



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgåve 2021 30 stp
Fakultet for realfag og teknologi, Realtek

Dolphin Sky: Videreutvikling av understell og styring for bakkemodul

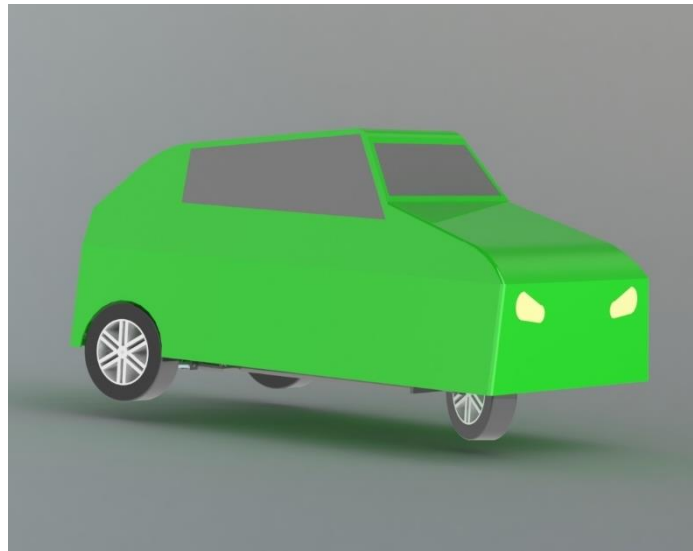
Dolphin Sky: Further development of underbody
and steering for ground module

Jon Ole Botnevik
Maskin, prosess og produktutvikling

Dolphin Sky: Videreutvikling av understell og styring for bakkemodul

Av

Jon Ole Botnevik



DOLPHIN GTJ03000



Mastergradsoppgåve i Maskin, Prosess- og Produktutvikling

Fakultet for realfag og teknologi

Noregs Miljø- og Biovitenskapelige Universitet

Våren 2021

FORORD

Rapporten framfor deg er mitt avsluttande arbeid for å oppnå mastergrad innan studieprogrammet Maskin, Prosess- og Produktutvikling på Fakultetet for realfag og teknologi (REALTEK) ved Noregs Miljø- og Biovitenskapelige Universitet (NMBU) på Ås. I løpet av dette studiet har eg spesialisert meg i retninga produktutvikling og maskindesign. Arbeidet med masteroppgåva vart gjort våren 2021, under mitt siste semester som NMBU-student og utgjer eit omfang på 30 studiepoeng.

I min oppvekst på gard vart eg tidleg fascinert av landbruksmaskinar, teknisk utstyr, bilar og traktorar og lærte meg etter kvart både å bruke og skru på dei. Den fascinasjonen var noko eg tok med meg vidare til å studere landbruksteknikk hjå Institutt for jordbruksfag på Høgskulen i Innlandet (INN) campus Blæstad. Der fann eg ut at eg ville utvide kompetansen min ved å studere ved NMBU på Ås, og etter eit år med grunnleggjande ingeniørfag fekk eg plass på masterstudiet. I løpet av studietida mi både på NMBU og INN fann eg ut at eg likar å utvikle produkt, bruke digitale hjelpemiddel til å illustrere tankane mine og løyse problem med ein ny vinkling. Det er motiverande for meg å sjå at ein tanke eg har kan bli til verkelegheit og vera til nytte i denne verda og kanskje den neste.

I denne gradsoppgåva såg eg moglegheita til å nytte all kunnskapen eg har opparbeidd som student og erfaringa frå oppveksten og deltidsarbeid for å løyse problemstillingane med min eigen vri og preg på produktet. Fokuset har hovudsakleg vore på styring og styringsmekanismar og å implementere understellet til modultankegongen for Dolphin-produktlinja som utviklast ved REALTEK. Dette konseptet har vorte utvikla gjennom fleire masteroppgåver dei siste åra og om nokre år får vi forhåpentlegvis gleda av å sjå ein fungerande prototype som eg og mange andre kan vera stolte over.

Oppgåva har vorte skriven midt ein pandemi og det har til tider vore ekstra vanskeleg å sjå lyset i enden av tunnelen, med stengt campus og bibliotek og svært avgrensa moglegheiter til å treffe medstudentar og fagmiljøet til fakultetet. Når campus har vore open for studentar har det framleis vore stengt for dei fleste tilsette.

Eg har hatt fleire gode medhjelparar, både privat og ved REALTEK, som har støtta meg i arbeidet mitt til tross for at både koronaavstengingar på Ås og ein periode i karantene på hybelen min har gjort mange ting vanskeleg. Til slutt sender eg ein spesiell takk til hovudrettleiaren min, Førsteamanuensis, Dr. sc. Jan Kåre Bøe, samt senioringeniørane Henrik Holmberg og Egil Stemsrud som har støtta meg med rettleiing, innspel og gode råd undervegs.

Jon Ole Botnevik

Ås, den 31. mai 2021

SAMANDRAG

I dagens samfunn er dei fleste avhengig av ein form for transportmiddel og for ganske mange er dette ein privatbil som nyttast både til butikken, til arbeid og til frisøren. Dei fleste av oss køyrer til stadigheit rundt med eitt eller fleire ledige seter og drar rundt på mykje meir volum og vekt enn det som er nødvendig. Det førar til auka drivstoff-forbruk og klimagassutslepp. Med stadig aukande folketal og fortetting i byområde er det nødvendig å endre på kor mykje daudvekt kvar sjåfør tar med seg.

Det er her Dolphin Sky kjem inn; eit lite køyretøy med plass til sjåfør og bagasje eller passasjer, som utviklast på NMBU. Det er greidd ut ei drivline for elektrisk drift og bakhjulsoppheng, men mangla ramme, forhjulsoppheng og styring.

Målet med oppgåva var å utgreie, utvikle og konstruere ein ramme- og styringsløyising for understellet til Dolphin Sky, ein trehjula bil med eitt styrande hjul framme. Målet skulle oppnåast ved å gjennomføre dei fire fasane i ei utviklingsoppgåve:

- Utgreiingsfasen, som består av ei bakgrunnsutgreiing, prosjektplanlegging og avgrensing, gjennomgang av relevant teori og teknologi, undersøking av relevante løysingar og tidlegare arbeid og bestemme produktspesifikasjonar.
- Utviklingsfasen, som består av funksjonsanalyse, utgreiing av løysingsalternativ og val av løysing gjennom eigenscreening og bruk av seleksjonsmatriser.
- Analysefasen, som består av berekningar og dimensjonering, 3D-modellering og optimering gjennom FEM-analyser, materialval og økonomiske vurderingar.
- Og ferdigstillingsfasen, som består av sluttarkitektur, produksjonstilvisingar, tekniske anbefalingar og rapportering.

Oppgåva vart gjennomført ved å nytte programvarer som Microsoft Word, SolidWorks og Granta EduPack. Gjennom heile prosessen vart det nytta metodikkar for produktutvikling og kvalitetssikring, slik som IPD, Pugh og SCAMPER.

Det vart undersøkt relevant teori, teknologi og metodikk. Deriblant rammeoppbygging og styresystem på køyretøy og teori om køyretøydynamikk og køyretøysgeometri.

Tidlegare oppgåver på konseptet og liknande produkt vart undersøkt og nytta til å setje opp ein produktspesifikasjon, med produktmål og metriske spesifikasjonar. Deretter vart det satt opp ei funksjonsanalyse for å bestemme kva for nokre delar som var nødvendig og kva funksjon dei skulle og kunne ha.

Den tidlegare undersøkte teori og teknologien vart nytta til å setje opp løysingsalternativ som vart poengsatt etter produktmåla og satt saman til ei heilskapleg løysing for vidare utvikling.

Teorien og spesifikasjonane vart nytta i lag til å setje opp situasjonar for produktets belastningar, finne krefter og spenningar, og berekne dei nødvendige dimensjonane i konstruksjonen med omsyn til material- og profilval.

Resultatet vart eit lågbygd understell med ei svak, ledda knekkstyring som nyttar ein styresnekke-inspirert tannhjuls-kasse for å svinge. Utvekslinga i kassen er 1:20. Materialet er stål av kvalitet S235.

Forhjulsopphenget består av ein øvre og ein nedre bærebru. Den nedre bærebrua er forma som ein liggande sykkelgaffel, men utan fjøringa. Fjøringa har her tatt form av ein kombinert fjør og dempar som sit montert mellom den øvre og den nedre bærebrua. Bærebruaene er montert til kvarandre med boltar og den nedre kan rotere om innfestingspunktet for å overføre krefter til demparen.

Ramma er satt saman av rundstål og utgjer eit smalt skjelett med 4 bjelkar liggande sentralt framover i ein firkant, to nede og to oppe. Bakarst er dei 4 bjelkane blitt til to kvadrat oppå kvarandre, som er festa til dei framovervenda bjelkane. Det er laga meir plass bak i kvadratet til ei seinare implementering av ei lita turbinmotor for hybriddrift. Fremst på ramma er det ei plate med eit hol i. Der koplast ramma og forhjulsopphenget saman.

Gjennom hòlet går ein bolt med eit kvart tannhjul på toppen. Denne bolten går gjennom eit lager i ramma og skrur fast i den nedre bærebrua. Heile forpartiet svingar ved hjelp av denne bolten. Når rattet vrir, går tannhjula i kassa rundt og vrir bolten rundt.

Heile løysinga veg omtrent 225 kg utan hjul og er 2,56 m lang og 1,56 m brei.

Etter at løysinga var modellert vart det henta inn ekstern input frå fagmiljøet hjå REALTEK og gjennomført nokre FEM-analysar for å verifisera dimensjoneringane og stadfeste robustheit.

Vidare kan det arbeidast med å utgreie og berekne samanføringar, utføre ytterlegare berekningar på den konkrete løysingsutforminga, utgreie og dimensjonere bremsesystem, utføre utmattingsberekningar og ytterlegare FEM-analysar. Til slutt kan det utgreiast saman-kopling til den modulære førarkupeen og tilverkast ein prototype.

ABSTRACT

In today's society, most people are dependent on some form of transportation and for quite a few, this is their private car, which is used to get to the store, to work and to the hairdresser. Most of us constantly drive around in our cars with one or more available seats and travel around with much more weight and volume than is necessary.

This leads to increased fuel consumption and greenhouse gas emissions. With ever-increasing population and densification in urban areas, it is necessary to lower the amount of dead weight that each driver takes with them.

Enter Dolphin Sky; a small vehicle with space for the driver and luggage or passengers, in development at NMBU. A driveline has been studied and developed for electrical operation, as well as the rear suspension, but it is lacking a frame, front suspension, and steering.

The aim of the project was to devise, develop and construct a frame and steering solution for the chassis of Dolphin Sky, a three-wheeled car with one steering wheel at the front. The goal was to be achieved by completing the four phases in a development thesis:

- The investigation phase, which consist of a background assessment, project planning and limitation, review of relevant theory and technology, review of relevant solutions and previous work and determining product specifications.
- The development phase, which consist of function analysis, assessment of solution alternatives and the choice of a solution through in-house screening and the use of selection matrices.
- The analysis phase, which consist of calculations and dimensioning, 3D modelling and optimization through FEM analyses, material selection and economic assessments.
- And the completion phase, which consists of final architecture, production references, technical recommendations, and reporting.

The task was completed using software such as Microsoft Word, SolidWorks and Granta EduPack.

Throughout the process, methodologies for product development and quality assurance were used, such as IPD, Pugh and SCAMPER.

Relevant theory, technology and methodology were investigated. Including framework structure and control systems for vehicles and theory of vehicle dynamics and vehicle geometry.

Previous assignments on the concept and similar products were assessed and used to set up a product specification, with product goals and metric specifications. Then a function analysis was set up to determine what kind of parts were needed and what functions they should and could have.

The previously investigated theory and technology were used for setting up solution alternatives that were scored according to the product goals and put together into a comprehensive solution for further development.

The theory and specifications were both used to set up situations for the product's loads, to find forces and stresses, and calculate the necessary dimensions in the construction in regard to the material and profile choice.

The result was a low-built chassis with a weak, articulated steering that uses a steering gear-inspired gearbox to turn. The gear ratio in the box is 1:20. The material is S235 steel. The front wheel suspension consists of an upper and a lower support bridge. The lower support bridge is shaped like a horizontal bicycle fork, but without the suspension. The suspension is a combined spring and damper that is mounted between the lower and upper support bridges. The support bridges are mounted to each other with bolts and the lower one can rotate about the point of attachment, to be able to transmit forces to the suspension.

The frame is composed of round steel and forms a narrow skeleton with 4 beams lying centrally forward in a square, two down and two up. At the back, the 4 beams have become two squares on top of each other, which are attached to the forward-facing beams. More space has been created at the rear for a later implementation of a small turbine engine for hybrid operation. At the front of the frame there is a plate with a hole in it. There the frame and the front wheel suspension are connected. A bolt with a quarter of a gear on top goes through the hole. This bolt goes through a bearing in the frame and is screwed into the lower support bridge. The entire front section swings because of this bolt. When the steering wheel is turned, the gears in the box go around and so does the bolt.

The entire solution weighs approximately 225 kg without the wheels and is 2,56 m long and 1,56 m wide.

After the solution was modelled, external input was obtained from the professional environment at REALTEK and several FEM analyses were carried out to verify the dimensions and confirm robustness.

Furthermore, more work can be done on calculating joints and welds, performing further calculations on the specific solution design, calculating and dimensioning the brake system, performing fatigue calculations and further FEM analyses. Finally, a connection to the modular driver's compartment can be made and a prototype can be manufactured.

INNHALDSLISTE

	Side:
Forord	III
Samandrag	IV
Abstract	VI
Innholdsliste	8
1. Innleiing	11
1.1 Bakgrunn	11
1.2 Tidlegare arbeid med Dolphin-konseptet	14
1.3 Utviklingsstatus og eksisterande løysingar.....	18
1.4 Oppdragsskildring	22
1.5 Problemstillingar og teknologiske flaskehalsar	22
1.5.1 Tidlege problemstillingar og fokuspunkt	22
1.5.2 Teknologiske flaskehalsar og utfordringar.....	23
2. Prosjektplanlegging	24
2.1 Prosjektmålsetjingar	24
2.1.1 Hovudmål	24
2.1.2 Delmål	24
2.2 Tids- og arbeidsplan med milepålar	25
2.3 Avgrensingar	25
3. Metodeskildring	27
3.1 Terminologi og omgrep	27
3.1.1 Omgrep.....	27
3.1.2 Symbol	28
3.1.3 Formlar	29
3.2 Metodebruk og løysingsverktøy	29
3.3 Kvalitetssikring.....	34
3.4 Prosesstrinn.....	34
4. Teori- og teknologiutreiing	37
4.1 Teoretisk grunnlag	37
4.1.1 Kraft og effektbehov ved køyring	37

4.1.2	Kraftspel i konstruksjonen	38
4.1.3	Styregeometri og -teori:	41
4.2	Teknologigrunnlag.....	42
4.2.1	Styringssystem	42
4.2.2	Rammeoppbygging	45
5.	Produktspesifikasjonar	48
5.1	Produktmålsetjingar.....	48
5.2	Vekt av eigenskapar.....	48
5.3	Metrisk grensespesifikasjon	49
5.4	Grovspesifikasjon	51
6.	Konseptgenerering	52
6.1	Funksjonsanalyse.....	52
6.2	Utgreiing av element- og heilskapsløysingar	53
6.3	Eigenscreening.....	62
6.4	Preferert løysning	64
7.	Grunnlagsberekningar	66
7.1	Berekningsmål	66
7.2	Føresetnadar og forenklingar.....	66
7.3	Bereknings situasjonar.....	67
7.3.1	Statiske underlagskrefter	67
7.3.2	Sidekrefter ved svinging.....	68
7.3.3	Krefter ved oppbremsing.....	70
7.3.4	Krefter ved «pothole», ekstremtilfelle.....	71
7.3.5	Uvissheit.....	72
7.4	Grovdimensjonering	72
7.4.1	Hjuloppheng	72
7.4.2	Boltforbindelsar:.....	73
7.4.3	Styresnekke	79
7.4.4	Hovudramme	80
8.	Utvikling av datagenerert basiskonsept og produktarkitektur i 3D.....	83
8.1	Heilskapsoversikt.....	83
8.2	Oversikt i 3D	83
8.3	Større deler	86

8.4	Mindre deler	87
8.5	Småkomponentar og innkjøpte deler	87
9.	Ekstern input	90
9.1	Mål med ekstern input	90
9.2	Populasjon	90
9.3	Framgangsmåte.....	91
9.4	Resultat og tolking.....	91
10.	Robustheit og optimering	92
10.1	Styrkeforhold og dimensjonering.....	92
10.2	Praktiske forhold ved bruk.....	95
10.3	Miljøpåverknad og resirkulering.....	95
11.	Marknadsrendringar	96
11.1	Sluttrendringar og visualisering.....	96
11.2	Varenamn og firmamerke	97
11.3	Tekniske skildringar.....	97
12.	Produksjon og økonomi	99
12.1	Produksjonstekniske anbefalingar.....	99
12.2	Økonomiske sluttvurderingar.....	100
13.	Prosessevaluering og drøfting	102
13.1	Læring og kompetanseutvikling.....	102
13.2	Utgreiingsfasen	102
13.3	Utviklingsfasen	103
13.4	Analysefasen	103
13.5	Ferdigstillingsfasen	104
14.	Konklusjon	105
14.1	Resultat og anbefalingar	105
14.2	Videre arbeid.....	106
15.	Kjelder.....	107
15.1	Skriftlege kjelder.....	107
15.2	Nettkjelder.....	108
16.	Vedlegg	112

1. Innleiing

Dette kapitlet legg fram bakgrunnen for arbeidet, går gjennom tidlegare arbeid på Dolphin-prosjektet, ser på utviklingsstatus på området og undersøker marknadsbehovet. Deretter skildrast oppdraget og problemstillingane for arbeidet leggjast fram. Dette skal vise kor i Dolphin-prosjektet og i dagens verdsbilete oppgåva passar inn.

1.1 Bakgrunn

Menneskje har lenge hatt eit aukande behov for meir transport og ein meir effektiv trafikkavvikling. Heilt sidan vi temte hestar og brukte dei til transport, laga sjølvgåande vogner med dampmaskin og forbrenningsmotor og fram til i dag, med ein stadig aukande del el-bilar. Etter kvart vart bilane populære og hesten nytta til andre ting som arbeid og sport. På grunn av den store allsidigheita og moglegheita til å sjølv kunne råa om når og kor ein skulle køyre vart bilen fort ein suksess.

I 1970 var det 1 227 millionar passasjerar i personbilturar, og 17 781 millionar passasjerkilometer køyrd. I 2019 var desse tala 4 720 millionar passasjerar og 64 192 millionar passasjerkilometer (1). Per 1. januar 2020 var det 2 816 038 bilar i Noreg og eit folketal på 5 367 580, som vil seie at i snitt eig annakvar person ein bil (2,3).

Med tida vart også luftfarten meir tilgjengeleg for mannen i gata, i form av flyruter innanlands og utanlands. For dei meir ressurssterke vart det også mogleg å ha eige fly eller helikopter, som gjer transport over lengre distansar vesentleg meir effektivt og lønnsamt.

Med brenselmotorens dominans kom sjølvstakt ein auke i bruken av fossile drivstoff og med det ein stor auke i utslepp av klimagassar. I Noreg slepp vegtrafikken ut 8,5 millionar tonn CO₂-ekvivalentar, som er omtrent 17% av det totale utsleppet på 50,3 millionar tonn CO₂-ekvivalentar. Personbilar slepp ut 4,3 millionar av desse tonna, noko som er like over halvparten (4).

Auken i talet på bilar førar til fleire køar, med dertil høyrande lågare drivstoffeffektivitet og høgare utslepp per kilometer. Både i Noreg og i verda er det befolkningsvekst og det er forespeila at vi i 2050 kan vera nesten 10 milliardar menneskje på jorda (5). Befolkningsauke betyr eit aukande behov for transportmidlar.

Mange har mykje større bilar enn dei har bruk for mesteparten av tida, og køyrer rundt med fleire ledige sete, til dømes på veg til og frå jobb. I tillegg treng fleire bilar fleire parkeringsplassar, både i offentleg rom og hos kvar enkelt eigar. Dette krev mykje areal og utbygging av parkeringsplassar, parkeringshus og garasjar, som og bidrar til auka utslepp. Arealnedbygginga og transporten av dødvekt kan minimerast med mindre og lettare bilar som ikkje flyttar like mykje unødig vekt.



Figur 1.1: Kø på motorvegen (6).

I dag satsar dei fleste bilprodusentar på utvikling av nye bilar som går på straum, såkalla null-utsleppsbilar, fordi dei ikkje slepp ut klimagassar i form av eksos. Fordelar fossilbilane har hatt byrjar å bli minimale, slik som rekkevidde og storleik er berre utslagsgivande for dei mest krevjande kundane. Nye el-bilar kan ha oppgitt rekkevidde på over 400 km, god plass, firehjulstrekk og moglegheit til å trekkje tilhengar. I Noreg er det sterke økonomiske insentiv på plass for at ein skal kjøpe miljøvennlege bilar som går anten heilt eller delvis på straum. Dette har god effekt og i 2020 vart det seld fleire el-bilar enn fossildrivne bilar (7).

I Europa har EU satt utsleppskrav som produsentar av brensel drivne køyretøy må halda seg innanfor. I 1992 kom Euro 1 for personbilar med krav til kor mykje karbonmonoksid, CO, sot-partiklar og nitrogenoksid, NO_x, kunne sleppe ut (8). Med tida har desse berre blitt strengare og omfamnar også utslepp av hydrokarbon og NO_x med separate mål (9). Ein ny bensinbil slepp i dag ut 3 gonger så lite CO og omtrent 20 gonger så lite NO_x som ein Euro 1-bil gjer (8,9).

I Bergen har dei kvar vinter eit varierende problem med forureining som legg seg i lufta over byen, ein «sky» dei kallar «giftlokket». På kalde vinterdagar er det ikkje vanskeleg å verken sjå eller kjenne i lufta at dei nasjonale grenseverdiane for luftkvalitet er overskridne. Ei studie frå 2016 viste at det i hovudsak var vedfyring og biltrafikk som var dei største bidragsytarane til dette lokket, og ikkje skip i hamna, som studien tok utgangspunkt i (10). Biltrafikken var det som slapp ut mest NO₂, ein giftig gass som blir danna i ein forbrenningsmotor og kjem ut som eksos.

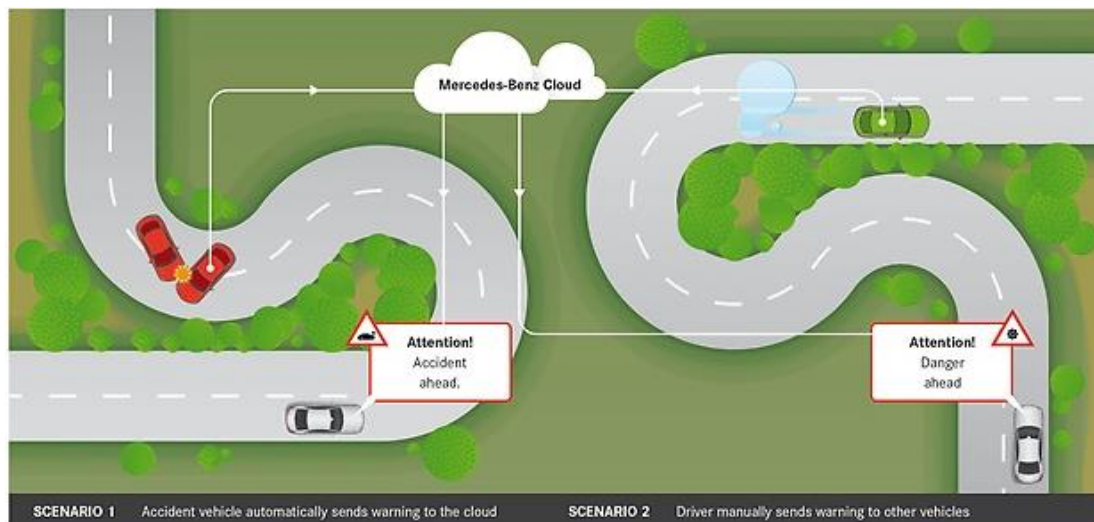
I nyare år har Bergen kommune operert med fleire tiltak for å minimere biltrafikken på dei verste dagane, slik som partal- og oddetalsdagar, der det siste talet på registreringsnummeret ditt bestemte om du fekk køyre eller ikkje.



Figur 1.2: "Giftlokket" over Bergen ein kald vinterdag (11).

No til dags finst sjølvkøyrande bilar i betatesting på vegane i blant anna USA, og Tesla skal med tida sleppe sjølvkøyrande funksjonar i Noreg (12). Sjølvkøyrande, eller også kjend som autonome, bilar er i stand til å registrere og analysere omgivnadane ved hjelp av sensorar som kamera, GPS, radar, lidar, gyroskop og algoritmar.

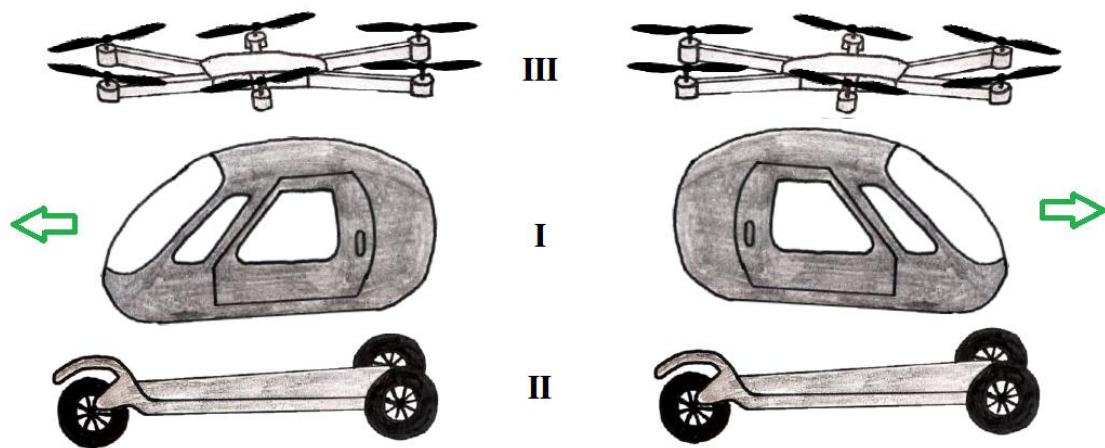
Produsentar som Mercedes-Benz arbeider også med at bilane skal kunne kommunisera, slik at dei kan vite kva som er rundt svingen, før dei får registrert det med ein sensor (13). Enn så lenge er ein framleis nøydde til å ha ein person i førarsetet og det krevst jamleg at ein beveger litt på rattet for å oppretthalde sjølvstyringa. Med betre teknologi og fleire autonome bilar, kan ein byrje å lure på om ein i framtida kjem til å trenge førarkort i det heile tatt?



Figur 1.3: Illustrasjon på korleis Mercedes-Benz tenkjer seg at kommunikasjonen vil fungere. I Scenario 1 til venstre kan ein sjå at bilen i ulykke lastar opp informasjonen automatisk. I Scenario 2 er det sjåføren som vel å laste opp informasjonen om at det er flaum i vegbana. I både scenario blir informasjonen automatisk henta til bilen bak (13).

Utviklinga har i dei siste åra vore retta mot å få personleg transport opp i lufta og det har i fleire år vore eksperimentert med flygande og svevande bilar i ulike formar. Fleire av desse kan både køyrast på veggen og fly over kortare strekningar. Også på NMBU går utviklinga i den retninga, der konseptet som no ber namnet Dolphin Sky har vore arbeidd med sidan 2007. Dette er eit trehjuls småbilkonsept med fokus på miljø og låg vekt som først heitte Dolphin.

Sidan 2015 har det og vore fokus på ein monterbar svevefunksjon som gjev moglegheiter for luftferdsel over kortare avstandar. Med tida er tanken og at Dolphin Sky vil kunne fly autonomt og følgje fastsette vegar i luftrummet. Gjennom tidlegare mastergradarbeid ved Fakultet for realfag og teknologi har konseptet til no vorte greidd ut for design og teknisk konsept i to bakkegåande grunnversjonar kalla «Dolphin Family» og «Dolphin Duo». Det er dette konseptet som er utgangspunktet for denne gradsoppgåva.



Figur 1.4: Illustrasjon over modul-tankegangen ved Dolpin Sky-prosjektet. I: Førarkupé, med plass til førar, passasjerar og/eller last. II: Understell. Delta-konfigurasjon til venstre og tadpole til høgre. III: Svevemodul, oppbygd med seks propellar (14,15).

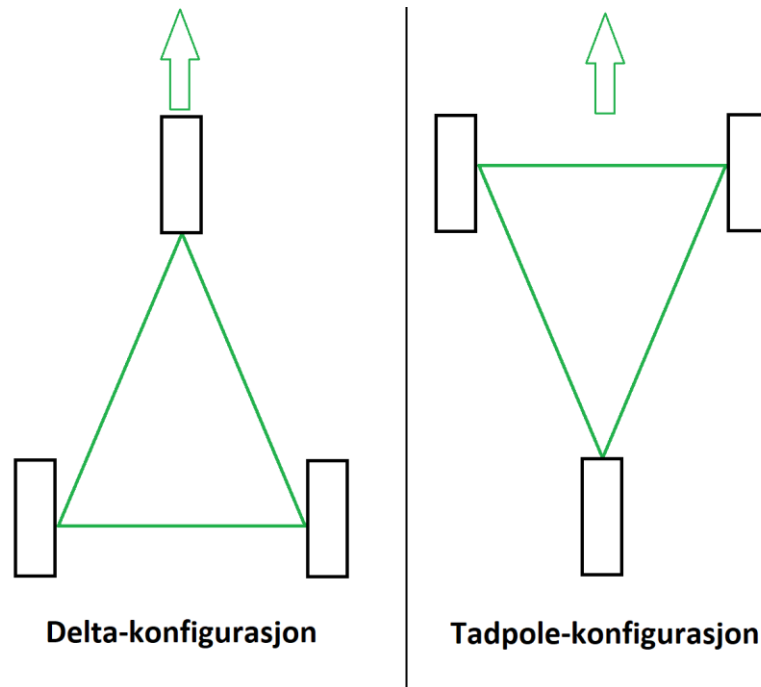
Dolphin Sky-prosjektet har etter kvart utvikla seg til å omfatte fleire modular som kan kombinerast til eit køyretøy som kan gå anten på veggen eller i lufta, eller både deler. I figur 1.4 ser ein korleis det kan byggast opp for å frakte personar med ein førarkupé med plass til ein vaksen og to barn eller to vaksne.

Til dømes kan ein køyre frå jobb i ei kupé, fly med ungane til hytta og kopla til eit anna ventande understell der. Det er ikkje tvil om at Dolphin Sky kan vera ei løysing for fleire av dagens utfordringar i trafikkbildet og at det med tida vil kunne vera med å lage ein plass i lufta for seg sjølv og andre produsentar.

1.2 Tidlegare arbeid med Dolphin-konseptet

Den første masteroppgåva som arbeida med Dolphin-konseptet vart gjennomført i 2007, og sidan har det blitt totalt 19 ferdige masterarbeid på prosjektet. Dei første oppgåvene var Dolphin Family, Del A, B og C, som tok føre seg høvesvis eksteriør-, interiør-design og understell på Dolphin Family, nokre år før det vart byrja på arbeidet med svevemodul og modularisering ved introduksjonen av Dolphin Sky. Ein oversikt over dei tidlegare arbeida finst i vedlegg 1.

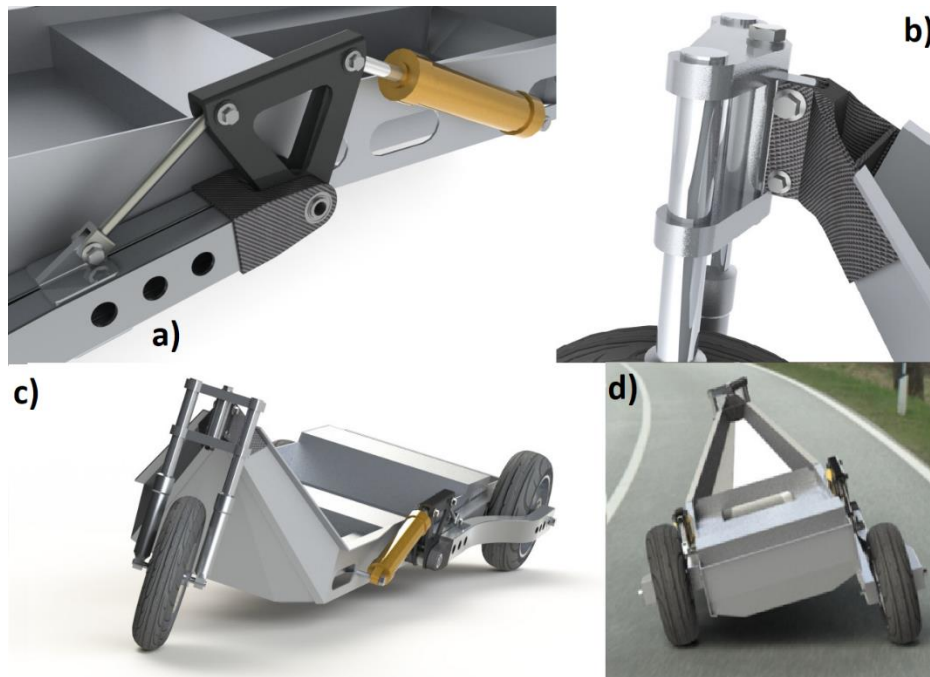
Tanken bak Dolphin-konseptet er at det skal vera små køyretøy med tre hjul og plass til sjåfør og to born, eventuelt bagasje og at det skal gå an å parkere to stykk på ein vanleg parkeringsplass. Det er sett føre seg at den kjem med to konfigurasjonar for hjuloppsett, nemleg Dolphin Family som deltakonfigurasjon med eit hjul framme og to hjul bak, og Dolphin Duo som tadpole-konfigurasjon, med to hjul framme og eitt hjul bak.



Figur 1.5: Illustrasjon av delta- og tadpole-konfigurasjonar av ein trike, med pil for køyretretning framover.

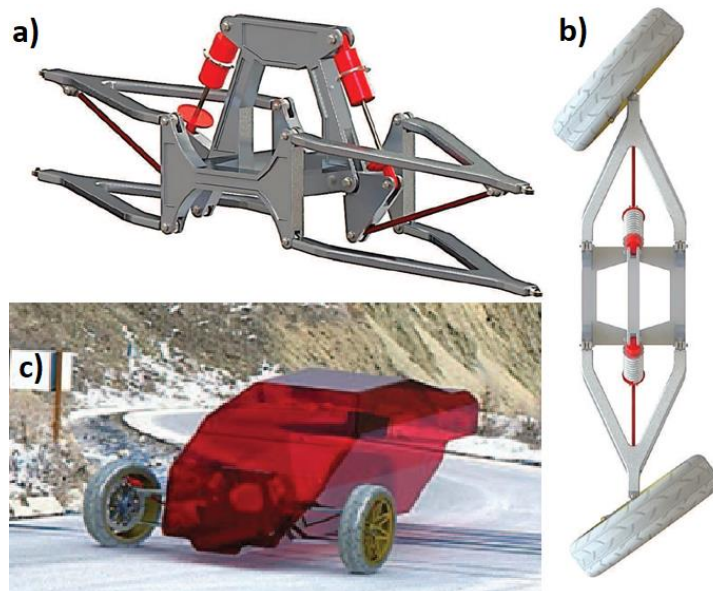
Grunnen til at det satsast på tre hjul er fordi det er noko lågare krav for trehjulskøyretøy, såkalla trike, enn for dei med fire hjul. Det er og gjort arbeid med å lage ein liten gassturbinmotor for å kunne drive køyretøyet med hybriddrift på eit seinare tidspunkt. Når det gjeld understell er det to oppgåver med Dolphin Family som legg grunnlaget for dette vidare arbeidet.

Det er den første understellutgreiinga, Dolphin Family Del C av Jan Fredrik Aasheim i 2010, og utgreiing av drivline, av Einar Gisholt i 2019 (16,17). I tillegg er det gjennomført ein utgreiing av understell for Dolphin Duo av Jarle Hjertaas Hanssen i 2014 (18).



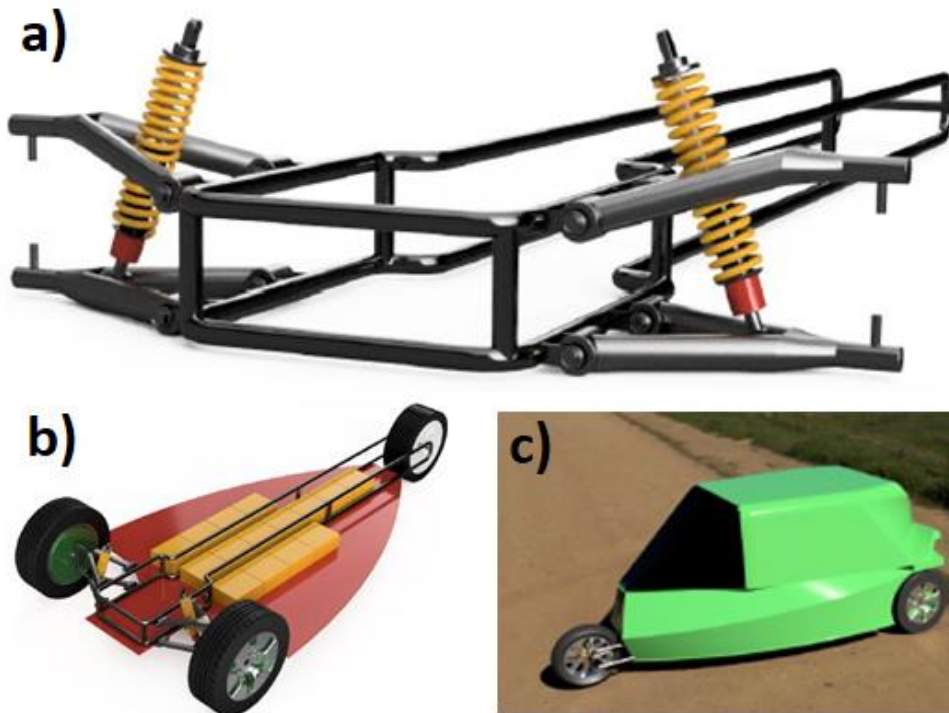
Figur 1.6: Aasheim konstruerte ei plateramme og eit bakre hjuloppheng med tilt. a) Tiltemekanismen på hans Dolphin-understell. b) Styremekanismen Aasheim såg føre seg. c) Aasheims understell med hjul og styring, i tilt. d) Aasheims understell i sving, sett bakfrå (16).

På figur 1.6 kan ein sjå korleis Jan Fredrik Aasheim konstruerte sitt understell og kva løysing han såg føre seg for styringa. Han utvikla eit plateunderstell og ein mekanisme som gjorde det mogleg å tilte i sving. Styringa vart ikkje utvikla, men lagt til for å gje eit inntrykk av heilheita. Han såg føre seg ein normal motorsykkelgaffel som roterer om ei innfesting over hjulet.



Figur 1.7: Jarle Hjertaas Hanssen konstruerte ein styring til ein tadpole-konfigurasjon av Dolphin, med to hjul og uavhengig demping. a) Framstillinga med demparar og bærebuer. b) Styringa sett ovanfrå i full sving. c) Fullstendig modell av Dolphin med styringa hans (18).

Hjertaas Hansen utvikla ei løysing som liknar forstillinga på ein vanleg personbil, med to svingande hjul som har kvar sin svingvinkel etter rattutslaget, som ein ser på figur 1.7b). Han har satt opp ei løysing som har demparane festa med begge ender i forstillinga, og ikkje i karosseriet, på figur 1.7a). Denne løysinga er passande for ein tadpole-versjon og kunne ha vore tilpassa til å monterast bak på ein delta-versjon.



Figur 1.8: Gisholt sine løysingar (17). a) Løysinga han utvikla for bakstilling og eit forslag til ramme. b) Ferdig løysing med bakstilling og drivline, inkludert batteri og el-motorar i bakhjula. c) Foreslått sluttdesign.

Gisholt utvikla ei elektrisk drivline med batteripakkar på ei plate i botn av køyretøyet og elektriske motorar med bremsefunksjon i bakhjula. I tillegg utvikla han ei bakstilling med fjøring og la fram eit forslag til rammekonstruksjon. Dette visast godt i figur 1.8b).

Rammeløysningane som er lagd fram her er ganske forskjellige. Aasheim har vald å konstruere ei open platekonstruksjon i aluminium, med plass til drivstofftank og andre element som kan vera nødvendig. Det kan og tenkast at det er plass til å montere batteri i desse romma.

Gisholt har føreslått ei ramme av sirkulærprofilert stål, med plass til ei rekke med batteripakkar langs midten og på kvar side. Det er og eit større rom bak med plass til ein liten turbinmotor for seinare implementering. Løysinga til Gisholt kan føre til eit meir sentralisert tyngdepunkt i sidevegs retning, noko som er positivt med tanke på veltefare. Aasheim har utvikla ei løysing med tilt, noko som òg er positivt med tanke på å unngå velt.

1.3 Utviklingsstatus og eksisterande løysingar

I dagens marknad blir det stadig meir populært med små bilar og fleire enda mindre løysingar er i utvikling. Fleire produsentar arbeidar med trehjulingar, flygande små køyretøy og elektriske småbilar. Tidlegare har det vore utvikla fleire små køyretøy og trehjulingar for bruk på offentleg veg. I dette delkapittelet sjåast det på både gamle og nye løysingar.

Dagens bilpark består av alt frå små bilar med plass til to, slik som Renault Twizy (19), til store SUV-ar og minibussar med plass til fleire personar og bagasje. Det er ein fordel å ha god plass, men samstundes tek dei med seg mykje dødvekt om slike bilar brukast til å pendle til og frå arbeid. Det finst mange døme på dei mindre bilane også, som gjer nytta si best til pendling og i bybildet.

Bond Minicar Mark C:



Figur 1.9: Bond Minicar Mk C på museum (20).

Bond Minicar var ein deltakonfigurert trike-modell som kom med første utgåve, Mark A, i 1949 (21). Mark C, avbilda i figur 1.9, kom i 1953 og hadde ein 197 cc bensinmotor på 8 hestekrefter som var montert framme i lag med styringa. Desse litt mindre glamorøse og våpenfylte «Bond»-bilane var designa av Lawrence Bond og bygd i lag med kona hans Pauline. Omtrent 6 700 stykk er produsert av Mk C-versjonen. Den var omtrent 3 meter lang og 145 cm bred.

Daihatsu Midget:

Figur 1.10: Den første utgåva av Daihatsu Midget (22).

Daihatsu Midget er ein liten pickup i deltakonfigurasjon produsert frå 1957 til 1972. Den klassifiserast som ein motorisert rickshaw, med eit sete og to opne dører. Dei kom med luftkjølte bensinmotorar med twin-turbo på 250 cc. Desse hadde ei effekt 159 hestekrefter. Den hadde ei nyttelast på 350 kg. Det kom og nokre modellar med to seter og motorar med 10 hestekrefter som vart populære innandørs i store fabrikkar, til dømes hos Lockheed og Boeing (22). Når produksjonen stoppa i 1972 var det produsert meir enn 336 500 einingar (23). Framleis produserast nokon forbetra versjonar som tuk-tukar i Thailand. I 1996 kom Daihatsu med ein ny versjon, denne gong med 4 hjul og varerom i staden for lasteplan.

Mazda K360:

Figur 1.11: Mazda K360 i blå farge (24).

K360 var Mazda sitt svar på Daihatsu Midget, ein liten deltautforma pickup med to seter. Den vart levert med ein 356 cc 4-takts motor på 11 hestekrefter og ein toppfart på 65 km/t. Den vart omtrent 3 meter lang og 1,3 m brei og vog 485 kg. Totalt vart det produsert 280 000 einingar (25).

Carver One:

Figur 1.12: Carver One visar fram tiltinga si (26).

Carver One var ein avansert deltakonfigurert trike. Den hadde tilt på framhjul og førarkupé, medan motor og bakvogn vart verande parallelt sidevegs med underlaget. Tiltinga vart styrt av noko Carver Europe kallar Dynamic Vehicle Control, DVC, som skal sørge for at tiltinga går føre seg trygt og forutsigbart. I 1997 vart Carver One godkjend for offentlig veg (27). Carver One nytta ein 660 cc bensinmotor frå Daihatsu, fram til sal av denne motoren vart stansa. Etter ein produksjon på omtrent 200 einingar vart Carver Europe nøydde til å slå seg konkurs.

Carver:

Figur 1.13: Carver, den elektriske scooteren med DVC (28).

Etter konkurransen fekk dei behalde patenter og byrja å selje lisensiert bruk av DVC til blant andre PAL-V, figur 1.15. Samstundes arbeidde dei i Carver Europe med å lage ein elektrisk scooter i deltakonfigurasjon, med tilt styrt av DVC og toppfart på 45 km/t (28). Det er plass til to personar i køyretøyet som er 2,9 m langt, under ein meter breidt og 1,49 m høgt. I tillegg er det eit bagasjerom som rommar 75 liter.

Zev T3-1 Micro:



Figur 1.14: ZEV T3-1 Micro (29).

ZEV T3-1 Micro er ein deltakonfigurert elektrisk sykkel frå USA. Den opererast berre med henda og har plass til tre personar. Den er 2,4 m lang og 1,2 m bred og veg 390 kg. ZEV T3-1 liknar meir på ein motorsykkel enn ein bil, med skive bremsar og motorsykelstyre, og blir seld med fleire forskjellige konfigurasjonar som passar til reglane i dei enkelte amerikanske statane. T3-1 har ikkje tilt.

PAL-V Liberty:



Figur 1.15: PAL-V, bil- og flykombinasjon (30).

PAL-V er ein kombinasjon av ein deltakonfigurert bil og eit fly. Den kan med andre ord både køyrast på vegen og fly i lufta. Den kan sjå ut som eit helikopter, men treng ein liten rullebane for å ta av, på omtrent 350 m (31). Den er utstyrt med to forbrenningsmotorar; ein for vegkøyring på 100 hestekrefter og ein for flyging på 200 hestekrefter. Den er veldig topptung, og er difor utstyrt med tiltesystem og DVC-styring frå Carver. I 2020 vart den godkjend av EASA for bruk på veg i Europa, USA, Kina og andre land som godtek EASA-godkjenningar (32).

Ut frå dei eksisterande løysingane og med fleire løysingar i utvikling kan det argumenterast for at det finst eit potensiale og ein marknad for forskjellige modellar av Dolphin Sky, både på bakken og i lufta.

1.4 Oppdragsskildring

Dolphin-prosjektet består så langt av ein svevemodul, førarkupé og understell med elektrisk drivline, men det er ikkje utvikla styring for bakkemodulen enda. Desse ulike variantane av konseptet må bringast inn til eit meir heilskapleg, modulteknologisk og realiserbart format.

Oppdraget blir difor eit bidrag til auka løysingsintegrering i dette prosjektet, i form av å utvikle ein bakkemodul i Delta-variant med framhjulsstyring og lagt til rette for saumlaus modulintegrasjon av førarkupémodulen. Det er tenkt at oppgåva skal utreie og utvikle ein trygg og presis styring og leggje til rette for enkel samankopling av modulane, med felles styrings- og bruksfunksjonar. Rammene for oppdraget vert satt gjennom drøfting med rettleiar og utforminga av masterkontrakten.

1.5 Problemstillingar og teknologiske flaskehalsar

I slike utviklingsoppgåver er ein nøydd til å ha eit klart bilete av kva som kan vera vanskeleg og utfordrande, både når det gjeld sjølve produktet og sin eigen kunnskap. Difor må det setjast opp nokre tidlege problemstillingar og flaskehalsar ein må ha fokus på.

1.5.1 Tidlege problemstillingar og fokuspunkt

Nokre problemstillingar og fokuspunkt som ein tidleg ser som viktige er:

- Kva finst allereie av tekniske løysingar og alternativ når det gjeld chassis og berande rammekonstruksjonar og kva kan ein lære av desse? Spesielt med fokus på hjuloppheng og styringssystem hos små trehjulsøyretøy og eigenskapane dei har.
- Kva for nokre påkjenningar vil ramme, understell, styringssystem og hjulustrustning på eit slikt lite køyretøy kunne bli utsett for?
- Kva for nokre krav stillast det til dimensjoneringa for å oppfylle krav og ha tilstrekkeleg robustheit?
- Kva for nokre løysingar for ramme, hjuloppheng, styringssystem, konstruksjons- og materialval vil vera best egna for føremålet? Vala må kunne fungere som eit godt grunnlag for modulbygging, enkel framstilling og ta omsyn til låg vekt og sikker bruk.
- Korleis kan rammeløysninga og heilskapsdesign for understellet best tilpassast for enkel tilkopling, montering av styring, betjening og batteri og bruk av felles førarkupémodul for alle Dolphin-variantane?

1.5.2 Teknologiske flaskehalsar og utfordringar

Når ein skal utvikle eit produkt som er direkte knytt til det funksjons- og driftsmessige på eit køyretøy er det mykje å ta omsyn til. Det finst store mengder informasjon og kunnskap om køyretøy som ikkje har vore del av studiane mine fram til no. For å sørge for at dei viktigaste forholda er teke omsyn til og heilheita framleis ivaretatt, blir det lista opp nokre flaskehalsar og utfordringar det må fokuserast på i oppgåva:

- Arbeidet blir delvis bygd på tidlegare oppgåver som ser på understell og drivline til Dolphin Sky, difor må desse oppgåvene undersøkast grundig og ein er nøydd til å ta omsyn til deira usikkerheiter og eventuelle feil og manglar i materialet deira. Nokre ting kan òg ha vorte endra sidan dei leverte oppgåvene sine, som reglar, krav og godkjenningar.
- Prosjektet fell innanfor eit svært kompleks fagfelt, der det er anledning til å ta omsyn til eit breitt spekter av innsynsvinklar og aspekt innanfor køyretøydynamikk. Det er nødvendig å innhente meir kunnskap om køyretøydynamikk og kunne avgrense seg til det som er mest relevant og nødvendig for oppgåva.
- Det er nødvendig å avdekke kva for nokre forhold knytt til styringsgeometri som kan gjera seg gjeldande for eit slikt køyretøy og sørge for at ein tek omsyn til dei mest kritiske forholda.
- Forhold knytt til maksimalbelastningar og usikkerheiter med tanke på faktiske belastningar må avdekkast og takast omsyn til. Eit køyretøy kan bli utsett for mange forskjellige typar belastningar og desse kan vera avhengig av kor køyretøyet brukast, hastigheit, vekt, vêrforhold og det som nokre gonger verkar som flaks. For å kunne halde seg innan tidsfristen er ein nøydd til å avgrense seg til dei viktigaste forholda.

2. Prosjektplanlegging

Ein vesentleg del av ein slik oppgåve er å kunne setje opp ein god plan for korleis den skal gjennomførast innan tida ein har til rådighet. Då må ein ha klare målsetjingar og ein oversikteleg arbeidsplan med milepålar. Alt dette skal leggjast fram i dette kapitlet.

2.1 Prosjekt målsetjingar

Det følgjande er måla som er formulert for oppgåva. Først er det eit overordna hovudmål, som så er delt inn i fleire delmål for å skape ein betre oversikt over oppgåva (33).

2.1.1 Hovudmål

Hovudmålet for prosjektet er som følgjer:

Å utgreie, utvikle, konstruere og designe ein ramme- og understells-løysing for delta-varianten av Dolphin-konseptet med tilhøyrande elektrisk drift og eitt styrande hjul framom. Løysinga skal kunne fungere som ein basismodul som mogleggjer enkel tilkopling/montering og bruk av felles førarplassmodul for alle Dolphin-variantane.

2.1.2 Delmål

Delmåla for prosjektet kan betraktast som oppsummeringar og konkretisering av det som skal gjerast i løpet av tida som er tilgjengeleg. Dei er delt opp slik at dei kan brukast som eit grunnlag for ein arbeidsplan og milepålar.

- Gjennomføre bakgrunnsutreiing, planleggje prosjektet og klarlegge relevant metodikk.
- Gjennomgå relevant teori og teknologi, tidlegare arbeid på området og utforme ein tidleg spesifisering.
- Utforme ein funksjonsanalyse, foreslå løysningar til screening og ut ifrå den velje eit løysingskonsept å utvikle.
- Gjere greie for og gjennomføre grunnlagsberekningar med omsyn til belastningar og val av materiale, tverrsnitt og valde løysingar og hente inn eksterne innspel.
- Modellere og visualisere løysingane i 3D og nytte FEM-analyse på utvalde kritiske og/eller spesielt utsette element for vidare vurdering.
- Gjere greie for produksjonstilpassing, val av produksjonsmetodar, utviklingskostnadar og prototypeøkonomiske forhold.
- Gjere greie for tekniske skildringar, konstruksjonsteikningar og marknadsrendringar av heilskapsløysinga.
- Drøfte prosessen, konkludere og anbefale vidare arbeid og ferdigstille rapporten.

2.2 Tids- og arbeidsplan med milepålar

Tabell 2.1: Tidsplan med arbeidstrinn i prosjektet

Aktivitet:	Januar	Februar	Mars	April	Mai	Juni
Bakgrunn og oppdragsskildring						
Prosjektplanlegging						
Metode- og verktøyutgreiing						
Teori- og teknologiutgreiing						
Løysingsutarbeiding						
Val av konseptløysing						
Berekning og dimensjonering						
3D-modellering						
FEM-analyse						
Produksjonstilpassing og metodar						
Økonomiske vurderingar						
Diskutere og konkludere						
Rapportskriving						
Innlevering av arbeidet						
Presentasjon av arbeidet						

Tabell 2.2: Milepålar

Nummer:	Milepåle:	Dato:
M1	Bakgrunnsutgreiing og prosjektplanlegging er fullført	12.02.21
M2	Teori og teknologi er klarlagt og tidleg spesifisering er utforma	7.03.21
M3	Ønska løysingskonsept er vald og eksterntesta	19.03.21
M4	Grunnlagsberekningar er utførde	23.04.21
M5	3Dmodellering, rendring og FEM-analyser er gjennomført	7.05.21
M6	Produksjonsmåte og økonomiske forhold er gjort greie for	14.05.21
M7	Tekniske skildringar og konstruksjonsteikningar er gjort greie for	21.05.21
M8	Diskusjon og konklusjon er stilt ferdig og rapporten er levert	01.06.21
M9	Munnleg framvising og presentasjon er gjennomført	11.06.21

2.3 Avgrensingar

For eit masterarbeid som dette er totalramma normert til 900 brutto arbeidstimar. Difor er ein nøydd til å setje visse avgrensingar på arbeidet, for å avgrense arbeidsomfanget. Prosessar som ikkje blir gjort i dette arbeidet er lista under.

- Det blir ikkje utgreia system for bremsar.
- Det blir ikkje arbeidd med karosseri, drivline eller motor i denne oppgåva.
- Det blir ikkje utført utmattingsberekningar.
- Det blir ikkje gjort endringar på bakstillinga frå tidlegare arbeid.
- Det blir ikkje gjort berekningar knytt til standardiserte delar.

- Det blir ikkje tilverka nokon prototype.
- Kostnadsestimat er grove anslag.
- Berekningane er noko forenkla grunna usikkerheiter kring reelle belastningar.
- Det blir ikkje berekna samanføyingar.

3. Metodeskildring

Som ingeniør og produktutviklar finst det fleire teknikkar og metodikkar ein kan nytta seg av, som er svært nyttige for å oppnå eit godt resultat på ein effektiv måte. Dei teknikkane som nyttast i denne oppgåva blir gjort greie for i dette kapitlet, i tillegg til formlar, symbol og omgrep som nyttast. Tiltak for kvalitetssikring vil bli klarlagd før utviklingsprosessen blir punktvis gjennomgått.

Det føresetjast at lesaren av rapporten har eit generelt grunnlag innan ingeniørfagleg kunnskap som mekanikk, materialeigenskapar og kjennskap til tradisjonell oppbygging av vegfarande køyretøy.

3.1 Terminologi og omgrep

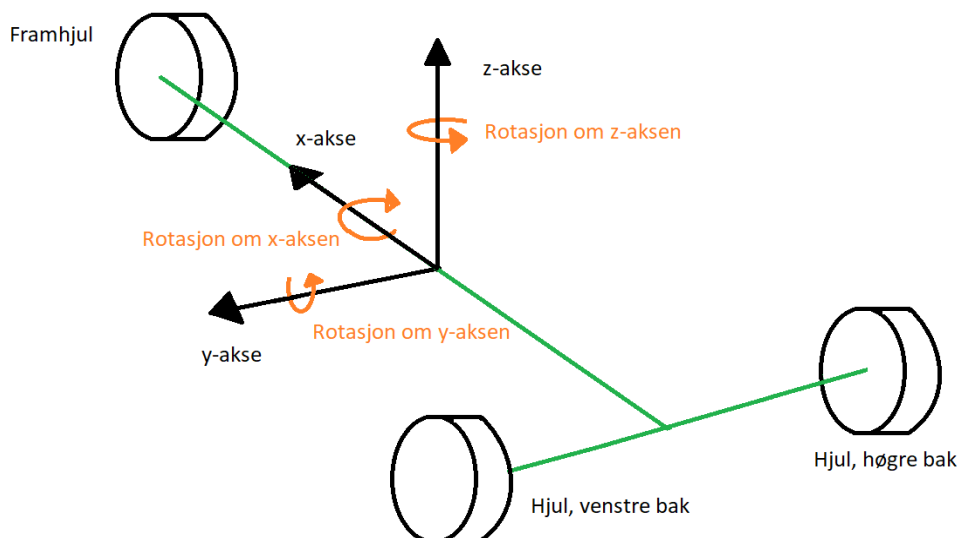
For at lesaren skal kunne ha oversikt og forstå kva som meinast i løpet av oppgåva skal terminologien listast og forklarast, i tillegg til at brukte symbol og formlar blir skildra. Kapitlet delast i tre delkapittel, for omgrep, symbol og formlar.

3.1.1 Omgrep

Nokre av omgrepa i rapporten er det ikkje forventningar til at lesaren skal kunne frå før, dei er skildra i tabell 3.1 nedanfor.

Tabell 3.1: Omgrep i rapporten

Omgrep:	Skildring:
Dolphin	Namnet på prosjektet og produktfamilien som utviklast
Delta	Hjulkonfigurasjon for trehjulingar, med to hjul framme og eitt bak
Tadpole	Hjulkonfigurasjon for trehjulingar, med eitt hjul framme og to bak
Trike	Anna namn for trehjulskøyretøy
Tilt	Moglegheita til å legge seg over mot sida
SI-eining	Standard-eining, bestemt av generalkonferansen for mål og vekt
SI-avleiing	Eining laga av fleire SI-einingar
HMT	Helse, Miljø og Tryggleik
IPD	Integrated Product Development
QFD	Quality Function Deployment
SCAMPER	Brainstorming-teknikk



Figur 3.1: Definisjonsfigur av rørsleaksar og fridomsgradar. Sett frå origo, er rotasjon med urvisaren definert som positiv.

3.1.2 Symbol

Her skildrast symbola som er nytta og dei blir knytt opp mot ein eining, om det er relevant.

Tabell 3.2: Symbol

Symbol:	Skildring:	Eining (SI/SI-avleiing):
m	Masse, vekta på eit objekt	kg
g	Tyngdeakselerasjon	m/s ²
G	Tyngdekrafta, rekna etter formel 7.1	N
N	Normalkrafta, rekna etter formel 7.2, hovudsakleg motsett retta av tyngdekrafta	N
F	Kraft påført	N
Σ	Sigma, stor, nyttast som sumering-teikn	
σ	Sigma, liten, nyttast for normal- og bøyespenningar	MPa (N/mm ²)
τ	Tau, nyttast for skjær- og torsjonsspenningar	MPa
μ	My, friksjonskoeffisient	
CG	Tyngdepunkt, «Center of Gravity»	
v	Hastigheit	m/s
M	Moment om eit oppgitt punkt	Nm
l	Lengde	m, mm, cm
R	Retardasjon, bremsing	m/s ²
Re	Flytegrense	MPa
η	Tryggleiksfaktor	
d	Diameter	mm
I	Annet arealmoment	mm ⁴
t	Tjukkelse	mm
b	Bredde	mm
W	Tverrsnittsmodul	mm ³

3.1.3 Formlar

Formlane som er nytta blir her skildra og knytt opp mot eit symbol.

Tabell 3.3: Formlar

Skildring:	Formel:	Formel-nummer:
P_k	$P_k = F_{tot} * v$	4.1
F_{tot}	$F_{tot} = F_{st} + F_r + F_l$	4.2
F_{st}	$F_{st} = G * \sin \alpha$	4.3
F_r	$F_r = \mu * G$	4.4
F_l	$F_l = b/2 * v^2$	4.5
F_s , Sentrifugalkraft	$\frac{m * v^2}{r}$	4.6
λ , slipp	$\lambda = (v_k - v_h) * \frac{100}{v_k}$	4.7
G	$G = m * g$	7.1
N	$N = m * g$	7.2
F	$F = m * a$	7.7
σ	F / A	
τ	F / A	
Moment, M	$M = N * l$	7.5
Retardasjonskraft, 0,5 G	$R = m * 0,5 * g$	7.6
Sum av moment	$\Sigma M = 0$	7.8
Sum av krefter	$\Sigma F = 0$	7.9
Tillaten spenning, σ_t	Re / η	7.10
Bøyespenning	$\frac{M * d}{I}$	7.11
Tillaten skjerspenning	Avskjering: $\tau_{tb} = 0,6 * \sigma_{tb}$ Utrivning: $\tau_{tu} = 0,7 * \sigma_{tu}$	7.12
Avskjering av boltforbindelse	$\tau_{tb} \frac{F}{\frac{\pi * d^2 * i}{4}}$	7.13
Trykk	$p = \frac{F}{A}$	7.14
Utrivning av grunnmaterialet	$\frac{F}{2 * l_{eff} * t}$	7.15
Torsjonsspenning	$\frac{M}{W_p}$	7.16
Utveksling	$U = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$	7.17
Modul på tannhjul	$m = \frac{d_1}{z_1}$	7.18
Knekk lengde	$l_k = \text{faktor} * l$	7.19

Tabell 3.3 forts.:

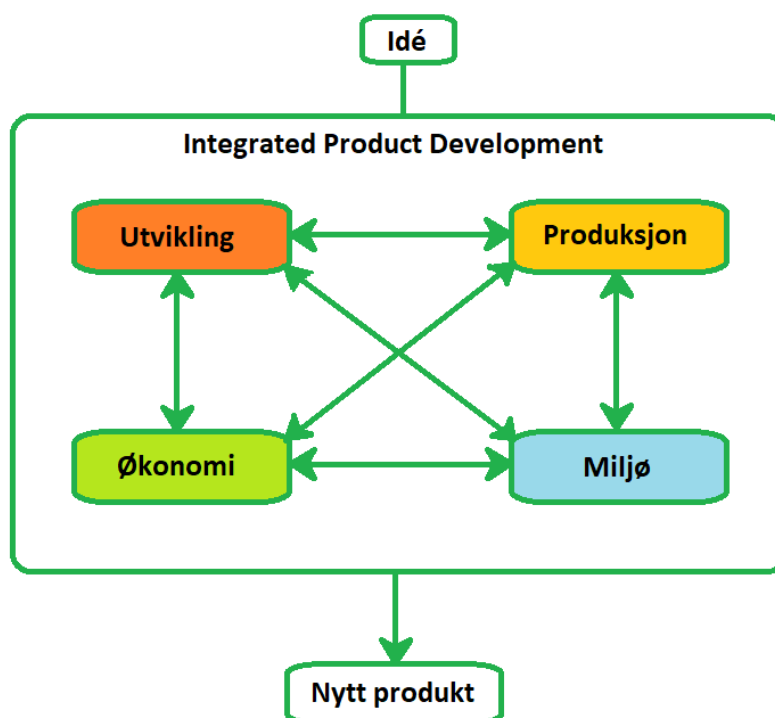
Skildring:	Formel:	Formel-nummer:
Treigheitsradius	$I = \sqrt[2]{\frac{I}{A}}$	7.20
Slankeheit	$\lambda = \frac{l_k}{i}$	7.21
Tetmajers knekkapasitet, for S235	$F_{kk} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot n} * (310 - 1,14 * \lambda)$	7.22

3.2 Metodebruk og løysingsverktøy

I dette delkapittelet presenterast metodikkane som vert nytta i oppgåva. I tillegg blir dei digitale verktøya gjennomgått. Metodikkane er velkjende innan produktutvikling og er blant anna nytta for å systematisere, avgrense og konsentrere arbeidet med oppgåva.

IPD: IPD står for Integrated Product Development, eller Integreert Produktutvikling på norsk. Denne metodikken koplar tidleg saman dei forskjellige fagavdelingane som nyttast når ein skal utvikle eit nytt produkt.

Avdelingane kan i eit NMBU-perspektiv delast i fire hovud-greinar: Utvikling, produksjon, økonomi og miljø, der miljø er iterasjonen som vektleggjast mykje ved NMBU, ved fokus på HMT. Ved å utnytte og utveksle kvar sine kunnskar, data og erfaringar på tvers av avdelingane kan ein blant anna unngå feil og på den måten spare både tid og pengar (34,35).



Figur 3.2: Illustrasjon av IPD-metodikken. Pilane innanfor IPD-boksen er utvekslingar av kunnskap og data mellom fagavdelingane.

IPD kom først i bokform frå Mogens Myrup Andreasen, ved Danmarks Tekniske Universitet, i 1987 som boka «Integrated Product Development». Med tida har det vorte fleire bøker om

temaet, med eit stadig aukande fokus på teknologiske og digitale hjelpemiddel, i tillegg til energibruk, berekraft og sky-teknologi.

Til dømes tilbyr nokre modelleringsprogram moglegheita for å køyre krevjande analyser og rendreringar over skya. Metodikken utformar ei liste med hovudpunkt som kan nyttast som eit kart for prosessens gang:

- Klarleggje kundens behov og ønskjer, samt marknadenes krav.
- Planleggje og styre produktutviklingsprosessen.
- Nyttja produktutviklingsgrupper og team-arbeid.
- Integre prosess- og produksjonsdesign.
- Kostnadsstyring heilt frå prosjektets oppstart.
- Tidleg involvering av leverandørar og underleverandørar.
- Utvikling av robust design.
- Integrasjon av relevante dataverktøy som CAD, CAE og CAM.
- Datasimulering av produktets eigenskapar og framstillingsprosessen.
- Generere ein mest mogleg effektiv tilnærming til utviklingsarbeidet.
- Kontinuerleg forbetring av utviklingsprosessen.

Nyttar ein desse trinna vil ein kunne få ein meir effektiv og lønsam produktutvikling, som tenkjer på økonomi og ressursbruk for kvar del av prosjektet. Sjå også figur over prosesstrinna i delkapittel 3.4.

Pugh: I boka Total Design frå 1991 finn ein metodikken til Stuart Pugh (36). Den fortel korleis ein kan gå fram analytisk for å finne den beste løysinga på ei problemstilling, som eit nytt produkt. Pugh's metodikk er bygd opp rundt ein kjerne med sentrale aktivitetar som marknadsbetraktning, produktspesifikasjonar, konseptutvikling, detaljdesign, produksjon og sal.

Stuart Pugh var ingeniør, produktutviklar og seinare professor ved Strathclyde i Skottland, der han skreiv fleire artiklar og bøker, blant desse Total Design. Han brukte sin vide erfaring frå industrien, blant anna innan luft og hydraulikk, til å formulere metodikken som er skildra i boka. Etter hans død vart hans vidare arbeid fullført og raffinert av kollegaer og brukarar av metodikken (37).

Det første ein skal gjera er å tenkje over kva kundane treng, det Pugh kallar Customer need's, og bruke dette når ein skal setje opp produktspesifikasjonane, kalla Product Design Specification, PDS.

Her er det praktisk å nytte målbare verdiar, så det er tydelege forskjellar mellom alternativa. Desse verdiane set ramma for den nemnde kjernen og prosjektarbeidet skal følgje krav og dimensjonar som gjeld frå desse spesifikasjonane.

Det nyttast to typar metriske spesifikasjonar for produkt; grensespesifikasjonar, som er øvre og nedre mål på produktet, og grovspesifikasjonar, som er antatt optimale mål for produktet og grunnlaget for utviklinga vidare (37).

Den mest kjende delen av Pugh's metodikk er styrt konvergens, der ein trinnvis går fram for å velje ut dei beste delløysingane som vil gje det beste konseptet. Denne delen består av eit sett med matriser for evaluering og seleksjon, som ein arbeider seg gjennom. Der set ein poeng på forskjellige løysingsalternativ etter forhandsbestemde krav.

Matrisene kan nyttast både med og utan vekt av krava og ein kan velje om ein skal poengsetje dei opp mot kvarandre, eit eksisterande produkt eller sette målverdiar for krava. Nedst i matrisa summerast poenga saman for å få ein peikepinn på kva for eit alternativ som er best.

QFD, Quality Function Deployment: Ein metodikk som aukar kvaliteten med fokus på kunde og brukar av produktet. Ved å gjere dei kvalitative ønskja, forventingane og meininga til kundane om til målbare kvanta får ein kopla saman eigenskapar og kvalitet. Til dømes er det ønskjeleg med lav dekkstøy, noko som kan målast i desibel, dB.

QFD vart utvikla i Japan frå 1966 av Yoji Aka og Shigeru Mizuno, som kombinerte kvalitetssikring og kvalitetsstyring med funksjonsimplementering frå ingeniørfag for å sørje for høgare kvalitet blant anna i ingeniørarbeid (38).

QFD er eit hjelpemiddel som kan nyttast til å definere eit produkt og gjere strategiske val for kva ein skal vie mest merksemd. Målet er å alltid høyre på og integrere kundens stemme gjennom heile utviklinga, produksjonen og salet av produktet. Dette gjerast blant anna ved å prøve å forstå kundanes behov, no og for framtida, på ein klarare og meir systematisk måte enn det kundane sjølv klarar å uttrykka.

I QFD er fleire delar av Pugh's metodikk sentrale, som bruken av matriser, til dømes i House of Quality, og kundekrav, Customer needs, som her og nyttast til å setje opp produktmål for eigenskapar.

House of Quality: Eit matrisesystem som liknar på eit hus og nyttast til å kunne rangere dei viktigaste fokusområda for å sikre ein god kvalitetsoppfatning hjå kunden. Det er eit nyttig hjelpemiddel om ein vil byrje å implementere QFD på ein god og oversikteleg måte (35).

I matrisa tek ein omsyn til kva kunden meiner, produktets eigenskapar, kva rammar ein har satt for produktet og ein ser etter samanhengar mellom eigenskapane og kundens tankar om produktet.

Ein positiv samanheng mellom ein eigenskap og ein oppfatning er når ein betring av eigenskapen vil betre oppfatninga. Det kan nokre gonger betre fleire av oppfatningane om produktet om ein forbetrar berre ein eigenskap ved produktet og det er slike forbetringar ein prioriterer.

Ein negativ samanheng er når ein forbetring av ein eigenskap vil gje ein dårlegare oppfatning. I tillegg kan desse kriteria vektast og til slutt vil ein få ut ein poengsum som seier kva eigenskap som er viktigast å forbetre med produktet.

SCAMPER: Eit akronym som består av fleire måtar å tenkje nytt om eit problem på. SCAMPER-metoden brukast ofte om ein står fast med eit problem, men ligg gjerne som tankegong i bakhovudet når ein tenkjer ut nye idear.

Alex Osborn, ein reklamebyråleiar og forfattar, reknast som far til «brainstorming», kalla idémyldring eller idédugnad på norsk. Denne teknikken for kreativitet la han fram i boka «How To Think Up» frå 1942 (39). I 1953 kom boka «Applied Imagination» som inneheldt ei sjekkliste med 83 spørsmål som vart grunnlaget for det som seinare går under namnet SCAMPER (40).

I ein idémyldringsøkt vil ein nytte SCAMPER for å sjå om det går an å gjere noko annleis med produktet ein har så langt. Poenget er å få ut fleire forskjellige løysingsalternativ ein kan ta med seg vidare, til dømes til å evaluere gjennom ei av matrisene til Pugh.

SCAMPER, eller SCAMPERR i utvida versjon, står for Substitute, Combine, Adapt, Modify, Magnify, Purpose, Eliminate, Reverse og Rearrange. Forklaringa er som følger:

- S, substitute: kan ein bytte ut prinsipp eller delar?
- C, combine: kan to eller fleire delar kombinerast?
- A, adapt: kan produktet tilpassast ein annan oppgåve?
- M. modify: kan produktet modifiserast, delast eller få andre eigenskapar?
- M, magnify/minify: kan ein endra storleiken opp eller ned for betre tilpassing?
- P, purpose: kan hensikta til ein del eller produktet endrast?
- E, eliminate: kan ein fjerne ein eller fleire delar?
- R, reverse: kan ein snu, vri eller vrenge delar eller produktet?
- R, rearrange: kan delane flyttast på eller byte plass?

Hensikten er å forbetre eksisterande element eller løysingar, for å betre både produkt, produksjon og økonomiske aspekt.

Modularisering: Ein teknikk som nyttast til å finne ut og til å vurdere korleis eit produkt kan byggjast opp og setjast saman. Då ser man etter symmetri, utformingar og standardiseringsformar som kan utnyttast i samansetningar av produktet.

I tillegg til fordelar for kunde og brukar kan det gje enklare, raskare og billigare produksjon. Dette kan og gje moglegheiter for skreddarsaum, utviding og enkel utskifting og ombygging av produkt (41).

Eit velkjend eksempel på modularisering og modulbygging er LEGO, som ein kan lage uendeleg mange bygg, maskinar, figurar og fantasikreasjonar med. Andre eksempel er fotokamera, som kan byggjast på med blant anna linser, mikrofonar og blits etter brukarens ønskjer.

Modularisering er sentralt i Dolphin Sky-prosjektet med inndelinga og samankoplinga mellom førarkupé og understell eller svevemodul. Med tida kan produktlina utvidast til å innehalde fleire modular, som nye understell eller kupear.

Programvarer: For å gjennomføre ein slik oppgåve er digitale hjelpemiddel essensielle no til dags. Dei eg har nytta og kva funksjon dei har er lista nedanfor i tabell 3.4. Figurar som ikkje har referanse er laga sjølv, med eit av desse programvarene.

Tabell 3.4: Programvarer som er nytta

Programvare:	Funksjon:
Microsoft Office Word	Tekstbehandlingsprogram
Microsoft Office PowerPoint	Presentasjonsprogram
Microsoft To Do	Oppgave- og planleggingsprogram
Microsoft Teams	Møteprogram med video og framvisingsfunksjon
SolidWorks 2021	3D-modellering og analyser
Granta EduPack	Materialopplysningsprogram
Microsoft Paint	Bildebehandlingsverktøy
Utklippingsverktøy	Bildebehandlingsverktøy

3.3 Kvalitetssikring

Gjennom heile arbeidet er det nødvendig å drive kvalitetssikring for å oppnå ein god kvalitet på både rapporten og produktet. Dette gjeld alle aspekt av arbeidet; planlegging, utreiing, utvikling, design og rapportskrivning. Kvalitetssikringa for arbeidet blir gjennomført i samsvar med NS/EN/ISO9000 og NS/EN/ISO9001.

For å sørge for høg kvalitet på rapporten blir den utforma etter vanlege krav for NMBU's gradsoppgåver og nyttar IMRaD-struktur med relevante tilpassingar etter oppgåva. Før innlevering blir rapporten språkvaska og korrekturlest av ein eigen og ein ekstern part.

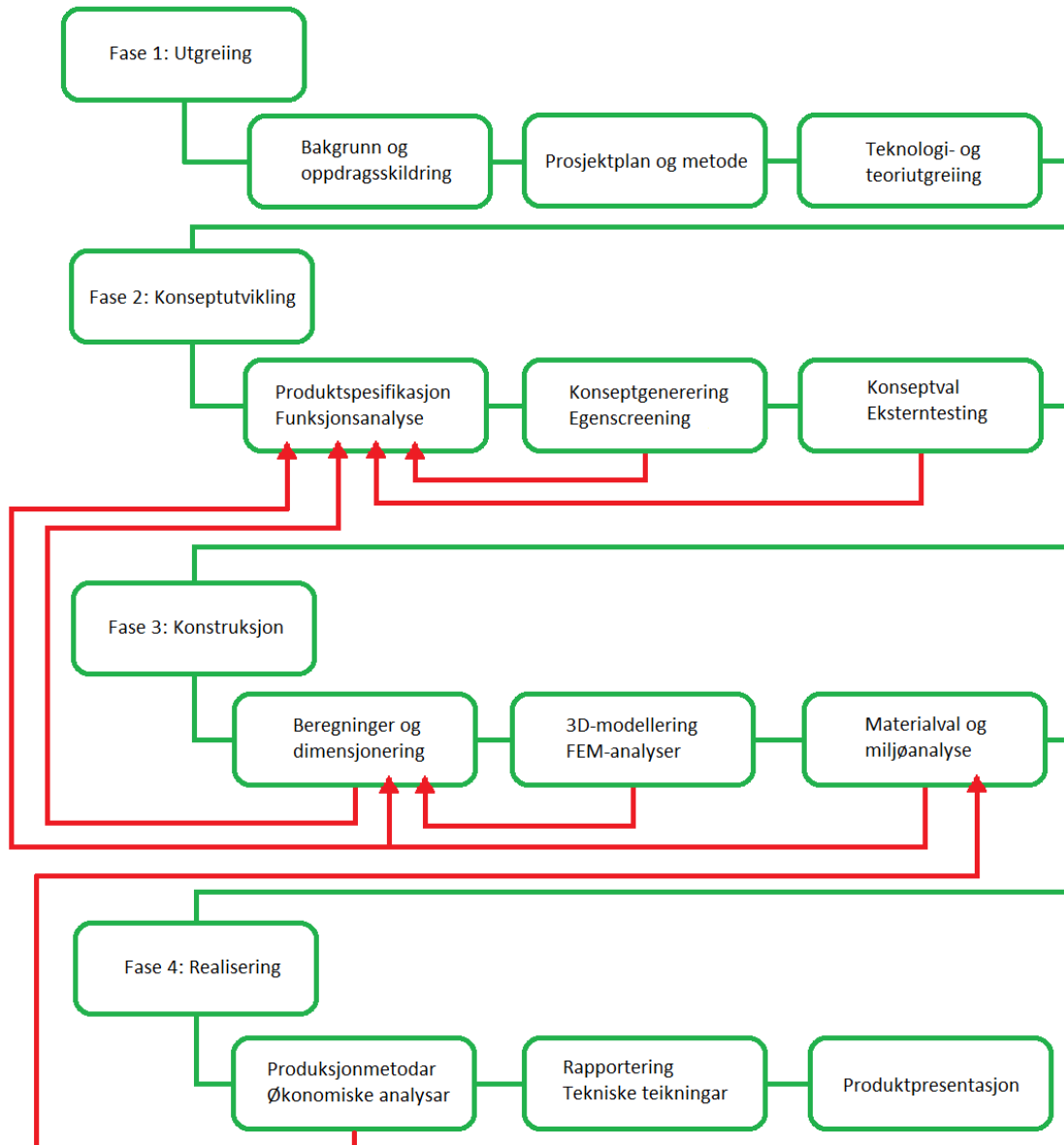
Kvalitetssikring av produktet strevast etter å gjennomførast i samsvar med NS/EN/ISO128, Maskinforskriften og Produsentforskriften. I tillegg til standardar og forskrifter er det nytta faglitteratur og dialog med ekspertar hjå Fakultet for realfag og teknologi, samt følgt prinsippa for House of Quality og Quality Function Deployment. I berekningane er det nytta tryggleiks-faktorar i samråd med oppdragsgevar.

3.4 Prosesstrinn

I dette delkapittelet leggjast det fram eit diagram som skildrar korleis prosessen går føre seg, sjå figur 3.3. Prosessen er delt inn i fire hovudtrinn:

- Utgreiingsfasen
- Utviklingsfasen
- Konstruksjonsfasen
- Realiseringsfasen

Kvar fase er delt inn i fleire undertrinn som skal følgjast og fleire av desse har etter IPD-metodikken tilbakekoplingsløyfar som gjev moglegheit til å forbetre og endre tidlegare trinn i prosessen.



Figur 3.3: Prosessdiagram for prosjektets utviklingsarbeid, der blokkane skildrar viktige trinn og prosessar, med tilbakekoplingsløyfar knytt til kvalitetssikringstankegangen i IPD og NS/EN/ISO9001.

Figur 3.3 byrjar med utgreiingsfasen, som i dette prosjektet vil gjennomførast ved å finne bakgrunnen og skildre oppdraget, planlegge prosjektet og klarleggje metodebruken og til slutt gjere greie for relevant teori og teknologi.

I utviklingsfasen lagast konseptet ved å spesifisere produktet og setje opp funksjonsanalyse etter Pugh og IPD, konseptalternativa genererast og screenast for val og input hentast eksternt. Her vil tilbakekoplingane kome inn og tilbakemeldingar nyttast for å forbetre produktet.

Fase tre er konstruksjonsfasen. Her blir det utført grunnlagsberekningar og følgjande dimensjonering, så utvikla ein 3D-modell, valt material og utført analyser som FEM.

Den siste fasen er realiseringsfasen, som undersøker produksjonsmetodar og økonomiske analyser og til slutt blir det laga tekniske teikningar, ein sluttrapport og ein produkt-presentasjon.

4. Teori- og teknologiutreiing

I dette kapitlet blir relevant teori og teknologi undersøkt og gjennomgått og det leggjast eit grunnlag som skal sørge for at ein ikkje overser viktige aspekt under utviklinga.

4.1 Teoretisk grunnlag

I dette delkapitlet vil det bli lagt fram teori som er relevant for køyretøy og for utføringa av oppgåva. Dette legg grunnlaget for seinare grovberekningar. Det vil ikkje bli brukt nokre spesifikke tal eller utførd nokre berekningar i dette avsnittet, dei blir gjennomført i kapittel 7. Det teoretiske grunnlaget er henta inn frå fleire kjelder, som Bosch Automotive Handbook og Automotive Chassis: Engineering Principles (42, 43, 44, 45, 46).

4.1.1 Kraft og effektbehov ved køyring

Under køyring er det mange krefter som verker på køyretøyet, både frå omgivnadane og køyretøyet sjølv. Omgivnadane yter motstand, medan køyretøyet yter ein effekt for å flytte seg sjølv. Motstandane kan uttrykkast med transportlikninga, som kan nyttast for å finne effekt-kravet til køyretøyet under gitte forhold (42,45,46):

$$P_k = F_{\text{tot}} * v, \quad (4.1)$$

der P_k er effekt, F_{tot} er summen av motstandskrefter og v er hastigheita.

Summen av motstandskreftene, F_{tot} , reknast ut som:

$$F_{\text{tot}} = F_{\text{st}} + F_r + F_l, \quad (4.2)$$

der F_{st} er stigningsmotstand, F_r er rullemotstand og F_l er luftmotstand.

Stigningsmotstanden er ein motstand som opptrer parallelt med underlaget som køyretøyet køyrar på. Den reknast ut frå tyngdekrafta, G , og stigningstal eller hallingsvinkel, α :

$$F_{\text{st}} = G * \sin \alpha \quad (4.3)$$

Rullemotstanden F_r er rullefriksjonen mellom dekket og bakken. Under ideelle forhold, der dekka ikkje bøyar seg mot bakken og asfalten er heilt flat vil det ikkje vera nokon friksjon mellom dei. Heldigvis er det ikkje så ideelt i røynda, noko som gjev oss moglegheita til å overføre kraft så vi kan styre, bremse og akselerere. Friksjonen reknast ut slik:

$$F_r = \mu * G, \quad (4.4)$$

der μ er friksjonskoeffisienten som varierer etter dekkutføring, underlag, føre og type friksjon. For eit køyretøy i fart er det normalt rullefriksjon, men om hjulet sklir i ein sladd eller ved låste hjul under bremsing vil det reknast som glidefriksjon, som normalt sett er høgare enn rulle-friksjon. G er tyngdekrafta, frå $m * g$.

Luftmotstanden F_l er motstanden som lufta yter på eit objekt. Dette er veldig avhengig av utforming av yttersida av objektet. Store flatar med skarpe kantar, som fronten på ein stor lastebil, får større luftmotstand enn meir spisse frontar med mjuke kantar, som ein låg sportsbil. Dette kan reknast ut som eit produkt av tettleiken til lufta, motstandskoeffisienten

frå køyretøyet og tverrsnittsarealet til køyretøyet, og blir summert opp som ein konstant for aerodynamisk eigenskap, b. Luftmotstanden reknast då ut:

$$F_l = b/2 * v^2, \quad (4.5)$$

der b er konstanten for aerodynamikk og v er hastigheita. Som ein ser er hastigheita kvadrert, og difor er luftmotstanden svært avhengig av hastigheita, og desto meir dess høgare den blir.

4.1.2 Kraftspel i konstruksjonen

Eit køyretøy skal gjennomføra mange operasjonar og opplever mange forskjellige situasjonar på vegen. Desse vil alle ha forskjellig påverknad på køyretøyet og difor må det undersøkast kva for nokre krefter det kan bli utsett for.

4.1.2.1 Sentrifugalkraft:

Køyretøyet vil bli utsett for sidekrefter når det køyrer i sving og under visse vindforhold. I sving vil sentrifugalkrafta påføre kreftene etter formelen:

$$F_s = m * \frac{v^2}{r} \quad (4.6)$$

der m er massen, v er hastigheita og r er svingradiusen. $\frac{v^2}{r}$ er sentripetalakselerasjonen. Reaksjonskreftane frå sidekreftene tas opp gjennom friksjonen i dekket og vil virke inn gjennom hjuloppheng.

4.1.2.2 Bremsing:

Under bremsing vil bremsekrafta utførast på bremsene, men opptrer som friksjon på dekket for å få køyretøyet til å stanse på vegen. Bremsing vil føre til ein overføring av vekta og dette vil føre til ein større belastning framme. Vanlegvis er det og større bremsekraft framme, som igjen vil føre til enda større belastning framme på køyretøyet. Kreftene tas opp i oppheng og forplantar seg vidare inn i konstruksjonen. Demparar tek opp noko av krafta frå vekt-overføringa ved å komprimera ei væske og endre kinetisk energi frå rørsla til termodynamisk energi i væska.

4.1.2.3 Slipp:

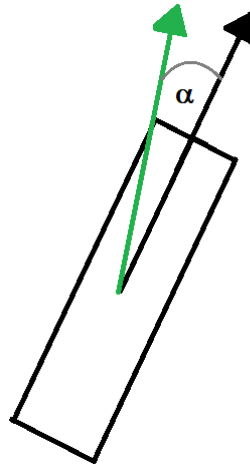
For at køyretøy skal kunne bevege seg er ein avhengig av friksjon, men og av slipp. Slipp er forskjellen mellom hjulets lineære hastigheit og køyretøyet's hastigheit. Slipp gjevast opp i prosent og kan reknast ut med denne formelen:

$$\lambda = (v_k - v_h) * \frac{100}{v_k} \quad (4.7)$$

der v_k er køyretøyet's hastigheit og v_h er hjulets hastigheit. Når ein bremsar må v_k og v_h bytta plass. Normalt ligg slipp mellom 10 og 30 %.

4.1.2.4 Skråløpsvinkel:

Slipp spelar og ei rolle når ein svingar, i det som kallast skråløpsvinkelen. Dette er vinkelen mellom retninga køyretøyet styrar og den retninga hjulet rullar. Sidekreftane som verkar på hjula i sving må motverkast meir på grunn av slipp. Det vil seie at svingvinkelen til hjulet må vera større enn svingvinkelen til køyretøyet. Sjå figur 4.1.



Figur 4.1: Illustrasjon av skråløpsvinkelen. Den svarte pila er retninga hjulet styrar, medan den grøne pila er retninga køyretøyet styrar. Vinkelen α er skråløpsvinkelen.

Det er mange faktorar som påverkar slipp og skråløpsvinkelen, slik som vekt, hastigheit og forskjellige forhold ved dekk, som dekkmønster, lufttrykk og storleik og utforming.

4.1.2.5 Utmatting:

Dynamiske belastningar utgjer ein stor del av eit køyretøys belastningar, då det er ein konstruksjon i rørsle som opplev forskjellige hastigheiter, vekt, underlag, vær og temperaturar, noko som gjer at belastningane varierer valdsamt. Etter ei tid kan det dannast sprekkar som kan utviklast til brot, sjølv om belastningane er lågare enn brot- og flytegrensene til materialet. Dette kallast utmatting.

Om ein får kartlagd og estimert slike belastningar og hyppigheita dei opptrer er det mogleg å estimere levetida for delar og samanføyingar ved å gjennomføre utmattingsberekningar, som vil kunne anslå kor mange kilometer ein kan køyre før det kan forventast skader på grunn av utmatting.

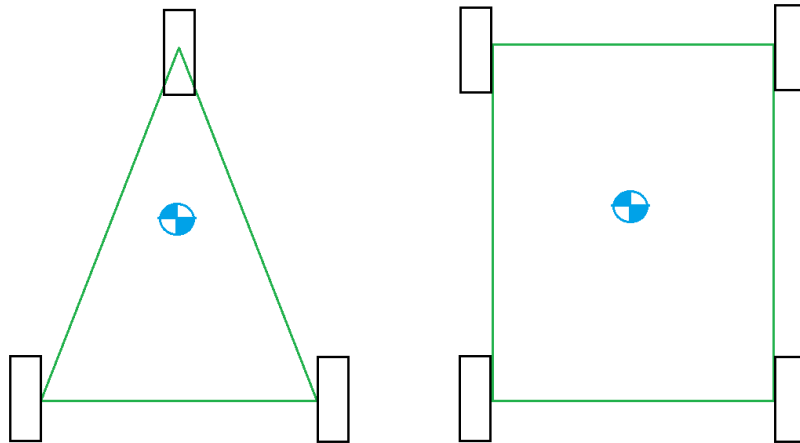
4.1.2.6 Vertikale krefter:

Dei vertikale kreftane som opptrer vil vera avhengige av vekta på køyretøyet mot underlaget. Unntaket er om hjulet løftast frå bakken og slår ned att, til dømes i eit hol i vegen. Statisk er det normalkreftane frå underlaget og køyretøyet tyngdekraft som vil utgjere desse vertikale kreftane. Dei er to like, motsett retta kreftar, etter Newtons tredje lov.

I dynamiske tilfelle blir underlagskreftane påverka og endra av vektoverføringar, som mot yttersvingen i ein sving eller framover ved bremsing. Vekta vil også utgjere eit moment om opplagringspunktane og bøyesspenningar kan opptre i ramma.

4.1.2.7 Stabilitet og tyngdepunkt:

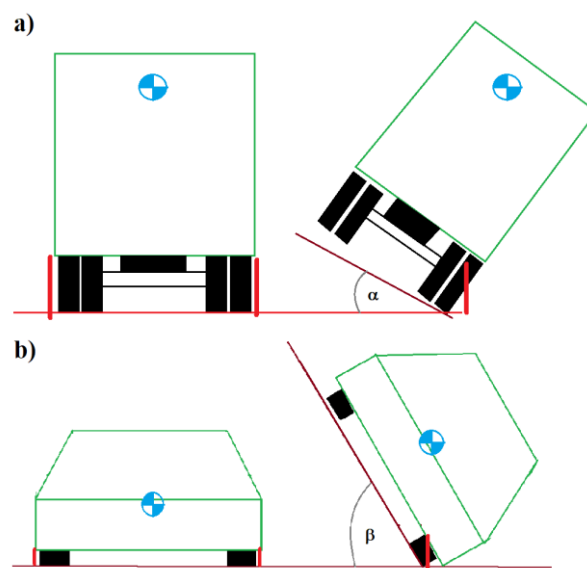
Eit viktig aspekt ved eit trehjula køyretøy er stabiliteten. Om ein ser for seg at ein trekk linjer mellom hjula på eit køyretøy vil det formast ei flate. Så lenge tyngdepunktet ligg innafør denne flata vil ikkje køyretøyet velte. Som figur 4.2 viser er utforminga av hjuloppsettet vesentleg, og eit trehjulskøyretøy vil ha halvparten så stor flate som eit firehjulskøyretøy med same akselavstand og bredde.



Figur 4.2: Velteflater på køretøy med tre og fire hjul.

Av denne grunn er tyngdepunkts plasseringa vesentleg, særleg på ein delta-utforma trehjuling, som har smalast velteflate i fronten. Det vil vera nødvendig å ha tyngdepunktet langt bak for å oppretthalde stabiliteten. Samstundes må det vera nok vekt på framhjulet til at køretøyet opplevast som balansert og at ein opprettheld tilfredsstillande køyreeigenskapar.

Det er og gunstig at tyngdepunktet ligg så lågt som mogleg. Figur 4.3 viser korleis eit høgt tyngdepunkt vil føre til velt i mindre sidehelling enn med eit lågt tyngdepunkt, og då likeins ikkje vil kunne køyre like fort rundt ein sving utan å velte.



Figur 4.3: Konsekvensen av høgt tyngdepunkt. a) viser ein lastebil med høgt tyngdepunkt som veltar ved vinkel α . b) visar ein personbil med lågt tyngdepunkt som ikkje veltar før vinkel β . β er større enn α . Dei raude strekane ved hjula er velteterskelen.

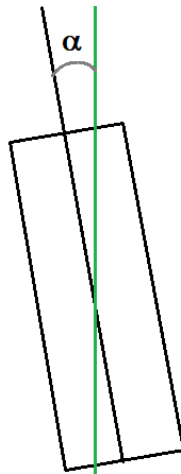
Det vil også vera vanskelegare å forskyve tyngdepunktet framover med eit lågt tyngdepunkt. Dette er spesielt viktig for ein delta-utforma trehjuling, då bremsing vil flytta tyngdepunktet framover og om ein er nøydd til å svinge unna noko samstundes aukar dette veltetefaren.

4.1.3 Styregeometri og -teori:

Styringa på ein bil er i dag eit komplisert og samansett system med mange moglegheiter for justering og forskjellar i montering som vil ha innverknad på køyreeigenskapane. Fleire av desse delane og justeringane er ikkje aktuelle for eit køyretøy med berre eitt styrande hjul.

4.1.3.1 *Camber:*

Ein av dei mest sentrale punkta på ei forstilling er camber, som skal sørge for at dekket ligg mest mogleg flatt på underlaget. Dette skal gje god stabilitet og sørge for at dekket blir jamt slitt. Camber er uttrykket for kor mykje hjulet heller i forhold til ei loddrett linje, altså kva for ein vinkel hjulet heller med. Sjå figur 4.4.

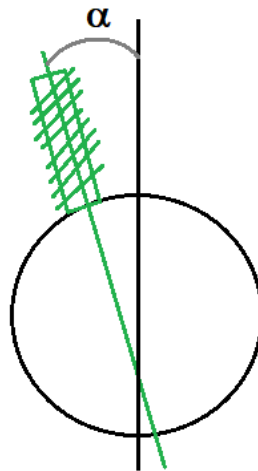


Figur 4.4: Cambervinkel. Den grønne linja er loddrett, medan den svarte linja er hellinga dekket har. Vinkelen α er cambervinkelen.

Ein negativ camber vil seie at hjulet heller innover på toppen, medan ein positiv camber betyr at det heller innover på botnen. Det optimale er ein cambervinkel på 0 gradar, men i praksis er den ofte litt negativ, spesielt på sportslegare bilar. Dette er fordi det i ein sving vil overførast vekt som endrar geometrien i fjøringa, og dermed vris ytterhjulet i retning positiv camber. På køyretøy med berre eitt styrande hjul vil camber verte sett til 0 gradar.

4.1.3.2 *Caster:*

Caster er vinkelen mellom ei loddrett linje ved hjulets senter og ei linje trekt mellom feste-punkta for fjørbeinet, sjå figur 4.5. Castervinkelen er positiv når vinkelen heller bakover, og negativ når den heller framover. Castervinkelen er med på å bestemme kor god sjølv-oppretting og retningsstabilitet køyretøyet har. Ein positiv castervinkel vil gje god sjølv-oppretting, men med for stor positiv vinkel vil styringa bli tung.



Figur 4.5: Castervinkel. Den svarte linja er den loddrette linja gjennom hjulet, medan den grønne linja er linja mellom festepunkta for fjørbeinet. Vinkelen α er castervinkelen.

4.2 Teknologigrunnlag

Køytøyteknologi er eit stort fagfelt i stadig utvikling, men dei fleste bilar nyttar stort sett dei same grunnprinsippa for rammebygging og styresystem. For å kunne ta grunna val i seleksjonen, må forskjellige teknologiske prinsipp undersøkast og utgreiast i dette kapitlet. Det er nytta forskjellige fagbøker og internett i undersøkinga (42,43,44).

4.2.1 Styringssystem

Det finst fleire forskjellige mekaniske, hydrauliske og elektriske løysingar for styresystem og nokre kombinasjonar, som gjerne nyttar hydraulikk eller elektronikk til hjelpestyring.

4.2.1.1 Mekaniske løysingar:

Tannstong:



Figur 4.6: Tannstong-prinsippet (47).

Tannstonga er laga slik at den omformar sirkulær rørsle frå rattet om til ein lineær rørsle. Denne rørsle flyttar eit stag frå side til side, som igjen vrir hjulet. Det er ein enkel og haldbar løysing som er rimeleg og tek lite plass. Kan vera tung å bruke ved låg hastigheit, om ein ikkje har nokon form for hjelpestyring. Kan også gje ein del «feedback» gjennom rattet.

Styresnekke:

Figur 4.7: Bilete av ei styresnekke (48).

Snekkestyring hentar rørsle frå rattstammen og beveger ein arm frå side til side ved hjelp av tannhjul. Dette mogleggjer eit utvekslingsforhold, noko som gjorde det populært blant store køyretøy før i tida. Det er meir komplisert enn tannstonga, med fleire deler og har ikkje like presis styringsrespons. Fordelen er at den tek mindre plass enn ei tannstong.

Styring med ormegir:

På denne styringa er eit ormegir sett på enden av rattstamma, som sirkulerer kuler inni ein blokk med tenner på utsida. Denne sirkuleringa flyttar blokka fram og tilbake, noko som vrir eit liggande tannhjul på toppen av hjul-innfestinga. Dette er ikkje så mykje i bruk no, men vart nytta blant anna på Bond Mk C, sjå figur 4.8.

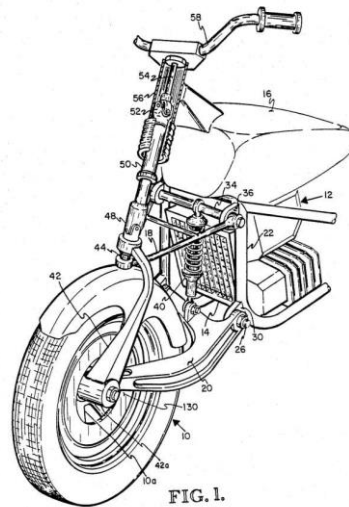
På Bond Mk C er både motor og drivline montert i lag med framhjulet og styresystemet vrir heile opphenget, inkludert motor. Det er eit enkelt prinsipp, men kan krevje litt meir plass.



Figur 4.8: Bond Mk C nyttar ormegir og sektorstyring (20).

Navstyring:

U.S. Patent Jul. 2, 1985 Sheet 1 of 13 4,526,249



Figur 4.9: Teikning av eit patent på ein gaffellaus front til motorsykkel, ein svingarm med navstyring (49).

Nokre få køyretøy, hovudsakleg motorsyklar, har navstyring. Det vil seie at aksa som hjulet vris rundt ligg heilt nede i navet. Det er eit plasssparande konsept og det gjev andre moglegheiter for utforminga av fronten elles. Det er eit komplisert konsept, som blant anna krev spesiallagde hjul (50).

4.2.1.2 Hydrauliske løysingar

Fullhydraulisk:



Figur 4.10: Store køyretøy, som den avbilda hjullastaren nyttar hydraulisk styring (51).

Løysingar som er fullhydrauliske nyttar hydrauliske komponentar, som pumpe, orbitrol og sylindrar til å omforma rattutslaget til hydraulisk kraft som endrar hjulstillinga. Stort sett nytta på store saktegåande køyretøy, slik som traktorar, hjullastarar og dumparar, men nokre lastebilar i USA nyttar og hydraulisk styring.

Servostyring/hjelpestyring:

Det vanlegaste på bilar i dag er at dei er utstyrd med servostyring. Det er som oftast ein hydraulisk hjelpestyring, men det finst og elektriske og elektro-hydrauliske løysingar. Servostyringa skal sørge for ei lettare styring, spesielt ved låg hastigheit og gjev ofte ein meir presis styring i høgare hastigheit. I tillegg er det med å minske mengda «feedback» til rattet, noko som er med på å gjere køyringa meir komfortabel.

*4.2.1.3 Elektriske løysingar***Heilelektrisk:**

Heilelektriske styringsløysingar nyttar elektriske komponentar til å styre køyretøyet. Det er ein kombinasjon av sensorar som opptar rørsle til rattet og flyttar aktuatorar tilsvarande for å vri hjula. Dette krev at det elektriske systemet på køyretøyet fungerer. Det får og kritikk for å ha lite «feedback» og dermed mindre følelse av korleis ein styrte.

*4.2.1.4 Andre løysingar***Differensialstyring / styrebremser:**

Styrebremser finst på nesten alle traktorar. Det vil seie at ein har ein bremsepedal for kvar side. På traktorar er dette typisk på bakhjulet, då det er lite utbreidd med bremsar på framakslingen. Der nyttast det til å kunne ta enda krappare svingar, ved å låse hjulet på den sida man vil til og endre vridningsaksen frå midt på bak-akselen til eine sida. Dette er spesielt nytta i skogen. Same prinsippet nyttast på beltegåande køyretøy som stridsvogner og gravemaskinar, der ein kan styre belta individuelt. Der nyttast det primært som svingefunksjon og er hydraulisk drevet. Det kan også implementerast på eit elektrisk Dolphin-understell, der ein nyttar to forskjellige hastigheiter på el-motorane i bakhjula for å svinge.

4.2.2 Rammeoppbygging

Ramma er ein vesentleg del av alle køyretøy og kva prinsipp som nyttast kan ha innverknad på blant anna vekt og køyreegenskapar. Oppgåva til ramma er å bera eigenvekta og eventuell last, samstundes som den skal tole ytre påverknadar frå omgivingane.

Røyr- og profilrammar:

Dette er rammar som består av røyr og/eller profilar som er satt saman. Det er ofte ein lett konstruksjon, men kan verta noko kompleks. Dei er ofte vanskeleg å serieprodusere og det lønner seg sjeldan. Det blir ofte nytta i mindre konstruksjonar, til dømes til go-kartar, som vist i figur 4.11.



Figur 4.11: Ei go-kartramme er bygd opp av røyr (52).

Monocoque:

Ein ramme som bærer seg sjølv i karosseriet. Gjer at ein nyttar mindre materiale, fordi karosseriet er ytterkroppen samstundes som det er ramma, noko som gjer ei indre eller underliggande ramme overflødig. Til dømes kan eit eggskal klassifiserast som ein monocoque-konstruksjon. Det reknast som ei veldig trygg konstruksjon, grunna den ytre styrken. Monocoque-konstruksjonar blir oftast tyngre enn konstruksjonar med indre bærerammer, sidan dei kan lage svakare ytterstruktur. Det er og kostbart å serieprodusere, difor er det lite nytta i vanlege bilar i dag (53).



Figur 4.12: Moderne Lamborghini Aventador har monocoque-konstruksjon basert på dataoptimering (54).

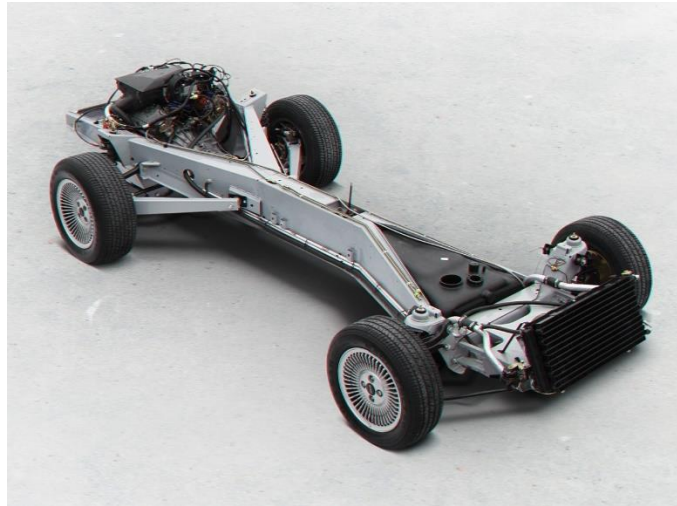
Space frame:

Ei space frame-ramme er hovudsakleg bygd opp av profiler og nokre plater. Det som kjenneteiknar ei space frame er at den danner ein fagverkskonstruksjon, slik at bøyesspenning

opptrer som strekk- og trykk-spenning i stavane og det kan nyttast mindre dimensjonar enn om dei vart utsett for bøyesspenningar. Det er ein stiv konstruksjon som gjev gode køyreeigenskapar, men dei tek ein del plass ut av volumet til køyretøyet (55).

Backbone:

Backbone-rammer er rammer med ein langsgåande bjelke i midten, liknande ein ryggrad. Desse er dyre å produsere og veg mykje. Fordelen er at mykje av massen blir lagt i senter av konstruksjonen, noko som er gunstig for ein trike, med tanke på velt.



Figur 4.13: DMC Delorean hadde backbone-ramme (56).

Plattform:

Plattform er ei flat ramme som integrerer golvplata med ein bærande struktur, t.d. backbone. Plattform-ramma går i lengda oftast mellom hjula, men i full bredde. Plattform-ramma har vore brukt i biler heilt frå Volkswagen «Boble» til Tesla Model S. Det er ei rammeform som passar godt for elektriske bilar, fordi ein kan ha batteria i eller på plattformen.



Figur 4.14: Tesla Model S nyttar ein plattform-ramme (57).

5. Produktspesifikasjonar

Dette kapitlet gjer greie for kundens behov og krav til produktet og dei fysiske spesifikasjonane som trengs for å kunne utvikle løysingar. Krav og behov skal rangerast før produktet får fysiske grensespesifikasjonar ut i frå liknande produkt og til slutt ein grov målspefifikasjon, i tråd med Pugh's metodikk.

5.1 Produktmålsetjingar

For å få fram kva produktet skal gjere og tilby kundar og brukarar blir det spesifisert eit hovud-mål. Det brytast så ned til mindre delmål fordelt på fokusområde.

Hovudmålet for produktet:

«Løysinga som skal utviklast skal sikre ein trygg, presis og komfortabel styring og leggje til rette for enkel samankopling av modulane, med felles styrings- og bruksfunksjonar. Konstruksjonsløysingane skal ikkje vere for komplekse slik at ein kan halde nede kostnadar ved framstilling, reparasjonar og liknande.»

Delmåla som kjem ut frå hovudmålet er som følgjer:

Bruk og funksjon:

- Styringa skal vera presis og lett å nytta.
- Produktet skal ende opp med ein liten svingradius.

Tryggleik:

- Ramma skal vera lett, men samstundes sterk.
- Løysinga skal vera låg og leggje til rette for god sikt.

Konstruksjon, produksjon:

- Det skal vera lagt til rette for at samankopling av modulane er intuitiv og haldbar.
- Løysinga skal vera utvikla i delta-konfigurasjon.

Økonomi:

- Produktet skal ikkje verta for kostbart, verken i produksjon eller ved reparasjon.

Design og estetikk:

- Produktet skal ha eit funksjonelt design som tek vare på identiteten til prosjektet.
- Produktet skal gje eit inntrykk av modernitet, men også av styrke.

5.2 Vekt av eigenskapar

For å sørge for at den endelege løysinga er i tråd med produktmålsetjingane blir dei forskjellige eigenskapane for produktet satt opp og rangert i tabell 5.1 under, etter Pugh's metodikk. Dei forskjellige eigenskapane vert vekta frå 1 – 5. Eigenskapar og tilhøyrande vekt vert nytta i seleksjonsmatrisene i valprosessen i kapittel 6.

Tabell 5.1: Vekta eigenskapar for produktet

Gruppe:	Eigenskap:	Vekt:	Grunning:
Teknisk funksjon og konstruktiv kompleksitet	Funksjonalitet	5	Det er vesentleg at løysinga fungerer, då det er ein viktig del av eit køyretøy
	Kompleksitet	2	Produksjon: Enklast mogleg produksjon er ein fordel Vedlikehald og service: Det er færre som reparerer bil sjølv, spesielt elektriske bilar, så det er ikkje fullt så viktig at det er enkelt å foreta service og reparasjonar
Ergonomi og tryggleik	Tryggleik og robustheit	5	Skal vera haldbar, sterk og trygg i bruk og ved uhell
	Sikt	4	Styreløysinga må ikkje vera i vegen, lågbygd løysing
Økonomi og produksjonseigenskapar	Kostnadar	3	Produktet må ikkje bli for dyrt å produsere eller ved sal
	Delproduksjon	3	Produktet skal kunne nytte ein del innkjøpte standarddelar som boltar og lagre.
Brukseigenskapar	Totalvekt	4	Løysinga må halde vekta nede, for lågt energibehov
	Storleik	4	Løysinga må ikkje verta for stor, det vil gå i mot produktets visjon
Design	Estetik	2	Ramme og styreløysinga treng ikkje vera særleg pen, estetikken kan ordnast med karosseri og detaljar på utsida

5.3 Metrisk grensespesifikasjon

I dette delkapittelet blir det sett på tidlegare arbeid med Dolphin og konkurrerande løysingar for å sjå kva storleik som er eit typisk variansområde for denne typen produkt. Dette gjeld både basismål som bredde, lengde og vekt, men også venderadius og hjuldimensjon. Dei blir summert opp i tabell 5.2 og 5.3 under. I tabell 5.4 blir det sett opp ein oppsummering av dei metriske data.

Tabell 5.2: Metriske data frå tidlegare masterarbeid på Dolphin-prosjektet:

Forfattar og oppgåve:	Lengde:	Bredde:	Høgde:
Aronsen, kupé, Dolphin Sky (15)	1900 mm	1000 mm	1730 mm
Gisholt, understell, Dolphin Sky (17)	2890 mm	1450 mm	320 mm (Til topp av ramme)
Aasheim, veileiande innvendig storleik (16)	2420 mm	1200 mm	1330 mm
Aasheim, understell, Dolphin Family (16)	3087 mm	1336 mm	845 mm
Leandersson, Dolphin Family (58)	3520 mm	1415 mm	1630 mm

Tabell 5.3: Metriske data frå konkurrerende produkt:

Modell:	Lengde:	Bredde:	Høgde:	Vekt:	Svingradius:	Dekk-dimensjon:
Electra Meccanica Solo (59)	3099 mm	1560 mm	1346 mm	787 kg	-	F:135/70R15 B:215/40R16
Renault Twizy (19)	2335 mm	1381 mm	1454 mm	487 kg	3,4 m	F:125/80R13 B:145/80R13
Baojun E100 (60)	2488 mm	1506 mm	1670 mm	840 kg	-	-
Reliant Robin (61,62)	3327 mm	1422 mm	1372 mm	436 kg	-	Fb: 89 mm Bb: 89 mm
Smart ForTwo (63)	2695 mm	1663 mm	1555 mm	1095 kg	3,5 m	-
Smart ForFour (63)	3495 mm	1665 mm	1554 mm	1200 kg	4,5 m	-
Bond Car MK B (64)	2770 mm	1520 mm	1140 mm	190 kg	-	-
Carver (27)	2890 mm	980 mm	1490 mm	330 kg		
Zev T3-1 Micro (29)	2380 mm	1200 mm	1585 mm	390 kg	-	F:130/60R13 B:135/70R13

Tabell 5.4: Grensespesifikasjonar for metriske data:

Eigenskap:	Minste verdi:	Gjennomsnitt:	Største verdi:
Lengde	1900 mm (Kupé) 2335 mm	2806 mm	3520 mm
Bredde	980 mm	1378 mm	1665 mm
Høgde	845 mm	1438 mm	1730 mm
Vekt	190 kg	639 kg	1200 kg
Svingradius	3,4 m	3,8 m	4,53 m
Hjulbredde front	89 mm	119 mm	135 mm
Felgstorleik front	13''	13,67''	15''
Hjulbredde bak	89 mm	146 mm	215 mm
Felgstorleik bak	13''	14''	16''

5.4 Grovspesifikasjon

Med utgangspunkt i grensespesifikasjonane frå tabell 5.4 blir det vald grove spesifikasjonar som arbeidet vidare skal nytte for å finne løysingar og gjere berekningar.

Tabell 5.5: Valde grovspesifikasjonar:

Eigenskap:	Tidleg val:
Lengde	2650 mm
Bredde (Frå Gisholt sin bakstilling)	1450 mm
Høgde	1400 mm
Vekt	550 kg
Hjuldimensjon front	145/55R14
Hjuldimensjon bak (Frå Gisholt)	165/55R14

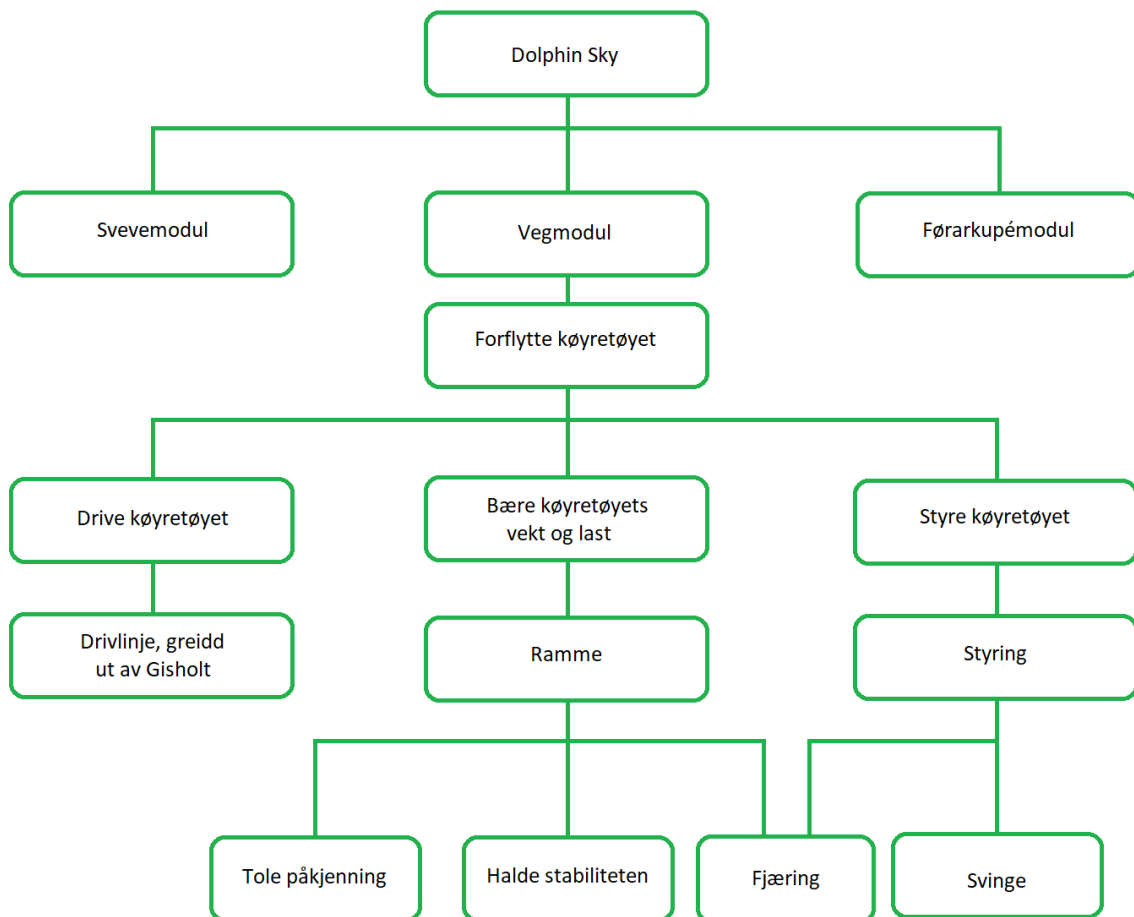
Grovspesifikasjonane frå tabell 5.5 vil danne eit tidleg grunnlag for dimensjonar og underlag for dei seinare berekningane, men det påpeikast at desse er grove spesifikasjonar og at det kan bli gjort nye tilpassingar undervegs.

6. Konseptgenerering

I dette kapitlet blir det gjennomført ein funksjonsanalyse for Dolphin Sky og tilhøyrande vegmodul, greia ut og vald delløysingar og til slutt skissert eit forslag til heilskapsløysing. Dette er ein vesentleg del av Pughs metodikk og eit sentralt steg på vegen mot ei god løysing (36,37).

6.1 Funksjonsanalyse

Ein funksjonsanalyse tek for seg eit produkt og analyser funksjonane det innehar, ved å spørje seg sjølv, kva gjer produktet, korleis gjer produktet det, med kva mekanisme og kva for nokre delar. På denne måten får ein klarlagt hovudfunksjon, delar og spesifikke funksjonar for kvar del. I dette tilfellet ynskjer ein å legge dei ulike nivåa i funksjonsanalysen inn i eit vertikalt «funksjonstre», slik det er illustrert i figur 6.1 (41).




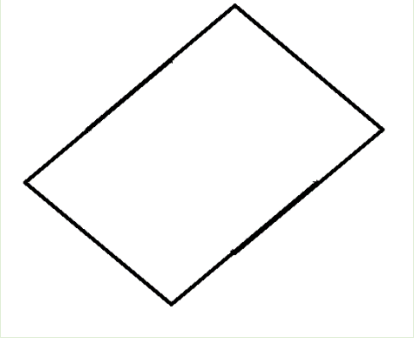
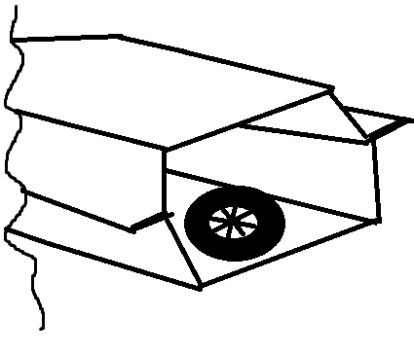
Figur 6.1: Funksjonsanalysediagram for hovudfunksjonar (nivå 1), underfunksjonar (Nivå 2) og eigenskapsgreinar for delløysingar og komponentar (nivå 3).

Fokuset i denne oppgåva vil ligge på høgresida av diagrammet. Drivlina er allereie utvikla av Gisholt (17), og vil bli lite berørt, men må kanskje tas omsyn til på nokre punkt. Fjøring vil også fokuserast mindre på, men det blir tatt med eit val til løysing.

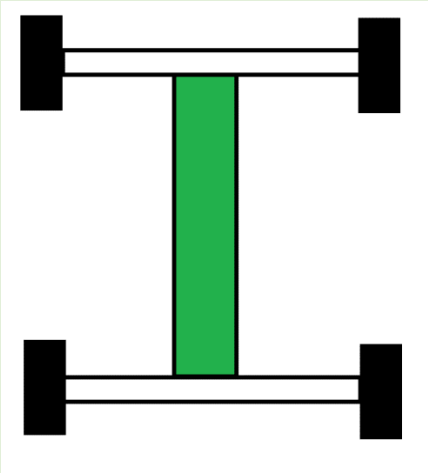
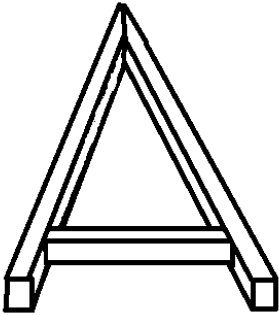
6.2 Utgreiing av element- og heilskapsløysingar

Ein vesentleg del av Pughs metodikk er seleksjonsmatrisene som nyttast for å velje løysingar. For å ha eit godt grunnlag for poenggivinga i matrisene må dei forskjellige alternativa greiast ut og samanliknast. Det er satt opp fleire tabellar under som tek for seg forskjellige alternativ til dei forskjellige delane.

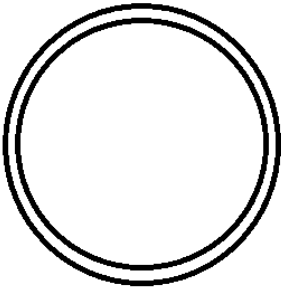
Tabell 6.1: Grov oversikt over rammealternativ.

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="233 916 746 987"><i>Figur 6.2: Lamborghini Aventador med monocoque-ramme (54).</i></p>	<p data-bbox="817 544 1230 757">Monocoque Sjølverande karosseri Materialeffektiv Tyngre enn innvendige rammar Kostbar i serieproduksjon Lite modulariseringsvenleg</p>
 <p data-bbox="308 1370 671 1406"><i>Figur 6.3: Plateillustrasjon.</i></p>	<p data-bbox="817 1014 1214 1160">Open plateramme/plattform Gunstig for batterimontasje Enkel å produsere Modulariseringsvenleg</p>
 <p data-bbox="197 1816 783 1921"><i>Figur 6.4: Snitt av ei lukka plateramme, illustrert med eit reservehjul på innsida for å vise djupna.</i></p>	<p data-bbox="817 1433 1369 1579">Lukka plateramme/plattform Gunstig for batterimontasje og anna utstyr Litt meir komplisert produksjon Modulariseringsvenleg</p>

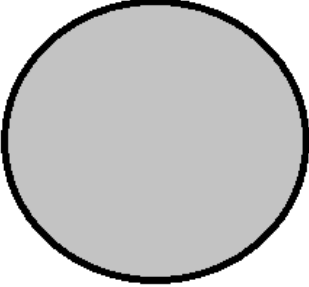
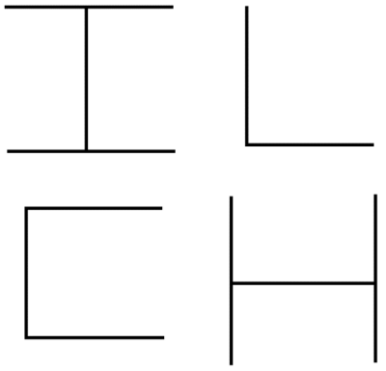


Tabell 6.1 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="228 786 754 853">Figur 6.5: Eit understell med backbone i grønt.</p>	<p data-bbox="818 297 1230 297">Alternativ og oppsummering:</p> <p data-bbox="818 297 959 327">Backbone</p> <p data-bbox="818 331 1118 477">Sentrerer ein del masse Modulariseringsvenleg Dyr produksjon Tungt</p>
 <p data-bbox="199 1234 783 1301">Figur 6.6: Døme på profiloppbygd ramme til ein trike.</p>	<p data-bbox="818 884 1062 913">Profiloppbygging</p> <p data-bbox="818 918 1353 1064">Nyttar profilar til å setje saman ei ramme Modulariseringsvenleg Kan verta komplisert Allsidig</p>

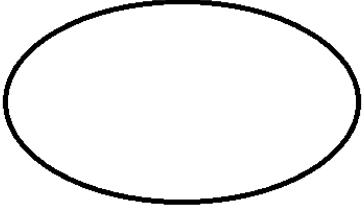
Tabell 6.2: Grov oversikt over profilalternativ.

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="300 1850 582 1883">Figur 6.7: Røyrprofil.</p>	<p data-bbox="722 1503 1066 1536">Hol sirkulærprofil (røyr)</p> <p data-bbox="722 1541 1358 1760">Låg eigenvekt Ingen svak akse, like motstandsdyktig uavhengig av kreftenes angrepsvinkel Stor torsjonsstyrke Rimeleg Bredt spekter av dimensjonar</p>

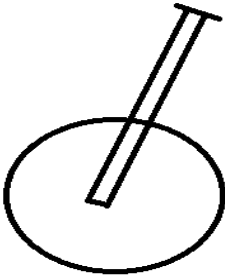
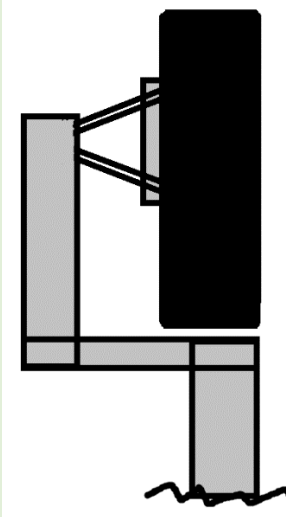
Tabell 6.2 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="240 647 643 683"><i>Figur 6.8: Solid sirkulærprofil.</i></p>	<p data-bbox="722 297 1102 333">Solid sirkulærprofil (stang)</p> <p data-bbox="722 336 1358 584"> Noko høg eigenvekt Ingen svak akse, like motstandsdyktig uavhengig av kreftenes angrepvinkel Stor torsjonsstyrke Rimeleg Bredt spekter av dimensjonar All-rounder </p>
 <p data-bbox="188 1104 699 1173"><i>Figur 6.9: Forskjellige profiler; I, L, C og H.</i></p>	<p data-bbox="722 712 1177 748">Profilramme, open (I, C, H) og L</p> <p data-bbox="722 750 1358 1151"> Sterke og svake aksar, forskjellige styrkar vertikalt og horisontalt Sterke mot trykk-kreftar Kostbart Spesifikt val av profil vil vera avhengig av kraftspelet i konstruksjonen T.d. vil ei I-bjelke vera svært sterk vertikalt, men vesentleg svakare mot horisontale krefter C- og L-profilar vil vera svakare på ei side, grunna mangel på symmetri Svake mot torsjon </p>
 <p data-bbox="248 1532 632 1568"><i>Figur 6.10: Solid firkant-stål.</i></p>	<p data-bbox="722 1205 959 1240">Solid firkant-stål</p> <p data-bbox="722 1243 1374 1350"> Noko høg eigenvekt Sterk og svak akse om profilen ikkje er kvadratisk Rimeleg </p>
 <p data-bbox="253 1933 630 1968"><i>Figur 6.11: Holt firkant-stål.</i></p>	<p data-bbox="722 1597 948 1632">Hol lukka profil</p> <p data-bbox="722 1635 1374 1778"> Låg eigenvekt Sterk og svak akse om profilen ikkje er kvadratisk Rimeleg Sterkare enn opne profiler mot torsjon </p>

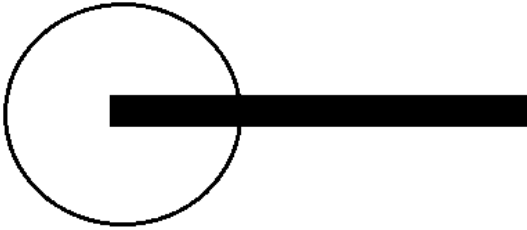
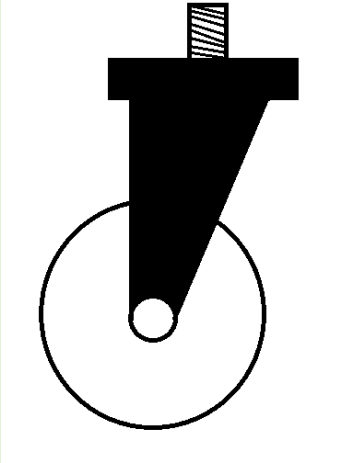
Tabell 6.2 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="300 645 584 678"><i>Figur 6.12: Ovalt rør.</i></p>	<p data-bbox="722 297 858 327">Ovale rør</p> <p data-bbox="722 333 911 362">Låg eigenvekt</p> <p data-bbox="722 369 963 398">Sterk og svak akse</p> <p data-bbox="722 405 1217 434">Sterkare enn opne profilar mot torsjon</p> <p data-bbox="722 441 1243 510">Kan profilerast og roterast for å passe til kraftspelet i konstruksjonen</p>

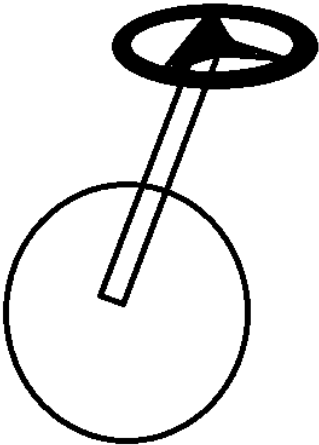
Tabell 6.3: Grov oversikt over alternativa for hjuloppheng.

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="264 1229 804 1263"><i>Figur 6.13: Fronthjul med gaffeloppheng.</i></p>	<p data-bbox="908 875 1334 945">Enkel vertikalt sykkeloppheng med gaffel</p> <p data-bbox="908 952 1310 981">Som eit vanleg sykkeloppheng</p> <p data-bbox="908 987 1142 1016">Enkelt og rimeleg</p> <p data-bbox="908 1023 1369 1093">Same konstruksjon som både fjører og styrar</p> <p data-bbox="908 1099 1203 1128">Byggar ein del i høgda</p>
 <p data-bbox="193 1834 874 1904"><i>Figur 6.14: Einsidig bilramme, som eit vanleg frontoppheng til ein bil, men berre for den eine sida.</i></p>	<p data-bbox="908 1294 1166 1323">Einsidig bilramme</p> <p data-bbox="908 1330 1342 1473">Halvparten av ei forstilling til ein vanleg personbil, montert så det held eit hjul i senter framme på konstruksjonen</p> <p data-bbox="908 1480 1182 1509">Kan verte komplisert</p> <p data-bbox="908 1516 1347 1585">Moglege stabilitetsproblem under bremsing</p>

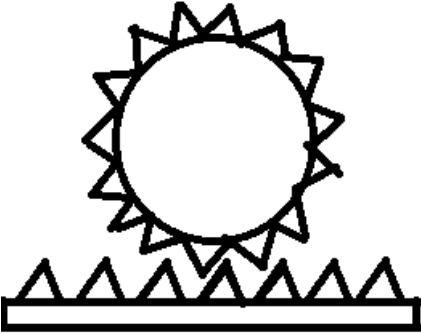
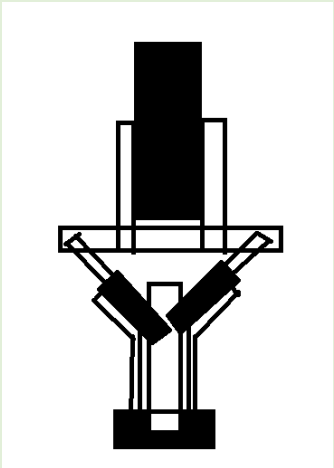
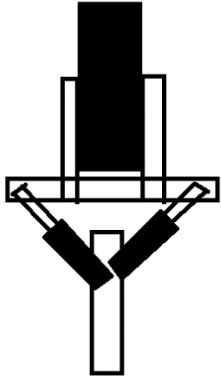
Tabell 6.3 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="309 602 758 640"><i>Figur 6.15: Liggande sykkelgaffel.</i></p>	<p data-bbox="906 297 1318 297">Alternativ og oppsummering:</p> <p data-bbox="906 297 1214 331">Liggande sykkelgaffel</p> <p data-bbox="906 331 1374 443">Som eit vanleg sykkeloppheng med gaffel, men liggande Lågbygd</p>
 <p data-bbox="196 1149 871 1187"><i>Figur 6.16: Handlevognhjul, fritt roterbart i toppen.</i></p>	<p data-bbox="906 672 1134 705">Handlevognhjul</p> <p data-bbox="906 705 1374 925">Eit lite hjul som er opphengt rett ovanfrå og kan snu seg 360 gradar i toppen, som eit hjul på ei handlevogn Tenkt å nyttast i lag med differensialstyring</p>

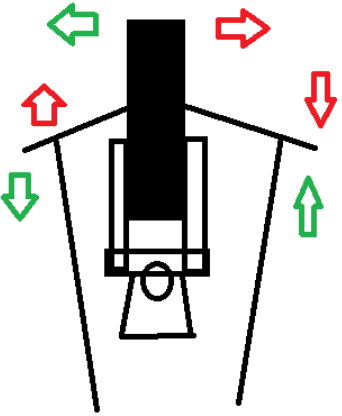
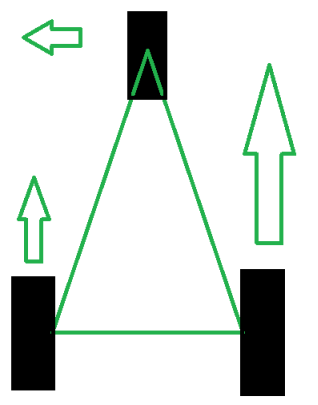
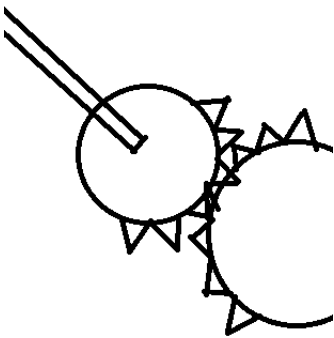
Tabell 6.4: Grov oversikt over alternativa for styreløysing.

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="204 1888 799 1960"><i>Figur 6.17: Direkte sykkelstyring, som om ein sett eit ratt på ein sykkel.</i></p>	<p data-bbox="842 1382 1254 1382">Alternativ og oppsummering:</p> <p data-bbox="842 1382 1054 1415">Direkte styring</p> <p data-bbox="842 1415 1230 1527">Slik som ein styrar ein sykkel Enkelt Byggar i høgda</p>

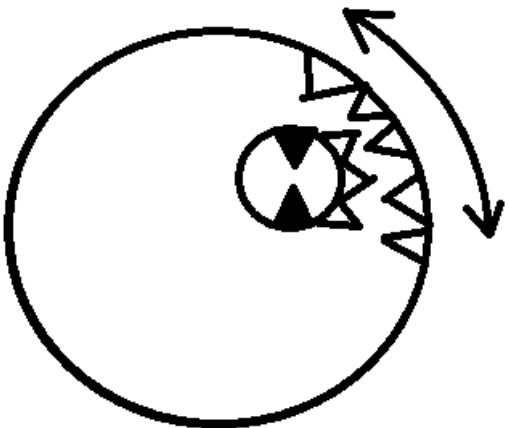
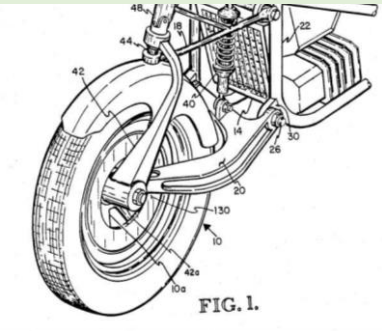
Tabell 6.4 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="352 656 651 689"><i>Figur 6.18: Tannstong.</i></p>	<p data-bbox="842 297 994 331">Tannstong</p> <p data-bbox="842 333 1026 367">Krev litt plass</p> <p data-bbox="842 369 922 403">Enkel</p> <p data-bbox="842 405 954 439">Rimeleg</p>
 <p data-bbox="188 1205 815 1272"><i>Figur 6.19: Hydraulisk styring med sylindrar og slangar som går bak til ein hydraulisk sentral.</i></p>	<p data-bbox="842 723 1106 757">Hydraulisk styring</p> <p data-bbox="842 759 1233 792">Sylindrar som vrir ei frampart</p> <p data-bbox="842 795 1321 862">Ikkje lov på køyretøy som skal helda høgare hastigheiter</p> <p data-bbox="842 864 1249 898">Krev hydrauliske komponentar</p>
 <p data-bbox="204 1765 802 1832"><i>Figur 6.20: Elektrisk styring med aktuatorar i staden for sylindrane på hydraulisk løysing.</i></p>	<p data-bbox="842 1305 1082 1339">Elektrisk styring</p> <p data-bbox="842 1341 1393 1408">Same prinsippet som hydraulisk, men med elektriske aktuatorar</p> <p data-bbox="842 1411 1233 1444">Krev meir av elektrisk anlegg</p> <p data-bbox="842 1447 994 1480">Komplisert</p>

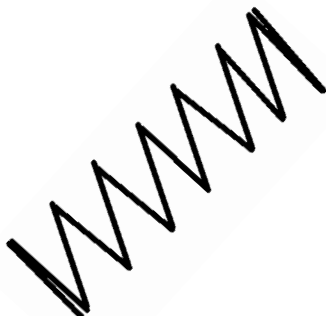
Tabell 6.4 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="188 795 820 907"><i>Figur 6.21: Olabilstyring for eitt hjul. Når staga følger grøn pil, svingar det til venstre. Omvendt når dei følgjer raud pil.</i></p>	<p data-bbox="842 264 1406 293">«To snorer»-prinsippet frå Olabil</p> <p data-bbox="842 331 1318 477">Som ein Olabil, men med styrestag i staden for snorer. Tenkt eit rotasjonspunkt bak hjulet Lågbygd</p>
 <p data-bbox="188 1366 820 1478"><i>Figur 6.22: Elektrisk styrt differensialstyring på Dolphin. Storleiksforskjellen på pilane illustrerar hastigheita hjula på kvar side har.</i></p>	<p data-bbox="842 936 1102 965">Differensialstyring</p> <p data-bbox="842 974 1390 1153">Svinging ved å køyre el-motorane med forskjellige hastigheiter Krev framdrift eller eit roterande framhjul for å unngå unødig slitasje Veldig låg svingradius</p>
 <p data-bbox="188 1915 820 1982"><i>Figur 6.23: Styresnekke, her illustrert med to tannhjul i inngrep og rattstamme.</i></p>	<p data-bbox="842 1512 1141 1541">Styresnekke-prinsipp</p> <p data-bbox="842 1550 1070 1684">Rimeleg Robust Krev lite plass Kan snuast litt på</p>



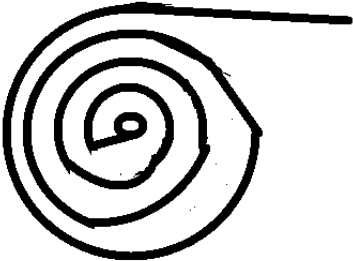
Tabell 6.4 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="188 779 818 846"><i>Figur 6.24: Svingkrans, drevet av ein hydraulisk motor.</i></p>	<p data-bbox="842 264 1252 293">Alternativ og oppsummering:</p> <p data-bbox="842 297 1182 327">Svingkrans og oljemotor</p> <p data-bbox="842 331 1369 398">Ein svingkrans kopla til eit roterbart framhjul, drevet av ein hydraulisk motor</p> <p data-bbox="842 403 1086 432">Byggar litt i høgda</p> <p data-bbox="842 436 1134 465">Veldig låg svingradius</p> <p data-bbox="842 470 1246 499">Krev hydrauliske komponentar</p>
 <p data-bbox="212 1227 791 1256"><i>Figur 6.25: Navstyring, frå patentpapir (49).</i></p>	<p data-bbox="842 884 997 913">Navstyring</p> <p data-bbox="842 918 1029 947">Svinge i navet</p> <p data-bbox="842 952 991 981">Komplisert</p> <p data-bbox="842 985 1013 1014">Lite utbreidd</p> <p data-bbox="842 1019 906 1048">Dyrt</p>


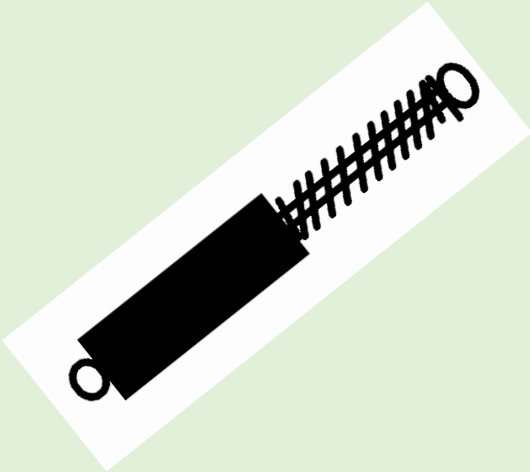
Tabell 6.5: Grov oversikt over aktuelle fjøring- og dempesystem:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="355 1910 651 1939"><i>Figur 6.26: Springfjør.</i></p>	<p data-bbox="842 1500 1023 1529">Springfjører</p> <p data-bbox="842 1534 927 1563">Enkel</p> <p data-bbox="842 1568 959 1597">Rimeleg</p> <p data-bbox="842 1601 1173 1630">Berre mekanisk demping</p> <p data-bbox="842 1635 1326 1664">Brukar ein del tid på å stabilisere seg</p>

Tabell 6.5 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="347 689 660 730"><i>Figur 6.27: Bladfjoring.</i></p>	<p data-bbox="847 297 1002 331">Bladfjærer</p> <p data-bbox="847 333 1326 510">Enkel Rimeleg Berre mekanisk demping Brukar ein del tid på å stabilisere seg Tek ein del plass</p>
 <p data-bbox="244 1267 762 1308"><i>Figur 6.28: Støytdepar i sylinderform.</i></p>	<p data-bbox="847 757 967 790">Sylinder</p> <p data-bbox="847 792 1369 969">Hydraulisk effekt, dannar om mekanisk energi til termisk energi, stabiliserer seg fortare Dyrare Ikkje optimalt utan ei mekanisk fjør</p>
 <p data-bbox="341 1688 668 1729"><i>Figur 6.29: Torsjonsfjør.</i></p>	<p data-bbox="847 1332 1023 1366">Torsjonsfjør</p> <p data-bbox="847 1368 975 1478">Mekanisk Enkel Kompakt</p>

Tabell 6.5 forts.:

Skisse:	Alternativ og oppsummering:
 <p data-bbox="280 703 724 741"><i>Figur 6.30: Luftbelg til luftføring.</i></p>	<p data-bbox="847 297 1007 331">Luftføring</p> <p data-bbox="847 333 1118 439">Effektiv Krev trykkluftanlegg Dyrt</p>
 <p data-bbox="236 1328 772 1397"><i>Figur 6.31: Dempar og fjør, i form av ein sylinder og ei springfjør.</i></p>	<p data-bbox="847 770 1358 804">Kombinasjon: Springfjør og sylinder</p> <p data-bbox="847 806 1353 987">Både mekanisk og hydraulisk demping Stabiliserer seg fort Rimeleg Enkelt Tek litt plass</p>

6.3 Eigenscreening

For å velje ut ei optimal og heilskapleg løysing bygd opp av alternativa i delkapittel 6.2 skal alternativa screenast igjennom seleksjonsmatrisene til Pugh. I matrisene blir det sett opp relevante eigenskapar dei skal bedømmast etter og kva vekting mellom 1 og 5 dei fekk i tabell 5.1. Alternativa får mellom 1 og 5 poeng for kvar eigenskap og desse tala summerast i botnen. Då ser ein kva for eit alternativ som er objektivt best.

Poenga i rutene under alternativa er dei vekta summene. Den høgaste poengsummen blir merka med blå bakgrunn. Dei beste alternativa takast med og setjast saman til ei heilskapleg løysing som skal utviklast.

Tabell 6.6: Seleksjonsmatrise for rammeutforming:

Eigenskap:	Vekting:	Alternativ:				
		Monocoque	Open plattform	Lukka plattform	Backbone	Profil
Funksjonalitet	5	15	25	20	25	25
Kompleksitet	2	2	10	6	10	6
Tryggleik	5	25	15	15	20	25
Sikt	4	12	20	16	20	16
Kostnad	3	3	15	12	9	12
Vekt	4	8	16	12	8	12
Estetikk	2	10	8	8	6	10
Robustheit	4	20	12	12	16	20
SUM		95	121	101	114	126

Tabell 6.7: Seleksjonsmatrise for profilalternativ:

Eigenskap:	Vekting:	Alternativ:					
		Rør	Ovale rør	Profil	Open plate	Lukka plate	Rundstål
Funksjonalitet	5	25	25	20	25	25	25
Kompleksitet	2	8	6	4	8	6	10
Tryggleik	5	20	20	15	20	15	25
Sikt	4	20	20	20	20	16	20
Kostnad	3	15	12	9	12	9	15
Vekt	4	20	20	16	20	16	16
Estetikk	2	8	10	6	8	8	8
Robustheit	4	20	20	16	20	16	20
SUM		136	133	106	133	111	139

Tabell 6.8: Seleksjonsmatrise for opphengsalternativ:

Eigenskap:	Vekting:	Alternativ:			
		Vertikal sykkeloppheng med gaffel	Liggande sykkelgaffel	Einsidig biloppheng	Handlevogn-hjul
Funksjonalitet	5	25	20	25	20
Kompleksitet	2	8	6	4	10
Tryggleik	5	25	25	20	15
Sikt	4	8	20	20	16
Kostnad	3	15	15	12	12
Vekt	4	16	16	20	20
Estetikk	2	8	8	8	10
Robustheit	4	16	12	12	12
SUM		121	122	121	115

Tabell 6.9: Seleksjonsmatrise for styringsalternativ:

Eigenskap:	Vekt- ing:	Alternativ:						
		Direkte	Tann- stang	Sving- krans	Diffe- rensial- styring	Styre- snekke	To- snorer- prinsip pet	Nav- styring
Funksjonalitet	5	25	25	20	15	25	20	20
Kompleksitet	2	10	10	8	6	6	8	4
Tryggleik	5	25	25	20	15	20	25	25
Kostnad	3	12	12	12	15	15	12	3
Vekt	4	16	12	12	20	20	16	20
Estetikk	2	4	8	8	10	8	6	10
SUM		92	92	80	81	94	87	82

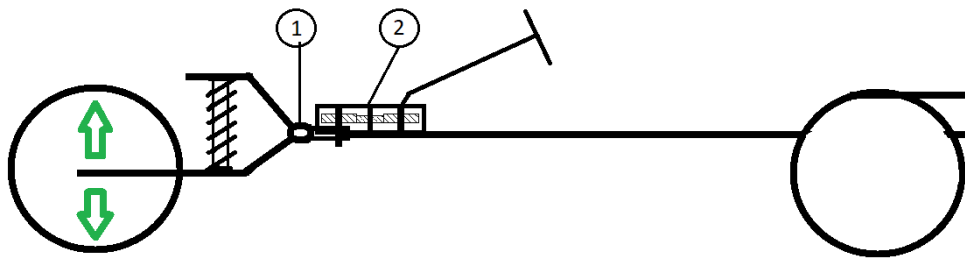
Tabell 6.10: Seleksjonsmatrise for alternativa for fjøring:

Eigenskap:	Vekting:	Alternativ:					
		Spring	Blad	Torsjon	Sylinder	Luft	Kombinert
Funksjonalitet	5	15	15	15	25	25	25
Kompleksitet	2	10	10	8	6	4	10
Tryggleik	5	15	15	10	20	25	25
Sikt	4	16	20	16	16	16	12
Kostnad	3	12	15	12	9	3	9
Vekt	4	20	12	20	12	8	12
SUM		88	87	81	88	81	93

Som tabellane over visar er det mange gode alternativ, og som ein kan venta seg er det ingen som er best på alt. Dei beste alternativa blir teke med vidare til ei preferert løysing i delkapittel 6.4.

6.4 Preferert løysning

Etter seleksjonsprosessen er dei forskjellige delløysingane sett saman til ei heilskapleg løysing. Det er ei profiloppbygd ramme av rundstål med ein liggande sykkelgaffel som styrast med ei styresnekke-inspirert girkasse med eit tannhjul rett på kingbolten som koplar ramme og forstilling saman. Forstillinga fjørast med ein kombinasjon av springfjør og dempar. Sjå figur 6.32. Forklaringsboblar og pilar blir forklart under figuren.



Figur 6.32: Skisse av den samla løysinga.

På figur 6.32 er det to boblar og to pilar. Desse pilane visar at hjulet og den nedste delen av forstillinga kan bevegast opp og ned. Dette skal fjørast av ein dempar og ei fjør. Boblene har tal og visar til delar:

- 1: Oppheng med rotasjon for fjøringsvandring. Her roterer den nedste delen av forstillinga, slik at den kan bevege seg opp og ned.
- 2: Styresnekkeboks med tannhjul direkte på kingbolten til venstre i boksen. Her sitt kingbolten, som er festa i forstillinga og kan rotere igjennom ramma. Denne skal både halde delane saman og fungere som den roterande delen som gjer at rattutslaget vrir forstillinga.

Det må også veljast kva for eit materiale som skal nyttast i løysinga. Det vanlegaste er at det nyttast stål eller aluminium på slike deler. Det er mange faktorar å ta omsyn til når ein skal velje materiale, blant anna pris, vekt og styrke. Det blir sett på stålet S235 og aluminium 6062-T6, som er to vanlege material med gode eigenskapar for produksjon. 6062-T6 er sveisbart (65, 66).

Tabell 6.11: Mekaniske eigenskapar for stål og aluminium:

Materiale:	E-modul:	Flytegrense:	Strekkfastheit:	Tettleik:
S235	210 000	235 MPa	360 MPa	7850 kg/m ³
Alu 6062-T6	100 000	35 MPa	38 MPa	2700 kg/m ³

Som ein ser i tabell 6.11 er stålet både sterkare og har ein større E-modul enn aluminiumet. Det vil seie at ein med 6062-T6 kjem til å trenge større tverrsnitt og større anna arealmoment for å oppnå den same motstandsdyktigheita som med S235. I tillegg er det lågare utmattingsgrense på aluminium, noko som er høgst relevant på køyretøy. Ulempa med stålet er den høge tettleiken og faren for korrosjon. Aluminium har nesten tre gonger så låg tettleik som stålet, og rustar ikkje.

På grunn av styrken og utmattingsgrensa ender valet på S235 som materialet for løysinga.

7. Grunnlagsberekningar

For å sørge for at produktet som utviklast blir robust og holdbart, blir det gjennomført berekningar som gjev eit grunnlag for dimensjonane køyretøyet må ha. Det blir satt eit mål og hensikt med berekningane og gjort greie for føresetnadar, forenklingar og usikkerheiter. Det blir gjort greie for forskjellige situasjonar som gjev forskjellige belastningar og delane blir dimensjonert etter desse belastningane og føresetnadane.

7.1 Berekningsmål

Før utrekningane byrjar er det viktig å setje seg eit konkret mål og hensikta med utrekningane, så det er klart kva som skal gjerast og kva ein skal kome fram til.

Mål:

Sørge for ein robust konstruksjon utan unødig store dimensjonar.

Hensikt:

- Kartlegge krefter køyretøyet kan bli utsett for
- Dimensjonere korrekte storleikar på rammeprofil, boltforbindingar og oppheng for frontgaffel
- Dimensjonere korrekt utveksling og radier på tannhjul i styringa

7.2 Føresetnadar og forenklingar

Føresetnadane som blir sett med ein talverdi blir lista opp i tabellen under, tabell 7.1. Forenklingar og andre føresetnadar i situasjonane og berekningane er så greidd ut vidare i delkapittelet.

Tabell 7.1: Føresetnadar for utrekningane

Føresetnad:	Verdi:	Symbol:
Eigenvekt	550 kg	m
Vekt på framhjulet	187 kg	mf
Vekt på eitt bakhjul	181,5 kg	mb1
Tyngdepunkt på x-aksen, frå bakenden	1003 cm	CG _x
Tyngdepunkt på y-aksen, frå ytterkanten bak	725 cm	CG _y
Friksjonskoeffisient, maks	0,9	μ
Konstant fart	50 km/t – 13,89 m/s	v

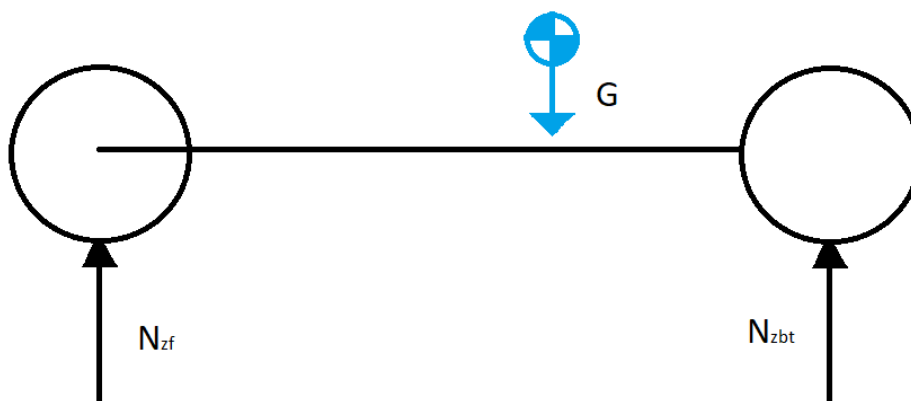
For å kunne gjere slike grunnlagsberekningar innan den gitte tidsramma før ein veit nøyaktig korleis løysinga blir sjåande ut er ein nøydd til å foreta seg ein del forenklingar og sette nokre avgrensingar. Ikkje alle delane av køyretøyet vil bli rekna på, blant anna er det på forstillinga berre den nedste bærebua som blir dimensjonert. Den øvre delen vil få same dimensjonar som den nedre. Situasjonane og berekningane vil gje eit estimert bilete av kor store kreftane er og korleis dei vil opptre i konstruksjonen. For å sikre seg mot ein uholdbar konstruksjon grunna estimata blir det nytta tryggleiksfaktorar. Det er ikkje vurdert skjervverknadar eller

andre detaljfokuserte verknadar på konstruksjonen, grunna usikkerheita over den endelege konstruksjonen. Situasjonane er betrakta statisk og det er satt som føresetnad at fjøringa i systemet har stabilisert seg i desse betraktningane. Figurane som er teikna opp er ikkje skalerte.

7.3 Bereknings situasjonar

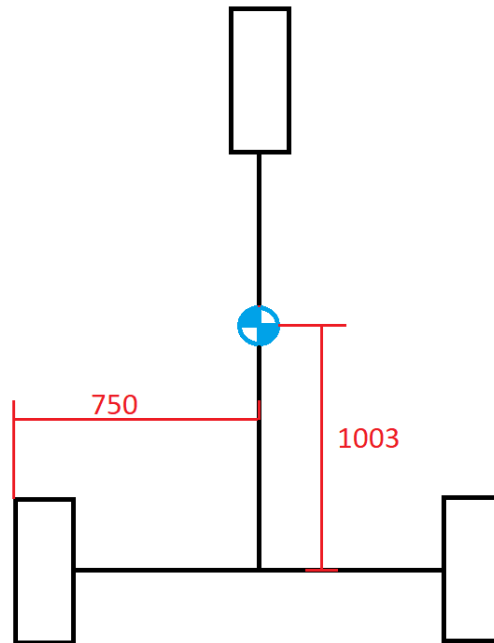
For å finne dei største og dimensjonerande kreftane som opptrer i konstruksjonen under bruk vert det sett på fire forskjellige situasjonar. Det vert teikna figurar som visar korleis kreftane verker og det vert gjort greie for kva for nokre føresetnadar og ytterlegare forenklingar som er gjort for kvar situasjon.

7.3.1 Statiske underlagskrefter



Figur 7.1: Statiske underlagskrefter, forenkla til ein sykkelmodell med to hjul. Det bakerste hjulet representerer både bakhjula.

Her blir det sett på kva krefter som gjeld når køyretøyet står i ro. Det er forenkla til ein sykkelmodell, med eit hjul bak som representerer både to bakhjula. Her nyttast føresetnadane for vekt og tyngdepunkts plassering for å rekne kreftane.



Figur 7.2: Køyretøyet sett ovanfrå, med tyngdepunkt plassering og mål frå ytterkant og bakkant.

Tyngde, G:

$$G = m * g = 550 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{5,40 \text{ kN}} \quad (7.1)$$

Normalkraft foran:

$$N_{zf} = m_f * g = 187 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{1,84 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

Normalkraft bak, ett hjul:

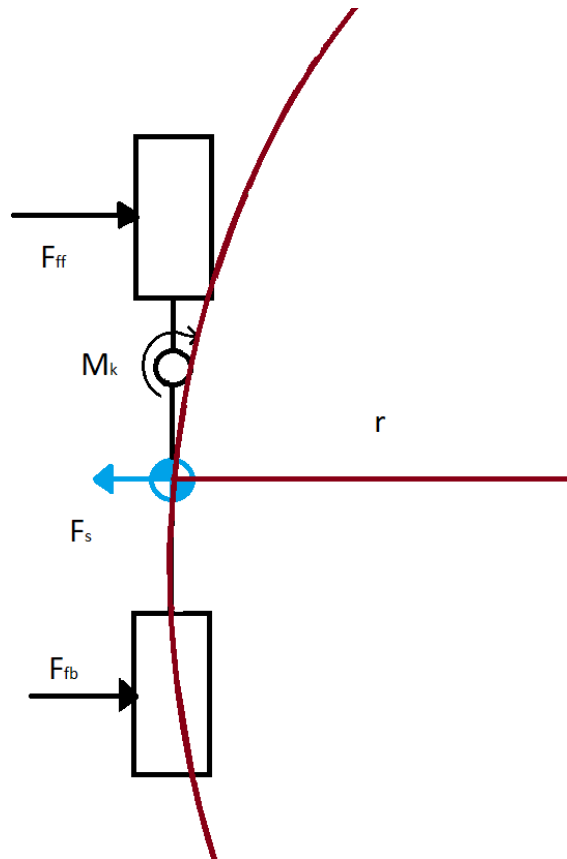
$$N_{zb} = m_{b1} * g = 181,5 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{1,78 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

Total normalkraft bak:

$$N_{zbt} = 1780,5 * 2 = \mathbf{3,56 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

7.3.2 Sidekrefter ved svinging

I denne situasjonen blir det forenkla ytterlegare til at ein ser på køyretøyet som ein sykkelmodell, der det bakarste hjulet representerer begge bakhjula og tyngdepunktet er plassert i midten av køyretøyet. Det er tenkt at køyretøyet køyrrar i 50 km/t i ein rundkøyrring og følgjer ein sirkel med radius på 22 m. Dette er ein sannsynleg radius i ein mellomstor rundkøyrring i Noreg, etter Statens Vegvesen detaljutforming (67). Friksjonen blir satt til 0,90, som ifølgje *Tekniske tabeller* av Jarle Johannesen kan vera praktisk friksjon med brukte dekk på tørr asfalt (68).



Figur 7.3: Sidekrefter i sving der vekta betraktast i eit felles tyngdepunkt på midten.

Nytter formelen for sentrifugalkraft, $\frac{m \cdot v^2}{r}$, for å finne heile sentrifugalkrafta, F_s .

Sentrifugalkraft, frå tyngdepunkt:

$$F_s = \frac{m \cdot v^2}{r} = \frac{550 \cdot 13,89^2}{22} = \mathbf{4,82 \text{ kN}} \quad (4.6)$$

Framhjulet må ha halvparten av reaksjonskrafta, F_{ff}

$$F_{ff} = \frac{F_s}{2} = \frac{4,82}{2} \mathbf{2,41 \text{ kN}} \quad (4.6)$$

Om F_{ff} er meir enn normalkrafta gonger friksjonskoeffisienten, vil hjulet byrje å skli.

Finn difor $N \cdot \mu$:

$$N = 275 \cdot 9,81 = \mathbf{2,70 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

$$N \cdot \mu = 2,70 \cdot 0,9 = \mathbf{2,43 \text{ kN}} \quad (4.4)$$

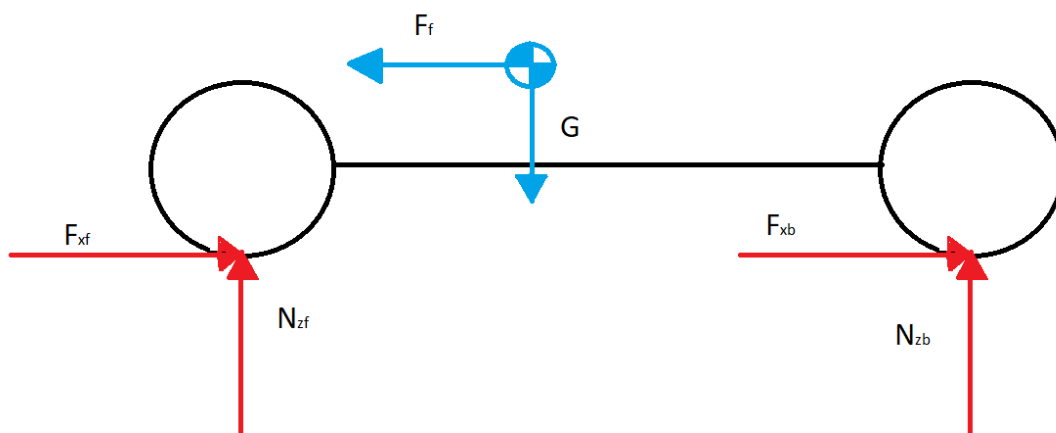
Ein kjem ikkje mykje nærare med sidekrafta før ein får sladd. Om man også bremsar med desse sidekreftane vil man velte køyretøyet. Om tyngdepunktet løftast vil man oppnå velt ved enda større kurveradius eller lågare hastigheit.

I tillegg finn vi i denne situasjonen momentet om kingbolten for å nytte under dimensjonering. Som føresetnad er det satt at ein reknar med ein halvmeter lang arm, for å få eit konservativt resultat før ein veit kor lang den fremste delen blir:

$$M_k = 2,41 \text{ kN} * 0,5 \text{ m} = \mathbf{1,21 \text{ kNm}} \quad (7.5)$$

7.3.3 Krefter ved oppbremsing

I denne situasjonen sjåast det på kreftane ved ein sterk oppbremsing. Det er føresettt at vektbalansen er endra, slik at ein vil få 67 % av vekta på framhjulet. Retardasjonen blir sett til 0,5 G og bremskrafta blir fordelt 67 % framme og 16,5 % på kvart bakhjul. Dette er fordi på ein vanleg bil med fire hjul vil ein ha 80 % av bremskrafta framme og 20 %, det vil seie fire gonger så mykje kraft framme som bak. For å oppnå same forhold her må det krafta fordelast som nemnd, med litt meir kraft til bakhjula og mindre kraft totalt framme.



Figur 7.4: Krefter ved oppbremsing, 67% av vekta ligg på framhjulet.

Det blir føresettt at køyretøyet oppnår ein retardasjon på 0,5G som maksimal oppbremsing ved optimale praktiske forhold som friksjon, vær og føreforhold. Det vil seie at $R = 0,5 * m * g$. Treigheita i systemet vil gjere at tyngdepunktet utgjer ein kraft som retardasjonen i eit slikt statisk tilfelle vil vera reaksjonskrafta til.

Krafta frå tyngdepunktet:

$$F_f = m * R = 550 * 0,5 * 9,81 = \mathbf{2,70 \text{ kN}} \quad (7.7)$$

Tyngdekrafta:

$$G = m * g = 550 * 9,81 = \mathbf{5,40 \text{ kN}} \quad (7.1)$$

Normalkrafta på framhjulet:

$$N_{zf} = 2/3 * m * g = 0,67 * 550 * 9,81 = \mathbf{3,62 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

Retardasjonskrafta på framhjulet:

$$F_{xf} = 0,67 * R = 0,67 * m * 0,5g = 0,67 * 550 * 0,5 * 9,81 = \mathbf{1,81 \text{ kN}} \quad (7.6)$$

Normalkrafta på eitt bakhjul:

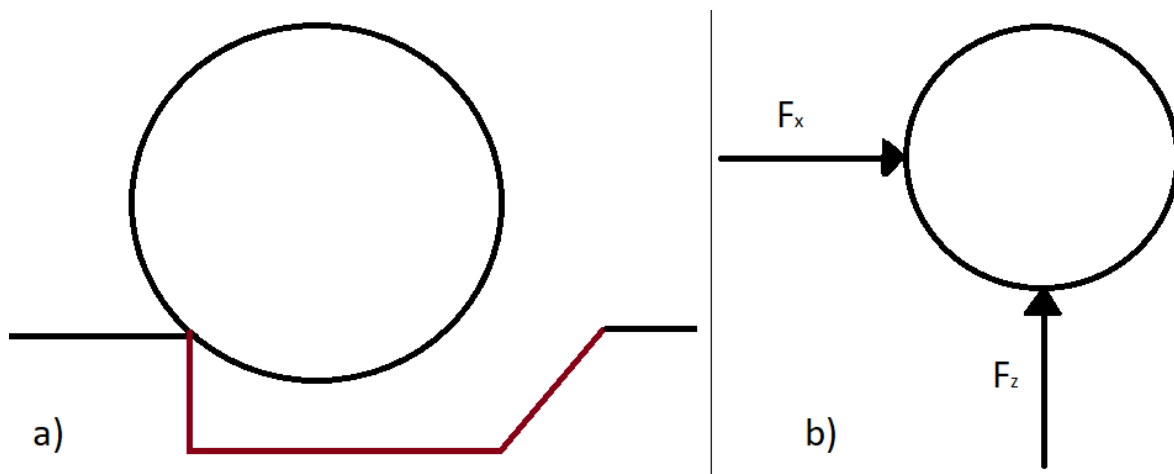
$$N_{zb}, \text{ ett hjul} = 1/6 * m * g = \mathbf{0,90 \text{ kN}} \quad (7.2)$$

Retardasjonskrafta på eitt bakhjul:

$$F_{xb} = 0,165 * R = 0,165 * 550 * 0,5 * 9,81 = \mathbf{0,45 \text{ kN}} \quad (7.6)$$

7.3.4 Krefter ved «pothole», ekstremtilfelle

Når ein køyrer langs vegen forventast det at det skal vera eit flatt asfaltdekkje overalt, men nokre plassar møter ikkje vegen desse forventningane og ein kan finne eit eller fleire hol i vegbana. På engelsk kallast desse «potholes», på norsk er «hol i vegen» det næraste ein kjem. Det som reknast som ekstremtilfellet for desse berekningane er å køyre i eit slikt hol og slå hjulet mot kanten av hølet. Dette førar til at hjulet mistar kontakta med underlaget og så blir utsett for ein ekstrem akselerasjon i vertikal retning, over 100g på dekket (69). Bilprodusentar har fastsette verdiar som nyttast når ein skal dimensjonere etter slike tilfelle. Der nyttar dei 3g for kreftar i x-retning og 4g for kreftar i z-retning (70). Her blir kreftane frå støyten forenkla til ein x- og ein z-komponent som treff på kvart sitt senterpunkt på dekkbanen, så kreftane treff i senter på hjulet. I tillegg blir det ikkje rekna med at dekk og felg tar opp deler av kreftane i ein slik samanstøyt. I slike tilfelle har dekkstivheit, dekkutforming, val av felg og fjøring innverknad. På dette køyretøyet er det tenkt å nytte dekk med lågprofil som vil føre til lågare hjul, men også mindre demping frå sjølve dekket. Krefter sterkare enn dei som blir kartlagde her reknast som ein kollisjon og vil medføre at noko må byttas ut eller reparerast.



Figur 7.5: Krefter ved "pothole". a) Illustrasjon av "pothole"-situasjonen, b) forenkla kraftpåverknad.

Støt i x-retning:

$$F_x = m_f * 3 * g = 187 \text{ kg} * 3 * 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{5,5 \text{ kN}} \quad (7.7)$$

Støt i z-retning:

$$F_z = m_f * 4 * g = 187 \text{ kg} * 4 * 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{7,34 \text{ kN}} \quad (7.7)$$

7.3.5 Uvissheit

Det er mange uvissheit ein må ha i bakhovudet når ein dimensjonerer ein vegkøyrande konstruksjon der fleire detaljar både innan konstruksjon og belastningar ikkje er bestemt. Det er knytt stor uvissheit til belastningane køyretøyet kan bli utsett for, spesielt i situasjonen med «potholes». I den situasjonen må ein og ta i betraktning at dekket vil dempe ein del av påkjenninga, men det er og uvisst kor mykje det vil vera utan at ein veit fleire detaljar om dekkutrustninga. Ved stor nok påkjenning vil felgen verta permanent deformert, noko som og vil dempe støyten. At systemet blir sett på som stivt i situasjonane knytt og til seg noko uvissheit, då det alltid vil vera små og store endringar i dei dynamiske belastningane køyretøyet blir utsett for. Det kunne ha vore sett meir på maksimale kombinasjonar av kreftar og i tillegg undersøkt for dynamiske belastningar, men dette er komplekst arbeid som krev eit simuleringsprogram for å verta påliteleg.

7.4 Grovdimensjonering

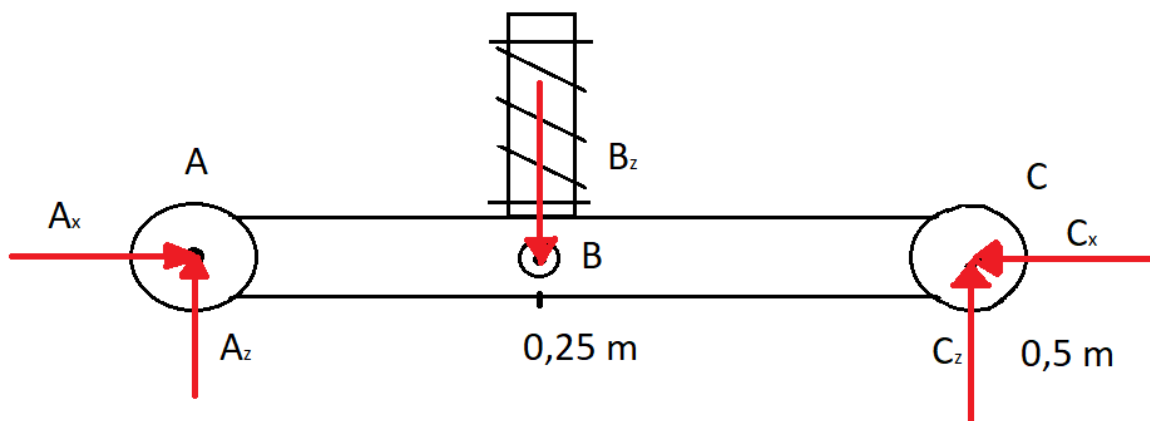
Her blir kreftene og momenta som vart klarlagde i førre delkapittel nytta til å finne dimensjonane på dei forskjellige delane som skal utviklast.

7.4.1 Hjuloppheng

For å dimensjonere det fremre hjuloppheng blir det tatt utgangspunkt i kreftane som kjem frå støyt etter hol i vegen. Den nedre delen blir analysert for å sjå kor store kreftene er på dei forskjellige punkta, og krafter som damparen mottar blir rekna ut. Her er det sett som føresetnad at denne delen er 0,5 m lang.

Støyt i x-retning: $F_x = 5,50 \text{ kN}$

Støyt i z-retning: $F_z = 7,34 \text{ kN}$



Figur 7.6: Bærebru med hjulinnfesting framme, A, punkt for fjøringsinnfesting, B, og innfesting mot ramme i bakkant, C.

Ei side har halvparten av kreftene:

$$\frac{F_x}{2} = \frac{2,75}{2} = 3,67 \text{ kN}$$

Finn den z-retta krafta i B ved å nytte Newtons første lov og summen av moment om C:

$$\Sigma M_c = 0 \Rightarrow -3,67 \text{ kN} * 0,5 \text{ m} + B_z * 0,25 \Rightarrow B_z = 1,84 / 0,25 = \mathbf{7,34 \text{ kN}} \quad (7.8)$$

Finn den z-retta krafta i C ved å nytte Newtons første og summen av krefter i z-retning:

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 &\Rightarrow 3,67 \text{ kN} - 7,34 \text{ kN} + C_z \\ &\Rightarrow C_z = \mathbf{3,67 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (7.9)$$

Finn den x-retta krafta i C ved å rekne summen av krefter i x-retning:

$$\Sigma F_x = \frac{Fx}{2} - C_x \Rightarrow C_x = \mathbf{-2,75 \text{ kN}} \quad (7.9)$$

Finn så spenningane som opptrer i delen. Byrjar med å finne det største momentet, som er på punktet der $x = 0,25$:

$$M = \frac{Az}{2} * 0,25 = \mathbf{917 \text{ kNmm}} \quad (7.5)$$

For å vera på den sikre sida i utrekningane og sørgje for at usikkerheiter i dimensjoneringsprosessen ikkje gjer seg gjeldande blir det brukt ein tryggleiksfaktor, η , på 1,5 når ein skal dimensjonere mot spenningar. Ønskjer å bruka stål i klasse S235.

Finn først den tillatne spenninga, med $R_e = 235 \text{ MPa}$:

$$\sigma_t = R_e / \eta = \frac{235}{1,5} = \mathbf{156,7 \text{ MPa}} \quad (7.10)$$

Finner så dimensjonen som må nyttast om ein skal nytta rundstål, ved å dimensjonere mot tillaten bøyespenning:

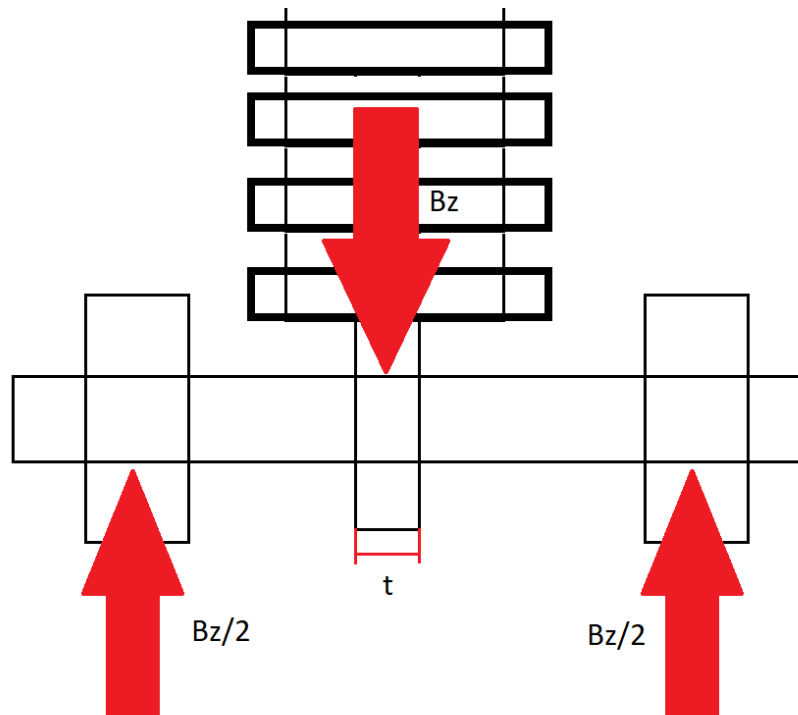
$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{M * \frac{d}{2}}{I} = \frac{917000 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * D^4}{64}} \\ \Rightarrow \sqrt[3]{d} &= \frac{917300 * 32}{\pi * 156,7} \Rightarrow d = \mathbf{39 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (7.11)$$

7.4.2 Boltforbindelsar:

Her skal dei forskjellige boltane dimensjonerast. Det er kingbolten, boltar for demparen og innfestinga for bærebua. Det skal nyttast boltar av 8.8-kvalitet, som har ein flytegrense på 640 MPa. Nyttar her ein tryggleiksfaktor på 1,5.

$$\sigma_{tb} = R_e / \eta = \frac{640}{1,5} = \mathbf{426,7 \text{ MPa}} \quad (7.10)$$

Først skal boltane for å feste demparen dimensjonerast.



Figur 7.7: Kraftpåverknad på innfestingsbolt for demparar, sett forfrå.

Den dimensjonerast etter krafta i z-retning på punkt B i figur 7.6, som totalt sett er dobbelt så stor, sidan frontgaffelen har to sider.

$$Bz * 2 = 7,34 \text{ kN} * 2 = \mathbf{14,68 \text{ kN}}$$

Byrjar med å finne nødvendig diameter for å unngå avskjering. Då må først den tillatne skjerspenninga bestemmast.

Tillaten skjerspenning:

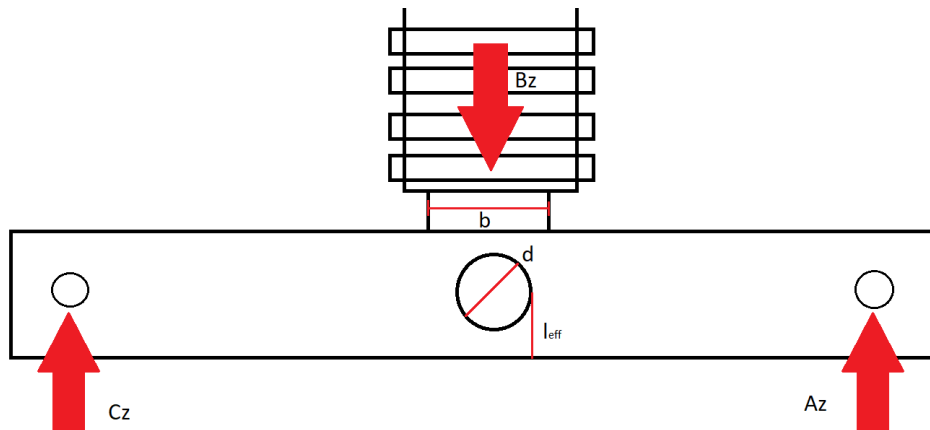
$$\tau_{tb} = 0,6 * \sigma_{tb} = \mathbf{256 \text{ MPa}} \quad (7.12)$$

Finn nødvendig diameter på bolten, d . Nyttar talet på skjerflatar; $i = 4$.

$$\tau_{tb} = \frac{Bz * 2}{A} = \frac{Bz * 2}{\frac{\pi * d^2 * i}{4}} \Rightarrow d^2 = \frac{57,3 \text{ mm}^2}{\pi}$$

$$\Rightarrow d = \sqrt{18,24} = \mathbf{4,27 \text{ mm}} \quad (7.13)$$

Sett diameter til 6 mm for vidare rekning.



Figur 7.8: Innfesting for demparen sett frå sida, med visualisering av måla som skal dimensjonerast.

Finn så tjukkelsen på ved hullkanten, ved å kontrollere mot hullkantrykket. Finn først største hullkantrykk som tillaten spenning i grunnmaterialet, σ_{tg} :

$$p_h = \sigma_{tg} = \frac{235}{1,5} = \mathbf{156,7 \text{ MPa}} \quad (7.10)$$

$$p_h = \frac{Bz \cdot 2}{t \cdot d} \quad (7.14)$$

$$\Rightarrow t = \frac{Bz}{\sigma_{tg} \cdot d} = \frac{14,68}{156,7 \cdot 6} = \mathbf{15,61 \text{ mm}} \quad (7.14)$$

Sett tjukkelsen til 16 mm vidare for å rekne brot og utrivning av grunnmaterialet.

Brot i grunnmaterialet:

$$\sigma_{tg} = \frac{Bz \cdot 2}{t \cdot (b-d)} \Rightarrow 16b - 96 = 93,66 \Rightarrow b = \frac{189,66}{16} = \mathbf{11,85 \text{ mm}} \quad (7.14)$$

Sett bredda til 12 mm før vidare rekning.

Utrivning av grunnmaterialet:

$$\tau_{tg} = 0,7 \cdot \sigma_{tg} \quad (7.12)$$

$$\tau_{tg} = \frac{Bz \cdot 2}{2 \cdot l_{eff} \cdot t}$$

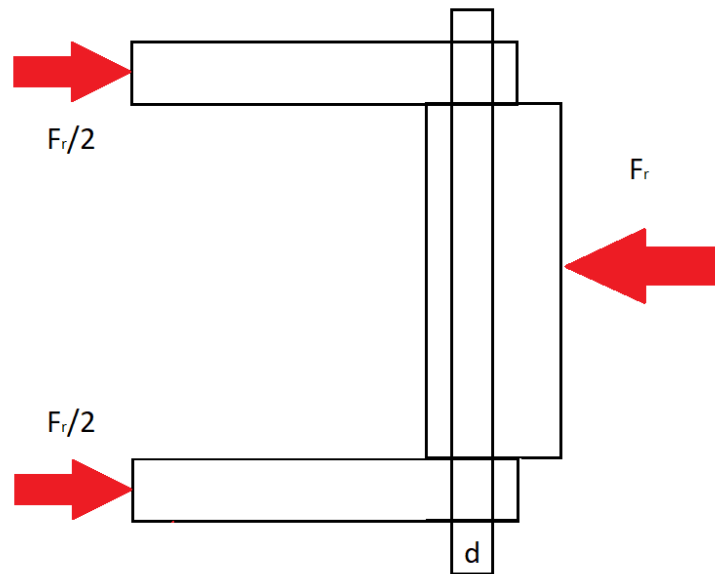
$$\Rightarrow l_{eff} = \frac{Bz \cdot 2}{2 \cdot 0,7 \cdot \sigma_{tg} \cdot t} = \frac{14,68}{2 \cdot 0,7 \cdot 156,7 \cdot 16} = \mathbf{4,18 \text{ mm}} \quad (7.15)$$

Kontrollerer om dette gjer at bredda må dimensjonerast opp.

$$d + 2 \cdot l_{eff} = 6 + 2 \cdot 4,18 = \mathbf{14,36 \text{ mm}}$$

Sett derfor b opp til 15 mm.

Bolten som fester nedre bærebri til resten av forstillinga skal så dimensjoneres.



Figur 7.9: Nedre bærebriinnfesting.

Først blir bolt diameteren funnet ved å dimensjonere mot avskjering:

Tillaten skjerspenning er framleis $\tau_{tb} = 256 \text{ MPa}$.

Forenkler kreftane til ein resultantkraft, F_r , sidan det er eit sirkulært tverrsnitt:

$$F_z = 7,34 \text{ kN}, \quad F_x = 5,50 \text{ kN}$$

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = 9,17 \text{ kN}$$

Nyttar talet på skjersflatar; $i = 2$.

$$\tau_{tb} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r}{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot i}{4}} \Rightarrow d^2 = \frac{71,65 \text{ mm}^2}{\pi}$$

$$\Rightarrow d = \sqrt{22,81} = 4,78 \text{ mm}$$

Sett diameter til 6 mm for vidare berekning.

Dimensjonerer tjukkelsen mot hullkantrykk:

σ_{tg} er framleis **156,7 MPa**,

$$p_h = \frac{F_r}{t \cdot d}$$

$$\Rightarrow t = \frac{F_r}{\sigma_{tg} \cdot d} = \frac{9,17}{156,7 \cdot 6} = 9,75 \text{ mm}$$

Sett tjukkelsen til 10 mm for vidare berekning.

Dimensjonerer bredda mot brot i grunnmaterialet:

$$\sigma_{tg} = \frac{Fr}{t*(b-d)} \Rightarrow 10b - 60 = 58,53 \Rightarrow b = \frac{118,53}{10} = \mathbf{11,85mm}$$

Sett bredda til 12 mm før vidare berekning.

Finn effektiv utrivingslengde og kontrollerer bredda mot utrivning av grunnmaterialet:

$$\tau_{tg} = 0,7 * \sigma_{tg}$$

$$\tau_{tg} = \frac{Fr}{2*l_{eff}*t}$$

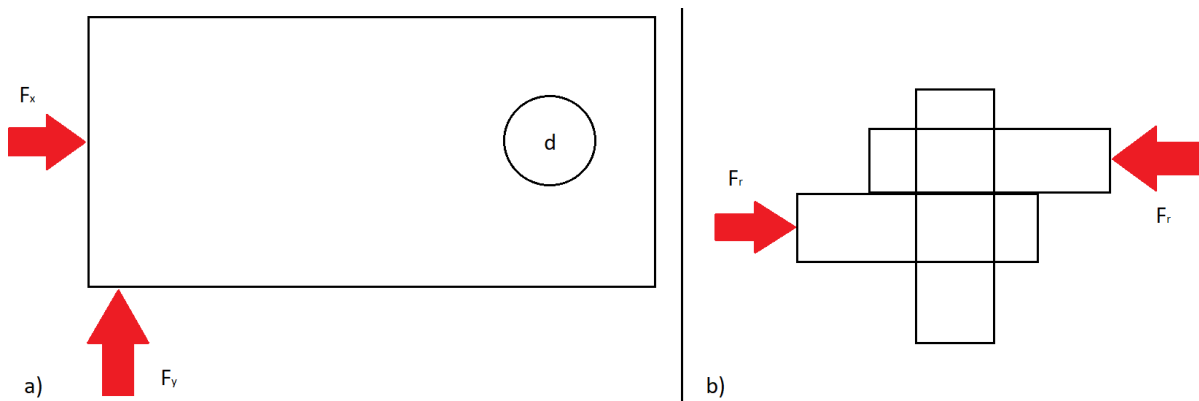
$$\Rightarrow l_{eff} = \frac{Fr}{2*0,7*\sigma_{tg}*t} = \frac{9,17}{2*0,7*156,7*10} = \mathbf{4,18 mm}$$

Kontrollerer om dette gjer at bredda må dimensjonerast opp.

$$d + 2*l_{eff} = 6 + 2*4,18 = \mathbf{14,36 mm}$$

Sett derfor bredda opp til 15 mm.

Her dimensjonerast kingbolten, som forbinder den styrande forstillinga med ramma og som nyttast til å overføre rattbevegelsar til hjulet.



Figur 7.10: Kraftpåverknad på kingbolten: a) sett ovanfrå, med krefter i x- og y-retning. b) Sett frå sida, med resultantkrafta Fr.

Avskjering:

Tillaten skjerspenning er framleis $\tau_{tb} = \mathbf{256 MPa}$.

Forenkler kreftane til ein resultantkraft, Frk, sidan det er eit sirkulært tverrsnitt:

$$F_y = 2,41 \text{ kN}, F_x = 5,50 \text{ kN}$$

$$F_{rk} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mathbf{6,01 kN}$$

Nyttar talet på skjersflatar; $i = 1$ og finn d.

$$\tau_{tb} = \frac{Fr}{A} = \frac{Fr}{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot i}{4}} \Rightarrow d^2 = \frac{94 \text{ mm}^2}{\pi}$$

$$\Rightarrow d = \sqrt{29,92} = 5,47 \text{ mm}$$

Sett diameter til 6 mm.

Kontroller også kingbolten mot torsjon som følgje av sidekrefter i sving:

$$M_k = 1,21 \text{ kNm} = 1\,210 \text{ kNmm}$$

Nytter polar tverrsnittsm modul, W_p , til å finne d :

$$\tau = M_k / W_p = \frac{1210}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}$$

$$\Rightarrow \sqrt[3]{d} = \frac{1210 \cdot 16}{256 \cdot \pi}$$

$$\Rightarrow d = 28,9 \text{ mm} \quad (7.16)$$

Sett diameter til **30 mm** for vidare berekning.

Dimensjonerer tjukkelsen mot hullkanttrykk:

σ_{tg} er framleis **156,7 MPa**,

$$p_h = \frac{Frk}{t \cdot d}$$

$$\Rightarrow t = \frac{Frk}{\sigma_{tg} \cdot d} = \frac{6,01}{156,7 \cdot 30} = 1,27 \text{ mm}$$

Sett tjukkelsen til **5 mm** for vidare berekning.

Dimensjonerer bredda mot brot i grunnmaterialet:

$$\sigma_{tg} = \frac{Frk}{t \cdot (b-d)} \Rightarrow 5b - 150 = 38,35 \Rightarrow b = \frac{188,35}{5} = 37,67 \text{ mm}$$

Sett bredda til 38 mm før vidare berekning.

Finn effektiv utrivingslengde og kontrollerer bredda mot utrivning av grunnmaterialet:

$$\tau_{tg} = 0,7 \cdot \sigma_{tg}$$

$$\tau_{tg} = \frac{Frk}{2 \cdot l_{eff} \cdot t}$$

$$\Rightarrow l_{eff} = \frac{Frk}{2 \cdot 0,7 \cdot \sigma_{tg} \cdot t} = \frac{6,01}{2 \cdot 0,7 \cdot 156,7 \cdot 5} = 5,48 \text{ mm}$$

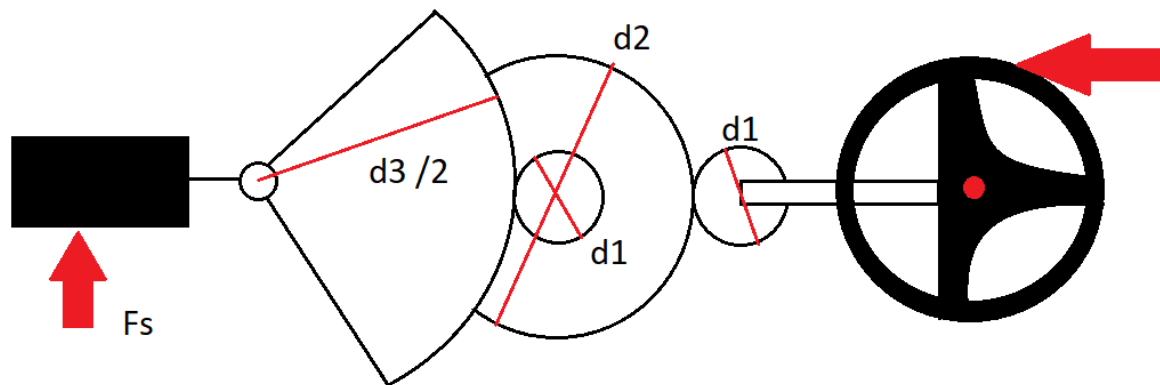
Kontrollerer om dette gjer at bredda må dimensjonerast opp.

$$d + 2 \cdot l_{\text{eff}} = 30 + 2 \cdot 5,48 = \mathbf{40,96 \text{ mm}}$$

Sett derfor bredda opp til **42 mm**.

7.4.3 Styresnekke

Her skal det reknast ut kor stor utvekslinga må vera frå rattbevegelsen til framhjulet, kor store tannhjula må vera og kor store krefter ein kan måtte bruke på å halde igjen rattet blant anna i ein sving.



Figur 7.11: Styresnekke med krefter og diameter på tannhjula.

Det tas utgangspunkt i at ein skal kunne dreie rattet totalt tre rundar rundt, det vil seie:

$$3 \cdot 360^\circ = \mathbf{1080^\circ}$$

Framhjulet vil då kunne dreiest 54° , altså 27° til kvar side. Dette vil gje ein utveksling på:

$$U = 1080:54 = \mathbf{20:1}$$

Momentet som sidekreftene gir om kingbolten er på 1,21 kNm. Etter utvekslinga i styresnekka gjev det eit moment på rattet:

$$M_r = \frac{M_k}{U} = \frac{1,21}{20} = \mathbf{60,5 \text{ Nm}}$$

Med eit ratt med diameter 46 cm gjev det ein kraft som sjåføren må påføra på:

$$F_{sr} = \frac{M_r}{0,23} = \frac{60,5}{0,23} = \mathbf{263 \text{ N}}$$

Det vil seie ein kraft tilsvarende nesten 27 kg i ein slik sving som er gjennomgått, utan nokon form for servostyring.

For å minske plassen styresnekka tar opp vil det minste tannhjulet leggst oppå det midtarste tannhjulet for å få rette utvekslinga med mindre tannhjul. Det leggst opp til at det skal vera utveksling på 4:1 frå tannhjul 1 til 2 og 5:1 frå det vesle tannhjulet på tannhjul 2 til tannhjul 3. For å kunne rekne ut dette må ein første bestemme talet på tenner og modulstorleik.

$$\text{Modul, } m = \mathbf{5} \quad \text{Tenner, } z_1 = \mathbf{14}$$

Modulen er forholdet mellom diameteren og talet på tenner på hjulet. For å finne diameter på hjulet gangar ein modul med talet på tenner(12).

$$m = \frac{d1}{z1} \Rightarrow d1 = m * z1 = 5 * 14 = \mathbf{70 \text{ mm}} \quad (7.18)$$

For å bestemme storleiken på tannhjul 2 nyttast følgjande formlar:

$$U = \frac{d2}{d1} = \frac{z2}{z1}$$

$$U_{1,2} = 4:1 = \frac{d2}{d1} \Rightarrow d2 = 4 * d1 = 4 * 70 = \mathbf{280 \text{ mm}} \quad (7.17)$$

$$U_{1,2} = 4:1 = \frac{z2}{z1} \Rightarrow z2 = 4 * z1 = 4 * 14 = \mathbf{56 \text{ tenner}} \quad (7.17)$$

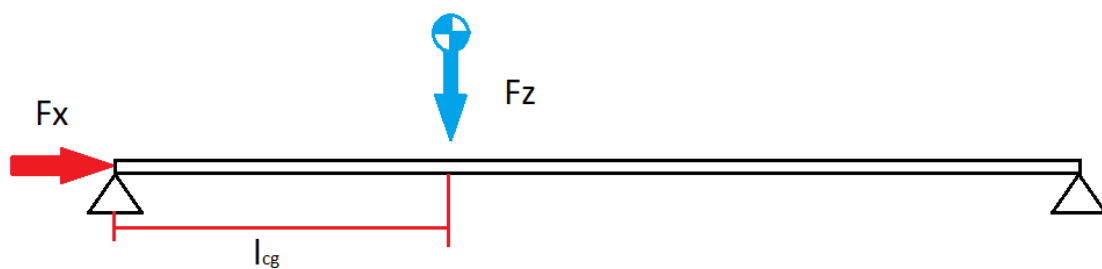
Nytter same formlar for å bestemme storleiken på tannhjul 3, med utveksling mot tannhjul 1 på 5:1:

$$U_{1,3} = 5:1 = \frac{d3}{d1} \Rightarrow d3 = 5 * d1 = 5 * 70 = \mathbf{350 \text{ mm}} \quad (7.17)$$

$$U_{1,3} = 5:1 = \frac{z3}{z1} \Rightarrow z3 = 5 * z1 = 5 * 14 = \mathbf{70 \text{ tenner}} \quad (7.17)$$

7.4.4 Hovudramme

For å dimensjonere hovudrammeprofilen, nyttast situasjonane med «potholes» og i sving. Ramma er forenkla til ei bjelke som er lagra opp og belastningane er forenkla til ein punktlast direkte frå eit tyngdepunkt plassert tilsvarande belastningsforholdet på fram- og bakhjul. I tillegg er den x-retta belastninga plassert på enden av bjelken. Bjelken er satt til å vera 2,2 m lang, for å sørge for eit resultat som er konservativt, med tanke på uvissheta om endelege lengdedimensjonar.



Figur 7.12: Forenkla figur av ramma og kreftane den dimensjonerast etter.

Først må det reknast ut kor kreftene frå tyngdepunktet vil treffe på bjelken.

$$C_z + F_{Nb} = \mathbf{10,90 \text{ kN}}$$

$$l_{CG} = 3,56 \text{ N} / 10,90 \text{ N} * 2,2 \text{ m} = \mathbf{0,72 \text{ m}}$$

Dimensjonerast etter material og profil, rundstål S235:

Dimensjonerer mot normalkrefter:

$$\sigma_t = 156,7 \text{ MPa}, \quad F_x = 5,50 \text{ kN}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{5503}{\pi r^2}$$

$$\Rightarrow r = \sqrt{\frac{35,12}{\pi}} = 3,34 \text{ mm}$$

$$d = 2 * 3,34 = 6,7 \text{ mm}$$

Dimensjonerer mot bøyemoment:

$$M_{b\max} = 10,90 \text{ kN} * 0,72 \text{ m} = 7,85 \text{ kNm}$$

$$W_b = \frac{M_{b\max}}{\sigma_t} = \frac{7,85}{156,7} = 50096 \text{ mm}^3$$

$$W_b = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$$\Rightarrow d^3 = \frac{50096 * 32}{\pi} = 510\,274 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{510274} = 79,9 \text{ mm}$$

Sett diameter til **80 mm** før vidare berekning.

Kontrollerer vald diameter mot knekking og nyttar formel for knekk lengde $0,65 * l$ ved fast lagring på begge ender, etter DNV (71).

Annet arealmoment, I, for vald dimensjon:

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 80^4}{64} = 2\,010\,619 \text{ mm}^4$$

Må bestemme knekk lengde, l_k , ved $0,65 * l$:

$$l_k = 0,65 * l = 0,65 * 2,2 \text{ m} = 1,43 \text{ m} \quad (7.19)$$

Reknar ut treigheitsradius, i :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2010619}{\pi * \frac{80^2}{4}}} = 20 \text{ mm} \quad (7.20)$$

Reknar slankheita på bjelken:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{143}{20} = 71,5 \quad (7.21)$$

Sidan slankheita er under 105, må vi nytte Tetmajers formel for å finne knekkapasiteten, F_{kk} :

$$F_{kk} = \frac{\pi * d^2}{4 * n} * (310 - 1,14 * \lambda) \quad (7.22)$$

n er tryggleiksfaktoren, n = 1,5. Reknar ut knekk-kapasitet for bjelken:

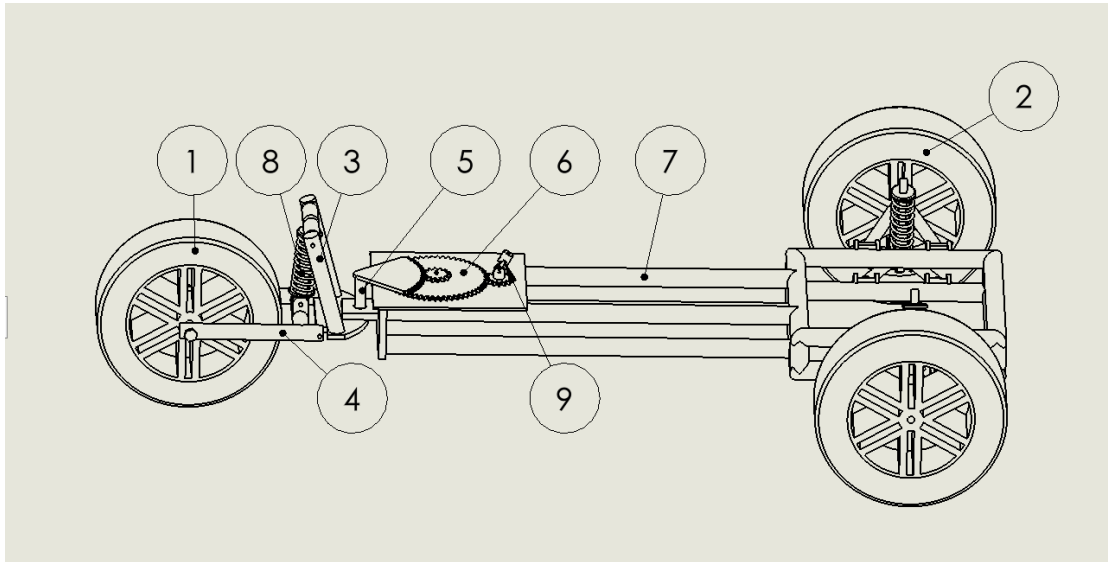
$$F_{kk} = \frac{\pi * 80^2}{4 * 1,5} * (310 - 81,51) = 3,35 * 228,49 = \mathbf{765,4 \text{ kN}} \quad (7.22)$$

Dette er rikeleg med kapasitet mot dei kreftane som finst i desse gitte situasjonane.

8. Utvikling av datagenerert basiskonsept og produktarkitektur i 3D

I dette kapitlet vert det modellerte produktet presentert, først i sin heilheit med namn på delane og i dei følgjande delkapitla er dei enkelte delane delt inn i grupper og presentert.

8.1 Heilskapsversikt



Figur 8.1: Heilskapsteikning for den utvikla løysinga, med nummererte element som er forklart i tabell 8.1.

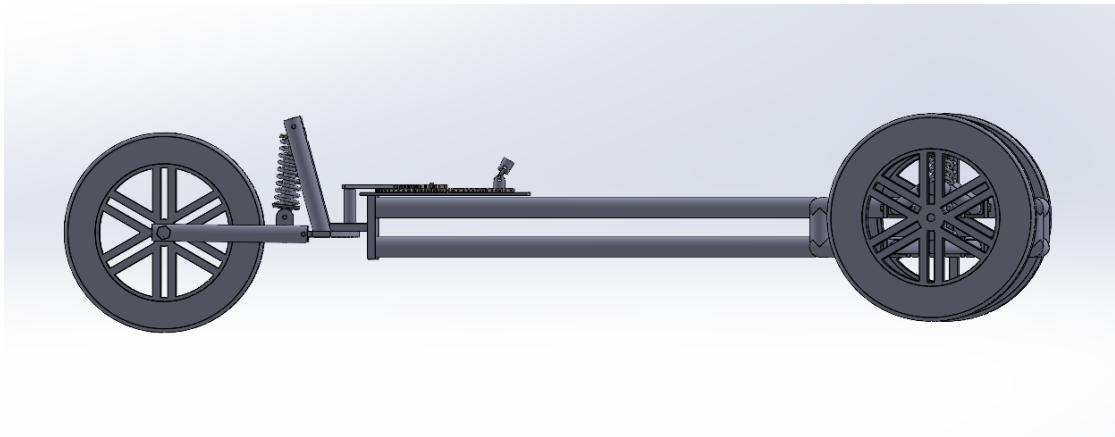
Tabell 8.1: Oversikt over nummererte hovudelement i konstruksjonen.

Del nr.:	Skildring:
1	Gummidekk og felg framme, 145/55R14
2	Gummidekk og felg bak, 165/55R14
3	Øvre bærebri
4	Nedre bærebri
5	Kingbolt
6	Styresnekke
7	Ramme
8	Fjør og dempar
9	Ledda overgang frå rattstamme til tannhjul

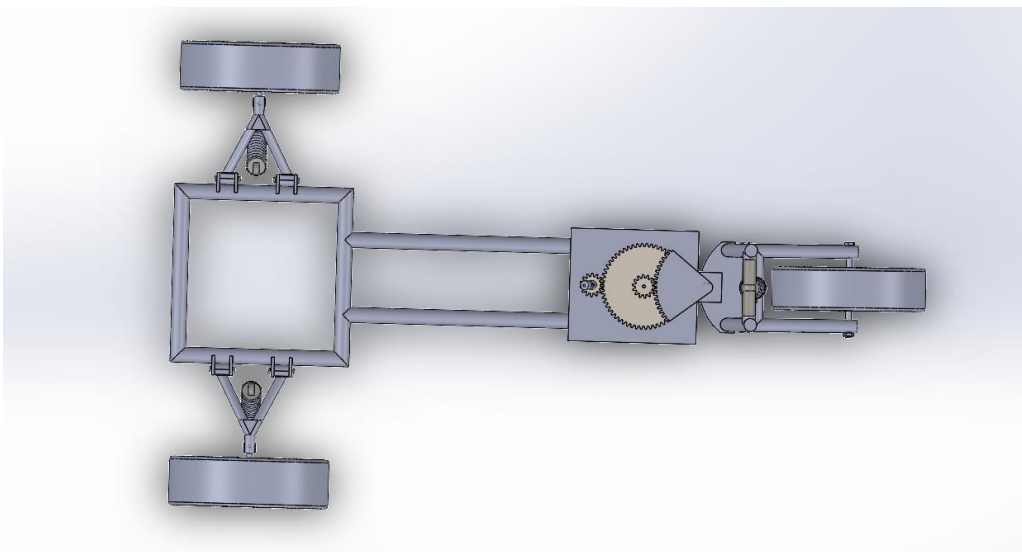
Løysinga er satt saman av delane i tabell 8.1. Delane som står der, med unntak av hjula, har eg utvikla sjølv. Bakstillinga er modellert etter det bakre opphenget til Gisholt (17), er ikkje lista og er lagt til for å skape ein visuell forståing av heilheita av understellet.

8.2 Oversikt i 3D

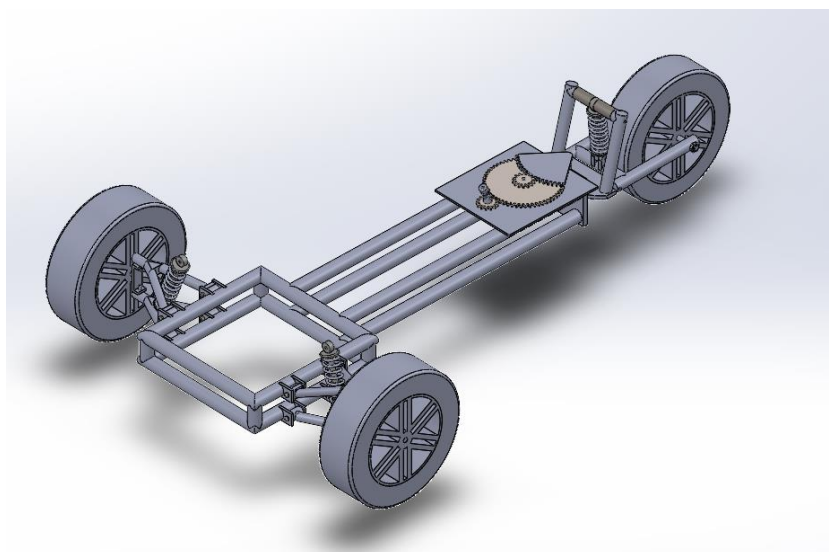
I dette delkapitlet følgjer bilete av løysinga i sin heilskap, frå forskjellige vinklar.



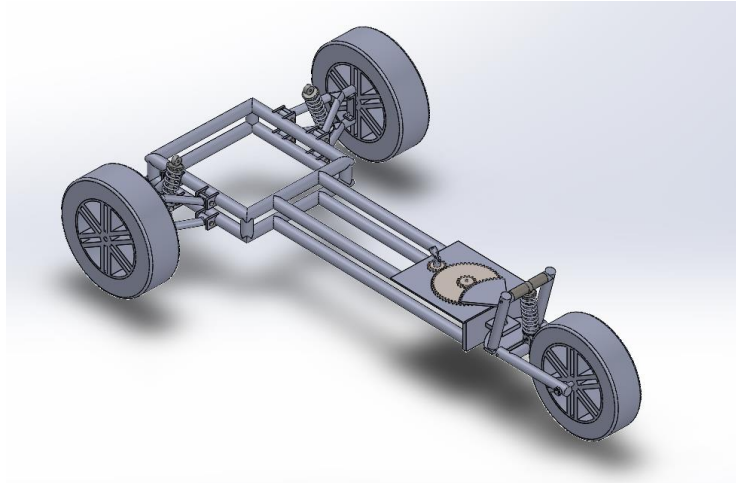
Figur 8.2: Understellsløysinga sett frå sida.



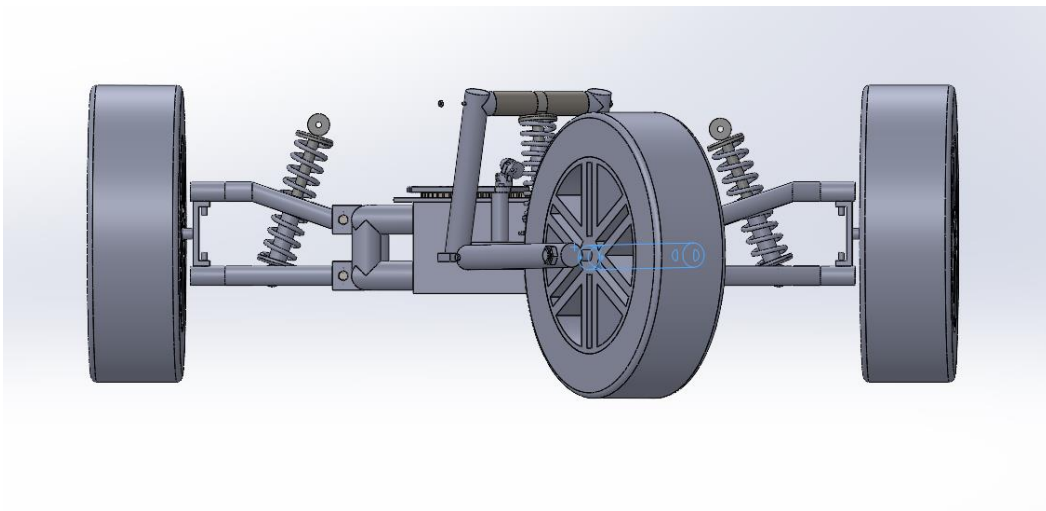
Figur 8.3: Understellsløysinga sett ovanfrå.



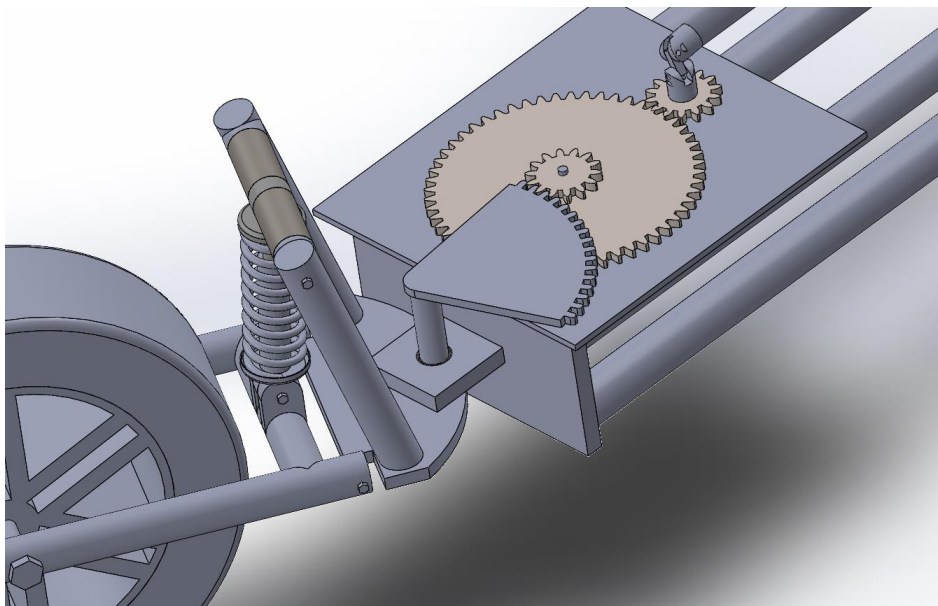
Figur 8.4: Understellsløysinga sett bakfrå på skrå.



Figur 8.5: Understellsløysinga sett framifrå på skrå.



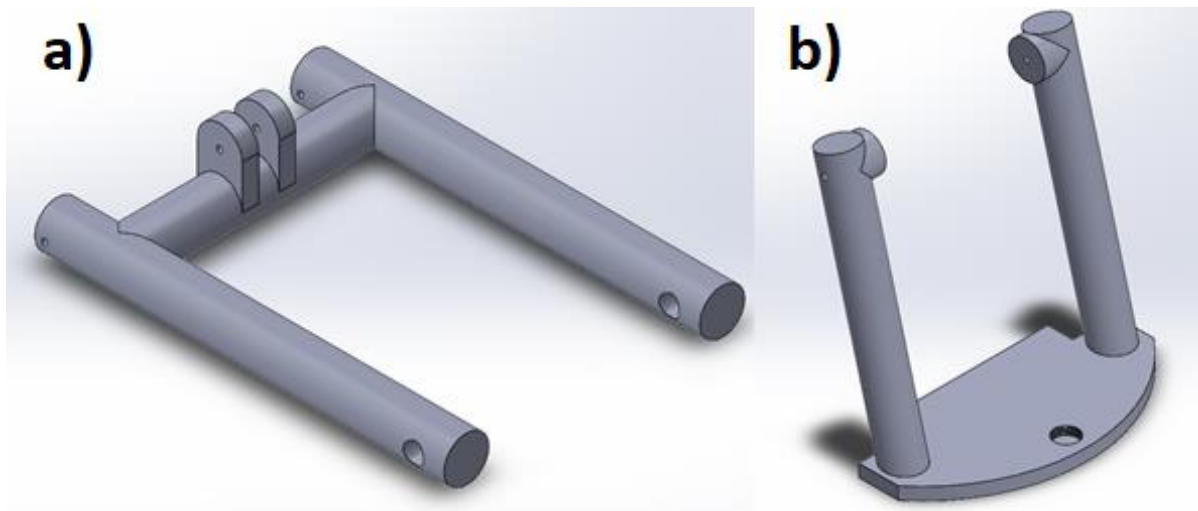
Figur 8.6: Løysinga sett framifrå.



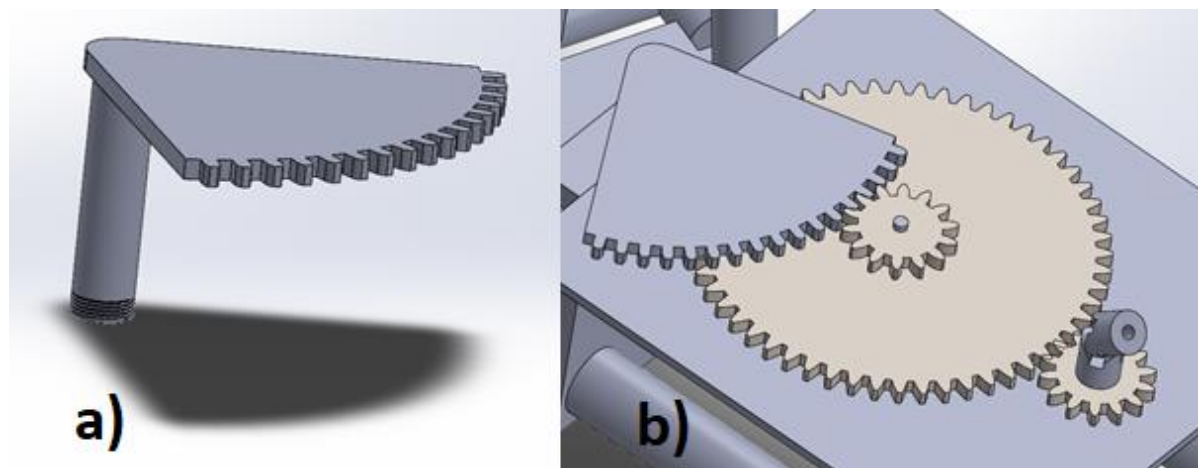
Figur 8.7: Svingeløysinga med styresnekke-kasse.

8.3 Større deler

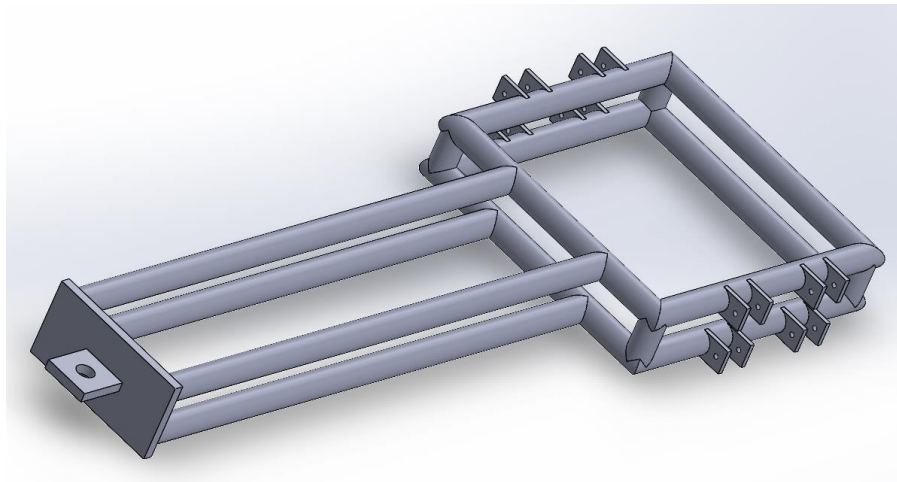
Her visast dei enkelte større hovuddelane av løysinga.



Figur 8.8: Forstillinga bestående av to bærebuer. a) Nedre bærebue med innfesting til framhjulet i framkant, innfesting til dempar på toppen og innfesting til øvre bærebue i bakkant. b) Øvre bærebue med innfesting til dempar på toppen og gjengar i godset til kingbolten.



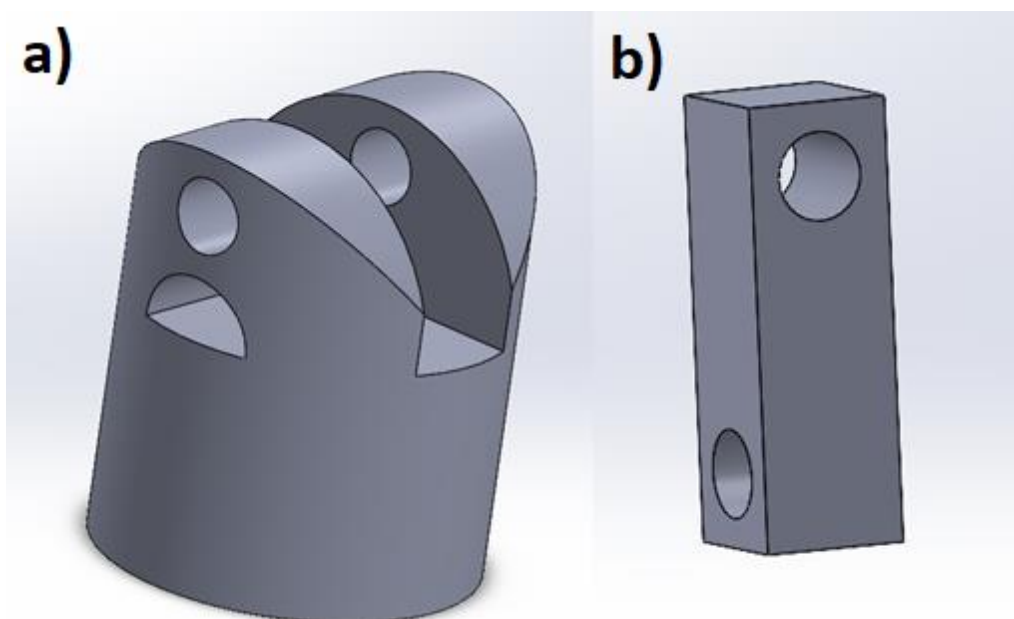
Figur 8.9: a) Kingbolten med ein tannhjulbit i toppen og gjengar i botnen. b) Styresnekkekassa. Til venstre er kingbolten, i inngrep med eit lite tannhjul som har same rotasjon som det store tannhjulet under. Det er i inngrep med det vesle hjulet til høgre, som er koplta til rattet via ei rattstamme.



Figur 8.10: Ramme med innfesting til kingbolten i front, med plass til eit rullelager. Bakarst er det breiare for å få plass til ein eventuell turbinmotor på eit seinare tidspunkt. Innfestingane til det bakre opphenget er ikkje dimensjonerte og er laga for å passe til Gisholt sitt bakre oppheng.

8.4 Mindre deler

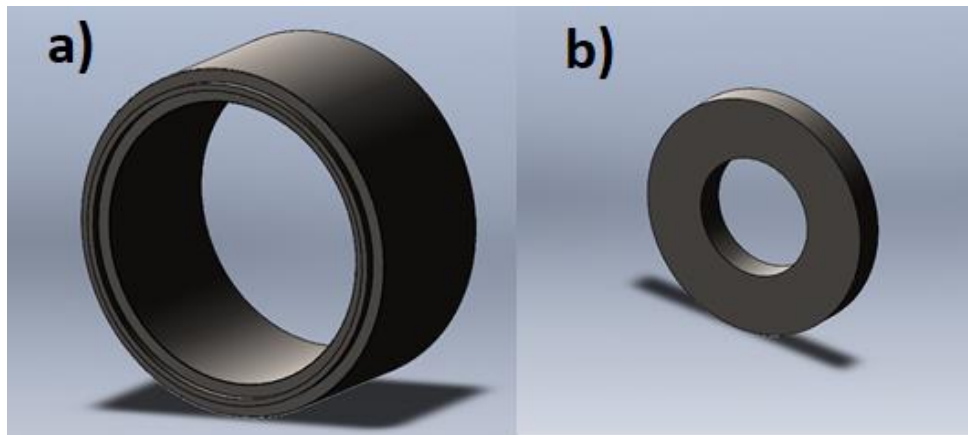
Her visast dei mindre delane som er utvikla.



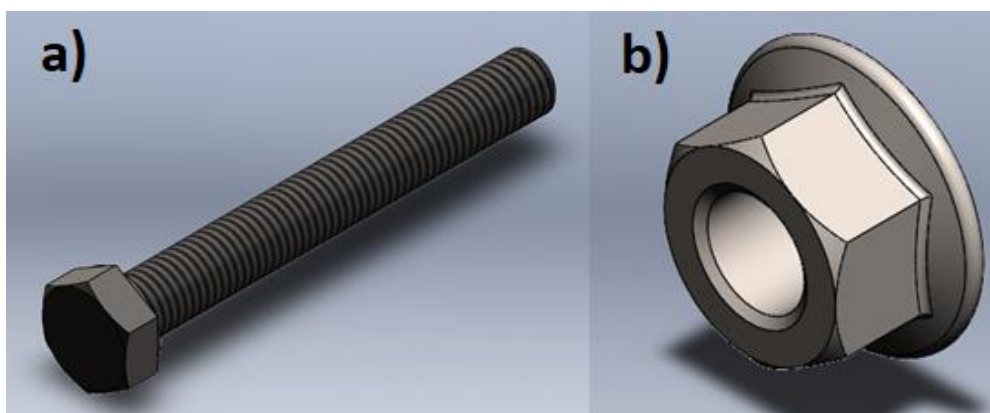
Figur 8.11: a) Endestykke for overføringsleddet mellom tannhjul og rattstamme. b) Midtstykket for overføringsleddet.

8.5 Småkomponentar og innkjøpte deler

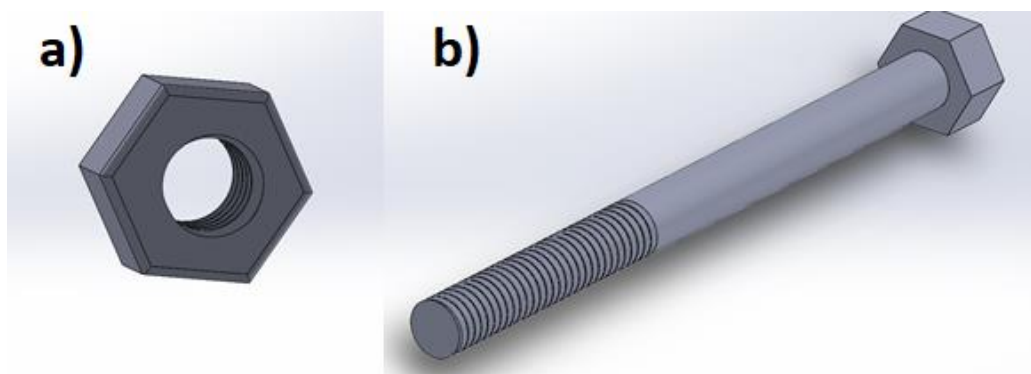
Her presenterast alle små og innkjøpte deler, slik som lager, boltar, muttrar og hjul.



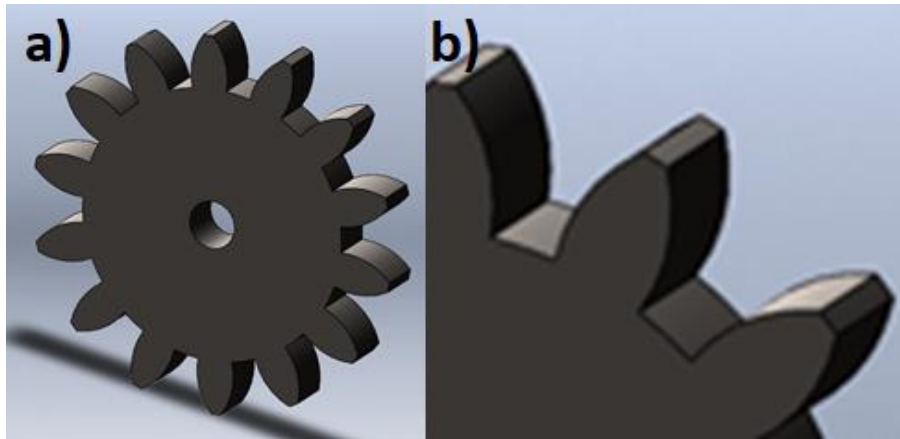
Figur 8.12: a) Lager for kingbolten, monterast i ramma, eit SKF HK3020. b) Ei skive som nyttast i forstillinga.



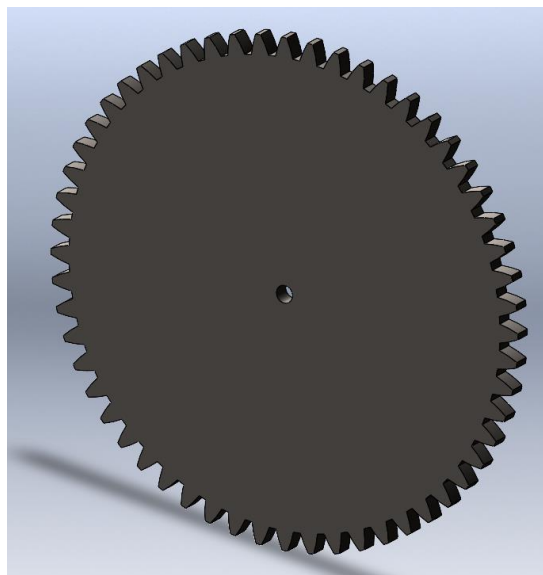
Figur 8.13: a) Bolt til montering av bakstilling, M10x80. b)Mutter for montering av bakstilling, M10.



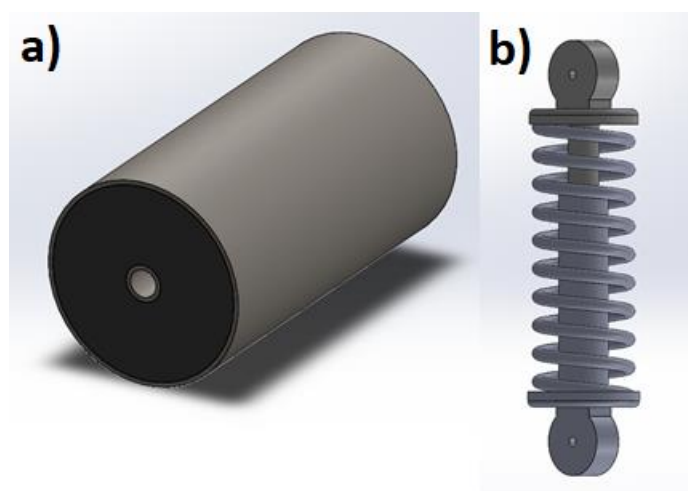
Figur 8.14: a) Mutter for montering av forstillinga, M6. b) Bolt for montering av forstillinga, M6x75.



Figur 8.15: a) Lite tannhjul med 70 mm diameter. b) Zoom på tanna på tannhjulet.



Figur 8.16: Stort tannhjul med 280 mm diameter.



Figur 8.17: a) Fôring for innfesting av dempar i fronten. b) Dempar for frontpartiet.

9. Ekstern input

Ein vesentleg del av IPD er å nytte kvarandre sin kompetanse for å få ein betre prosess og sørge for kvalitetssikring av produktet i tråd med ISO9001. I denne oppgåva har kompetanse frå fakultetet blitt nytta til å seie sin meining og påpeike forbedringspunkt. Kapittelet byrjar med å setje mål og formulere spesifikke problemstillingar som undersøkjast i eksterntesten, fortel kort kven som har vore involvert, korleis testen har gått føre seg og avsluttast med resultatet frå populasjonen.

9.1 Mål med ekstern input

For å strukturere arbeidet med å hente inn ekstern input blir det satt mål for prosessen. Eit overordna hovudmål som fortel kva det ønskjast å få svar på og nokre problemstillingar som fokuserer på meir spesifikke deler og punkter i konstruksjonen.

Hovudmålet med input-arbeidet er å få ein konstruktiv tilbakemelding på berekningar og dimensjonering, oppbygninga av konstruksjonsløysinga og funksjonelle forhold knytt til den. I tillegg er det ønskjeleg med eventuelle forbedringspunkt for løysinga.

Konkrete problemstillingar det ønskjast svar på er:

- Korleis kan overgangen mellom ramme og framstilling konstruerast for å sikre ein robust kopling? Er den noverande løysinga god nok?
- Boltane i framstillinga blir lange, korleis kan ein gå fram for å endre innfestinga av dempar utan å endre for mykje på delane rundt?
- Kva vil verte kritiske element på konstruksjonen, som burde undersøkjast nærare, t.d. i ein FEM-analyse?

9.2 Populasjon

På Fakultet for realfag og teknologi finst det mykje kompetanse over eit breitt spekter, alt frå mekanikk og elektronikk til datavitskap og kvantefysikk. Då er det viktig å sikte seg inn på korrekte individ for å få ein input som er relevant til sitt prosjekt og som gjev eit konkret resultat. I denne eksterntesten vart det innhenta input frå individ oppført i tabell 9.1.

Tabell 9.1: Ekspertar som er nytta til input:

Namn:	Stilling:	Kompetanse:
Henrik Folke Holmberg	Senioringeniør, REALTEK	Spesialist på produktutvikling, SolidWorks og kvalitetssikring.
Egil Stemsrud	Senioringeniør, REALTEK	Spesialist på konstruksjon, berekningar, analyse, sertifisering og tryggleik.

9.3 Framgangsmåte

For å gjennomføre sjøve eksterntestinga har det blitt utveksla e-postar og heldt møter på Microsoft Teams. Restriksjonar i nærområdet grunna korona-pandemien gjorde det ikkje mogleg eller forsvarleg å gjennomføre testane med fysisk oppmøte.

Relevant arbeid vart sendt ut på førehand og vist fram med forklaring på Teams-møtet, samstundes var det opent for spørsmål. Etter min presentasjon av arbeidet vart inputen mottatt og diskutert.

9.4 Resultat og tolking

Eksterntestinga avdekka fleire punkt ved konstruksjonen som treng forbetring og som ein kan vera litt kritiske til. Holmberg var av meininga at kingbolten var eit svakt punkt og at avstivinga rundt den kunne ha vore forbetra. Det var og nokre ugunstige punkt ved utforminga av den øvre bærebua og utforminga av tannhjulet på kingbolten. Dei nemnde punkta vart forsøkt utbetra.

Når det gjaldt endring av innfestinga til demparen vart det utforma eit forslag til ny innfesting etter å ha tatt ei runde med SCAMPER. I tillegg til å forbetre forholda ved demparen førte denne løysinga til ein kortare framstilling totalt sett. Denne endringa vart også gjennomført.

Holmberg var kritisk til at når ein svingar vil ein flytte velteflata for køyretøyet innover mot svingen og dermed svekkast stabiliteten. Denne forskyvinga av velteflata burde minimerast ved å optimalisere lengda på forstillinga, så ein får minst mogleg radius for hjulutslaget. Ein del av løysinga for å korte ned forstillinga ytterlegare kan vera å implementere to demparar i staden for ein, og på den måten trekke framhjulet enda lenger bak.

Det vart ikkje mogleg å få til eit teams-møte med Stemsrud, men etter å ha sett på berekningane sendte han ein tilbakemelding med nokre tips og forbetringspotensiale som vart forsøkt tatt til følgje. Han påpeikte og at det kan vera vanskeleg å angje kva krefter som verkar på eit køyretøy.

10. Robustheit og optimering

Den moderne ingeniør nyttar dataverktøy til det meste. Dagens dataverktøy har mange moglegheiter, både når det gjeld design, analyse og optimalisering. I dette kapittelet blir utvalde delar sett på i ein FEM-analyse, det blir kommentert om praktiske forhold ved bruk og kommentert på miljø og resirkulering.

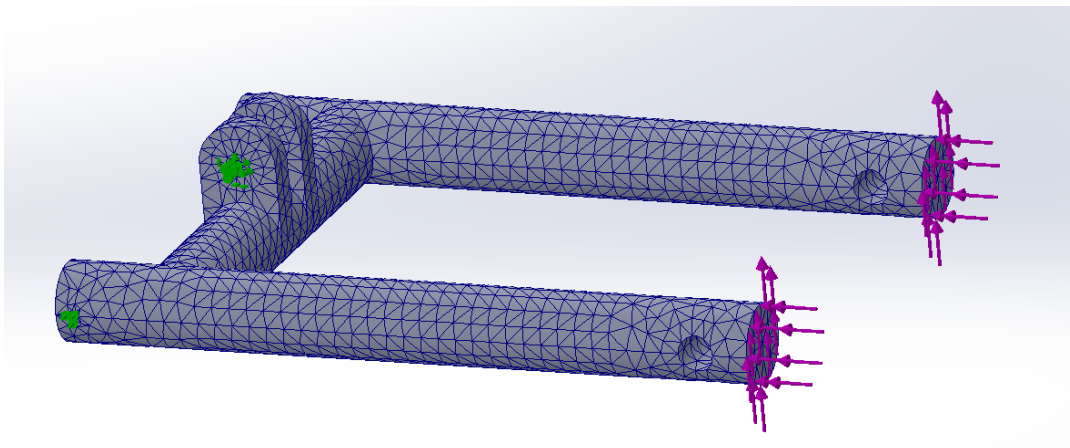
10.1 Styrkeforhold og dimensjonering

I dette delkapittelet blir det nytta FEM-analyse i SolidWorks, for å kontrollere om dimensjoneringa i kapittel 7 var tilfredsstillande. Det blir vist til spenningsplott og deformasjonsplott. Kreftar og friheitsgradar er henta ifrå berekningane i kapittel 7.

Her blir det sett på den nedre bærebua ved eit støyt i eit pothole, i ein statisk analyse.

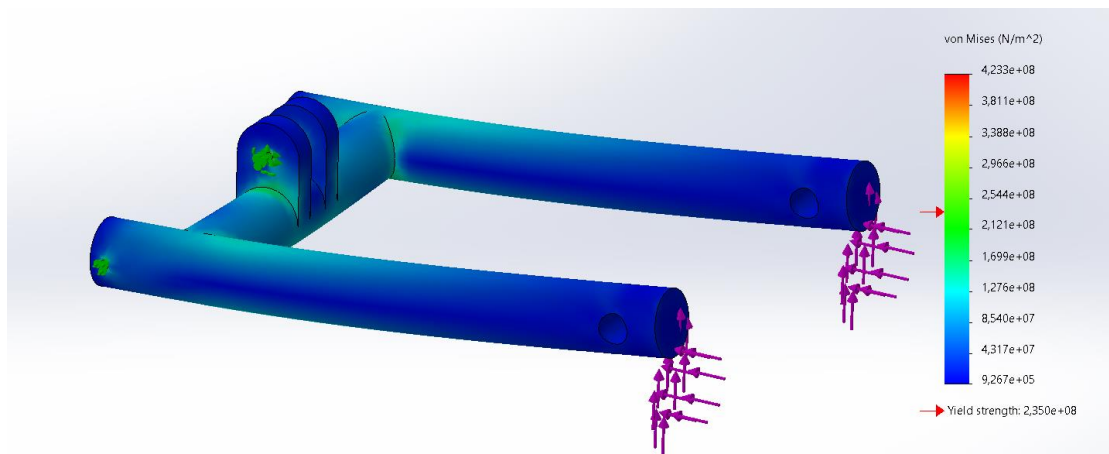
Den nedre bærebua blir satt fast i to punkter, i den bakre innfestinga til øvre bærebru og i innfestinga til demparen. Det blir lagt på krefter i to retningar på enden. I x-retning er krafta 2,75 kN og i z-retning er den 3,67 kN. Desse kan sjåast på figur 10.1.

Det vart lagt inn S235JR-stål som materiale og laga ein mesh med element med storleik mellom 0,5 og 10 mm. Det er og synleg på figur 10.1.



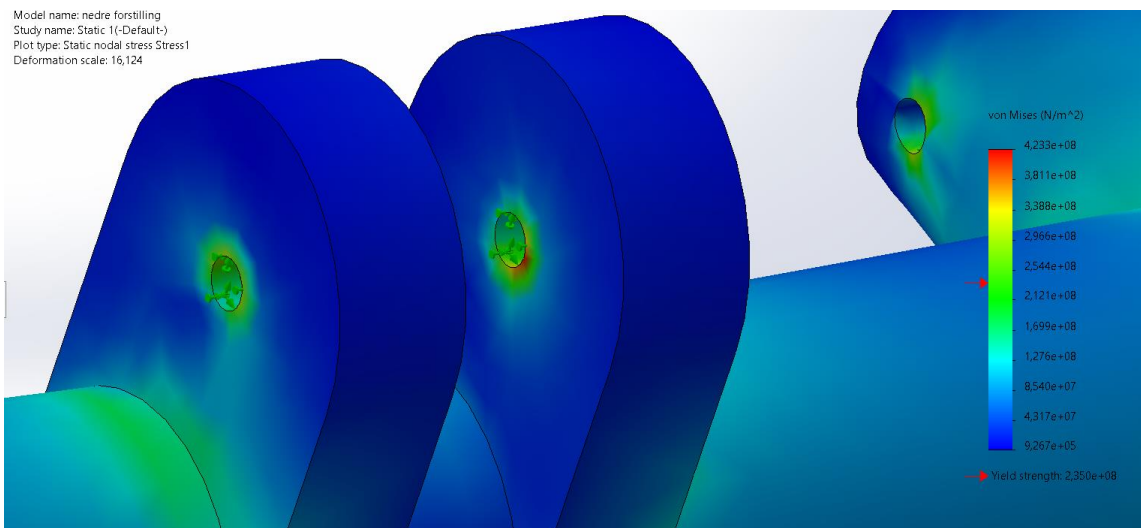
Figur 10.1: Mesh, kreftar og opplagringer for nedre bærebru.

Det er ikkje lagt til radier og sveiser i 3D-modellane, så det kan oppstå nokre singularitetar i analysane som i så tilfelle må undersøkast ved eit seinare tidspunkt. Ein må og hugse på at berekningane er gjort med dei føresetnadane at demparen er heilt trykt inn og at situasjonen då er betrakta statisk.



Figur 10.2: Her visast ekvivalent von Mises-spenning. Maksimalt er den på 423 MPa. Den raude pila visar brotstyrken til materialet.

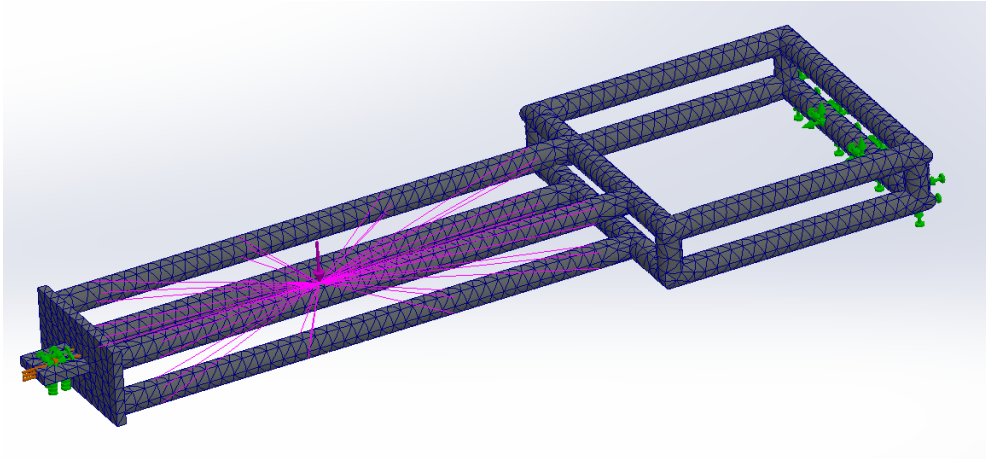
I figur 10.2 visast von Mises-spenninga i modellen. I figuren ser den uproblematisk ut, men skalaen visar at det opptrer spenning på opptil 423 MPa. Dette visar seg å vera i innfestinga på demparen og rundt samanføyinga for demparfestet, sjå figur 10.3. Det er mogleg at dette er på grunn av singularitetar og skjervar, men det er noko som bør undersøkast.



Figur 10.3: Høgaste von Mises-spenninga som opptrer.

Ramma blir analysert slik som den vart dimensjonert i kapittel 7. Ein vesentleg forskjell er at der vart den forenkla til ein enkelt bjelke, medan det her er nytta 4 bjelkar for å ha plass til batteripakkar og turbinmotor.

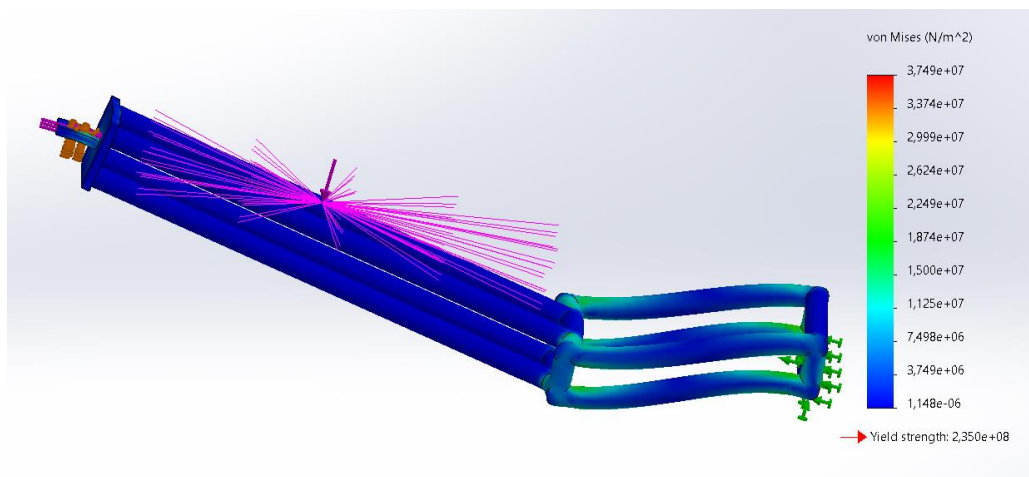
Ramma vart festa i den nedste tværbjelken bak og framme i hølet til kingbolten. Det vart lagt på ei kraft framme på 5,50 kN og ei punktlast eit stykke frå fronten. I kapittel 7 er denne avstanden rekna ut til 0,72 m, men den endelege løysinga er litt kortare og det vart rekna ut ei ny avstand på 0,59 m. Det vart oppretta ein automatisk mesh som kan sjåast i lag med krefter og opplager på figur 10.4.



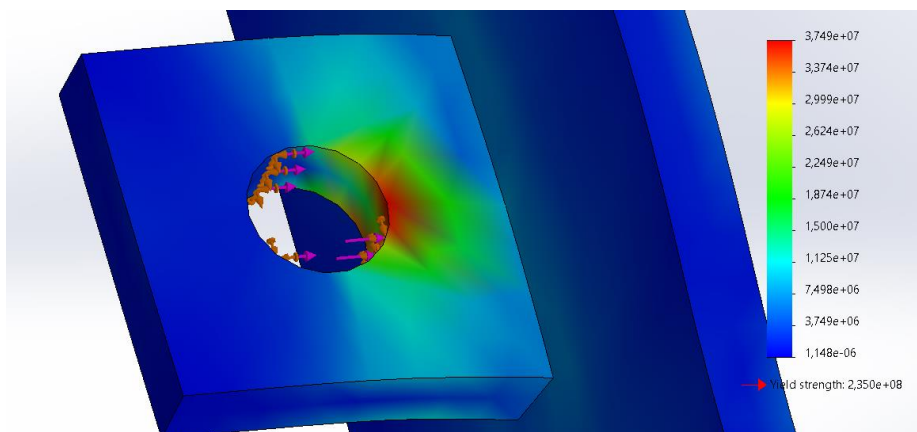
Figur 10.4: Mesh, kreftar og opplager på ramma i FEM-analyse.

Her og er det mogleg at det kan oppstå singularitetar.

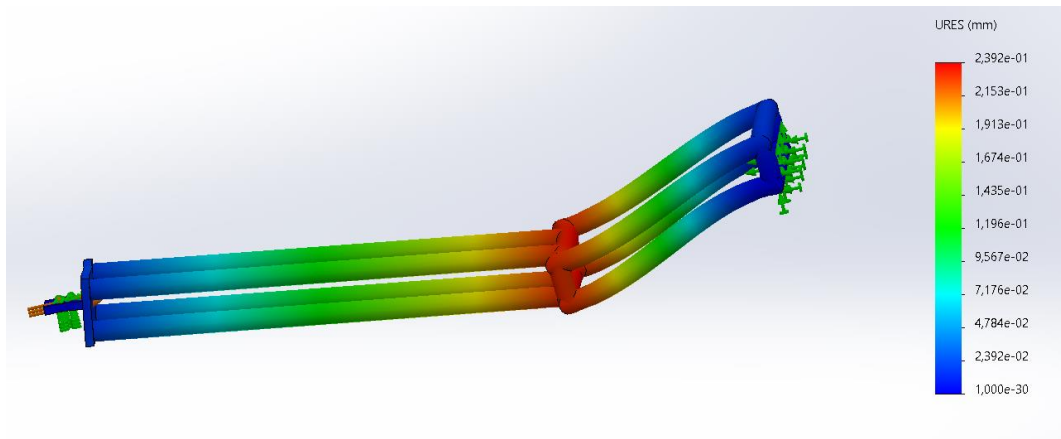
På figur 10.5 ser ein at den maksimale von Mises-spenninga ikkje er høgare enn 37,5 MPa. Dette er godt innafor brotstyrken til materialet. Dei høgaste spenningane opptrer i innfestinga til kingbolten og det er omtrent 11 MPa i hjørna bakarst på ramma.



Figur 10.5: Spenningsplott for ramma, med von Mises-spenning opp til 37,5 MPa.



Figur 10.6: Maksimalt opptreande von Mises-spenning i ramma, ved innfestinga for kingbolten.



Figur 10.7: Deformasjonsplott for ramma. Maksimal deformasjon er 0,24 mm.

I figur 10.7 ser ein kor mykje ramma vil deformerast. På plottet er deformasjonen oppskalert 774 gonger. Deformasjonen er på det meste 0,24 mm.

Analysane visar at det kan vera ein robust konstruksjon, men usikkerheiter kring innfestinga på den nedre bærebua bør løysast opp i før det byggast prototype. Ramma er sterk og mogleg overdimensjonert. Den endelege konstruksjonen vart noko annleis enn det som vart føresett i berekningane, med kortare delar og ein annan demparinnfesting på den nedre bærebua. Samstundes skal ein hugse på at ved eit støyt i eit pothole vil både støytdempar, fjøra og dekket vera med å dempe støyten. Det er også verdt å tenkje på at køyretøyet er lett og ikkje berekna for å ta med seg mykje last.

10.2 Praktiske forhold ved bruk

Når det gjeld bruken av køyretøyet er det anbefalt med jamleg service og vedlikehald. Ein må høyre etter ulydar og kontrollere lager for slark. Lager på kingbolten bør smørast jamleg. Boltar bør etterstrammast, særleg i fronten, der det blir utsett for slag og vibrasjon for kvar tur som køyrast.

Kravet om periodisk køyretøykontroll vil vera gjeldande om køyretøyet registrerast som personbil, men ikkje om det registrerast som motorsykkel.

Det er og anbefalt å vaske køyretøyet jamleg, spesielt med tanke på salt på vegane. Salt og fukt treng inn der det får plass og det er fare for rust. I Noreg kan det vera lurt å ta ein understellsbehandling før ein byrjar å nytte køyretøyet, for å halde skit og salt unna.

10.3 Miljøpåverknad og resirkulering

Det er viktig å ha fokus på miljøet også i produkt- og køyretøyutviklinga. Det er vald å nytte stål i denne konstruksjonen, som har ein høg resirkuleringsgrad og lang levetid. Det er og mogleg å nytte stål med ein stor del allereie resirkulert stål, i staden for nyutvinna stål.

11. Marknadsrendringer

For å få seld produktet må det vera appellerande for potensielle kundar. Det same gjeld eventuelle investorar som vurderer å investere. Då må det lagast fine rendringer av produktet, slik som det blir gjort i dette kapitlet. Det avsluttast med tekniske skildringar.

11.1 Sluttrendringer og visualisering

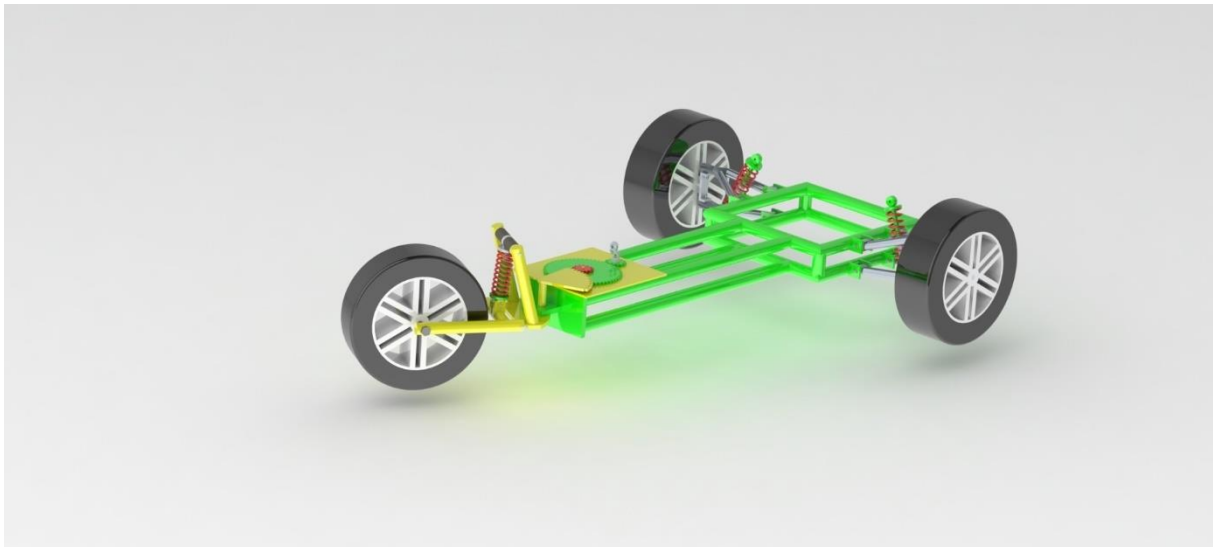
Her blir produktet presentert både med og utan eit karosseriskal, for å visa korleis det kan ende opp med å sjå ut, og for å visa fram den teknologiske utviklinga.



Figur 11.1: Her visar Dolphin fram kor liten plass den tar når den er parkert.



Figur 11.2: Her er den ute og luftar seg utan skal.



Figur 11.3: Dolphin understellet med delta-konfigurasjon.

11.2 Varenamn og firmamerke

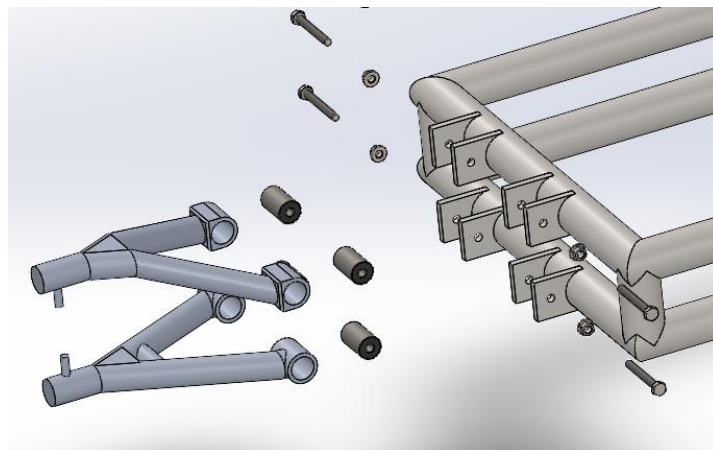
Alle varemerke treng eit namn og ein logo. Denne løysinga døypast Dolphin GTJO3000.

DOLPHIN GTJO3000

11.3 Tekniske skildringar

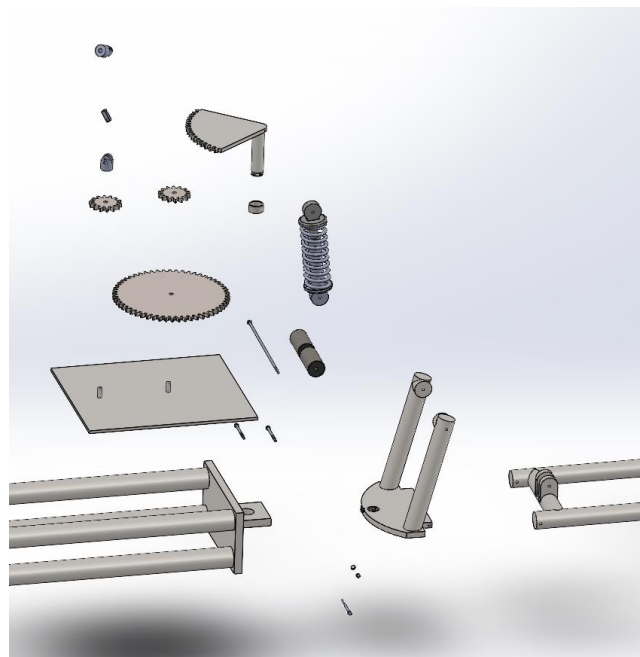
Her skildrast måten ein kan setje saman produktet. Det vil bli gjennomgått trinnvis og nytta eksplosjonsfigurar.

1. For å montere det bakre opphenget til ramma setjast fôringane inn i opphengsarmane før dei tres inn i brakettane og festast med M10x80-boltar og M10-mutrar. Gjenta på andre sida.



Figur 11.4: Eksplosjonsfigur av den bakre delen av understellet.

2. Foran monterast nedre bærebru på den øvre bærebrua med to M6x75-boltar i det gjenga godset på den øvre bærebrua. Demparen festast i den nedre bærebrua i braketten, medan i den øvre bærebrua festast den mellom fôringane med den lange M6-bolten og ein M6-mutter på andre sida.
3. Ramma og bærebrua koplust i lag med kingbolten. Den tres gjennom lageret montert i ramma og skrus ned i botnplata på den øvre bærebrua. Den skal stoppe slik at tannhjulbiten er sentrert i forhold til bærebrua, så ein får korrekt sving.
4. Styresnekkekassa festast på ramma og koplust til rattstamma. Pass på tannhjulas inngrep.



Figur 11.5: Eksplosjonsfigur av framdelen av understellet.

5. Til slutt monterast hjula og ein er klar til å rulle!

12. Produksjon og økonomi

Eit viktig punkt innan innovasjon og produktutvikling er økonomien. Skal ein ha råd til å drive med utvikling og vidareutvikling må ein tene pengar. Då er det viktig å nytte kunnskapen ein har for å halde utgiftene låge. I dette kapittelet blir det først forklart korleis løysinga kan produserast, før utgifter for utviklinga fram til ei prototype blir gjennomgått.

12.1 Produksjonstekniske anbefalingar

Dei produksjonstekniske anbefalingane fortel korleis produktet er tenkt produsert. Teikningane det blir referert til ligg som vedlegg til oppgåva. Det er berre dei eigenutvikla og innkjøpte smådelane som blir skildra i dette kapittelet.

Tabell 12.1: Oppsummering av delanes produksjonsmåtar:

Del:	Skildring:
Ramme	Kappast og sveisast saman
Øvre bærebru	Kappast, borast, gjengar hola og sveisast saman
Nedre bærebru	Kappast, borast og sveisast saman
Kingbolt	Kappast, gjengast og sveisar fast tannhjulet
Styresnekkeplate	Kappast og sveisast
Tannhjul	Kjøpast inn og monterast til plate
Boltar	Kjøpast inn
Mutrar og skiver	Kjøpast inn
Lager	Kjøpast inn

Først må ramma produserast. Den nyttar sirkulært stål med 52 mm diameter. Dette kappast til og sveisast saman etter teikningane. Det kappast til og borast opp eit par platebitar som utgjer overgang og samankoplingspunktet fremst. Desse sveisast saman og sveisast så fremst på ramma. Der monterast lageret til kingbolten i hòlet.

Den øvre bærebrua nyttar ei plate i botnen, som må kappast til og borast hol i til kingbolten, med M30x2.0-gjengar, og det må borast hol til innfestinga av den nedre bærebrua, med M6x1.0-gjengar.

Den nedre bærebrua kappast til av 44 mm sirkulært stål og sveisast saman etter teikningar. Det borast hol for montering av framhjulet og innfesting til den øvre bærebrua. To platebitar kappast til, borast opp for innfestinga av dempar, 6 mm store hol, og sveisast fast.

Kingbolten blir kappast til av sirkulært stål med 30 mm diameter. Tannhjulbiten på toppen blir sveisa fast og det blir laga gjengar nedst på bolten.

Styresnekkeplata blir kappast til og får sveist fast akseltappar til tannhjula. Tannhjula blir kjøpt inn og montert til plata med lager. Dei to som ligg oppå kvarandre låsast saman med ei kile.

Boltar, mutrar og skiver kjøpast inn og monterast når produktet setjast saman. Om ikkje dimensjonane er tilgjengelege burde det vurderast å byggje om til meir vanlege dimensjonar, eller laga boltane sjølv av å kappe av lengre boltar eller kappast til eit gjengestål og sveise eit hovud på seinare.

12.2 Økonomiske sluttvurderingar

Dei økonomiske sluttvurderingane er gjennomført for å estimere kostnaden for å produsere ein prototype og inkluderer utviklingskostnaden. I tabellane som følgjer er kostnadene estimert gruppevis og gjeld berre for det som er utvikla og utgreia i denne oppgåva, slik som det er lagt fram tidlegare.

Kostnadane er gruppert i fire delar:

- Konseptutvikling, som tek ein timepris for timane som er nytta i utgreiing, utvikling, design og rapportskriving.
- Produksjonskostnadar, som tek ein timepris for timane som kjem til å nyttast til å produsere delar og setje saman prototypen.
- Materialkostnadar, som anslår kor mykje det vil koste å kjøpe inn materialar.
- Og standarddelar, som anslår prisen for innkjøp av masseproduserte delar.

Tabell 12.2: Kostnadsestimat for konseptutviklinga:

Konseptutvikling:				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Utgreiingsarbeid	350	-	600	210 000
Utviklingsarbeid	200	-	600	120 000
Design og 3d-modellering	100	-	600	60 000
Ferdigstilling	100	-	600	60 000
Dokumentering	100	-	600	60 000
Delsum, konseptutvikling	850	-	600	510 000

Tabell 12.3: Kostnadsestimat for produksjonskostnadar:

Produksjonskostnadar:				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Konstruksjonsførebuing	15	-	750	11 250
Kapping av profiler	5	-	750	3 750
Boring	2	-	750	1 500
Sveising	8	-	750	6 000
Montering	15	-	750	11 250
Delsum, produksjonskostnader	45	-	750	33 750

Tabell 12.4: Kostnadsestimat for materialkostnadar:

Materialkostnadar:				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Rundstål	-	200 kg	32,6 pr kg	6 520
Stålplate, 360 kg	-	1 stk	24,5 pr kg	8 820
Delsum, materialkostnader	-	-	-	15 340

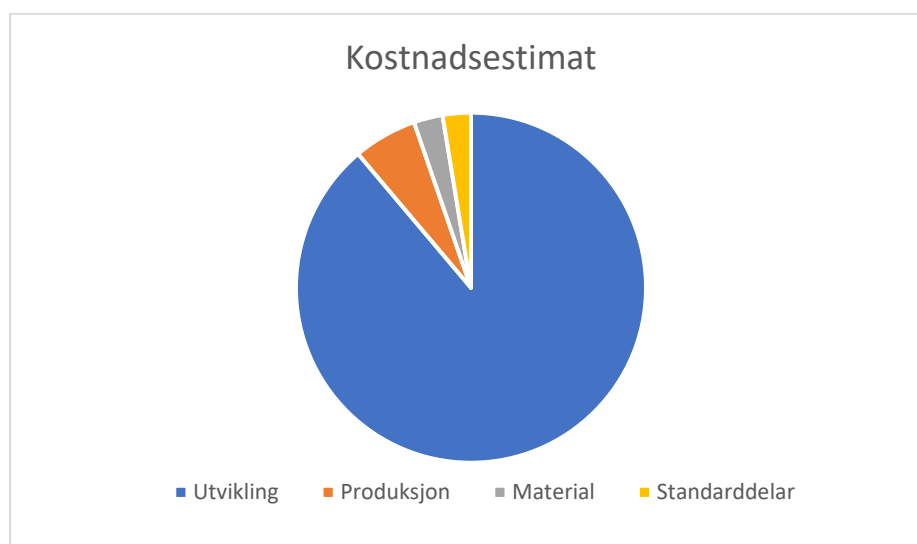
Tabell 12.5: Kostnadsestimat for standarddelar:

Standarddelar:				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Dekk	-	3	1 500	4 500
Felgar	-	3	1 600	4 800
Boltar, mutrar og skiver	-	-	1 000	1 000
Lager, SKF HK3020	-	3	800	2 400
Støytdeparar	-	3	750	2 250
Delsum, standarddeler	-	-	-	14 950

Tabell 12.6: Oppsummering av kostnadsestimata:

Kostnadsgruppe:	Delsum:
Konseptutvikling	510 000
Produksjonskostnadar	33 750
Materialkostnadar	15 340
Standarddelar	14 950
Totalsum, prototype:	574 040

Totalt vert det estimert at det kjem til å koste rett i overkant av 574 000 kroner for å utvikle og byggje ein prototype av løysinga. Som ein kan sjå i figur 12.1 står konseptutviklinga for den aller største delen av kostnadene. Om produktet skulle kome over i serieproduksjon ved eit seinare tidpunkt er det sannsynleg at prisar for standarddelar og materialar vil gå ned ved større bestillingar. I tillegg er utviklingskostnaden ein eingongssum som vil fordelast over alle produserte einingane, slik at kostnaden per eining blir stadig lågare. Allereie ved to produserte einingar vil utviklingskostnaden vera halvert til 255 000 kroner per eining.

*Figur 12.1: Kakediagram over kostnadsestimatet, inndelt i grupper.*

13. Prosessevaluering og drøfting

I dette kapitlet drøftast og evaluerast heile utviklingsprosessen i fasevise trinn. Det blir gått gjennom fleire aspekt ved arbeidet og drøfta usikkerheiter med prosessen.

13.1 Læring og kompetanseutvikling

Eit slikt avsluttande arbeid skal innebere mykje læring, noko som kan kome i fleire formar. Eg har lært både gjennom undersøking av teori og teknologi, gjennom rettleiingstimar og møter om ekstern input, gjennom praktisk gjennomføring av oppgåva og av å gjere feil i løpet av prosessen.

Det har vore vanskeleg å planleggje tidsbruken, og den første planen som vart lagd var nokså optimistisk og tok ikkje høgde for ytre påverknadar på motivasjon og hendingar som tek tida frå deg. Eg har lært at prosessplanlegginga må koma i gang tidlegare, og at ein kan bli nøydd til å leggje delar av prosjektet til side ei stund for å oppretthalde framdrifta.

Samstundes har utforming av spesifikasjonar, berekningsarbeid og konseptutviklinga krevja ein del meir tid enn det først vart framsynt. Det same gjeld teikninga og modelleringa, då det endelege løysingsvalet vart litt meir komplisert i oppbygging enn det vart planlagd.

Det kom fram mange spørsmål knytt til berekningsgrunnlaget og det har vore nødvendig å gjere ein del forenklingar både ved situasjonane og berekningane.

Eg har og lært meir om dei ingeniørmessige sidene av produktutvikling, som berekningar, analysar og korleis ein kan nytte produktutviklingsmetodikken på fleire måtar.

I løpet av prosessen har det vore både lærepengar og spennande kunnskap å hente. Eg tykkjer at det har vore morosamt å lære om mange forskjellige uortodokse køyretøy og korleis kompliserte system kan verke som relativt enkle. Det har vore nyttig å lære meir om køyretøydynamikk og kva ein må tenkje gjennom når ein skal utvikle nye delar og heile køyretøy. I tillegg har eg fått nytte meir av metodikk som eg ser på som høgst relevant for arbeidslivet, der noko av den verkar å vera uavhengig av om ein arbeider med konkrete produkt og produktutvikling eller med noko anna, som tenester og konsultasjon.

Totalt sett har prosessen vore ein lærerik og nyttig erfaring som har forberedt meg ytterlegare til livet vidare.

13.2 Utgreiingsfasen

Utgreiingsfasen er det som gjerast frå innleiinga fram til og med spesifikasjonane. Det vil seie dei fem første kapitla. Innleiinga tok litt for lang tid og det var vanskeleg å finne fram til andre liknande løysingar og å vite kva søkeord som gav dei mest relevante treffa. Difor kom planlegginga for seint i gong og planen som då vart lagd var for optimistisk.

Grunna koronarestriksjonar har biblioteka og lesesalane vore stengte deler av tida og det har difor vore vanskeleg å få tilgang til teori med sikre kjelder og andre studentar å diskutere med. Til dømes er effekten på Daihatsu Midget i delkapittel 1.3 henta frå Wikipedia, der den er oppgitt til 159 hestekrefter, noko som verker høgt for ein så liten motor. Det var og forskjellige tal oppgitt på måla til fleire av køyretøya som vart nytta i kapittel 5.

13.3 Utviklingsfasen

Utviklingsfasen går frå funksjonsanalysen og ut valet av løysing.

Der det i byrjinga var vanskeleg å finne relevante løysingar var det vanskeleg å snevre inn alternativa for dei forskjellige delløysingane når ein kom til seleksjonsprosessen. Når ein blir gjeven ganske frie taumar kan det verta overveldande mykje som verkar interessant å prøve seg på å utvikle og det er ikkje sikkert at den beste løysinga kom med til seleksjonsprosessen.

Når det skulle selekterast var det ikkje like lett å setje poenga på dei forskjellige alternativa, då det sjeldan blir oppgitt konkrete forskjellar når noko sjåast på som dyrt eller rimeleg. For nokre av alternativa vart det veldig jamt, og det kan difor tenkjast at nokon andre hadde satt poenga litt annleis og fått ei anna, mogleg betre, løysing.

13.4 Analysefasen

Analysedelen inneber berekningar og dimensjonering, materialval, analyser og økonomiske vurderingar.

I berekningane er det mykje usikkerheit, spesielt knytt til kor store belastningar konstruksjonen kan bli utsett for. Difor måtte det gjerast ein god del forenklingar for situasjonane som det vart dimensjonert mot. Dette kan ha gjeve eit urealistisk resultat på nokre av berekningane. Eg tykkjer sjølv at bolt diameteren som vart rekna fram for boltane som skulle helde demparen og bærebua var veldig liten, sjølv når den vart sett opp med omtrent 40 % til 6 mm for vidare berekning, verkar dette å vera upraktisk lite.

FEM-analysane visar stort sett ein robust konstruksjon, men det er ein høg von Mises-spenning ved demparfestet på den nedre bærebua. Dette kan vera ein singularitet, men det kan og hende at spenninga er så høg at det er fare for at konstruksjonen ikkje held. Det vart ikkje gjennomført berekningar mot von Mises i berekningane, så det er ikkje mogleg å samanlikne analysen mot hand-rekning.

I FEM-analysen til ramma tykkjer eg det er ein rar form på deformasjonsplottet, der dei fremste bjelkane er heilt rette bakover til konstruksjonen blir breiare. Det kan vera at punktlasten som vart nytta i berekningane ikkje har vorte satt inn på ein måte som gjev eit samanliknbart resultat i analysen. Kingbolten kunne også ha vore analysert i ein FEM-analyse, eventuelt heile konstruksjonen.

Dei økonomiske vurderingane er grove anslag og tek utgangspunkt i timebetalingar og prisar på standarddelar som kan vera feil. Det utgjer truleg ikkje eit stort utslag på kostnadane, sidan den aller største biten er utviklingskostnadane, der eg har satt min eigen timepris.

Aluminium kunne ha vore nytta meir i utviklinga, sidan det er eit ganske lett materiale og køyretøyet skal vera eit lite og lett køyretøy. Fordi det skal vera eit lite køyretøy i tillegg, falt valet på stål, som kan tilby ei større styrke per areal og difor ville tatt mindre plass. Det kan undersøkjast vidare om nokre av delane kan lagast i aluminium i staden for.

13.5 Ferdigstillingsfasen

Ferdigstillingsfasen består av sluttarkitekturen, produksjonstilvisingar og tekniske anbefalingar.

Den endelege løysinga som vart modellert og satt saman er ikkje feilfri. Sidan den svingar om eit knekkpunkt vil den flytte velteflata til køyretøyet i den retninga det svingar. Samstundes vil sentrifugalkrafta prøve å skyve deg utover og dette aukar faren for velt. Kor mykje det vil utgjere i praksis er vanskeleg å seie før ein veit meir om korleis førarkupeen blir konstruert og montert, for då kan ein vite meir om kor tyngdepunktet vil ligge.

Noko av inputen frå Holmberg gjekk på dette med velt når denne løysinga svingar, og vi fekk endra litt på utforminga for å korte ned avstanden frå fronten og bak til knekkpunktet. Det vart spurt om det var mogleg med to støytdemparar i staden for ein for å korte ned ytterlegare. Eg trur det er mogleg å korte ned enda meir, til dømes kan ein og sette på eit mindre hjul.

Elles kan det utgreiast for moglegheita for å montere tilt på køyretøyet, så ein får endå betre stabilitet. I så fall er det nok viktig å huske på at når ein svingar vil framhjulet svinga seg ned mot bakken og bli belasta enda meir frå konstruksjonen. Det kan tenkast at det er mogleg å implementere tilt på bakhjula og resten av kroppen, medan framhjulet held seg vertikalt ved å tilte på to støytdemparar på forstillinga.

Samankoplinga mellom ramma og forstillinga er eit naturleg fokuspunkt på denne konstruksjonen og er nøydd til å vera sterk nok. Eg tenkjer at utforminga skulle ha vore gjort litt annleis, med to koplingspunkt frå den eine delen, så ein får auka stivheita og redusert faren for unødig slitasje og slark.

Konstruksjonen manglar nokre detaljar, slik som skiver på boltane. Det må og dimensjonerast korrekte demparar for både forstilling og bakstilling.

14. Konklusjon

I dette kapitlet blir heile prosjektet konkludert og det blir svara på om måla som vart satt har blitt nådd. Dei konkrete resultatane blir gjennomgått og anbefalingar for løysinga blir lagt fram. Til slutt blir det foreslått arbeid som kan gjerast vidare med produktet.

Gjennom dette prosjektarbeidet har det blitt utvikla og konstruert ei ramme- og understells-løysing med forslag til styringsløysing via framhjulet for delta-varianten av Dolphin-konseptet. Det har blitt utført grunnlagsberekningar med omsyn til utvalde maksimale belastningar, modellert ei løysing i 3D, nytta FEM-analyse og henta inn eksterne innspel. Løysinga vil kunne fungere som ein grunnmodul for alle Dolphin-variantane og vil kunne mogleggjere enkel tilkopling og bruk av ein felles førarplassmodul.

14.1 Resultat og anbefalingar

I dette delkapitlet gjennomgåast resultatane i form av dei fysiske dimensjonane på løysinga, funksjonane den innehar, materialet og anbefalingar for bruk.

Den endelege løysinga er:

- lågbygd utforma
- har ein svak ledda styring
- svingar med ein styresnekke-inspirert tannhjuls-kasse, med utveksling på 1:20
- er fjøra med ein kombinert fjør og dempar
- konstruert i stål av kvalitet S235.
- Dei endelege fysiske måla er spesifisert i tabell 14.1 under.

Tabell 14.1: Fysiske mål for endeleg løysing:

Mål:	Dimensjon:
Lengde	2 563 mm
Bredde	1 562 mm
Høgde	320 mm, frå botn av ramma til toppen av bærebua
Vekt	225 kg, utan hjul

Anbefalingar:

- Løysinga er lågbygd og kompakt, samstundes som den har tatt omsyn til løysingane som tidlegare arbeid på drivline har utvikla. Det er difor anbefalt at denne løysinga takast med til vidare utvikling og at det tas omsyn til tidlegare utvikling i prosjektet.
- Ramma er robust og kompakt og anbefalast som eit godt grunnlag for vidare utvikling av understell til alle Dolphin-produkta.
- Løysinga er lett til tross for stålets høge densitet og er anbefalt som delta-utforma understell til Dolphin Sky.
- Det er anbefalt å hugse på veltefaren forbundet med eit trehjuls-køyrerøy og sørgje for at ein anten har stor nok svingradius eller låg nok hastigheit når ein køyrar langs hovudvegane.

14.2 Videre arbeid

På grunn av masteroppgåvas natur med avgrensa tid er det framleis att arbeid som bør gjerast med produktet før det byggjast prototype. Blant det som bør gjerast er å:

- Legge til detaljar som skiver og gjere berekningar knytt til standardiserte delar og dempesystem.
- Undersøkje om nokre av delane kan lagast i aluminium.
- Utreie og berekne samanføyingar.
- Utføre eit grundigare kostnadsestimert og estimere kostnad for serieproduksjon.
- Undersøkje og kontrollere høge opptreande von Mises-spenningar i FEM-analysen.
- Utreie moglegheiter for tiltesystem.
- Utføre ytterlegare FEM-analyser.
- Utføre ytterlegare berekningar for dei modellerte og meir detaljerte delane.
- Utreie, dimensjonere og utvikle bremsar og akselmontasje for framhjul.
- Utføre dynamiske berekningar, utmattingsberekningar og simulasjonar.
- Utreie samankopling til førarkupé.
- Tilverke ein prototype.

15. Kjelder

Kjeldekapittelet vert delt i to delar, der den første delen er skriftlege kjelder og den andre delen er nettkjelder. Dei skriftlege kjeldene har vorte mest vektlagd gjennom dei ulike delane av rapporten.

15.1 Skriftlege kjelder

8. EU, Council of the European Union, «*Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles*», 1991, 106 s.
9. EU, Council of the European Union, «*COMMISSION REGULATION (EU) 2016/646*», 2016, 22 s.
10. Wolf, T., Petterson, L.H., Esau, I.: «*Spredning og konsentrasjonsdannelse av NO₂ og PM_{2.5} i Bergen sentrum*», teknisk rapport, NERSC, Bergen, 2016, 84 s.
14. Falstad, Henrik,: «*Dolphin Sky: Videreutvikling av propellkonfigurasjon, sammenfoldbare propellsystem og sikkerhetsfunksjoner*», Mastergradsoppgåve ved NMBU, Ås, 2019, 159 s.
15. Aronsen, S. A.: «*Utvikling av førerkupé og førerplass for Dolphin Sky, Fase 2*», Mastergradsoppgåve ved NMBU, Ås, 2020, 157 s
16. Aasheim, J. F.: «*Dolphin Family, Del C: Utvikling av ramme og hjuloppheng for 3-hjulskjøretøy*», Mastergradsoppgåve ved UMB, Ås, 2011, 214 s.
17. Gisholt, E.: «*Utvikling av elektrisk drivlinje for Dolphin*», Masteroppgåve ved NMBU, Ås, 2019, 200 s.
18. Hanssen, J. H. «*Dolphin Duo 1+1: Utvikling av hjuloppheng for lettvektskjøretøy*», Mastergradsoppgåve ved NMBU, Ås, 2014, 159 s.
23. Kiessler, B.W.: «*Daihatsu-Automobile: Erfahrung für die Zukunft*», Südwest, Tyskland, 1. utgåve, 1992, 149 s.
33. Andersen, E.S, Grude, K., Haug, K.: «*Målrettet prosjektstyring*», 7. Utgave, NKI-Forlaget, Oslo, 2015, 285 s.
34. Hunt, D. V.: «*Reengineering: Leveraging the Power of Integrated Product Development (Executive Breakthrough Series)*», Wight (Oliver) Publications Inc., Sacramento, California, USA, 1993, 256 s.
35. Eversheim, W.: «*Innovation Management for Technical Products: Systematic and Integrated Product Development and Production Planning (RWTH-edition)*», 1st edition, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, Tyskland, 2009, 444 s.
36. Pugh, S.: «*Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering*», Addison-Wesley Publishing Company, Michigan, USA, 1991, 278 s.

37. Pugh, S., Clausing, D. & Andrade, R.: «*Creating Innovative Products Using Total Design*», Addison-Wesley Longman Publishing Co., Boston, MA, USA, 1996, 544 s.
38. Akao, Y.: «*Development History of Quality Function Development*», Asian Productivity Organization, Tokyo, Japan, 1994, 365 s.
39. Osborn, A.: «*How to think up*», McGraw-Hill, University of Virginia, 1. utgåve, 1942, 38 s.
40. Osborn, A.: «*Applied Imagination: Principles and Procedures of Creative Problem-Solving*», Charles Scribner's Sons, 1. utgåve, 1953, 317 s.
41. Baxter, M.: «*Product Design (Design Toolkits)*», 2nd Reprint, CRC Press, (1995)/ Nelson Thorne Ltd, Cheltenham, United Kingdom, 2001, 308 s.
42. Bosch, R., «*Bosch Automotive Handbook*», Robert Bosch GmbH, Tyskland, 9. utgåve, 2014, 1544 s.
43. Reimpell, J., Stoll, H., «*Automotive Chassis: Engineering Principles*», Elsevier, 2. utgåve, 2001, 460 s.
44. Bøe, J.K., «*Traktorer og basismaskiner*», Ås, 2005, 417 s.
45. Tipler, P.A., Mosca, G., «*Physics For Scientist and Engineers*», W. H. Freeman and Company, New York, 6. utgåve, 2008, 692 s.
46. Meriam, J.L., Kraige, L.G., «*Statics*», John Wiley & Sons, Inc., Virginia, 7. utgåve. 2013, 523 s.
58. Leandersson, C. F.: «*Dolphin Family, del D: Konseptualisering og design av overchassis for et trehjuls lettvektskjøretøy*», Mastergradsoppgåve ved NMBU, Ås, 2012, 131 s.
61. Motor Magazine: «*The Regal is dead...long live the Robin*», Temple Press, Vol. 3708, 1973, side 18–19.
68. Johannessen, J.: «*Tekniske tabeller*», 2. utgave, Cappelen, Oslo, 2002, 158 s.
69. Kamal, M. B., Subramania, G. S., Baladhadrani, N., Oery, T., «*Simulation of Vehicle Pothole Test and Techniques Used (Prediction of Aluminium Wheel Distortion under Pothole Impact)*», FCA US LLC, 2016, 10 s.
70. Happian-Smith, J., «*An Introduction to Modern Vehicle Design*», Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 2002, 585 s.
71. DNV, «*Classification note 30.1: Buckling Strength Analysis*», DNV GL, 2004, 16 s.

15.2 Nettkjelder

1. Innenlands transport: <https://www.ssb.no/statbank/table/03982/tableViewLayout1/>
Besøkt: 01.02.21
2. Registreringsdata bilparken: <https://www.ssb.no/bilreg>, Besøkt: 29.01.21

3. Registreringsdata befolkning:
<https://www.ssb.no/befolkning/statistikker/folkemengde/aar-per-1-januar> Besøkt: 29.01.21
4. Utslepp til luft: <https://www.ssb.no/natur-og-miljo/statistikker/klimagassn> Besøkt: 30.01.21
5. Verdas befolkning: <https://www.fn.no/tema/fattigdom/befolkning> Besøkt: 06.02.21
6. Bilkø: <https://www.tv2.no/a/9870455/> Besøkt: 03.03.21 Bilete av Erik Johansen / NTB scanpix
7. El-bilsal i Noreg 2020: <https://ofv.no/bilsalget/bilsalget-i-desember-2020> Besøkt: 03.02.21
11. Giftlokket i Bergen: <https://www.bt.no/nyheter/lokalt/i/09r1o/blir-syke-av-giftlokket> Besøkt: 22.02.21 Bilete av Helge Sunde.
12. Tesla Autopilot: https://www.tesla.com/no_NO/autopilot Besøkt: 15.02.21
13. Mercedes Car-to-X: <https://www.daimler.com/innovation/case/connectivity/car-to-x-2.html> Besøkt: 05.03.21
19. Renault Twizy: https://renault.no/admin/wp-content/uploads/2015/11/Twizy_44s_26juli2016_web.pdf PDF-brosjyre Besøkt: 06.03.21
20. Bond Minicar Mk C: <http://www.microcarmuseum.com/tour/bond-mk-c.html> Besøkt: 17.03.21
21. Bond Minicar Mk A: <http://www.microcarmuseum.com/tour/bond-mk-a.html> Besøkt: 17.03.21
22. Daihatsu Midget: https://en.wikipedia.org/wiki/Daihatsu_Midget#cite_ref-DaiRede_3-0 Besøkt: 17.03.21
24. Mazda K360: <http://www.asahi-net.or.jp/~rf7k-inue/izen/no-15/k360/k360.html> Besøkt: 17.03.21
25. Mazda K360: https://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_K360 Besøkt: 17.03.21
26. Carver One, bilete: https://www.researchgate.net/figure/Figura-17-Carver-Carver-One-2007_fig2_307857115 Besøkt: 20.03.21
27. Carver Europe:
[https://en.wikipedia.org/wiki/Carver_\(automotive_company\)#Carver_One](https://en.wikipedia.org/wiki/Carver_(automotive_company)#Carver_One) Besøkt: 20.03.21
28. Carver One: <https://carver.earth/en/tech-specs/> Besøkt: 15.03.21
29. Zev T3-1 Micro: <https://www.zelectricvehicle.com/t3-1-micro-enclosed-trike> Besøkt: 16.03.21

30. PAL-V, bilete: <https://www.autocar.co.uk/car-news/features/pal-v-liberty-exploring-flying-car> Besøkt: 21.03.21
31. PAL-V Liberty: <https://www.pal-v.com/en/explore-pal-v> Besøkt: 21.03.21
32. PAL-V Liberty godkjend for veg: <https://www.pal-v.com/en/press/flying-car-pal-v-first-in-the-world-to-finalize-certification-basis-with-easa> Besøkt: 21.03.21
47. Tannstong, bilete: <https://no.wikipedia.org/wiki/Tannstang> Besøkt: 25.03.21
48. Styresnekke, bilete: https://motodel.no/styresnekke-topran-102795?gclid=Cj0KCQjw78yFBhCZARIsAOxgSx0eAxOhoHB7XkuqZNAjxniSeFJk-oKm8seCTXFjbcnDXJ7GOQInJcQaAodQEALw_wcB Besøkt: 14.03.21
49. Patent på navstyring, bilete: <https://www.rideapart.com/features/345952/cycleweird-1993-yamaha-gts1000/> Besøkt: 26.03.21
50. Navstyring: https://en.wikipedia.org/wiki/Hub-center_steering Besøkt: 26.03.21
51. Hjullastar, bilete: <https://www.rbauction.ru/blog/equipment-inspection-tips-wheel-loader> Besøkt: 26.03.21
52. Gokartramme, bilete: <https://www.tongbaokarting.com/popular-go-kart-chassis-for-sale-product/> Besøkt:24.03.21
53. Monocoque: <https://en.wikipedia.org/wiki/Monocoque> Besøkt: 24.03.21
54. Lamborghini Aventador, bilete: <https://www.autoevolution.com/news/lamborghini-unveils-aventador-v12-rolling-chassis-31700.html> Besøkt:24.03.21
55. Space frame: https://en.wikipedia.org/wiki/Space_frame Besøkt: 02.04.21
56. Delorean, bilete: <https://silodrome.com/delorean-dmc-12-buying-guide/> Besøkt: 27.03.21
57. Tesla S, bilete: https://www.tesla.com/no_no/models Besøkt: 02.04.21
59. Electra Meccanica Solo: <https://electrameccanica.com/> Besøkt: 06.03.21
60. Baojun E100: <https://www.sgmw.com.cn/E100.html> Besøkt: 10.03.21
62. Reliant Robin: <https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Reliant/37950/Reliant-Robin-850.html> Besøkt: 10.03.21
63. Smart ForTwo og ForFour: <https://www.smart.com/no/no/node/1119> Besøkt: 11.03.21
64. Bond Minicar MK B: https://en.wikipedia.org/wiki/Bond_Minicar Besøkt: 12.03.21
65. Alu 6062 T6: https://www.engineeringtoolbox.com/properties-aluminum-pipe-d_1340.html Besøkt: 03.04.21
66. S235: <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties> Besøkt: 03.04.21

67. Detaljforming av rundkjøringer:

https://www.vegvesen.no/s/bransjekontakt/Hb/hb017-1992/DelC_Detaljkapitler/18.Vegkryss/18_Detaljforming_av_rundkjoeringer.htm

Besøkt: 04.04.21

16. Vedlegg

Vedleggsnummer:	Innhold:	Side:
V1	Oversikt over tidlegare Dolphinprosjekt	113
V2	NS/EN/ISO128 Målteikning av konstruksjonen	115
V3	NS/EN/ISO128 Målteikning av ramma	116
V4	NS/EN/ISO128 Målteikning av nedre bærebri	117
V5	NS/EN/ISO128 Målteikning av øvre bærebri	118
V6	NS/EN/ISO128 Målteikning av kingbolt	119
V7	NS/EN/ISO129 Eksplosjonsteikning	120

V1:

Dolphin-Mastere 2010-2020



Bakkeversjon:

År	Student	Tittel (Fra masterkontrakt *)	Kombinasjon
Hjulgående versjoner:			
2010	David Lindebø Østby	"Dolphin Family, Del A: Utvikling av eksteriørdesign for lettvektskjøretøy".	1+2 Hjul
2010	Magnus Schonhovd Ottesen	"Dolphin Family, del B: Utvikling av interiørdesign for lettvektskjøretøy"	1+2 Hjul
2010	Jan fredrik Aasheim	"Dolphin Family, del C: Utvikling av underchassis og hjuloppheng for lettvektskjøretøy"	1+2 Hjul
2011	Kristoffer Roca	"Dolphin Duo Expression, del A: Utvikling av eksteriørdesign for lettvektskjøretøy"	2+1 Hjul
2012	Alexander Moen Thue og Petter Sundquist	"Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gassturbinmotor"	Alle hjulgående
2012	Christoffer Faye Leanderson	Dolphin Family, del D: Konseptualisering og design av overchassis for et trehjuls lettvektskjøretøy.	1+2 Hjul

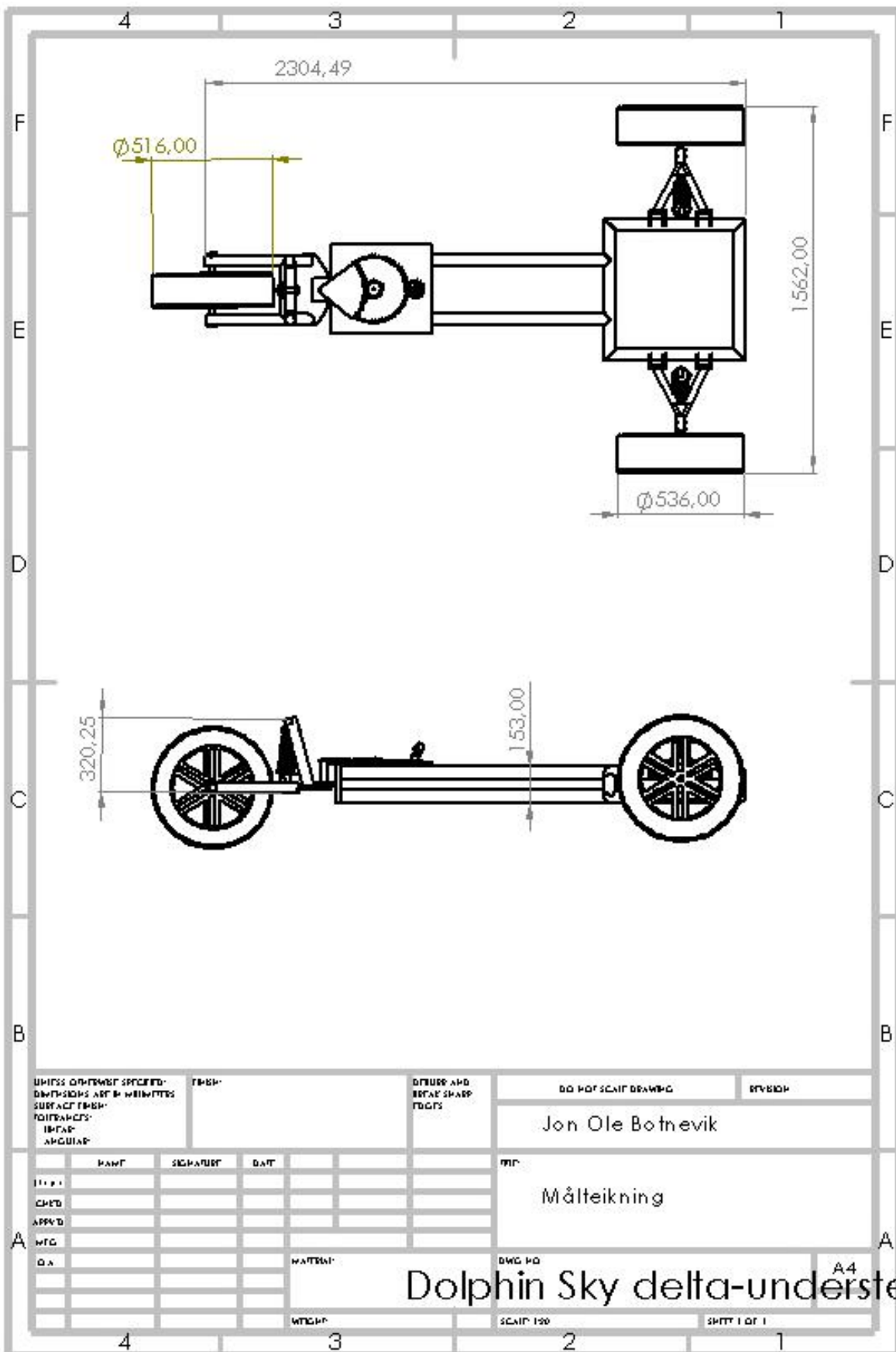
2013	Mizgin Rashid	"Dolphin Duo 1+1: Utvikling av interiørdesign for lettvektskjøretøy"	2+1 Hjul
2014	Jarle Hjertaas Hanssen	"Dolphin Duo 1+1: Utvikling av hjuloppheng og underchassis for lettvektskjøretøy»"	2+1 Hjul
2014	Sigve Eikrem Finnøy	"Waste Heat Recovery System for The Dolphin Concept Car»"	Alle hjulgående
2015	Tone Skaar Olsen	"Utvikling av eksteriørdesign og førerergonomiske løsninger for Dolphin Expression 2.0"	2+1 Hjul
2016	Vidar Giske Henriksen	"Videreutvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel turbinhybrid-løsning for Dolphin-konseptet, fase 2"	Alle hjulgående

Drone/Sveve-versjon:

Sveveversjon, Dolphin Sky:			Kombinasjon
2016	Kristoffer Rummelhoff	"Dolphin Sky, Del A: Utvikling av integrert design- og helhetskonsept for sveveløsning"	Droneversjon
2016	Karen Elise Røsandnes	"Dolphin Sky, Del B: Systemkonsept, sikkerhet, produksjon, markedsnisjer, strategi og økonomi"	Droneversjon
2017	Anders Christan Thomt	Dolphin Sky, Del C1: Utredning og utvikling av turbinbasert thrusterløsning for svevefunksjon"	Droneversjon
2018	Thomas Andre Møller Magnussen	Dolphin Sky: Chassisløsning for person- og varetransport-drone	Droneversjon
2018	Tarek El-Gewely	Dolphin Sky: Utredning og utvikling av sammenfoldbart propell- og thrustersystem	Droneversjon
2018	Ingvild Birkelund	Utforming av førerkupe og førerplass for Dolphinkonseptet	Drone og hjulgående versjon
2019	Einar Gisholt	«Utvikling av elektrisk drivlinje for Dolphin-konseptet»	Drone og hjulgående versjon
2019	Henrik Fastad	«Dolphin Sky: Videreutvikling av propellkonfigurasjon, sammenfolbart propellsystem og sikkerhetsfunksjoner»	Droneversjon
2020	Steffen Aronsen	Utvikling av førerkupe og førerplass for Dolphin Sky, Fase 2	Drone og hjulgående versjon

*) «Titler» er fra masterkontraktene, innbundet master kan ha litt endret tittel

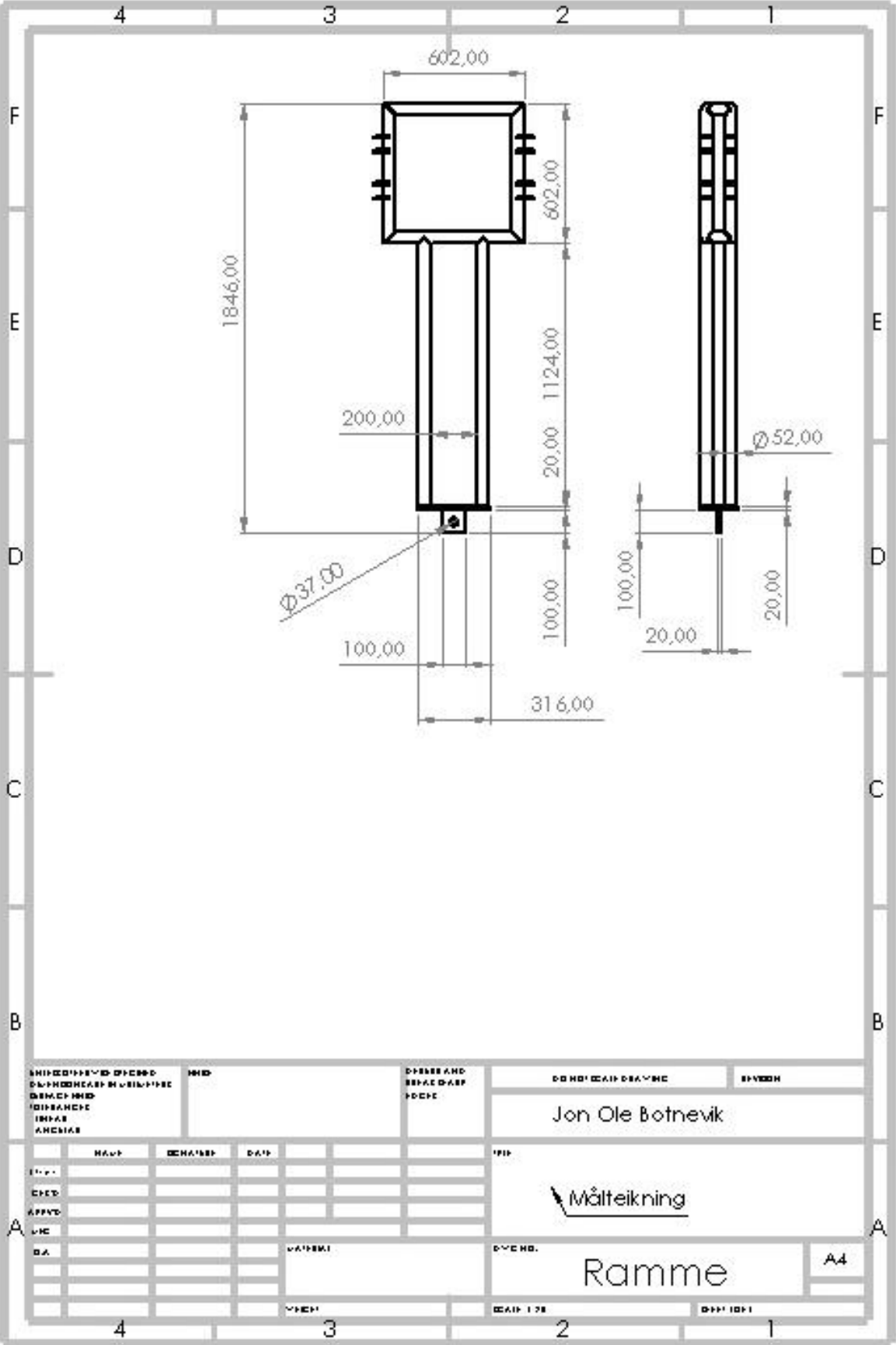
V2:



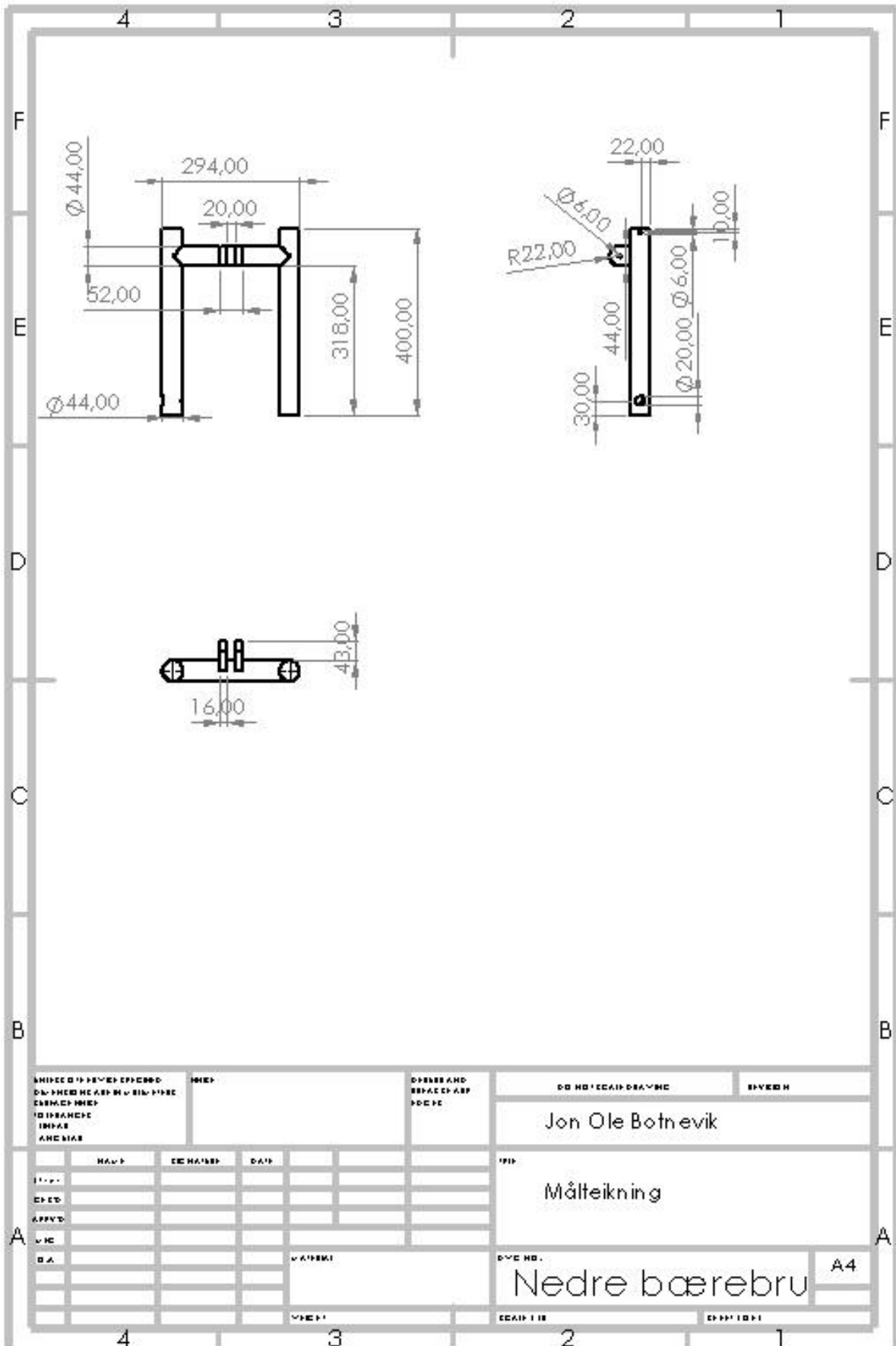
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR ANGULAR		FINISH		OTHER AND BECOME SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
						Jon Ole Botnevik			
						Målteikning			
NAME		SIGNATURE		DATE		DATE			
DESIGN		DRAWN		CHECKED		DATE			
MFG		MATERIAL		DWG NO		A4			
WGT		SCALE: 1:50		SHEET 1 OF 1					

Dolphin Sky delta-understell

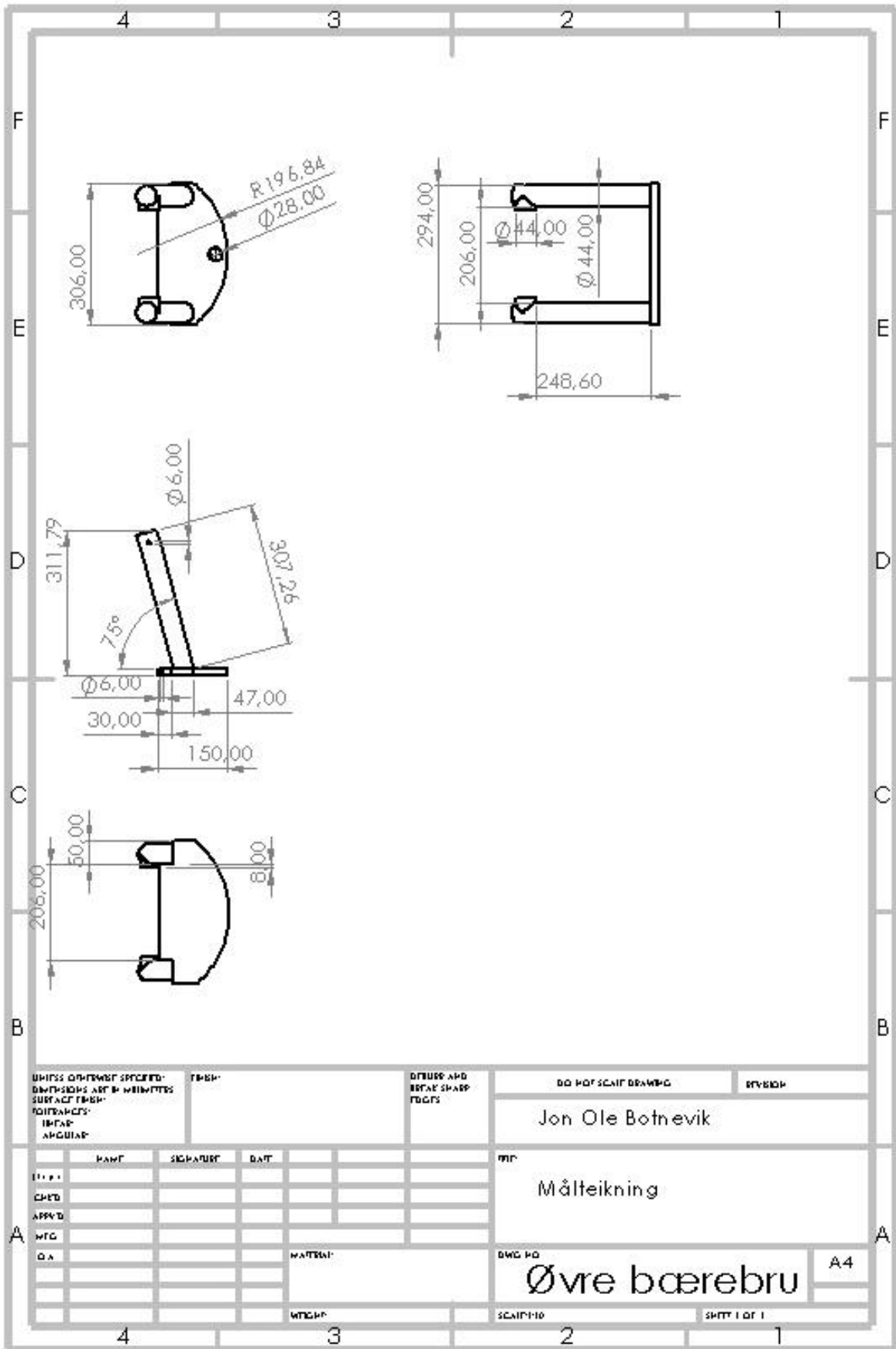
V3:



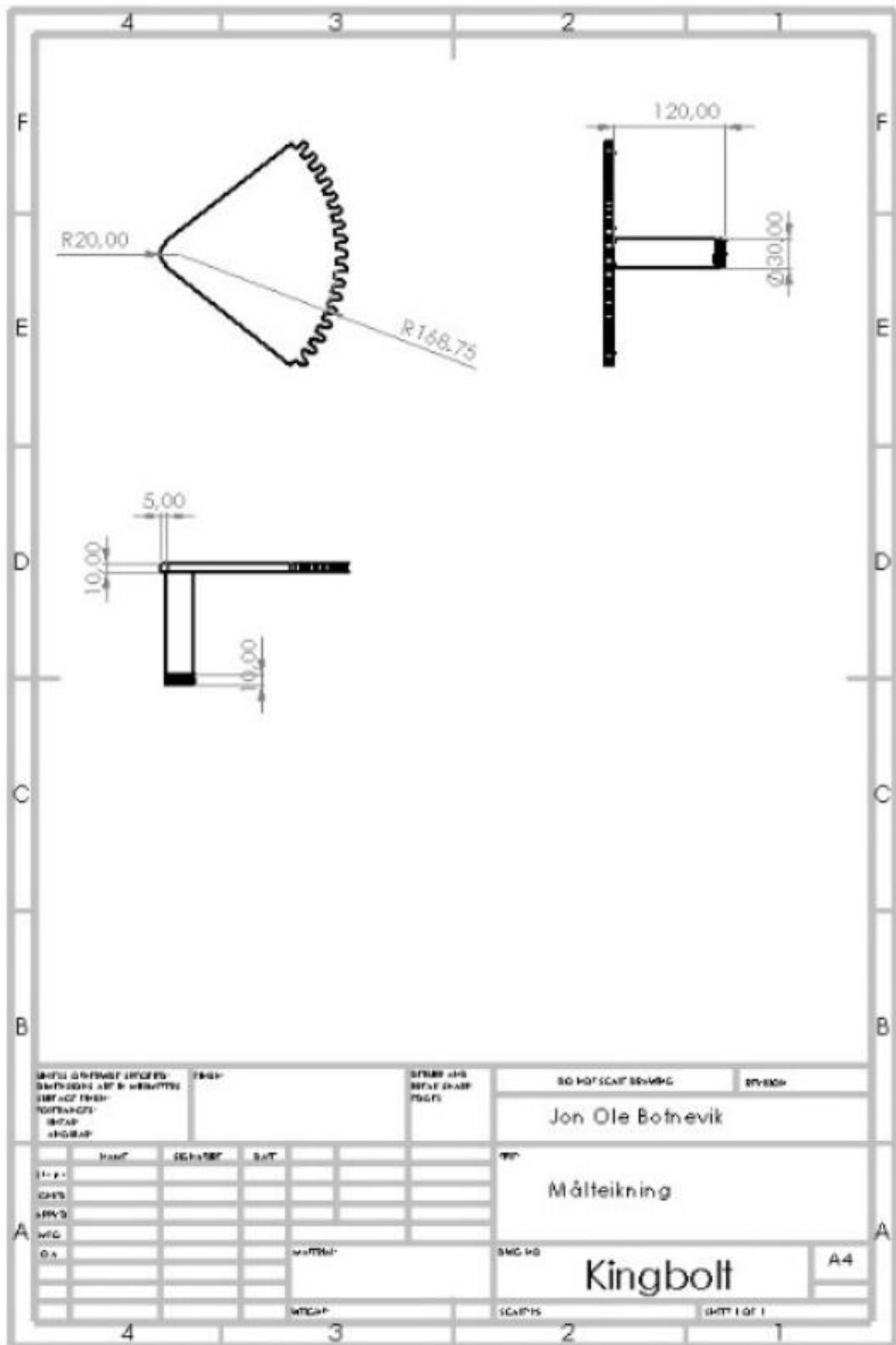
V4:



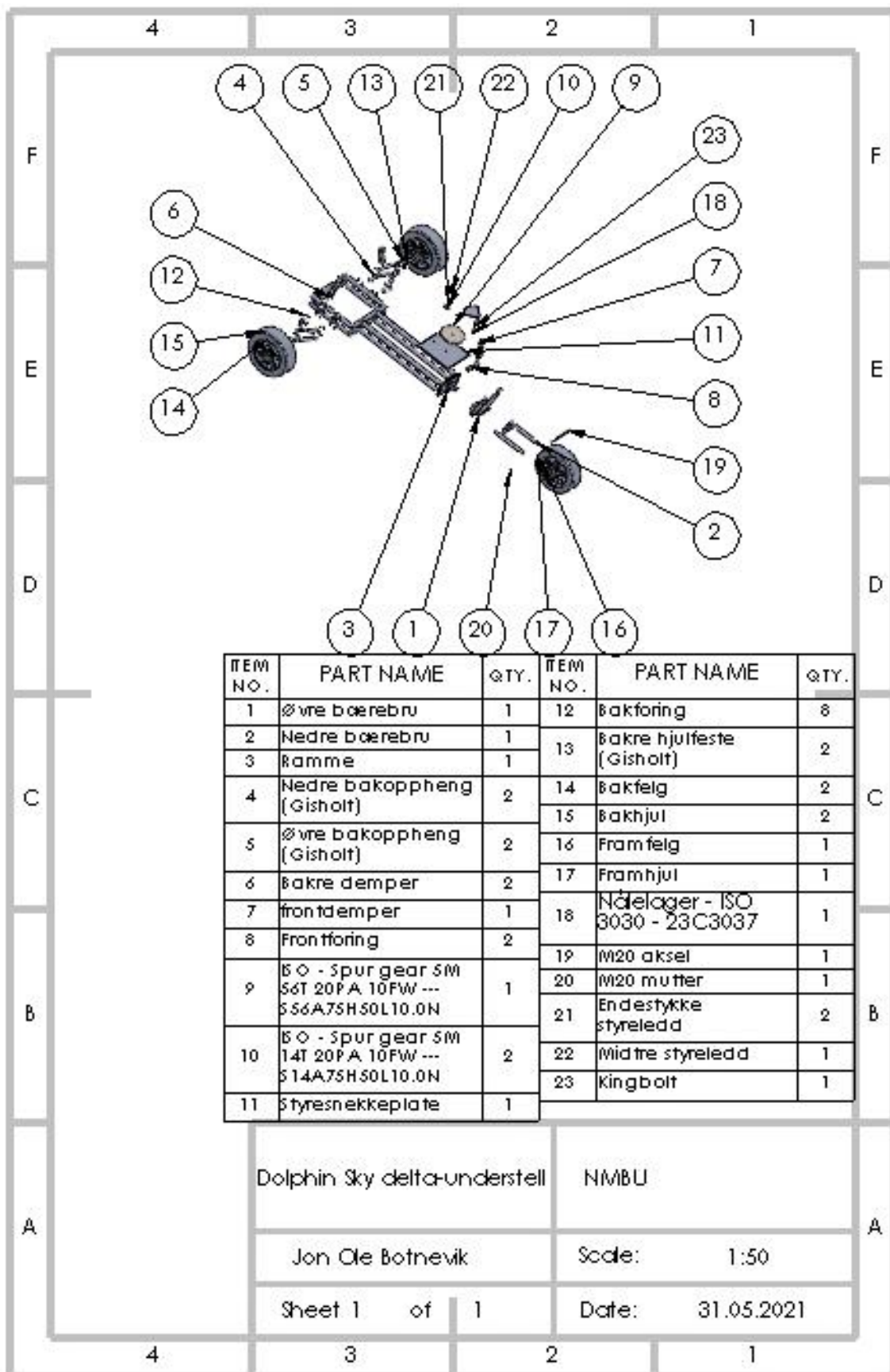
V5:

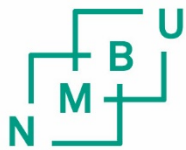


V6:



V7:





Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet