedkomponenter, før og etter strukturevisjonen.

<i>Strukturdel:</i>	<i>Spesifisering:</i>	<i>Opprinnelig vekt:</i>	<i>Vekt etter strukturevisjon:</i>
<i>Ramme</i>	Kun plater	41,9 kg	<b>39,1 kg</b>
<i>Bakhjulsoppheng</i>	Firkantprofiler for én svingarm	7,0 kg	<b>10,5 kg</b>



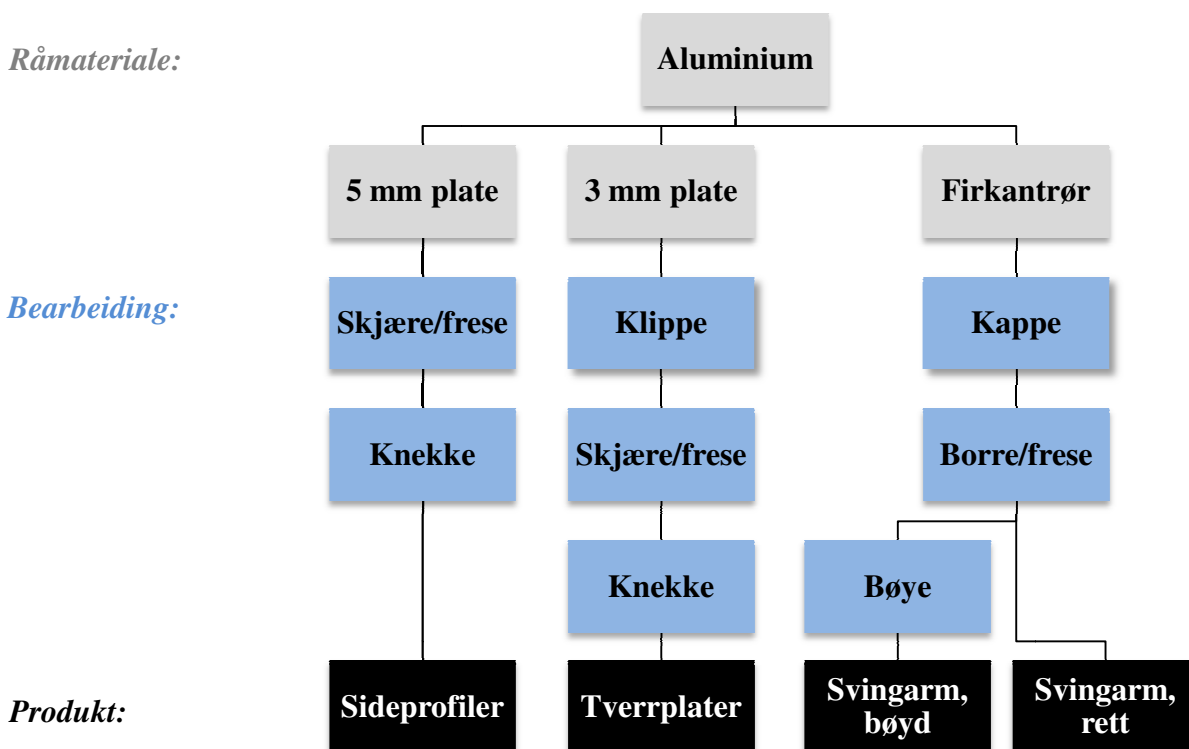
## 6.3 BEARBEIDING OG UTFORMING

Følgende avsnitt beskriver noen produksjonsanbefalinger for kun de viktigste og mest spesifiserte komponentene i konstruksjonen;

- Platene til rammekonstruksjonen
- Profilene til svingarmene.

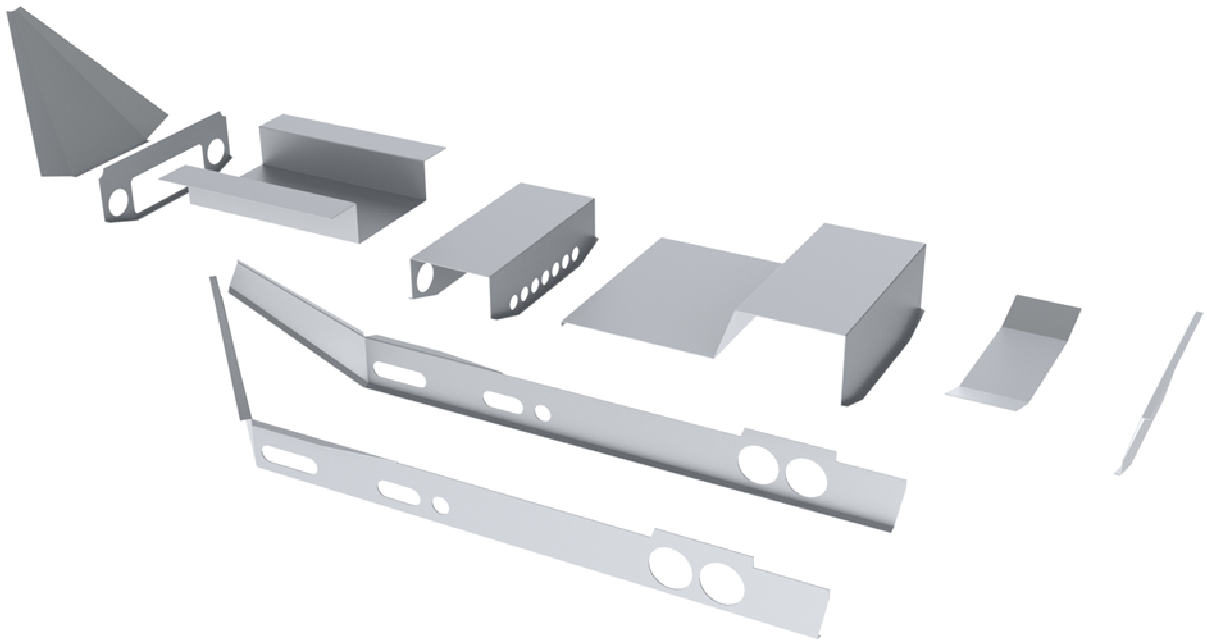
Anbefalingene har tatt utgangspunkt i en *prototypefabrikasjon*, med de verktøy, maskiner og muligheter UMB's eget verksted innehar. Eventuelt med de produksjonsmulighetene som enkelt lar seg gjøre å få utført hos nærliggende virksomheter.

Spesifikke data og en del informasjon rundt produksjonsmetodene er basert på læreboken *Produksjonsteknikk* [47].



Figur 6-44: Skjematisk oversikt for produksjonsflyten for de viktigste komponentene i konstruksjonen. Figuren angir råemnet som må kjøpes inn, bearbeidingsmetoder og rekkefølgen de utføres i, og hvilke komponenter det resulterer i.

### 6.3.1 Plater til rammekonstruksjon



Figur 6-45: Alle aluminiumsplatene som utgjør rammekonstruksjonen.

#### Råmateriale:

Platene som utgjør hele rammekonstruksjonen tilvirkes fra kaldvalsede aluminiumsplater med legeringsbetegnelsen 5083. Dette er en aluminium-magnesiumslegering som ikke er herdbar. Sideplatene, som utgjør de vertikale hovedprofilene langs sidene, har tykkelse 5 mm og alle tverrplatene har tykkelse 3 mm.

Disse aluminiumsplatene har i utgangspunktet god korrosjonsbestandighet på grunn av oksidsjiktet som dannes, men sjiktet kan eventuelt gjøres enda tykkere og mer korrosjonsbestandig gjennom *anodisering*.

Oksidbelegget holdes inntakt så lenge pH-verdien til miljøet rundt er mellom ca. 4 og 8,5. Det er noe å ha i bakhodet i forhold til bruk av kjemikalier, som visse typer lim eller sterke rengjøringsprodukter.

#### Klipping:

Alle tverrplatene har rette ytterkanter og kan dermed klippes i en maskinsaks. En hydraulisk platesaks kan klippe opp til 4 m brede plater, og en typisk maskin som er tilgjengelig for dette prosjektet har mer enn tilstrekkelig stor kapasitet for tverrplatene i denne konstruksjonen.

Klaringen mellom *kniven* og *anslaget* på maskinen bør være ca. 1/10 av platetykkelsen, det vil si ca. 0,3 mm.

#### Utskjæringer:

De 5 mm tykke sideplatene er ikke rektangulære og må derfor skjæres ut fra en stor plate. Begge sideplatene bør legges lagvis oppå hverandre for å få helt identiske utskjæringer.

Samtlige plater skal ha innvendige utskjæringer og små kutt som gjør knekkingen mulig. Disse utskjæringene kan gjøres svært hurtig og nøyaktig med *stansing*, men det krever spesialutformede verktøy. Det er et godt alternativ ved serieproduksjon, men blir unødvendig kostbart ved denne prototypeutviklingen. Det mest aktuelle alternativet, som også er svært nøyaktig og hurtig, er vannskjæring. Kuttende blir rene og med nøyaktige toleranser, og materialet blir ikke varmpåvirket. Plasmaskjæring eller laserskjæring er et annet alternativ, men det kan være problematisk på grunn av aluminiumets relativt lave smeltetemperatur.

Alle ytterkantene på platedelene bør avgrades manuelt med fil eller vinkelsliper for å fjerne eventuell spon og unngå svært skarpe kanter.

### **Knekking:**

Alle platene skal *knekkes (bukkes)* i flere omganger til ønsket form. Dette gjøres i en kantknekkemaskin, helst med CNC-styring. Knekkeoperasjonen må utføres etter flere viktige parametere, som knekkevinkel og knekkradius.

Knekking er i praksis en varig deformasjon gjennom kontrollert materialflyt. For å oppnå en viss varig vinkel må platen knekkes med en litt større vinkel slik at den går tilbake til ønsket vinkel når den tas ut av maskinen. Denne overknekkingen er avhengig av både platetykkelsen og materialet og leses av tabeller.

I knekken vil materialet strekke seg ytterst og stukes innerst, og ved for liten radius kan materialet sprekke. Knekkradiusen er avhengig av materialet og godstykkelsen.

Minste bøyeradius for en aluminiumsplate er typisk 2 x platetykkelsen:

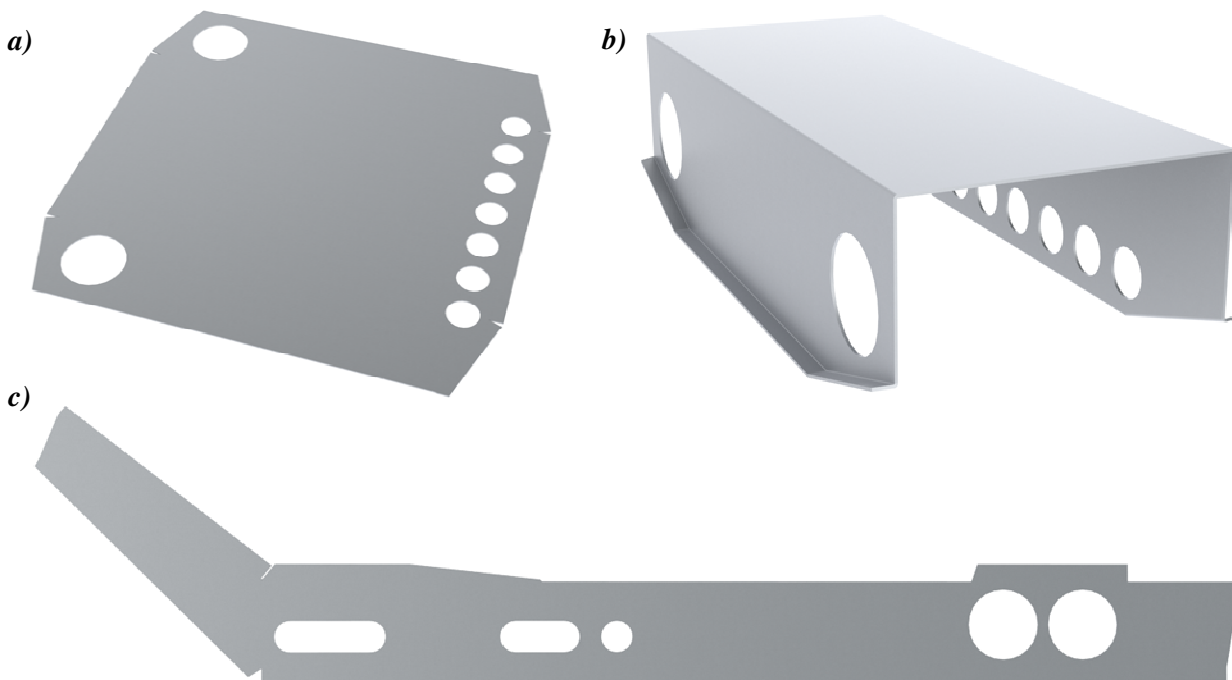
$t = 5 \text{ mm}$  gir  $r = 10 \text{ mm}$ , og  $t = 3 \text{ mm}$  gir  $r = 6 \text{ mm}$ .

Ved knekking forkortes totallengden til platen slik at summen av alle sidene ikke fullt tilsvarende opprinnelige platelengden. Dette må tas høyde for ved å legge til et overmål, da det er dimensjonene til den ferdig knekte platen som er gjeldende.

Forkortning av plater opp til 5 mm tykkelse (legges sammen ved flere knekker):

$t = 5 \text{ mm}$  gir 11,7 mm overmål, og  $t = 3 \text{ mm}$  gir 7,0 mm overmål.

Knekkerekkefølgen er viktig ved flere knekkingslinjer på samme plate slik at platen får plass i knekkemaskinen etter hvert som den endrer form.



Figur 6-46: a) Typisk eksempel. En av tverrplatene klippes og skjæres ut. b) Tverrplaten knekkes til ønsket form. c) Sideprofilene skjæres ut i sin helhet før knekking.

### 6.3.2 Firkantprofiler til svingarmer



*Figur 6-47: Svingarmen består av to standard firkantprofiler som kappes, freses og bøyes. Mulighetene for bøying, og spesifikke angivelser, er fortsatt noe usikkert.*

#### **Råmateriale:**

Svingarmene tilvirkes fra standard firkantprofiler fra Hydro Aluminium, ekstrudert i aluminiumslegeringen 6083. Dette er en herdbar legering med magnesium og silisium. Materialet er innherdet og varmutherdet til tilstand T6.

#### **Kapping:**

Profilene kappes vinkelrett til ønsket lengde med en maskinsag. Profilet som skal bøyes må kappes med korrekt overmål. Kuttflatene bør børstes eller files for hånd for å fjerne overflødig spon.

#### **Utskjæringer:**

De sirkulære utskjæringene kan bores med en søylebormaskin, mens det avlange hullet til hjulakselen må freses. Det kan benyttes en enkel aksialfres og det er ikke nødvendig med en flerakset fres. Alle utskjæringene kan like gjerne utføres i fresen for å slippe flere operasjoner og flytting mellom flere maskiner. I alle tilfelle er hullene gjennomgående slik at fresen eller boret vil skade underlaget hvis ikke emnet ligger over underlaget med en viss klaring. Eventuelt kan profilene spennes fast til en sponplate av tre som det ikke er så farlig at blir ødelagt.

#### **Bøying:**

Det ene profilet til svingarmen skal bøyes, så sant det lar seg gjøre. Her er det fortsatt en liten usikkerhet i forhold til nødvendig bredde mellom svingarmene, pga. hjul og drivverk, og dermed nødvendig bøyeradius. Endelig bøyeradius spesifiseres derfor ikke her.

Hvis det lar seg gjøre bør det utføres med en CNC-styrt maskin slik at to eksemplarer blir helt identiske. Minste bøyeradius for store aluminiumsrør er ca. 3-4 x diameteren. Dette profilet er ikke sirkulært, men hvis man tar utgangspunkt i yttermålet på 55 mm får man en minste bøyeradius på ca. 165 mm. Pga. formen til profilet og den relativt tykke veggtykkelsen (7,15 mm) må bøyemulighetene avklares nærmere før det iverksettes produksjon.

Det kan i tilfellet være aktuelt å varmbøye profilet, hvor profilet fylles med sand for å bevare profilformen gjennom bøyen. En annen metode er induksjonsbøying, gjerne med CNC-styring. Her blir røret eller profilet varmet hurtig opp i et lite område og bøyd kun der. Det kan så mates videre og bøyes på nytt. Dette er gunstig for serieproduksjon.

Hvis ikke bøying lar seg gjøre kan profilet muligens deles opp og sveises sammen. Utmattingsvurderingen tidligere tilsier at det sannsynligvis er greit.

## 7 LØSNINGSPRESENTASJON

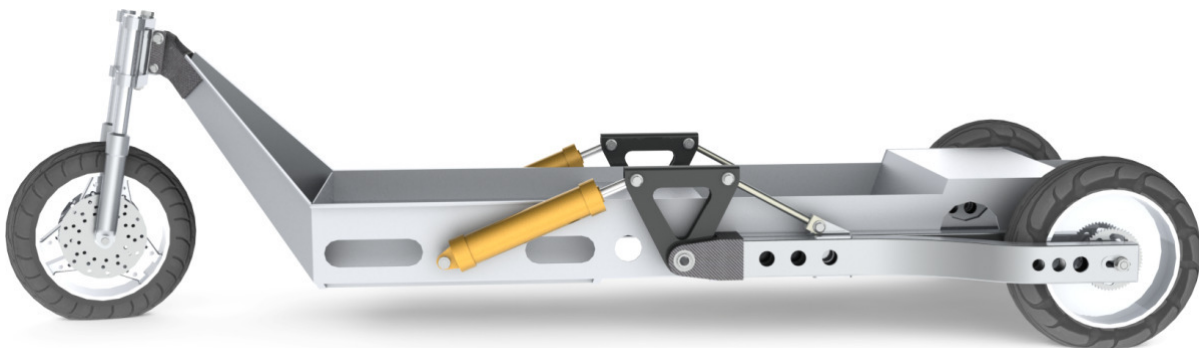
### 7.1 VISUALISERINGER

Her presenteres en modell av det endelige løsningsforslaget. Dimensjoner og anbefalinger fra grunnlagsberegningene er implementert i konstruksjonen, og modellen er oppdatert i henhold til strukturoptimaliseringen.

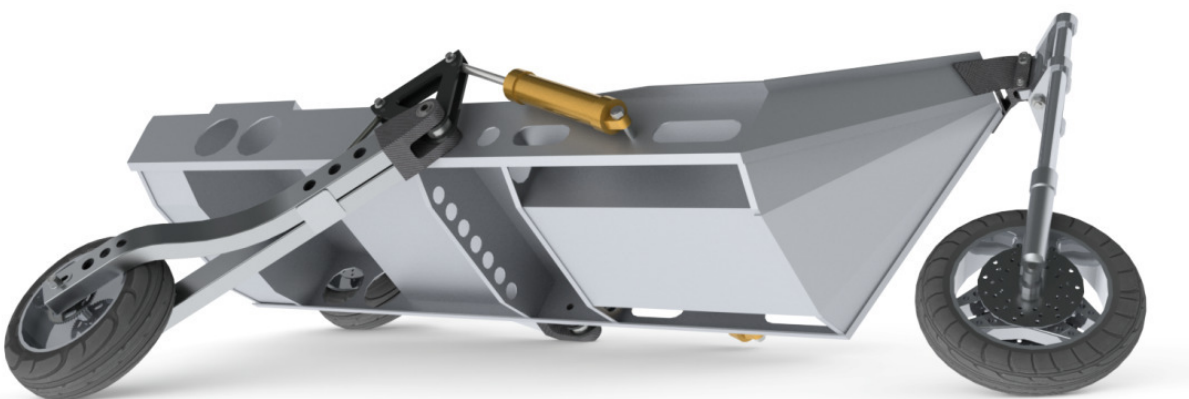
For å få en helhetlig presentasjon av løsningsforslaget er det tatt med en del uspesifiserte komponenter, som forhjulsgaffel, bremseskiver, dekk og diverse festemateriell.

Dette kapittelet har ikke fokus på dyptgående beskrivelser i form av tekst, da dette omfattes av andre kapitler.

3D-modellen er konstruert i SolidWorks 2010 og figurene er rendert i PhotoView 360 2010.



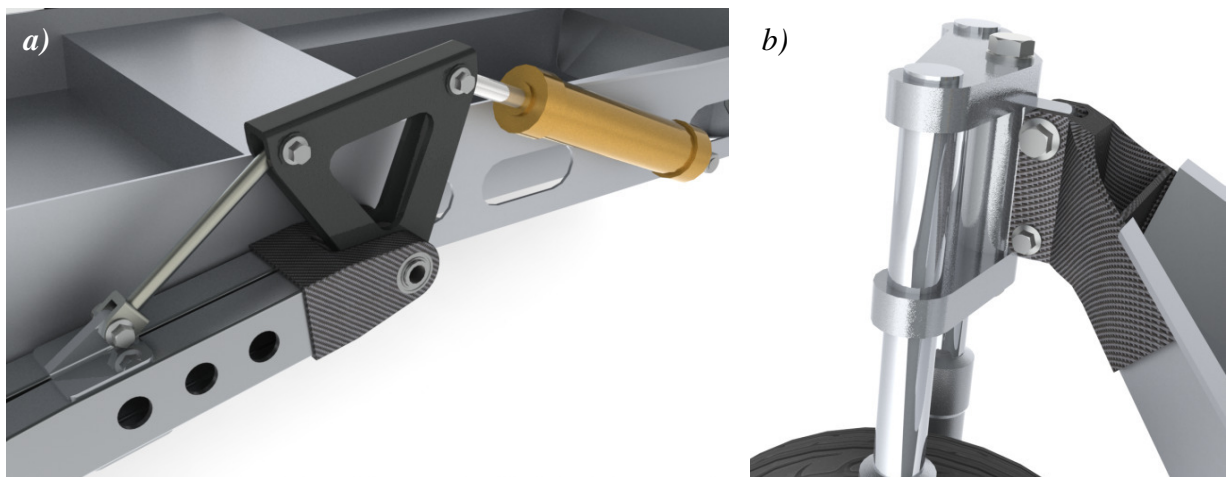
Figur 7-1: Hele løsningsforslaget for ramme og hjuloppheng, i oppreist stilling sett fra siden. Noen komponenter er kun inkludert i modellen for illustrasjonens skyld, som motorsykkelgaffel, festemateriell, dekk og bremses. Størrelsen på sylindrene er heller ikke eksakt.



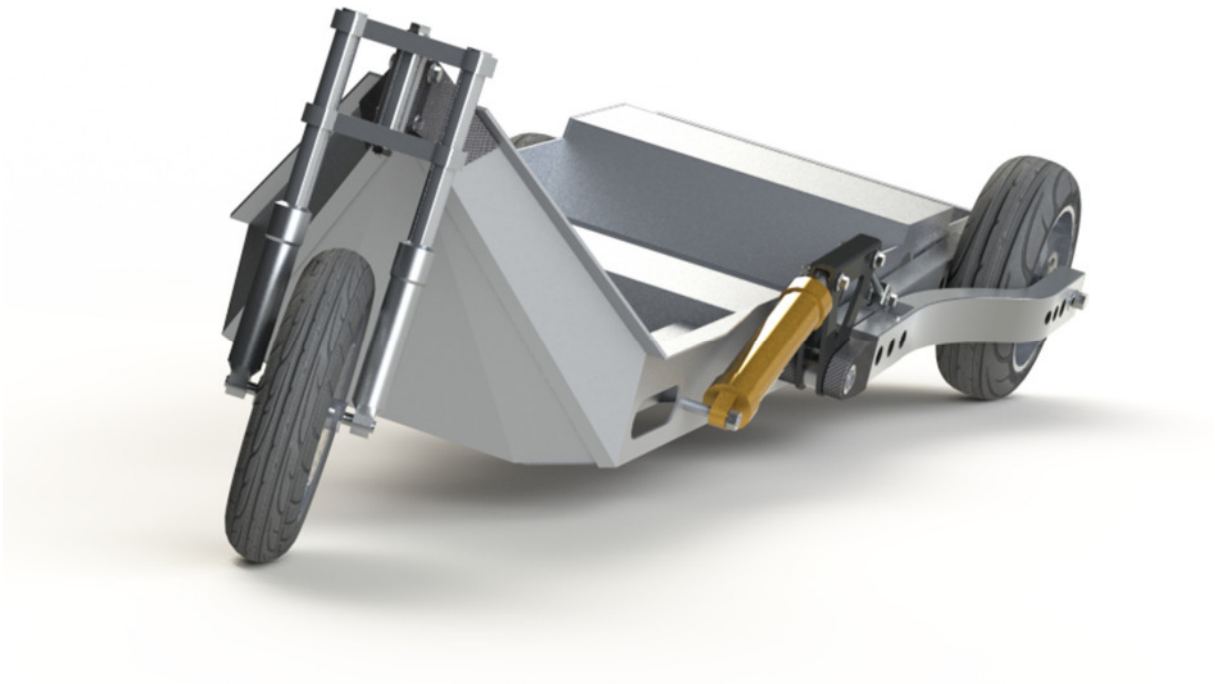
Figur 7-2: Kjøretøyet i sving med maksimal tiltevvinkel  $45^\circ$ . Forhjulsgaffelen er her forlenget litt for at ikke rammen skal skrape i bakken. Undersiden av rammen indikerer tilgjengelig plass for motor, drivstofftank, o.l. Dette kan senere kles igjen med f.eks. plastpaneler / skliplater.



*Figur 7-3: Kjøretøyet med 45° tiltevinkel. Svingarmen på den ene siden roterer med en større vinkel enn den andre i motsatt retning for å beholde bakkeklaringen. Rammens innside indikerer bla. sitteplassene for sjåfør og passasjerer, fotbrønn og bagasje plass.*



*Figur 7-4: a) Detalj bilde av svingarmsystemet for bakhjulsoppheng, med hydraulisk sylinder og kraftoverføringskomponenter. Innfestingsmuffen til svingarmen er her foreslått utført i karbonfiber og rocker arm med lakkert aluminiumsplate. Staget er dimensjonert for en viss maksimal knekkbelastning og kan skiftes ut etter eventuell overbelastning. Innfestingen av svingarmen til rammen er ikke detaljert, men figuren antyder bruk av et stort kulelager og gjennomføring i senter for eventuell drivaksel. b) Detalj figur av innfesting av forhjulsgaffelen. Her er det foreslått en brakett i karbonfiber til innfesting til rammen. Gaffelen og braketten er forbundet med to bolter hvor den øverste kan bevege seg vertikalt i et slissespor og den nederste boltene er en avskjæringsforbindelse og dermed et fail-safe element.*



*Figur 7-5: Kjøretøyet sett forfra i en moderat sving og omtrent 10° tilteinkel.*



*Figur 7-6: Løsningsforslaget plassert i naturlige omgivelser [eget foto].*

## 7.2 KOSTNADSESTIMAT

Tabell 20 på neste side viser en kostnadsoversikt for prototypeutvikling av ramme og hjuloppheng for Dolphin Family. Kostnadsoverslaget inkluderer kun det utredningsarbeidet som hittil er gjort og material-, komponent- og fabrikkasjonskostnader for kun de elementene som er beskrevet i denne rapporten. Oversikten må betraktes som et foreløpig og svært usikkert overslag, hvor mange kostnader vil endres og legges til ved videre prosjektering av prototypen. Det viktigste formålet med denne oversikten er dog kanskje å understreke hvor stor andel av totalkostnaden utviklingsarbeidet utgjør i forhold til material- og komponentkostnadene. Dette er typisk for et slikt utviklingsprosjekt.

Noen av de mest usikre kostnadene i tabellen er angitt som et kostnadsintervall. Det gjelder for eksempel fabrikkasjonskostnadene for sammenføring og montering, som vil være helt avhengig av hva slags metoder som skal benyttes. Det samme gjelder materialvalget for diverse egenproduserte komponenter.

Antar her at det vil lønne seg å kjøpe inn en brukt donormotorsykkel for å få tak i deler som hjul, gaffel og bremses. I tillegg må det kjøpes et ekstra bakhjul. Deler fra donorsykkelen som ikke skal brukes kan selges videre og kostnaden kan reduseres noe. For denne prototypen er det nok en fordel at donorsykkelen ikke er særlig eldre enn 10 år og at viktige komponenter ikke er tydelig forringet. Totalkostnaden for dette er svært usikker.

Prisen på hydraulikksylindere vil være svært avhengig av de faktiske spesifikasjonene som skal utarbeides senere. Derfor er kostnaden satt som svært varierende. I tillegg tilkommer kostbare komponenter til resten av hydraulikksystemet, som pumpe, ventiler og slanger. Disse ikke inkludert i denne rapporten og derfor naturlig nok ikke medregnet i kalkylen.

Kostnadene for prototypeproduksjonen er basert på å benytte UMB's eget verksted, med de prisene som der gjelder ved ekstern fakturering. Rene materialkostnader er basert på universitetets gunstige avtaler med sine leverandører.

Antar en viss mengde aluminiumsplater i full størrelse som skal skjæres ut. Det er derfor lagt til noen ekstra kilo i kostnadsoversikten som vil gå med til svinn ved kapping og utskjæring.

**Alle beløp er i NOK og eks. mva.**

Kalkylen tilsier en totalkostnad et sted mellom ca. 650 000 og 700 000 kr. Med tanke på alle de begrensningene som er omtalt tidligere er det opplagt at denne kostnaden vil mangedobles ved ferdigstilling av en komplett prototype for Dolphin Family.

Den totale prototypekostnaden er uansett selvsagt ikke representativ som en kommersialiserbar utsalgspris. For å få til en konkurransedyktig pris må det produseres flere eksemplarer uten at totalkostnaden øker synkront. Betrakter man enhetskostnaden for ulike produksjonsvolum vil man typisk få en kurve som er eksponentialt avtakende med økt volum. På et relativt generelt grunnlag kan man regne med at fremstillingskostnaden er sunket til 20 % når man har produsert over 25 eksemplarer. Bilindustri er et typisk eksempel på hvor produksjonsvolumene er store og prototypekostnadene spiller mindre rolle i sammenhengen.

"En tommelfingerregel for å gå i pluss er å kunne produsere hvert eksemplar for mindre enn halvparten av det man kan forvente å få solgt produktet for". (Fritt etter kurskompendiet *Produktutvikling og Produktdesign* [48]).



Tabell 20: Foreløpig kostnadsoverslag for prototypetilvirkning av Dolphin Familys ramme og hjuloppheng.

	<i>Antall</i>	<i>Enhet</i>	<i>Pris pr. enhet</i>	<i>Kostnad</i>
<b>Konseptutvikling:</b>				
Utredningsarbeid	500	timer	600,00	300 000,-
Formgivning og design	200	timer	600,00	120 000,-
Strukturanalyse (inkl. programvare)	40	timer	800,00	32 000,-
Fabrikasjonstegninger	10	timer	600,00	6 000,-
Rapport og prospektpresentasjon	150	timer	600,00	90 000,-
<i>delsum, konseptutvikling:</i>	<i>900</i>	<i>timer</i>	-	<i>548 000,-</i>
<b>Prototyping:</b>				
<i>Materialer og komponenter:</i>				
Aluminiumsplater	50,0	kg	37,88	1 894,-
Firkantprofiler	21,0	kg	36,00	756,-
Div. egenproduserte komponenter	5,0	kg	min. 36,00 maks. 200,00	min. 180,- maks. 1 000,-
Diverse festemateriell	-	totalt	1000,00	1000,-
Hydrauliske sylindere	2	stk	min. 2 000,00 maks 7 000,00	min. 4 000,- maks. 14 000,-
Donormotorsykkel + ekstra hjul	-	totalt	min. 30 000,00 maks. 60 000,00	min. 30 000,- maks. 60 000,-
<i>delsum, materialer og komponenter:</i>	-	-	-	<i>min. 37 800,- maks. 78 650,-</i>
<b>Fabrikasjon:</b>				
Tynnplatearbeid	40	timer	650,00	26 000,-
Bearbeiding av firkantprofiler	8	timer	650,00	5 200,-
Tilvirkning av div. komponenter	min. 16 maks. 32	timer	650,00	min. 10 400,- maks. 20 800,-
Sammenføyning og montering	min. 24 maks. 40	timer	650,00	min. 15 600,- maks. 26 000,-
<i>delsum, fabrikasjon:</i>	<i>min. 88 maks. 120</i>	<i>timer</i>	-	<i>min. 57 200,- maks. 78 000,-</i>
<b>Totalkostnad:</b>				<b><i>min. 643 030,- maks. 704 650,-</i></b>

### 7.3 LØSNINGSDISKUSJON OG FORBEDRINGSPOTENSIAL

Her følger en drøfting av noen viktige poenger rundt prosjektforutsetningene som ligger til grunn for denne rapporten og noen av løsningsvalgene som er foretatt.

Inngående kunnskap om kjøretøydynamikk er helt avgjørende for utformingen av et nytt kjøretøy og spesielt for et velfungerende hjuloppheng. Dette er et komplekst fagområde som bare blir enda mer komplisert når man skal betrakte et tiltende 3-hjulskjøretøy, som hverken kan behandles direkte som en bil eller som en motorsykel. I denne oppgaven har det ikke vært tid eller anledning til å gå nøye inn på detaljer rundt dette og en rekke antakelser har dermed blitt foretatt. Fremtidige utredninger rundt dette problemområdet vil trolig resultere i litt andre utformingsløsninger. For eksempel kan det være aktuelt å innføre bakhjulsstyring, endre sporvidden eller benytte andre typer hjul. I det hele tatt finnes det et stort forbedringspotensial for hele konstruksjonen av Dolphin Family, som kan avdekkes ved nærmere studier av den aktuelle kjøredynamikken.

I denne rapporten er det kun tatt hensyn til aktuelle lover og regler som gjelder for motordrevne 3-hjulskjøretøy i form av enkle begrensninger for ytre mål og totalvekt. Ytterligere direktiver og klassifiseringskrav kan påvirke utformingsvalgene ytterligere og bør derfor kartlegges fullstendig. I tillegg finnes det også en hel del standarder innen fagfeltet som kan være rettleidende og tidsbesparende ved videre utviklingsarbeid.

Utformingen av bakhjulsoppheng, med langsgående svingarmer, er kun basert på prinsippet om at kjøretøyet skal kunne tiltes med hydrauliske sylindre, og ikke *hvordan* selve tiltesystemet skal fungere og kontrolleres. Det betyr at videre arbeid med løsninger for det hydrauliske tiltesystemet kan kreve litt andre utformingsløsninger for bakhjulsoppheng. For eksempel kan det vise seg nødvendig at svingarmene må rotere fullstendig motsatt av hverandre, og ikke med ulik rotasjonsvinkel slik løsningsforslaget her beskriver. Med andre ord bør tiltesystemet utarbeides fullstendig før, eller parallelt, med ferdigstillingen av bakhjulsoppheng. Det gjelder også for noen deler av rammen, spesielt i forbindelse med innfestingen av hjuloppheng og sylindre.

Ved full tilteinkel viser det seg at konstruksjonen i utgangspunktet skraper i bakken der rammen er på det bredeste foran. Det skjer som en følge av at tiltebevegelsene til bakhjulene hever rammen på den ene siden, og senker den litt på andre siden. Siden konstruksjonen foran bare roterer om kontaktpunktet til forhjulet blir rammen litt for lav og bred i forkant. Dette kan løses på flere ulike måter, enten ved å gjøre rammen smalere foran, heve bakkeklaringen ytterligere, endre geometrien og funksjonen for bakhjulsoppheng eller implementere en nivåjustering i forhjulsgaffelen. I det renderte løsningsforslaget er dette illustrert ved at gaffelen øker lengden ved stor tilteinkel. Løsningen med å benytte en eksisterende motorsykelgaffel til forhjulsoffheng er gunstig på mange måter, men hvis konstruksjonen må bygges om med nivåjustering er det ikke sikkert fordelene er like åpenbar lenger. I og med at det foreligger såpass mange usikkerhetsmomenter i forhold til endelig utforming av tiltesystem og fullstendig hjuloppheng er ikke denne problemstillingen prioritert i denne omgang.

Produksjonen av den bøyde delen av svingarmen kan bli problematisk å få til med tanke på godstykkelsen og bøyeradiusen, spesielt hvis bakhjulene, bremsesystemet eller drivverket krever enda større avstand mellom profilene. Det kan i tilfellet være aktuelt å måtte dele opp profilet i tre deler, skråkappe og sveise sammen. Litt av poenget med denne utformingen i utgangspunktet var å unngå behovet for sveis siden det er aluminium. Men mer inngående beregninger av strukturspenningene kan muligens bekrefte at konstruksjonen har tilstrekkelig kapasitet, selv med sveis. Utmattingsberegning vil da være det avgjørende dimensjoneringskriteriet.

Fail-safe-elementene, knekkstaget i bakhjulsoppheng og skjærbolten i innfestingen av forhjulsgaffelen, er svært viktige elementer i denne konstruksjonen. Men beregningene rundt disse er forenklet og trolig noe unøyaktige. For eksempel er lengden til staget litt endret i det ferdige løsningsforslaget i forhold til i grunnlagsberegningene på grunn av høyden til svingarmprofilet. Begge disse elementene bør beregnes ytterligere, også med hensyn på utmatting.

Mange grove antakelser har blitt gjort for å bestemme de dimensjonerende kreftene i de ulike belastningstilfellene. En ting er usikkerheten rundt last og total egenvekt, men den største usikkerheten knytter seg til vurderingen av impulsbelastninger. Betraktning av impulslaster er i det hele tatt et meget komplisert fagfelt, hvor tiden er både svært usikker og avgjørende, og det finnes i praksis ingen klar fasit. En videre studie av aktuelle maksimalbelastninger vil trolig føre til at strukturen kan revideres på nytt.

I grunnlagsberegningene av rammen er ikke *torsjonsmomenter* omtalt. Det er vurdert til å være av mindre betydning i forhold til bøyemomentene. For en bil med fire hjul er hensynet til torsjonskrefter svært viktig fordi det har stor påvirkningskraft på kjøreegenskapene, men så lenge 3-hjulskjøretøyet bare har ett hjul foran er det ingen motvirkende opplagerkrefter som skaper torsjonsvridinger i rammens lengderetning. De små torsjonsmomentene som eventuelt oppstår på grunn av intern lastforflytning eller massetregghet er antatt å være tatt høyde for gjennom dimensjonering i forhold til bøyemomentene.

Strukturanalysen som her er gjennomført i *ANSYS Workbench* benytter en lineær utregningsmodell for den statiske spenningsanalysen. Kanskje kunne materialutnyttelsen blitt enda bedre ved å bruke en ulineær analyse som tar høyde for lokal materialflyt som "flyter seg til". Det vil kunne gi lavere peak-spenninger i noen detaljer, og heve sikkerheten spesielt i forhold til videre utmattingsberegninger.

Uansett vil konstruksjonen trolig før eller siden få utmattingskader fordi det benyttes aluminium. Men et kjøretøy forventes ikke å være evig, så en forlengelse av sannsynlig levetid for komponentene kan være av stor betydning for strukturoptimaliseringen.

Løsningsforslaget for rammen viser en svært lett konstruksjon (39,1 kg) i forhold til anslått totalvekt for hele kjøretøyet (400-700 kg). Det er takket være den utstrakte bruken av aluminium, men også på grunn av utformingsløsningen med plater som utgangspunkt. Konstruksjonen har vist seg å være meget sterk og lett, akkurat slik resoneringen rundt utformingsprinsipper og materialer forutså.

Optimaliseringen av rammen gjennom en rekke utskjæringer viste derimot en svært liten forbedring av egenvekten. Trolig vil ikke dette relativt omfattende ekstraarbeidet være verdt den lille vektbesparelsen.

Men optimaliseringstiltakene er relativt lite sofistikerte, og kunne nok vært forbedret gjennom enda flere runder med strukturrevidering.

Ved videre beregninger, med implementering av flere komponenter og for eksempel karosseripaneler, kan optimaliseringen utvides ytterligere og vektbesparelsen kan bli signifikant.

Rammekonstruksjonen er i denne rapporten beregnet og bevist til å være selv bærende. Men videre utforming og sammenstilling med det øvre karosseriet vil bidra til økt styrke og stivhet. Det vil trolig også være aktuelt å utforme en form for beskyttelsesstruktur rundt kupeen i tillegg til karosseripaneler. Dette vil i stor grad styrke total konstruksjonen og rammen kan trolig neddimensjoneres gjennom ytterligere strukturoptimering.

Sammenføyingsmetoder og utformingsdetaljer rundt dette er ikke inkludert i denne rapporten, selv om plateutformingene antyder at de for eksempel kan limes sammen ved hjelp av knekte flenser med anleggsflate mot tilstøtende plate.

Innfesting av bakhjulsoppheng og sylindre er heller ikke inkludert. Det kan være en ide å revurdere utformingen av sideprofilene slik at dette tas høyde for. I stedet for å bruke plater kan man benytte to ekstruderte spesialprofiler med slissespor for innfesting og sammenføyninger. Dermed kan man unngå både sveis og andre spenningskonsentrasjoner i form av boltehull. Dette prinsippet er ikke uvanlig for en slik konstruksjon, og kan blant annet sees i Figur 2-32b som viser rammen til en tidligere utgave av sportsbilen Lotus Elise.

Kostnadsoverslaget viser at prototypeutvikling er dyrt, nesten uansett hvor lite materialene eller komponentene koster. Kalkylen indikerer at kun konseptutviklingen, altså ingen fysiske produkter, utgjør om lag 80 % av total kostnaden. I denne oversikten er det heller ikke tatt særlig stor høyde for arbeid som må forandres og gjøres om igjen underveis.

Ved en eventuell serieproduksjon derimot kan denne engangskostnaden tjenes inn og dermed blir materialkostnadene og løsningsvalgene av stor betydning. Sånn sett er valget av utstrakt bruk av knekte aluminiumsplater gunstig. Produksjonen kan gjøres raskt og enkelt, og det er godt egnet for enkle sammenføyningsmetoder, som liming eller punktsveising.

Det sier seg selv at utvikling av et helt nytt kjøretøykonsept krever en formidabel arbeidsmengde som må fordeles på mange delprosjekter. Denne rapporten er resultatet av et selvstendig prosjekt med et opprinnelig overordnet mål om å utforme både ramme og hjuloppheng for Dolphin Family. Med den tiden og tiltenkt arbeidsomfang som har vært til rådighet har det vist seg å være helt umulig å komplettere et slikt prosjekt uten å måtte foreta en rekke forenklinger og mer eller mindre kvalifiserte antakelser. For et fremtidig realistisk og vellykket konsept må arbeidet i denne rapporten gjennomgås på nytt med mer omfattende grunnlagsarbeid, for eksempel i forhold til kjøreegenskaper og belastninger.

Det videre arbeidet bør også utføres i tettere samarbeid med utviklingen av andre deler av konseptet, som interiør, eksteriør og drivverk. Løsningene vil påvirke hverandre i stor grad, og det vil være praktisk helt umulig å utføre dette som helt individuelle prosjekter.

## 8 KONKLUSJON OG ANBEFALINGER

### 8.1 KONKLUSJON

- **Konsept:** Løsningsforslaget beskriver en mulig utforming for bærende ramme-konstruksjon og bakhjulsoppheng for et 3-hjulskjøretøy. Kjøretøyet har to hjul bak og ett foran, og sitteplass til en voksen sjåfør og to barn, eller en sjåfør og resten lasteplass.  
Kjøretøyet er utformet slik at det skal kunne godkjennes og registreres som en 3-hjulsdrevet motorvogn eller *trike*.  
Konstruksjonen er totalt ca. **3,1 mm** lang og **1,4 mm** bred. Den totale høyden, inkludert karosseri, er anslått til 1450 mm og dimensjonerende fullastet totalvekt er **800 kg**.
- **Funksjon:** For å opprettholde stabilitet kan kjøretøyet lene seg, eller *tilte*, opp mot **45°** i svinger, som en motorsykkel. Dette gjøres vha. et automatisk hydraulisk tiltesystem. Funksjonalitet og utformingsprinsipper er vurdert og valgt på bakgrunn av eksisterende konsepter, eldre patentbeskrivelser og andre relevante løsninger.
- **Rammekonstruksjon:**
  - **Utforming og materialvalg:** Rammekonstruksjonen består utelukkende av knekte standardiserte aluminiumsplater og danner en underliggende plattform, som også utgjør kjøretøyet nedre karosseri og avskjerming for kupeen.  
Rammen har to lastbærende hovedprofiler langs sidene som er knekt til som et Z-profil. Profilformen har både høy elastisk og plastisk momentkapasitet.  
**Aluminium 5083** er valgt bla. pga. lav vekt og høy styrke, lav pris, høy anvendelighet og god korrosjonsbestandighet.  
Platene har knekte flenser som ligger mot hverandre slik at de f.eks. kan limes sammen eller punktsveises. Sammenføyningsmetode og tilhørende detaljer er ikke videre omhandlet i denne rapporten.
  - **Vekt:** Egenvekten til rammen, kun bestående av plater, er **39,1 kg**. Dette er et meget godt forhold mellom vekt og styrke.  
Strukturoptimalisering gjennom utskjæringer av lavt utnyttet materiale gav en relativt liten vektbesparelse.
  - **Kapasitet:** Rammen er beregnet og dimensjonert for å tåle en statisk belastning fra en fullastet totalvekt på **800 kg**, og en antatt maksimal akseptabel dynamisk belastning som oppstår når forhjulet treffer en forhøyning under full oppbremsing.
  - **Sikkerhet:** De høyest belastede punktene i konstruksjonen er dimensjonert med en sikkerhetsfaktor mot materialflyt på **1,7** eller bedre.  
Innfestingen av forhjulsgaffelen til rammen er et kritisk punkt, hvor det er lagt inn et fail-safe element i form av en skjærbolt som enkelt kan skiftes ut.
- **Bakhjulsoppheng:**
  - **Utforming og materialvalg:** Bakhjulsopphenget består av langsgående svingarmer som beveges vha. hydrauliske sylindere. Sylinderkraften overføres til svingarmen gjennom en trekantet *rocker arm* og et stag.  
Svingarmene består i hovedsak av to standardiserte firkantprofiler i **aluminium 6082 T6**, og løsningen krever ingen sveis som vil svekke materialstyrken.  
Det er foreslått at støtdemping av bakhjulene inngår i det hydrauliske systemet og er ikke videre spesifisert i denne rapporten.
  - **Vekt:** Hver svingarm veier ca. **10,5 kg**. I tillegg kommer uspesifisert vekt fra hjul, brems, drivverk, sammenføyningsdetaljer og festemateriell.

Strukturanalyse med FEM-verktøy avdekket høye spenninger og resulterte i oppdimensjonering av svingarmprofilene, og dermed en vektøkning i forhold til først antatt.

- **Kapasitet:** Bakhjulsopphenget er dimensjonert for å tåle en vertikal støtbelastning mot bakhjulet ved full akselerasjon og maksimale sentrifugalkrefter i sving.
- **Sikkerhet:** Svingarmprofilene er dimensjonert og analysert med sikkerhet mot materialflyt med en faktor på minst **1,7**.  
Ved overbelastning av bakhjulsopphenget vil kraftoverføringsstaget knekke og fungere som et utskiftbart fail-safe element.
- **Øvrige komponenter:** Modellen i løsningsforslaget inneholder noen komponenter som ikke er detaljert eller spesifisert i rapporten. Men løsningsforslaget foreslår likevel innkjøp av eksisterende komponenter som forhjulsgaffel med støtdemping, bremses og hjul fra motorsykkel og standardiserte hydrauliske sylindere.
- **Produksjon:** Produksjonsanbefalingene baserer seg først og fremst på en prototypefremstilling. Metodene er vurdert slik at en prototype kan bygges ved UMBs eget verksted, med de maskiner og utstyr som er til rådighet der.
- **Kostnader:** Et grovt kostnadsoverslag for prototypeutviklingen av konstruksjonen slik den foreligger i denne rapporten indikerer en total kostnad mellom **650 000** og **700 000**. Material- og produksjonskostnadene er svært usikre, men overslaget indikerer at utviklingsarbeidet utgjør omtrent hele 80 % av total kostnaden.  
Engangskostnadene tjenes inn ved eventuell serieproduksjon, og konstruksjonsløsningene her er dermed gunstige, f.eks. i form av rimelige materialer, eksisterende komponenter og rimelige produksjonsmetoder som knekking.
- **Usikkerheter:**
  - **Kjøretøydynamikk:** Rapporten mangler en del vurderinger og grunnlagsberegninger som vil kunne gi andre utformingsløsninger. Det vil være mange variabler og små marginer som påvirker kjøreegenskapene.
  - **Lover og regler:** Det eksisterer trolig ytterligere begrensninger og krav for godkjenning av kjøretøyet som må tas hensyn til. Eventuelt finnes det også standarder som kan spare en del fremtidig arbeid.
  - **Forutsetninger:** Det er foretatt en del antakelser i forhold til andre deler av kjøretøyet på et relativt mangelfullt grunnlag. Dette er forutsetninger som i stor grad vil påvirke utformingen, som f.eks. interiør- og eksteriørløsninger, ytre dimensjoner og diverse komponentvekter.
  - **Belastninger:** Dynamiske belastningsverdier, spesielt i form av impulsbelastninger og ekvivalente statiske impulsfaktorer, er usikre og lite erfaringsbaserte. Det gjelder i enda større grad for utmattingsvurderinger med realistiske verdier, som trolig også vil være mest kritisk for konstruksjonen.
- **Arbeidsprosess:** I denne prosjektoppgaven er det brukt mest tid og arbeid til grunnlagsutredninger, beregninger og betraktninger, og mindre vekt på den konkrete detaljutformingen av løsningsforslaget. Løsningen har derfor mange forenklinger og en del gjenstående arbeid. Denne prioriteringen er valgt med tanke på fremtidig utviklingsarbeid med Dolphin Family, da de grunnleggende prinsippene må være på plass før konstruksjonsdetaljene.  
Løsningsforslaget er dermed ikke en fullgod løsning for Dolphin Family som kan brukes direkte som den er, men rapporten kan brukes som et underlag for videre utvikling, gjerne i tettere samarbeid med utformingen av resten av kjøretøyet.

## 8.2 VIDERE ARBEID

På grunn av tidsbegrensninger for dette prosjektarbeidet og prioriteringer som er gjort underveis gjenstår det en rekke punkter som bør utføres ved videre arbeid mot et komplett konsept. De aktuelle punktene er her delt opp ettersom det gjelder arbeid som overhodet ikke er berørt i denne rapporten eller arbeid som bør videreutvikles.

### *Videre arbeid som ikke er berørt i rapporten:*

- Utrede aktuell kjøretøydynamikk for tiltende 3-hjulskjøretøy og angi konkrete spesifikasjoner for Dolphin Family.
- Kartlegge samtlige aktuelle lover, regler og standarder som vil ha innvirkning på utformingsvalgene, slik at kjøretøyet kan klassifiseres og godkjennes for bruk på offentlige norske veier.
- Spesifisere, beregne og implementere øvrige komponenter som er en del av chassiset, som motor, drivverk, bremses og hjul. Dette inkluderer også å finne en konkret motorsykelgaffel som skal utgjøre forhjulsopphenget.
- Utforme og spesifisere det hydrauliske tiltesystemet. Både utarbeide prinsipp for virkemåte og konstruksjon av systemet med tilhørende komponenter.
- Utrede, beregne og detaljere alle sammenføyninger i konstruksjonen.
- Utforme og beregne innfestingen av bakhjulsopphenget til rammekonstruksjonen, gjerne med hensyn på løsningen for drivverket.
- Utforme struktur som omslutter kupeen og implementere denne i rammekonstruksjonen, for deretter å optimere totalkonstruksjonen ytterligere.
- Eventuelt å bygge en skalert modell og gjennomføre tester av for eksempel kjøreegenskaper eller utmatting av konstruksjonen.

### *Videre arbeid med punkter som mer eller mindre er omtalt i denne rapporten, men som bør videreutvikles og eventuelt forbedres:*

- Utrede og beregne realistiske strukturbelastninger ytterligere, spesielt i forhold til dynamiske belastningssituasjoner og impulsfaktorer.
- Gjennomføre tilstrekkelige utmattingsberegninger gjennom testing, simulering eller innhenting av brukbare utmattingsdata.

- Oppdatere beregninger og revidere fail-safe elementene i konstruksjonen (knekkstaget i bakhjulsopphenget og skjærbolten i innfestingen av forhjulsgaffelen). Eventuelt vurdere andre løsninger.
- Beregne og detaljere innfestingen av forhjulsgaffelen til rammekonstruksjonen.
- Velge materiale, beregne og detaljere de komponentene i bakhjulsopphenget som ikke er spesifisert i denne rapporten.
- Løse problem med at rammen i utgangspunktet skrapes i bakken ved maksimal tilteinkel.
- Oppdatere utformingsløsningene og dimensjoner etter hvert som flere deler av totalkonseptet foreligger.
- Spesifisere og utrede material- og komponentkostnader ytterligere, og eventuelt revidere løsningsvalg med hensyn til kostnadsoptimalisering.
- Komplettere fabrikkasjonsunderlaget for prototypen i form av tekniske tegninger og produksjonsanvisninger.



## TILLEGG 1 – DIVERSE EKSISTERENDE KONSEPTER

Et raskt søk på internett avdekker at det finnes relativt mange 3-hjulskjøretøy rundt om kring i verden, men sjansen er derimot liten for at man kjenner igjen noen fra gaten. De aller fleste variantene eksisterer bare som en prototype eller som en unik hjemmelaget farkost. Enten har produsentene stoppet produksjonen for mange år siden eller så er kjøretøyet laget for et nisjemarket med så lite produksjonsvolum at man svært sjeldent ser den i virkeligheten.

3-hjulskjøretøy har aldri fullt og helt klart å ta opp kampen mot vanlige biler eller motorsykler. Men i svært mange tilfeller skyldes det først og fremst valg av tekniske løsninger som ikke har vært tilfredsstillende eller at modellene rett og slett har blitt for kostbare til at salgsvolumet har gjort fabrikanten levedyktig.

Følgende utvalg av 3-hjulskjøretøy, masseproduserte eller bare konseptmodeller, representerer noen ulike kategorier og kan sies å være noen av de mest kjente eller mest vellykkede konseptene enten det dreier seg om salgstill, tekniske løsninger eller innflytelse på senere konsepter.

Til sist nevnes også et par alternative kjøretøy som ikke har tre hjul, men som allikevel kan relateres til dette prosjektet i form av størrelse, funksjon eller bruksområde.

### *Forklaring til spesifikasjonsdata:*

<b>Produsent:</b>	Fabrikant av aktuell modell.
<b>År:</b>	Introduksjonsår for aktuell modell og eventuelt siste produksjonsår.
<b>Hjulkonfigurasjon:</b>	$nFtT$ , der $n$ = antall hjul foran og $t$ = antall tiltende hjul.
<b>Tilt:</b>	<b>Naturlig;</b> ingen systemer som endrer tilteinkelen, annet enn vektoverføring og styrebevegelser, akkurat som en normal sykkel. <b>Assistert;</b> føreren har kontroll over et system som endrer tilteinkelen. Føreren må selv sørge for balansering av kjøretøyet. <b>Aktiv;</b> kjøretøyet har et system som selv bestemmer tilteinkelen. Føreren har ingen direkte kontroll over tiltebevegelsen, og trenger heller ikke sørge for å holde balansen.
<b>Seter:</b>	<b>1;</b> Kun fører. <b>2;</b> Fører og passasjer, side ved side. <b>1+2;</b> Fører og 2 passasjerer, sittende på rekke. Osv.
<b>Vekt:</b>	Egenvekt uten fører.
<b>Motor (effekt):</b>	Motorkarakteristikk som slagvolum, sylindrantall og effekt hvis tilgjengelig.
<b>Drivstoff:</b>	Type drivstoff ved bruk av forbrenningsmotor.

**Tuk Tuk:**

Produsent:	<b>Expertise Co. Ltd.</b>
År:	<b>2003 -</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F0T</b>
Tilt:	<b>-</b>
Seter:	<b>1+3</b>
Vekt:	<b>650 kg</b>
Motor (effekt):	<b>660 cm<sup>3</sup>, 4 syl. (44 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



Figur 0-1: Tuk Tuk, Expertise Icon chrome Model [9].

Tuk Tuk er et 3-hjuls kjøretøy som hovedsakelig benyttes som taxi i Thailand, men også i andre deler av verden under forskjellige kallenavn og med noen regionale variasjoner (f.eks. India: "auto-rickshaw"). Den er spesielt populær i byer hvor det er svært tett trafikk, som for eksempel Bangkok. Kjøretøyet er basert på en motorsykkel der den fremre delen er fullstendig tilsvarende en motorsykkel med dempergaffel og styre. Føreren sitter foran i midten og en tradisjonell Tuk Tuk kan vanligvis frakte tre passasjerer som sitter bak. Kabinen er delvis åpen og egner seg følgelig best på steder med et varmt klima. Navnet "Tuk-Tuk" stammer fra den karakteristiske lyden av 2-taktsmotorene som tradisjonelt har blitt brukt i eldre utgaver. Nyere utgaver benytter seg gjerne av langt mer moderne 3-sylindrede bensinmotorer. Selve konstruksjonen har prinsipielt vært uforandret i over 50 år og er dermed relativt umoderne med tanke på kjøredynamikk. Den har ingen forbedrende systemer som for eksempel tiltemulighet i svinger. Modellen som vises over (Expertise Icon) er relativt ny, men en rekke forskjellige produsenter har opp i gjennom årene produsert tilsvarende Tuk Tucher. Noen steder kan også mopeder med en slags sidevogn gå under navnet Tuk Tuk.



Figur 0-2: Typisk Tuk Tuk i Bangkok [1].



Figur 0-3: Alternativ Tuk Tuk [eget foto].

**Reliant Robin:**

Produsent:	<b>Reliant Motor Company</b>
År:	<b>1973 - 2001</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F0T</b>
Tilt:	<b>-</b>
Seter:	<b>2+2</b>
Vekt:	<b>450 kg</b>
Motor (effekt):	<b>750 cm<sup>3</sup>, 4 syl. (32 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



Figur 0-4: Reliant Robin, 1973 mod.[6].

Reliant var en britisk produsent av blant annet 3-hjulsbiler. Opprettet allerede i 1935, og produserte frem til 2001 en rekke modeller med tre hjul, hvor den kanskje mest kjente var Reliant Robin.

Felles for alle modellene var at de hadde ett hjul foran og to hjul bak. Designfilosofien gikk mer eller mindre gikk ut på å gjøre en vanlig 4-hjuls bil om til en 3-hjuling. Men utover hjulantallet og et karosseri i glassfiber var det lite som skilte den fra en vanlig småbil med plass til fire. Det var ingen god konstruksjon med tanke på dynamisk stabilitet og resultatet var et alt for høyt tyngdepunkt, og bilen var beryktet for sin tendens til å velte. Dette ble spesielt tydeliggjort i introduksjonen til hver episode av den berømte tv-serien "Mr. Bean", og i nyere tid har BBCs "Top Gear" harselert med Reliant og dens katastrofale evne til å velte i flere episoder.

Allikevel ble det produsert og solgt et stort antall biler, hovedsakelig på grunn av den lave prisen og muligheten for å registrere og avgiftsbelegge den som motorsykkel. Til tross for at de aller fleste er enige om at det var en elendig bil rent prestasjonsmessig, har Reliant fortsatt en stor tilhengerskare. Det finnes flere entusiastklubber og det arrangeres fortsatt både treff og løp.



Figur 0-5: Konkurranskjøring med Reliant Robin [49].



Figur 0-6: Nyere Reliant Robin med noen karosserideler lånt fra Vauxhall/Opel [50].

**GM Lean Machine:**

Produsent:	<b>General Motors</b>
År:	<b>1983</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F1T</b>
Tilt:	<b>Passiv</b>
Seter:	<b>1</b>
Vekt:	<b>159 kg</b>
Motor (effekt):	<b>2 syl. (38 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>

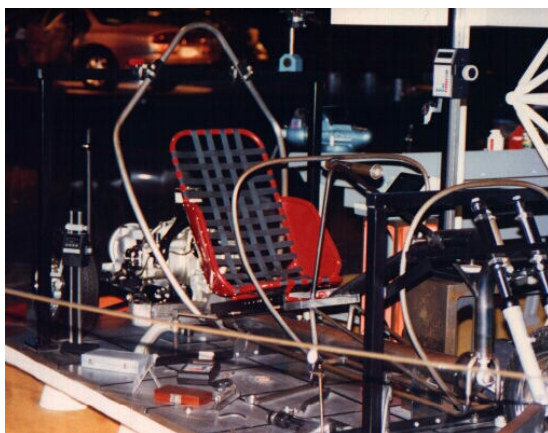


Figur 0-7: GM Lean Machine fra 1983 [12].

Denne prototypen fra 1983 benyttet et prinsipp der kabinen og framhjulet kan tiltes mens bakhjulene og motordelen holdes oppreist. Tiltemekanismen var adskilt fra rattbevegelsen, men i motsetning til mer moderne varianter hadde den ingen automatiske systemer for å holde balansen. Derimot kontrollerte føreren tiltebevegelsen ved hjelp av to fotpedaler med vaierforbindelse til tiltemekanismen og den kunne oppnå hele 55 grader tilt. Lean Machine var dermed ikke umiddelbart et enkelt kjøretøy å mestre. Selv med god trening og erfaring oppstod det problemer med å kontrollere kjøretøyet, spesielt på glatt underlag.

Bruk av lette materialer og en spartansk rammekonstruksjon sørget for en meget lav totalvekt. Den benyttet seg først av en motor på 15 hk, men ble raskt oppgradert til en 2-sylindret 4-taktsmotor på 38 hk. I kombinasjon med en luftmotstandskoeffisient på bare 0,15 var GM Lean Machine derfor å regne som et høyprestasjonskjøretøy som akselererte fra 0-100 km/t på bare 6,8 sekunder og hadde en toppfart på 130 km/t.

I science fiction filmen "Demolition Man" fra 1993 benyttet Sylvester Stallone og Wesley Snipes en rekke konseptkjøretøy, deriblant GM Lean Machine. Den var da forsikret for 69 millioner dollar. I dag finnes det dessverre ikke lenger noen utstilt modell noe sted, og ingen flere utgaver ble produsert. Men noen av ideene har blitt videreført og den er derfor et viktig bidrag i historien til 3-hjulskjøretøy. Informasjon er hentet fra internettdatabasene *3wheelers.com* [25] og *maxmatic.com* [12].



Figur 0-8: GM Lean Machine uten karosseri [12].



Figur 0-9: GM Lean Machine tidligere utstilt på Disney's EPCOT i Florida [12].

**Carlos Calleja Vidal:**

Produsent:	<b>Carlos Calleja Vidal</b>
År:	<b>1997</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F3T</b>
Tilt:	<b>Naturlig</b>
Seter:	<b>1</b>
Vekt:	-
Motor (effekt):	-
Drivstoff:	-



*Figur 0-10: Carlos Callejas prototype [51].*

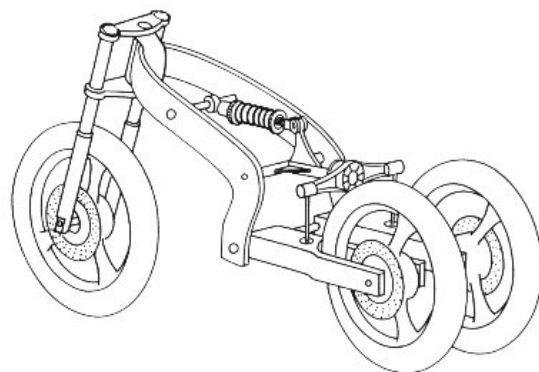
En spanjol som først og fremst har funnet opp et prinsipp for hjuloppheng på en tiltende 3-hjuling, og ikke et spesifikt kjøretøy i seg selv. Løsningen har senere fått tilnavnet "Calleja-oppheng", selv om det strides om løsningen faktisk var helt ny da den ble introdusert. Oppfinnelsen er en mekanisk løsning som gjør at alle hjulene kan tiltes ved sving i tillegg til å ha en felles støtdemper for bakhjulene. Tiltbevegelsen for bakhjulene er tilknyttet hverandre, mens støtdempingen kan skje uten å påvirke tiltbevegelsen direkte. Mekanismen kan også låses i oppreist posisjon slik at det er mulig å opprettholde balansen når kjøretøyet står stille eller kjører svært sakte. Systemet kan benyttes på en trike med ett hjul foran og to bak. Oppfinnelsen er patentert (1997) og Calleja har også implementert systemet i en prototype basert på en vanlig motorsykkel.

Han hevder at systemet har en rekke fordeler i forhold til en 2-hjuls motorsykkel, der i blant at friksjonen med underlaget øker slik at faren for dekkslipp minker, bedre fremkommelighet på alle slags underlag og at man ikke selv trenger å holde sykkelen oppreist når balanseringsfunksjonen er låst.

Bilder og informasjon er hentet fra Vidals egen hjemmeside [51].



*Figur 0-11: Carlos Callejas motorsykkel prototype [51].*



*Figur 0-12: Callejas prinsippskisse for 3-hjuls motorsykkel [19].*

**Mercedes F300 Life-Jet:**

Produsent:	<b>Mercedes Benz</b>
År:	<b>1997</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>2F3T</b>
Tilt:	<b>Aktiv</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>800 kg</b>
Motor (effekt):	<b>1600 cm<sup>3</sup>, 4</b>
<b>syl.</b>	<b>(102 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



*Figur 0-13: Mercedes F300 Life-Jet [52].*

F er betegnelsen på Mercedes' forsknings-modeller. F300 fikk tilnavnet "Life-Jet" og ble første gang presentert på Frankfurt-messen i 1997. Designet var tydelig inspirert av jettfly og den ble utviklet med formål om å forene følelsen og dynamikken til en motorsykkel med sikkerheten og komforten til en bil. Modellen ble aldri satt i produksjon, men hvis det hadde skjedd ville den i følge Guinness Rekordbok fra 2000 blitt verdens dyreste 3-hjuls kjøretøy i produksjon. Life Jet hadde to hjul foran og ett bak, og alle hjulene, samt selve kjøretøyet, tiltet i sving som på en motorsykkel. Tiltbevegelsen ble automatisk styrt av et hydraulisk system og en datamaskin som registrerte kjøretøybevegelsene. Motoren var en 1,6 liter bensinmotor hentet fra Mercedes A-klasse og sørget for en toppfart på over 200 km/t. Kjøretøyet var bygget opp med en spaceframe-konstruksjon bekledd med aluminiumspaneler. Panelene hadde to platelag med aluminiumsskum i midten for økt styrke og lydisolasjon. Hele kjøretøyet veide 800 kg, men ved en eventuell masseproduksjon skulle dette reduseres til rundt 600 kg.

Informasjon er hentet fra nettmagasinet *eMercedesBenz* [52] og *3wheelers.com* [25].



*Figur 0-14: Life-Jet sett forfra i sving [12].*



*Figur 0-15: Bakhjulsoppheng med 1,6 L motor fra MB A-klasse [52].*

**Campagna T-Rex 14R:**

Produsent:	<b>Campagna Motors</b>
År:	<b>2010</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>2F0T</b>
Tilt:	<b>-</b>
Seter:	<b>2</b>
Vekt:	<b>472 kg</b>
Motor (effekt):	<b>1352 cm<sup>3</sup>, 4 syl. (197 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



*Figur 0-16: Campagna T-Rex 14R [53].*

Campagna T-Rex er et høyprestasjonskjøretøy for to personer som serieproduseres i Canada. En delvis åpen kupe, svært begrenset bagasjeplass og fokus på fart tilsier at dette først og fremst ikke er et praktisk nyttekjøretøy, men snarere et alternativ til en rask motorsykkel.

Den har en stiv rør-ramme med to hjul foran og ett bak. Til tross for at ingen av hjulene kan tiltes har den et lavt tyngdepunkt og bred sporvidde slik at veltestabiliteten er relativt god.

Første utgave av T-Rex så dagens lys i 1994. De nyeste utgavene (2010 modell 14R) benytter seg av en 1400 cm<sup>3</sup> Kawasaki-motor som yter nesten 200 hk. Det sørger for en akselerasjon fra 0 til 100 km/t på under fire sekunder og en toppfart på 220 km/t.

Veigrepet skal også i følge produsenten være så godt at man kan oppnå en sideveis akselerasjon på 1,3 g.

Informasjon fra produsentens hjemmeside [53].



*Figur 0-17: T-Rex 14R sett bakfra [53].*

**Carver One:**

Produsent:	<b>Vandenbrink</b>
År:	<b>2002-2009</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F1T</b>
Tilt:	<b>Aktiv</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>550 kg</b>
Motor (effekt):	<b>660 cm<sup>3</sup>, 4 syl. (63 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



Figur 0-18: Vandenbrink Carver One [54].

Carver One er utviklet og produsert i Nederland som en liten trehjulsbil for persontransport med plass til to. Konseptet er ment som et attraktivt alternativ til alle de som normalt bare kjører en eller to i en vanlig bil, men også som et bidrag til et nisjemarket bestående av "moro-kjøretøy" som for eksempel små sportsbiler og motorsykler. Carver det eneste serieproduserte tiltende 3-hjulskjøretøyet av sitt slag og kan på mange måter totalt sett sies å være en av de mest vellykkede konseptene til nå. Den har fått mye oppmerksomhet verden over for sin relativt gjennomførte utforming og spesielt for den unike kjøreopplevelsen som kan minne om å kjøre et jagerfly. Den turboladde motoren tar Carver fra 0 til 100 km/t på 7,5 sekunder og den kan oppnå en toppfart på hele 190 km/t.

Den er konstruert etter et prinsipp der kabinen med passasjerene kan tiltes i svinger mens motoren og bakhjulene holdes oppreist. Tiltemekanismen består av et sofistikert egenutviklet system hvor hydrauliske sylindere styres av både rattutslag og kjørehastighet. Ved lav hastighet resulterer førerens dreining av rattet kun i en styrevinkel for forhjulet, mens etter hvert som farten øker endres rattutslaget til en økende tiltevinkel for kabinen, helt opp mot 45 grader. Konstruksjonen består av et lettvektschassis av stål og er bekledd med paneler av komposittmaterialer.

Hovedsakelig på grunn av en svært høy pris (ca. 50 000 Euro) svarte ikke salget av Carver til forventningene og selskapet ble i 2009 slått konkurs. Produksjonen av kjøretøyene har opphørt, men teknologien selges fortsatt gjennom et eget lisensieringsfirma.

Informasjon fra produsentens hjemmeside [55] og *3wheelers.com* [25].



Figur 0-19: Carver sett bakfra [54].



Figur 0-20: Carver er mer stabil på glatt underlag enn motorsykkel [56].



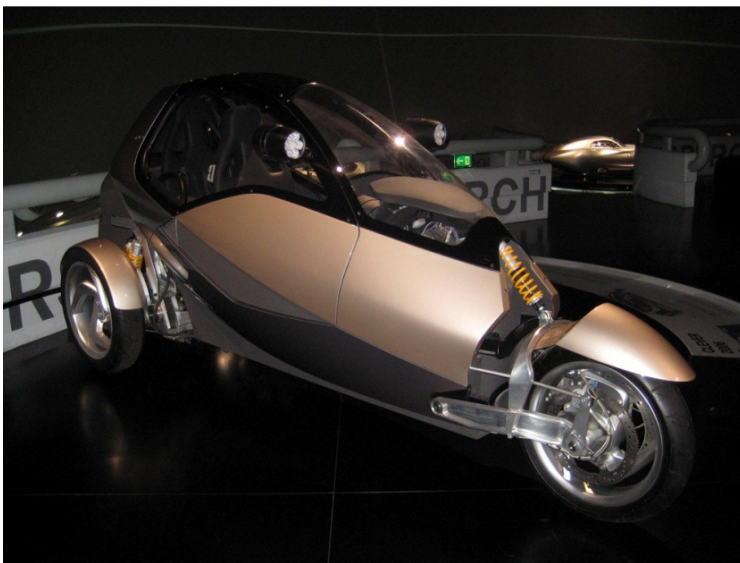
**CLEVER:**

Produsent:	<b>BMW / University of Bath</b>
År:	<b>2006</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F1T</b>
Tilt:	<b>Aktiv</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>400 kg</b>
Motor (effekt):	<b>218 cm<sup>3</sup>, 1 syl. ( - )</b>
Drivstoff:	<b>CNG</b>



*Figur 0-21: CLEVER Project prototype 2006 [57].*

(C.L.E.V.E.R.: Compact Low Emission Vehicle for Urban Transport.) Bygget på initiativ fra Technische Universität Berlin som et EU-finansiert samarbeidsprosjekt mellom flere europeiske partnere, deriblant University of Bath (UK) og BMW. Ideen bak dette konseptet var å lage et urbant kjøretøy for to personer som opptar liten plass, veier lite, har lavt drivstofforbruk og lavt utslipp av skadelige gasser, samtidig som den tilbyr sikkerhet og komfort på høyde med en liten tradisjonell bil. Kjøretøyet er smalere enn en meter og er derfor utstyrt med et tiltesystem for å bedre stabiliteten i svinger. I likhet med flere liknende konsepter benytter CLEVER seg av et prinsipp hvor kabinen og framhjulet tilter, mens motormodul og bakhjul holdes oppreist i forhold til underlaget. Utformingen er til forveksling lik Carver, men den største forskjellen ligger i styringssystemet av de hydrauliske tiltesylindrene. CLEVER har en naturgassdrevet én-sylindret motor som gir en toppfart på ca. 100 km/t. Den første ferdige og fungerende prototypen ble presentert i 2006, og det har til sammen blitt bygget fem modeller hvor tre har blitt benyttet til kræsjetesting, i følge prosjektets hjemmeside [57].



*Figur 0-22: CLEVER utstilt på BMWs museum i München [eget foto].*



*Figur 0-23: Bakside, motormodul [eget foto].*

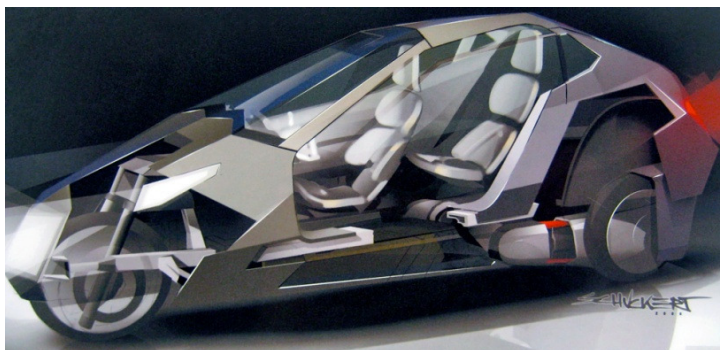
**BMW Simple Concept:**

Produsent:	<b>BMW</b>
År:	<b>2008</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>2F3T</b>
Tilt:	<b>Aktiv</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>450 kg</b>
Motor (effekt):	<b>Hybrid (totalt 60 hk)</b>
Drivstoff:	-

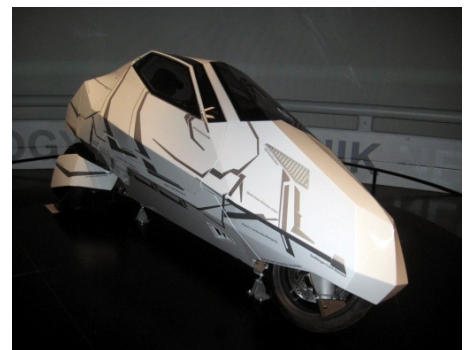


*Figur 0-24: BMW Simple Concept på BMWs museum i München [eget foto].*

Simple (som står for "Sustainable and Innovative Mobility Product for Low Energy consumption") er et konseptkjøretøy fra BMW som representerer en videreutvikling av Clever-prosjektet fra 2005. Hovedmotivasjonen for dette konseptet var å lage et lite kjøretøy for to personer som var så energieffektivt som overhodet mulig. Med stort fokus på å lage et lett og smalt kjøretøy med minimal luftmotstand ble det besluttet å benytte tre hjul og mulighet for å tilte kjøretøyet i svinger. Det resulterte i 450 kg totalvekt og en luftmotstandskoeffisient på bare 0,18. Simple drives av et hybridsystem bestående av en liten forbrenningsmotor og en el-motor som til sammen gir en akseptabel akselerasjon fra 0 til 110 km/t på like under 10 sekunder og et drivstofforbruk på under 0,2 liter per mil. Simple er 100 cm bred og rommer to personer sittende på rekke. Hele kjøretøyet kan tiltes opp til 45 grader i svinger, og i motsetning til noen tidligere konsepter tilter også bakhjulene. Bakhjulsopphenget består av to vipbare, langsgående bærearmer med en tilknyttet hydraulisk mekanisme som sørger for tiltebevegelsen. Systemet skal være helautomatisk slik at Simple kan kjøres like enkelt som en vanlig bil. Dessverre finnes det per dags dato ikke stort mer offentlig tilgjengelig informasjon om Simple, annet enn det som kan sees selv på BMWs museum i München og på noen internettsider [58].



*Figur 0-25: Illustrasjon av interiør, utstilt på BMWs museum [eget foto].*



*Figur 0-26: Hele kjøretøyet kan tiltes i sving [eget foto].*

### Lumeneo Smera Concept:

Produsent:	<b>Lumeneo</b>
År:	<b>2008</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>2F4T</b>
Tilt:	<b>Aktiv</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>500 kg</b>
Motor (effekt):	<b>Elektrisk (42 hk)</b>
Drivstoff:	<b>-</b>



Figur 0-27: Lumeneo Smera [59].

En franskprodusert elektrisk drevet bil med plass til to personer. Bilen har fire hjul, og hele kjøretøyet kan tiltes i sving ved hjelp av en elektrisk servomotor. Data fra produsentens hjemmeside [59].

### Monotracer:

Produsent:	<b>Peraves AG</b>
År:	<b>2010</b>
Hjulkonfigurasjon:	<b>1F2T</b>
Tilt:	<b>Naturlig</b>
Seter:	<b>1+1</b>
Vekt:	<b>485 kg</b>
Motor (effekt):	<b>1171 cm<sup>3</sup>, 4 syl. (117 hk)</b>
Drivstoff:	<b>Bensin</b>



Figur 0-28: Monotracer [60].

Sveitsiske Monotracer er praktisk talt en innebygget motorsykkel med plass til to personer. Ved lav fart opprettholdes balansen med automatisk aktiverte støttehjul. Data fra produsentens hjemmeside [60].

## TILLEGG 2 – MATERIALTYPER OG ANVENDELSE

Følgende utredning inneholder en del generell informasjon og noen betraktninger i forhold til bruken av ulike materialkategorier i konstruksjon av kjøretøy.

Spesifikke materialdata er hentet fra boken *Automotive Engineering. Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*, s. 634-634 [23].

### Stål:

Stål er det desidert mest brukte konstruksjonsmaterialet gjennom tidene for bygging av biler, og i dag er fortsatt selv de mest moderne selvbærende karosseriene med få unntak laget av pressformede stålplater.

Stål er som regel foretrukket på grunn av høy fasthet, stor anvendelighet og lav pris. Elastisitetsmodulen er høy, ca. 210 000 MPa, formbarheten er enestående, sammenføyningsmulighetene er mange og gode, spesielt for sveis, og det er resirkulerbart.

Den mest åpenbare negative siden er høy egenvekt som gjør det tyngre enn alternative materialer. Den gode formbarheten bidrar likevel til at materialbehovet kan optimaliseres slik at totalvekten begrenses. Stål er også utsatt for galvanisk korrosjon i form av rust når oksygen og fuktighet er til stedet. Noe som er et aktuelt problem for norske forhold der korrosjonsprosessen får ekstra gode miljøforhold fordi veiene saltes om vinteren. For å begrense korrosjonen må stålet enten dekkkes av et beskyttende belegg, eller galvaniseres.

I løpet av de siste 20 årene har det vært en sakte utvikling bilindustrien i bruken av varmeherdede høyfaste stål (*High Strength Steel*) for å kunne redusere platetykkelsene og dermed totalvekten. Det finnes nå også enda sterkere martensittiske ståltyper (*Ultra High Strength Steel*) tilgjengelig for bilproduksjon med flytegrense helt opp til 1200 MPa. Men elastisitetsmodulen er fortsatt den samme så man kan ikke uforbeholdent redusere materialtykkelsen uten at det går på bekostning av stivheten til konstruksjonen.

Den regjerende sammenføyningsmetoden i moderne bilproduksjon er punktsveising, men det er også en økende bruk av langsgående lasersveising og lim.

Korrosjonsproblematikken er langt mindre enn for bare 10 år siden på grunn av dagens gode metoder for beskyttelse gjennom blant annet elektrogalvanisering, zink-belegg og legeringer.

Rustfritt stål, stål som er tilsatt krom, er også et mulig alternativ, men høy pris og begrenset utvalg for bilproduksjon gjør at det ikke er så mye brukt i personbiler.

For en prototypeutvikling er bruken av stål enkelt og kostnadsgunstig både å dimensjonere, bearbeide og sette sammen. Men med utstrakt bruk av standardprofiler og komponenter kan konstruksjonen fort bli tung. Litt av bakgrunnsideen til Dolphin Family er å konstruere et lett kjøretøy, blant annet ved å vurdere andre materialer enn stål.

### Aluminium:

Aluminium er et høyaktuelt materiale for bruk i konstruksjon av kjøretøyer og har totalt sett det største potensialet for å erstatte stål. Materialtettheten er lav, kun  $2,7 \text{ g/cm}^3$  som bare er ca. en tredjedel av stål, og ved bruk av legeringselementer og herding kan man oppnå styrke helt

på høyde med konstruksjonsstål. Derimot er elastisitetsmodulen lavere, omtrent en tredjedel av stål, og materialtykkelsen må som regel økes i forhold til stål for at konstruksjonsstivheten skal bli tilfredsstillende. Vektbesparelsen kan dermed sjeldent utnyttes fullstendig, selv om lavere vekt tross alt er hovedmotivasjonen for å velge aluminium. Andre fordeler er den gode korrosjonsbestandigheten fordi det raskt danner seg et beskyttende oksidsjikt i overflaten, og anvendeligheten er god da aluminium blant annet kan støpes og ekstruderes til spesialprofiler. Tilgjengeligheten er høy og aluminium er ansett som et miljøvennlig alternativ til stål fordi det er resirkulerbart, teoretisk sett et ubegrenset antall ganger og med fullgod kvalitet, så det totale energibehovet ved produksjonen blir dermed lavt. Til tross for stort energibehov ved utvinning fra råmateriale, er energibehovet ved omsmelting lite på grunn av den relativt lave smeltetemperaturen. Materialet har også en suveren evne til å oppta kollisjonsenergi og brukes derfor ofte i støtfangere.

I bilproduksjon brukes til dels legeringer i 5000-serien for karosseripaneler, men for bærende struktur er det mest aktuelt å benytte en av de herdbare legeringene i 6000-serien, legert med magnesium (Mg) og silisium (Si), eller 7000-serien, legert med sink (Zn), magnesium (Mg) og/eller kopper (Cu). Det er legeringer som har høy styrke og god sveisbarhet. Men selv om flere legeringer er godt egnet for sveising er det viktig å ta hensyn til den dramatisk nedsatte materialstyrken i det varmpåvirkede området rundt sveisen. På grunn av dette kan det være aktuelt å benytte andre sammenføyningsmetoder som nagling, lim eller selvlåsende konstruksjonsdetaljer. Aluminium kan ikke sveises til andre metaller og bør ikke monteres i direkte kontakt med stål da det vil korrodere. En annen utfordring ved dimensjonering er at aluminium ikke har en nedre stressgrense for sikkerhet mot utmatting slik som stål.

Aluminium inngår gjerne i deler av bilkonstruksjonen, men noen biler er også produsert utelukkende i aluminium som Audi A2 og A8. De er basert på en *spaceframe* i aluminium og oppgir en vektbesparelse opp mot 40 % i forhold til stål. Et annet litt spesielt eksempel er Mercedes F300 Life Jet som er satt sammen av paneler med dobbelt lag aluminiumsplate med aluminiumsskum i midten.

For Dolphin Family er aluminium et svært aktuelt konstruksjonsmateriale. Tilgangen på standardelementer er svært god og anvendeligheten er bra selv for prototypebygging.

### **Andre metaller:**

Av andre metaller som til en viss grad brukes til konstruksjonsformål kan magnesium og titan nevnes.

Rent magnesium er ekstremt lett, men i seg selv har det for liten fasthet til å egne seg som konstruksjonsmateriale. Derimot egner det seg godt legert med andre metaller og oppnår dermed et meget lett materiale med relativt høy styrke. Men elastisitetsmodulen er lav, kun 45000 MPa. For bruk i bilindustri er støping det eneste reelle alternativet og kan dermed brukes i knutepunktsdetaljer. Komponentene kan støpes med svært tynne vegger og integreres med andre komponenter i støpen. Prisen er vesentlig høyere enn stål og aluminium og er sjeldent foretrukket ved større produksjonsvolum.

Titan har utmerkede fasthetsegenskaper, blant annet flytegrense opp mot 900 MPa, og relativt lav vekt. Men tilgangen er begrenset og prisene svært høye i forhold til stål og aluminium. Titan er som regel ikke aktuelt som hovedmateriale for større konstruksjoner, slik som kjøretøy.

**Treverk:**

Tre regnes helst som et konstruksjonsmateriale for større og statiske byggverk. Men tre har flere gunstige egenskaper, og kan bearbeides slik at det faktisk også kan egne seg til konstruksjon av kjøretøy. Den største fordelen kontra metaller er svært lav egenvekt (furu ca.  $0,5 \text{ g/cm}^3$ ). Kombinert med relativt høy styrke, forutsatt riktig fiberretning, har treverk et meget gunstig forhold mellom styrke og vekt. Styrken og stivheten kan økes ytterligere ved å bruke limtre og lagvise finerkombinasjoner. Tre er også et åpenbart miljøvennlig materiale fordi det ender opp som ufarlig avfall.

I 20-åra var tre det vanligste konstruksjonsmateriale for kjøretøy, og fortsatt bygger for eksempel den tradisjonsrike britiske sportsbilfabrikanten, Morgan, biler med chassis av tre. Bambus er kjent som et svært sterkt materiale og i store deler av Asia brukes fortsatt bambus som konstruksjonsmateriale for stillaser, selv på de høyeste skyskraperne. Det er også blitt bygget velfungerende sykkelrammer med bambus.

Men tre er et organisk materiale som forandrer seg over tid og er svært følsomt for miljøpåvirkninger. Materialet er ikke homogent og det er nærmest umulig å konstruere mange fullstendig identiske deler. Det byr på store utfordringer når det skal konstrueres et kjøretøy med svært høye krav til nøyaktighet, og det er ikke uten grunn at man i nyere serieproduserte biler kun til nøds finner treverk i form av en liten pyntelist.

**Plast:**

Termoplaster brukes i stor utstrekning til bilproduksjon i form av enkeltkomponenter og interiørdetaljer, hvor strukturell styrke ikke er hovedformålet. Det finnes også noen kjøretøy hvor hele karosseriet er laget av termoplast, for eksempel den norske el-bilen Think som har helstøpte karosseripaneler i rotasjonsstøpt *PELD* (polyetylen med lav tetthet).

Plast er et lite kostbart materiale og har nærmest ubegrensede utformingsmuligheter. Plastmaterialer er generelt lette og termoplastene er resirkulerbare. Problemene med å bruke termoplast som konstruksjonsmateriale for større belastede konstruksjoner er flere. Først og fremst har plastmaterialene relativt lav styrke og elastisitetsmodul og egner seg derfor dårlig for bærende struktur i et kjøretøy hvor stivheten er viktig.

Plastens fasthetsegenskaper er ekstremt avhengig av temperatur og den påførte belastningens hastighet. Avhengig av plasttypen, kan den også være følsom for miljøpåvirkninger som sollys og kjemikalier, spesielt når materialet er stressbelastet. Dimensjonering kan være vanskelig fordi man gjerne har en stor uforutsigbarhet for sprekkdannelser og uventede sprø brudd. Selv om plastkomponenter kan spesialutformes og optimeres er produksjon av former svært kostbart og derfor lite egnet til lave produksjonsserier eller prototyper.

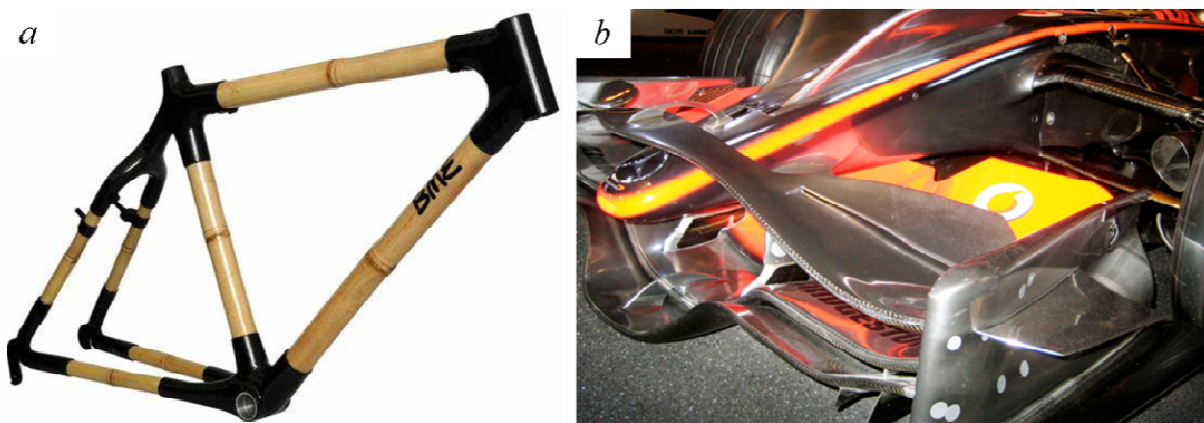
Herdeplaster, som polyester eller epoxy tilsatt herder, brukes til en rekke strukturelle formål. Det er veldig sprøtt så for å oppnå høy styrke og fornuftig bruksnytte er de som oftest armert med for eksempel glassfiber, aramid eller karbonfiber, og går derfor her egentlig under gruppen komposittmaterialer. Herdeplast er ikke resirkulerbar og dermed ikke det mest miljøvennlige alternativet, men for prototypebygging kan det være meget prisgunstig og lett å forme.

**Komposittmaterialer:**

Betegnelsen *kompositt* innebærer at det er satt sammen av to eller flere forskjellige materialer. Det betyr at limtre og diverse *sandwich-konstruksjoner* med metaller også er komposittmaterialer. Men den vanligste sammensettingen og oppfatningen av begrepet er i hovedsak en herdeplast eller annen resin som for eksempel harpiks, som er armert med matter, strie eller løse fibre av et materiale med høy bruddfasthet, som glassfiber eller karbonfiber. Resultatet er et sterkt og lett materiale, som ikke kan tøyes med plastisk deformasjon. Polyester og glassfiber, på folkemunne bare kalt *glassfiber*, er sterkt, formbart og relativt billig, og brukes innen transportmidler mye til for eksempel mindre båtskrog, eldre racerbiler og til kappen på motorsykler. For eksempel hadde *Reliant Robin* glassfiberkarosseri montert på en grunnramme i stål.

For bærende strukturer og komponenter hvor det stilles høye krav til styrke og stivhet blir det mer og mer vanlig å bruke herdet epoxy med karbonfiber. Materialet har høy styrke, bruddgrensen kan overstige 2000 MPa, samtidig som det er ekstremt lett og derfor veldig attraktivt for konstruksjon av transportmidler. Men det er kostbart, og dermed er bruken av karbonfiber som hovedmateriale i kjøretøy helst forbeholdt sammenhenger der lav vekt og ytelse prioriteres foran kostnaden, som motorsport eller unike konsepter. Kostnadene er riktignok på vei ned så karbonfiberkompositter vil sannsynligvis bli enda mer brukt i fremtiden. Korrosjonsbestandigheten er god og utformingen skjer hovedsakelig for hånd og egner seg godt til prototypebygging. Forhåndsregning og dimensjonering av komposittmaterialer er vanskelig fordi materialet kan komponeres på så mange forskjellige måter. For eksempel har fiberretningen svært mye å si for styrken. Det finnes begrenset med generelle materialdata og utregningsmetoder, så optimalisering skjer ofte gjennom spesifikk testing av komponentene. Det kan også være vanskelig å forutse utmatningsfastheten.

For prototypebyggingen av Dolphin Family kan karbonfiber vurderes for hele strukturkomponenter eller til for eksempel knutepunktsdetaljer sammen med andre konstruksjonsmaterialer.



Figur 0-1: a) Sykkelramme med bambusstaver og knutepunktsdetaljer i karbonfiberarmert epoxy [61]. b) Eksempel på utstrakt bruk av karbonfiber i fronten på en Mercedes F1-bil [eget foto].

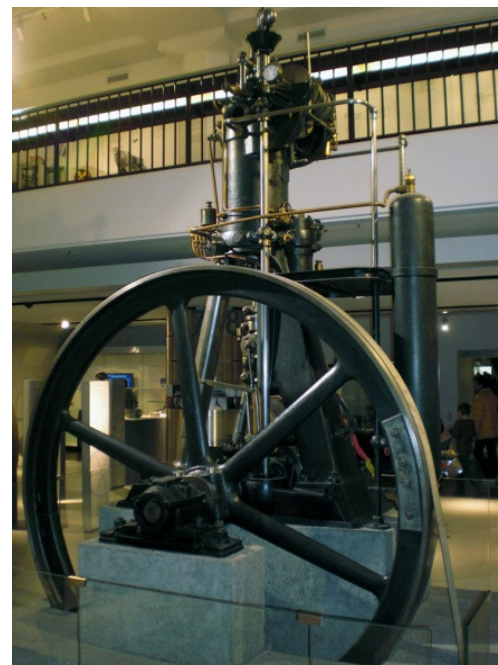
## TILLEGG 3 - REFERAT, STUDIETUR TIL TYSKLAND

I mars 2010 øynet jeg en mulighet for å foreta en studietur i forbindelse med mastergradsarbeidet. Vi var i løpet av vårsemesteret fire studenter som jobbet med hver vår mastergradsoppgave relatert til Dolphin-prosjektet og det falt seg derfor naturlig at en studietur for oss fire måtte dreie seg om bilindustri. En slik studietur skulle blant annet gi oss økt kunnskap om aktuell teknologi og bilhistorie for å gi et større perspektiv på hvordan bilindustrien fungerer. Og ikke minst skulle opplevelsene bidra til motivasjon for arbeidet med masteroppgaven. I regi av undertegnede og med støtte fra fakultetet gikk turen til det åpenbart viktigste området for europeisk bilindustri; Bayern sør i Tyskland. Innenfor et relativt lite geografisk område ligger nemlig hovedkvarterene for BMW, Mercedes-Benz, Porsche og Audi, noen av verdens mest kjente og tradisjonsrike bilfabrikanter. I tillegg hadde våre forundersøkelser avdekket at det på BMWs museum nå stod utstilt minst to relevante 3-hjulskjøretøy som det kunne være nyttig å studere nærmere. Med en stor personlig interesse for bil, og da spesielt en rekke tyske, ble opplegget med stor iver nøye planlagt og organisert i forkant. Flybilletter ble kjøpt, hoteller og leiebil reservert og en detaljert reiseplan ble laget, alt for å få maksimalt ut av både penger og tid som var tilgjengelig.

Kort oppsummert fløy vi først fra Oslo til München, og i løpet av de to påfølgende dagene der besøkte vi både Deutsches Museum og BMW. Deretter kjørte vi til Stuttgart hvor man finner både Porsche og Mercedes-Benz. Nest siste dag gikk turen tilbake mot München via Ingolstadt hvor vi besøkte Audis hovedkvarter. Den sjette og siste dagen fløy vi så hjem igjen til Oslo, nå med en mengde verdifulle inntrykk i bagasjen og stappfulle minnekort på digitalkameraene.



*Figur 0-1: Fire store bilfabrikanter med hovedsete sør i Tyskland.*

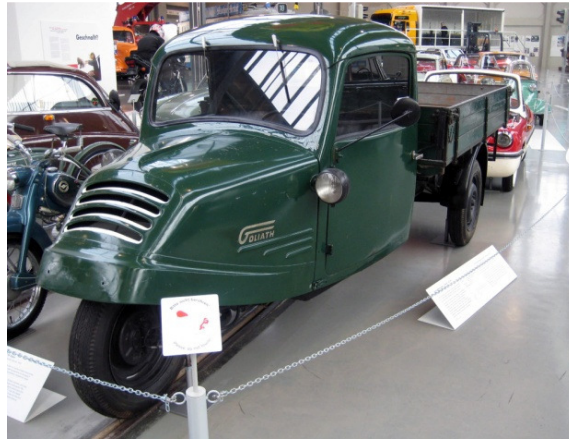


*Figur 0-2: Verdens første dieselmotor utstilt på Deutsches Museum i München [eget foto].*





*Figur 0-3: Motorsykel med framhjulstrekk og integrert navmotor [eget foto].*



*Figur 0-4: Goliath. Eldre, tysk 3-hjuls lastebil [eget foto].*

Deutsches Museum i München er verdens største tekniske museum, og innehar en overveldende stor samling av teknologiske gjenstander fra flere hundre år tilbake og frem til i dag, i tillegg til en rekke installasjoner for å illustrere både avansert teknologi og naturvitenskapelige fenomener. Museet dekker et enormt spekter, med alt fra leketøy, musikkinstrumenter og Gutenbergs boktrykkeri til kjernekraft og alle tenkelige transportmetoder, inkludert brødrene Wrights første motoriserte fly. I tillegg til hoveddelen av Museet besøkte vi også en egen avdeling i utkanten av sentrum som het Deutsches Museum Verkehrszentrum, et eget museum dedikert til transporthistorie. Her så vi blant annet verdens første bil, sykler og motorsykler med de merkeligste utforminger, gamle togsett i fullskala, legendariske tyske bilmodeller og også flere mer eller mindre kjente 3-hjulskjøretøy.

BMW's hovedkvarter i München består av et ikonisk kontorbygg formet som fire sylindre, et nyåpnet museum, produksjonsfasiliteter og et praktverk av et bygg kalt BMW Welt, som fungerer som en gedigen nybilutstilling hvor det meste oser av eksklusivitet og høy opplevd kvalitet. Ved dette anlegget produseres BMWs 3-serie og vi fikk her være med på en flere timer lang omvisning gjennom produksjonsavdelingene, helt fra håndteringen av råmaterialer



*Figur 0-5: Legendariske luksus-sedaner utstilt på rekke og på BMW Museum i München [eget foto].*



*Figur 0-6: BMW Isetta med motorsykelmotor og to tett plasserte bakhjul [eget foto].*



Figur 0-7: BMWs første motorsykkel fra 1923, med boxermotor og kardangoverføring [eget foto].



Figur 0-8: Undertegnede studerer hjuloppheng på konseptkjøretøyet Simple [eget foto].

til montering, lakkering og slutttesting av leveringsklare biler. Her var det dessverre ikke tillatt å fotografere, men vi fikk på nært hold se hvordan moderne bilers selvbærende karosseri i stor grad består av komplekse pressformede platematerialer og hvor den helautomatiske produksjonen utgjør godt over 80 % av alt arbeidet. Karosserideler blir sammenføyd av roboter som både punktveiser og limer med enorm presisjon og et forrykende tempo. Over 800 biler produseres ved denne fabrikken hver dag, og det hele var et fascinerende syn for oss som ikke hadde sett noe liknende i praksis før.

BMW Museum var nylig gjenåpnet etter en omfattende ombygningsperiode og resultatet var imponerende. Her var hele bygningen formet og tilpasset de utstilte attraksjonene, ikke motsatt slik vi gjerne ser andre steder. Hele BMWs historie var representert med klassiske veteranbiler, hele utstilte modellprogram og egne avdelinger for BMWs motorsportshistorie. Her og der fantes det også noen av BMWs forskjellige motorsykler, som skiller seg litt ut ved å benytte kardangoverføring til bakhjulet i stedet for kjede eller belte. Mest forventning hadde vi til avdelingen for konseptmodeller, der vi blant annet fikk se nærmere på to relativt nye 3-



Figur 0-9: Porsche Museum i Stuttgart er et spektakulært byggverk [eget foto].



Figur 0-10: Museet er ikke desto mindre spektakulært på innsiden. Her finnes en rekke klassikere [eget foto].



*Figur 0-11: Klassisk Porsche med hekkmontert, luftkjølt boxermotor [eget foto].*



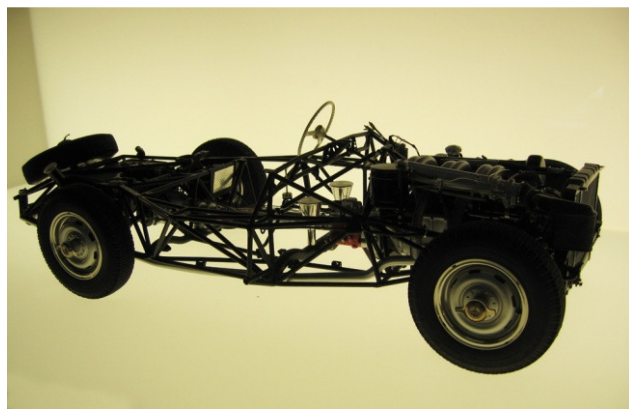
*Figur 0-12: Glassfiberkarosseri til eldre Porsche brukt i motorsport [eget foto].*

hjulskonsepter som har mye til felles med Dolphin-prosjektet (se *TILLEGG 1* for informasjon om BMW Clever og Simple Concept).

Hos Porsche i Stuttgart fikk vi ikke mulighet til noen produksjonsomvisning, men Museet vi besøkte der var verdt en Tysklands-tur i seg selv. Porsche har i mange år hatt stort fokus på eksklusivt design, også for produkter utover bare biler (*Porsche Design*), noe det unike museumsbygget i nesten utelukkende hvitt og sort bar tydelig preg av. Her var de fleste modeller gjennom historien av den legendariske sportsbilen stilt ut på smakfullt vis, i et interiør nesten uten et eneste normalt etasjeskille. Porsche har alltid operert i et nisjemarked og kan derfor ikke måle seg med de største bilkonsernene når det gjelder salgsvolum, men Porsche har allikevel en viktig plass i bilhistorien. I tillegg til å være verdens mest kjente sportsbil, designet i sin tid opphavsmannen Ferdinand Porsche verdens mest produserte bil; VW Boble (Folkevogn) på oppdrag fra Hitler. Porsche er fortsatt en av få som leverer biler



*Figur 0-13: Klassiske Mercedes sportsbiler, kjent som "Silver Arrow" [eget foto].*



*Figur 0-14: Eldre Mercedes roadster med rørprofilramme [eget foto].*



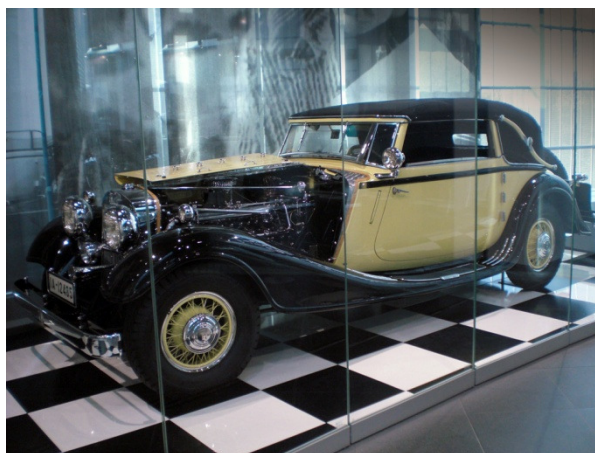
*Figur 0-15: Mercedes "Papamobil". Pavens tidligere offisielle kjøretøy med skuddsikkert glass [eget foto].*



*Figur 0-16: Konseptbilen F400 Carver med aktiv camberjustering. De ytterste hjulene lener seg innover i svingen [eget foto].*

med boxer-motorer og de benyttet seg av luftkjølte motorer så sent som til 1997. Som sportsbilsprodusent (også noen få traktorer) viste utstillingen naturlig nok Porsches store satsning på motorsport helt siden starten på 30-tallet, til stor begeistring for en bilfrelst student fra Norge.

Samme dag dro vi videre til Mercedes-Benz hovedkvarter, også det i Stuttgart, hvor vi besøkte Mercedes-Benz Museum. Da vi trodde et bilmuseum ikke kunne bli mer imponerende enn det vi til nå hadde sett, ble vi til en måpende gjeng når vi kom innenfor det gigantiske bygget med en stjerne på toppen. Fordelt på ni nivåer har selskapet DaimlerChrysler AG (som det nå heter) laget plass til en ekstrem stor samling av kjøretøy og diverse installasjoner. Med tanke på Mercedes' representasjon i transporthistorien er det kanskje ikke så rart at samlingen blir stor. I tillegg til å ha fått æren for verdens første dedikerte bil, Benz Patent Motorwagen fra



*Figur 0-17: Horch 670 Sport Cabriolet fra 1932 utstilt på Audis Museum i Ingolstadt. Horch var på denne tiden svært luksuriøse biler [eget foto].*



*Figur 0-18: NSU løpsbi fra 1926 med kompressor og 60 hk. NSU, med flere, ble senere en del av Auto Union [eget foto].*



Figur 0-19: Audi Sport Quattro gjorde rent bord da den debuterte i rally i 1981 takket være det nye firehjulstrekkssystemet [eget foto].

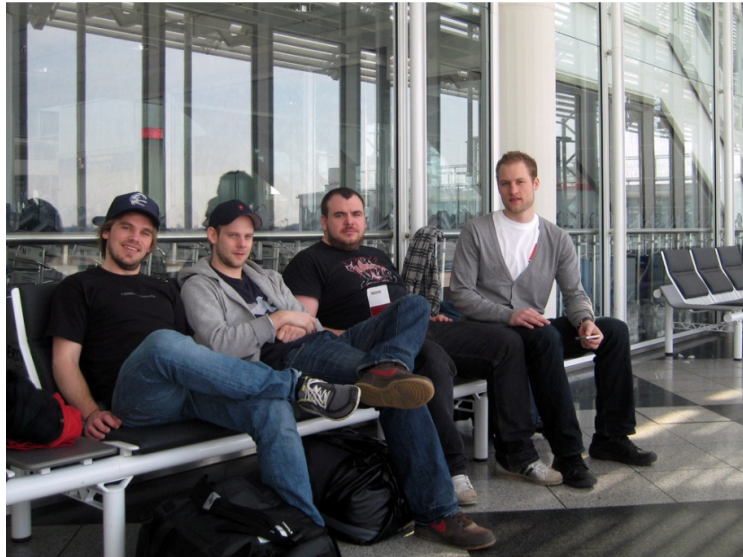


Figur 0-20: Audis konseptbiler utstilt på et slags samleband gjennom hele museet i Ingolstadt [eget foto].

1885, har de alltid hatt et meget stort modellutvalg av personbiler, busser, lastebiler og en rekke andre nyttekjøretøyer (inkludert *Unimog*). De har alltid vært store innen motorsport og Mercedes har blitt flittig brukt til blant annet utrykningskjøretøy, spesialkjøretøy og av diverse kjendiser. Til og med flymotorer har de produsert, og alt var representert på museet. Mercedes er også betydningsfulle fordi de ofte har vært den aller første til å introdusere ny teknologi som for eksempel den første bilen med deformasjonssoner foran og bak, samt antispinn og elektronisk stabilitetskontroll (ESP). Med tanke på hvor lenge Mercedes har konstruert biler kom utviklingen av bilens oppbygning ekstra tydelig frem.

I forhold til min prosjektoppgave var det spesielt interessant å se utviklingen fra de første bilene bygget oppå en kraftig grunnramme, via fagverkskonstruksjoner med rørprofiler til dagens avanserte selvbærende karosserier. Avdelingen for "morgendagens biler" viste en rekke tidligere utviklingsprosjekter hvor Mercedes har forsøkt seg på både biler med joystickstyring og på 3-hjulskjøretøy (se *TILLEGG 1* for informasjon om F300 Life-Jet).

På Audi Forum i Ingolstadt ble det tilbudt en rekke forskjellige typer omvisningsprogrammer i produksjonen, men vi antok at produksjonsmetodene var såpass like det vi fikk se hos BMW at vi heller prioriterte å bruke tiden vår på Audi-museet. Dette var igjen et flott museum i et eget stort dedikert bygg, men med Mercedes enorme utstilling friskt i minne fremstod Audis *Museum Mobile* litt beskjedent i forhold. En presentasjon av Audis relativt kompliserte historie gav oss fort et inntrykk av at det nødvendigvis må bli en del involvering på tvers av bilmerkene når så mange har drevet på i samme område. Selskapet startet som *Horch* i 1900, men etter uoverensstemmelser med investorene fikk grunnleggeren August Horch sparken i sitt eget firma og startet selskapet *Audi* på andre siden av gaten. Det ble senere involvert med merket DKW, og etter en dårlig økonomisk periode ble merkene Audi, Horch, DKW og NSU (merker som også var store på motorsykler) samlet under navnet *Auto Union*. Derav logoen med de fire forente ringene. Daimler Daimler-Benz overtok selskapet i 1958 og la ned all motorsykkelproduksjon, men ikke mange årene etter fikk selskapet ny eier, nemlig Volkswagen AG (VAG) som er eiere av Audi den dag i dag. Audi er et kjent navn innen motorsport og har også her samarbeidet med andre, blant annet Porsche. Gjennom VAG



*Figur 0-21 Studentene på studietur i Tyskland våren 2010. Fra venstre: David L. Østby, Jan-Fredrik Aasheim, Magnus S. Ottesen og Øyvind Eriksen [eget foto]*

produseres en rekke modeller på samme plattform og komponenter og motorer benyttes om hverandre i stor skala. Noe som er blitt veldig vanlig i hele bilindustrien, men som kanskje ikke kommer så tydelig frem hos den jevne forbruker. I moderne tid har Audi utmerket seg blant annet med introduksjonen av et velfungerende firehjulstrekkssystem (Sport Quattro fra 1982) og deretter vært langt fremme innen metallurgi. Først fullforzinkede karosserier mot rust og deretter hele aluminiumskarosserier for modellene A8 og den drivstoffgjerrige A2. Et av høydepunktene på museet var et stort bevegelig hyllesystem hvor alle Audis konseptmodeller ble heiset og senket gjennom etasjene.

Vel hjemme i Norge var vi alle enige om at denne studieturen hadde vært veldig vellykket. Vi hadde rukket å se utrolig mye på relativt få dager, og det var liten tvil om at var verdifullt og inspirerende å se ting i virkelighetene fremfor bare å finne bilder og informasjon på internett eller i bøker. Noen nye ideer og inspirasjon til masteroppgavene dukket opp, og ikke minst hadde vi nå en god del egne bilder å bruke i prosjektrapporten. I tillegg til innholdet på alle museene, fikk vi også oppleve noen imponerende byggverk som faktisk brukes som foregangseksempler innen utforming av museum som et eget fag. I første rekke satt vi igjen med et inntrykk av hvor utrolig mye historie, utviklingsarbeid og teknologi som ligger bak en bil, og hvor vanskelig det må være å lykkes med noe nytt. Det kan nesten virke banalt å jobbe med et skoleprosjekt som Dolphin i denne sammenhengen, men man skal ikke glemme at hvis et konsept eller en ide er god nok kan det ha en fremtid, spesielt hvis en av de store virksomhetene med økonomien i ryggen fatter interesse. Flere store universitetsmiljøer samarbeider tett med bilfabrikantene, noe vi fikk bekreftet på vårt besøk i sør-Tyskland, og man skal ikke se bort i fra at det nettopp er en student som er hjernen bak viktige oppfinnelser i biler som omgir oss i hverdagen.

## REFERANSER

## LITTERATURREFERANSER:

1. van den Brink, C. R. & Kroonen, H. M. (1997). LIGHTWEIGHT AND SMALL CARS THE ANSWER TO FUTURE NEEDS. 6th European Congress, Cernobbio, s. 2: European Automobile Engineers Cooperation.
2. Østbye, D. L. (2010). *DOLPHIN FAMILY, DEL A – Utvikling av eksteriørløsning for Lettvektskjøretøy*. Mastergradsoppgave. Ås: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap, IMT.
3. Ottesen, M. (2010). *DOLPHIN FAMILY, DEL B – Konseptualisering og design av interiør for et lettvektskjøretøy*. Mastergradsoppgave. Ås: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap, IMT.
10. Brevik, A., Lundheim, L. (2008). *Dolphin - Formkonsept for trike*. Designprosjekt. Ås: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap, IMT.
15. Daimler-Benz AG. (1997). *Patent figure 1, Curve-leaning vehicle*. Germany. US Patent #5,765,846.
16. Brudeli, G. (2005). *Patent figure 6. Three-wheeled Vehicle*. Norway. WO #2005/002957 A1.
17. Trautwein, W. (1977). *Patent figure 2, Stabilized Three-wheeled Vehicle*. United States. US Patent #4,088,199.
18. Carling, A. D. (1975). *Patent figure 7. Wheel-support Structure in Vehicles*. United States. US Patent #3,964,563.
19. Calleja Vidal, C. (1994). *Patent figure 1, Articulated Balancer with an Oscillating axle...* Spain. US Patent #5,611,555.
23. Crolla, D. A. (2009). *Automotive Engineering. Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1. utg. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, Elsevier. 835 s.
24. Foale, T. (2002). *Motorcycle Handling and Chassis Design, the art and science*. 1. utg. Spain: www.tonyfoale.com. 498 s.
27. van den Brink, C. R. (2002). *Realization of high performance man wide vehicles ...* The Netherlands: Brink Dynamics. 9 s.
29. Den Europæiske Unions Tidende. (2004). *RÅDETS DIREKTIV 93/93/EØF af 29. oktober 1993 om masse og dimensioner for to- og trehjulede motordrevne køretøjer*. Tilgjengelig fra: <http://www.handboka.no/Dok/EUdir/1993nr0093.pdf> (lest 26.01.11).
30. Dunlop. (2010). *MOTORSYKKELDEKK / SCOOTER OG ATV-UTVALG*: www.dunlopmotorcycle.eu.
31. Tilley, A. R. & Dreyfuss Associates, H. (2002). *The Measure of Man & Woman, Revised edition*. New York: John Wiley & Sons. 98 s.
32. Johannesen, J. (2002). *TEKNISKE TABELLER*. 2 utg. Oslo: J. W. Cappelens Forlag A/S. 158 s.
33. Reimpell, J., Stoll, H. & Betzler, J. W. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2 utg. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc. 444 s.
34. Bosch. (2004). *Automotive Handbook*. 6 utg. Plochingen, Deutschland: Robert Bosch GmbH, Business Unit Automotive Aftermarket. 1232 s.
35. Starr, P. J. (2006). *Designing Stable Three Wheeled Vehicles...* Minnesota, MN: University of Minnesota, Mechanical Engineering Department. 21 s.
36. Härkegård, G. (2004). *Dimensjonering av maskindeler*. Trondheim: Tapir Akademisk Forlag. 202 s.
38. Strømsnes, G. (1985). *BILTEKNIKK - 2 UNDERVOGNA*. Bryne, Aurskog: PDC as. 191 s.

39. Juvinal, R. C. & Marshek, K. M. (2006). *Fundamentals of MACHINE COMPONENT DESIGN*. 4 utg. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc. 769 s.
42. Sapa. (2005). *Handbok för konstruktörer: Sapa Profiler AB, J&L Annonnsbyrå AB*. 163 s.
45. CEN. (2007). *Eurokode 9: Prosjektering av aluminiumkonstruksjoner*. Del 1-3: Utmattingspåkjennte konstruksjoner. www.standard.no: Standard Norge / Pronorm AS.
47. Andersen, J., Herø, E., Reiersen, K. & Solheim, O. (2008). *Produksjonsteknikk. Vg2 produksjons- og industrideknikk*. 1 utg. Oslo: Gyldendal Undervisning. 352 s.
48. Jan Kåre Bøe. *Foreløpig kompendiemanus for TIP 200.PRODUKTUTVIKLING OG PRODUKTDESIGN*. Ås: UMB, Institutt for matematiske realfag og teknologi. Upublisert manuskript.
63. Case, J. (1999). *STRENGTH OF MATERIALS AND STRUCTURES*. 4 utg. London: Arnold. 719 s.

**INTERNETTREFERANSER:**

4. Smart Fortwo Pictures. (2010). *2010 Smart fortwo*. Tilgjengelig fra: <http://www.smartfortwopic.com/smartfortwo/car/pictures/2010/12/2010-smart-fortwo-18.jpg> (lest 12.01.2011).
5. Speedrace.info. (2008). *Tricycle Volkswagen Custom Yellow*. Tilgjengelig fra: <http://www.speedace.info> (lest 22.09.2010).
6. Supanet. (2010). *Reliant Robin*. Tilgjengelig fra: <http://www.supanet.com/4-reliant-robin-16502.jpg> (lest 16.09.2010).
7. Campagna Motors. (2010). *T-Rex 14R*. Tilgjengelig fra: <http://www.campagnamotors.com/T-REX/photo.html> (lest 20.09.2010).
8. autobloggreen. (2006). *Three-wheeled hybrid Carver...* Tilgjengelig fra: <http://green.autoblog.com/2006/08/19/three-wheeled-hybrid-carver-bike-car-on-the-way-can-you-say-coo> (lest 16.02.2010).
9. Expertise Company Limited. (2010). *Expertise Icon chrome Model*. Tilgjengelig fra: <http://www.expertise.co.th> (lest 15.09.2010).
11. Desktopcar.net. (2010). *Carver One 2007*. Tilgjengelig fra: [http://www.desktopcar.net/cars/carver/Carver\\_One\\_2007\\_15.jpg.html](http://www.desktopcar.net/cars/carver/Carver_One_2007_15.jpg.html) (lest 12.02.2010).
12. Hall, M. (2004). *Tilting Three Wheelers*. Tilgjengelig fra: [http://www.maxmatic.com/ttw\\_index.htm](http://www.maxmatic.com/ttw_index.htm) (lest 18.02.2010).
13. Viere's Auto Blog. (2010). *Top Gear, Clarkson blamed for Reliant Robin prank*. Tilgjengelig fra: <http://autos.viere.net.my/tag/barry-cloughton> (lest 29.08.2010).
14. James, P. *UNI of BATH cripple Tilting Vehicles...* Tilgjengelig fra: <http://www.tiltingvehicle.net/overview.html> (lest 26.11.2010).
20. Brudeli Tech. (2008). *Brudeli 654L*. Tilgjengelig fra: <http://www.brudelitech.com> (lest 19.02.2010).
21. Greenspeed. (2010). *Leaning prototype*. Tilgjengelig fra: <http://www.greenspeed.com.au/australia/paul/images/lean5.jpg> (lest 24.02.2010).
22. Calleja, C. (1997). *THREE WHEELED MOTORCYCLE PROTOTYPE PHOTOS*. Tilgjengelig fra: <http://www.moebius.es/ccalleja/fotos.htm> (lest 14.01.2011).
25. Payne, E. (2000-2009). *3 wheelers*. Tilgjengelig fra: <http://www.3wheelers.com/> (lest 18.02.2010).
26. Motorcycle Specifications. (2010). *Honda VTR 1000 RC51 SP2*. Tilgjengelig fra: [http://www.motorcyclespecs.co.za/model/Honda/honda\\_rc51\\_sp2.htm](http://www.motorcyclespecs.co.za/model/Honda/honda_rc51_sp2.htm) (lest 28.11.2010).
28. BORON EXTRICATION. (2010). *2010 Cadillac CTS Safety Cage and Body Structure*. Tilgjengelig fra: <http://boronextrication.com/2010/08/2010-cadillac-cts-safety-cage-and-body-structure/> (lest 20.01.2011).



37. Norconsult. (2010). *Nye Holmenkollbakken*. Tilgjengelig fra: <http://www.norconsult.no/?did=9098363> (lest 28.02.2011).
40. Norsk Stål. (2011). *PRODUKTKATALOG*. Tilgjengelig fra: <http://www2.norskstaal.no/varekatalog/varekatalog.aspx> (lest 20.03.2011).
41. Tingstad AS. (2011). *Teknisk katalog, Rustfrie skrueprodukter*. Tilgjengelig fra: [http://www.tingstad.no/upload\\_images/6A87AA6CA6DB477B8F74E0FB02AA6D0C.pdf](http://www.tingstad.no/upload_images/6A87AA6CA6DB477B8F74E0FB02AA6D0C.pdf) (lest 12.03.2011).
43. Hydro Aluminium Profiler AS. (2010). *Standardkatalogen*. Tilgjengelig fra: <http://www.hydro.com/no/Subsites/Profiler/Tjenester/Publikasjoner/Standardkatalogen/> (lest 10.10.2010).
44. MatWeb LLC. (2011). *MatWeb*. Tilgjengelig fra: [www.matweb.com](http://www.matweb.com) (lest 12.02.2011).
46. Bosch Rexroth AG. (2011). *Product Catalog Industrial Hydraulics*. Tilgjengelig fra: <http://www.boschrexroth.com/industrial-hydraulics-catalog> (lest 22.03.2011).
49. CARkeys. (2004). *Reliant Robin Racing* [.jpg]. Tilgjengelig fra: [http://archive.carkeys.co.uk/images/cm\\_images/general/robinrolling.jpg](http://archive.carkeys.co.uk/images/cm_images/general/robinrolling.jpg) (lest 11.02.2010).
50. Oxyman. (2007). *Reliant Robin Green* [.jpg]. Tilgjengelig fra: [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Reliant\\_Robin\\_Green.jpg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Reliant_Robin_Green.jpg) (lest 10.02.2010).
51. Calleja, C. V. (1999). *Three Wheeled Motorcycle Prototype*. Tilgjengelig fra: <http://www.moebius.es/ccalleja>.
52. eMercedesBenz. (2007). *The Research Cars Of Mercedes-Benz*. Tilgjengelig fra: [http://www.emercedesbenz.com/Nov07/26\\_The\\_Research\\_Cars\\_Of\\_Mercedes\\_Benz\\_13.html](http://www.emercedesbenz.com/Nov07/26_The_Research_Cars_Of_Mercedes_Benz_13.html) (lest 19.02.2010).
53. Campagna Motors. (2010). *Campagna T-Rex 14R*. Tilgjengelig fra: <http://www.campagnamotors.com> (lest 19.02.2010).
54. Astonishing Bikes. (2008). *The Carver goes back to Spain* [.jpg]. Tilgjengelig fra: <http://astonishingbikes.com/index.php/2008/03/27/the-carver-goes-back-to-spain/> (lest 12.02.2010).
55. Carver Engineering. (2009). *Carver One*. Tilgjengelig fra: <http://www.carver-engineering.com> (lest 12.02.2010).
56. Randolph Automotive. (2005). *Carver One* [.jpg]. Tilgjengelig fra: <http://www.randolph-automotive.com/ttw/images/Carver-01.jpg> (lest 12.02.2010).
57. Clever Project. (2005). *Clever*. Tilgjengelig fra: [http://www.clever-project.net/gb/gb\\_design\\_sketches.htm](http://www.clever-project.net/gb/gb_design_sketches.htm) (lest 17.02.2010).
58. Car Body Design. (2009). *BMW Simple Concept*. Tilgjengelig fra: <http://www.carbodydesign.com/archive/2009/10/bmw-simple-concept> (lest 16.02.2010).
59. Lumeneo. (2008). *Lumeneo Smera*. Tilgjengelig fra: <http://www.lumeneo.fr> (lest 19.02.2010).
60. Peraves AG. (2010). *Monotracer*. Tilgjengelig fra: <http://www.monotracer.com/> (lest 19.02.2010).
61. Brano. (2008). *How I built a carbon bike frame at home (and a bamboo frame too)*. Tilgjengelig fra: <http://www.instructables.com/id/How-I-built-a-carbon-bike-frame-at-home-and-a-bam/step10/Building-the-bamboocarbon-frame-2/> (lest 24.11.2010).
62. ExcelCalcs. (2011). *XCALCS (Cross sections)*. Tilgjengelig fra: <http://www.xcalcs.com> (lest 18.03.2011).
64. Nasjonalt senter for komposittkompetanse. (2010). *Gjesteforelesning om kompositter, Høgskolen i Gjøvik*. Tilgjengelig fra: <http://www.ansatt.hig.no/livt/Materiall%E6re/Kompositter%20-%20bygg%20til%20Classfronter.pdf> (lest 20.03.2011).

## VEDLEGG

V01	MILEPÆLSPLAN
V02	VEILENDE DIMENSJONER FOR DISPONIBEL PLASS I KUPE
V03	PROFILSAMMENLIKNING
V04	TVERRSNITTMODUL OG FORMFAKTOR FOR DIVERSE PROFILER
V05	TYPISKE MATERIALEGENSKAPER FOR KOMPOSITTER, MED FLER
V06	BEREGNING AV SYLINDERKREFTER TIL ANALYSE
T-001	TEKNINSKE TEGNINGER (OBS; skalert fra A3)
T-002	"
T-003	"
T-004	"
T-005	"
T-006	"



## V01 MILEPÆLSPLAN

Aktivitet:	2011, uke nr:																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Definere prosjekt og rammebetingelser																			
Innhente, vurdere og dokumentere bakgrunnsinformasjon																			
Gjennomføre konseptstudier																			
Fastlegge funksjonelle krav og spesifikasjoner																			
Utforme og vurdere prinsippforslag																			
Utrede aktuelle belastninger og andre forutsetninger																			
Gjennomføre grunnlagsberegninger og dimensjonering																			
Modellere løsningsforslag i 3D og dokumentere																			
Analysere og redesigne vha. FEM-verktøy																			
Beskrive og vurdere produksjonsmetoder																			
Ferdigstille løsningsforslag med 3D-rendringer																			
Beregne et kostnadsoverslag																			
Løsningsdiskusjon, konklusjon og sammendrag																			
Lage produksjonstegninger for utvalgte komponenter																			
Sluttredigering og trykking av rapport																			



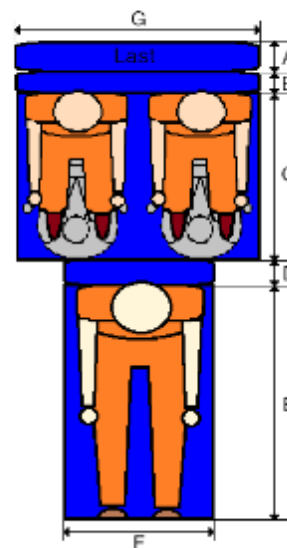
## V02 VEILEDENDE DIMENSJONER FOR DISPONIBEL PLASS I KUPE

### 5.4 Totalstørrelser

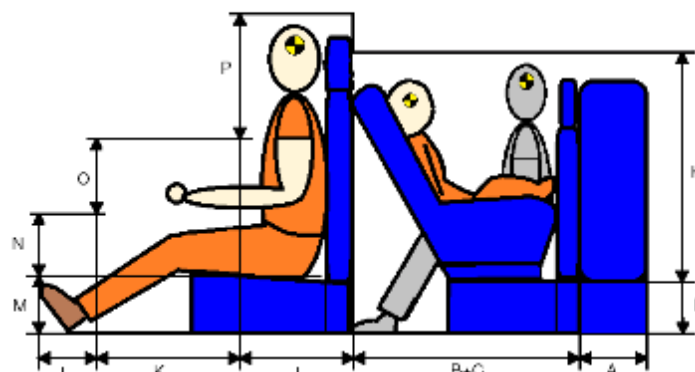
I dette delkapitlet er alle totalstørrelsene i Dolphin Family satt sammen, slik at passasjerene skal kunne sitte komfortabelt. Disse dataene er satt sammen i tabellen under Figur 5.4.1 og Figur 5.4.2 viser oversikten over de forskjellige målene. Det er viktig å merke seg at størrelsene listet opp under, kun gjelder de innvendige målene, slik at det kommer ytterligere tykkelser, bredder og høyder på det ferdige produktet. Disse størrelsene er sendt til David Lindebø Østby for å gi retningslinjer på de nødvendige størrelsene av interiøret i Dolphin Family.

Tabell 19 Størrelsene fra figur 5.4.1 og Figur 5.4.2

Størrelse	Verdi (mm)
A	300
B	100
C	700
D	120
E	1200
F	830
G	1200
H	840
I	430
J	580
K	400
L	220
M	180
N	250
O	400
P	500



Figur 5.4.1 Lengder og bredder nødvendig for Dolphin Family



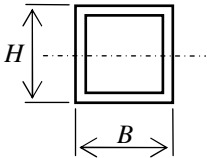
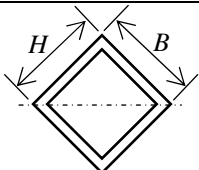
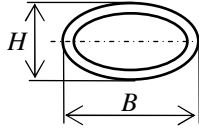
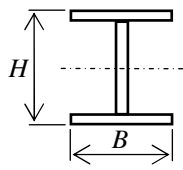
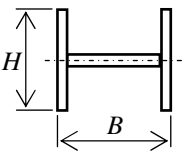
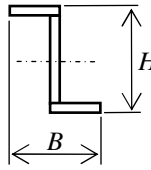
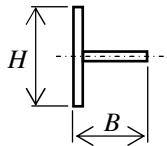
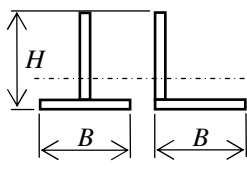
Figur 5.4.2 Høydene som er nødvendig på innsiden av Dolphin Family for at alle passasjerene skal kunne sitte komfortabelt. Sjøfaren sitter rett opp for å gi maksimal høyde, selv om denne sittestillingen ikke er anbefalt.

Kilde: Tidligere mastergradsoppgave, DOLPHIN FAMILY, DEL B, s. 64 [3].



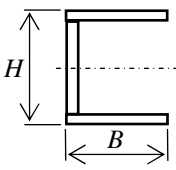
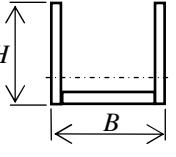
## V03 PROFILSAMMENLIKNING

Tabell 21: Sammenlikning av noen profiler som alle har tilnærmet lik tverrsnittsmodul,  $W_b$ , for bøyning om nøytralaksen illustrert med stiplet linje. Høyeste forholdstall er markert med bakgrunnsfarge, og forklaring til verdiene følger etter tabellen.

Profil	Konfig.	Dim. (mm) $H \times B, t = 5$	$W_b$ ( $mm^3$ )	$A$ ( $mm^2$ )	$f_1 =$ $W_b / A$	$f_2 =$ $W_p / W_b$	$f_1 \times f_2$
	H = B	127 x 127	95480	2440	39,1	1,17	45,8
	H = 2B	160 x 80	95240	2300	41,4	1,24	51,3
	B = 2H	96 x 192	93936	2780	33,8	1,13	38,2
	H = B	149 x 149	94583	2880	32,8	1,54*	50,5
	H = 2B	216 x 108	93951	3140	29,9	1,54*	40,1
	B = 2H	108 x 216	93951	3140	29,9	1,54*	40,1
	H=B=D	D = 163	95121	2482	38,3	1,31	50,2
	H = 2B	206 x 103	95390	2350	40,6	1,39	56,4
	B = 2H	124 x 248	95190	2840	33,5	1,26	42,2
	H = B	134 x 134	95104	1960	48,5	1,07	51,9
	H = 2B	176 x 88	94782	1710	55,4	1,13	62,6
	B = 2H	99 x 198	94377	2425	38,9	1,04	40,5
	H = B	238 x 238	94427	3520	26,8	1,50	40,2
	H = 2B	238 x 109	94416	2925	32,3	1,50	48,5
	B = 2H	238 x 476	94448	4710	20,1	1,50	30,2
	H = B	174 x 174	94601	1715	55,2	1,12	61,8
	H = 2B	220 x 110	95498	1625	58,8	1,20	70,6
	B = 2H	133 x 266	95162	1970	48,3	1,07	51,7
	H = B	337 x 337	94661	3345	28,3	1,50	42,5
	H = 2B	338 x 169	95213	2510	37,9	1,50	56,9
	B = 2H	338 x 676	95245	5045	18,9	1,50	28,4
	H = B	264 x 264	94997	2615	36,3	1,30**	47,2
	H = 2B	278 x 139	94751	2060	46,0	1,30**	59,8
	B = 2H	254 x 508	94950	3785	25,1	1,30**	32,6



Tabell 15 forts.

	H = B	134 x 134	95104	1960	48,5	1,07	51,9
	H = 2B	176 x 88	94782	1710	55,4	1,13	62,6
	B = 2H	99 x 198	94377	2425	38,9	1,04	40,5
	H = B	197 x 197	94411	2905	32,5	1,75***	56,9
	H = 2B	210 x 105	95138	2575	37,0	1,80	66,6
	B = 2H	187 x 374	94599	3690	25,6	1,65***	42,2

Forklaring til forholdstallene til høyre i tabellen:

$f_1 = W_b / A$  Bøyemotstandsmoment per tverrsnittsareal. Kan oversettes til bøyemotstand per enhet vekt for profilet, altså styrke per vekt.

$f_2 = W_p / W_b$  Forhold mellom plastisk tverrsnittsmodul og elastisk tverrsnittsmodul (se tidligere forklaring i kapittel 4.3.1.1). Kalles også formfaktor, og kan påvirke dimensjoneringen ved at sikkerhetsfaktoren mot brudd (materialflyt gjennom hele tverrsnittet) kan reduseres når formfaktoren øker.

Verdiene for  $W_p$  og formfaktoren er enten regnet ut med formlene i Vedlegg V04, sammenlikning av standardiserte stålprofiler fra *Norsk Stål* [40] eller ved hjelp av en nettbasert tverrsnittskalkulator [62].

$f_1 \times f_2$  Tverrsnittsmodul per areal multiplisert med formfaktoren. Gir en sammenlikningsverdi som indikerer hvilke tverrsnittsprofil som gir størst styrke med lik sikkerhet, og minst materiale (eller styrke kontra vekt).

\* Ubekreftet verdi. Anslått på bakgrunn av at formfaktoren for kvadratiske og sirkulære fylte tverrsnitt reduseres omtrent med en faktor 1 / 1,3 når tverrsnittet er hult og tynnvegget. Det aktuelle fylte tverrsnittet har formfaktor 2 og dermed  $2 / 1,3 = 1,54$  når det er hult og tynnvegget.

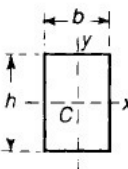
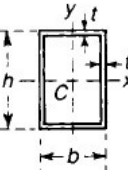
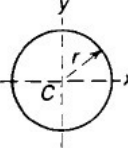
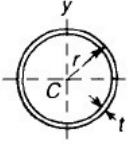
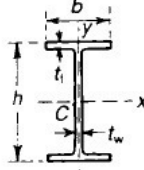
\*\* Ubekreftet verdi. Vil sannsynligvis ligge mellom formfaktoren for I-profil og U-profil.

\*\*\* Ubekreftet verdi. Anslått ved å sammenlikne endringen i formfaktor for sammenlignbare profiler.

## V04 TVERRSNITTSMODUL OG FORMFAKTOR FOR DIVERSE PROFILER

360 **Plastic bending of mild-steel beams**

**Table 15.1 Comparison of elastic and plastic section moduli for some simple cross-sectional forms**

Cross-sectional form	Elastic section modulus, $Z_e$	Plastic section modulus, $Z_p$	Shape factor, $\frac{Z_p}{Z_e}$
 <p style="text-align: center;">Solid rectangular section</p>	Axis Cy: $\frac{1}{8}bh^2$ Axis Cx: $\frac{1}{8}bh^2$	Axis Cy: $\frac{1}{4}b^2h$ Axis Cx: $\frac{1}{4}bh^2$	1.5 1.5
 <p style="text-align: center;">Thin-walled rectangular box of uniform wall-thickness, <math>t</math></p>	$t \ll h; t \ll b$ Axis Cy: $bt(h + \frac{1}{3}b)$  Axis Cx: $ht(b + \frac{1}{3}h)$	Axis Cy: $bt(h + \frac{1}{2}b)$  Axis Cx: $ht(b + \frac{1}{2}h)$	$\frac{h + \frac{1}{2}b}{h + \frac{1}{3}b}$  $\frac{b + \frac{1}{3}h}{b + \frac{1}{2}h}$
 <p style="text-align: center;">Solid circular section</p>	Axis Cy or Cx: $\frac{\pi r^3}{4}$	Axis Cy or Cx: $\frac{4r^3}{3}$	$\frac{16}{3\pi}$
 <p style="text-align: center;">Thin-walled circular tube</p>	$t \ll r$ Axis Cy or Cx: $\pi r^2 t$	$4r^2 t$	$\frac{4}{\pi}$
 <p style="text-align: center;">Thin-walled I-section</p>	$t_f \ll b; t_w \ll h$ Axis Cy: $\frac{1}{3}b^2 t_f$ Axis Cx: $h[bt_f + \frac{1}{6}ht_w]$	Axis Cy: $\frac{1}{2}b^2 t_f$ Axis Cx: $h[bt_f + \frac{1}{4}ht_w]$	$1.5$ $\frac{bt_f + \frac{1}{4}ht_w}{bt_f + \frac{1}{6}ht_w}$

Kilde: *STRENGTH OF MATERIALS AND STRUCTURES*, s. 360 [63].



## V05 TYPISKE MATERIALEGENSKAPER FOR KOMPOSITTER, MED FLER

Typiske materialegenskaper					
Material	E-modul (GPa)	Styrke (MPa)	Tetthet	Spes. stivhet	Spes. styrke
E-glass fiber	72.4	2400	2.54	28.5	0.95
Kompositt	45.0	1100	1.98	21.4	0.52
HS-Carbon	253.0	4500	1.80	140.0	2.5
Kompositt	145.0	2300	1.54	90.6	1.42
Aramid	124.0	3600	1.44	86.0	2.5
Kompositt	80.0	2000	1.38	58.0	1.45
Stål	210.0	250-1250	7.8	27.0	0.03-0.16
Aluminium	70.0	150-550	2.7	26.0	0.05-0.20
Titan	110.0	600-1100	4.5	24.4	0.13-0.24
Betong, B45	30.0	45	2.3	13.0	0,02
Tre, konstr.virke	10	25-65	0.47	21.0	0,05-0,13

10.09.2010

Nasjonalt senter for komposittcompetanse

11

Kilde: Nasjonalt senter for komposittcompetanse [64].



## V06 BEREGNING AV SYLINDERKREFTER TIL ANALYSER

(Figur 0-1): Innfestingen til gaffelen er erstattet av en massiv kloss med høy stivhet relativt til resten. Modellen er friksjonsfritt opplagret på undersiden av klossen.

To hull bakerst på de langsgående hovedprofilene tilsvarer plasseringen til bakhjulsakslingene langs z-aksen. Opplagrene i de bakre hullene er låst radielt, men frigjort tangentielt og aksialt.

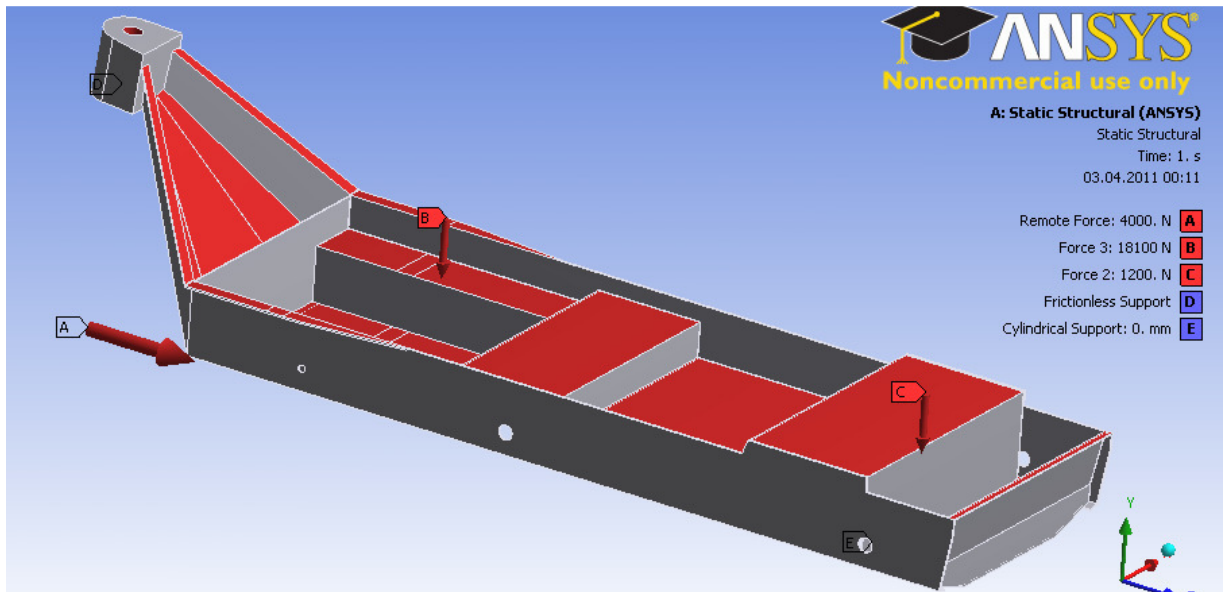
Reduserer kreftene på modellen pga. anslått egenvekt til hjulopphengene:

Foran:  $15000 \text{ N} - 200 \text{ N} = 14800 \text{ N}$ ,

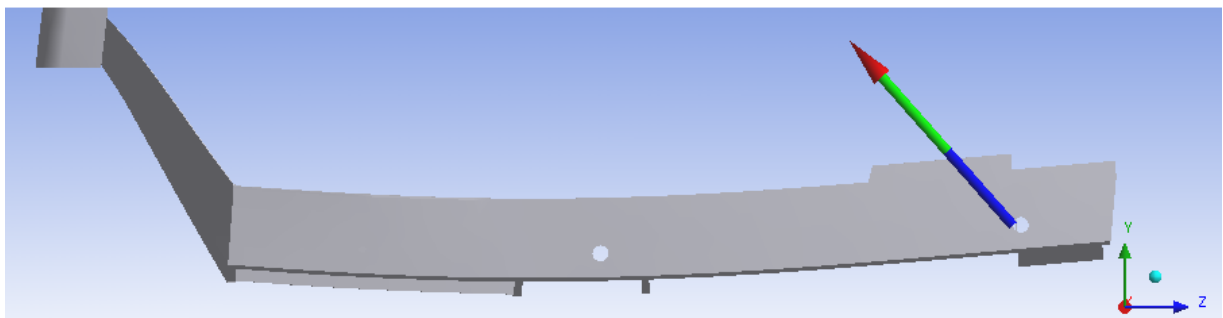
Bak:  $5100 \text{ N} - 600 \text{ N} = 4500 \text{ N}$ . (sum  $19300 \text{ N}$ ).

Fordeler  $1200 \text{ N}$  på alle horisontale flater, bortsett fra flatene merket B som påføres hovedbelastningen på  $18100 \text{ N}$ . Til sammen  $19300 \text{ N}$  (-y).

Påfører også en horisontal kraft på  $4000 \text{ N}$  i sylindern til gaffelinnfestingen som virker fra kontaktpunktet til forhjulet.



Figur 0-1: Analyseoppsett for å beregne de ekvivalente opplagerkreftene fra bakhjulene.



Figur 0-2: Opplagerkraft fra bakhjulene hvor den vertikale komponenten utgjør  $4,5 \text{ kN}$ .

(Figur 0-2): Opplagerkraften er en resultantkraft som inkluderer 4000 N i horisontal retning (-z). Den vertikale kraftkomponenten er ca. **4,5 kN (+y)**.

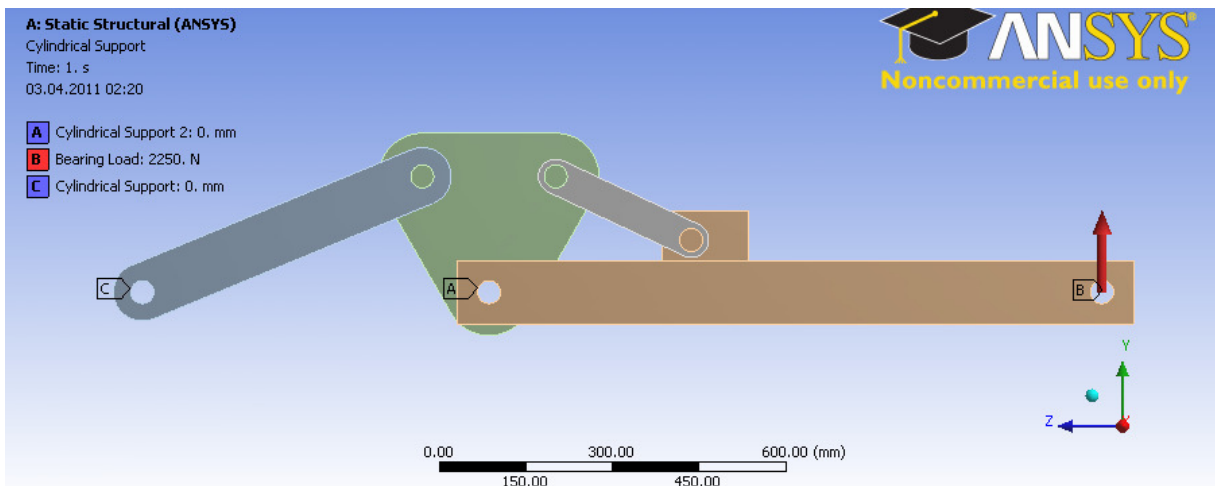
(Figur 0-3): Forenklet modell av svingarmsystemet, hvor plasseringen av leddforbindelsene tilsvarer den faktiske løsningen. Elementene er kraftig overdimensjonert for ikke å gi misvisende deformasjoner.

Sylindriske opplagere, merket A og C i figuren som er fri for tangentiell rotasjon.

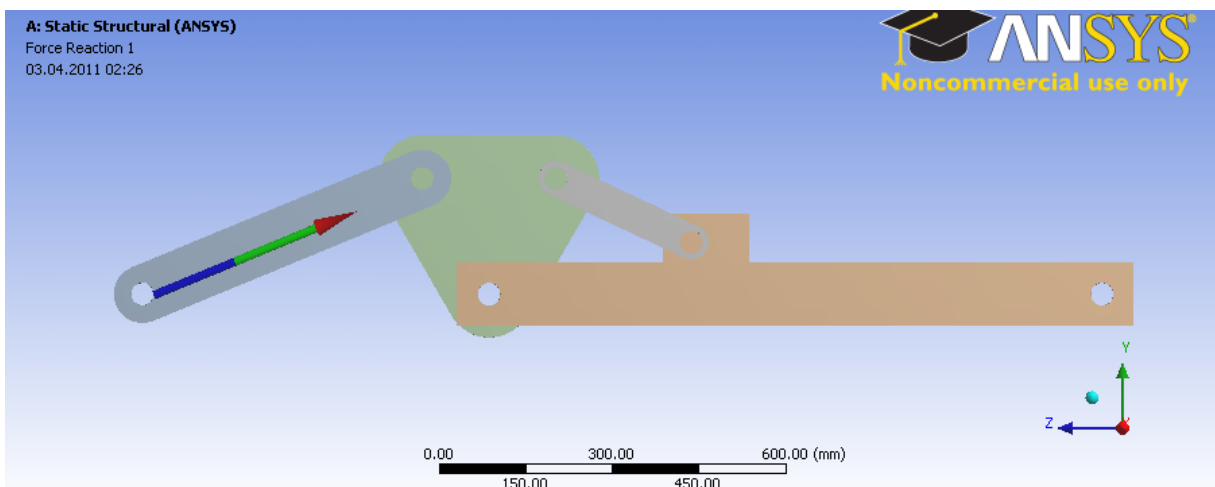
Overfører resultatet over og påfører en vertikal belastning på  $4,5 \text{ kN} / 2 = \mathbf{2,25 \text{ kN (+y)}}$  i enden av svingarmen der hjulakselen skal være.

(Figur 0-4): Analysen gir følgende opplagerkrefter for sylindrefestet:

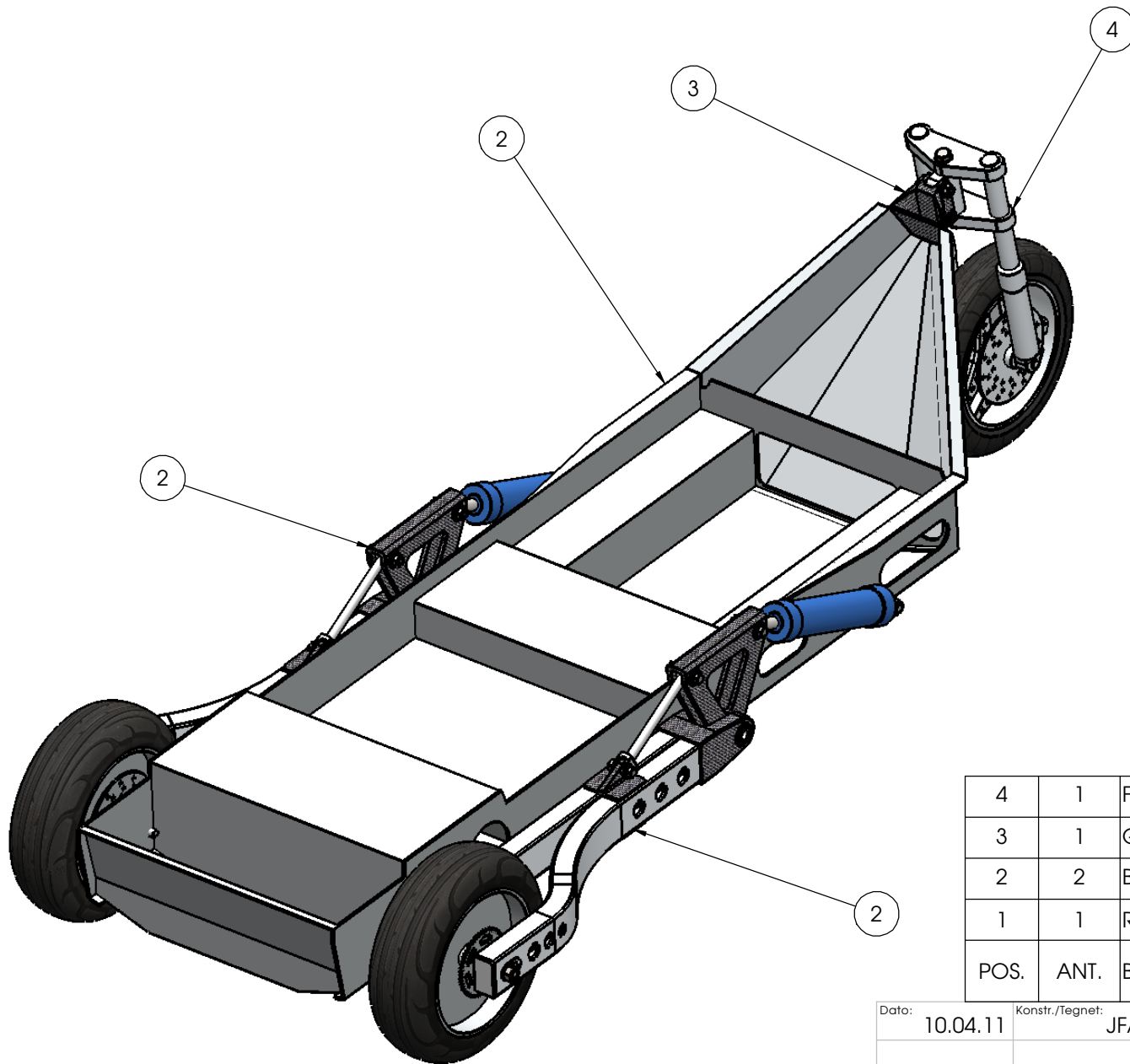
**9918,0 N (-z) og 4094,9 N (+y)**



Figur 0-3: Forenklet modell med overført opplagerkraft på 2,25 kN (+y) i hjulaksselfestet.



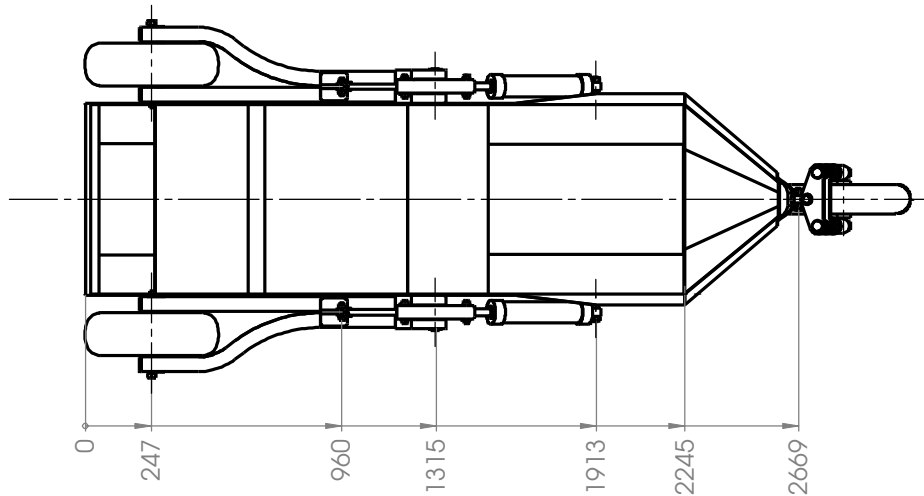
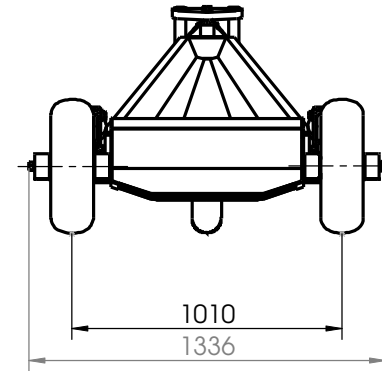
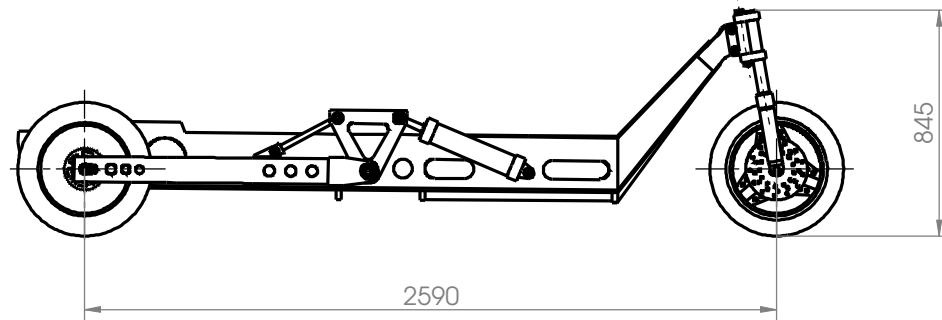
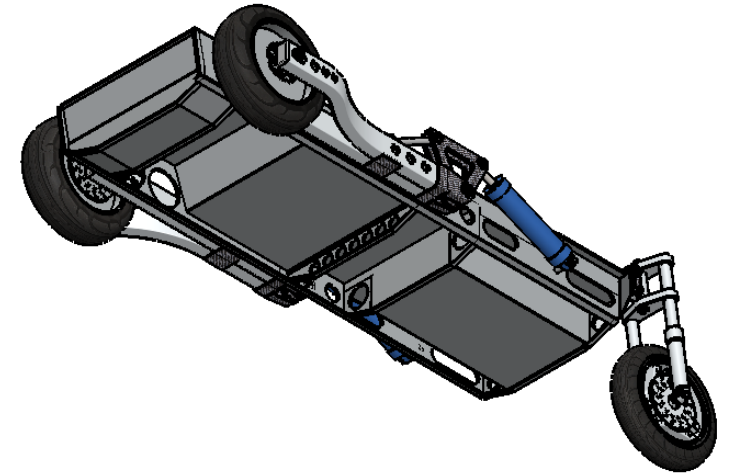
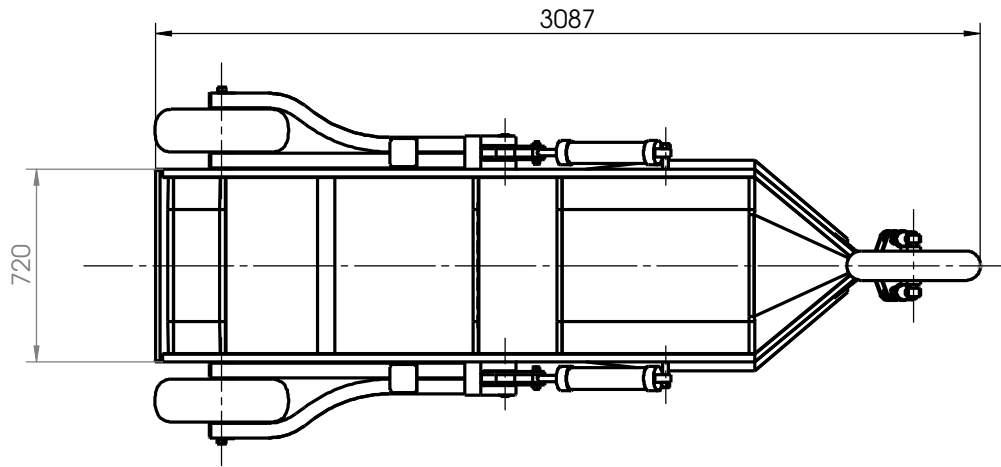
Figur 0-4: Reaksjonskraft i sylindrefestet på **9918,0 N (-z) og 4094,9 N (+y)**.



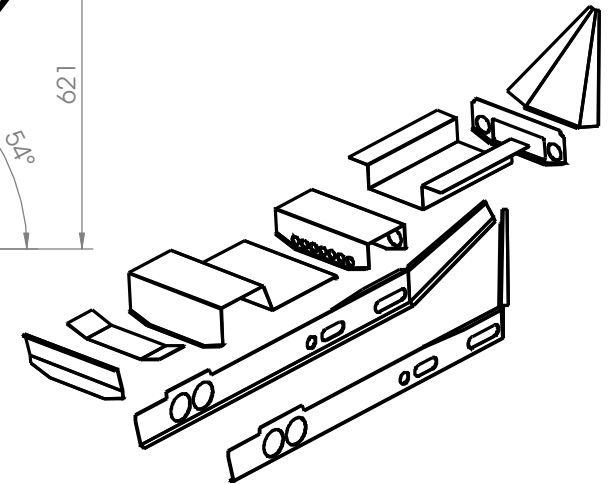
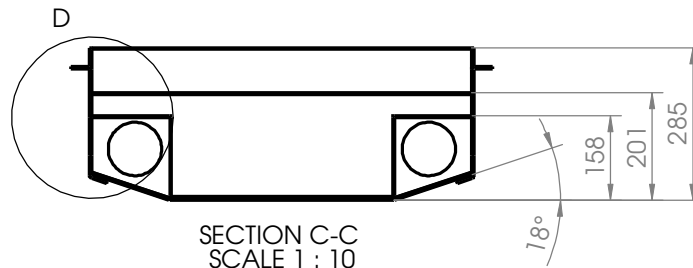
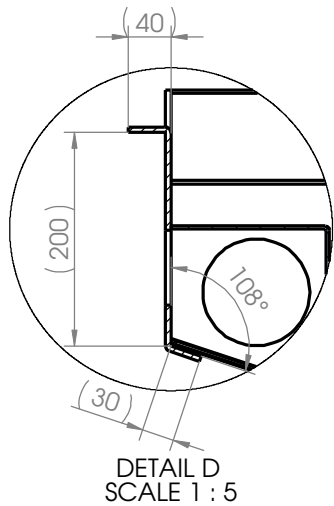
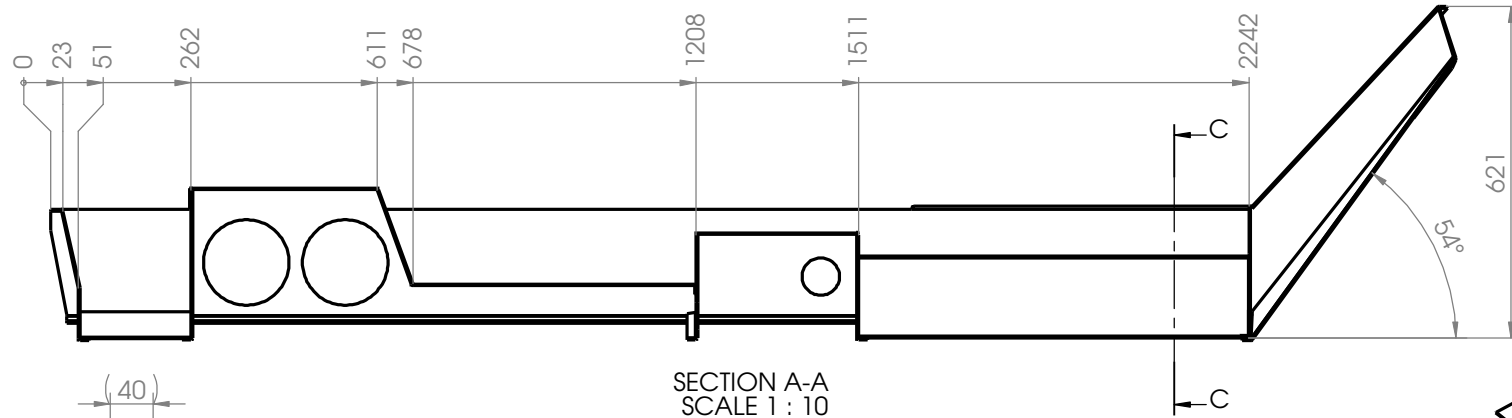
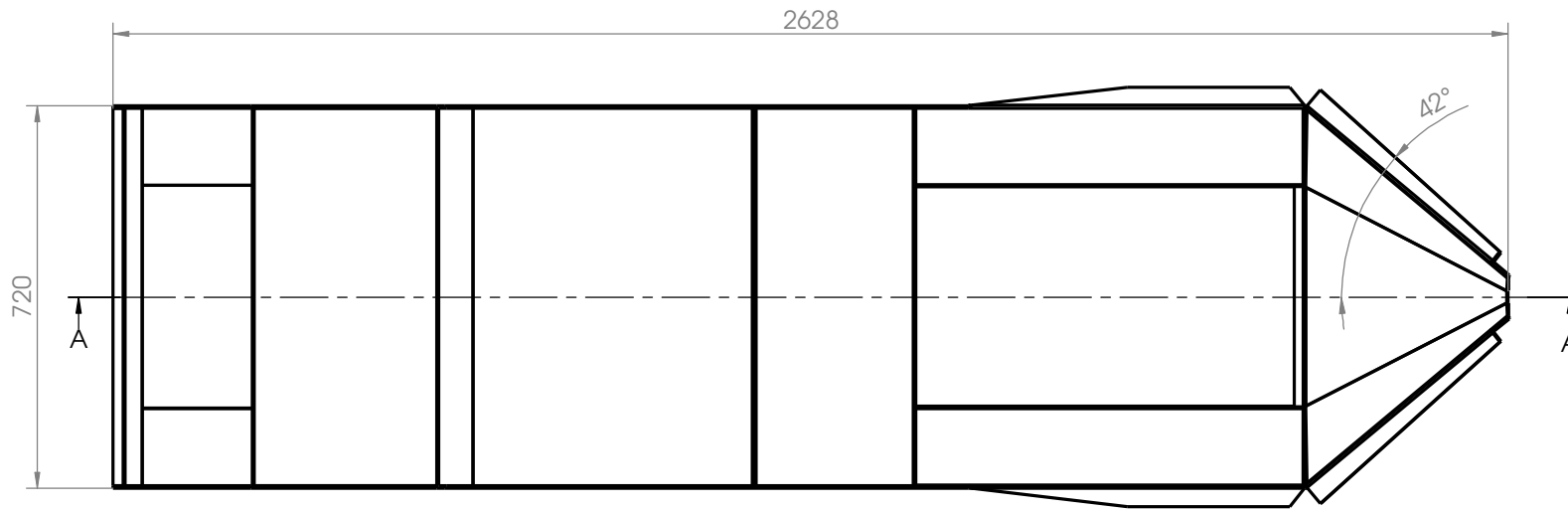
4	1	Forhjulsoppheng	-
3	1	Gaffelinnfesting	-
2	2	Bakhjulsoppheng	T-005
1	1	Ramme	T-003
POS.	ANT.	BESKRIVELSE	TEGN. NR.

Dato:	10.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:20		<b>UMB/IMT</b>		
Tittel: Dolphin Family, del C <b>Hovedelementer</b>								Revisjon:	C01	Ark:	A3
								T-001			
Materiale:				-		Vekt:		-		Overordnet tegning:	-

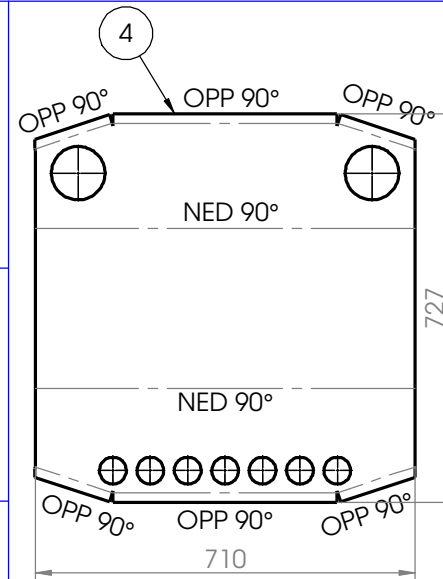
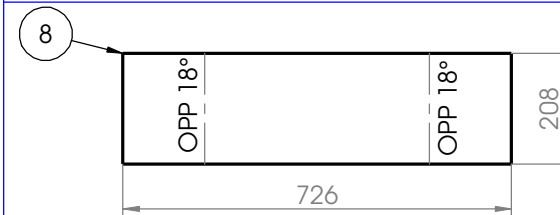
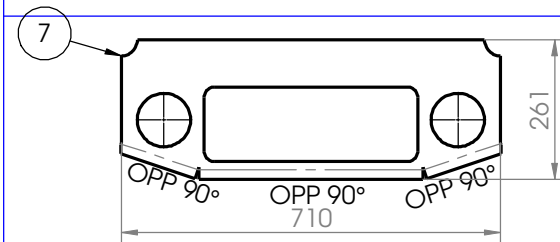
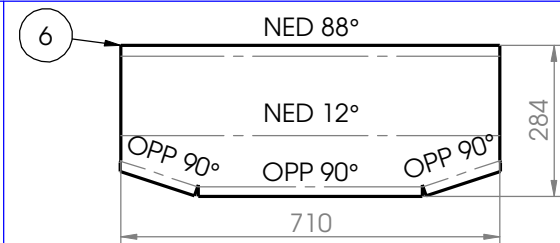
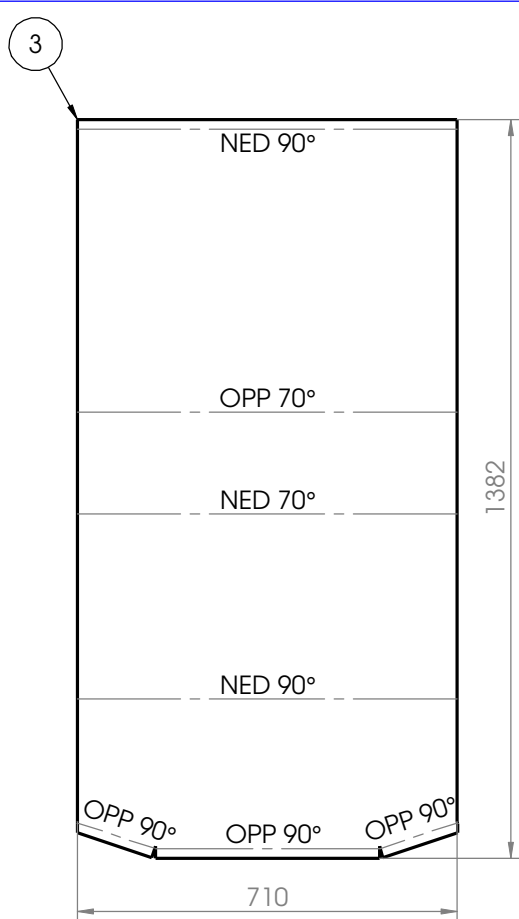
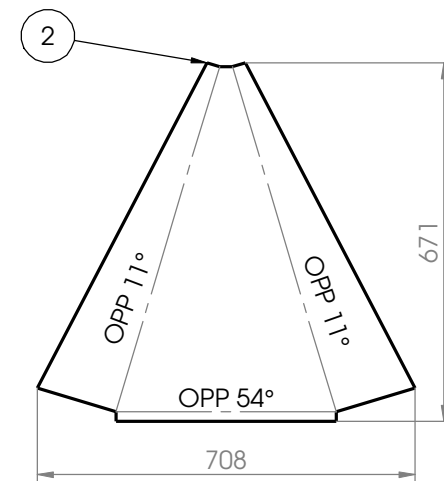
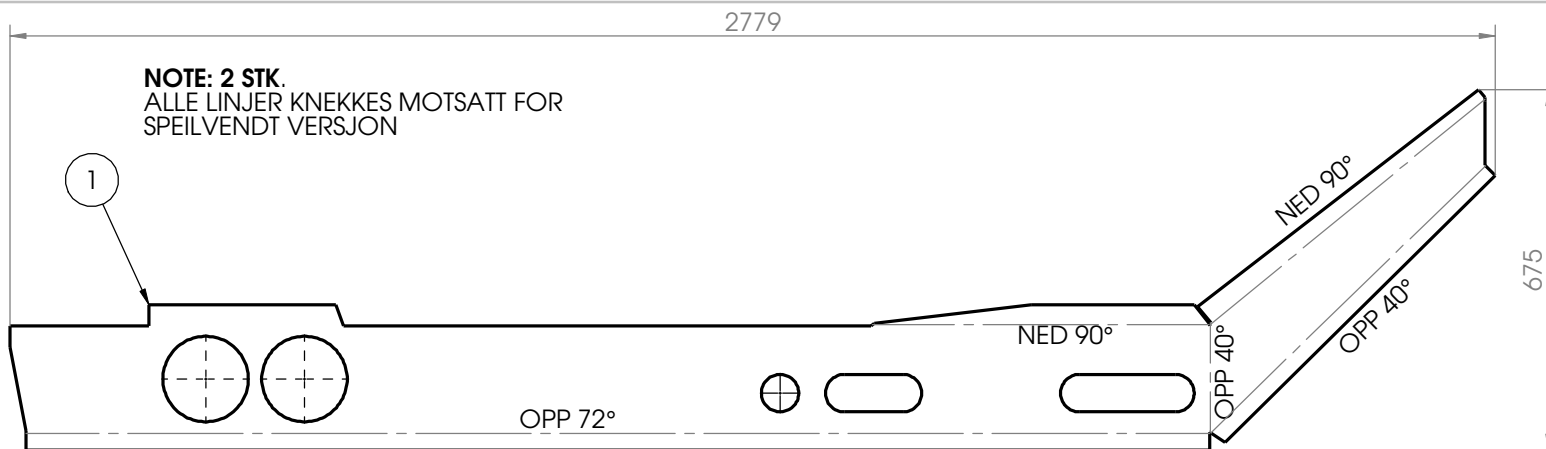




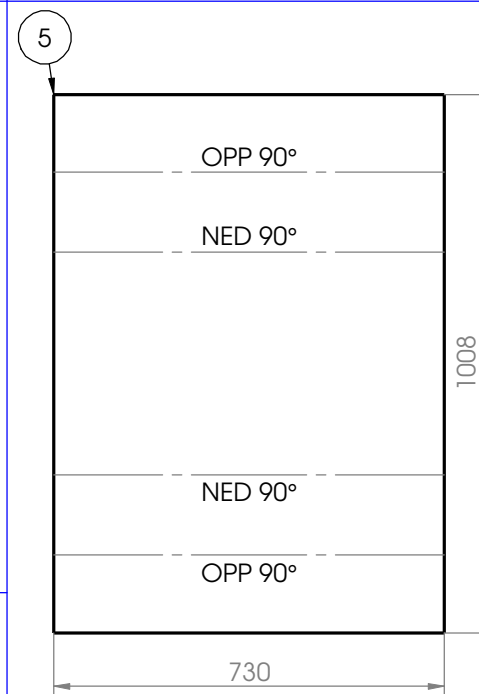
Dato:	10.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:20	<b>UMB/IMT</b>	
Tittel: <b>Dolphin Family, del C</b> <b>Hovedsammenstilling</b>									Revisjon: C01 Ark: A3
Materiale: -								Vekt: -	Overordnet tegning: T-001



Dato:	11.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:10		<b>UMB/IMT</b>		
Titel:								Revisjon:	C01	Ark:	A3
Dolphin Family, del C <b>Ramme</b>								T-003			
Materiale:	Aluminium 5083	Vekt:	39,1 kg	Overordnet tegning:				T-001			

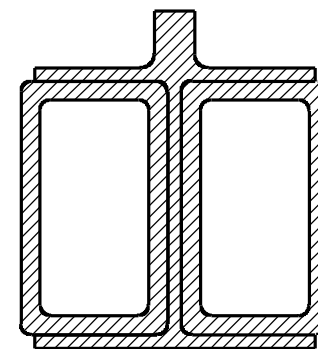
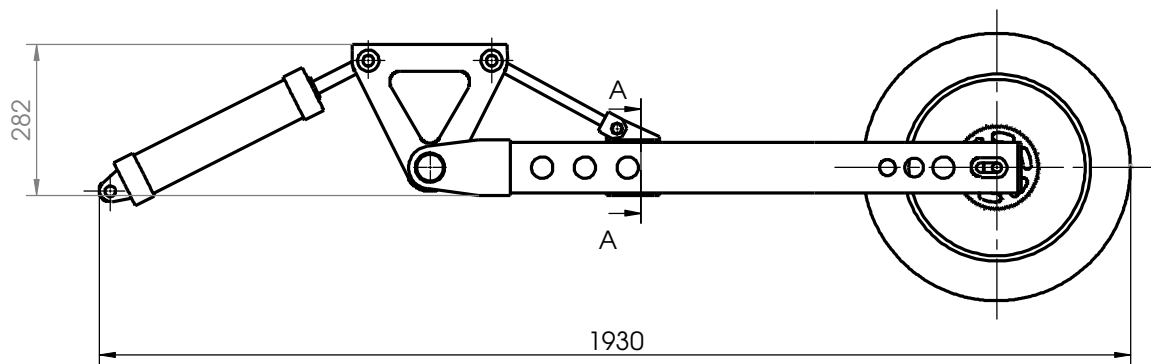


NOTE: Dimensjoner og angivelser for alle kutt og utskjæringer hentes direkte fra CAD-modell og konverteres til CNC-lesbar kode.

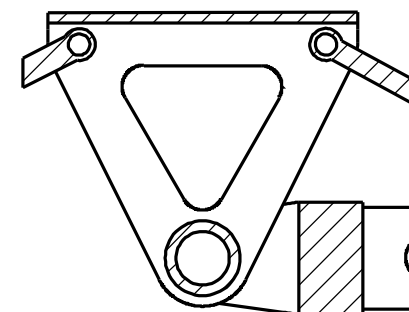
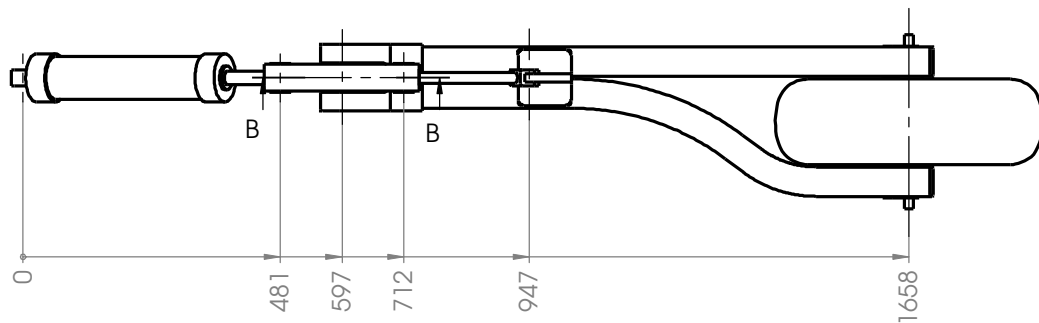


8	Plate, t = 3 mm	
7	Plate, t = 3 mm	
6	Plate, t = 3 mm	
5	Plate, t = 3 mm	
4	Plate, t = 3 mm	
3	Plate, t = 3 mm	
2	Plate, t = 3 mm	
1	Plate, t = 5 mm	Alu. 5083
POS.	RÅEMNE	MATERIALE

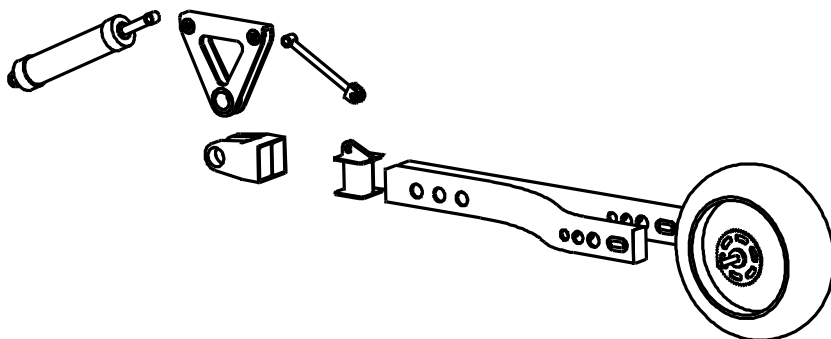
Dato:	11.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:10					
Tittel:						Dolphin Family, del C <b>Plater til ramme</b>			Revisjon:	C01	Ark:	A3
Materiale:						Aluminium 5083	Vekt:	-	T-004		Overordnet tegning:	T-003



SECTION A-A  
SCALE 1 : 2

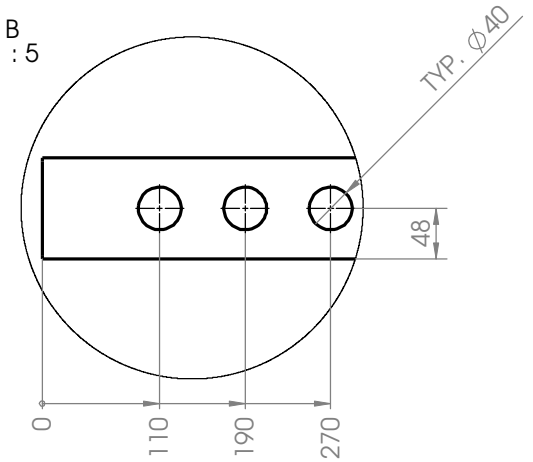


SECTION B-B  
SCALE 1 : 5

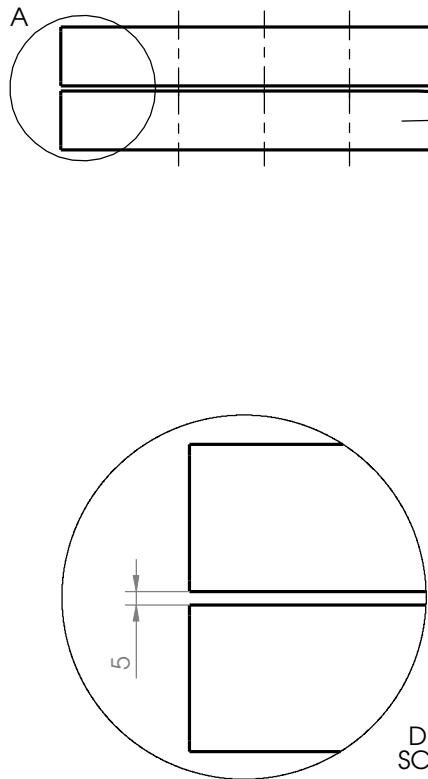
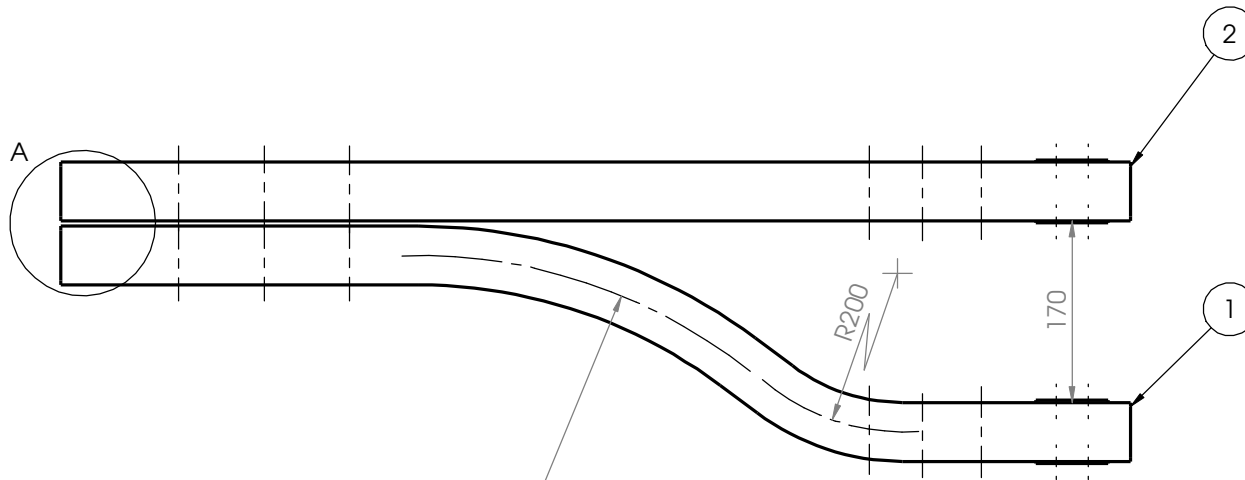
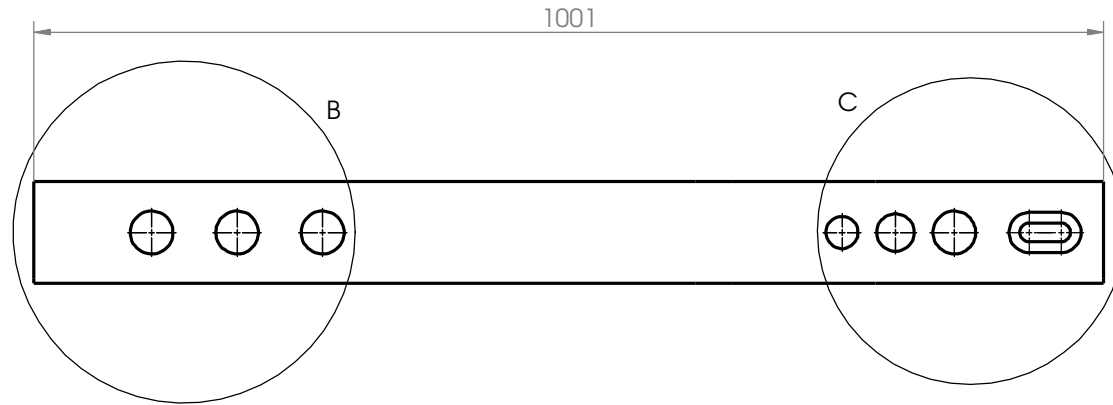
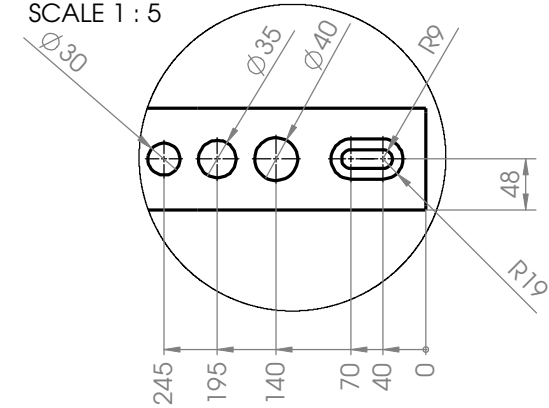


Dato:	11.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:10	<b>UMB/IMT</b>	
Titel:						Revisjon:	C01		Ark:
Dolphin Family, del C						T-005			
Bakhjulsoppheng, venstre side						Overordnet tegning:			T-001
Materiale:	-			Vekt:	-				

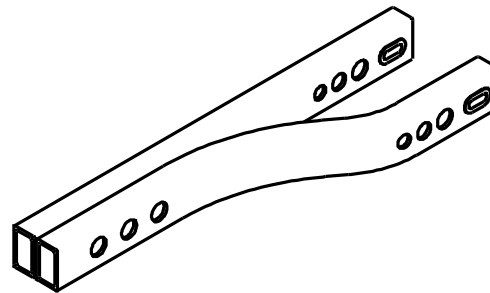
DETAIL B  
SCALE 1 : 5



DETAIL C  
SCALE 1 : 5



DETAIL A  
SCALE 1 : 2



XFR FIRKANT RØR  
HAP PROD. NR: 01950

POS.	ANTALL	BESKRIVELSE	LENGDE
2	1	TUBE, SQUARE 95 X 95 X 7.15	1001
1	1	TUBE, SQUARE 95 X 95 X 7.15	1040

Dato:	12.04.11	Konstr./Tegnet:	JFA	Projeksjon:		Målestokk:	1:5
Tittel: Dolphin Family, del C Svingarmer til bakhjulsoppheng, venstre side							Revisjon: C01 Ark: A3
Materiale: Aluminium 6083 T6 Vekt: ca. 10,5 kg							Overordnet tegning: T-005

