



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2019 30 stp
Fakultet for Realfag og Teknologi

Utvikling av elektrisk drivlinje for Dolphin

Development of electric drivetrain for Dolphin

Einar Gisholt
Maskin, prosess- og produktutvikling

Utvikling av elektrisk drivlinje for Dolphin

Av

Einar Gisholt



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Mastergradsoppgave- Maskin, prosess- og produktutvikling
NMBU – Fakultet for realfag og teknologi
Våren 2019

FORORD

Prosjektet som er dokumentert i denne rapporten er en masteroppgave skrevet ved Institutt for Realfag og Teknologi (REALTEK) ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU), og utgjør den avsluttende delen av det femårige utdanningsprogrammet Maskin, prosess- og produktutvikling. Prosjektet er planlagt, påbegynt og avsluttet i vårsemesteret 2019, og har et omfang på 30 studiepoeng.

Hovedfokuset i dette prosjektet har vært gjennomføring og dokumentasjon av alle trinnene i en produktutviklingsprosess, samt å legge spesiell vekt på metodebruk og gjennomføring i henhold til en gitt tidsplan. Veien har tidvis virket lang og bratt, men lærerik, og det viste seg til slutt at det er lys i enden av selv den lengste tunnel.

Oppgaven er initiert av førsteamanuensis ved REALTEK Jan Kåre Bøe, som også har fungert som hovedveileder gjennom arbeidet. Hovedtemaet for oppgaven har vært utviklingen av en elektrisk drivlinje for det trehjulede lettvektskjøretøyet Dolphin, som har vært under konseptuell utvikling ved NMBU siden 2007.

Denne rapporten følger IMRAD-strukturen, og fungerer i sin helhet som fullstendig dokumentasjon av alt arbeidet som er gjort underveis. Undertegnede går god for at informasjonen som foreligger i rapporten er korrekt, fullstendig og underbygget av pålitelige kilder.

En stor takk for essensiell veiledning, god hjelp og tidvis utenomfaglige samtaler underveis i arbeidet rettes til førsteamanuensis og hovedveileder Jan Kåre Bøe. En takk for verdifull hjelp til beregningsarbeid, deltagelse i eksterntestingen og øvrige ingeniørfaglige råd og innspill rettes også til senioringeniør Egil Stemsrud, som på tross av store arbeidsmengder tok seg tid til å dele av sin kunnskap underveis i prosjektet.

En takk også til avdelingsingeniør Mikkel Danielsen for deltagelse i eksterntestingen, og til overingeniør Henrik Folke Holmberg for veiledning i forbindelse med FEM-analyser i ANSYS. Verdien av høy, lokal ekspertise er stor.

Ås, 11.05.2019.

Einar Gisholt

SAMMENDRAG

I dagens samfunn rettes fokuset stadig mer mot de skadelige utslippene ved forbrenning av petroleumsbasert drivstoff. I Norge har ansvarsbevissthet og attraktive insentivordninger sammen med et økende spekter av tilgjengelige modeller langt på vei tatt persontransporten gjennom et grønt skifte mot en mer elektrifisert bilpark. Et ankepunkt er dog at det fortsatt kjøres svært mange bilturer med ubenyttet personkapasitet om bord. Om flere av kjøretøyene som benyttes til persontransport, gjøres mindre, lettere og tilpasset færre personer, vil det både frigjøres plass og spares energi ved den daglige persontransporten. Om drivlinjen i tillegg gjøres elektrisk vil det kunne bidra til et renere miljø i tettbebyggede områder, og senke påvirkningen av det globale klimaet.

Dolphin er et lettvekts trehjulskjøretøy som søker å adressere disse problemstillingene, og som lenge har vært under utvikling på konseptuelt nivå ved NMBU. Utviklingen av Dolphin består av flere delprosjekter, mens temaet i dette prosjektet har vært utviklingen av en elektrisk drivlinje basert på moderne teknologi. Det har også blitt designet et konseptuelt bakhjulsoppheng for et slikt kjøretøy, der de tre hjulene er konfigurert i delta-formasjon.

Før utviklingsarbeidet startet ble det gjort en grundig utredning av teknologi og løsninger som allerede finnes på markedet, både når det gjelder enkeltkomponenter og helhetlige kjøretøy. Dette ble gjort for å sette Dolphinkonseptet i sammenheng med utviklingen på verdensbasis, for å få en oversikt over hvilket nivå spesifikasjonene bør ligge på for å kunne konkurrere med dem og for å kartlegge forskjellige teknologiske løsninger det ville være aktuelt å implementere for å oppnå disse spesifikasjonene. Videre ble det utarbeidet ulike løsningsalternativer som ble vurdert opp mot hverandre gjennom bruk av Pughs metodikk. Dette ble gjort for å sikre at de valgte løsningene tilfredsstiller gitte mål og krav på en best mulig måte. IPD og SCAMPER har også blitt brukt gjennom prosjektet, hhv. for å sikre at alle relevante momenter under utviklingsprosessen ble ivaretatt og som generell problemløsningsteknikk. Etter at de konseptuelle løsningene ble valgt, ble det utarbeidet et forslag til bakhjulsoppheng basert på prinsippet om doble bærearmer.

Det endelige løsningsforslaget til drivlinje innebærer bruk av to navmonterte el-motorer fra den slovenske produsenten Elaphe. Hver av dem yter en nominell effekt på 29 kW, et maksimalt dreiemoment på 400 Nm, og veier 17,6 kg. Motorene leveres med integrert bremsesystem, monteres direkte i hjulene, og krever ingen giroverføringer. Største omdreiningstall er 1560 rpm. For energilagring er det anbefalt bruk av 1500 sylindriske litium-ion-batterier i 18650-format, som til sammen leverer en kapasitet på 18,9 kWh. Med en antatt total virkningsgrad på 0,85 og totalvekt på 600 kg gir dette en teoretisk rekkevidde på ca. 185 km ved kjøring i 100 km/t på horisontal vei. Samlet vekt for motorer og batterier er ca. 110 kg. Kostnaden for en enkelt prototype er estimert til ca. kr. 935000,-, utviklingsarbeidet iberegnet.

Det har også blitt utviklet tre egendesignede komponenter gjennom dette prosjektet. Batterikasser for oppbevaring av batterier under kjøring, og øvre og nedre bærearmer til det bakre hjuloppheng. Batterikassene rommer 100 batterier hver og er anbefalt produsert i et flammehemmende glassfiberforsterket polykarbonatmateriale. Vekten av disse er ca. 1,1 kg/stk. Bærearmerne er dimensjonert mot flyt ved bruk av dynamiske lastfaktorer funnet i relevant litteratur og ønskede sikkerhetsfaktorer, anbefales produsert i aluminium 6061-T6, og vil veie ca. 1,3 kg/stk. Øvrige hjulopphengskomponenter er ikke utredet i detalj.

Videre arbeid vil blant annet bestå av å ta kontakt med aktuelle leverandører av standardkomponenter for mer detaljert informasjon om produktene deres, spesielt når det gjelder motor- og batterispesifikasjoner. Det er også anbefalt å revidere designet av bæreamene, for å oppnå et design som tillater mer effektive produksjonsteknikker og lavere materialforbruk.

ABSTRACT

The concerns regarding burning petroleum-based products are growing in today's society. In Norway, acknowledgement of personal responsibilities and attractive incentive programs along with a growing spectrum of available models have made the change towards a greener car fleet come a long way. A still existing problem is, however, that many car trips are being made with available space for passengers left unused. If more of the cars used in the daily commute were smaller, lighter and built for fewer passengers, considerable amounts of space and energy could be freed up and put to use elsewhere. If the drivetrains also would be made fully electric, it would make a significant contribution to the local environment in densely populated areas and lower the impact on the global climate.

Dolphin is a three-wheeled lightweight vehicle that is meant to address these issues, which has been under development on a conceptual level at NMBU for some time. The development of the Dolphin consists of many smaller projects, while the main theme for this particular thesis is the development of an electric drivetrain and its associated components. A conceptual suspension for such a vehicle has also been developed through the process, where the wheels is configured in delta-formation.

Before the development stage, a thorough examination of existing technology and solutions available was made both in respect to single components and complete vehicles. This was done to put the Dolphin project into context with the international development status on the area, to get an idea of the specifications required to be able to compete on an international level, and to map out which technologies and specific components it would be possible to put to use to reach these specifications. Then, different ways to configure the propulsion unit, eventual speed drives and the energy storage devices were presented and compared to each other using Pugh's method. This was done to determine which ones would satisfy given goals and requirements in an optimal way. Other methods like IPD and SCAMPER have also been used throughout the project. These methods were used to make sure all relevant moments during the development process have been addressed, and as a general problem-solving technique, respectively. After having picked the desired configurations, a suspension concept were suggested based on the principle of double wishbones.

The final drivetrain solution require the use of two hub-mounted electrical motors from the Slovenian maker Elaphe. Each of them produces a nominal 29 kW of power, 400 Nm of peak torque, and weighs 17.6 kg. The motors are made with an integrated braking system, mounted directly into the wheel hubs, and require no use of speed drives. For energy storage, 1500 cylindrical lithium-ion batteries in 18650-format with a combined capacity of 18.9 kWh are recommended. With a total efficiency of 0.85 and a total vehicle weight of 600 kg, this will give a theoretical range of approx. 185 km when driving at a speed of 100 km/h on a horizontal road. The combined weight of the recommended motors and batteries are approx. 110 kg, and the cost of the first prototype are estimated to be approx. 935.000 NOK.

Three custom designs have also been developed through this project. Battery casings for storing the batteries during driving, and both the upper and lower wishbones in the suspension. The battery casings contains 100 batteries each, and are recommended made out of a flame retardant glass fiber reinforced polycarbonate material. Each one will weigh approx. 1.1 kg. The wishbones are dimensioned using a chosen safety factor towards yielding, in addition to dynamic load factors found in relevant literature. The recommended material for these

components is aluminum 6061-T6, which will result in an approx. weight of 1.3 kg each. Additional suspension parts are not considered in detail.

Recommended further work are primarily to get in touch with possible suppliers of external components, such as motors and batteries, for further details and specifications on their products. A revision of the suspension design is also recommended, to achieve a design that allows more efficient production techniques and less use of materials.

INNHALDSFORTEGNELSE

FORORD	I
SAMMENDRAG	II
ABSTRACT	IV
INNHALDSFORTEGNELSE	VI
1. INNLEDNING	9
1.1 Bakgrunn	9
1.2 Idébeskrivelse.....	10
1.3 Markedsbehov og potensial.....	11
1.4 Eksisterende løsninger.....	12
1.4.1 El- og hybridbilens historie	12
1.4.2 Elbilen i Norge.....	18
1.4.3 Småbilløsninger på markedet	20
1.4.4 Tidligere konseptarbeid med Dolphin-konseptet.....	25
1.5 Oppdragsbeskrivelse	28
1.6 Problemstillinger og teknologiske flaskehalsar.....	29
2. PROSJEKTPLAN	30
2.1 Målsetninger.....	30
2.1.1 Hovedmål.....	30
2.1.2 Delmål	30
2.2 Fremdrifts- og milepælplan.....	31
2.3 Begrensninger.....	32
3. METODEBESKRIVELSE	34
3.1 Terminologi og begreper	34
3.1.1 Begrepsforklaring	34
3.1.2 Sybolliste	36
3.1.3 Formler	37
3.2 Metodebruk og løsningsverktøy.....	39
3.2.1 Metodebruk.....	39
3.2.2 Løsningsverktøy	41
3.3 Kvalitetssikring	42
3.4 Prosesstrinn	44
4. TEORIUTREDNING	46
4.1 Effektbehov	47
4.1.1 Rullemotstand.....	47
4.1.2 Luftmotstand.....	48

4.1.3 Stigning.....	49
4.1.4 Tapsledd og virkningsgrader	50
4.1.5 Batterikapasitet	51
4.2 Statistiske beregninger	51
4.3 Dynamiske beregninger.....	53
5. TEKNOLOGIUTREDNING	55
5.1 Motor.....	55
5.2 Energilagring.....	61
5.2.1 Batterier	62
5.2.3 Superkondensatorer	66
5.3 Brukspåkjenninger og materialer	67
6. PRODUKTSPEISIFISERING	71
6.1 Produktmålsetning.....	71
6.2 Rangering av viktige produkttegenskaper	71
6.2 Metriske grensespesifikasjoner, variasjonsbredde	73
6.3 Metriske grovspekifikasjoner for produkttypen	76
7. KONSEPTGENERERING	78
7.1 Funksjonsanalyse for produkttypen	78
7.2 Funksjonsalternativer med skisser	79
7.3 Form og estetikkalternativer.....	90
8. EGENSCREENING OG KONSEPTVALG.....	92
8.1 Utvikling av seleksjonsmatriser	92
8.2 Egen konseptscreening.....	93
8.3 Foretrukne løsningsalternativer.....	96
9. EKSTERNTESTING.....	99
9.1 Testmålsetninger	99
9.2 Ekspertgruppe.....	99
9.3 Innhold og form på testskjema	100
9.4 Resultater og resultattolkning.....	100
10. DIMENSJONERING OG ANALYSE	102
10.1 Effektberegninger.....	102
10.2 Innfesting.....	108
10.2.1 Beregningsmål og forenklinger	109
10.2.2 Beregninger	111
11. PRODUKTARKITEKTUR OG KONSEPTDESIGN.....	133
11.1 Sammenstilling.....	133

11.2 Egendesignede elementer	137
11.3 Modularisering og standardkomponenter	139
12. ROBUSTHET, VEDLIKEHOLD OG RESIRKULERING	142
12.1 FEM-analyse og strukturoptimering	142
12.2 Materialer, robusthet og vedlikehold	146
12.3 Miljøkrav og resirkulering	150
13. FREMSTILLING OG PRODUKSJONSKOSTNADER	155
13.1 Produksjonsmetoder	155
13.2 Kostnads kalkyle for prototype	156
13.3 Kostnadsanalyse for serieproduksjon	158
14. MARKEDSPRESENTASJON.....	161
14.1 Rendrerte fremstillinger	161
14.2 Tekniske anbefalinger	163
15. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON.....	164
15.1 Konseptutviklingsarbeidet.....	164
15.2 Designrevisjon.....	165
15.3 Produksjon og kostnader	166
16. KONKLUSJON.....	168
16.1 Resultater.....	168
16.2 Anbefalinger og videre arbeid.....	169
17. REFERANSER	171
17.1 Skriftlige kilder	171
17.2 Nettkilder.....	172
18. VEDLEGG.....	179

1. INNLEDNING

I dette kapittelet vil det bli redegjort for temaet for mastergradsarbeidet, og det vil bli satt inn i et historisk perspektiv. I tillegg vil de ulike problemstillingene arbeidet er beheftet med bli identifisert, og det vil bli gitt en gjennomgang av løsninger som allerede eksisterer på dagens marked. Dette innebærer også en kort oppsummering av arbeidet som allerede er gjort på dolphinkonseptet ved NMBU, med hovedfokus på de veigående modellene.

1.1 Bakgrunn

I dagens samfunn blir det stilt stadig strengere krav til klimapåvirkende utslipp fra transportsektoren, samtidig som økende befolkning i de allerede store byene gjør behovet for persontransport økende. Tiltak som gjøres fra myndighetenes side for å imøtekomme disse kravene er blant annet justering av skatter og avgifter for å stimulere til mindre bruk av private transportmidler, holdningskampanjer og konkrete tiltak for å flytte mest mulig privatbiltransport over til kollektivtransport eller sykkel, og insentivordninger for å belønne dem som velger bort fossilt brennstoff til fordel for elektrisk drevne transportmidler [7].

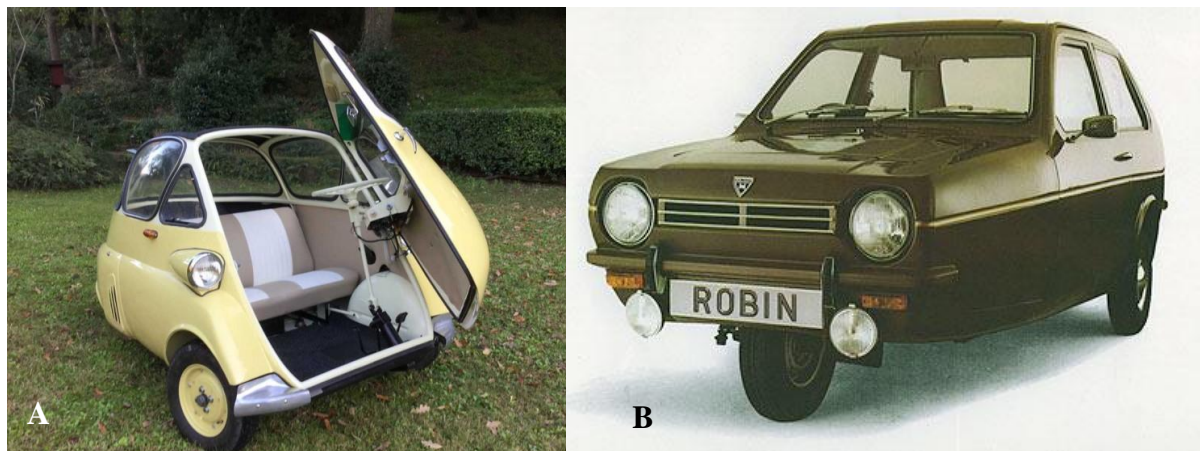
Da transportsektoren står for 14 % av de globale utslippene av drivhusgasser gjennom forbrenning av petroleumbasert drivstoff (2010), i Norge opp mot 30 % (2018), vil en gradvis utfasing av fossilt brensel i denne sektoren til fordel for mer miljøvennlige energikilder ha en stor effekt på det globale klimaet [1, 2]. Kjøretøysprodusenter verden over har lenge jobbet med å effektivisere de konvensjonelle forbrenningsmotorene, men da den praktisk mulige effektivitetsgrensen er i ferd med å nås for slike motorer og tilgangen på fossilt brennstoff på et tidspunkt vil ta slutt, må neste skritt i utviklingen nødvendigvis være å ta i bruk andre energikilder.

Et annet problem ved den dagligdagse persontransporten er at den ofte gjøres på en svært ineffektiv måte. Det er svært vanlig at personbilkjøring foregår med kun én person i bilen, og enda vanligere at det kjøres med ett eller flere ledige seter. Det vil si at den tilnærmede energien som brukes på å transportere én person kunne vært brukt til å transportere flere personer den samme strekningen. En potensiell løsning på dette problemet er å komprimere vekt og volum på kjøretøyet, for å tilpasse det til færre personer. Dette vil gjøre at det kreves mindre energi for å unnagjøre den samme turen enn med en fullskala personbil, da totalvekt og størrelse er de viktigste faktorene i energiforbruket ved persontransport.

Ved å kombinere disse ideene med en elektrisk drivlinje, kan resultatet potensielt være et nullutslippskjøretøy som dekker svært manges hverdagslige transportbehov. Ikke nødvendigvis som et fullgodt substitutt til personbilen slik vi kjenner den i dag, men et svært aktuelt alternativ eksempelvis til en bil nummer to for familier eller som primærkjøretøy for andre som ikke har behov for en stor personbil.

I de senere år har det dukket opp flere kompakte elektriske biler på markedet, men felles for de aller fleste er at de har fire hjul og således ligner på en konvensjonell bil slik de fleste kjenner den. Dolphin-konseptet som det har blitt arbeidet med ved NMBU siden 2007, baserer seg derimot på en trehjuls-plattform. Dette gjør mulighetene for størrelseskomprimering enda større. Kompaktkjøretøy med tre hjul er heller ingen nyhet på det kommersielle markedet, med

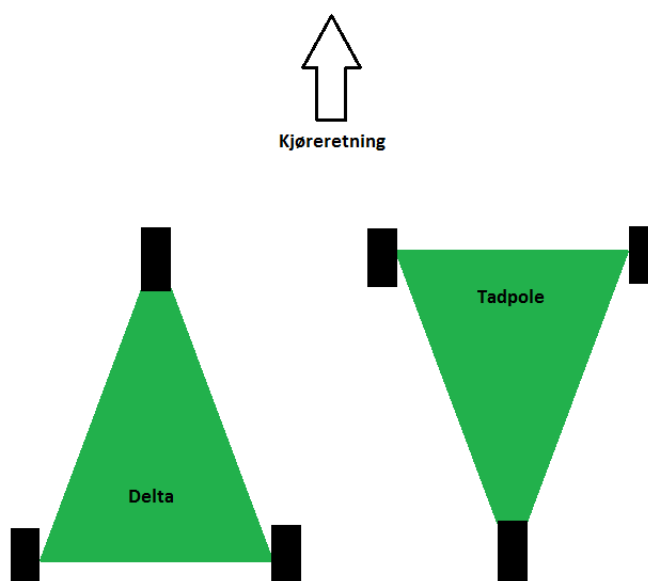
BMW Isetta (1954-1963) og britiske Reliant Robin (1973-1981, 1989-2002) som noen av de mest kjente eksemplene (figur 1.1) [3,4].



Figur 1.1: A) BMW Isetta [5]. B) Reliant Robin [6].

1.2 Idébeskrivelse

Den overordnede ideen for det veigående Dolphin-konseptet er et lett og kompakt kjøretøy med tre hjul, konfigurert i delta- eller tadpoleformasjon. Se figur 1.2.



Figur 1.2: Illustrasjon av delta- og tadpolekonfigurasjoner i trehjulede kjøretøy.

Det er gjort masterarbeider på versjoner av Dolphin med begge hjulkonfigurasjonene som er vist i figur 1.2, i tillegg til at det er utredet et luftgående dolphinkonsept i form av Dolphin Sky.

Det fysiske omfanget av dolphinkonseptet er ment å være i størrelsesorden en halv personbil, både i vekt og volum. På denne måten vil det fortrinnsvis være plass til to slike kjøretøyer i ordinære garasjer og parkeringsplasser, noe som vil gi en betydelig reduksjon i behov for både privat og offentlig parkeringsareal om konseptet slår gjennom i et betydelig omfang. I tillegg til utslippsreduksjonene en økt andel av en slik bilpark vil bidra med, vil det også potensielt

være svært praktisk for brukerne med tanke på de økte restriksjonene i offentlig parkering i sentrumsnære strøk i byer og tettsteder de siste årene [7].

Som et skritt på veien til å realisere dolphinkonseptets potensiale som miljøvennlig kompaktkjøretøy, må det utvikles og utredes en effektiv og fortrinnsvis utslippsfri tilhørende drivlinje. Ideen er derfor å integrere en helelektrisk drivlinje til denne plattformen, og på sikt i tillegg legge til rette for hybriddrift ved hjelp av en miniatyr-gassturbin tilkoblet en generator. En slik turbin er tidligere utredet som en mastergradsoppgave ved REALTEK, men vil kun bli viet tid og oppmerksomhet hvis tiden tillater det [8].

1.3 Markedsbehov og potensial

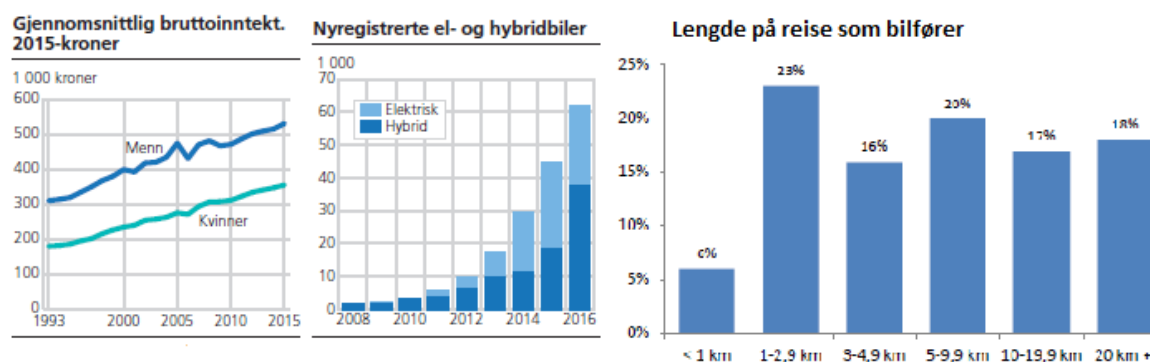
Prognosene til Statistisk Sentralbyrå (heretter forkortet SSB) viser at det norske befolkningstallet kommer til å runde 6 millioner like etter 2030. Det samme tallet rundet 5 millioner i 2012. Det vil si at det vil ha tatt befolkningstallet under 20 år å øke fra 5 til 6 millioner, mens det tok 37 år fra den økte fra 4 til 5 millioner. Kort oppsummert øker befolkningen i Norge mer enn aldri før, og mesteparten av veksten antas å komme i byene [9].

En konsekvens av dette er et sterkt økende behov for effektiv persontransport, samtidig som urban infrastruktur ikke legger til rette for at denne skal foregå med privatbil. Tendensen er at offentlige myndigheter ønsker mer og mer av personbiltrafikken ut av sentrum til fordel for sykkel, gange og kollektivtransport [7].

Grunnen til dette er naturligvis som nevnt over at eksisterende infrastruktur ikke tillater økning i trafikkmengden, men også å redusere lokal støy- og luftforurensning. I en rapport fra Norsk Regnesentral (2010) kommer det klart frem at den lokale luftkvaliteten i Oslo hadde en klar sammenheng med mengden trafikk som til enhver tid var på veiene, og at lette kjøretøyer også hadde en klar påvirkning på luftkvaliteten [10]. Selv tatt i betraktning at andelen registrerte elektriske biler har økt nærmest eksponentielt siden denne rapporten ble utgitt, og at ca. 17 % av den norske elbilparken på over 140000 biler er registrert i Oslo, er det fortsatt svært mange personbiler med forbrenningsmotor igjen i det aktuelle området [11]. I tillegg tar denne rapporten ikke bare for seg effekten av utslippsgasser som CO og NO_x, men også konsentrasjonen av ulike former for svevestøv. Svevestøvet fra biltrafikken stammer delvis fra eksos, men også fra slitasjen på vei og dekk som oppstår under kjøring [12]. Moderne elbiler er ofte minst like store og tunge som den øvrige personbilparken, og er derfor en minst like stor bidragsyter til visse former for svevestøv som den.

Et dolphinkonsept med elektrisitet som primær energikilde vil kunne svare på alle de overnevnte problemstillingene. Med plass til to personer vil den kunne bidra til å løse dagligdagse oppgaver som å hente et barn på skolen, frakte handleposene hjem fra butikken, reise til og fra jobb og øvrige småærend. Når en reiser som bilfører er reisen i gjennomsnitt bare 15,8 kilometer lang, og bare 18 % av disse reisene er to mil eller lenger (2014) [13]. I de store byene er gjennomsnittskjørelengden enda kortere. Dette er kjørelengder det er realistisk for en helelektrisk Dolphin å oppnå. Tar vi med i betraktningen at hele 45 % av den norske befolkningen har tilgang på minst to biler, bør markedet for et slikt kompaktbilkonsept absolutt være til stede [13]. I tillegg er privatbilholdet også ventet å øke i takt med økt velstand i Norge i årene som kommer [14].

Det vil være svært vanskelig å komme med noe kvantifiserbart anslag over potensielle salgstill for et slikt konsept, da det vil kunne ta større eller mindre markedsandeler fra flere ulike segmenter av befolkningen. Den sterkt økende generelle elbil-trenden i Norge, fremveksten av flere og flere elektriske kompaktbilkonsepser på internasjonal basis, det høye antallet husstander i Norge med flere enn én bil, lengden på en gjennomsnittlig biltur og den jevne stigningen i gjennomsnittlig inntekt siden 1990 er alle faktorer som kan være med på å tale for det kommersielle livsgrunnlaget for Dolphin-konseptet [14]. I figur 1.3 nedenfor er det tatt med noen grafer for å underbygge dette.



Figur 1.3: Venstre) Gjennomsnittlig bruttoinntekt for menn og kvinner fra 1993 til 2015 [14]. Midten) Økning i antall nyregistrerte el- og hybridbiler t.o.m. 2016 [14]. Høyre) Lengde på turer for fører av privatbil (2014) [13].

1.4 Eksisterende løsninger

Innledningsvis i dette delkapitlet vil litt av el- og hybridbilens historie belyses med hovedvekt på teknologi, før allerede eksisterende løsninger basert på dagens teknologi blir presentert. I tillegg vil en kort oppsummering av status på arbeidet som er gjort på Dolphin-konseptet hittil gjøres rede for. Dette vil dog bli viet mindre oppmerksomhet, da det er begrenset hvor relevant det er for arbeidet i denne oppgaven.

1.4.1 El- og hybridbilens historie

Motoriserte fremkomstmidler drevet av elektriske og hybridelektriske energikilder er ingen nyhet, selv om det først er nå på 2000-tallet at de virkelig har fått kommersielt fotfeste.

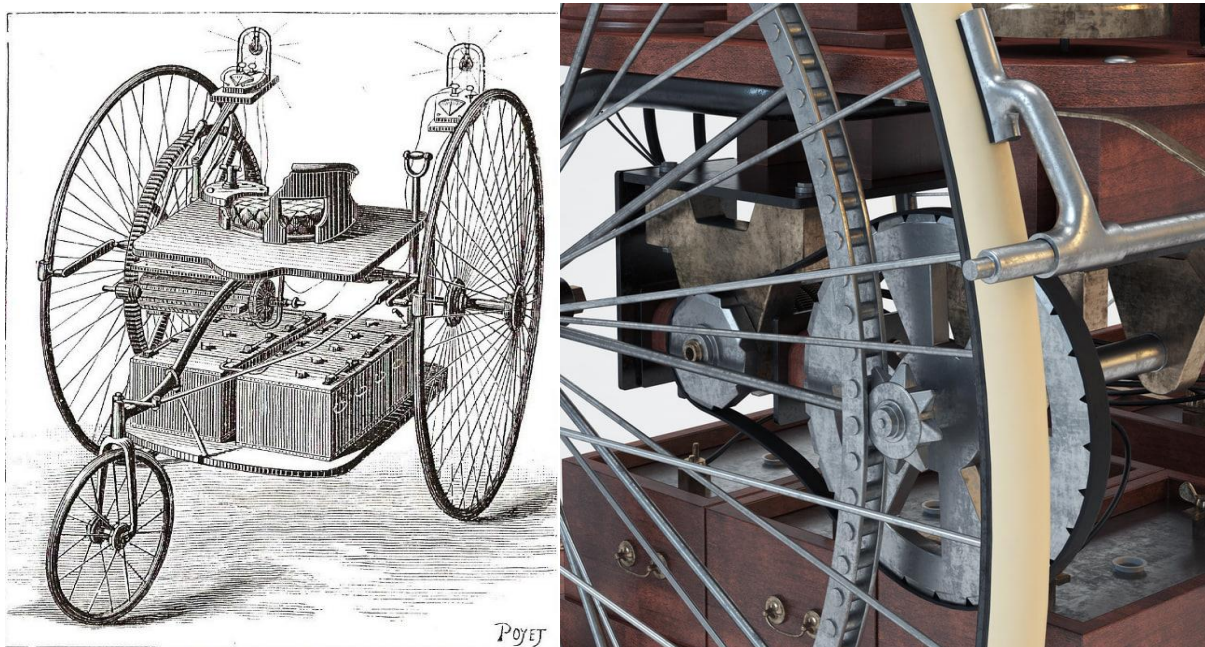
Allerede i første halvdel av det nittende århundre utvikles det små modellbiler drevet av tidlige versjoner av elektriske motorer. Hvem som fant opp den elektriske bilen – og når den ble funnet opp – er det i dag fortsatt noe uklarer rundt, da det ennå ikke er enighet om hvilke av datidens oppfinnelser som faller innunder den definisjonen vi i dag har av biler. I 1841 bygget dog den skotske kjemikeren Robert Anderson helelektriske kjøretøyer med batterier som eneste energikilde, og er i dag i flere kretser anerkjent som elbilens oppfinner [15,16]. Konseptet i seg selv var en forløper til den elektriske bilen slik vi kjenner den i dag, men datidens svært begrensede batteri- og elmotorteknologi satt en midlertidig stopper for videre utvikling.

Batterienergi som ble tatt i bruk var basert på galvaniske celler, og hadde ikke mulighet for gjenoppladning. Sink, som ble brukt som anode i den galvaniske cellen i batteriene, var i tillegg svært dyrt, og det ble anslått at bruk av sinkbaserte batterier ville resultere i opptil 40 ganger høyere kostnader enn kull til dampmaskiner – som var dominerende motorteknologi på den tiden. Drivverket besto av to enkle reluktansmotorer, der treakslene på bilen var festet direkte

på motorenes jernkjerne uten noen form for giring. Andersons bil veide over 7 tonn, og kunne holde en fart på 6,4 km/t over en strekning på 2,4 km [18].

Først i 1859, da franske Raymond Gaston Planté fant opp blybatteriet, ble lagringsmulighetene for elektrisk energi gode nok til at elektriske biler virkelig ble i stand til å ta opp kampen med damp- og bensindrevne biler – som også var i utvikling [17]. I 1881 ble denne batteritypen forbedret drastisk, og produksjon i industriell skala ble lønnsomt [15]. En noe mer raffinert versjon av denne batteritypen brukes selv i dag i noen elektriske kjøretøyer, og det er slike batterier som er installert i de fleste bensin- og dieseldrevne biler til å forsyne 12V-anlegget.

Det samme året, i 1881, sto engelske William Edward Ayrton og skotske John Perry for en av de aller første praktisk brukbare elektriske kjøretøyene, en trehjuling. Se figur 1.4. Denne var utstyrt med 10 av datidens moderne blybatterier koblet i serie, og hadde en ytelse på hele 0,5 hestekrefter. Denne modellen hadde en rekkevidde på mellom 16 og 40 kilometer, avhengig av ytre faktorer som underlag og fart, og en toppfart på hele 14,5 km/t [19].



Figur 1.4: Venstre side: Ayrton og Perrys elektriske trehjuling fra 1881 [19]. Høyre side: 3D-modell av drivlinjen til trehjulingen [21].

Ayrton og Perrys elektriske trehjuling var utstyrt med både voltmeter og amperemeter, og var drevet av et tannhjulsdrev med inngrep i et stivt sirkulært kjede som kan ses rett foran det venstre forhjulet i figur 1.4. For å sette det i perspektiv med datidens teknologi, så var denne oppfinnelsen å se i offentligheten bare litt over et år etter den elektriske lyspæren ble fremvist, og hele 5 år før Karl Benz avdekket den bensindrevne ekvivalenten [20].

Det er ikke vanskelig å se likhetene mellom Ayrton og Perrys elektriske trehjuling, og dolphinkonseptet slik det er beskrevet under delkapittel 1.2. Ayrton og Perrys modell var liten og kompakt, hadde tre hjul konfigurert i tadpole-formasjon og en helektrisk drivlinje. Dette vil si at Dolphin bygger på en nesten 140 år gammel ide, tuftet på teknologi som har ligget brakk på utviklingssiden i mange år siden den tid. Mer om det senere.

Tiden frem mot og omkring århundreskiftet skulle bli en gullalder for elbilen, selv om kjøretøyer med forbrenningsmotor også gjorde fremskritt på denne tiden. På grunn av dårlig

infrastruktur utenfor byene hadde selv biler med forbrenningsmotor problemer med å ferdes utenfor byområdene, slik at elbilenes begrensede rekkevidde ikke ble et utpreget problem. I tillegg var det på denne tiden elektrisitetsnettet begynte å ekspandere i de samme områdene, slik at muligheten for å lade batteriene ble flere. Elbilen hadde også flere fordeler fremfor bilene med forbrenningsmotor. De var stillegående, krevde ikke girskifter og var således enklere å kjøre, de slapp ikke ut illeluktende gasser, og krevde ikke manuelt arbeid for å starte slik forbrenningsmotorene gjorde. Dette gjorde at de fleste partene av bilene solgt i USA i 1899 og 1900 var elektriske [22, 23].

I 1899 oppnådde et landgående kjøretøy for første gang hastigheter på over 100 km/t, og rekorden ble satt av en belgisk elbil ved navn *La Jamais Contente*, vist i figur 1.5.

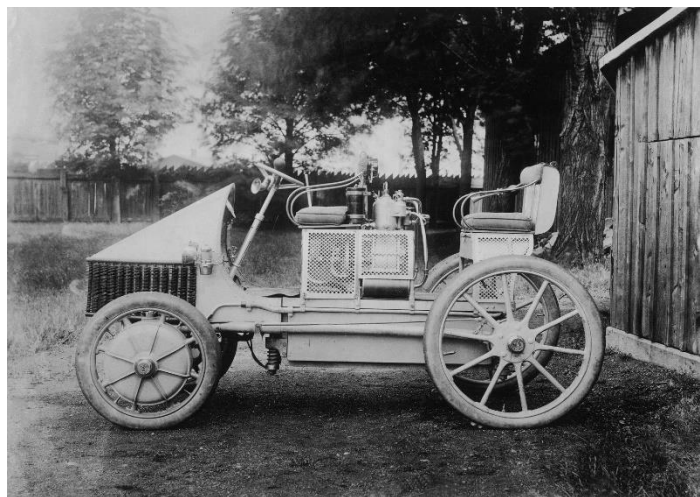
Denne bilen ble drevet av to elektriske motorer på 25 kilowatt hver, som til sammen utgjør ca. 68 hestekrefter. De 100-cellede blybatteriene leverte til sammen 124 ampere, med en spenning på 200 volt. Kraftoverføringen skjedde ved hjelp av to sett med tannhjulsdriv og kjeder, hvor det ene drevet er festet direkte på motorakselen og det andre på drivhjulet. Svært likt prinsippet bak konvensjonelle tråsykler [24]

Det var også på denne tiden, mens helelektriske biler tidvis dominerte markedene i større byer, at verdens første hybridbil ble laget. Oppfinneren var den etter hvert verdenskjente bilingeniøren Ferdinand Porsche, født av tyske foreldre i dagens Tsjekkia. I år 1900 fikk han i oppdrag av Jacob Lohner, en bilprodusent i Wien, å bygge et kjøretøy som kunne drives av både elektrisitet og bensin. Resultatet ble prototypen «*Semper Vivus*», avbildet i figur 1.6 [25, 26].

Denne modellen var en seriehybrid, som vil si at forbrenningsmotoren ikke har noen fysisk tilknytning til drivverket. De to ensylindrede bensinmotorene som hver produserte 2,5 hestekrefter drev hver sin generator, som igjen produserte 20 ampere med en spenning på 200 volt. Denne strømmen gikk direkte til de to nav-monterte elektriske motorene, som kan ses i navet på forhjulet på figur 1.6. Overskuddsstrøm ble levert til den 44-cellede batteripakken,



Figur 1.5: La Jamais Contente, verdens første landkjøretøy til å nå 100 km/t (1899) [24].



Figur 1.6: Lohner-Porsches «Semper Vivus», verdens første seriehybrid [25].

Batteriener leverte tilleggsstrøm til motorene når det trengtes, samtidig som de kunne levere strøm til generatorene slik at de kunne fungere som startmotorer for forbrenningsmotorene [25, 26].

Ferdinand Porsche fortsatte å utvikle sitt hybridkonsept frem til 1915 [25]. På denne tiden hadde bedret veinett, større tilgjengelighet på fossilt drivstoff, den elektriske startmotorens inntog på markedet og forbrenningsmotoriserte bilers overlegne rekkevidde og høyere ytelse bidratt til at interessen for el- og hybridbiler hadde stagnert [15]. Det var også på denne tiden at Henry Ford iverksatte samlebåndproduksjon av sin berømte Model T, som gjorde det mulig for middelklassen å gå til anskaffelse av bil – som tidligere stort sett hadde vært forbeholdt de rikeste. På 1930-tallet ble elbilene nærmest utryddet, og billig drivstoff og forbrenningsmotorens store fremskritt satt elbilteknologien på vent [23].

I de neste tiårene blir hele elbilindustrien liggende brakk, mens den på 1960-tallet så smått begynte å tilta igjen. I 1959 utviklet amerikanske National Union Electric Corporation i samarbeid med Henney Motor Company den elektriske modellen «Kilowatt» - basert på en Renault Dauphine [27, 28]. Se figur 1.7.



Figur 1.7: Henney Kilowatt fra 1960, basert på Renault Dauphine [27].

Henney Kilowatt ble produsert i 100 eksemplarer mellom 1959 og 1960, og kun 47 av dem ble solgt [28]. Den siste utgaven var utstyrt med 14 6-volts blybatterier koblet i serie, og kunne skilte med ytelse som lot seg høre – tatt i betraktning at dette var i 1960. Hastigheter på opptil 80 km/t var mulig, og rekkevidden var oppgitt til å være 75 km [28]. I tillegg var den utstyrt med en standardisert ladekontakt, for enkel lading fra et hvilket som helst privat strømuttak [29].

Den dårlige oppslutningen rundt Henney Kilowatt er et godt bilde på den generelle trenden i den vestlige verdenen på denne tiden. Bekymringen for lokal og global forurensning fra



Figur 1.8: A) Britiske Enfield 8000 [33], B) Amerikanske Sebring-Vanguard Citicar [32].

petroleumsbasert drivstoff var ennå liten, og det datidens batteriteknologi kunne tilby sto ennå langt tilbake for avstandene det var mulig å tilbakelegge med biler med forbrenningsmotor. Lademulighetene utenfor byene var også svært begrensede og ladetiden lang, slik at det var praktiskheten ved bilene med forbrenningsmotor som gjorde dem til det foretrukne valget.

Utover 1960-tallet ble det eksperimentert med større og mindre elbil-konsepter, men det var først et stykke inn på 1970-tallet at elektriske biler skulle få en form for kommersielt fotfeste igjen. Økende oljepriser, et tiltagende antall kjøretøyer på veiene og en økt bevissthet rundt hvordan utslipp fra forbrenningsmotorer påvirker luftkvalitet og bidrar til lokal og global forurensning var alle faktorer som ble medvirkende til at mulighetene ved alternativt drivstoff igjen ble undersøkt [30].

To gode eksempler på trenden innen 1970-tallets elbilsatsing er britiske Enfield 8000 og amerikanske Sebring-Vanguard CitiCar, vist i figur 1.8. De var begge små og kompakte, og var hovedsakelig ment til å være et alternativt transportmiddel innad i byene – gjerne som et supplement til den større personbilen de fleste husholdninger allerede disponerte [32]. Enfield ble introdusert i 1973, mens CitiCar kom året etter [31, 32].

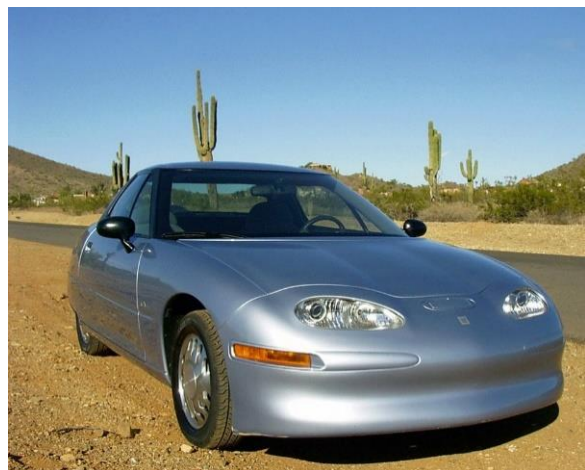
Enfield 8000 ble bygget på Isle of Wight i England i 120 eksemplarer, mellom 1973 og 1977 [33]. Den ytte 8 helelektriske hestekrefter fra en 48-volts likestrømsmotor, som ble forsynt med strøm fra 8 12-volts blybatterier. Dette resulterte i en toppfart på rundt 78 km/t og en rekkevidde mellom 80 og 144 kilometer [31, 33].

Sebring-Vanguard CitiCar hadde noe mer beskjedne spesifikasjoner, men solgte likevel betydelig bedre enn sin Engelske fetter. Vanguard produserte CitiCar fra 1974 til 1977, mens selskapet Commuter Vehicles overtok produksjonen og solgte en svært lik modell under navnet Comuta-Car fra 1979 til 1982 [32]. Totalt solgte disse to modellene rundt 4400 eksemplarer, noe som skulle bli det beste salgstallet for en registrerbar elbil i USA frem til Tesla kom på markedet på 2000-tallet [30, 32]. Med unntak av de første modellene hadde CitiCar 8 6-volts blybatterier, som forsynte en elektrisk motor som produserte 6 hestekrefter. Toppfarten var like over 70 km/t, og rekkevidden ca. 64 kilometer [32].

Det skulle ikke bli før på 1990-tallet at el- og hybridbiler for alvor igjen skulle gjøre seg gjeldende på markedet, og at de allerede eksisterende bilprodusentene skulle begynne å fatte interesse for biler drevet av alternativt drivstoff. GM EV1, vist i figur 1.9, var en av de første helelektriske bilene med mål og ytelser som kan sammenlignes med moderne elbiler.

Ramme og karosseri ble bygget i aluminium og komposittmaterialer for å spare vekt, og motoren produserte 137 hestekrefter og 149 Nm [35].

Første generasjon av EV1 ble levert med tradisjonelle blybatterier med en kapasitet på 16,5 kWh, mens det i 1999 ble rullet ut en andre generasjon med nikkell-metallhydridbatterier (Ni-



Figur 1.9: 1996 GM EV1 [34].

MH) med en kapasitet på 18,7 kWh. Rekkevidden ble av produsenten GM oppgitt til å være mellom 112 og 144 kilometer [35].

En annen nyvinning som dukket opp på 1990-tallet var Toyota Prius, verdens første serieproduserte hybridbil (figur 1.10). Den første modellen ble introdusert i 1997, og ble produsert i ca. 120000 eksemplarer til tross for at den kun ble solgt i Japan [37]. I løpet av februar 2017 hadde Toyota solgt 3,9 millioner eksemplarer av de ulike Priusmodellene siden 1997, og 10 millioner hybridbiler totalt [38].



Figur 1.10: 1997 Toyota Prius [36].

For å oppnå utslipps- og ytelsesmålene sine, utviklet Toyota sitt helt egne hybridsystem – THS (Toyota Hybrid System). Dette er et fullhybrid-system, som kombinerer en bensinmotor, en elektrisk motor og en generator. Alle disse komponentene er koblet sammen gjennom et planetgir, som tillater at kreftene blir fordelt til drivakselen på en måte som til enhver tid medfører optimal effektivitet i el- og bensinmotor. På denne måten kunne den drives av ren elektrisitet når forholdene tillot det, og bensinmotoren kun drev generatoren for å lade Nikkelmetallhydridbatteriene den første Priusen var utstyrt med. Hvis behovet for ekstra krefter oppsto, mobiliserte bensinmotoren ved å hjelpe til å drive hjulene. I tillegg bidro den regenerative bremsefunksjonen til å drive generatoren og produsere strøm under bremsing. På denne måten klarte Toyota å måle et forbruk på ca. 0,36L/mil, noe som var mer eller mindre revolusjonerende for en personbil på den tiden [40]. Bensinmotoren i den første Priusen var på 1,5L og 58 hestekrefter, mens elmotoren kunne yte 40 hestekrefter [36].

Siden Toyota lanserte Prius i 1997, har utviklingen innen el- og hybridbilteknologi skutt fart. Takket være moderne batteriteknologi har mange elektriske biler fått en rekkevidde som kan konkurrere med fossilt drivstoff, oppladbare hybridbiler har blitt svært populære, det legges til rette for stadig flere og raskere ladestasjoner for elbiler langs de største veiene, og offentlige retningslinjer og insentivordninger stimulerer til en overgang til en stadig mer elektrifisert bilpark [41].

Et av de mest fremtredende symbolene på moderne elbilteknologi- og design, er amerikanske Tesla Model S (figur 1.11). Model S ble introdusert i 2012, og skulle være et ledd i Teslas mål om å bevise at elektriske biler ikke trenger å inngå kompromisser for å konkurrere med tilsvarende bensin- og dieseldrevne biler [42].

Tesla Model S kan i dag levere ytelser og spesifikasjoner som kan sammenlignes med og til og med overgå de fleste sportsbiler med forbrenningsmotor. Den topputstyrte versjonen P100D kan leveres med firehjulstrekk, en toppfart på 250 km/t, akselerasjon fra 0-100 km/t på 2,5 sekunder, og en gjennomsnittlig rekkevidde på mellom 50 og 60 mil, avhengig av kjøring og forhold. Den kan i tillegg lades opp med over 27 miles rekkevidde på 30 minutter [42].



Figur 1.11: 2018 Tesla Model S P100D [42].

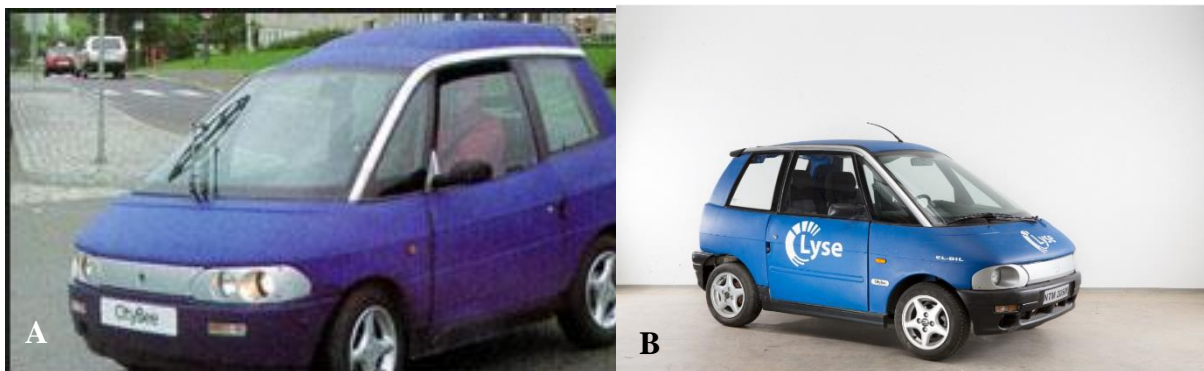
Dette er tall som for bare ti år siden var helt utenkelige, men som igjen er helt nødvendige om elektriske biler på sikt virkelig skal kunne konkurrere ut fossilt drevne biler fullstendig. I Norge har stortinget og regjeringen gjennom Nasjonal Transportplan (NTP) satt som mål at alle biler som selges nye skal være nullutslippsbiler innen 2025, mens Transportøkonomisk institutt (TØI) har gjennom en moderat beregningsmodell anslått at markedsandelen til elbiler i nevnte år vil være på 63,9 % avhengig av teknologiutvikling og avgiftsreguleringer [43]

Fremgangen i batteriteknologi siden millenniumskiftet, økt bevissthet rundt klima og miljø og bruk av offentlige insentivordninger er alle faktorer som uansett tyder på at fremveksten av el- og hybridbiler kommer til å fortsette med stadig tiltagende hastighet i fremtiden. Utfordringer for dagens elbilprodusenter er, som de alltid har vært, kombinasjonen av tilstrekkelig batterikapasitet, vekt og batterienes fysiske plassbruk. Dette er alle utfordringer som må tas stilling til ved utviklingen av en elektrisk drivlinje for Dolphinkonseptet.

1.4.2 Elbilen i Norge

For å også sette Dolphin inn i et norsk perspektiv og se den som en del av den nasjonale utviklingen i elbilteknologi, vil det her bli presentert en oversikt over de mest fremtredende elbilsatsingene i Norge i moderne tid.

Pivco



Figur 1.12: A) Pivco CityBee (PIV2) [63]. B) Pivco CityBee (PIV3) [62].

Pivco var en norsk elbilprodusent som ble grunnlagt i Aurskog i Akershus i 1990. Den første prototypen som kom rullende ut av fabrikkens var CityBee PIV2 (figur 1.12 A), og ble laget i 15 eksemplarer til OL på Lillehammer i 1994. Denne prototypen hadde en ramme av aluminium og karosseri i plast, og ble så godt mottatt at det i 1995 ble satt i gang produksjon av en ny og forbedret prototyp kalt CityBee PIV3. PIV3 hadde to seter og ble laget i 120 eksemplarer, hvorav 40 av dem ble levert i USA. [60, 61].

Denne siste prototypen, CityBee PIV3 (figur 1.12 B), ble satt sammen på Aurskog-Høland, i samarbeid med engelske Lotus. Med et karosseri produsert av Steyr Daimler-Puch i Østerrike, hadde CityBee en lengde på 2900 mm, en bredde på 1500 mm, og ble i tillegg til østerriksk plast laget med aluminium produsert av Hydro i Danmark. Det ble i CityBee benyttet 20 6-volts nikkel-kadmiumbatterier, noe som ga en rekkevidde på ca. 100 kilometer og en toppfart på mellom 90 og 100 km/t. Hvert batteri veide hele 12,5 kg hver, som vil si at batteripakken i seg selv veide 250 kg [59, 64].

I 1998 gikk selskapet konkurs, før det året etter ble kjøpt opp av Ford Motor Company og omdøpt til Think Nordic A/S [59]

Think

Ford hadde til hensikt å gjøre Think til et symbol på egen miljøratsing, og spyttet inn flere hundretalls millioner i prosjektet. Den første Think City rullet ut av samlebåndet i 1999 (figur 1.13 A). Think delte mange av egenskapene med dens forløper, CityBee. Den var laget i plast med en ramme av aluminium, hadde to seter, delte flere komponenter med Peugeot 106 Eletrique, og var utstyrt med nikkel-kadmiumbatterier.



Figur 1.13: A) Think City fra 1999 [60]. B) Think City II fra 2007 [65].

Den første Think City var utstyrt med en 3-faset asynkron induksjonsmotor som leverte 37 hestekrefter og 108 Nm, med drift på forhjulene. Fysiske mål, batterikapasitet, toppfart og rekkevidde var stort sett de samme som for de foregående Pivco-modellene, og egenvekten var på 940 kg [60]. Etter at Ford trakk seg ut i 2003, eierskifter og en ny konkurs i 2006, var Think i 2007 tilbake med den nye modellen City II (figur 1.13 B) med nye eiere og under det nye selskapsnavnet Think Global. De første ferdige bilene ble levert i november 2008 [59].

City II kunne skilte med spesifikasjoner som lithium-ion-batterier, toppfart på 100 km/t, en motor på 46 hestekrefter, rekkevidde på 160 kilometer og en vekt på 1038 kg [67].

Den nye Think City II ble produsert i Valmet i Finland helt til 2011, da produksjonen ble stoppet som en følge av dårlig økonomi. Den norske Think-satsingen gikk konkurs for godt. I

2010 ble det imidlertid igangsatt produksjon av Think i Elkhart i Indiana i USA, en produksjon som var tiltenkt å fortsette selv etter at den norske virksomheten hadde opphørt. Dette viste seg dog heller ikke lønnsomt, og all produksjon av Think City opphørte i 2012 [66].

Paxster



Figur 1.14: A og B) Paxster [68].

Paxster (figur 1.14) er et norskprodusert helelektrisk kjøretøy produsert av Paxster AS i Sarpsborg, som tar sikte på å forenkle hverdagen for budbilsjåfører. Dette selskapet har, som det fremkommer av figuren over, levert mange enheter blant annet til Posten Norge. Paxster har produsert slike bud-kjøretøy siden 2014, og modellen som produseres i dag tilhører annen generasjon som ble satt i produksjon i 2016 [69].

Paxster er konstruert for å forenkle prosessen med å ta seg inn og ut av kjøretøyet ved bl.a. postleveranser, noe som er ergonomisk utmattende for budbilsjåfører som må gjøre svært mange stopp over korte distanser. Kjøretøyet deler mange egenskaper med en motorsykkel, ved at den for eksempel ikke har dører og er utstyrt med styre-, gass- og bremsebetjening som på motorsykler. Paxsteren er i ferd med å etablere seg blant postvesen i hele verden, og bare på New Zealand er det pr. januar 2019 over 400 slike i tjeneste [69, 70]

Paxster kan leveres åpen eller med hardtop (figur 1.14). Den åpne modellen veier 265 kg, mens hardtop-utgaven har 60 kg ekstra å dra på. Begge kan lastes med opptil 200 kg inkludert fører. Motoren yter 4 kW, som avhengig av hvilken litium-ion-batteripakke som velges gir en rekkevidde på mellom 40 og 100 kilometer. Toppfarten er begrenset til 45 km/t [68].

Utover Paxster, produseres det i dag ingen registrerbare veigående kjøretøy i Norge. Think er nedlagt, og det samme gjelder den opprinnelig danske Buddy, som var norskeid- og produsert fra 1998 til elbilproduksjonen ble lagt ned i 2011 [71].

1.4.3 Småbilløsninger på markedet

I dette delkapittelet vil det bli presentert et knippe eksempler på løsninger som det vil være naturlig for Dolphin å sammenligne seg med, som allerede eksisterer på markedet. Det er her valgt å se på løsninger som ikke nødvendigvis er tuftet på en trehjuls-plattform, men som helt eller delvis er ment til å tjene den samme hensikten og bygger på de samme grunnideene som Dolphin. Det er kun tatt med løsninger som er i produksjon i skrivende stund, eller som befinner seg på konseptstadiet.

Hovedfokuset i disse gjennomgangene vil ligge på teknologi og drivverk, mens mengden av informasjon og dennes grad av detalj vil være avhengig av hvilken informasjon som er å finne gjennom produsentenes egne hjemmesider eller øvrige troverdige kilder.

Baojun E100



Figur 1.15: A) Baojun E100 eksteriør [44]. B) Baojun E100 interiør [44].

Tabell 1.1: Nøkkelinformasjon om Baojun E100.

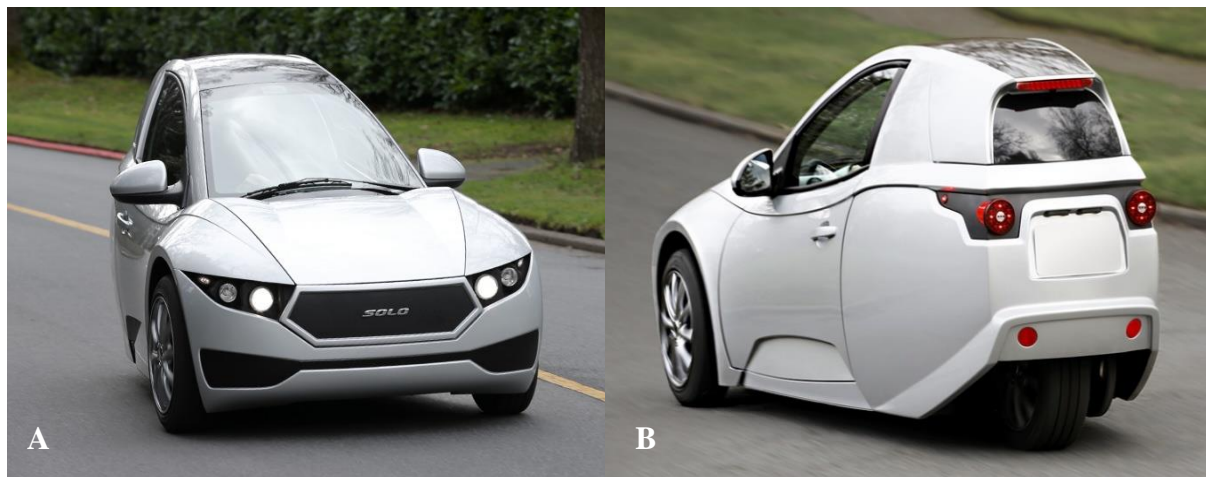
Baojun E100 [44, 45]	
<p>Motor: Permanentmagnetisert synkronmotor som driver fremakselen, 29 kW og 110 Nm.</p>	<p>Ladetid: 7,5 timer (20-100 %).</p>
<p>Batteri: Litium-ion-batteripakke med kapasitet på 14,9 kWh.</p>	<p>Vekt: 750 kg.</p>
<p>Rekkevidde: 155 kilometer (senere oppgradert til 200).</p>	<p>Toppfart: 100 km/t.</p>
	<p>Mål (L/B/H): 2488 mm/1506 mm/1670 mm.</p>

Baojun, et kinesisk selskap eid av blant annet amerikanske General Motors, lanserte i 2017 en kompakt toseters elbil for hjemmemarkedet i Kina (figur 1.15) [45].

Baojun E100 har et design og en fremtoning som gjør den svært lik en konvensjonell personbil, og med en rekkevidde på 155 kilometer (senere oppgradert til 200) er den i stand til å dekke svært mange behov i et tettbygget bymiljø [45].

Denne modellen er i tillegg utstyrt med moderne tilbehør som ABS, servostyring, skivebremseser, WIFI-tilkobling og en 7-tommers berøringsskjerm. Før subsidieringer fra kinesiske myndigheter har Baojun E100 en utsalgspris på mellom 14743 og 17255 dollar (mai 2018) [44]. Se tabell 1.1. for øvrige spesifikasjoner.

Electra Meccanica Solo



Figur 1.16: A) Electra Meccanica Solo sett forfra [46]. B) Electra Meccanica Solo sett bakfra [46].

Tabell 1.2: Nøkkelinformasjon om Electra Meccanica Solo [46].

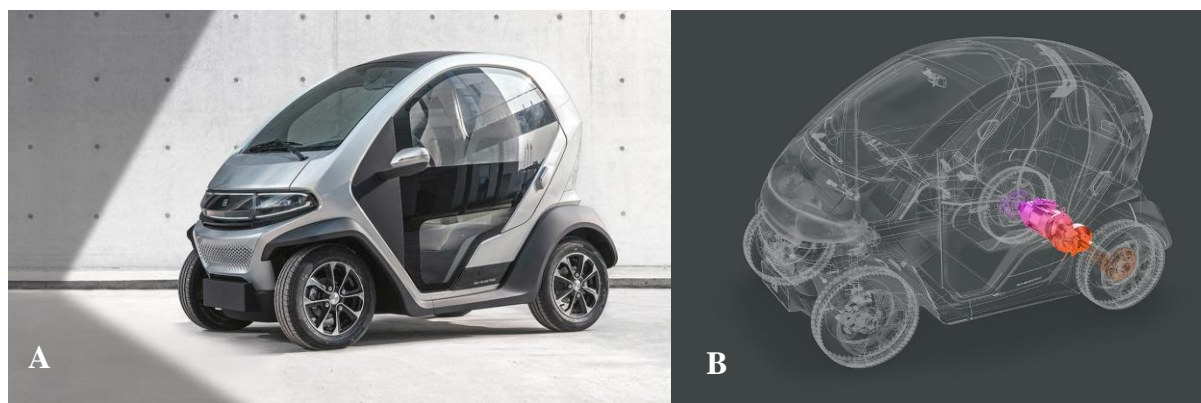
Electra Meccanica Solo [46]	
Motor: AC-synkronmotor som driver bakhjulet, 61 kW og 176 Nm.	Ladetid: 3 timer (0-100 %, 220 V).
Batteri: Litium-ion-batteripakke med kapasitet på 17,3 kWh.	Vekt: 675 kg.
Rekkevidde: 160 kilometer.	Toppfart: 130 km/t.
	Mål (L/B/H): 3100 mm/1330 mm/1340 mm.

Modellen Solo er en helektrisk trehjulsbil fra den kanadiske produsenten Electra Meccanica (se figur 1.16). Solo ble introdusert i 2016, og henvender seg hovedsakelig til nordamerikanske pendlere [46]

Solo har, som navnet hentyder, kun ett sete, og baserer seg på tadpole-plattformen som forklares nærmere under delkapittel 1.2. I likhet med Baojun E100 har Solo også et design som – i den grad det er mulig for en trehjuling – ikke avviker nevneverdig fra tradisjonelle personbiler.

Solo leveres med utstyr som blant annet aircondition, ryggekamera, bluetooth-stereo og oppvarmede seter, som alle er egenskaper som bidrar til å gjøre den like behagelig og komfortabel som andre biler. Prisen som oppgis på produsentens egne hjemmesider er 15500 dollar. Se tabell 1.2 for øvrige spesifikasjoner [46].

Eli ZERO



Figur 1.17: A) Eli ZERO [48]. B) 3D-illustrasjon av Eli ZERO med drivverk fremhevet i rosa og oransje [47].

Tabell 1.3: Nøkkelinformasjon om Eli ZERO [47].

Eli ZERO [47, 48]	
<p>Motor: AC-asynkron induksjonsmotor, maks. ytelse 8,8 kW.</p> <p>Batteri: 48V-Litium-ion-batteripakke med kapasitet på 6 kWh (8,3 kWh for plussversjonen).</p> <p>Rekkevidde: 136 kilometer (under ideelle forhold).</p>	<p>Ladetid: 6 timer (110 V).</p> <p>Vekt: 398 kg (410 kg for plussversjonen).</p> <p>Toppfart: 40 km/t.</p> <p>Mål (L/B/H): 2250 mm/1380 mm/1550 mm.</p>

Gjennom 2018 har det amerikanske selskapet Eli Electric Vehicles tatt imot et begrenset antall forhåndsbestillinger av Eli ZERO (figur 1.17), men pr dags dato er det ikke satt i gang noen produksjon.

Med sin ZERO har Eli som visjon å redusere trafikken og forurensningen i urbane områder, ved å gjøre bilene mindre og mer energieffektive. ZERO er utstyrt med to seter, og har en begrenset toppfart på 40 km/t. Dette gjør at den stort sett utelukkende vil være aktuell for bykjøring og som et middel til alle de korte turene som tas f.eks. til butikken og til treningssenteret på daglig basis [47].

Denne modellen er tenkt å tilbys i to versjoner, ZERO og ZERO+. Begge har utstyr som airconditon, soltak, parkeringssensor, bluetooth, LED-display og andre ting en kan forvente å finne i moderne biler [47]. Det er forventet at den ordinære salgsprisen vil være på mellom 9900 og 11900 dollar [48]. Se tabell 1.3 for øvrige spesifikasjoner.

Renault Twizy



Figur 1.18: A) Renault Twizy, sett forfra [49]. B) Renault Twizy, sett bakfra [49].

Tabell 1.4: Nøkkelinformasjon om Renault Twizy [49].

Renault Twizy [49]	
Motor: 3CG Asynkronmotor, 8 kW og 57 Nm.	Ladetid: 3,5 timer.
Batteri: Litium-ion-batteripakke med kapasitet på 6,1 kWh.	Vekt: 487 kg.
Rekkevidde: 90 kilometer.	Toppfart: 80 km/t.
	Mål (L/B/H): 2335 mm/1396 mm/1454 mm.

Renault Twizy (figur 1.18) ble lansert i Norge i 2013, og er således en modell mange nordmenn er kjent med. Like fullt er den meget aktuell ennå, og deler svært mange idéer og trekk med Dolphin-konseptet.

Renault selger Twizy inn som et morsomt og annerledes fremkomstmiddel, som dekker en stor andel av bilbehovet til en gjennomsnittlig by-beboer samtidig som den er et miljøvennlig alternativ. Twizy har to seter stilt opp etter hverandre i lengderetningen, hvor plassen i det bakerste er noe mer sparsom enn i det forreste [49].

Twizy har fire hjul og en lukket kupé som en vanlig bil, men kupéen er i komposittmateriale og er ikke utstyrt med oppvarmingsmuligheter. Den er klassifisert som en firehjuls motorsykkle, og kjøres på førerkort klasse B. Ellers leveres den med utstyr som ryggesensor, airbag og skivebrems. Prisen starter på 99900 NOK [49]. For øvrige spesifikasjoner, se tabell 1.4.

Arcimoto FUV

A



B



Figur 1.19: A) Arcimoto FUV sett forfra. B) Arcimoto FUV sett fra siden [57].

Tabell 1.5: Nøkkelinformasjon om Arcimoto FUV.

Arcimoto FUV [57]	
Motor: To motorer på 25 kW som driver hvert sitt forhjul, total effekt på ca. 67 hestekrefter.	Ladetid: ikke oppgitt.
Batteri: Litium-ion-batteripakke med kapasitet på 17,5 kWh.	Vekt: 499 kg.
Rekkevidde: 160 kilometer.	Toppfart: 129 km/t.
	Mål (L/B/H): 2769 mm/1549 mm/1549 mm.

Selskapet Arcimoto ble grunnlagt i USA i 2007, med den hensikt å gjøre persontransport mer bærekraftig. Som en konsekvens av dette er produksjonen av Arcimoto FUV (Fun Utility Vehicle) (se figur 1.19) allerede i gang, og selskapet har over 3300 reserverasjoner inne [57].

Denne modellen er laget for å frakte opptil to personer, og deler i utgangspunktet mange av egenskapene med en motorsykkel. Kabinen er åpen og uten dører, og har styre-, gass- og bremsefunksjoner som en motorsykkel. Den har tre hjul konfigurert i tadpole-formasjon, og individuell drift på begge forhjulene [57].

Selskapet har ennå ikke oppgitt noen offisiell pris for kjøretøyet ennå, men i et intervju med Wired har grunnlegger Mark Frohnmayer sagt at det tas sikte på en utsalgspris mellom 11500 og 15000 dollar, avhengig av tilleggsutstyr og batteripakke [58]. Pris og øvrige nøkkelspesifikasjoner som er gitt i tabell 1.5 er for øvrig ikke helt bestemt ennå, da serieproduksjon ennå ikke er igangsatt [57].

1.4.4 Tidligere konseptarbeid med Dolphin-konseptet

Som tidligere nevnt, er det tidligere gjort en del arbeid med Dolphin-konsepter ved NMBU. Dette arbeidet inkluderer både innvendig design, interiørdesign, hjuloppheng og chassis. Dette har resultert i flere ulike konsepter. Etter en rask kronologisk gjennomgang av tidligere arbeider med hjulgående dolphinkonsepter vil dette delkapittelet i all hovedsak presentere resultatene fra et utvalg av de gradsarbeidene som har resultert i et fullstendig utvendig design, med vekt på utforming og grove utvendige mål som er viktige for tilpasning av drivverk.

I 2010 ble det gjort tre mastergradsarbeider med lettvektskjøretøyet Dolphin Family. Disse omfattet et eksteriørdesign, et interiørdesign, og underchassis og hjuloppheng. Disse gradsarbeidene ble gjort av henholdsvis David Lindebø Østby, Magnus Schonhovd Ottesen og Jan Fredrik Aasheim, og tok utgangspunkt i deltakonfigurasjonen som er omtalt under idébeskrivelsen.

Året etter, i 2011, laget Kristoffer Roca et nytt eksteriørdesign til Dolphin Family basert på tadpole-prinsippet, før Christoffer Faye Leandersson i 2012 reviderte dette designet fullstendig og utarbeidet et nytt dolphinkonsept i deltaformasjon. Disse to designene er nærmere beskrevet på de to neste sidene. I den samme perioden – i 2012 – utviklet Alexander Moen Thue og Petter Sundquist en multifuel gassturbinmotor ment for bruk i et lettvektskjøretøy, men den ble aldri direkte konfigurert i et slikt kjøretøy.

I de to påfølgende årene, i 2013 og 2014, ble det gjort ytterligere to mastergradsarbeider på interiørdesign og hjuloppheng for lettvektskjøretøy basert på dolphinkonseptet. Disse ble gjort av henholdsvis Mizgin Rashid og Jarle Hjertaas Hanssen, og hadde begge utgangspunkt i tadpole-konfigurasjonen. I 2014 ble det også gjort et gradarbeid av Sigve Eikrem Finnøy, der det ble undersøkt mulighetene for et varmegjenvinningssystem for en gassturbinmotor i dolphinkonseptet.

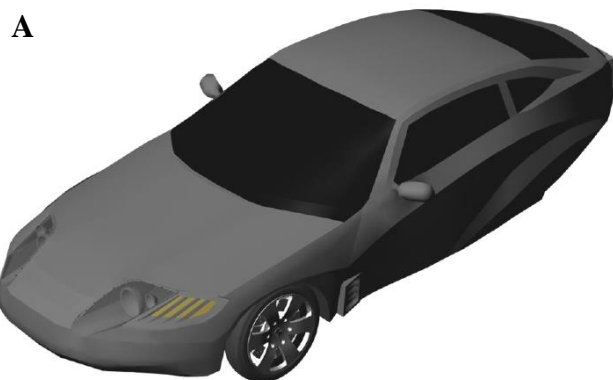
I 2015 laget Tone Skaar-Olsen et helt nytt Dolphin-design, og konseptet fikk navnet Dolphin Expression 2.0. Hovedfokuset i denne oppgaven lå på utforming av eksteriørdesign og førererergonomiske løsninger, og også dette konseptet bygget på tadpoleprinsippet. Resultatene fra denne oppgaven er beskrevet nærmere på neste side.

Året etter, i 2016, arbeidet Vidar Giske Henriksen med utviklingen av en dampturbin, som fungerer som et varmegjenvinningssystem for å øke den totale virkningsgraden i en gassturbinmotor til Dolphin. I likhet med arbeidet til Sigve Eikrem Finnøy var ikke resultatene herfra basert på noen av de konkrete Dolphin-designene som er laget, men tilstrekkelig komprimerte til å passe i kompakte lettvektskjøretøy generelt.

Det siste arbeidet som ble gjort på hjulgående Dolphinversjoner ble gjort av Ingvild Birkelund i 2018, og omfattet utvikling av førerkupé som kan tilpasses både luft- og veigående dolphinkonsepter. Utover dette er det laget flere oppgaver om en luftgående sveveversjon av Dolphin, men da de er av mindre relevans for denne oppgaven er de viet mindre oppmerksomhet.

Dolphin Family (2011)

Gjennom et mastergradsarbeid i 2011 presenterte Kristoffer Roca et forslag til eksteriørdesign for et lettvektskjøretøy basert på Dolphin-plattformen med plass til inntil 3 personer, basert på en tadpole-hjulkonfigurasjon [50]. Utformingen ble gjort med vekt på luftmotstand, noe som resulterte i et relativt lavt, bredt og langt design. Se figur 1.20 A.



Den totale lengden på kjøretøyet er på hele 4130 mm, noe som er i overkant mye for å oppnå tilfredsstillende egenskaper når det kommer til kompakthet og smidighet. Høyden er 1200 mm, og bredden inkludert speil er 1930 mm.

Som det fremgår av figur 1.20 B, så er karosseriet omtrent like bredt i bakkant som i forkant – selv om kjøretøyet kun er utstyrt med ett hjul bak. Et slikt design vil derfor ha god kapasitet til å romme plasskrevende drivverkskomponenter som batterimoduler og motorstyreenhet.

Dolphin Family (2012)

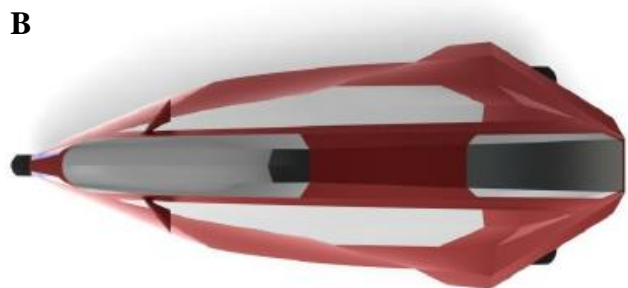
Gjennom et annet mastergradsarbeid, i 2012, utredet Christoffer Faye Leandersson et nytt forslag til design til et dolphinkonsept. Denne gangen basert på en plattform med en delta-hjulkonfigurasjon, med to hjul bak og ett hjul foran [51].

Også i dette arbeidet var en del av målet å skape et aerodynamisk design, noe som har resultert i en smal utforming som bærer preg av strømlinjede former og høy plassutnyttelse. Se figur 1.21. Dette karosseriet rommer en førerkabin med plass til fører og én passasjer, plassert etter hverandre i lengderetningen.

Sammenlignet med den forrige Dolphin-modellen som er presentert i dette delkapittelet har denne modellen krympet i både lengde og bredde, samtidig som den har vokst i høyden. De utvendige målene for denne modellen er en lengde på 3520 mm, en bredde på 1415 mm, og en høyde på 1630 mm.



Figur 1.20: A) (forrige side) Eksteriørdesign av Dolphin Family sett i perspektiv [50]. B) Sett bakfra [50].



Figur 1.21: A) Eksteriørdesign av Dolphin Family sett i perspektiv [51]. B) Sett ovenfra [51].

Dolphin Expression 2.0 (2015)

I 2015 gjorde Tone Skaar-Olsen et mastergradsarbeide på å skape et nytt, aerodynamisk og modernisert design for en ny dolphinplattform som fikk navnet Dolphin Expression 2.0 [52]. Med utgangspunkt i en tadpole-formasjon deler den noen hovedprinsipper med Dolphin Family-modellen som er vist i figur 1.20, men med et mer moderne og plassbesparende design. Se figur 1.22 og 1.23.



Figur 1.22: Dolphin Expression 2.0 forfra [52].

Dolphin Expression 2.0 er designet med en førerkabin med plass til fører og én passasjer plassert etter hverandre i lengderetningen, og med en glasskuppel til tak som er hengslet i forkant slik at den også fungerer som inn- og utgangsdør.

Expression 2.0 er noe lenger og bredere enn den foregående modellen som er beskrevet i dette delkapittelet. De utvendige målene er en lengden på 3784 mm, en bredde på 1582 mm, og en høyde på 1275 mm.



Figur 1.23: Dolphin Expression 2.0, sett bakfra [52].

Det er som tidligere nevnt gjort flere arbeider på Dolphinkonseptet enn de som er presentert under dette delkapittelet, og siden 2010 er det skrevet 13 mastergradsarbeider på hjulgående dolphinkonsepter.

Det er likevel valgt å kun legge vekt på de prosjektene som er tatt med da de er vurdert til å være mest relevant for arbeidene i denne oppgaven.

1.5 Oppdragsbeskrivelse

Selv om det er gjort flere gradsarbeider på veigående Dolphin-konsepter, har ingen av dem inkludert et konkret forslag til drivlinje. Oppdraget i denne oppgaven vil derfor bli å utrede og utvikle et komplett forslag til elektrisk drivlinje for bruk i et Dolphin-basert trehjulskjøretøy, med mulighet for tilpasning til hybriddrift om tiden tillater det. Kjøretøyet drivlinjen skal tilpasses til er tenkt brukt på offentlige veier, og å ha lademuligheter i private husholdninger på linje med kommersielle el- og hybridbiler. Ytelse, batterikapasitet, rekkevidde og andre relevante egenskaper må derfor gjenspeile dette.

De ulike komponentene som skal inngå og deres spesifikasjoner skal velges med bakgrunn i beregninger og relevant teori, samt gjenspeile dagens teknologi på de aktuelle områdene. Oppsett, konfigurasjon, fysisk plassbruk og plassering av nevnte komponenter vil kun være løst basert på tidligere Dolphin-konsepter, og kun begrenses av grove utvendige mål på disse

som er gitt under delkapittel 1.4.3. Detaljerte krav, grensebetingelser og målsetninger utarbeides i samarbeid med oppdragsgiver, og vil bli presentert på et senere tidspunkt.

1.6 Problemstillinger og teknologiske flaskehals

I dette delkapittelet vil det bli gitt en grov gjennomgang av de ulike problemstillingene og teknologiske utfordringene arbeidet vil være beheftet med. Det vil etter all sannsynlighet dukke opp flere utfordringer underveis i arbeidet, derfor er denne gjennomgangen gjort på et svært generelt grunnlag. Hensikten med dette avsnittet er således å gi et inntrykk av hvilke områder arbeidet er ment å omfatte, og hvor inngående hvert område skal belyses.

Som nevnt under oppdragsbeskrivelsen går denne oppgaven ut på å utvikle en elektrisk drivlinje for et trehjuls lettvektskjøretøy. Hovedfokuset vil derfor være på valg, tilpasning og konfigurasjon av nødvendige tekniske komponenter, men også områder som økonomi, sikkerhet og miljø må ivaretas. Nedenfor er de tidlig identifiserte problemstillingene med tilhørende teknologiske utfordringer listet opp punktvis.

- **Konstruksjon:** Komponenter som motor, aksler og tannhjulsutvekslinger må konseptualiseres, dimensjoneres og plasseres for å sikre minst mulig effekttap, minst mulig risiko for skader og enklest mulig tilgang ved reparasjoner og utskiftninger.
- **Kompakthet:** Nevnte komponenter skal tilpasses til en relativt liten og kompakt konstruksjon, derfor vil plassbruk og vekt være essensielt. I tillegg til å måtte dimensjoneres tilstrekkelig for blant annet ønsket moment og effekt må de oppta så lite plass og være så lette som mulig.
- **Batteri:** Energilagringenheten er direkte avhengig av teknologien som allerede finnes på markedet, det må derfor gjøres grundig research for å velge de beste battericellene. Effektiv modularisering for å oppnå en plasseffektiv batteripakke med eventuelt kjølesystem og tilstrekkelig kapasitet må derfor vies oppmerksomhet.
- **Gir og utveksling:** Overføringen av rotasjonsenergi fra elmotor til hjul må foregå på en måte som gjør at ønskelig fart og dreiemoment oppnås, samtidig som effekttapene er minst mulig. Fokuset blir derfor på å ta i bruk færrest mulig mellomledd mellom motor og hjul, samt velge girooverføringer som er tilstrekkelig robuste og effektive. Det bør også ses på mulighetene for å ta i bruk flere motorer heller enn å la én motor drive flere hjul om dette viser seg å være hensiktsmessig.
- **Sikkerhet:** Det stilles strenge krav til kjøretøyer for bruk på offentlig vei, og det er viktig å ta i bruk og tilpasse relevante sikkerhetsanordninger for å varsle om feil og overbelastninger på batteri og drivverkskomponenter. Muligheter for og nødvendigheten av elementer som temperaturmålere, turtallsmålere, overvåknings-system for el-nettet, overlastvarsling m.fl. må derfor undersøkes.
- **Økonomi:** Et prosjekt som dette vil naturligvis være beheftet med store utviklingskostnader i form av utrednings- og rapporteringsarbeid. Likevel vil det være viktig å holde kostnadene på et fornuftig nivå, slik at resultatene vil være mulig å realisere og til slutt kommersialisere. Det vil derfor legges vekt på å velge realistiske kompromisser mellom kostnader og kvalitet der det viser seg å være nødvendig.

2. PROSJEKTPLAN

I dette kapittelet vil det bli gjort rede for prosjektets målsetninger, og hvilke oppgaver som må løses for å oppnå dem. For å visualisere den planlagte fremdriften er prosjektarbeidet brutt ned i mindre enkeltoppgaver, som deretter er ført inn i et Gantt-diagram der prosjektets milepæler også er markert. Til slutt er prosjektets begrensninger listet opp punktvis, for å avklare på et tidlig tidspunkt hva slags oppgaver og hvilke resultater som ikke vil bli tatt tak i.

2.1 Målsetninger

Tydelige og klart avgrensede målsetninger er viktige for å sikre at fremdriften i et prosjektarbeid går i riktig retning. Målsetningene i dette prosjektet er delt inn i hovedmål og delmål. Hovedmålet har her en overordnet funksjon, og skal gjenspeile hva det er ønsket at skal være oppnådd innen prosjektets slutt. Videre er det utarbeidet en rekke mindre delmål, som ved felles oppnåelse skal bidra til at hovedmålet til slutt nås.

2.1.1 Hovedmål

Hovedmålet med dette gradsarbeidet vil være som følger:

- *Å utrede og utarbeide et forslag til komplett elektrisk drivlinje for et trehjuls lettvektskjøretøy basert på Dolphin-konseptet, med bakgrunn i moderne teknologi. Valgte løsninger skal ha utgangspunkt i relevant teori og nødvendige beregninger, og det skal foreslås tekniske spesifikasjoner og detaljerte anvisninger for en anbefalt løsning.*

2.1.2 Delmål

For å skape oversiktighet i prosjektarbeidet er det brutt ned i mindre delmål, som alle må oppnås for å skape de overordnede resultatene. Nedenfor, i tabell 2.1, er disse delmålene listet opp punktvis sammen med en tilhørende utdypning av hva de innebærer. Delmålene er oppført kronologisk, etter hvilken rekkefølge de bør oppnås gjennom prosjektarbeidet.

Tabell 2.1: Prosjektets delmål, med tilhørende forklaring.

#	Delmål	Forklaring
1	<i>Kartlegge bakgrunn og definere oppdrag.</i>	Presentere bakgrunnen for arbeidet, og sette det i perspektiv med dagens teknologi og behov. Gjøre rede for hvilke problemer som må tas stilling til i arbeidet.
2	<i>Planlegge metodikk og prosjektarbeid.</i>	Definere hva prosjektets leveranser skal være, og hva de <i>ikke</i> skal være. Sette opp en oversiktlig arbeidsplan og kartlegge verktøy og metoder.
3	<i>Innhente krav og spesifikasjoner.</i>	Avklare med oppdragsgiver hvilke krav og spesifikasjoner som skal gjelde for kjøretøyet, slik at nødvendige grunnlagsberegninger for valg av komponenter kan gjennomføres.
4	<i>Konseptualisering og konseptvalg.</i>	Velge ønsket konsept hva det gjelder drivverkskonfigurasjon og plassering av hovedkomponenter.

Tabell 2.1 forts: Prosjektets delmål, med tilhørende forklaring.

#	Delmål	Forklaring
5	<i>Finne relevant teori og gjøre nødvendige beregninger.</i>	Kartlegge og sette seg inn i hva slags teori som vil være relevant for å løse oppgaven. Gjøre nødvendige beregninger for å oppnå ønskede spesifikasjoner og tilfredsstille aktuelle krav. Velge og dimensjonere roterende/bevegelige drivverkskomponenter.
6	<i>Modellere og visualisere valgt løsning.</i>	Sette sammen valgte komponenter og visualisere resultater i en 3D-modell. Gjøre eventuelle dataanalyser.
7	<i>Produksjon og økonomi</i>	Utrede og foreslå produksjonsmetoder for egenutviklede komponenter, og gjøre en helhetlig analyse av økonomien i prosjektet.
8	<i>Rapportere og presentere</i>	Finpusse og ferdigstille rapport, Utføre prosessdiskusjon, konkludere og gi anbefalinger om videre arbeid. Forberedelser til muntlig presentasjon av prosjektarbeidet.

Delmålene er presentert i foretrukket kronologisk rekkefølge, men noe arbeid vil nødvendigvis foregå parallelt og på tvers av den opplistede rekkefølgen. Rapporteringsarbeidet vil foregå mer eller mindre kontinuerlig gjennom prosjektet. Ekstern datainnhenting gjøres kontinuerlig, og arbeidet kvalitetssikres gjennom samtaler med veiledere og øvrig ekspertise underveis.

2.2 Fremdrifts- og milepælplan

For å skape oversikt og lettere visualisere prosjektets fremdrift, er arbeidet brutt ned i mindre deloppgaver og deretter ført inn i et Gantt-diagram der planlagt tidsbruk for hver deloppgave kommer tydelig frem. I tillegg er prosjektets milepæler markert i Gantt-diagrammet. Disse milepælene beskriver ønskede tilstander eller resultater som skal være oppnådd på et bestemt tidspunkt i prosjektet, og er gitt under i tabell 2.2.

Tabell 2.2: Milepælplan for prosjektarbeidet.

#	Milepæl	Oppnåelsesdato
1	Bakgrunn er kartlagt og oppdrag er definert	15. jan. 2019
2	Innledning- og planleggingsdel er ferdig.	1. feb. 2019
3	Nødvendige krav og spesifikasjoner for arbeidet er innhentet.	15. feb. 2019
4	Konseptvalg er gjennomført og ønsket konfigurasjon er valgt og utredet.	15. mar. 2019
5	Beregninger er gjort og ønskede komponenter er dimensjonert.	29. mar. 2019
6	3D-modellering og rendrerte illustrasjoner er ferdig.	12. apr. 2019
7	Arbeidet er avsluttet og skriftlig rapport er levert.	15. mai 2019
8	Presentasjon er laget og muntlig fremlagt.	Juni 2019

Milepælene og tilhørende oppnåelsesdatoer som er presentert i tabell 2.2 er veiledende for fremdriften i prosjektet, og det tilstrebes at de følges og oppnås som planlagt. Det vil ikke foreligge noen delleveranser underveis, og alle resultatene vil bli fremlagt ved prosjektslutt.

I Gantt-diagrammet under, i figur 2.1, er fremdriften vist noe mer detaljert, og mindre deloppgaver er vist med tiltenkt tidsbruk. Milepælene fra tabell 2.2 er markert i diagrammet med røde striper.

Aktivitet	Januar	Februar	Mars	April	Mai	Juni
Bakgrunn og oppdragsdefinisjon	■					
Prosjektplanlegging		■				
Velge metoder og verktøy		■				
Gjennomgå teori og innhente informasjon		■	■			
Innhenting av krav og spesifikasjoner			■			
Velge konsept og konfigurere oppsett			■			
Gjøre beregninger og dimensjonere komponenter				■		
Beskrive løsning og spesifisere komponenter				■		
Illustrere valgt løsning i 3D				■		
Foreslå produksjonsmetoder og gjennomføre økonomisk analyse					■	
Gjennomføre prosessdiskusjon og anbefale videre arbeid					■	
Skrive rapport	■	■	■	■	■	■
Presentere arbeidet						■
Kvalitetssikre arbeidet	■	■	■	■	■	■

Figur 2.1: Fremdriftsplan for prosjektet.

Som det fremkommer av diagrammet er arbeidet planlagt i semi-månedlige intervaller. Noe slark og forskyvninger må påregnes, men rekkefølgen og parallelliteten mellom arbeidsoppgavene vil uansett gjelde.

2.3 Begrensninger

Et tidsbegrenset prosjekt må nødvendigvis ha noen avgrensninger, og det gjelder følgelig også dette. Estimert tidsbruk for en masteroppgave er 900 timer, fordelt mellom nyttår og 15. mai. For å levere resultater innenfor disse rammene er det satt følgende begrensninger:

- **Konsept** - Denne oppgaven skal kun omfatte drivlinjen, ikke kjøretøyets øvrige tekniske konfigurasjon. Det tas derfor høyde for at drivlinjen som utvikles kan tilpasses et slikt kjøretøy i etterkant, og hensynene som tas til bilens øvrige konstruksjon vil være begrensede. Forhold knyttet til elementer som karosseri, chassis, interiør og forstilling vil ikke bli diskutert.
- **EL-system** – Arbeidet vil i all hovedsak omfatte valg av komponenter og konfigurasjonen av disse. Det vil bli viet begrenset oppmerksomhet til oppkobling og tekniske detaljer rundt det elektriske systemet.
- **Motorkontroller** - Måten drivlinjen styres på vil ikke bli vektlagt i dette prosjektet. Det forutsettes at det finnes eksisterende styringsteknologi som kan håndtere løsningen som velges.
- **Beregninger** - Det vil kun bli gjort beregninger knyttet til egendesignede komponenter. Standardiserte deler vil det ikke bli gjort beregninger på, men innhentet informasjon fra leverandør der det blir aktuelt.

- **Standardiserte deler** - Det vil tilstrebes å ta i bruk standardiserte deler der det viser seg praktisk, for å holde kompleksiteten, kostnadene og tidsbruken nede. Dette vil gjelde komponenter som motor, lager, tannhjul, o.l.
- **Økonomi** - Økonomiske analyser vil kun bli gjort med bakgrunn i prisinformasjon som ligger tilgjengelig på internett, og det vil ikke bli innhentet ytterligere spesifikk informasjon fra aktuelle produsenter og leverandører.
- **Prototype** - Av tids- og ressursmessige årsaker vil det ikke bli tilvirket noen prototype eller andre fysiske modeller under dette arbeidet

3. METODEBESKRIVELSE

I dette kapitlet vil alt det praktiske rundt hvordan oppgaven skal løses bli beskrevet, med fokus på produktutviklingsmetodikk. Oversikt over tekniske begreper, formler og symboler vil også bli gitt her. Til slutt vil det bli gitt en eksplisitt gjennomgang av konkrete kvalitets-sikringstiltak som gjøres for at arbeidet skal holde ønsket nivå.

Det forutsettes at lesere av denne rapporten på forhånd har en viss kjennskap til grunnleggende elektriske og mekaniske komponenter, samt et veigående kjøretøys tradisjonelle oppbygning. Øvrige begreper, metoder og verktøy som ikke inngår i dette kapitlet vil beskrives og forklares fortløpende.

3.1 Terminologi og begreper

Dette delkapitlet er delt i tre, og inneholder oversikter og forklaringer av tekniske begreper, symboler og formler som er brukt gjennom rapporten.

3.1.1 Begrepsforklaring

Nedenfor, i tabell 3.1, er de ulike tekniske begrepene som er brukt i rapporten forklart. Begreper og termer som ikke finnes i denne oversikten er enten forklart fortløpende ved bruk, eller så forutsettes at leseren har kjennskap til dem på forhånd.

Tabell 3.1: Forklaring av tekniske begreper brukt i rapporten.

Begrep	Forklaring
<i>Dolphinkonsept</i>	Lettvekts trehjulskjøretøy basert på Dolphin-familien som er utviklet og utredet ved NMBU siden 2007.
<i>Hybriddrift</i>	Fremdrift for kjøretøy basert på to eller flere ulike energikilder.
<i>Drivlinje</i>	Fremdriftssystem for kjøretøy, inkluderer alle komponenter som direkte bidrar til å drive kjøretøyet.
<i>Delta</i>	Hjulkonfigurasjon for trehjulskjøretøy med to hjul bak og ett hjul foran.
<i>Tadpole</i>	Hjulkonfigurasjon for trehjulskjøretøy med ett hjul bak og to hjul foran.
<i>SI-enhet</i>	Enhet med bakgrunn i SI-systemet, et internasjonalt system for måling av fysiske størrelser. Brukt som standard i Norge og store deler av verden for øvrig.
<i>Milepæl</i>	I denne sammenheng: Betydelig skritt i et prosjekt. Beskriver en tilstand som er oppnådd, ofte en viss mengde arbeid som er unnagjort.
<i>IPD</i>	Integrert produktutvikling – Produktutviklingsmetodikk.
<i>Pughs metode</i>	Produktutviklingsmetodikk, brukt i utvelgelsesprosesser.
<i>SCAMPER</i>	Generell problemløsnings- og kreativitetsteknikk.
<i>Rullemotstand</i>	Kraft som motvirker fremdrift når et objekt ruller på et underlag.
<i>Luftmotstand</i>	Kraft som motvirker fremdrift når et objekt beveger seg gjennom en luftmasse.
<i>Stigningsmotstand</i>	Kraft som motvirker fremdrift når et objekt beveger seg opp en stigning.
<i>Kjøremotstand</i>	Samlebegrep om de tre foregående punktene.

Tabell 3.1 forts: Forklaring av tekniske begreper brukt i rapporten.

Begrep	Forklaring
<i>Regenerativ bremsing</i>	Lagring av bremseenergi som senere kan brukes til fremdrift av kjøretøyet.
<i>S-N-kurve</i>	Diagram som brukes til å estimere levetid for en syklisk belastet komponent.
<i>Gassturbin</i>	Høyhastighets-forbrenningsmotor med kontinuerlig forbrenning.
<i>Reluktansmotor</i>	Elektrisk motor bestående av en stator og en rotor, der påført spenning i statoren inducerer ikke-permanente poler i rotoren.
<i>Synkronmotor</i>	Elektrisk motor der rotoren roterer med et turtall som tilsvarer det påførte varierende magnetfeltet.
<i>Asynkronmotor</i>	Elektrisk motor der rotoren roterer med et turtall lavere enn det påførte varierende magnetfeltet.
<i>BLDC-motor</i>	Børsteløs likestrømsmotor.
<i>PMSM-motor</i>	Permanentmagnetisert synkronmotor.
<i>AC-induksjonsmotor</i>	Vekselstrømsmotor der den påførte strømmen inducerer spenninger i rotorviklingene.
<i>Aksialmotor</i>	Elektrisk motor der det varierende magnetfeltet virker parallelt med akselens rotasjonsakse.
<i>Nav-motor</i>	Motor montert inne i hjulet, der motorakselen og hjulet deler rotasjonsakse.
<i>Battericelle</i>	Betegnelse på én enkelt batterienhet, som for eksempel et enkeltstående konvensjonelt AA-batteri.
<i>Batterimodul</i>	Flere battericeller koblet og pakket sammen til én enhet.
<i>Batteripakke</i>	Flere batterimoduler- eller celler koblet sammen til én enhet. Betegnelse på den samlede batteriparken i f.eks. et kjøretøy.
<i>Litium-ion-batteri</i>	Kjemisk batteri der elektrisk spenning oppstår ved at litium-ioner beveger seg mellom anoden og katoden.
<i>NMC-batteri</i>	Litium-ion-batteri der katoden består av litium, nikkel, mangan og kobolt.
<i>LFP-batteri</i>	Litium-ion-batteri der katoden består av litium, jern og fosfor.
<i>LCO-batteri</i>	Litium-ion-batteri der katoden består av litium og kobolt.
<i>NCA-batteri</i>	Litium-ion-batteri der katoden består av litium, nikkel, kobolt og aluminium.
<i>18650-format</i>	Standardisert format på sylindriske batterier, der diameteren er 18 mm og lengden er 65 mm.
<i>Blybatteri</i>	Kjemisk batteri der en reaksjon inducerer spenningsforskjeller mellom ulikt ladede blymaterialer.
<i>Nikkel-metallhydridbatteri</i>	Kjemisk batteri der spenningsforskjeller oppstår mellom en negativ Nikkel-elektrode og et positivt metallhydrid.
<i>Ladenivå</i>	Angir hvor mye kapasitet det er igjen i et batteri før det må lades opp.
<i>Superkondensator</i>	Kondensator med betydelig høyere kapasitans enn tradisjonelle kondensatorer.

Tabell 3.1 forts: Forklaring av tekniske begreper brukt i rapporten.

Begrep	Forklaring
<i>Kontinuerlig effekt/moment</i>	Effekt eller dreiemoment som kan leveres kontinuerlig av et system over tid, uten at det oppstår fare for varmgang eller skade på systemet.
<i>Toppeffekt/moment</i>	Maksimal effekt eller dreiemoment som kan leveres av et system over korte perioder.
<i>Doble bærearmer</i>	Oppbygningsprinsipp for hjuloppheng.
<i>Kjerv</i>	Brå tverrsnittsovergang i belastet komponent som kan føre til lokale spenningskonsentrasjoner.
<i>FEM-analyse</i>	FEM: Finite Element Method. Metode for å gjøre styrkeberegninger på fortrinnsvis avanserte konstruksjoner i dataprogrammer, ved å dele opp konstruksjonen i mindre elementer som er mindre beregningsintensive for dataprogrammer.
<i>Mesh</i>	Elementinndeling i FEM-analyse.
<i>LCA</i>	Livsløpsanalyse. Analyse av total miljøpåvirkning for et produkt gjennom hele dets levetid.
<i>Batterikasse</i>	Kasse for oppbevaring av batterier under kjøring.
<i>CNC-maskinering</i>	Computer Numerical Control. Produksjonsteknikk. Datastyrt maskineringsteknikk ved hjelp av fleraksede maskiner.
<i>Sprøytetestøping</i>	Produksjonsteknikk. Sprøyting av flytende materiale inn i en støpeform for å oppnå ønsket geometri.
<i>Rendring</i>	Høyoppløst bilde av 3D-tegnet modell.
<i>Ah</i>	Eventuelt mAh. Angir hvor mange ampere en elektrisk energilagringseenhet kan levere over et tidsintervall på én time. .
<i>Wh</i>	Eventuelt kWh. Angir hvor mange watt en energilagringseenhet kan levere over et tidsintervall på én time.

3.1.2 Symbolliste

Under, i tabell 3.2, er det gitt en oversikt over symboler som er brukt i rapporten, med tilhørende forklaring og benevnning. Benevningene er gitt i SI-enheter, eller avledninger av disse.

Tabell 3.2: Oversikt over symboler brukt i rapporten, med tilhørende betydninger og enheter.

Symbol	Betydning	Enhet (SI)
F	Kraft	N
M	Moment	Nm
A	Areal	mm ²
m	Masse	kg
P	Effekt	W
I	Elektrisk strøm	A
U	Elektrisk spenning	V

Tabell 3.2 forts: Oversikt over symboler brukt i rapporten, med tilhørende betydninger og enheter.

Symbol	Betydning	Enhet (SI)
a	Akselerasjon	m/s^2
v	Hastighet	m/s
d	Diameter	mm
r	Hypotenus i rettvinklet trekant	mm
b	Lengste katet i rettvinklet trekant	mm
c	Korteste katet i rettvinklet trekant	mm
g	Tyngdeakselerasjon	m/s^2
G	Kraft grunnet tyngdepåvirkning	N
N	Normalkraft	N
I	Annet arealmoment	mm^4
η	Virkningsgrad	-
σ_n	Normalspenning (strekk/trykk)	MPa
σ_b	Bøyespenning	MPa
σ_d	Utmattingsgrense	MPa
σ_a	Bruddgrense	MPa
τ	Torsjonsspenning	MPa
σ_{jf}	Jevnførende spenning (Vm)	MPa
σ_{maks}	Største opptredende spenning	MPa
P_{mek}	Mekanisk effekt	W
P_{el}	Elektrisk effekt	W
Q	Batterikapasitet	Wh

3.1.3 Formler

I tabell 3.3 finnes en oversikt over formlene som er brukt i utregningene som er gjort i forbindelse med arbeidet, og som kan finnes igjen i beregningsdelen i rapporten. Formlene i tabellen under er nummerert med indekser, og referert til der de er tatt i bruk. Formlene er hentet direkte fra Tekniske Tabeller [140], eller avledet av disse.

Tabell 3.3: Oversikt over formler som er brukt i rapporten, med tilhørende beskrivelse og indeks.

Navn/beskrivelse	Formel	Indeks
Kraft	$F = m \times g$	3.1
Moment	$M = F \times d$	3.2
Likevektslikning 1	$\sum F_x = 0$	3.3
Likevektslikning 2	$\sum F_y = 0$	3.4
Likevektslikning 3	$\sum M_p = 0$	3.5
Annet arealmoment for sirkulært tverrsnitt	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} d^4$	3.6

Tabell 3.3 forts: Oversikt over formler som er brukt i rapporten, med tilhørende beskrivelse og indeks.

Navn/beskrivelse	Formel	Indeks
Polart annet arealmoment for sirkulært tverrsnitt	$J = \frac{\pi}{32} d^4$	3.7
Pythagoras læresetning	$r^2 = b^2 + c^2$	3.8
Virkningsgrad	$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{inn}}$	3.9
Total virkningsgrad	$\eta_{tot} = \eta_1 \times \eta_2 \times \dots \times \eta_n$	3.10
Rullemotstand	$F_{Ro} = c \times G$	3.11
Luftmotstand	$F_L = 1/2 \times \rho \times c_w \times A \times v^2$	3.12
Stigningsmotstand	$F_{St} = G \times \sin \alpha$	3.13
Kjøremotstand	$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro}$	3.14
Mekanisk effekt	$P_{mek} = T \times \omega$	3.15
Mekanisk effekt for å overkomme kjøremotstand	$P_w = F_w \times v$	3.16
Mekanisk effekt for å overkomme kjøremotstand og tapsledd	$P_{mek} = \frac{F_w \times v}{\eta_{tot}}$	3.17
Elektrisk effekt for å overkomme kjøremotstand og tapsledd	$P_{el} = \frac{P_{mek}}{\eta_{motor}}$	3.18
Batterikapasitet ved kontinuerlig effektbruk	$Q = \frac{P_w \times t}{\eta_{tot}}$	3.19
Friksjonskraft	$F_f = \mu \times N$	3.20
Sikkerhetsfaktor mot flyt	$\eta_{SF} = \frac{R_e}{\sigma_{maks}}$	3.21
Bøyespennning	$\sigma_b = \frac{M \times c}{I}$	3.22
Toakset bøyespennning	$\sigma_b(c, b) = \frac{M_N \times c}{I_N} + \frac{M_y \times b}{I_y}$	3.23
Aksialspennning	$\sigma_N = \frac{F_A}{A}$	3.24
Torsjonsspennning	$\tau = \frac{T \times c}{J}$	3.25
Jevnførende spennning (von Mises)	$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_{xy}^2}$	3.26
Tillatt spennning	$\sigma_{till} = \frac{R_e}{\eta_{SF}}$	3.27
Total spennning i et tverrsnitt	$\sigma_{tot} = \sigma_b + \sigma_N$	3.28

3.2 Metodebruk og løsningsverktøy

I dette delkapittelet vil de ulike produktutviklingsmetodene som er brukt i arbeidet bli presentert. Disse metodene er tatt i bruk for å systematisere arbeidet, og for å lettere begrense og konsentrere arbeidet rundt et enkelt tema av gangen. Det har også blitt tatt i bruk flere digitale hjelpemidler for å utføre og dokumentere prosjektarbeidet. Disse vil også bli gjennomgått under dette delkapittelet.

Det understrekes at de ulike produktutviklings- og ingeniørmotodene som er beskrevet her ikke alltid vil komme like eksplisitt frem når de brukes gjennom rapporten, men kan også brukes som teknikker for å stimulere underliggende kreative prosesser gjennom et produktutviklingsarbeid.

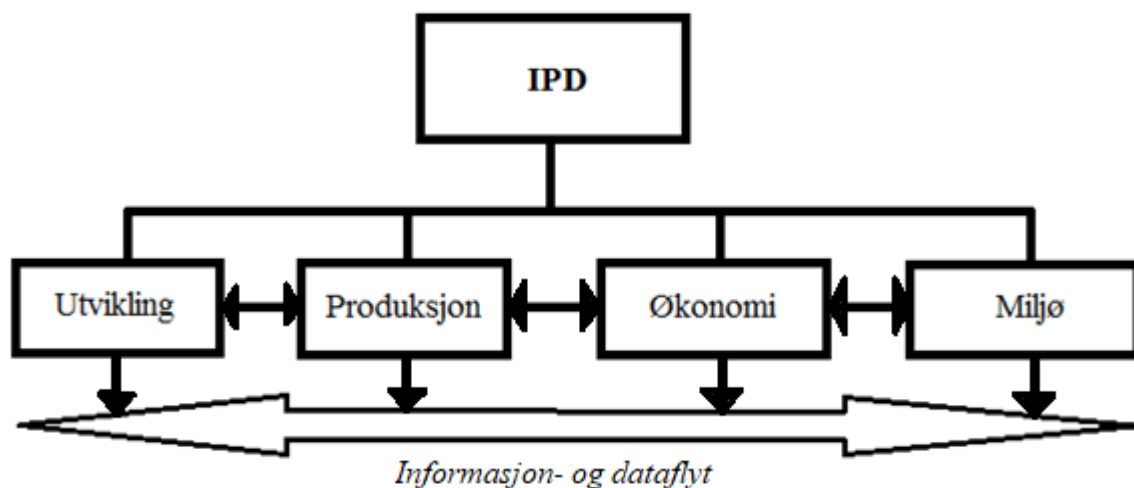
3.2.1 Metodebruk

De ulike produktutviklingsmetodene vil her bli presentert punktvis, med en detaljert beskrivelse.

IPD – Integrert produktutvikling [53]

IPD er en produktutviklingsmetodikk med opphav i USA, der fokuset er å oppnå høyere effektivitet i produktutviklingsarbeidet. Gjennom god planlegging og effektiv flyt av informasjon på tvers av relevante fagområder under hele prosjektarbeidet er målet med IPD å oppnå en effektiv arbeidsprosess, effektiv ressursbruk og å lære av erfaringer.

IPD regulerer både hvilke punkter som bør arbeides med i et produktutviklingsprosjekt, og rekkefølgen de bør gjøres i. Metoden kan oppsummeres i fire trinn, som er gjengitt og illustrert i figur 3.1 nedenfor.



Figur 3.1: Kommunikasjonsledd og dataflyt i IPD.

Et viktig poeng i figuren ovenfor er sammenhengen og sidestillingen mellom de fire hovedpunktene. Alle fire punktene henger sammen med hverandre, og er avhengig av dataflyt mellom hverandre for å fungere optimalt. Under er hvert hovedpunkt beskrevet nærmere.

Utvikling - Selve arbeidet med utviklingen av produktet, med hensyn på bl.a. materiale, dimensjonering og design.

Produksjon - Tilvirkningen av produktet. Produksjonsmetode, utstyr, tilgjengelig teknologi, osv.

Økonomi - Det økonomiske aspektet ved produktutviklingsarbeidet. Effektivitet, god planlegging, markedsanalyser og kostnadsberegninger.

Miljø - Miljøhensynet ved tilvirkning og utvikling av produkter blir stadig viktigere, derfor er det viktig å kartlegge og ta stilling til alle miljømessige aspekter ved et produktutviklingsarbeid. F.eks. gjennom en livsløpsanalyse med tanke på karbonavtrykk. Øvrige aspekter ved det klassiske HMS-uttrykket sorterer også innunder dette punktet, og den generelle sikkerheten vil alltid være høyt prioritert i alle prosjekter.

IPD som metode egner seg like godt til store så vel som små prosjekter. I dette prosjektet er den brukt blant annet for å ikke glemme viktige arbeidsoppgaver, og ikke gjøre dem i en rekkefølge som vil skape problemer på et senere tidspunkt. Den brukes også som en form for kjørerute, som et hjelpemiddel for å ikke glemme viktige momenter som alltid må tas hensyn til når avgjørelser skal tas.

Denne metoden kommer virkelig til sin rett når alle involverte parter samarbeider og utveksler relevant informasjon med hverandre under utviklingsprosessen. Dette innebærer ikke bare avdelinger innad i en bedrift som utviklingsteam, regnskap, personalavdeling, HMS-ansvarlig og ledere, men også eksterne aktører som verksted, materialleverandører og eventuelle eksterne produksjonsbedrifter. Når alle disse partene kommuniserer og utveksler relevant informasjon til rett tid vil hele prosessen gå enklere og målene oppnås mer effektivt. Da dette prosjektet først og fremst er et énmannsarbeid vil ikke denne metoden bli så synlig og dominerende som i større og mer omfattende prosjekter med flere involverte, men det vil søkes å involvere de rette folkene med den rette kunnskapen når viktige avgjørelser skal tas. På denne måten forsøkes det å eliminere usikkerhet og gjøre avgjørelsesgrunlaget mer solid.

Pughs metode [54]

Pughs metode er oppkalt etter tidligere professor ved universitetet i Strathclyde Stuart Pugh, som på det tidspunktet hadde lang fartstid innen ingeniøryrket. Gjennom sin karriere skrev han også flere bøker, hvor han blant annet beskriver en etter hvert mye brukt produktutviklingsmetode i boken som han ga navnet Total Design.

Metoden går ut på å ved hjelp av uavhengige og kvalitative seleksjonskriterier velge optimale løsninger for eksempelvis design blant ulike alternativer på et tidlig tidspunkt, ved hjelp av en objektiv poenggivning på en forhåndsbestemt skala. Dette gjøres vanligvis ved at de ulike alternativene settes inn i et matrisystem, slik at poengscoren på alle seleksjonskriteriene enkelt kan summeres opp for hvert alternativ og alternativet med høyest total score kan identifiseres. Nøkkelen i denne metoden er bruk av metriske verdier for å gjøre i utgangspunktet kvalitative egenskaper målbare i forhold til hverandre, slik at ulike alternativer kan sammenlignes kvantitativt ved hjelp av matriser og dataverktøy.

Metoden kan også utvides til å inkludere vektete seleksjonskriterier. Dette innebærer at hvert seleksjonskriterie på forhånd gis et prosentvis vektall basert på hvor viktige de er, slik at den totale summen av vektallene blir 100 prosent. Alle alternativene blir fortsatt gitt en poengscore under hvert seleksjonskriterie, men disse poengscorene blir i tillegg ganget med nevnte vektall før total poengscore summeres opp for hvert alternativ. På denne måten unngås det at alternativer blir valgt på grunnlag av at de scorer høyt på mindre viktige kriterier, men lavere på viktige kriterier.

I dette prosjektet vil metoden bli tatt i bruk under en egenscreeningsprosess, der ulike funksjonsalternativer vil bli utarbeidet på bakgrunn av foretrukne egenskaper og spesifikasjoner. Pughs metode blir deretter tatt i bruk for å sammenligne de ulike funksjonsalternativene på en kvantitativ skala for å kartlegge hvilket av alternativene som samlet sett oppfyller ønskede kriterier på en mest tilfredsstillende måte.

SCAMPER [55, 56]

SCAMPER er en produktutviklingsteknikk funnet opp av Alex Osborn, kreditert som oppfinner av brainstorming. Ordet SCAMPER er et akronym for de engelske ordene Substitute, Combine, Adapt, Modify, Put to another use, Eliminate, og Reverse. Det er også mulig å legge til flere bokstaver til dette akronymet, for eksempel en ytterligere R for Rearrange. Som det ligger i ordene går denne metoden i all hovedsak ut på å ta utgangspunkt i et eller flere allerede eksisterende produkter eller ideer, for så å forsøke å blant annet finne andre bruksområder eller potensielle forbedringer ved dette.

SCAMPER er i så måte en brainstormingsteknikk for å komme opp med ideer til nye eller forbedrede produkter med utgangspunkt i gamle. Hensikten med metoden er å komme opp med så mange ideer som overhodet mulig, som på et senere tidspunkt kan skrotes eller tas videre for eksempel ved hjelp av Pughs metodikk.

Dette er ikke nødvendigvis en teknikk som det vil komme eksplisitt frem gjennom rapporten at er tatt i bruk, men som i varierende grad ligger underbevisst gjennom alle kreative prosesser. Likevel vil den være nyttig å sette seg inn i før eller under slike kreative prosesser, for å minne seg selv eller prosjektgruppen på hvor mange ulike angrepsvinkler det er mulig å ha til et produktutviklingsproblem.

I dette prosjektet vil denne teknikken ligge i bunn i de aller fleste avgjørelsesprosesser. Den vil bli mest aktivt brukt ved design av nye komponenter eller der det vurderes hvorvidt eksisterende produkter kan brukes til å løse oppgaver, men også underliggende ved mindre synlig problemløsning rundt utforming av rapport, presentasjon av data, o.l.

3.2.2 Løsningsverktøy

Gjennom dette prosjektarbeidet er det tatt i bruk flere digitale hjelpeverktøy for blant annet å skrive rapport og produsere tegninger. Nedenfor i tabell 3.4 er disse listet opp, med tilhørende beskrivelse av i hvilke sammenhenger de er brukt.

Tabell 3.4: Løsningsverktøy som er brukt i prosjektarbeidet.

Verktøy	Anvendelse
<i>Microsoft Word 2016</i>	Denne rapporten er i sin helhet skrevet i Word 2016.
<i>Microsoft Excel 2016</i>	Diagrammer og grafer er laget i Excel 2016.
<i>Microsoft PowerPoint 2016</i>	Presentasjon av prosjektet lages i PowerPoint 2016.
<i>Microsoft Paint</i>	Paint er brukt til å lage mindre figurer, og til å beskjære øvrige bilder og figurer.
<i>Draw.io</i>	Onlinetjeneste for tegning av diagrammer.
<i>Autodesk Fusion 360</i>	Autodesk Fusion 360 er brukt til å lage 3D-fremstillinger.
<i>ANSYS Workbench/Mechanical</i>	Simuleringer er gjort i ANSYS Workbench/ANSYS Mechanical.

Tabell 3.4 forts: Løsningsverktøy som er brukt i prosjektarbeidet.

Verktøy	Anvendelse
CES EduPack 2018	CES EduPack 2018 er brukt til å innhente materialdata og til å utarbeide livsløpsanalyser.

3.3 Kvalitetssikring

For å sikre et godt, legitimt, nøyaktig og troverdig resultat vil det bli gjort en rekke kvalitetssikringstiltak gjennom dette prosjektarbeidet, og gjennom rapporten vil noen av dem være mer synlige enn andre. I dette delkapittelet vil det bli gitt en helhetlig oversikt over grepene som er gjort for å sikre kvaliteten i arbeidet.

Rapport

Alle fasene i prosjektarbeidet vil i sin helhet gjengis i denne rapporten. Alt av relevant grunnlag for valg av løsninger vil her bli inngående beskrevet, og rapporten vil følge IMRAD-strukturen – som er standard rapporteringsmetode ved NMBU. Dette er ment for å skape ryddighet, oversiktlighet og en naturlig rekkefølge å følge arbeidet på for leseren.

Alle figurer, tabeller og diagrammer i rapporten er nummerert og beskrevet med tilhørende figur- og tabelltekst, og henvist til der de er relevant. For øvrig er rapporten i sin helhet gjennomgått i etterkant for korrekturlesning, for å sikre et riktig og forståelig språk, korrekte henvisninger og for å etterse at all relevant dokumentasjon er tatt med. Rapporten fungerer på denne måten som fullstendig dokumentasjon for arbeidet som er gjort i dette mastergrads-arbeidet, og undertegnede går god for at den er fullstendig og nøyaktig.

Standarder og forskrifter

For å sikre at produktet som er utviklet i dette prosjektarbeidet holder en tilfredsstillende standard og tilfredsstillende gjeldende krav og føringer, vil det tilstrebes å følge aktuelle standarder og forskrifter der det er mulig. Det undersøkes at anbefalte standarddeler har nødvendige merkinger og godkjenninger for tiltenkt bruk, og at produktet i sin helhet ikke bryter med gjeldende reglementer og forskrifter.

Prosjektarbeidet i seg selv vil også bli utført med bakgrunn i relevante standarder og forskrifter, og i tabell 3.5 nedenfor er aktuelle standarder og forskrifter som er benyttet i arbeidet gjengitt.

Tabell 3.5: Standarder og forskrifter som er lagt til grunn i prosjektarbeidet.

Standard/forskrift	Beskrivelse
ISO 9000	Systemer for kvalitetsstyring: Grunntrekk og terminologi.
ISO 128	Fremstilling av tekniske tegninger.
ISO 9001	Systemer for kvalitetsstyring: Krav (kap. 7)
Forskrift om maskiner (maskinforskriften, FOR-2009-05-20-544)	Dette prosjektarbeidet omfatter utvikling av en maskin, og må derfor innrette seg etter maskinforskriften der den er relevant.
Forskrift om tekniske krav og godkjenning av kjøretøy, deler og utstyr (kjøretøysforskriften, FOR-1994-10-04-918)	Dette prosjektarbeidet omfatter utvikling av et kjøretøy ment for bruk på offentlig vei, og må derfor innrette seg etter kjøretøysforskriften der den er relevant.

Tabell 3.5 forts: Standarder og forskrifter som er lagt til grunn i prosjektarbeidet.

Standard/forskrift	Beskrivelse
Forskrift om elektrisk utstyr (FOR-2017-10-10-1598)	Dette prosjektarbeidet involverer bruk av et mobilt høyspentanlegg, og må derfor innrette seg etter forskrift om elektrisk utstyr der den er relevant.

Metoder

Det vil i dette prosjektarbeidet tas i bruk anerkjente produktutviklingsmetoder som IPD, Pugh og SCAMPER (se kapittel 3.2). Å ta i bruk etablerte metoder på denne måten er med på å sikre at resultater oppnås på riktig grunnlag og på en effektiv måte, uten at viktige momenter blir utelatt. Metodebruk er en meget viktig del av et mastergradsarbeid, og det vil således bli lagt stor vekt på at arbeidet som gjøres blir presentert på en oversiktlig måte der dette kommer godt frem.

Teori og beregninger

All teori, formler og øvrig beregningsgrunnlag vil hentes fra pålitelig faglitteratur, og beregninger vil gjøres og ettergås i samråd med veileder og øvrig ekspertise ved fakultetet der det blir nødvendig. Det vil ikke bli gjort beregninger på eksterne standardkomponenter, men det vil som tidligere påpekt etterses at disse tilfredsstillende gjeldende standarder og forskrifter om dette blir aktuelt. Det vil således tas for gitt at oppgitte beregningsgrunnlag for disse er korrekte.

Veiledning og ekspertise

Ved usikkerhet rundt valg og avgjørelser gjennom prosjektarbeidet, spørsmål rundt beregninger og ved fastsetting av krav og spesifikasjoner vil det bli søkt råd hos veileder og øvrig ekspertise ved fakultetet, og arbeidet for øvrig vil bli gjennomgått jevnlig sammen med veileder for å kvalitetssikre innhold og sikre fremgang.

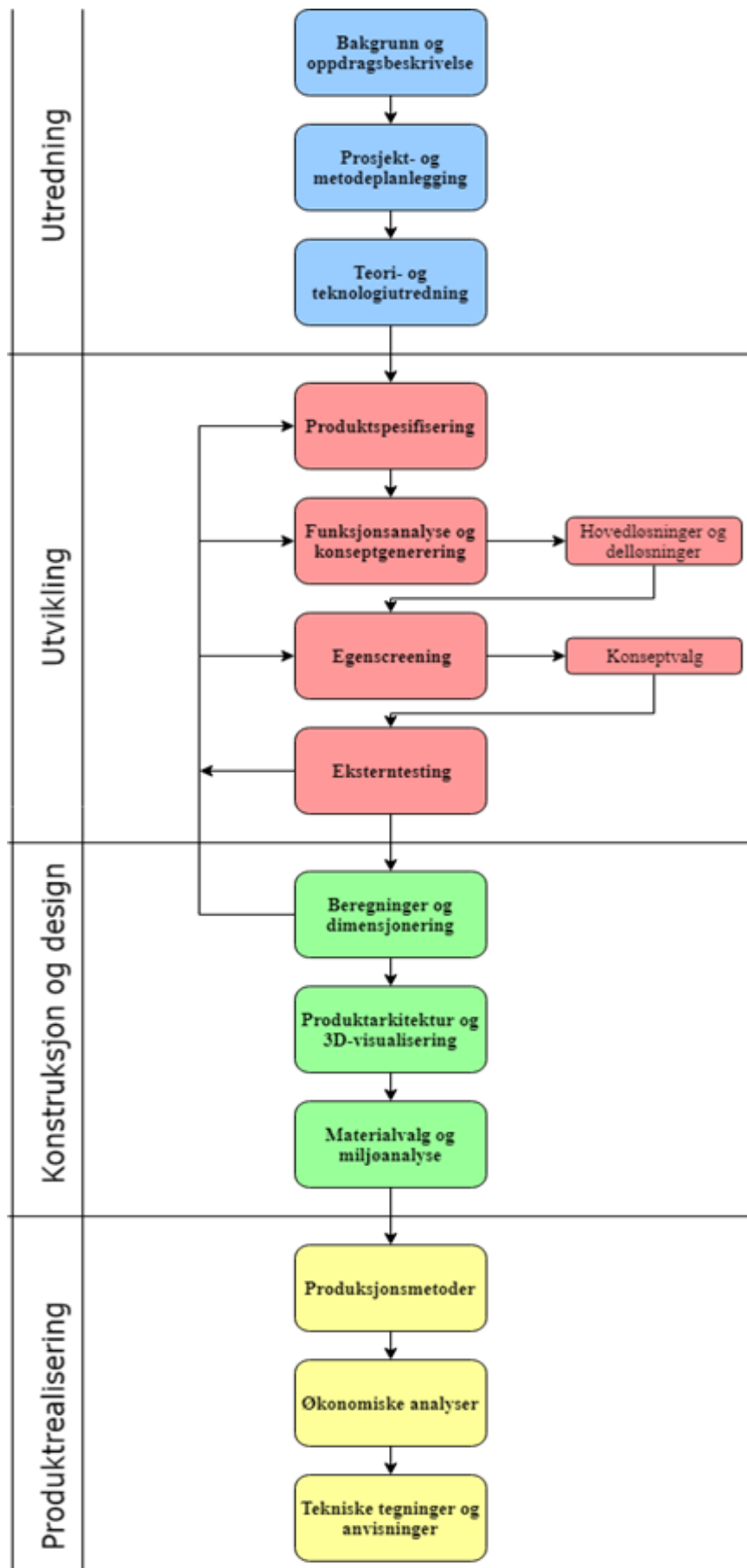
Kilder

Litteratur og fagstoff som ligger til grunn for arbeidet som skal gjøres gjennom dette prosjektet vil så fremt det er mulig bli hentet fra fagbøker, hefter og kompendier brukt ved tidligere kurs ved NMBU, fagartikler og rapporter. Det vil forsøksvis bli tatt i bruk så oppdaterte kilder som mulig, og uklar eller vag informasjon vil forsøkes kryssvalidert gjennom innhenting av tilsvarende informasjon fra andre kilder.

Det vil også bli gjennomført nettsøk i forbindelse med tilegning av nødvendig kunnskap og teknisk informasjon som ikke foreligger i noen av de overnevnte skriftlige informasjonskildene. Eksempler på dette vil være informasjon om eksisterende løsninger på markedet, teknisk produktinformasjon fra leverandører av eksterne komponenter, og inspirasjon til eventuelle design. Google benyttes som førsteprioritert søkemotor, og informasjon fra internett vil tolkes kritisk da nettsider vanligvis vil være mindre pålitelige informasjonskilder enn skriftlige kilder som for eksempel fagbøker og vitenskapelige artikler.

Alle påstander, tallverdier, tekniske spesifikasjoner og øvrig informasjon som ikke anses som allmennkunnskap i denne rapporten er underbygget av kilder, og henvist til i teksten. Alle kilder er oppført under et eget kapittel i rapporten, og inndelt i skriftlige kilder og nettkilder.

3.4 Prosesstrinn



Figur 3.2: Oversikt over de ulike prosesstrinnene i prosjektarbeidet, og hvordan de henger sammen. Prosjektet deles inn i fire faser.

I utredningsfasen gjøres det innledende arbeidet, og det er her forutsetningene for å gjøre et godt arbeid senere i produktutviklingsprosessen skapes. Fasen avsluttes med utredning av relevant teori og tilgjengelig teknologi.

Utviklingsfasen er den mest kritiske fasen i prosjektet, og det er her selve produktutviklingen skal foregå. Basert på en funksjonsanalyse og teorien og teknologien som ble utredet i forrige fase skal hovedløsninger og delløsninger utarbeides, som etter en nøyde overveid egenscreening skal settes sammen til et foretrukket konsept. Når ønsket løsning er valgt eksterntestes totalløsningen, for å få input om ting som burde eller kunne vært gjort annerledes slik at dette kan utbedres på et tidlig tidspunkt..

Figur 3.2 forts: I neste fase finpusses løsningen, ved å gjøre beregninger og dimensjonere slik at konstruksjonen optimaliseres med tanke på design, vekt, styrke, materiale, miljøpåvirkning o.l.

I den siste fasen utredes det hvordan produktet kan realiseres på en mest effektiv og økonomisk måte, før det til slutt utarbeides produksjonsgrunnlag i form av tegninger og produksjonsanvisninger.

Ønskede mål og resultater oppnås ved å følge flytlinjene fra topp til bunn gjennom skjemaet. Det er dog lagt inn muligheter for å gå tilbake i prosessen for å gjøre endringer underveis, hvis det viser seg nødvendig.

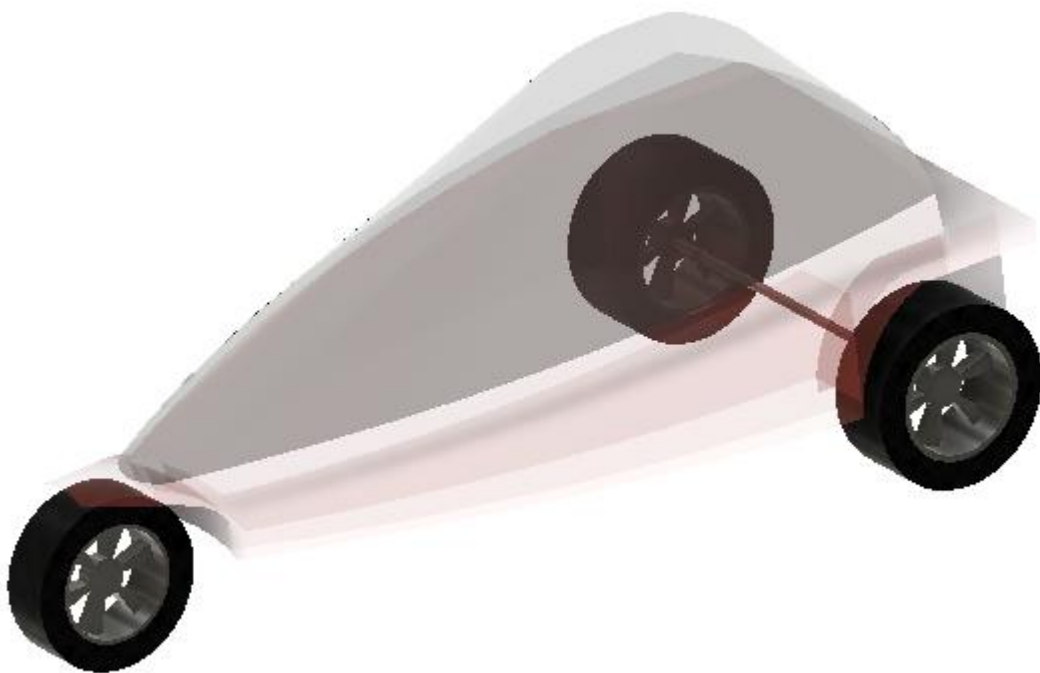
Hvis det under eksterntesting eller under beregningsdelen viser seg at det må gjøres større eller mindre endringer, legges det opp til muligheter for å bevege seg opptil flere skritt tilbake i utviklingsprosessen, avhengig av omfanget av endringen som må gjøres. Viser det seg at det ikke er mulig å tilfredsstille ønskede spesifikasjoner med den valgte løsningen kan enten spesifikasjoner og krav endres, eller det kan velges andre løsninger blant konseptalternativene eller funksjonsalternativene som ble utarbeidet tidligere i prosessen.

4. TEORIUTREDNING

I dette kapitlet vil det bli gjort rede for hva slags teori som vil bli lagt til grunn for det videre arbeidet i produktutviklingsprosessen, og således hva slags beregninger og hensyn som må gjøres for å oppnå ønsket resultat.

Det vil ikke bli lagt frem konkrete tall i forbindelse med teorien som blir gjort rede for i dette kapitlet. Faktorer som er nødvendige for de aller fleste dimensjonerende beregninger avhenger i stor grad av detaljerte krav og spesifikasjoner, som vil bli presisert i samråd med oppdragsgiver på et senere tidspunkt. Det er derfor valgt å samle alle nødvendige beregninger på ett sted, etter at aktuelle krav og spesifikasjoner er bestemt. En del av teknologien og tilhørende teori vil også være konseptavhengig, og vil således bli utredet der den viser seg nødvendig.

Påfølgende teori vil derfor være av generell sort, og kun bli presentert for å skape oversikt. Slik vil den i sin helhet kunne gjøres nytte av på et senere tidspunkt i arbeidet. Tilhørende formelverk og illustrative tegninger vil også legges ved.

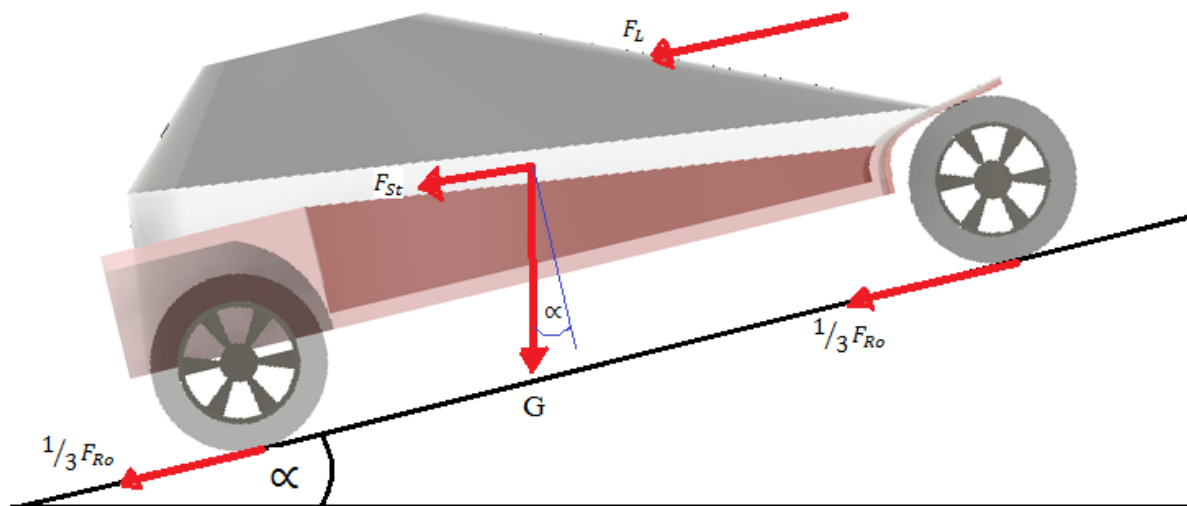


Figur 4.1: 3D-modell av Dolphin i deltakonfigurasjon, med ett hjul foran og to bak.

For å lettere illustrere hvordan teorien som legges frem er relevant for oppgaven og arbeidet som skal gjøres, er det laget en 3D-modell av et lettvekts-trehjulskjøretøy som skal gi et inntrykk av hvordan en ferdigstilt veigående Dolphin kan komme til å se ut. Se figur 4.1 over.

4.1 Effektbehov

En betydelig del av de nødvendige beregningene som må gjøres dreier seg om nødvendig effekttilgang for å oppnå ønskede ytelser under bruk. I figur 4.2 under, er det vist hvilke eksterne krefter det må tas hensyn til i beregningene.



Figur 4.2: Ytre krefter på et veigående kjøretøy i motbakke.

De røde pilene i figur 4.2 illustrerer alle kreftene et veigående kjøretøy i motbakke må overkomme for å oppnå fremdrift. Summen av disse kreftene kalles kjøremotstanden F_w , og kan beregnes på følgende måte:

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

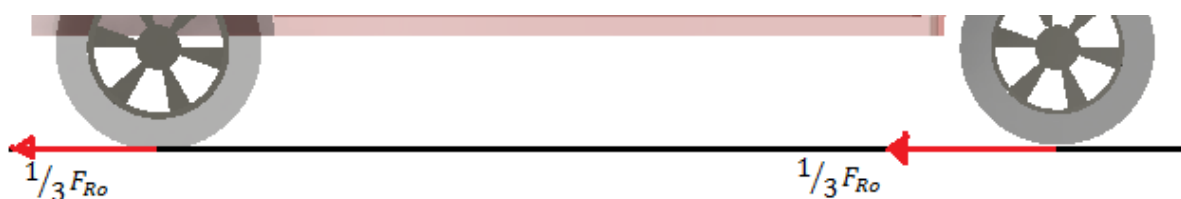
Tilhørende effekt som må leveres av motoren(e) for å overkomme disse kreftene er gitt av:

$$P_w = F_w \times v \quad (3.16)$$

Der v er ønsket hastighet.

Hvert av leddene i formel 3.14 vil bli nærmere beskrevet i påfølgende delkapitler. Teorien som her legges til grunn, og tilhørende formler, er hentet fra Bosch Automotive Handbook [72].

4.1.1 Rullemotstand



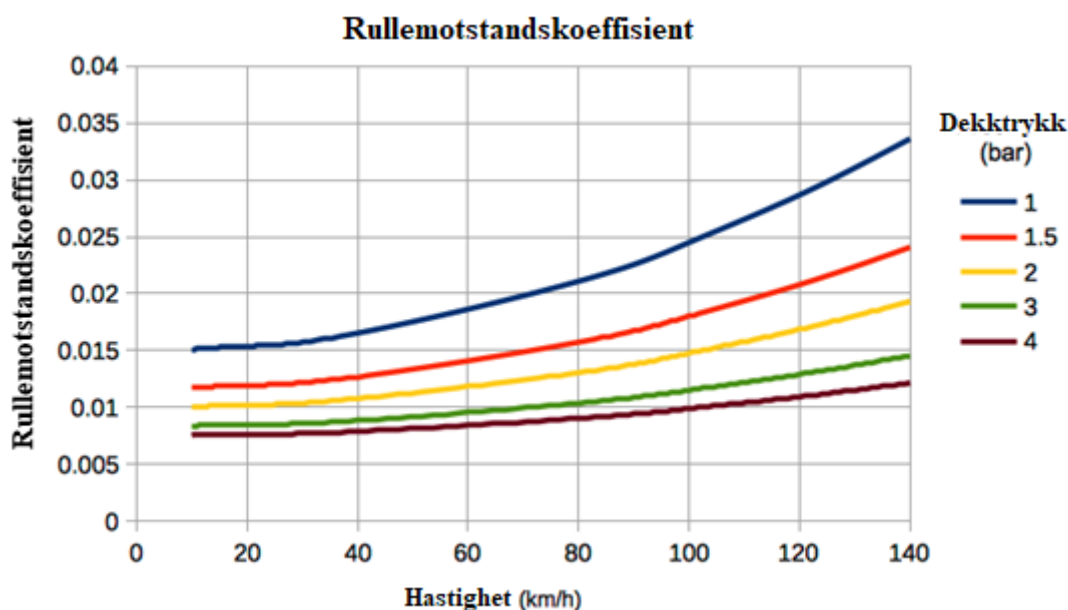
Figur 4.3: Rullemotstand oppstår som en følge av deformasjonsarbeid på dekk og kjørebane.

Rulle­motstand er kreftene som oppstår mot bevegelsesretningen når et objekt forflytter seg ved å rulle på et underlag. Disse kreftene betegnes her F_{Ro} , og fordeles likt mellom alle tre hjulene om det antas at vektfordelingen mellom disse er lik. Derav faktoren $\frac{1}{3}$, se figur 4.3.

Den totale rulle­motstanden F_{Ro} kan estimeres med følgende formel:

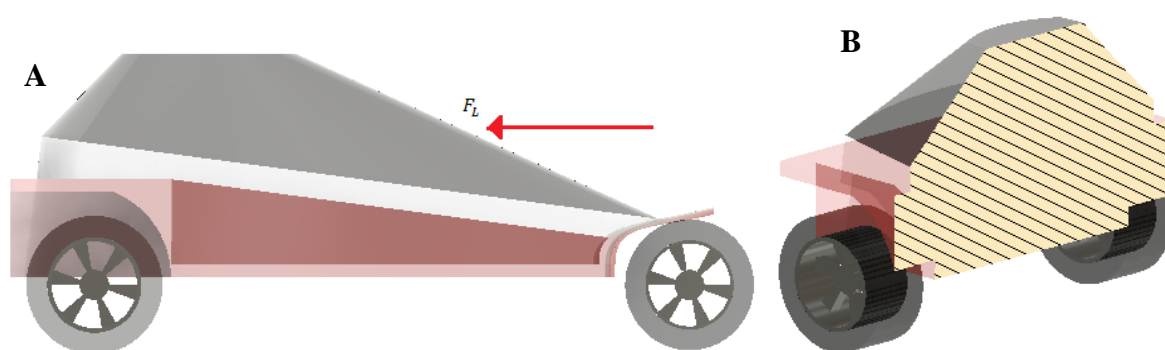
$$F_{Ro} = c \times G \quad (3.11)$$

Der c er rulle­motstandskoeffisienten, og G er tyngdeakselerasjonen $m \times g$. Rulle­motstandskoeffisienten c er avhengig av hva slags dekk som benyttes, hva slags underlag det kjøres på og hastigheten som holdes. For luftfylte bildekk avhenger den også av dekktrykk [73]. I figur 4.4 er det gitt en oversikt over rulle­motstandskoeffisienter for luftfylte bildekk mot tørr asfalt, avhengig av dekktrykk og fart.



Figur 4.4: Rulle­motstandskoeffisient c for luftfylte bildekk mot tørr asfalt avhenger av hastighet og dekktrykk [73].

4.1.2 Luftmotstand



Figur 4.5: A) Resultantkraften fra luftmotstanden illustrert med rød pil, denotert F_L . B) Største tverrsnittsareal for kjøretøyet, brukes i utregningen av luftmotstanden.

Luftmotstand er en kraft som oppstår når et legeme beveger seg gjennom luft, og som er avhengig av flere faktorer – først og fremst hastighet. Luftmotstanden kan beregnes med følgende formel:

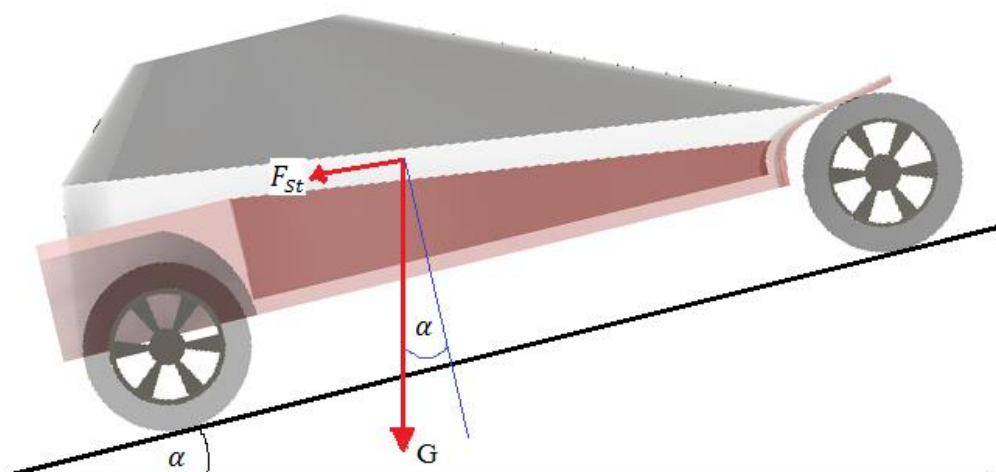
$$F_L = 1/2 \times \rho \times c_w \times A \times v^2 \quad (3.12)$$

- ρ er tettheten til væsken legemet beveger seg gjennom, i dette tilfellet luft. Settes til $1,202 \text{ kg/m}^3$.
- c_w er motstandskoeffisienten – på engelsk drag-coefficient – som er avhengig av formen på legemet. I dette tilfellet kommer denne koeffisienten til å hentes fra tidligere arbeid med Dolphin-konseptet. For moderne biler er denne koeffisienten typisk i området 0,25-0,4.
- A er det største tverrsnittsarealet til kjøretøyet, se figur 4.5 B. Data for tverrsnittsareal kommer også til å bli hentet fra tidligere arbeid med Dolphin-konseptet.
- v^2 er kvadratet av hastigheten.



Figur 4.6: Mercedes-Benz Concept IAA, med en svært lav drag-coefficient på 0,19. Strøm-linjene viser hvordan det kreves arbeid for å flytte luften rundt eller over kjøretøyet når det er i fart [74].

4.1.3 Stiging



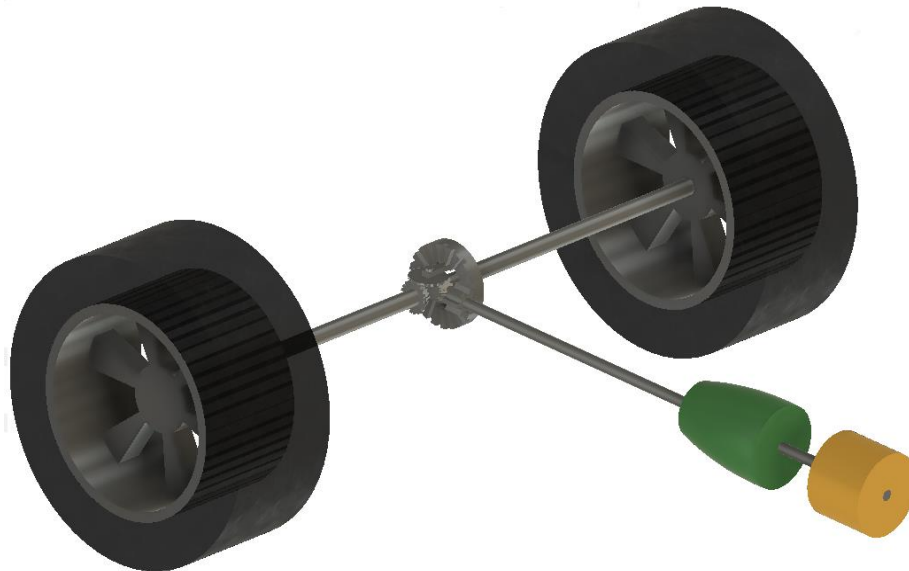
Figur 4.7: Illustrasjon av hvordan stiging i underlaget påvirker behovet for fremdriftskraft.

Et legeme i bevegelse opp en stigning vil alltid oppleve en kraftkomponent rettet bakover, parallelt med underlaget. I dette tilfellet denoteres denne kraften F_{St} , og vises med rød pil i figur 4.7. Kraften kan beregnes på følgende måte:

$$F_{St} = G \times \sin \alpha \quad (3.13)$$

Der G er tyngdeakselerasjonen $m \times g$, og α er helningsvinkelen.

4.1.4 Tapsledd og virkningsgrader



Figur 4.8: Denne figuren viser et typisk drivlinjeoppsett for en bakhjulsdreven bil. Den gule sylindere symboliserer motoren, den grønne symboliserer girkassen, mens tannhjulskonfigurasjon mellom bakaksel og mellomaksel kalles en differensial. Hjulene som vises er bakhjulene.

I de aller fleste tilfeller vil det være ledd i en drivlinje som forårsaker effekttap mellom motor og drivhjul. Dette er det viktig å ta høyde for når nødvendig totalt effektbehov for Dolphin beregnes.

Hvor store og hvor mange effekttapene vil være, avhenger av hvilket drivlinjeoppsett som velges. I eksempelet i figur 4.8 ovenfor vil det være to tapsledd hvor det vil oppstå effekttap: girkassen markert i grønt og tannhjulsoverganger fra mellomaksel til drivaksel. Slike tapsledd er det vanlig å tilskrive en virkningsgrad, som indikerer hvor stor prosentandel av den inngående mekaniske effekten fra motoren som kan tas ut på andre siden av systemet. Disse virkningsgradene angis med et tall mellom 0 og 1, og symboliseres med den greske bokstaven η . Ved flere tapsledd gjennom drivlinjen symboliseres hvert av dem med hver sin indeks, og den totale virkningsgraden η_{tot} er gitt ved:

$$\eta_{tot} = \eta_1 \times \eta_2 \times \dots \times \eta_n \quad (3.10)$$

Størrelsen på disse virkningsgradene må enten måles eksperimentelt, eller finnes gjennom produsentens oppgitte spesifikasjoner. For å overkomme dem er det viktig at det velges en motor med en stor nok oppgitt mekanisk effekt P_{mek} . Nødvendig motoreffekt for å overkomme kjøremotstand iberegnet tapsledd i drivlinjen blir således:

$$P_{mek} = \frac{F_w \times v}{\eta_{tot}} \quad (3.17)$$

Der:

- P_{mek} er nødvendig mekanisk effekt fra elmotoren(e).
- F_w er den totale kjøremotstanden (formel 3.14).
- v er ønsket hastighet.
- η_{tot} er den totale virkningsgraden gjennom drivlinjen (formel 3.17).

4.1.5 Batterikapasitet

For at motoren skal kunne levere ønsket effekt over et ønsket tidsrom, er det nødvendig med et energilager med tilstrekkelig kapasitet. Batterikapasitet måles vanligvis i milliampere timer (mAh), og indikerer i slike tilfeller hvor stor strøm som kan trekkes fra batteriet over et tidsintervall på én time. Uttrykket mAh kan også multipliseres med batteriets nominelle spenning, og uttrykkes i wattimer (Wh) eller kilowattimer (kWh).

Ved konvertering av elektrisk effekt til mekanisk effekt, fungerer motoren også som et tapsledd på lik linje med for eksempel en girkasse eller en differensial. Dette gjør at også elmotoren får en virkningsgrad, og den betegnes η_{motor} . Vi kan dermed beregne nødvendig elektrisk effekt levert av batteriene P_{el} på følgende måte, som en fortsettelse av formel 3.17:

$$P_{el} = \frac{P_{mek}}{\eta_{motor}} \quad (3.18)$$

Når kapasiteten i et batteri oppgis i kWh, angis det hvor mange kilowatt det kan levere over et tidsrom på en time. Halveres denne effekten vil batteriet vare i to timer, osv. Hvor mye elektrisk effekt elmotoren trekker fra batteripakken er svært avhengig av kjøremønstre, da den mekaniske effekten som til enhver tid er påkrevd er direkte avhengig av dreiemoment og omdreiningshastighet. Overført til en sjåførs perspektiv betyr dette at en kombinasjon av hastighet, størrelse og hyppighet av akselerasjoner og stigninger er faktorer som bestemmer hvor lenge batteripakken vil vare før den må lades. I tillegg må det regnes med at den oppgitte batterikapasiteten vil endre seg med faktorer som alder, antall ladinger, lademønstre, kjøremønstre og lufttemperatur.

Nødvendig størrelse og kapasitet på batteripakken må altså velges med bakgrunn i ønskede krav og spesifikasjoner, og må stå i stil til ønsket rekkevidde og mekanisk effekt.

4.2 Statistiske beregninger

I tillegg til de nødvendige effektberegningene, må også de enkelte delene i drivlinjen beregnes statistisk ved dimensjonering. Dette gjelder i all hovedsak aksler og tannhjul som det viser seg i konseptgenereringen at trengs. Det vil i dette kapitlet ikke gås nærmere inn på beregningsgrunnlag for tannhjulsutvekslinger, da dette er svært spesifikt for ulike tannhjulsutforminger og det på dette tidspunkt ikke er fastsatt hvor mange og hva slags tannhjulsutvekslinger som skal brukes. Det vil her kun gis en gjennomgang av hva slags krefter og momenter som vil oppstå i drivlinjen under kjøring.

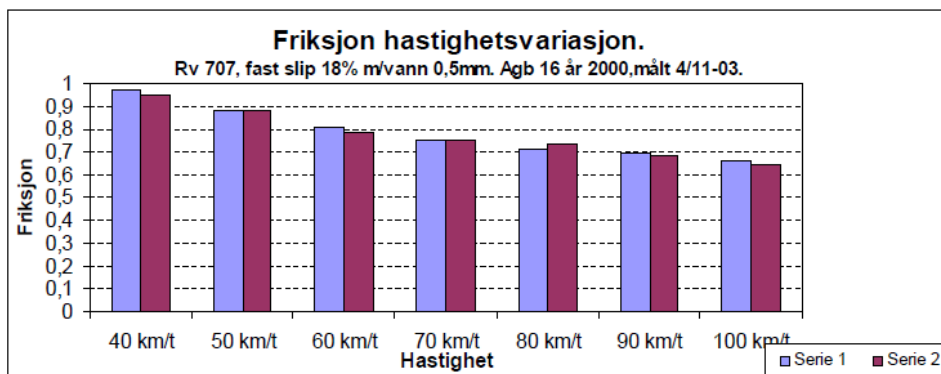
De største opptredende kreftene i drivlinjen vil oppstå enten når motoren yter maksimalt dreiemoment, eller når drivhjulene begynner å spinne – avhengig av hva som inntreffer først. For å finne ut ved hvilket dreiemoment drivhjulene begynner å spinne, må det først bestemmes en friksjonskoeffisient μ . Friksjonskoeffisienten er et tall mellom 0 og 1, og brukes ved

utregning av friksjonskreftene som virker mellom to ulike legemer som er i kontakt med hverandre. Friksjonskraften er gitt ved:

$$F_f = \mu \times N \quad (3.20)$$

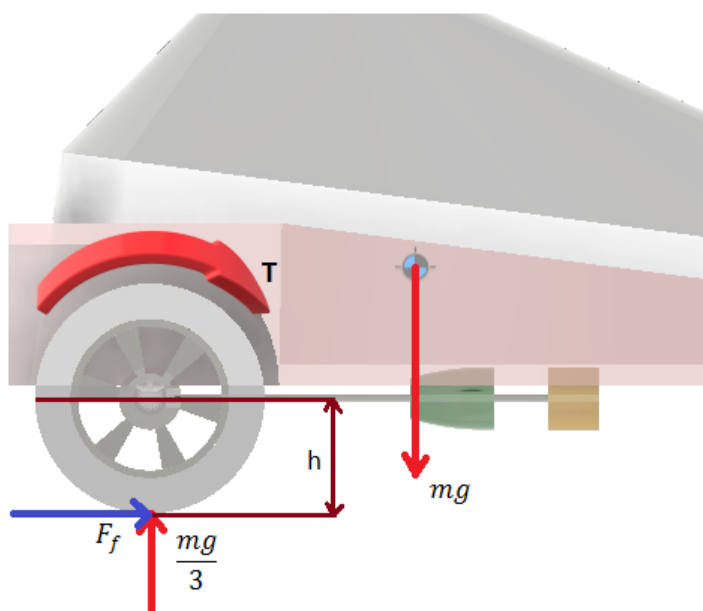
Der μ er friksjonskoeffisienten, og N er normalkraften.

Friksjonskoeffisienten er avhengig av tre parametere: overflatene hos de to legemene som er i kontakt, og eventuelle smøremidler i kontaktflaten mellom dem. Målinger gjort av Statens Vegvesen viser at friksjonskoeffisienten mellom luftfylte bildekk og tørr asfalt ved lave hastigheter varierer mellom 0,9 og 1, og er avtagende med økende fart. Se figur 4.9 [75].



Figur 4.9:
Målinger av friksjonskoeffisienter mellom asfalt og bildekk ved forskjellige hastigheter [75].

Vi ser av figur 4.9 at friksjonskoeffisienten mellom vei og dekk under gitte forhold ved 40 km/t er svært nær 1. For videre beregninger på dette området tas det utgangspunkt i en akselerasjon fra stillestående, og en friksjonskoeffisient på 1. Dreiemoment som kreves for å få drivhjulene til å spinne avhenger av drivhjulenes diameter og kjøretøyets vekt, illustrert i figur 4.10.



Figur 4.10: Krefter på drivhjul ved akselerasjon fra stillestående.

Figuren viser sammenhengen mellom kjøretøyets vekt, friksjonskrefter på drivhjulene og påkrevd dreiemoment for å få hjulene til å spinne. Dette dreiemomentet T , er gitt ved formelen:

$$T = F_f \times h \quad (3.2)$$

Der F_f er gitt ved:

$$F_f = \mu \times N \quad (3.20)$$

Setter inn for $\mu=1$ og N i formel 3.2 ved akselerasjon på horisontalt underlag:

$$T = \frac{mg}{3} \times h$$

Der:

- T er dreiemoment som kreves for å få hjulet til å spinne.
- m er kjøretøyets totale masse.

- g er tyngdeakselerasjonen, $9,81 \text{ m/s}^2$.
- h er drivhulets radius.

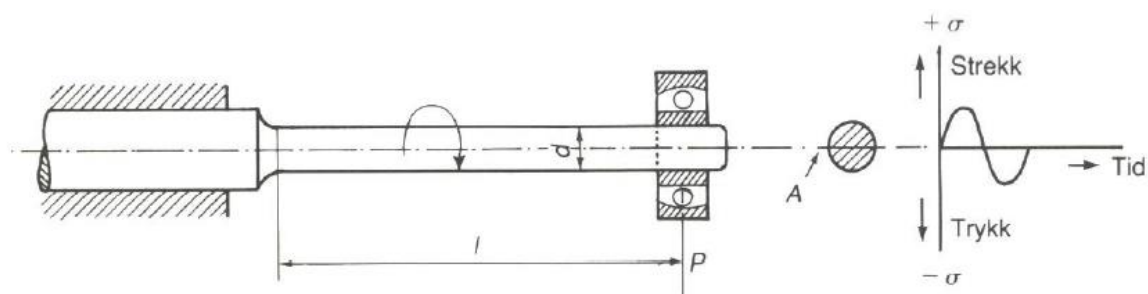
Her antas det at kjøretøyets totale masse er jevnt fordelt på de tre hjulene, og at bakhjulene drives separat. Om det velges en motorkonfigurasjon der bakakselen drives som én enhet må dette momentet multipliseres med en faktor på to. Velges en motor med et større angitt dreiemoment enn dette, blir dette det dimensjonerende momentet for roterende deler. Om motormomentet er lavere, blir motormomentet dimensjonerende.

Det må også tas hensyn til eventuelle girooverføringer ved disse beregningene. Aktuelle typer elektriske motorer kan ha turtalsspenn som ikke er forenlige med omdreiningstall for drivhjulene, og må i slike tilfeller gires ned. Ved nedgiring økes dreiemoment med samme faktor som turtallet avtar, og dette må det tas hensyn til under dimensjoneringen.

4.3 Dynamiske beregninger

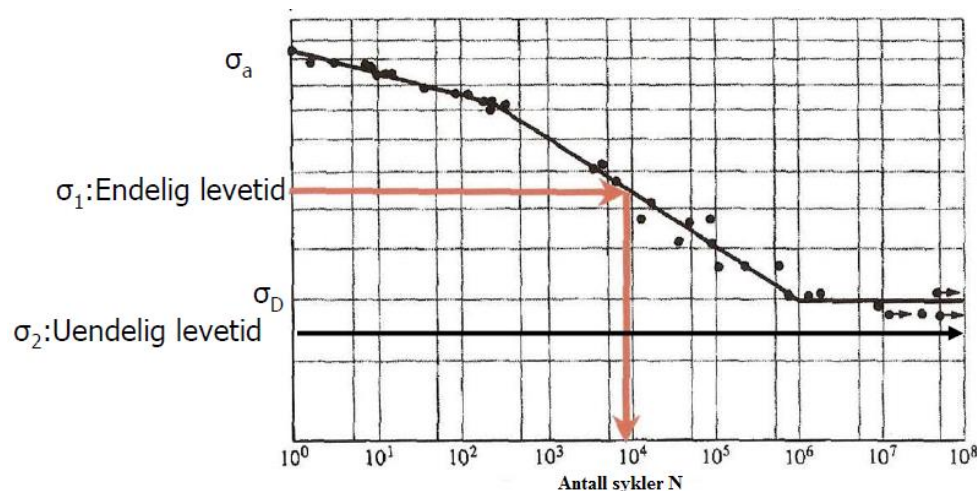
Når konstruksjoner blir utsatt for vekslende last, kan sprekkevekst og brudd forekomme selv om spenningene lasten forårsaker er under materialets flyt- og bruddgrense. Slike skader kalles utmatting, og er svært viktige å ta hensyn til ved konstruering av komponenter som det må antas at kan bli utsatt for nettopp slike laster.

Dette er svært aktuelt for komponenter ment for bruk i kjøretøyer, da slike sjeldent er under konstante påkjenninger. Eksempler på dette er roterende aksler under akselerasjon og retardasjon og hjulopphengskomponenter under kjøring på ujevnt underlag. Figur 4.11 gir eksempel på et utmattende belastningstilfelle for en bøyepåkjent aksel, for eksempel en drivaksel på et kjøretøy.



Figur 4.11: Eksempel på utmattende belastning på en roterende aksel. Når akselen til venstre roterer under påkjenningen av et bøyemoment, skapes en spenning i akselen som varierer med tiden som vist til høyre. Om bøyemomentet og omdreiningstallet er konstant, vil strekk- og trykkspenningene svinge fra nøytralaksen med konstant amplitude og periode [129].

Om en vekslende last vil føre til utmattingsbrudd avhenger av faktorer som materialets fasthetsgrenser, størrelsen på de vekslende spenningene, og antall ganger disse spenningene blir påført – såkalte lastsykler. Sammenhengen mellom disse faktorene er vist i et S-N-diagram i figur 4.12.



Figur 4.12: S-N-kurve som angir utmattingsgrensen σ_D hos et materiale for et visst antall lastsykler N . σ_1 kalles i dette tilfellet utmattingsfastheten for materialet ved 10^4 lastsykler. Materialet har ingen utmattingsfasthet ved σ_2 , da denne verdien er under materialets utmattingsgrense [129].

Størrelsen på de vekslende belastningene de ulike komponentene i et veigående kjøretøy opplever ved daglig bruk på veier av ulik standard er vanskelig å beregne. Derfor har bilprodusentene gjerne utarbeidet sine egne dynamiske lastfaktorer som brukes ved dimensjonering av utsatte komponenter [127]. Tabell 4.1 under viser ulike dynamiske lastfaktorer en bilprodusent bruker til å dimensjonere hjulopphengskomponenter.

Tabell 4.1: Dynamiske lastfaktorer for dimensjonering av hjulopphengskomponenter [127].

Load case	Load factor		
	Longitudinal	Transverse	Vertical
Front/rear pothole bump	3 g, at the wheel affected	0	4 g, at the wheel affected, 1 g at other wheels
Bump during cornering	0	0	3.5 g at wheel affected, 1 g at other wheels
Lateral kerb strike	0	4 g front and rear wheels on side affected	1 g at all wheels
Panic braking	2 g front wheels 0.4 g rear wheels	0	2 g front wheels, 0.8 g rear wheels

Når størrelsen på spenningene som opptrer i aktuelle komponenter kvantifiseres gjennom bruk av slike lastfaktorer, kan også levetiden estimeres. Det legges til at disse verdiene er ment for å beregne maksimalverdier for disse spenningene, og at det uten å gjøre eksperimentelle forsøk på egne komponenter ikke kan sies noe om hvorvidt og i hvor stor grad de er representative for Dolphin og dens bruk.

Lastfaktorene som er gitt i tabell 4.1 kommer til å bli brukt under dimensjonering av eventuelle komponenter som blir utsatt for vekslende påkjenninger. Det vil imidlertid ikke gjøres beregninger for å anslå levetid hos de aktuelle komponentene.

5. TEKNOLOGIUTREDNING

Dette kapitlet vil ta for seg de ulike drivverkskomponentene som kommer til å være omfattet av dette produktutviklingsprosjektet, og kommer på denne måten til å bli nyttig under konseptgenereringen.

Først og fremst er det de to hovedkomponentene motor og energilagringssenheter som her blir utredet, med tilhørende teknologistatus og alternativer som vil være aktuelle å ta i bruk i Dolphin. I tillegg er ulike materialer for bruk i aksler og eventuelle andre roterende deler belyst. Komponenter som ikke er omtalt i dette kapitlet, som for eksempel motorkontrolleren, vil ikke være en del av utredningen i dette prosjektet. Tekniske spesifikasjoner for ulike komponenter vil være avhengig av hva som oppgis gjennom produsentenes egne hjemmesider, og andre eventuelle legitime kilder.

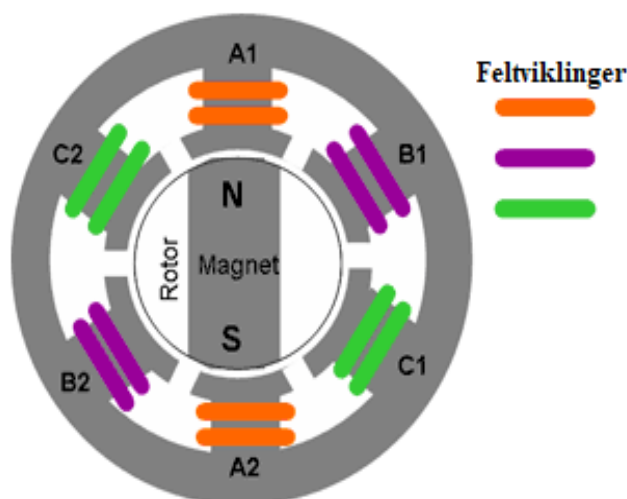
5.1 Motor

Motoren er selve hjertet i drivverket, og det vil naturligvis være svært viktig å velge denne hensiktsmessig. Utredningen av motorteknologien er her delt i to, permanentmagnetiserte synkronmotorer (børsteløse DC-motorer (BLDC) og permanentmagnetiserte AC-synkronmotorer (PMSM)), og AC-induksjonsmotorer. Dette er de to absolutt mest utbredte motortypene i den elektriske bilindustrien, og har begge fordeler og ulemper. I dette delkapitlet vil det først bli gitt en kort gjennomgang av de to teknologiene, før fordeler og ulemper ved dem vil bli vurdert opp mot hverandre.

Permanentmagnetiserte synkronmotorer

Det er her valgt å ikke skille mellom børsteløse DC-motorer (BLDC) og permanentmagnetiserte AC-synkronmotorer (PMSM), da de praktiske forskjellene mellom dem er svært små. Begge har en rotor som består av permanentmagneter, og har et turtall som er synkronisert med det roterende magnetfeltet i statoren. Hovedforskjellen ligger i bølgeformen på den induserte spenningen i statoren, og hvordan statoren er viklet [80]. Begge er dog avhengige av en motorkontroller, og kan drives fra en DC-batterikilde. Tekniske detaljer utover dette går utover denne oppgavens grenser, og de vil dermed her bli behandlet på likt grunnlag da de har svært like egenskaper og sammenfallende bruksområder.

Permanentmagnetiserte motorer har lenge vært brukt i kjøretøysindustrien på grunn av sin høye effektivitet og dreiemoment, spesielt etter at børstene ble overflødige og vedlikeholdskostnadene som en konsekvens av dette sank. Slike motorer er lette å styre, er relativt lette av vekt i forhold til eksempelvis induksjonsmotorer, og har en av de høyeste virkningsgradene blant elektriske motorer – fordi de tar i bruk permanentmagneter og dermed ikke trenger å bruke elektrisk energi for å opprettholde det nødvendige magnetfeltet [76]. I figur 5.1 er virkningsprinsippet for permanentmagnetiserte motorer vist, illustrert med en børsteløs DC-motor.



Figur 5.1: Operasjonsprinsipp for børsteløse DC-motorer (BLDC). Ved å sende en strømpuls gjennom et sett feltviklinger i statoren (f.eks. A1/A2) oppstår et magnetfelt, og permanentmagneten i rotoren søker å innrette seg etter dette. Ved å sende vekselvise strømpulser gjennom de ulike statorviklingene vil en roterende bevegelse i rotoren oppnås, og rotasjons-hastighet og dreiemoment kan reguleres ved å justere frekvensen og størrelsen på strømpulsene [77].

Selv om det finnes mange produsenter av slike motorer, og flere ulike design for å møte forskjellige krav og operasjonsforhold, er det i tabell 5.1 nedenfor satt opp en oversikt over generelle fordeler og ulemper med permanentmagnetiserte motorer. Det vil være mindre forskjeller innad mellom PMSM- og BLDC-motorer også, men egenskapene i tabellen nedenfor må hovedsakelig forstås som et sammenligningsgrunnlag med AC-induksjonsmotorer, som er beskrevet på neste side.

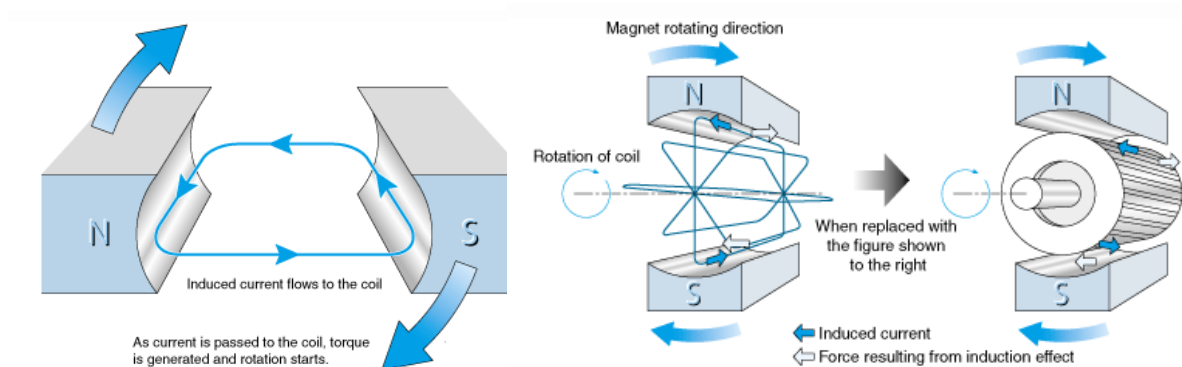
Tabell 5.1: Fordeler og ulemper ved permanentmagnetiserte motorer [76, 77, 78].

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> • Lette av vekt (spesielt BLDC). • Små og kompakte i forhold til levert effekt (spesielt BLDC) • Høy effektivitet, spesielt i de lavere belastningsområdene. • Ingen bevegelige deler er i kontakt med hverandre, vedlikeholdsintervaller bestemmes kun av kulelagrene. • Stillegående • Ingen strøm induseres i rotoren, mindre sjans for varmgang og lettere å kontrollere varmetapene. • Høyt dreiemoment selv i høye turtallsområder. 	<ul style="list-style-type: none"> • Konstant styrke på magnetfelt i rotor. Dette gjør det vanskeligere å optimere effektivitet. • Permanentmagnetene i rotoren består av sjeldne metaller som Neodym, som er dyre å utvinne. Den magnetiske effekten vil også avta over tid. • Lavere regenerativ evne ved lavere turtall.

AC-induksjonsmotor

Den andre motorteknologien som tradisjonelt sett har vært utbredt i den elektriske bilindustrien er AC-induksjonsmotoren. Denne teknologien bygger direkte på den som først ble introdusert av Nikola Tesla på 1800-tallet, og har av naturlige årsaker vært svært utbredt i Teslas bilmodeller.

Induksjonsmotorer er enkle, robuste og billige konstruksjoner, og kan drives med strøm direkte fra kraftnettet. Dette har gjort dem veldig attraktive i industrien, men noe begrenset ellers da de tradisjonelt sett har vært vanskeligere å kontrollere enn DC-maskiner. Induksjonsmotorer deles videre inn i kortslutningsmotorer (Squirrel Cage) og sleperingsmotorer (wound-rotor), men felles for dem begge er at de ikke har permanentmagneter i rotoren og er avhengig av en forskjell i omdreiningstall mellom det varierende magnetfeltet i statoren og rotoren for å indukere strøm i rotoren og dermed skape dreiemoment. Rotorens omdreiningstall er følgelig ikke synkronisert med magnetfeltet i statoren, derfor kalles induksjonsmotorer også asynkronmotorer [85]. Tekniske detaljer utover dette går utover denne oppgaven, og vil derfor ikke bli omtalt.



Figur 5-2: Virkningsprinsipp for induksjonsmotorer. Figuren til venstre viser hvordan strøm indukeres i en kortsluttet leder inne i et roterende magnetfelt. Neste figur viser hvordan dette ser ut når flere kortsluttede ledere kobles sammen inne i det samme magnetfeltet, og hvordan dette skaper et rotasjonsmoment om lederenes senterakse. Til slutt er dette vist på selve rotoren, her illustrert med en kortslutningsrotor (Squirrel Cage). Når det indukeres strøm i lederne i rotoren vil disse forsøke å innrette seg etter magnetfeltet i statoren, men vil aldri klare å holde følge med dette. Det er dette fenomenet induksjonsmotoren er avhengig av for å skape dreiemoment, og grunnen til at de også blir kalt asynkronmotorer [86].

Selv om induksjonsmotorene er bygget på teknologi fra 1800-tallet, er det kun i nyere tid det har blitt mulig å bruke dem til å drive elektriske biler. Mest fordi batterier leverer likestrøm, og AC-induksjonsmotorer er avhengige av vekselstrøm. I dag har derimot sofistikerte invertere, som er en svært viktig komponent i de aller fleste elektriske biler, gjort det mulig å drive induksjonsmotorer fra en likestrømskilde, og samtidig kontrollere hastigheten på en tilfredsstillende måte. I tabell 5-2 nedenfor er det listet opp generelle fordeler og ulemper ved induksjonsmotorer.

Tabell 5.2: Fordeler og ulemper ved AC-induksjonsmotorer [85, 87, 88].

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> Magnetfeltet i rotoren er ikke konstant, og kan dermed manipuleres med en smart inverter for å optimalisere effektivitet ved alle turtall. 	<ul style="list-style-type: none"> Strøm indukeres i rotoren, dette skaper I^2R-tap og påfølgende varme. Større og tyngre konstruksjoner. Mer avansert styringsteknologi.

Tabell 5.2 forts: Fordeler og ulemper ved AC-induksjonsmotorer [85, 87, 88].

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> • Induksjonsmotorer er ikke avhengig av permanentmagneter, som igjen er avhengig av sjeldne metaller som Neodym, hvis marked i stor grad er kontrollert av Kina. • Enkel og robust konstruksjon, vel utprøvd teknologi. Generelt billigere å implementere. 	<ul style="list-style-type: none"> • Lavere effektivitet enn permanentmagnetiserte maskiner. • Lavt startmoment. • Spesielt stor strøm induseres i rotoren ved oppstart, som resulterer i store tap. Spesielt en ulempe ved applikasjoner som medfører mye stopp/start-aktivitet.

Etter en vurdering av fordelene og ulempene ved de to motorteknologiene, er det valgt å gå videre med det permanentmagnetiserte alternativet. Faktorer som lavere vekt, kompaktet og effektivitet er svært viktige faktorer ved utviklingen av en drivlinje for Dolphin, og her er permanentmagnetiserte motorer ledende.

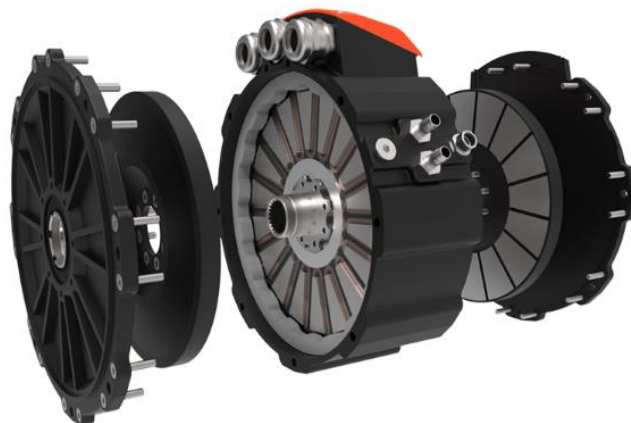
I tillegg er det disse motorene som ser ut til å ha best fotfeste i markedet, og det er her innovasjonene i all hovedsak skjer. Tesla har lenge stått for store deler av induksjonsmotorens andel i elektrisk bilmotor-markedet, men på sin nye Model 3 har også de begynt å fase inn bruk av permanentmagnetiserte motorer [89].

Under er det listet opp noen forskjellige permanentmagnetiserte motorer som vil kunne være aktuelle å bruke i Dolphin. Da effektbehovet ennå ikke er bestemt vil det på dette tidspunktet ikke i alle tilfeller være mulig å angi nøyaktige spesifikasjoner for de ulike motorene. Det vil derfor legges større vekt på å presentere motortyper som er prinsipielt ulike hverandre når det kommer til faktorer som fysisk størrelse og utforming, for å gi et oversiktlig bilde av teknologien som finnes på markedet. Det er også tatt utgangspunkt i at modellene som her blir presentert leveres i det effektsjiktet som blir nødvendig, og der flere størrelser er tilgjengelig vil det tas utgangspunkt i den som det på dette tidspunktet virker mest nærliggende å ta i bruk når spesifikasjonene presenteres.

Magnax Axial Flux Machine [79]

Magnax er et belgisk selskap som ble startet opp i 2015, men som i flere år før dette påbegynte utviklingen av en permanentmagnetisert aksial-motor. Produksjonen er foreløpig i oppstartsfasen, og Magnax selger for øyeblikket kun til bedrifter.

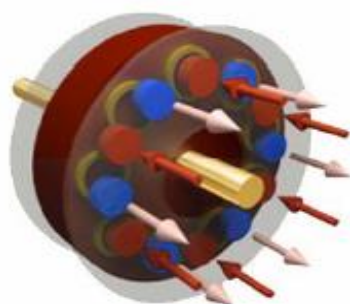
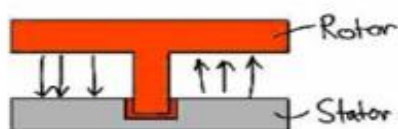
Navnet aksialmotor kommer av det noe utradisjonelle operasjonsprinsippet, som er illustrert i figur 5.4.



Figur 5.3: Magnax Axial Flux Machine [79].

Axial Flux

flux is produced axially along the axis of the rotor



Figur 5.4: Operasjonsprinsipp for Magnax' aksialmotor [79].

mest nærliggende modellen heter AFX185, og har en topp effekt på 100 kW. Nominell effekt oppgis ikke. Ytre diameter på denne motoren er oppgitt til å være 185 mm, lengden er 75 mm, dreiemomentet på over 100 Nm, og topp effekt nås ved 12000 omdreininger per minutt. Nominell virkningsgrad er på 95 %. Basert på det som fremgår gjennom produsentens hjemmesider kan det se ut til at serieproduksjon ennå ikke er igangsatt, men ventes å starte i løpet av 2019.

Equipmake APM 120 [81, 82]



Figur 5.5: Equipmake APM 120 med planetgirskasse [81].

Magnax baserer motorteknologien sin på aksialflux, som i dette tilfellet vil si at statoren setter opp et varierende magnetfelt parallelt med akselens senterakse, illustrert i figur 5.4. Prinsippet er altså det samme som det som er vist i figur 5.1, men snudd 90 grader. Denne figuren viser et motoroppsett med én rotor, men produsenten oppgir at motorene også kan leveres med to rotorer – en på hver side av statoren. Kobling av flere motorer på samme aksel for å øke effekt er også mulig.

Det finnes flere kommersielle produsenter av aksialflux-motorer enn Magnax, men med en oppgitt effekttetthet på opptil 15 kW/kg er dette noe av det ypperste på markedet.

Hovedfortrinnene til aksialmotoren fremfor de konvensjonelle radialflux-motorene er svært lav vekt, komprimert lengde, høy effektivitet og stort effekt-til-vekt-forhold. Produsenten oppgir blant annet 5-8 ganger kortere lengde, 2-5 ganger lavere vekt, og en virkningsgrad på opptil 96 %.

Variasjonsbredden som er oppgitt i sortimentet på produsentens nettsider er noe liten, men den

Equipmake er en britisk elmotor-produsent, med over 20 års erfaring innen utvikling av elektriske drivlinjer. Det nyeste på utviklingsfronten deres er en radiellfluks-motor der permanentmagnetene er innrettet i rotoren som eikene i en felg, noe som ifølge dem gjør kjøling lettere og den mulige effekttettheten høyere enn hos mer tradisjonelle konkurrerende løsninger.

Standardsortimentet deres inkluderer to modeller, hvorav den minste av dem (figur



Figur 5.6: Equipmake APM 120, med innsyn til planetgirkassen [81].

Virkningsgrad er ikke oppgitt. De oppgitte spesifikasjonene tilsier en effekttetthet rett i underkant av 9 kW/kg.

Phi27S [83]



Figur 5.7: Phi Power AG's Phi27S [83].

gjelder toppdreiemomentet, som er 120 Nm. over det samme tidsintervallet. Nominelt dreiemoment som kan leveres kontinuerlig er på 92 Nm.

De fysiske målene er en diameter på 270 mm, total lengde på 77 mm, og en vekt på 12 kg. Maksimal virkningsgrad er på 95,5 %. Disse tallene gir en effekttetthet på 6,25 kW/kg, som for øvrig er lavere enn det de to foregående motorene kan levere.

5.5) vil være den mest aktuelle for Dolphin. Denne motoren kan leveres med en spesialtilpasset planetgirkasse med utveksling 6:1, som er påmontert i både figur 5.5 og 5.6, og vist eksplisitt i figur 5.6. Den kan også leveres uten denne girkassen.

Motorens egenvekt er på 14 kg uten girkasse, og har en diameter på 170 mm. Lengden oppgis kun med girkassen påmontert, og er da 200 mm. Toppeffekten er 125 kW, maks. dreiemoment er 130 Nm, største omdreiningstall er 12000 rpm, og den kan levere en kontinuerlig effekt på 74 kW.

Denne motoren produseres av det tyske firmaet Phi-Power AG som ble startet i 2016, og som baserer teknologien sin på over 20 års erfaring med utvikling av aksialfluksteknologi og drivlinjer.

Teknologien er basert på det samme prinsippet som motorene til Magnax, som er beskrevet i figur 5.4. Dette gjør også denne motoren mindre av vekt og i volum for en gitt effekt enn tradisjonelle radialfluksmotorer, dog ikke helt på nivå med Magnax. Fortrinnet til modellene til Phi-Power er at disse er i produksjon og kan leveres fra et standard-sortiment, mens Magnax sine modeller ikke ennå er satt i serieproduksjon.

Standardsortimentet består av tre modeller, og spesifikasjonene som er innhentet er fra den minste av dem. Navnet på denne er Phi27S (figur 5.7), og leverer en kontinuerlig effekt på 45 kW.

Toppeffekten er på 75 kW, og den kan leveres i 60 sekunder før varmgang. Det samme

Elaphe S400 [84]



Figur 5.8: Elaphe S400, med trommelbrems og hjulinnefestning [84].

Elaphe er et slovensk selskap, som siden oppstarten i 2006 har spesialisert seg på utvikling av kompakte elektriske motorer utelukkende ment for implementering inne i selve hjulet (se figur 5.9). De er også totalleverandører av elektriske drivverk, inkludert motorer, batterier, motor-kontrollere og øvrig nødvendig utstyr.

Elaphe oppgir lite teknisk informasjon om motorteknologien som er brukt, da den er patentert og inneholder egne innovasjoner. Konstruksjonene skal være svært lette, små og spesialtilpassede for de bruksområdene de er tiltenkt. Modellen som er vist i figur 5.8, S400, oppgis å ha kompakte og bakhjulsdrevne lettvektskjøretøy som sitt hovedbruksområde.



Figur 5.9: Illustrasjon av hvordan Elaphes "in-wheel"-motorer er spesiallaget for å passe inne i tradisjonelle felger. Modellen som er vist er ikke S400 [84].

Elaphe tilbyr flere modeller, og de aller fleste av dem kommer med integrerte bremses og hjullagre slik at tilpassingen til kjøretøyet skal bli enklest mulig. Hovedfordelene med denne konstruksjonen er muligheten for direkte drift, altså at drivhjulet er koblet direkte til motoren uten noen form for nedgiring. Dette vil gjøre den totale virkningsgraden for drivlinjen høyere, da behovet for tannhjulsutvekslinger e.l. elimineres. Konsekvensene av dette er følgelig et lavere omdreiningstall på motoren, og noe lavere effektivitet da det er tiltenkt én motor pr. drivhjul. En annen positiv konsekvens er en enklere og mer effektiv momentfordeling mellom drivhjulene, da det ikke vil være behov for en sentral differensialenhet.

Modellen som er vist i figur 5.8 heter S400, og leverer en kontinuerlig effekt på 29 kW (væskekjølt). En topp effekt på 40 kW, og et maksimalt dreiemoment på 400 Nm. Toppfarten er 1560 rpm, og da bruk av denne motoren ikke involverer bruk av gir vil kjøretøyet topphastighet være direkte avhengig av dette omdreiningstallet. Det oppgis ingen fysiske dimensjoner bortsett fra en total vekt på 17,6 kg, og at hele konstruksjonen passer i en standard 14-tommers felg.

5.2 Energilagring

For å kunne supplere motoren med tilstrekkelig energi, er det viktig med en energilagringssystem som er optimalt tilpasset for bruksområdet.

Tradisjonelt sett har energilagringsskapasiteten vært den begrensende faktoren for det elektriske kjøretøyets fotfeste i markedet, og samtidens batteriteknologi har vært det som har satt begrensningene. Dagens batterier er i all hovedsak basert på litium-ion-teknologi, som når det kommer til kjemisk energilagring er den teknologien som for tiden er i sterkest vekst, tilbyr best energitetthet og fortsatt har utløst potensiale [90].

Det gjøres for øyeblikket også mye forskning på videreutvikling av superkondensator-teknologi. Dette er teknologi som forskerne på sikt tror vil kunne ta over for tradisjonelle kjemiske batterier i elektriske biler [91]. Denne teknologien er viet mer oppmerksomhet i delkapittel 5.2.2. i delkapittel 5.2.1 vil det bli gitt en gjennomgang av batteriteknologien som er brukt i dagens elektriske kjøretøy, og som det vil være aktuelt å ta i bruk som energilagring i Dolphin.

5.2.1 Batterier

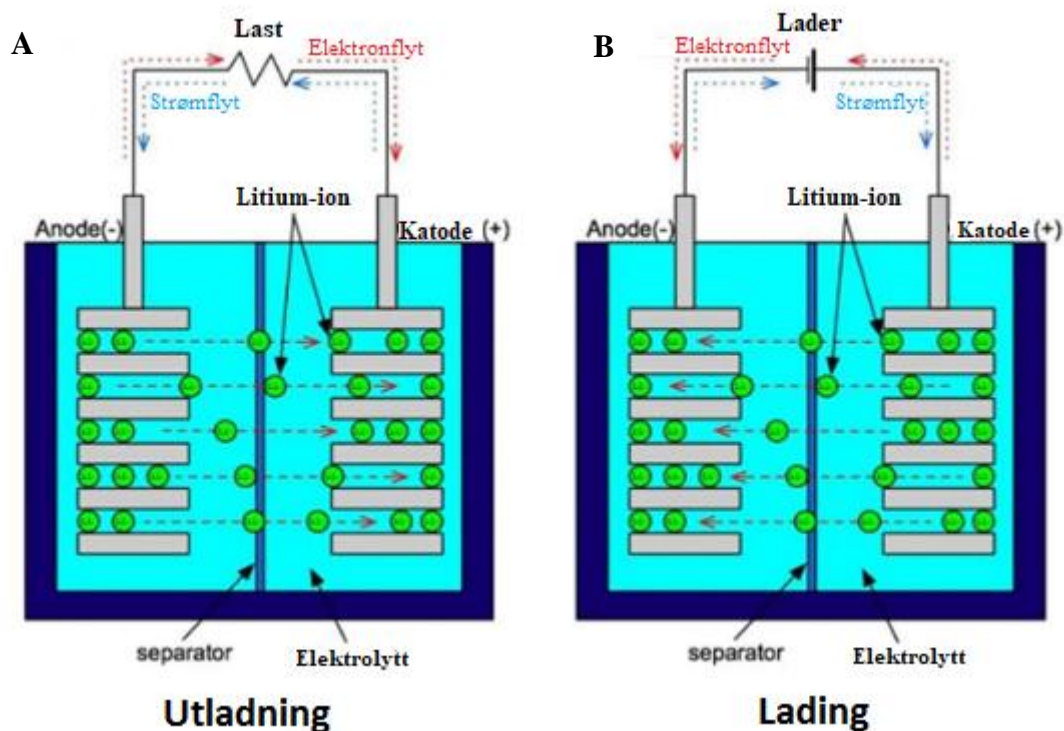
Den elektriske energilagringen i el- og hybridbiler er sterkt dominert av kjemiske batterier. Batterier basert på litium-ion-teknologi er den for øyeblikket mest utbredte, men aluminium-luft og sink-luft-batterier er også under utvikling med hensikt å avlaste den tiltagende litium-ettterspørselen og for å gjøre batterikapasitet billigere [92]. Da litium-ion-batterier er det som for tiden er mest brukt i elektriske biler, er etablert teknologi, har høy energitetthet og god tilgjengelighet er det slike batterier som vil bli viet mest oppmerksomhet i dette delkapitlet, mens batteriteknologi som ennå er på eksperimentstadiet eller foreløpig ikke har blitt tatt i bruk i el- og hybridbilindustrien ikke vil bli diskutert.

Litium-ion-batterier

Litium-ion-battericeller kan spesialtilpasses ulike bruksområder med hensyn til form og volum, men leveres også som sylindriske batterier på lik linje med eksempelvis konvensjonelle AA-batterier. Dette er tilfellet i for eksempel Teslas modeller, mens BMW i3, Nissan Leaf og Chevrolet Bolt bruker kubiske eller flate batterier for å bedre utnytte den begrensede plassen som er til rådighet i en bil [93]. Dette har igjen resultert i at batteripakkene i de sistnevnte modellene ofte må spesiallages for å passe i den spesifikke bilmodellen, mens med Tesla sin metode kan flere battericeller enkelt legges til eller fjernes for å tilpasse ønsket modell og ønsket batterikapasitet. De fleste moderne litium-ion-battericeller kan leveres sylindriske, kubiske (prismatic) eller flate (pouch).

Fordelene med litium-ion-batterier er flere, men deres generelle evne til å kunne lades opp igjen mange ganger selv med et ujevnt lademønster gjør dem spesielt attraktive. De tåler også aldri bra - spesielt under optimale temperaturer og ladenivå. Dette, kombinert med høy energitetthet og relativt lave kostnader har gjort dem til de mest attraktive på markedet i alt fra småelektronikk til tunge kjøretøy. Dette på tross av at de trenger en ekstra sikkerhetskrets, men denne er gjerne innebygget i battericellen [90].

Litium-ion-batterier er en samlebetegnelse for alle batterier med en kjemisk sammensetning der ut- og oppladningsreaksjonene skjer ved at litium-ioner beveger seg mellom anoden og katoden i cellen. Typisk mellom en grafitt-anode og en metallisk litium-legert katode [94]. I figur 5.10 under er virkningsprinsippet for et enkelt væskefylt litium-ion-batteri illustrert.



Figur 5.10: A) Når et ladet batteri kobles til en last og kretsen slutes, strømmer elektroner fra litium-atomer i anoden gjennom den eksterne kretsen. De resulterende litium-ionene søker gjennom den elektrolytiske væsken til katoden, der de «gjenforenes» med elektronene. Når alle litium-ionene har forlatt anoden, eller batterispenningen har nådd en kunstig begrenset grenseverdi, er batteriet utladet. B) Når en lader kobles til, starter den motsatte prosessen. Elektronene «suges» tilbake gjennom den eksterne kretsen, og litium-ionene vandrer tilbake gjennom den elektrolytiske væsken mot grafitt-anoden for å gjenforenes med elektronet [95].

Ved å blant annet manipulere den kjemiske sammensetningen av anode, katode og elektrolytt kan faktorer som energitetthet og spenning optimaliseres for ønsket formål, og følgelig også battericellens størrelse og vekt for en gitt kapasitet. På grunn av dette finnes det flere ulike typer litium-ion-batterier på markedet, og nedenfor er noen av de mest aktuelle sammenlignet. Det er foreløpig ikke gitt noen konkrete forslag til batteritype og leverandør, da de ledende leverandørene er sparsomme med tekniske detaljer rundt produktene sine og i liten grad tilbyr enkeltceller til privatkunder.

Lithium-nikkel-mangan-kobolt-oksid (NMC)

De ulike litium-ion-batteriene navngis ofte etter de aktive materialene i katoden, da det er disse som hovedsakelig skiller dem fra hverandre. Dette er en type litium-ion-batteri der anoden består av karbon – ofte grafitt, og katoden av en legering av nikkel, mangan og kobolt. Elektrolytten vil vanligvis være en ikke-vannbasert alkalisk løsning bestående av blant annet ikke-metallisk litium [96]. Dette er en svært vanlig batteritype å bruke i helelektriske biler, og en teknologi det gjøres mye research på for øyeblikket [97].

Denne kjemiske sammensetningen kan enten levere høy kapasitet eller høy effekt, men ikke begge deler på én gang. Slike faktorer reguleres ved å endre prosentandelen av de tre legeringsmetallene nikkel, mangan og kobolt. Denne batteritypen betegnes ofte NMC,

etterfulgt av tre tall som indikerer denne prosentandelen. En mye brukt versjon i elektriske biler er NMC 622, som betyr at katodematerialet består av 6 deler nikkel, 2 deler mangan og 2 deler kobolt. Andre vanlige versjoner er NMC 111, NMC 532 og etter hvert NMC 712.

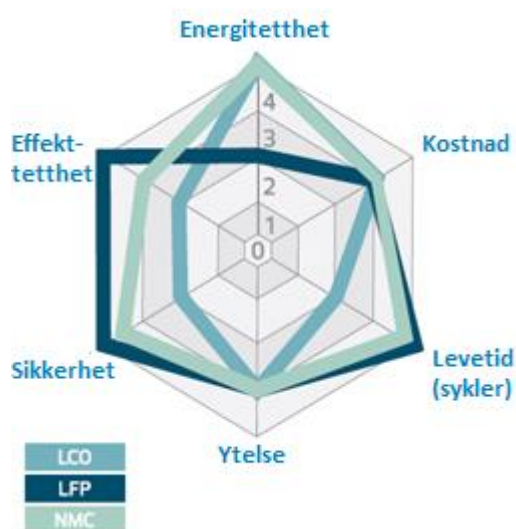
For øyeblikket er NMC 811 på vei inn i masseproduksjon, men ennå ikke implementert i kommersielle elbiler. Dette er teknologi produsentene selv oppgir at kommer til å gi elbiler betydelig høyere rekkevidde for en gitt batterivekt- og volum, på grunn av forhøyet nikkelinhold. I tillegg vil det være et skritt i riktig retning på veien mot billigere batterikapasitet, da kobolt er svært dyrt og et redusert innhold av dette vil gjøre den totale råvareprisen lavere [98, 99]. Markedsledende aktører som LG Chem, SK Innovation, Samsung SDI og CATL har nylig annonsert at dette er neste generasjons batteriteknologi som kommer til å rulles for fullt ut i elbilindustrien [98, 100]. Det er forventet at NMC-teknologien vil stå for ca. 30 % av litium-ion-batterimarkedet hos el- og hybridbiler i 2020 [111].

Selv om NMC er en særegen batterikjemi sammenlignet med andre typer li-ion-batterier, vil dens ytelser og øvrige egenskaper likevel avhenge av mindre variasjoner i kjemiske tilsetninger og konstruksjon hos de ulike produsentene. Dette er variasjoner som – spesielt ved moderne teknologi som dette – gjør seg gjeldende i form av bedriftshemmeligheter. Av denne årsak er det vanskelig å tilegne denne batterikjemien noen konkrete karakteristikk som kapasitet, antall oppladningscykluser, utladningsstrøm og degradingstid. Dette kommer også frem av DNV GLs «2018 Battery Performance Scorecard», som sammenlignet batterier fra 9 ulike produsenter, hvorav 8 av dem var basert på NMC-kjemien [101]. Noe som dog karakteriserer NMC-kjemien på generell basis er som tidligere nevnt muligheten til å oppnå enten stor utladningsstrøm eller høy

kapasitet, avhengig av den prosentvise sammensetningen av legeringsmetallene i katoden. Noen batteriprodusenter velger også å blande silisium inn i karbon-anoden for å øke kapasitet. En utfordring med dette er at silisium utvider seg ved opptak av litium-ioner, og således vil gjøre battericellen mekanisk ustabil [107]. Nominell cellespenning vil alltid være mellom 3,6 og 3,7 volt [90]. Figur 5.11 viser de typiske egenskapene til et NMC-batteri, sammenlignet med litium-jern-fosfor (LFP/LiFePO₄) og litium-kobolt (LCO).

Litium-jern-fosfor (LFP/LiFePO₄)

Litium-jern-fosfor-batterier, heretter forkortet LFP, er annen populær batterikjemi for bruk i mobile innretninger. Hovedforskjellen mellom disse og de tidligere nevnte NMC-batteriene er, som navnet tilsier, at legeringsmetallene i katoden er byttet ut med Jern og Fosfor. Dette gir LFP-batteriene noe annerledes karakteristikk enn for NMC-batterier, som for øvrig også er beskrevet i figur 5.11. Her fremkommer det at på generelt grunnlag sammenlignet med NMC-batteriet, har økt sikkerhet og effekttetthet gått på bekostning av energitettheten. På det samme generelle grunnlaget betyr det samtidig at LFP-batterier kan lades fortere enn NMC-batterier,



Figur 5.11: Sammenligning av 3 ulike litium-ion-batterikjemier [102].

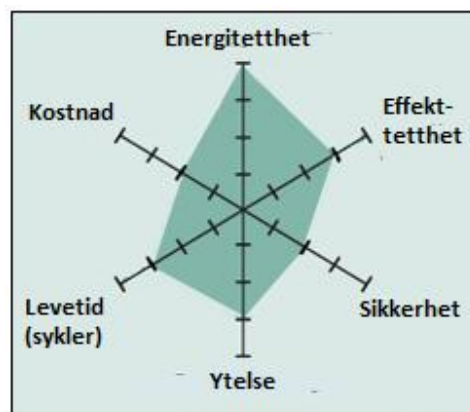
på grunn av den økte effekttettheten. Muligheten for å fortære tømme et batteri medfører også muligheten for å fortære fylle det opp igjen [103]. Innen 2020 er det forventet at LFP-teknologien vil ha en markedsandel innen el- og hybridbilbatterier på ca. 26 %, med en økning mot 32 prosentpoeng innen 2025 [111].

Et av LFP-batteriets største fordeler sammenlignet med andre litium-ion-batterier er sikkerheten, i form av termisk og kjemisk stabilitet. Dette betyr at det skal svært mye til før det tar fyr ved eventuelle lade- eller utladningsfeil, og det tåler store påkjenninger i form av temperaturvariasjoner og fysiske belastninger som vibrasjoner og støt. LFP-batterier er i mange tilfeller også den litium-ion-kjemien som tilbyr lengst levetid, både i kalenderår og ladesykluser. [104]. I tillegg er ikke LFP-batterier avhengige av kobolt, som er dyrt og historisk sett forbundet med utvinning under umenneskelige forhold i DR Kongo [105]. Av de ulike litium-ion-batteriene er det LFP-kjemien som typisk har den laveste nominelle spenningen pr. celle, med 3,2 volt [106].

I likhet med hos NMC-batterier, er nøyaktige ytelser og tekniske detaljer ved LFP-batterier også til en viss grad bestemt av mindre variasjoner innad blant produsentene, selv om katodematerialet er gitt. Variabler som tilsetninger i elektrodene, ulike elektrolytiske sammensetninger og separasjoner mellom elektrodene kan manipuleres for å oppnå ønskede egenskaper, og det er dette de ulike produsentene tilstreber å få til for å oppnå konkurransefortrinn. På tross av alt dette kan det pekes på noen generelle karakteristikk som er forbeholdt LFP-batterier, som høy utladningskapasitet, god sikkerhet og lang levetid. Se for øvrig figur 5.11 for en overordnet sammenligning av egenskaper med NMC og LCO (litium-kobolt).

Litium-nikkel-kobolt-aluminium (NCA)

I NCA-batterier er de aktive katodematerialene nikkel, kobolt og aluminium, hvor aluminium er tilsatt for økt stabilitet. I likhet med NMC er også dette et høykapasitetsbatteri i litium-ion-sammenheng, mye på grunn av de reaktive egenskapene hos nikkel. Som det fremkommer av figur 5.12, så er NCA-batteriets største utfordring sikkerheten, og relativt høye kostnader [108]. Sikkerhetskravene som stilles til kommersielle el-produkter er dog så høye, og det gjøres stadig fremskritt på veien mot lavere kobolttinnhold. I tillegg er dette en batteritype brukt i mange av Teslas modeller, så dette er ikke negative sider som er så kritiske at de gjør dem uegnet for bruk i elektriske kjøretøy [109]

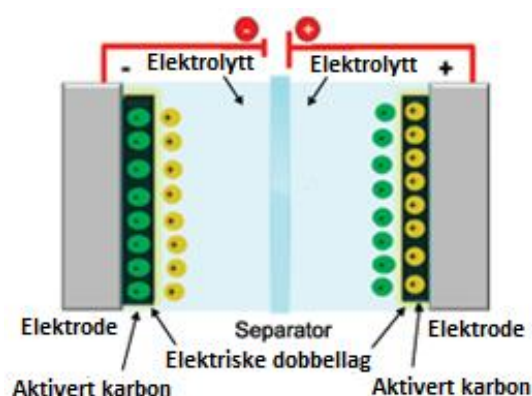


Figur 5.12: Illustrasjon av generelle egenskaper ved NCA-batterier [108].

Den største forbrukeren av NCA-teknologien i kjøretøysindustrien er Tesla. I samarbeid med Panasonic har Tesla utstyrt sine Model S og Model X med NCA-batterier, og således bevist at dette er en teknologi som er godt egnet for moderne elektriske biler [109]. Også her, i likhet som hos NCM-batterier, kan avhengigheten av kobolt bli et problem av årsaker som er tidligere omtalt. Tesla sier selv at koboltbruken i batteriene deres er på vei ned, og at de nå bruker mindre kobolt i battericellene sine enn det som er tilfelle i moderne NMC 811-battericeller [110]. Innen 2020 er det ventet at 18 % av el- og hybridbilbatteriene på markedet vil være NCA-batterier, mens det samme tallet er estimert til å være 23 % innen 2025 [111].

5.2.3 Superkondensatorer

Hovedforskjellen mellom en kondensator og et batteri, er måten elektrisk energi lagres og leveres på. Der et litium-ion-batteri lagrer elektrisk energi i form av reaktive metaller og således er avhengig av kjemiske reaksjoner for å levere strøm, lagrer en kondensator elektrisk energi som statisk elektrisitet mellom to plater. De er dermed ikke avhengig av noen kjemisk reaksjon for å levere eller ta imot strøm, noe som gir dem en stor fordel både når det kommer til levetid og muligheten til å levere stor effekt over kort tid. Følgelig har de også svært lav oppladningstid sammenlignet med elektro-kjemiske batterier [112]



Figur 5.13: Illustrasjon av virkemåte for superkondensator [113].

En superkondensator er en videreutviklet kondensator, der to tynne plater ligger svært nær hverandre, kun adskilt av en tynn separatorfilm og en elektrolytt (se figur 5.13) [113]. Elektrodene er dekket av et tynt lag porøst aktivert karbon, slik at overflatearealet i elektroden øker og tillater en større ladning. Ved oppladning vil positive og negative ioner i den elektrolytiske løsningen innrette seg sammen med elektroner for å danne såkalte elektriske dobbellag (figur 5.13), som igjen utgjør årsaken til den høye spesifikke effekten, eller utladningshastigheten, i en superkondensator.

Hovedutfordringen ved en kondensator, og følgelig også en superkondensator, sammenlignet med konvensjonelle batterier, er mangelen på varig kapasitet. Kondensatorer lades ut svært fort, og er med dagens teknologi ikke egnet som eneste energikilde i en mobil installasjon som et kjøretøy. Det gjøres dog mye research på dette området, og det utvikles stadig nye materialer som på sikt kan øke energitettheten i superkondensatorer [91, 114]. Det ultimate ville være en kombinasjon av batteriets overlegne energitetthet (kapasitet) og superkondensatorens evne til å lades opp på svært kort tid. Først når slike egenskaper kan kombineres er det naturlig å tro at konvensjonelle batterier kan utkonkurreres av alternative energikilder i el- og hybridbiler. Se for øvrig tabell 5.3 for en overordnet sammenligning av egenskaper i batterier og superkondensatorer.

Tabell 5.3: Sammenligning av superkondensatorer og litium-ion-batterier [112].

Function	Supercapacitor	Lithium-ion (general)
Charge time	1–10 seconds	10–60 minutes
Cycle life	1 million or 30,000h	500 and higher
Cell voltage	2.3 to 2.75V	3.6V nominal
Specific energy (Wh/kg)	5 (typical)	120–240
Specific power (W/kg)	Up to 10,000	1,000–3,000
Cost per kWh	\$10,000 (typical)	\$250–\$1,000 (large system)
Service life (industrial)	10-15 years	5 to 10 years
Charge temperature	–40 to 65°C (–40 to 149°F)	0 to 45°C (32° to 113°F)
Discharge temperature	–40 to 65°C (–40 to 149°F)	–20 to 60°C (–4 to 140°F)

Som det fremkommer av tabell 5.3, så har superkondensatoren svært mange attraktive egenskaper på tross av den lave energitettheten (Specific energy). Lang varighet, antall ladesykluser, ladetid, lave vekt, effektetthet (Specific power) og dens bruksområde over et stort temperaturintervall er alle karakteristikker som er praktiske i et elektrisk kjøretøy.

En mulighet til å nyttiggjøre seg av disse på er å kombinere bruk av superkondensatorer med tradisjonelle batterier, for å utnytte superkondensatorens fortrinn der de er størst. Den korte utladningstiden, som i praksis betyr mulighet til å avlevere stor effekt over kort tid, er veldig praktisk når høy akselerasjon er ønsket. Toyota, PSA Peugeot Citroën og Mazda har integrert superkondensatorteknologi i sine hybridløsninger for bruk under start/stoppkjøring, for å spare drivstoff under akselerasjon [115]. Ved å implementere en regenerativ bremsefunksjon i et helelektrisk kjøretøy som går direkte til oppladning av superkondensatorer kan effekten fra disse tas ut igjen under akselerasjon, som er svært energikrevende. Kjøretøyets øvrige batterikapasitet kan da i større grad spares til kjøring i cruisehastighet, som er mindre energikrevende.

På grunn av uutviklet teknologi, høy pris og dårligere tilgjengelighet på et praktisk nivå vil ikke superkondensatorer bli vurdert som et realistisk alternativ til energikilde i Dolphin i denne omgang. Det vil dog bli omtalt under posten videre arbeid, som et forslag til en fremtidig utvidelse sammen med en regenerativ bremsefunksjon.

5.3 Brukspåkjenninger og materialer

Et kjøretøy som er tiltenkt brukt på norske veier under norske forhold vil komme til å bli utsatt for større og mindre påkjenninger. Mest påfallende er nok slag, støt og veisalt, men også andre faktorer som temperatur og miljøpåvirkning bør tas med i beregningene når materialvalg og dimensjonering skal gjøres. Under dette delkapittelet vil det bli gitt en gjennomgang av hvilke belastninger og påkjenninger som må tas med i betraktningene når drivverkskomponenter som aksler og gir skal tilpasses, samt noen alternativer til materialer for de samme komponentene. Denne utredningen vil være noe overordnet og generell, da ikke alle detaljene knyttet til materialkrav- og belastninger kan bestemmes med sikkerhet før konseptutredningen er unnagjort og øvrig drivverkskonfigurasjon er fastsatt.

For å avgjøre hvordan de ulike materialegenskapene bør prioriteres, er det viktig å kartlegge så grundig som mulig hvordan de er tenkt til å brukes. Innkjøpte standarddeler som motor, batteripakker, batterilader og øvrig elektronikk vil det ikke være mulig å gjøre noe med hva det angår materialbruk og robusthet, der anbefales det i stedet å avgjøre i samråd med leverandør hvilke beskyttelses- og innkapslingsutstyr som kan implementeres for å best mulig beskytte utstyret mot ytre forhold og påkjenninger. Det samme gjelder eventuelle tannhjulsutvekslinger og annet mekanisk drivverksutstyr som må bestilles eksternt.

Oversikten over påkjenninger i tabell 5.4 nedenfor er derfor først og fremst utarbeidet med dette i tankene, slik at den skal være mest mulig aktuell med tanke på komponenter som kan produseres ut i fra egne spesifikasjoner. I hvor stor utstrekning det kommer til å bli aktuelt vil som tidligere påpekt ikke være klart før etter konseptgenereringen, men en slik oversikt kan uansett være nyttig under videre arbeid med eksempelvis chassis og hjuloppheng.

Tabell 5.4: Oversikt over brukspåkjenninger på drivverkskomponenter for Dolphin.

Påkjenning	Beskrivelse
<i>Slag og støt</i>	Ved kjøring over hull eller objekter som stein og grus i veibanen vil en måtte ta høyde for slag og støt på drivverket. Mulighet for at oppstikkende gjenstander skal slå opp i roterende aksler og understell må påregnes.
<i>Vibrasjoner</i>	Kjøring på ujevnt underlag eller akkumulering av is, snø, sand og andre ulumskheter på hjul og aksler vil kunne skape betydelige vibrasjoner på drivverk og kjøretøyet for øvrig.
<i>Miljø</i>	Kjøring på norske veier vinterstid vil i svært mange tilfeller bety eksponering for salt. Dette, sammen med et til tider fuktig klima, vil utgjøre en betydelig risiko for korrosjon.
<i>Vær og temperatur</i>	Det norske klimaet kan by på svært svingende temperaturer, og temperaturer mellom alt fra -30 om vinteren til mer enn +40 i sola om sommeren på påregnes. Derfor er det viktig med materialer som er stabile over et realistisk temperaturspenn.
<i>Rotasjonsbevegelse</i>	Avhengig av motorturtall og girutvekslinger så vil roterende aksler måtte overføre stort moment og høy rotasjons hastighet. Materialene som brukes må derfor ha tilstrekkelig styrke og duktilitet for å stå imot slike påkjenninger.

På bakgrunn av de identifiserte brukspåkjenningene, samt hensyn som på andre måter gjør seg gjeldende under et produktutviklingsprosjekt, er det utarbeidet en oversikt over hvilke konkrete materialegenskaper det er viktig å ta stilling til i dette prosjektet. Det innføres på dette tidspunktet ingen vektning av egenskaper.

Tabell 5.5: Egenskaper som må tas stilling til ved materialvalg for mekaniske drivverkskomponenter.

Materialegenskap	Begrunnelse
<i>Korrosjonsbestandighet</i>	Materialet som velges må kunne motstå korrosjon innenfor realistiske grenser, eventuelt kunne overflatebehandles for å oppnå akseptable egenskaper.
<i>Styrke</i>	Roterende aksler skal normalt ikke utsettes for bøyemoment, men slikt utstyr må ha tilstrekkelig styrke og torsjonsstivhet for å overføre nødvendig torsjonsmoment uten å skades eller deformeres. Bør også ha høy utmattelsesgrense.
<i>Vekt</i>	Materialet bør ha en så lav egenvekt som mulig for å holde den totale vekten av kjøretøyet nede, men det bør ikke gå på bekostning av styrke og sikkerhet.
<i>Pris og tilgjengelighet</i>	Materialet som velges bør være lett tilgjengelig, og ha en pris som gjør det økonomisk forsvarlig å anbefale.
<i>Temperaturbestandighet</i>	Som påpekt i tabell 5.4, vil et kjøretøy under norske forhold kunne oppleve store variasjoner i temperatur under bruk. Det er derfor viktig å velge et materiale som opprettholder sine mekaniske egenskaper over et bredt temperaturområde

Tabell 5.5 forts: Egenskaper som må tas stilling til ved materialvalg for mekaniske drivverkskomponenter.

Materialegenskap	Begrunnelse
<i>Flexibilitet</i>	Det er viktig med et tilstrekkelig duktilt og elastisk materiale. Sprø materialer er følsomme for støt, slag og brå belastninger, og kan gi etter uten forvarsel på tross av stor styrke.

Videre er det, basert på de ønskede materialeegenskapene som er gjort rede for i tabell 5.5, trukket frem fire ulike materialalternativer som det kan være aktuelt å bruke i drivverkskomponentene i Dolphin. Det konkrete valget av materialer holdes derimot åpent til et senere tidspunkt, da mer informasjon om detaljer rundt design og utforming foreligger. Konkrete stål- og metalltyper er hittil ikke anbefalt, og sammenligningen er gjort på et mer overordnet nivå da det finnes utallige typer å velge fra og nøyaktig metallegering eller komposittsammensetning bør velges i samråd med leverandør.

All påfølgende materialdata er hentet fra databasene i CES EduPack 2018, og materialene det er valgt å se nærmere på er følgende:

- **AISI 4130:** Lavlegert karbonstål, glødet. Brukt i verktøy, tannhjul og aksler. Består av 97,3-98,2 % jern, levert med små prosentandeler karbon, krom, mangan, molybden og silisium.
- **Aluminium 6061 T6:** Lavlegert, varmebehandlet aluminiumslegering. Brukt blant annet som konstruksjonsmateriale i strukturer med høye styrkekrav som broer og tårn. 95,8-98,6 % aluminium, levert med mindre prosentandeler krom, kobber, jern, mangan, magnesium, silisium, titan og sink.
- **AISI 321:** Syrefast stållegering, glødet. Høy varme- og korrosjonsbestandighet, brukes i blant annet prosessutstyr, turbiner og ovner.
- **Karbonfiber/Epoxy:** Komposittmateriale med 35-40 % epoxy, og 60-65 % karbonfiber. Høyt styrke/vekt-forhold, brukt blant annet i romfart, bilindustri, fjærer og trykktanker.

Tabell 5.6: Noen relevante materialeegenskaper hos fire aktuelle materialer.

	E-modul (MPa)	Flytegrense (MPa)	Strekkfasthet (MPa)	Korrosjonsbestandighet	Tetthet (kg/m ³)	Pris (kr/kg)*
AISI 4130	2,1*10 ⁵	320-400	500-620	Begrenset	7800	5,6-6
A6061 T6	7*10 ⁴	240-280	290-338	God	2700	16,1-17,3
AISI 321	1,95*10 ⁵	200-241	510-660	Svært god	7800	20-23,9
Kf/E	6,5*10 ⁴	627-910	627-910	God	1580	421-466

* Prisene er basert på innkjøp av store volum og er kun estimater, og avhenger av varierende faktorer som tilgjengelighet, etterspørsel, grad av råvarebearbeiding, o.l. Mer nøyaktige prisoverslag bør derfor hentes inn fra aktuelle leverandører på et senere tidspunkt.

Det legges til at materialene som er vurdert er valgt nærmest som eksempler på materialer av sitt slag, henholdsvis karbonstål, aluminium, syrefast stål og karbonfiber. Det finnes følgelig svært mange ulike materialtyper innenfor disse kategoriene, og konkret materiale bør derfor gjøres på et senere tidspunkt i samråd med eksperter og leverandører når nærmere spesifikasjoner og dimensjoner foreligger. Ved innkjøp av eksterne komponenter må det også legges vekt på hvilke materialer disse leveres i, og eventuelle komponenter som må lages internt må tilpasses disse når det kommer til materialvalg og dimensjoner.

6. PRODUKTSPEISIFISERING

I dette kapitlet vil hovedmålsettingen med konseptet som skal utvikles presenteres, samt viktige produkttegenskaper det må tas hensyn til i utviklingsarbeidet. Det vil også bli fastsatt noen grensespesifikasjoner basert på krav fra oppdragsgiver og konkurrerende løsninger både hva det gjelder ytelser og tekniske spesifikasjoner. Det vil ikke bli gjort noen kostnadsvurderinger på dette tidspunktet, da det er vanskelig å si hvor stor del av kjøretøyets totalverdi drivlinjen står for, og mye av sammenligningsgrunnlaget for øyeblikket ikke er tilgjengelig på det åpne markedet.

6.1 Produktmålsetning

Sammenlignet med hovedmålsettingen med prosjektet som er definert under kapittel 2, er produktmålsetningene mindre overordnede og mer konkrete overfor selve produktet som skal utvikles. Produktmålsetningen i dette prosjektet er som følger:

- *Å utvikle en elektrisk drivlinje for et kompakt lettvektskjøretøy, med komponenter og spesifikasjoner som er praktisk tilpasset persontransport på offentlig vei.*

Dette hovedmålet kan brytes videre ned i delmål, som sier noe om de viktigste komponentene som vil være en del av drivlinjen.

1) Motoren(e) må kunne levere en kontinuerlig effekt som muliggjør persontransport på og over strekninger der folk flest ferdes. Dette innebærer blant annet å kunne levere en toppfart som er høy nok til å bli godkjent til bruk på lik linje med en personbil, og som ikke gjør det trafikkfarlig å ferdes på motorveier der fartsgrensene tidvis overstiger 100 km/h.

2) Batteripakken må kunne levere en kontinuerlig effekt over et tilstrekkelig stort tidsrom, slik at kjøretøyet kan tilbakelegge avstander som gjør den til et reelt alternativ til personbilen. Rekkeviddefrykt er stadig en viktig bidragsyter til at elbilen velges bort til fordel for biler drevet av fossilt drivstoff, derfor er det viktig at batterikapasiteten i Dolphin gjenspeiler bruksområdene den er tiltenkt å ha.

3) Aksler og girooverføringer må dimensjoneres og velges materialer til slik at akseptabel robusthet oppnås. Disse skal ikke være en begrensende faktor for effektoverføringen fra motor til drivhjul, og de må tåle de eksterne påkjenningene som er utredet under kapittel 5.3.

4) Den endelige løsningen skal gjenspeile de ønskede produkttegenskapene, og bære preg av energieffektivitet og moderne teknologi.

6.2 Rangering av viktige produkttegenskaper

For å skape bedre oversikt over alle områdene som må tas hensyn til under utviklingsarbeidet, er alle de viktigste egenskapene konseptløsningen må ha kartlagt og beskrevet i tabell 6.1 nedenfor. Disse egenskapene er videre gitt en vektscore. Med bakgrunn i disse scorene kan ulike konseptløsningsalternativer utarbeides, og videre seleksjonskriterier for konseptløsningsvalg bestemmes med utgangspunkt i disse.

Egenskapene er gitt en score fra 1 til 5, der 1 og 5 er av hhv. lavest og høyest viktighet, og vurderingene er hovedsakelig gjort med tanke på tilvirkning av en prototyp, men også med en langsiktig serieproduksjon i bakhodet.

Tabell 6.1: Rangering av viktige egenskaper for drivlinjen i Dolphin.

Egenskap	Score	Begrunnelse
Sikkerhet	4	Ved en eventuell kommersialisering vil sikkerhet være en av de absolutt viktigste egenskapene under utviklingsarbeidet. Men da det forutsettes at en prototype vil bli laget og testet før det blir aktuelt, kan det tillates at fokuset på dette tidspunktet er noe mer på teknologi og funksjonalitet.
Kompleksitet	4	En fullstendig løsning bør være så lite kompleks som mulig, det vil holde produksjonskostnadene- og tiden nede både når det gjelder prototyp- og serieproduksjon. Dette omfatter punkter som antall deler, grad av nødvendig tilpasning overfor resten av kjøretøyet, materialbruk, o.l.
Funksjonalitet	5	Det er viktig at løsningen som velges løser oppgavene den er tiltenkt på en god og effektiv måte. Dette er et konsept det vil være svært ressurskrevende å bygge, derfor må løsningen som velges være gjennomtenkt og ha høy funksjonalitet i fokus slik at minst mulig etterarbeid blir nødvendig.
Brukervennlighet	3	Noe irrelevant for dette konseptet da brukervennligheten først og fremst vil bestemmes av motorstyringssystem og betjeningsmulighetne i førerkupeen, men komponenter og konfigurasjon som omfattes av dette prosjektet bør likevel legges til rette for at dette kan gjøres enklest mulig på et senere tidspunkt.
Innovasjon	4	Løsningen som velges bør kunne anses som et skritt i riktig retning på vei mot en mer energieffektiv persontransport. Det bør derfor ikke være noen hindring at løsningen som velges er utradisjonell og nyskapende, så lenge det ikke går på kompromiss med andre viktige egenskaper. Høy energitetthet, høy grad av effektutnyttelse og få tapsledd er egenskaper som faller innunder dette punktet.
Kompakthet	3	Først og fremst en utfordring under arbeidet med chassis, karosseri og kupé, men det bør likevel legges vekt på løsninger som er plassbesparende for å tilrettelegge for nevnte arbeid. Tilrettelegging for fremtidig utvidelse til hybriddrift er også en fordel.
Robusthet og vedlikehold	4	Svært viktig ved en fremtidig kommersialisering, men kan ofres noe oppmerksomhet ved prototypebygging. Høy grad av vedlikeholdsfrihet er en svært tiltalende egenskap hos forbrukere når de skal gå til anskaffelse av ny bil, og lange garantier er mye brukt i markedsføring av andre bilprodusenter.

Tabell 6.1 forts: Rangering av viktige produkttegenskaper for drivlinjen i Dolphin.

Egenskap	Score	Begrunnelse
Vekt	3	For Dolphin som en helhet er lav vekt svært viktig, men for drivlinjen i seg selv bør fokuset ligge mer på smarte og sikre løsninger fremfor bruk av lettvektsmaterialer. Arbeidet med å få nå vekten bør i større grad gjøres under chassis-, interiør- og karosseridesign. Det legges likevel vekt på å velge motor- og batteriløsninger med så høyt effekt/vekt-forhold som mulig
Estetisk design	1	Drivlinjen vil ikke være synlig ved implementering i et kjøretøy, følgelig vil ikke estetisk design være av betydning. Det bør likevel legges vekt på en viss grad av ryddighet og orden der det kan bli aktuelt.
Kostnader	3	På prototyp-stadiet er Dolphin et internt universitetsprosjekt, og ikke noe som for øyeblikket er avhengig av å konkurrere med andre løsninger på markedet. Ved en eventuell kommersialisering blir saken derimot en annen, og kostnadsbesparende tiltak i alle ledd må påberegnes. Det vil her legges vekt på å velge teknologiske løsninger som er tilgjengelige i markedet til en overkommelig pris.

6.2 Metriske grensespesifikasjoner, variasjonsbredde

Under dette delkapittelet er ulike kvantitative data blant konkurrerende løsninger kartlagt. Ved å samle opplysninger om spesifikasjoner og egenskaper hos sammenlignbare produkter kommer det klart frem hvilket nivå nøkkelspesifikasjonene må justeres til for å hevde seg på det åpne markedet, og hvor det generelle nivået ligger hos moderne kommersiell teknologi på området.

Måten dette har blitt gjort på er å hente nøkkelinformasjon om faktorer som motoreffekt, vekt, toppfart og elektrisk rekkevidde hos lignende lettvektskjøretøy på markedet, for så å finne øvre og nedre grenseverdi blant de utvalgte faktorene. Det er disse spennene som danner variasjonsbredden i markedet, og følgelig også grunnlag for ønskelige spesifikasjoner hos Dolphin. Modellene det er valgt å gjøre sammenligningen med er ikke nødvendigvis å se på veiene og kommersielt tilgjengelig i skrivende stund. Noen av dem er ennå på prototyp-stadiet, men er likevel kommet så langt i utviklingen at de anses som representanter for moderne kommersiell teknologi. Noen av modellene er også omtalt under delkapittel 1.4.3, «Løsninger på markedet». Ikke all informasjon som er innhentet om de forskjellige modellene vil være like relevante for arbeidet i denne oppgaven, men er likevel tatt med for sammenligning og fremtidige referanser for videre arbeid.

Electra Meccanica Solo



Figur 6.1: Electra Meccanica Solo [46].

Tabell 6.2: Spesifikasjoner for Electra Meccanica Solo.

Electra Meccanica Solo [46]
Motor: 61 kW, 176 Nm.
Batteri: 17,3 kWh.
Rekkevidde: 160 kilometer.
Ladetid: 3 timer (0-100%, 220V).
Vekt: 675 kg.
Toppfart: 130 km/t.

Renault Twizy



Figur 6.2: Renault Twizy [49].

Tabell 6.3: Spesifikasjoner for Renault Twizy.

Renault Twizy [49]
Motor: 8 kW, 57 Nm.
Batteri: 6,1 kWh.
Rekkevidde: 90 kilometer.
Ladetid: 3,5 timer.
Vekt: 487 kg.
Toppfart: 80 km/t.

Baojun E100



Figur 6.3: Baojun E100 [44].

Tabell 6.4: Spesifikasjoner for Baojun E100.

Baojun E100 [44, 45]
Motor: 29 kW, 110 Nm.
Batteri: 14,9 kWh.
Rekkevidde: 155 kilometer (senere oppgradert til 200).
Ladetid: 7,5 timer (20-100%).
Vekt: 750 kg.
Toppfart: 100 km/t.

Smart EQ ForTwo



Figur 6.4: Smart EQ ForTwo [116].

Tabell 6.5: Spesifikasjoner for Smart EQ ForTwo.

Smart EQ ForTwo [116]
Motor: 60 kW, 160 Nm (maks).
Batteri: 17,6 kWh.
Rekkevidde: 154-160 kilometer.
Ladetid: 6 timer (10-80%, 230V).
Vekt: 1085 kg.
Toppfart: 130 km/t.

Microlino



Figur 6.5: Microlino [117].

Tabell 6.6: Spesifikasjoner for Microlino.

Microlino [117]
Motor: 15 kW, 110 Nm (maks).
Batteri: 14,4 kWh.
Rekkevidde: 200 kilometer.
Ladetid: 6 timer (0-80%, 2 kW-lader).
Vekt: 435 kg (uten batteri).
Toppfart: 90 km/t.

ZhiDou D2s



Figur 6.6: ZhiDou D2s [118].

Tabell 6.7: Spesifikasjoner for ZhiDou D2s.

ZhiDou D2s [118]
Motor: 30 kW, -
Batteri: 17,3kWh.
Rekkevidde: 180 kilometer (60 km/t)
Ladetid: 8 timer.
Vekt: -
Toppfart: 90 km/t.

De viktigste faktorene som kan trekkes ut fra de konkurrerende løsningene er i denne omgang motorytelser, batterikapasitet, rekkevidde og toppfart. Mer detaljerte spesifikasjoner som hjuldrift, motorkonfigurasjon og girutveksling ville også vært av interesse, men dette er ikke informasjon som i noen særlig utstrekning er tilgjengelig fra produsentene. Nedenfor, i tabell 6.8, er variasjonsbredden blant de utvalgte faktorene som er listet opp på de to foregående sidene oppsummert.

Tabell 6.8: Variasjonsbredde og gjennomsnittlig verdi for utvalgte egenskaper blant noen relevante konkurrerende løsninger.

Egenskap	Min. verdi	Maks. verdi	Gj.snitt
Effekt* (kW)	8	61	33,8
Dreiemoment** (Nm)	57	176	122,6
Batterikapasitet (kWh)	6,1	17,6	14,6
Rekkevidde*** (km)	90	200	165
Ladetid**** (t)	3	8	5,7
Vekt***** (kg)	435	1085	686,4
Toppfart (km/t)	80	130	103,3

* Noen produsenter oppgir makseffekt, og noen oppgir kontinuerlig effekt. En elektrisk motor vil av varmeutviklingshensyn typisk bare kunne levere toppeffekt over korte perioder av gangen, og denne kan være betydelig høyere enn den kontinuerlige effekten som kan leveres. Der både toppeffekt og kontinuerlig effekt er oppgitt, er toppeffekten tatt med i oversikten.

** Dreiemomentet en elektrisk motor kan levere følger effekten, se forklaring under *.

*** Det finnes flere måter å teste rekkevidde på, og produsentene oppgir ikke alltid hvilke standarder eller metoder som er brukt i testene. Følgelig er det knyttet usikkerhet til hvor sammenlignbare tallene som er innhentet er. Rekkevidde vil også variere stort med kjøremønster, temperatur, batteritilstand, osv.

**** Produsenter oppgir ulike data for oppladningstid. Det går typisk mye saktere å lade et litium-ion-batteri fra 80-100 % enn opp til 80 %, og når den oppgitte ladetiden for de ulike modellene gjelder ulike batteriprosentintervaller vil tallene følgelig ikke være helt sammenlignbare. Ladetid avhenger også av hvor mye effekt tilkoblingspunktet klarer å levere, og er på denne måten typisk mye kortere på dedikerte ladepunkter langs veiene enn i et vanlig 230V-uttak i hjemmet.

***** Noen produsenter oppgir vekt uten batterier. Batteriene utgjør en betydelig del av vekten hos en helelektrisk bil, derfor vil heller ikke alle disse tallene være like sammenlignbare.

6.3 Metriske grovspekifikasjoner for produkttypen

Med utgangspunkt i variasjonsbredden som er funnet under forrige delkapittel, ønskede produktmål og føringer som er gitt av oppdragsgiver, er det valgt ut noen grove grensespesifikasjoner for løsningen. Da det er en del usikkerhet knyttet til dataene som danner grunnlag for variasjonsbredden, se merknader for tabell 6.8, er disse grensespesifikasjonene gitt med noen forbehold. Egenskapene det er gitt grensespesifikasjoner for er nærmere beskrevet nedenfor.

Motor - Nødvendig effekt og dreiemoment vil avhenge av drivverkskonfigurasjonen som en helhet. Da denne ikke er utredet ennå, vil det på dette tidspunktet være vanskelig å bestemme et konkret effekt- og dreiemomentbehov. Grensespesifikasjonene for disse faktorene vil derfor foreløpig bli satt ganske brede, frem til nærmere utredning er gjort. Verdiene er gitt i toppeffekt.

Batterikapasitet - Batterikapasitetsbehovet bestemmes, i likhet med nødvendige motorytelser, i stor grad av kravene til rekkevidde og hastighet. Derfor vil også disse grensespesifikasjonene bli satt ganske brede, da det krever nærmere beregninger basert på blant annet totalvekt og kjøremotstand for å si noe mer detaljert om batterikapasitetsbehovet. Disse beregningene vil bli gjort etter konseptgenereringsfasen.

Rekkevidde - For å kunne vurderes som et realistisk alternativ til persontransport for folk flest i hverdagen, må rekkevidden være stor nok til at flest mulig av en privatpersons transportbehov kan dekkes uten å måtte risikere å gå tom for strøm. Selv om det går an å beregne en teoretisk rekkevidde ved kjøring under konstante forhold, er dette en faktor det i praksis ikke er mulig å regne seg frem til basert på motor- og batteriytelser. Det finnes flere standardiserte testmetoder for elektrisk rekkevidde hos veigående kjøretøy, hvor den nyeste europeiske testmetoden kalles WLTP (World harmonized Light vehicle Test Procedure) [119]. Om Dolphin skal rekkeviddetestes for kommersiell bruk i fremtiden anbefales denne testmetoden. På dette tidspunktet vil grensespesifikasjonene for rekkevidde legges ganske brede, da det ennå er knyttet mye usikkerhet rundt tilgjengelig batteriplass.

Vekt - Selv om totalvekten for Dolphin ikke er et direkte tema for denne oppgaven, gis det likevel grensespesifikasjoner for denne. Det er nødvendig med et vektestimater under beregningssdelen senere i prosjektet, og det vil være nyttig ved fremtidige arbeider med chassis- og karosseriløsninger.

Toppfart - Dolphin er tenkt brukt som et alternativ til konvensjonelle personbiler, og må derfor kunne brukes på tilsvarende veier og strekninger. Toppfarten må gjenspeile det øvre sjiktet av fartsgrenser på offentlige norske veier, og ta høyde for stigninger det vil være naturlig å støte på.

Tabell 6.9: *Metriske grensespesifikasjoner for Dolphin.*

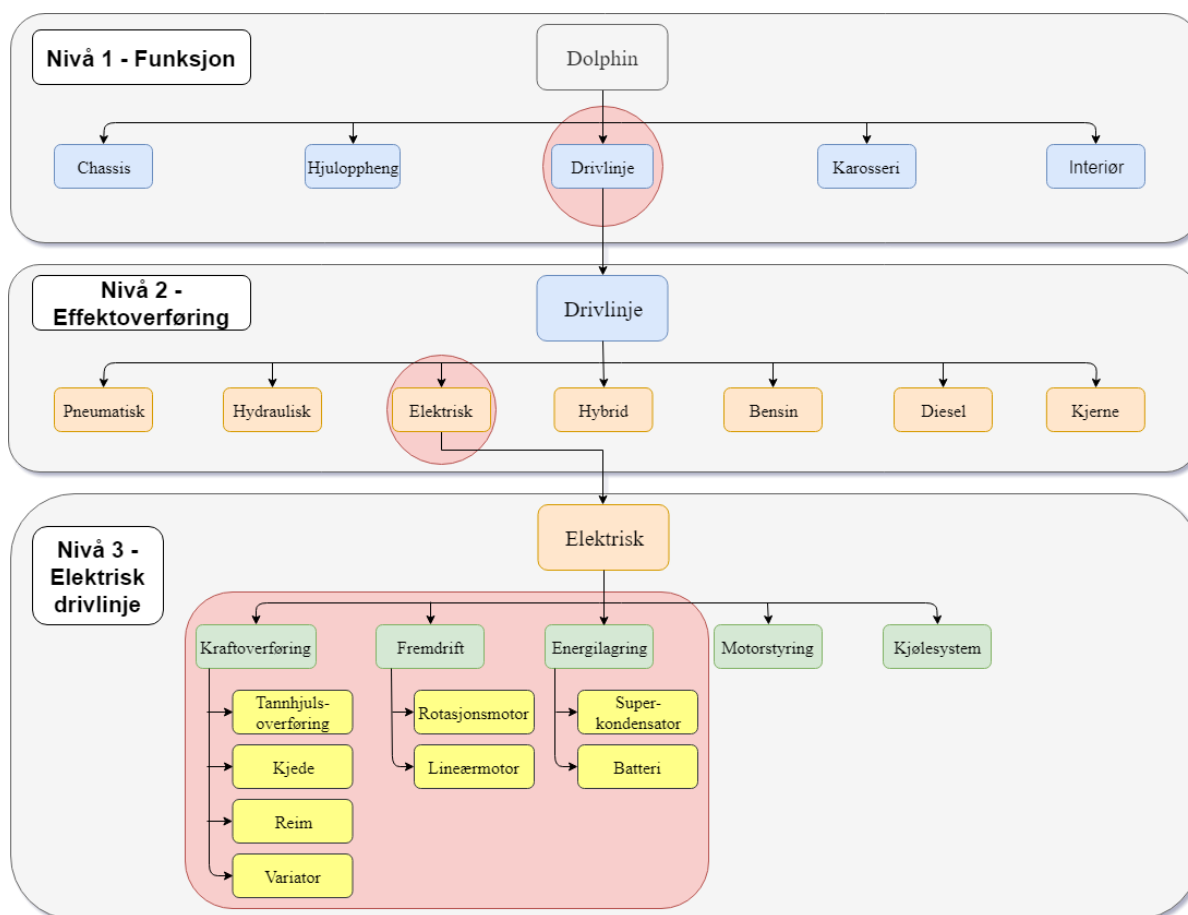
Egenskap	Min. verdi	Maks. Verdi	Optimal verdi
Effekt (kW)	40	70	60
Dreiemoment (Nm)	120	180	160
Batterikapasitet (kWh)	12	20	18
Rekkevidde (km)	100	200	180
Vekt (kg, inkl. last)	400	800	600
Toppfart (km/t)	90	130	120

7. KONSEPTGENERERING

I dette kapittelet vil det først bli identifisert en overordnet hovedløsning, før ulike tekniske oppsett og konfigurasjoner som kan bidra til å oppnå denne hovedløsningen vil bli gjennomgått – med tilhørende fordeler og ulemper.

7.1 Funksjonsanalyse for produkttypen

Denne oppgaven har noen forhåndsgitte begrensninger, men også oppgavens natur setter noen begrensninger på produktutviklingsteknikken som kan brukes i dette kapittelet. En realistisk tilnærming til utviklingen av en elektrisk drivlinje for et kompakt lettvektskjøretøy setter noen grenser for hvor mange ulike oppsett, konfigurasjoner og funksjonsalternativer det er hensiktsmessig å utrede. I figur 7.1 er det vist en overordnet funksjonsanalyse for Dolphin hvor denne oppgavens fokusområder er videre utdypet.



Figur 7.1: Overordnet funksjonsanalyse for Dolphin som en helhet. Nivå 1 representerer hvordan sekundærfunksjonene springer ut av hovedproduktet, der denne oppgavens fokusområde er ringet rundt i rødt. Videre, i nivå 2, er denne sekundærfunksjonen brutt ned i ulike sidestilte løsningsalternativer som må bestemmes før en dypere analyse kan foretas. Også her er denne oppgavens videre fokusområdet uthevet i rødt og videre utdypet på et nytt nivå.

Nivå 3 er en spesifikk funksjonsanalyse for en elektrisk drivlinje. Her utgjør den oransje boblen primærfunksjonen, mens de mindre grønne boblene er sekundærfunksjoner som springer ut fra førstnevnte. Disse sekundærfunksjonene er videre brutt ned i ulike løsningsalternativer. Dette er løsningsalternativer som hver for seg kan bidra til å oppfylle sekundærfunksjonene, og som kan kombineres med løsningsalternativer hos de andre sekundærfunksjonene for å skape et

Figur 7.1 forts: fullendt konsept som i klassisk produktviklingsteknikk. Sekundærfunksjonene som ikke er inkludert i det røde uthevede området faller utenfor oppgavens fokusområde og er en del av arbeidets begrensninger.

Løsningsalternativer for to av sekundærfunksjonene i nivå 3 i funksjonsanalysen er til en viss grad allerede gitt, mens den tredje sekundærfunksjonen, kraftoverføringen, avhenger i stor grad av hvordan den totale drivlinjekonfigurasjonen blir. Dette, og hvordan konseptgenereringen vil ta stilling til de ulike sekundærfunksjonene, er beskrevet nærmere nedenfor.

Rotasjonsmotor

Av praktiske årsaker er dette det åpenbare valget for å drive et helektrisk veigående kjøretøy. Ved bruk av lineærmotorer må bevegelsen først gjøres om til rotasjonsbevegelse for å drive hjulene eller drivakselen rundt, noe som både vil innføre et ekstra tapsledd og kreve mer plass og flere komponenter. Konseptgenereringen vil derfor ha fokus på konfigurasjon og oppsett av en rotasjonsmotor i kjøretøyet, med tanke på faktorer som plassbruk, effektivitet, kompleksitet o.l. – en form for modularisering. Motortype og nødvendig effekt vil tas stilling til på et senere tidspunkt.

Batterier

De praktiske forskjellene ved å ta i bruk batterier eller superkondensatorer som energikilde er utdypet under teknologiutredningen i kapittel 6, og her fremkommer det tydelig hvorfor batterier er det åpenbare valget for et kjøretøy med elektrisitet som eneste drivkilde. Som en sekundærenergikilde i et hybridkjøretøy eller som et supplement til batterier ville det derimot stilt seg annerledes. Fokuset under konseptgenereringen vil, i likhet med for motoren(e), ligge på plassering og konfigurasjon av batteriene – også en form for modularisering. Batteritype-, antall og kapasitet vil tas stilling til på et senere tidspunkt.

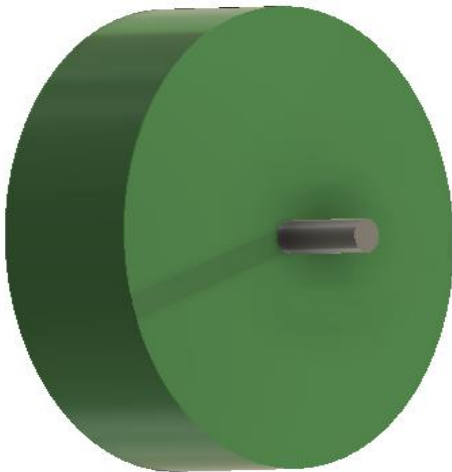
Kraftoverføring

Som tidligere påpekt er hvordan kraftoverføringen best kan løses avhengig av hvordan drivlinjen som en helhet konfigureres. Hvordan rotasjonsbevegelsen fra motoren(e) må snus, nedgires og overføres til drivhjulene avhenger av motorens plassering i forhold til disse, derfor vil motoroppsett bli valgt før øvrige kraftoverføringskomponenter blir utredet og vurdert i forhold til hverandre.

7.2 Funksjonsalternativer med skisser

Som påpekt under forrige delkapittel, er det funksjonsalternativer for to av funksjonene som vil bli behandlet her - hovedoppsett for motor(er) og batteripakke. Nødvendige tilhørende komponenter i forbindelse med kraftoverføringen fra motor til drivhjul vil bli valgt som en konsekvens av motoroppsettet, ikke uavhengig av dette.

Motoroppsett



Figur 7.2: Generisk motormodell brukt i illustrasjoner under konseptgenereringen.

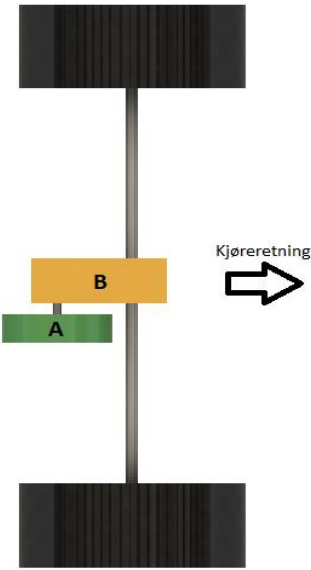
Motoren som er brukt i illustrasjonene (figur 7.2) er en helt generisk modell basert på målene til Phi27S, som er beskrevet under teknologiutredningen. Dette er en aksialfluksmotor, som typisk har en større diameter og en kortere lengde enn tradisjonelle el-motorer. Slike motorer kan i tillegg ofte «stackes», som vil si at to eller flere motorer monteres på samme aksel for økte ytelser.

Det understrekes at dette ikke nødvendigvis er representative mål for motoren(e) som vil bli tatt i bruk, så mål og utforming vil kunne variere noe. Konkret valg av motortype vil bli gjort på et senere tidspunkt, etter at konseptvalg er gjort. Nødvendige tannhjuls-veksler og øvrige kraftoverførings-elementer som vil trenge som en følge av de ulike motoroppsettene er illustrert på skissene gjennom gule bokser.

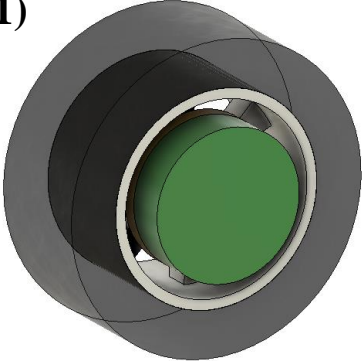
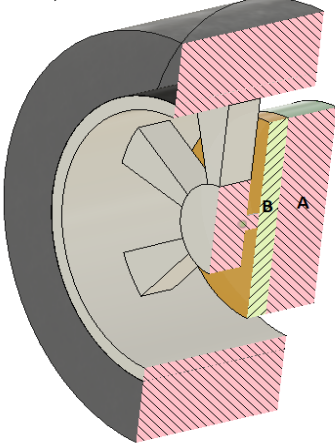
Tabell 7.1: Motoroppsett, alternativ 1.

Alternativ 1	
	<p>Alternativ 1 minner om et klassisk oppsett for en bakhjulsdrevne bil. Drivakselen fra den «frontmonterte» motoren (A) går inn i girkassen (B) der omdreiningshastigheten gires ned, før rotasjonsbevegelsen snus 90 grader ut til drivakselen gjennom en differensial (C).</p> <p>Oppsettet som er vist på figuren er typisk for bakhjulsdrevne personbiler der motoren er plassert under panseret og mellomakselen strekker seg over hele bilens lengde til bakakselen, men dette er ikke nødvendig ved dette alternativet. Essensen i dette alternativet er at den roterende bevegelsen må gjennom to separate girkasser, før den kan overføres til hjulene. Mellomakselen som går fra girkassen B til differensialen C må gjerne gjøre kortere, lenger, eller til og med plasseres på motsatt side av bakakselen om det skulle vise seg hensiktsmessig.</p>

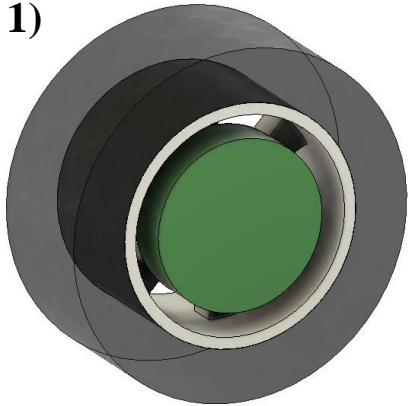
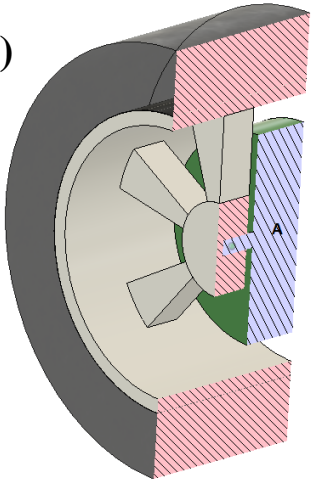
Tabell 7.2: Motoroppsett, alternativ 2.

Alternativ 2	
	<p>Alternativ 2 er en noe mer plassbesparende variant enn alternativ 1, hvor to separate girkasser er erstattet med én. Her er motoren (A) satt opp parallelt med den drevne bakakselen, slik at rotasjonsbevegelsen i utgangspunktet ikke må snus. I tillegg implementeres både hastighetsreducerende gir og differensial i samme enhet. Den resulterende girkassen (B) vil følgelig bli noe større enn de to separate girkassene i alternativ 1, men til gjengjeld elimineres behovet for blant annet to adskilte smøresystemer og den totale kompleksiteten senkes.</p> <p>I likhet med alternativ 1 er også nøyaktig plassering av komponenter i dette alternativet veiledende. Motor- og girkasseenheten kan om ønskelig flyttes langs eller roteres om bakaksel-aksen, om dette skulle vise seg hensiktsmessig ved tilpassing til chassis, karosseri eller andre deler av kjøretøyet på et senere tidspunkt.</p>

Tabell 7.3: Motoroppsett, alternativ 3.

Alternativ 3	
<p>1)</p>  <p>2)</p> 	<p>Dette alternativet avhenger noe av tilgjengelig teknologi og setter større krav til presisjon og omkringliggende komponenter som hjul og hjuloppheng, men har til gjengjeld flere fordeler fremfor én sentral motor. Dette alternativet forutsetter bruk av to motorer (A) og to girkasser (B), én for hvert drivhjul. Se figur 1).</p> <p>For å kompensere for den høye rotasjonshastigheten hos de fleste elektriske motorer (10000 rpm+) er det her lagt inn en girkasse (B). En mulig løsning for en slik girkasse kan være et planetgir, som i mange tilfeller kan utføres mye flatere enn tradisjonelle girkasser. Implementering av en slik girkasse gjør at det vil være mulig å ta i bruk standardmotorer som opererer på høye hastigheter.</p> <p>Dette alternativet setter som nevnt større krav til omkringliggende komponenter, og øker kompleksiteten i hele konstruksjonen om det ikke allerede finnes spesiallagde motorer/girkasser for formålet. utfordringer med implementering av f.eks. bremsesystem, støtdempere og hjullagerenhet med innfesting til felg vil kunne oppstå. Det vil derfor være viktig med en grundig sondering av markedet med hensyn på tilgjengelige komponenter før et slikt alternativ velges.</p>

Tabell 7.4: Motoroppsett, alternativ 4.

Alternativ 4	
<p>1)</p>  <p>2)</p> 	<p>Dette alternativet har mange likhetstrekk med det foregående alternativet, men forutsetter ikke bruk av hastighetsreducerende gir. Derimot forutsetter det at det finnes motorer i passende størrelse og utforming som passer inn i et mer eller mindre konvensjonelt dekk/felg-oppsett (A), og som opererer på et turtall som tillater direkte drift uten nedgiring.</p> <p>Under teknologiutredningen ble det kartlagt et slikt produkt, Elaphe S400 (figur 5.8). Dette er en elektrisk motor som er spesiallaget for bruk i bakhjulsdrevne lettvektskjøretøy, og som inkluderer både bremse-system og innfesting for felg. Det maksimale turtallet er 1560 rpm [84].</p> <p>Da dette er et ganske unikt konsept sammenlignet med de fleste andre elmotorer til generell bruk, har det fått sitt eget alternativ som blir vurdert på lik linje med de tre foregående.</p>

For å oppsummere positive og negative sider ved de fire utredede alternativene, er det i tabell 7.5 laget en oversikt over fordeler og ulemper. Denne oversikten vil, på et senere tidspunkt, bli brukt til å vurdere de ulike alternativene opp mot hverandre.

Tabell 7.5: Oversikt over fordeler og ulemper ved de fire alternativene for motoroppsett.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
1	<ul style="list-style-type: none"> • Utprøvd teknologi, enkel konstruksjon. • Høy tilgjengelighet på standardkomponenter som differensial og aksler, lavere pris. 	<ul style="list-style-type: none"> • Flere komponenter gir større vekt og økt plassbruk. • Flere tapsledd gir lavere virkningsgrad. • Flere komponenter og økt plassbruk kan medføre lavere tilgjengelighet, og følgelig mer omfattende vedlikeholdsrutiner.

Tabell 7.5 forts: Oversikt over fordeler og ulemper ved de fire alternativene for motoroppsett.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
2	<ul style="list-style-type: none"> • Mer kompakt konstruksjon, bedret tilgjengelighet. • Færre komponenter, lavere kompleksitet. • God fleksibilitet mtp. plassering av motor/girenhet. • Potensielt høyere virkningsgrad, avhengig av utforming og innhold i girkasse. 	<ul style="list-style-type: none"> • Potensielt en dyrere løsning, om motor/girenhet må utvikles fra bunnen av. • Stor vektkonsentrasjon på ett sted kan skape ubalanse og/eller ugunstig vektfordeling.
3	<ul style="list-style-type: none"> • Meget plassbesparende, ingen fysisk plassbruk inni selve kjøretøyet. • Svært effektiv momentfordeling, uten behov for differensial. • Gir lavere tyngdepunkt. • Gode luftkjølingsmuligheter. • Færre tapsledd gir økt utnyttelsesgrad. 	<ul style="list-style-type: none"> • Potensielt dyr konstruksjon, spesielt om girenheten må utvikles fra bunnen av. Krever bruk av to motorer. • Vil gjøre arbeidet med tilpassing av øvrige komponenter som hjuloppheng, bremses og hjulinnfesting vanskeligere. • Større udempet vekt (vekt som ikke påvirkes av kjøretøyets fjær/dempingssystem) kan gi forringede kjøreegenskaper. • Mer utsatt for skader fra ytre påkjenninger som støt og korrosivt miljø.
4	<ul style="list-style-type: none"> • Meget plassbesparende, ingen fysisk plassbruk inni selve kjøretøyet • Svært effektiv momentfordeling, uten behov for differensial. • Gir lavere tyngdepunkt • Gode luftkjølingsmuligheter. • Integrert trommelbrems. • Ingen behov for girkasse, mulighet for økt virkningsgrad. • Ferdig utstyrt med hjulbolter og bremsesystem, krever mindre tilpasningsarbeid i etterkant. 	<ul style="list-style-type: none"> • Større udempet vekt (vekt som ikke påvirkes av kjøretøyets fjær/dempingssystem) kan gi forverrede kjøreegenskaper. • Mer utsatt for skader fra ytre påkjenninger som støt og korrosivt miljø. • Krever to motorer, potensielt kostbar løsning.

Det presiseres at enkelte av fordelene og ulempene som er identifisert i tabell 7.5 avhenger av utformingen og plasseringen av tilleggskomponentene som vil følge med, og designet av kjøretøyet for øvrig. Dette gjelder for eksempel virkningsgrad i girkasser og fysisk plassering

i forhold til øvrige deler av kjøretøyet. Det er heller ikke innhentet noen konkrete prisoverslag for hver enkelt motortype som vil være aktuell for de ulike alternativene, da dette ikke er informasjon som ligger tilgjengelig på internett og vil måtte innhentes på forespørsel. Det vil følgelig være knyttet usikkerhet til antagelsene som er gjort med tanke på kostnadene for hvert enkelt alternativ.

Batterivolum- og plassering

For å få et bilde på et realistisk batterivolum og tilhørende vekt, er det her gjort noen enkle beregninger for å finne nødvendig batterikapasitet. Beregningene forutsetter jevn cruisehastighet over hele kjøretøyets rekkevidde, og en total virkningsgrad fra batterier til drivhjul $\eta_{tot} = 0,85$. Beregningene er dermed noe forenklete. Øvrige forutsetninger baseres for øvrig på de optimale verdiene for metriske grensespesifikasjoner i tabell 6.9.

Total ønsket batterikapasitet med disse forutsetningene, gitt i kWh, vil være gitt av formelen:

$$Q = \frac{P_w \times t}{\eta_{tot}} \quad (3.19)$$

Der:

- Q er nødvendig total batterikapasitet, gitt i kWh.
- P_w er nødvendig total mekanisk effekt levert av motoren(e), gitt i kW.
- t er tidsrommet den mekaniske effekten avgis over, gitt i timer.

Den nødvendige mekaniske effekten P_w er gitt av formel 3.16:

$$P_w = F_w \times v \quad (3.16)$$

For å finne effekten P_w , må leddene i formelen for kjøremotstand (3.14) regnes ut hver for seg.

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

Ledd F_{St} , som angir kraften som kreves for å overkomme stigningsmotstanden ved kjøring i motbakke, er gitt av formelen:

$$F_{St} = G \times \sin \alpha \quad (3.13)$$

Der:

- G er tyngdeakselerasjonen $m \times g$
- α er helningsvinkelen, gitt i grader.

Under denne forenklete beregningen antas kjøring på horisontalt underlag, og leddet $\sin \alpha$ i formel 3.13 blir 0. Følgelig blir hele leddet F_{St} i formel 3.14 0.

$$F_{St} = 0$$

Ledd F_L , som angir den bakoverrettede kraften som oppstår som en følge av luftmotstanden, er gitt ved formelen:

$$F_L = 1/2 \times \rho \times c_w \times A \times v^2 \quad (3.12)$$

Der:

- ρ er tettheten til væsken legemet beveger seg gjennom, i dette tilfellet luft. Settes til $1,202 \text{ kg/m}^3$.
- c_w er motstandskoeffisienten – på engelsk drag-coefficient – som er avhengig av formen på kjøretøyet. Denne koeffisienten settes til 0,32, hentet fra Tone Skaar-Olsens arbeid med Dolphin Expression 2.0 fra 2015 [52].
- A er det største tverrsnittsarealet til kjøretøyet, se figur 4.5 B. Største tverrsnittsareal settes til $1,47 \text{ m}^2$, som også er hentet fra oppgaven til Skaar-Olsen [52].
- v^2 er kvadratet av hastigheten. Denne hastigheten settes til $27,8 \text{ m/s}$ (100 km/t), som er en realistisk cruisehastighet på norske motorveier.

Dette gir følgende luftmotstandskraft:

$$F_L = 1/2 \times 1,202 \text{ kg/m}^3 \times 0,32 \times 1,47 \text{ m}^2 \times 27,8 \text{ m/s}^2$$

$$\mathbf{F_L = 218,5 N}$$

Leddene F_{Ro} , som angir den totale kraften som oppstår som en følge av rullemotstanden fra dekkene mot veien, er gitt ved:

$$F_{Ro} = c \times G \quad (3.11)$$

Der:

- c er rullemotstandskoeffisienten, som avhenger av materialet i objektet som ruller, underlaget dette objektet ruller på, og hastigheten. For luftfylte gummidekk mot asfalt er det laget et diagram der denne koeffisienten kan estimeres ut fra dekktrykk og hastighet (figur 4.4). Anbefalt dekktrykk for det enkelte kjøretøy oppgis normalt av kjøretøysprodusenten, følgelig finnes det ikke noe standard anbefalt dekktrykk for en bestemt dekktype- eller dimensjon. Anbefalt dekktrykk for nyere personbiler ligger dog vanligvis mellom 2,2 og 2,4 bar, så for estimering av rullemotstandskoeffisient velges i dette tilfellet et dekktrykk på 2,3 bar [120]. Dette, og en valgt hastighet på 100 km/h , gir en rullemotstandskoeffisient c på ca. 0,016.
- G er tyngdeakselerasjonen $m \times g$.

Dette gir følgende rullemotstandskraft når det antas like dekk, likt dekktrykk og lik massefordeling mellom alle tre hjulene:

$$F_{Ro} = 0,016 \times 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ N/kg}$$

$$\mathbf{F_{Ro} = 94,2 N}$$

Total kjøremotstand under gitte forutsetninger blir dermed:

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

$$F_w = 0 \text{ N} + 218,5 \text{ N} + 94,2 \text{ N}$$

$$F_w = 312,7 \text{ N}$$

Den nødvendige mekaniske effekten P_w som da må leveres av motoren(e), gitt av formel 3.16:

$$P_w = F_w \times v \quad (3.16)$$

$$P_w = 312,7 \text{ N} \times 27,8 \text{ m/s}$$

$$P_w = 8,7 \text{ kW}$$

For å oppnå en rekkevidde på 180 km, vil kjøretøyet måtte opprettholde hastigheten på 100 km/t i 1,8 timer. Med en antatt total virkningsgrad på 0,85, gir formel 3.19 følgende estimat av nødvendig batterikapasitet:

$$Q = \frac{P_w \times t}{\eta_{tot}} \quad (3.19)$$

$$Q = \frac{8,693 \text{ kW} \times 1,8 \text{ t}}{0,85}$$

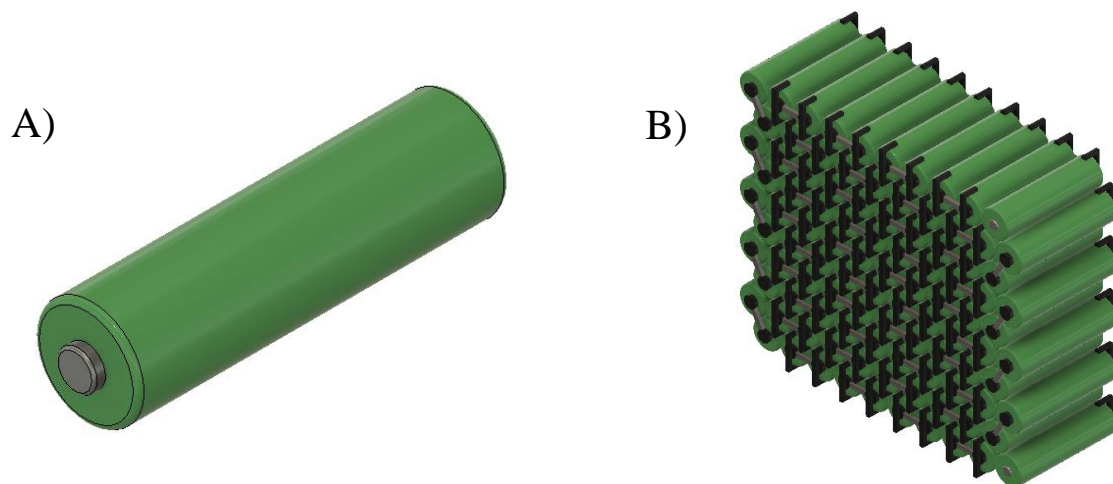
$$Q = 18,4 \text{ kWh}$$



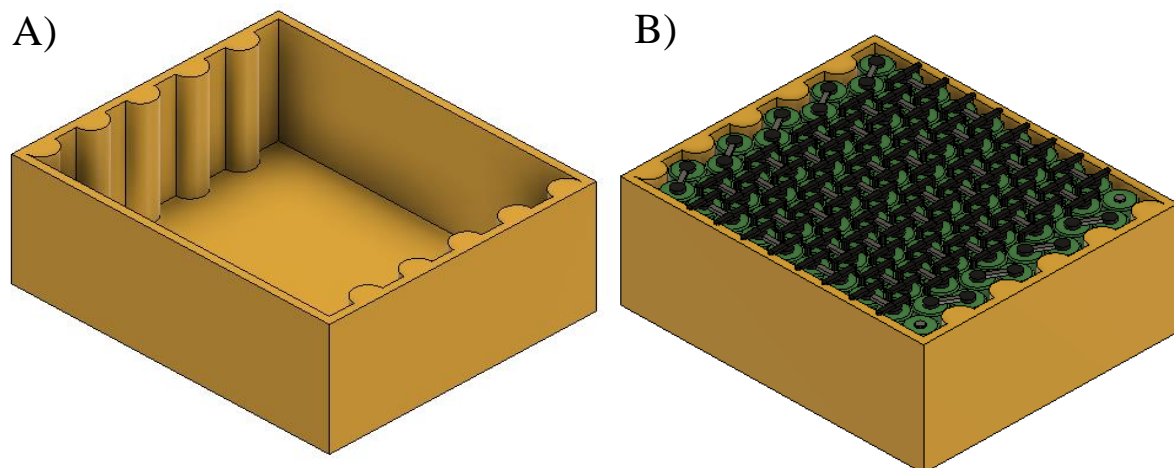
Figur 7.3: 18650-litium-ion-battericelle fra Fenix [121].

Som eksempel i dette avsnittet er det brukt en standard 18650-celle fra Fenix (figur 7.3). Dette er en sylindrisk battericelle med 18,6 mm diameter og 69 mm lengde, og som finnes tilgjengelig for forbrukere gjennom produsentens egen nettbutikk. Som omtalt under teknologiutredningen i kapittel 6 finnes slike batterier i flere størrelser, utforminger og kapasiteter, men høyteknologiske battericeller fra de verdensledende leverandørene må det innhentes informasjon om på forespørsel. Spesifikasjoner, dimensjoner og ytelser for dette batteriet er dermed nødvendigvis ikke fullstendig representative for produktet som velges til slutt.

Dette batteriet har en kapasitet på 3500 mAh, og en nominell spenning på 3,6 V. Dette gir en kapasitet pr. celle på 12,6 Wh. For å oppnå nødvendig kapasitet på 18,4 kWh kreves dermed 1461 celler. Med en vekt på 50 gram pr. celle vil den totale batterivekten bli drøye 73 kg, før nødvendig kjølesystem, koblingsutstyr, oppbevaringsbokser, temperaturovervåkningssystem og øvrige nødvendige tilleggskomponenter tilpasses. I batterioppsettsalternativene nedenfor er mulighetene for batteriplasseringer illustrert med gule blokker a 100 batterier, med en størrelse som til sammen tilsvarer 1500 av 18650-battericellene som er spesifisert over. 100 slike celler koblet i serie vil levere 360 V, som ikke er en uvanlig spenning i et elektrisk kjøretøy. Det tas dog forbehold om at den nøyaktige fysiske sammensetningen av batterimoduler og komplett batteripakke kan måtte endres for å oppnå optimal spenning og strømstyrke. Se figur 7.4 og 7.5 for videre beskrivelse av eksempelkomponentene som er brukt.

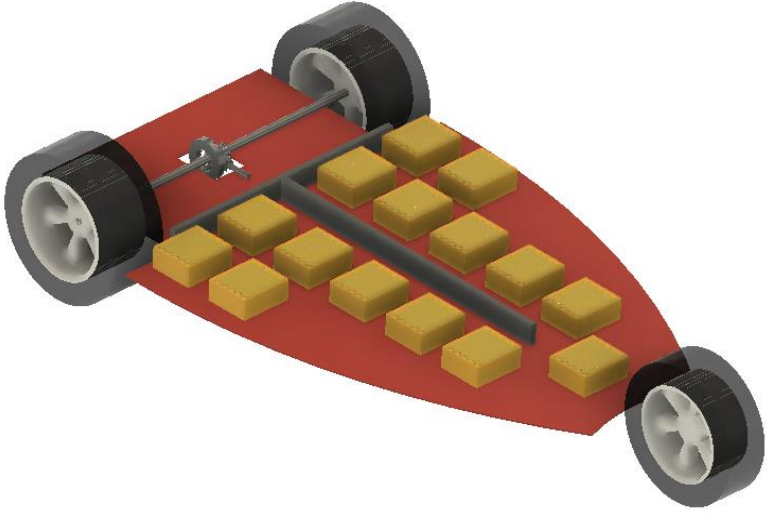
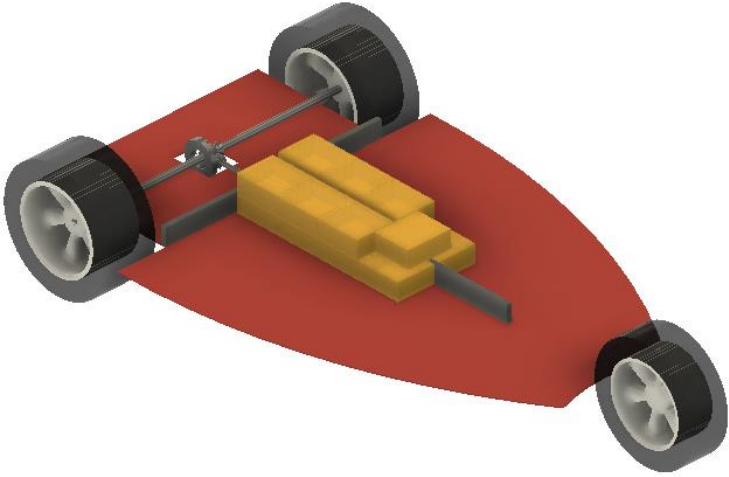


Figur 7.4: A) Battericelle med dimensjoner 18,7 mm × 69 mm, inkludert polene. B) 100 battericeller koblet i serie.

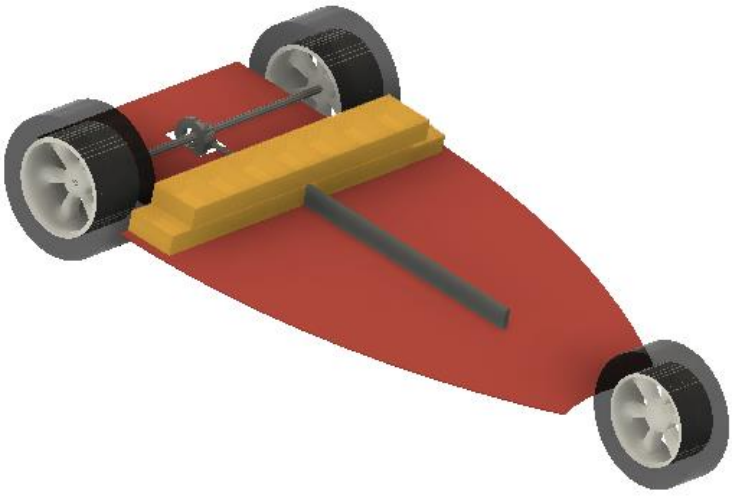


Figur 7.5: A) Batterikasse, uten lokk og batterier. Utvendige mål: 210 mm × 176,3 mm × 85 mm. B) Batterikasse med batterier.

Tabell 7.6: Batterioppsett, alternativ 1 og 2.

	<p style="text-align: center;">Alternativ 1</p> <p>Dette alternativet går ut på å fordele all batterivekten utover en flate under kupéen og mellom akslene, som vist på figuren til venstre.</p> <p>Noe avhengig av nødvendig koblingsmetode og øvrige motor- og batteristyringskomponenter vil modulariseringen kunne ende opp med å se noe annerledes ut enn på figuren, men prinsippet vil være det samme. Dette er en svært vanlig måte å konfigurere batteripakken på i elektriske biler.</p>
	<p style="text-align: center;">Alternativ 2</p> <p>I dette tilfellet er batterimodulene samlet i en form for tunnel under seterekken, som vist på figuren til venstre.</p> <p>I likhet med det første alternativet avhenger også nøyaktig plassering og modularisering i dette tilfellet av detaljerte behov i forbindelse med motor- og batteristyringskomponenter. Et slikt batterioppsett vil også sette noen flere begrensninger på det øvrige kjøretøysdesignet, da det vil kunne stikke opp over gulvnivå inne i kupéen.</p>

Tabell 7.7: Batterioppsett, alternativ 3.

	<p style="text-align: center;">Alternativ 3</p> <p>Dette alternativet er forholdsvis likt det forrige, med unntak av at det er snudd 90 grader. Se figuren til venstre.</p> <p>Med et slikt oppsett frigjøres mye plass i den fremre delen av kupéen, men til gjengjeld setter det visse krav til kjøretøyets totale bredde. Også her vil batteripakken kunne gjøre seg noe gjeldende i høyderetningen inne i kupéen, men ved godt integreringsdesign ved resten av kjøretøyet vil det ikke gå utover benplassen i like stor grad.</p>
---	---

På samme måte som for motoroppsettene, er det i tabell 7.8 under laget en oversikt over fordeler og ulemper ved de ulike batterioppsettene. Da størrelse og utforming av de enkelte batterimodulene, og deres påfølgende fysiske sammensetning til en komplett batteripakke, avhenger noe av faktorer som ikke behandles i denne oppgaven, vil ikke alle de identifiserte fordelene og ulempene nødvendigvis være like representative når et endelig kjøretøysdesign presenteres.

Tabell 7.8: Oversikt over fordeler og ulemper ved de tre alternativene for batterioppsett.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
1	<ul style="list-style-type: none"> • Lavt tyngdepunkt • Jevnere og lavere belastning på bærende konstruksjon. • Å integrere hele batteripakken i gulvet legger færre begrensninger på design og utforming av kupé og interiør. • Kan gjøre det enklere å kanalisere kjøleluft utenfra til batteripakken. • Luft mellom batterimodulene skaper mindre lokal varmeutvikling 	<ul style="list-style-type: none"> • Krever større gulvareal enn de øvrige alternativene. • Kan gjøre adkomst ved utskiftning og vedlikeholdsarbeid noe mer krevende. • Mer utsatt for slag og støt fra undersiden, spesielt ved ulykker som utforkjøring eller påkjørsel av gjenstander i veibanen.

Tabell 7.8 forts: Oversikt over fordeler og ulemper ved de tre alternativene for batterioppsett.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
2	<ul style="list-style-type: none"> • Gunstig tyngdepunkt i god avstand fra kjøretøyets tre ytterpunkter – hjulene. • Mer kompakt løsning, tillater en smalere konstruksjon • Godt beskyttet mot ytre forhold • Kan gjøre adkomst ved utskiftning og vedlikehold gjennom kupéen lettere. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vanskeliggjør tilpasningen av batterikjølingssystem. • Legger større begrensninger på design og utforming av kupé og interiør. • Stabling av batterimoduler oppå og inntil hverandre skaper større lokal varmeutvikling. • Større lokal påkjenning på bærende konstruksjoner. • Noe høyere tyngdepunkt enn forrige alternativ.
3	<ul style="list-style-type: none"> • Masse fordelt over hele kjøretøyets bredde nær drivhjulene kan gi økt veigrep under glatte kjøreforhold. • Legger mindre beslag på benplass inne i kupéen. • Plassering nær kjøretøyets fysiske ytterkanter muliggjør i større grad kanalisering av kjøleluft til batteripakken. 	<ul style="list-style-type: none"> • Krever en noe bredere konstruksjon enn det som vil være nødvendig med det forrige alternativet. • Stabling av batterimoduler oppå og inntil hverandre skaper større lokal varmeutvikling. • Noe høyere tyngdepunkt enn med alternativ 1. • Større lokale spenningskonsentrasjoner i bærende konstruksjon. • Mer eksponert for ytre påkjenninger som slag og støt.

7.3 Form og estetikkalternativer

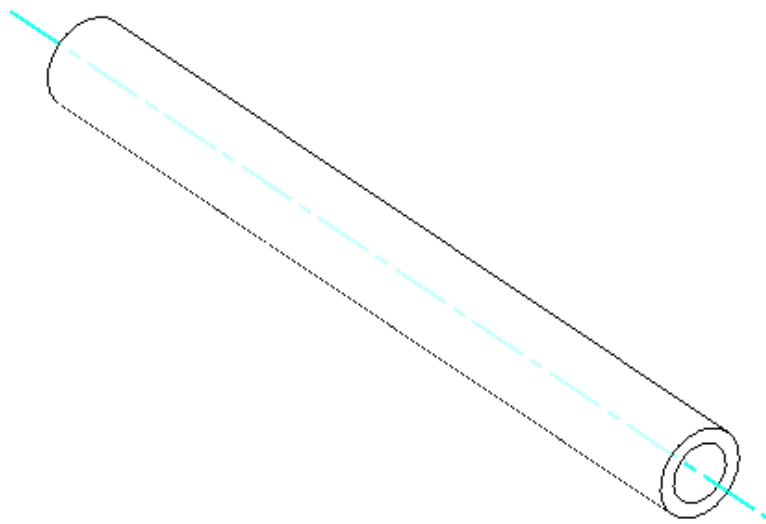
Denne oppgaven omhandler utviklingen av et konsept som i all hovedsak vil operere i det skjulte som en mindre del av et større prosjekt, der funksjon går foran form og estetikk. I tillegg går mye av arbeidet ut på utvelgelse og sammensetning av allerede eksisterende produkter. Dette er alle faktorer som gjør at estetikk og kunstneriske uttrykk ved det ferdige produktet er enten irrelevant eller nedprioritert.

Der det dog vil bli aktuelt å velge former er i komponenter som skal overføre rotasjonsbevegelse fra motor til drivhjul, eller i statiske deler som vil bli utsatt for eksterne påkjenninger. Her vil det bli fokusert på funksjonalitet og fysiske egenskaper, samtidig som mulighetene for lokal produserbarhet bør spille inn.

Dette vil for eksempel kunne komme til uttrykk i roterende aksler, som vil gjøres runde og organisk formet for å oppnå uniforme mekaniske egenskaper i alle retninger, og eliminere lokale spenningskonsentrasjoner i belastede komponenter. Den samme formen vil bli brukt i bærende elementer som er tenkt belastet med fleraksede krefter og/eller vekslende krefter som vil angripe fra ulike retninger for hver gang. Dette gjøres på grunn av den forutsigbare måten den runde, sylindriske akselformen oppfører seg under belastning, og hvordan den forenkler

håndberegninger ved fleraksede belastninger da annet arealmoment vil være det samme om alle akser normalt på tverrsnittet. Bruk av enkle former forenkler også en eventuell prototypbygging.

Grunnformen som vil bli brukt i slike tilfeller vil derfor være runde og uniforme om rotasjonsaksen. Se figur 7.6 for eksempel.



Figur 7.6: Eksempel på grunnform som brukes for å oppnå ønsket funksjonalitet i kraftoverføringen gjennom drivlinjen.

8. EGENSCREENING OG KONSEPTVALG

I dette kapitlet vil ønskede funksjonsalternativer utredet under kapittel 7.2 bli valgt ut. For å sikre at alternativene blir valgt på riktig grunnlag vil det først bli utarbeidet en rekke seleksjonskriterier, som er tilpasset henholdsvis motoroppsett og batterioppsett. Disse kriteriene blir i tillegg gitt en relativ vektning. Videre følger utvelgelsesprosessen Pughs metode, som er beskrevet under kapittel 3. Målet med arbeidet i dette kapitlet er å velge det beste alternativet for hvert oppsett, for så å sette dem sammen til et endelig konsept slik at komponentvalg og eventuelle dimensjonerings kan gjøres med best mulig forutsetninger.

8.1 Utvikling av seleksjonsmatriser

Her vil seleksjonskriterier for hhv. motoroppsett og batterioppsett presenteres. For å gjøre kriteriene mest mulig relevante for alle alternativene, og minst mulig overlappende, er de formulert med en viss bredde og generalitet. En del av kriteriene vil følgelig også være like for begge oppsettene. Kriteriene er valgt med utgangspunkt i de ønskede produkttegenskapene som ble utredet under kapittel 6.2.

Tabell 8.1: Seleksjonskriterier for motor- og batterioppsett.

Oppsett	Kriterier
Motor	<ul style="list-style-type: none"> • Funksjonalitet Alternativet som velges må først og fremst være i stand til å utføre ønskede arbeidsoppgaver på en tilfredsstillende måte. • Kompleksitet Det er viktig at løsningen ikke blir unødvendig kompleks, i form av f.eks. mange komponenter, mange tapsledd eller har en utforming som legger for mange begrensninger på designet av kjøretøyet for øvrig. • Robusthet Det bør ikke velges en løsning der det er sannsynlig at den prinsipielle utformingen vil være mer vedlikeholdskrevende og/eller skadeutsatt enn nødvendig. • Kostnad I likhet med forrige punkt, så bør det ikke velges en løsning der det er sannsynlig at kostnadene blir betydelig høyere enn et av de andre alternativene. • Sikkerhet Alternativet som velges bør kunne integreres i kjøretøyet og beskyttes mot ytre belastninger på en tilfredsstillende måte. • Kompakthet En av de viktigste hensiktene med Dolphin er lav vekt og kompakt størrelse. Drivlinjen bør gjenspeile dette, og tilstrebe å oppta så liten plass som mulig. • Innovasjon Den totale løsningen bør være i tråd med samtidens teknologiutvikling. Valg og utforming av enkeltløsninger bør gjenspeile dette. • Vedlikehold Drivlinjen med tilhørende komponenter bør designes for å minimere behovet for vedlikehold, og plasseres og utformes på en slik måte at dette kan utføres lettest mulig om behovet skulle dukke opp.

Tabell 8.1 forts: Seleksjonskriterier for motor- og batterioppsett.

Oppsett	Kriterier
Batteri	<ul style="list-style-type: none"> • Funksjonalitet Alternativet som velges må først og fremst ikke legge noen begrensninger på ytelse og funksjonaliteten før øvrig. • Kompakthet Batteripakken bør, i likhet med drivverkskomponentene, oppta så lite plass som mulig og plasseres på et sted som ikke legger for store begrensninger på resten av kjøretøysdesignet. • Tyngdepunkt Batteriene utgjør en svært vesentlig del av vekten i elektriske kjøretøy. For at dette i minst mulig grad skal påvirke kjøreegenskapene bør disse plasseres så lavt og jevnt fordelt som mulig. • Sikkerhet Batterier utvikler varme ved opp- og utladning. Ved å konstruere og plassere batteripakken på en slik måte at luft fra omgivelsene strømmer forbi batteriene under kjøring minsker risikoen for varmgang, og ytelsene forbedres. Å minimere konsekvensene ved en eventuell brann er også en idé. • Vedlikehold Selv om batterier i utgangspunktet krever lite løpende vedlikehold, vil det være en fordel å ikke vanskeliggjøre adkomsten til batteripakken ved en eventuell reparasjon, utskiftning eller deponering.

8.2 Egen konseptscreening

Videre er de ulike seleksjonskriteriene som ble identifisert i tabell 8.1 gitt et relativt vektall mellom 0 og 1, uttrykt i prosent. Disse vektallene angir hvor stor viktighet det enkelte kriteriet anses å ha sammenlignet med de øvrige, og summerer til sammen opp til 100 % for hvert oppsett – motor og batteri. I tabell 8.2 og 8.3 er disse vektallene gitt, med en tilhørende begrunnelse.

Tabell 8.2: Vekting av seleksjonskriterier for motoroppsett.

Seleksjonskriterium	Vekting	Begrunnelse
Funksjonalitet	30 %	Vektes høyest, da en løsning som virker på en tilfredsstillende måte åpenbart vil være det viktigste for en drivlinje i et kjøretøy.
Kompleksitet	20 %	Vektes også høyt, da høyere kompleksitet i stor grad også betyr høyere risiko for feil og høyere utviklings- og sammenstillingskostnader,
Robusthet	10 %	Det er også viktig at det velges en løsning som kan motstå realistiske påkjenninger og tilby stor grad av driftssikkerhet. Vektes dog noe lavere enn funksjonalitet, da dette er egenskaper som til en viss grad kan implementeres og forbedres på et senere tidspunkt.

Tabell 8.2 forts: Vekting av seleksjonskriterier for motoroppsett.

Seleksjonskriterium	Vekting	Begrunnelse
Kostnad	5 %	Ved en eventuell serieproduksjon og kommersialisering vil dette være et svært viktig punkt, men i et utviklingsprosjekt og en eventuell prototypbygging må det vike noe. Det er også sannsynlig at kostnader vil kunne senkes betydelig gjennom prosessoptimalisering, gode leverandøravtaler o.l. ved serieproduksjon sammenlignet med prototypbygging.
Sikkerhet	5 %	I likhet med forrige punkt, er dette en faktor det forutsettes at kan optimaliseres ved en eventuell kommersialisering, ved å f.eks. ettermontere sikkerhetssystemer og innkapsling av utsatte komponenter. Det bør likevel legges vekt på en løsning der det med rimelighet kan antas at denne jobben blir lettest mulig.
Kompakthet	15 %	En av hovedhensiktene med dette prosjektet er å utvikle en størrelseseffektiv drivlinje, det vektet derfor tungt at løsningen kan gjøres så kompakt som mulig og ikke legger beslag på mer plass enn nødvendig som kunne vært utnyttet av andre deler av kjøretøyet.
Innovasjon	10 %	Det er fastsatt i oppdragsbeskrivelsen at løsningen skal gjenspeile dagens teknologi, det må følgelig innenfor rimelighetens grenser tilstrebes at dette blir tilfelle. Med dette menes at selv om løsningen skal representere moderne teknologi, må det også være realistisk å anta at deler og komponenter er mulig å få tak i og sette sammen på ønskelig måte i overskuelig fremtid.
Vedlikehold	5 %	Selv om en elektrisk drivlinje i utgangspunktet er mye mindre vedlikeholdskrevende enn sitt fossilt drevne motstykke, bør det likevel velges en løsning som legger til rette for vedlikehold på en enklest mulig måte for forbrukere og mekanikere om det skulle bli nødvendig. Tilgjengelighet, antall komponenter, fysisk plassering og uproblematisk adkomst er stikkord.

Tabell 8.3: Vekting av seleksjonskriterier for batterioppsett.

Seleksjonskriterium	Vekting	Begrunnelse
Funksjonalitet	30 %	Også her er funksjonalitet vurdert til å være viktigst. Valg av batterioppsett må være formålstjenlig for at batteripakken skal kunne gjøre jobben sin.

Tabell 8.3 forts: Vekting av seleksjonskriterier for batterioppsett.

Seleksjonskriterium	Vekting	Begrunnelse
Kompakthet	30 %	Selv om total batterivekt- og volum er gitt og vil være likt for alle alternativene, er det likevel viktig å plassere batteriene på en slik måte at de er til minst mulig hinder for det øvrige kjøretøysdesignet.
Tyngdepunkt	20 %	Batterier og tilhørende styringsutstyr utgjør vanligvis en stor del av vekten i et elektrisk kjøretøy. For å opprettholde ønskelige kjøreegenskaper er det viktig at denne vekten fordeles på en slik måte at disse forringes minst mulig. Tyngdepunktet bør ligge så lavt som mulig, og vekten bør fordeles på en måte som ikke medfører minsket veigrep på noen av hjulene.
Sikkerhet	10 %	Dette er en faktor som til en viss grad bestemmes av batteriproduzenten og batteristyringssystemet, men selve plasseringen og fordelingen av batterimodulene bør legges til rette for en best mulig sikkerhet. Dette innebærer f.eks. luftkjølingsmuligheter og skjerming mot slag og støt.
Vedlikehold	10 %	Litium-ion-batterier krever minimalt med vedlikehold når de først er installert, men på et tidspunkt må de uansett skiftes ut eller fjernes. På en tidlig prototyp av et slikt konsept må det også påregnes en del justeringer underveis. Det bør derfor legges vekt på at batteriplasseringen tillater adkomst og god tilgjengelighet.

Når vektingen av seleksjonskriteriene er unnagjort, kan det utvikles seleksjonsmatriser for å vurdere de ulike alternativene mot hverandre. I tabell 8.4 og 8.5 er hvert alternativ gitt en relativ score for hvert seleksjonskriterium, som deretter er multiplisert med sine respektive vektall og summert opp.

De relative scorene er gitt på bakgrunn av undertegnede vurderinger og research som er gjort frem til dette tidspunktet i prosjektet. Eksempelvis er det ikke innhentet konkret informasjon om kostnader eller sikkerhet fra leverandører som vil være aktuelle under de ulike alternativene. Det legges også til at drivlinjen for Dolphin er et helt uavhengig prosjekt, som ikke er begrenset av øvrig design og utforming av resten av kjøretøyet. Dette betyr at noen av scorene vil kunne styrkes eller svekkes på et senere tidspunkt, f.eks. ved utviklingen av chassis, karosseri og kupé. Alt i alt knyttes det usikkerhet til scorene som gis i seleksjonsmatrisene, og arbeidet med de øvrige delen av Dolphin vil til en viss grad påvirke de ulike scorenes relevans når drivlinjen integreres som en del av helheten. Scorene er gitt på en skala fra 1 til 5, der 1 er dårligst og 5 er best.

Tabell 8.4: Seleksjonsmatrise for motoroppsett.

		Alternativ 1		Alternativ 2		Alternativ 3		Alternativ 4	
Kriterium	Vekting	Score	Vektet score	Score	Vektet score	Score	Vektet score	Score	Vektet Score
Funksjonalitet	30 %	4	1,2	4	1,2	3	0,9	5	1,5
Kompleksitet	20 %	2	0,4	3	0,6	1	0,2	5	1
Robusthet	10 %	4	0,4	4	0,4	3	0,3	3	0,3
Kostnad	5 %	4	0,2	3	0,15	2	0,1	2	0,1
Sikkerhet	5 %	4	0,2	4	0,2	4	0,2	4	0,2
Kompakthet	15 %	1	0,15	4	0,6	4	0,6	5	0,75
Innovasjon	10 %	1	0,1	3	0,3	5	0,5	4	0,4
Vedlikehold	5 %	4	0,2	4	0,2	3	0,15	5	0,25
Vektet sum	100 %	-	2,85	-	3,65	-	2,95	-	4,5

Tabell 8.5: Seleksjonsmatrise for batterioppsett.

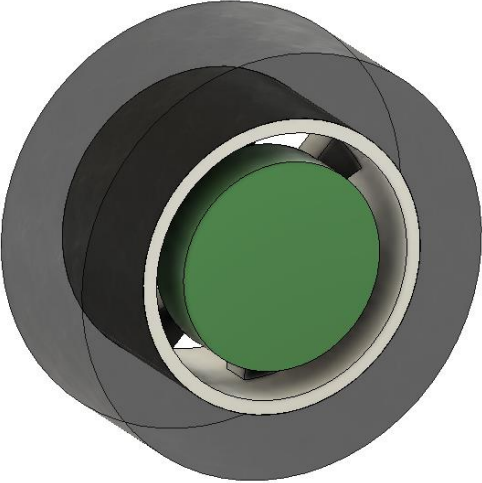
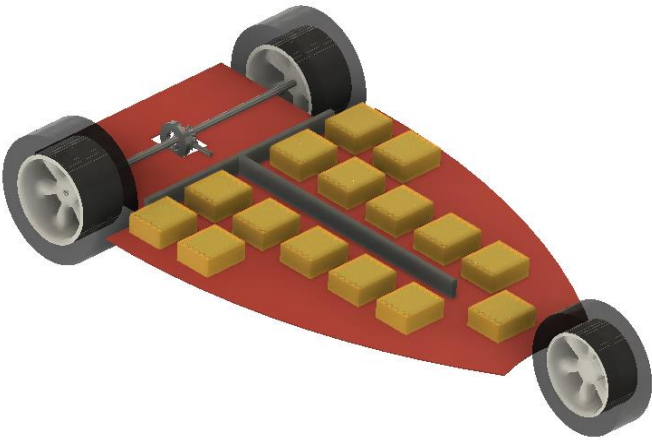
		Alternativ 1		Alternativ 2		Alternativ 3	
Kriterium	Vekting	Score	Vektet score	Score	Vektet score	Score	Vektet score
Funksjonalitet	30 %	4	1,2	4	1,2	4	1,2
Kompakthet	30 %	5	1,5	3	0,9	3	0,9
Tyngdepunkt	20 %	4	0,8	4	0,8	3	0,6
Sikkerhet	10 %	3	0,3	4	0,4	4	0,4
Vedlikehold	10 %	3	0,3	4	0,4	4	0,4
Vektet sum	100 %	-	4,1		3,7		3,5

Fargekodene i siste rad indikerer de ulike alternativenes plassering innen de to ulike oppsettene. De gullfargede rubrikkene utgjør vinnerne, mens andre plassene er sølvfargede og tredje plassene bronsefargede. I neste delkapittel oppsummeres resultatene fra selekteringen.

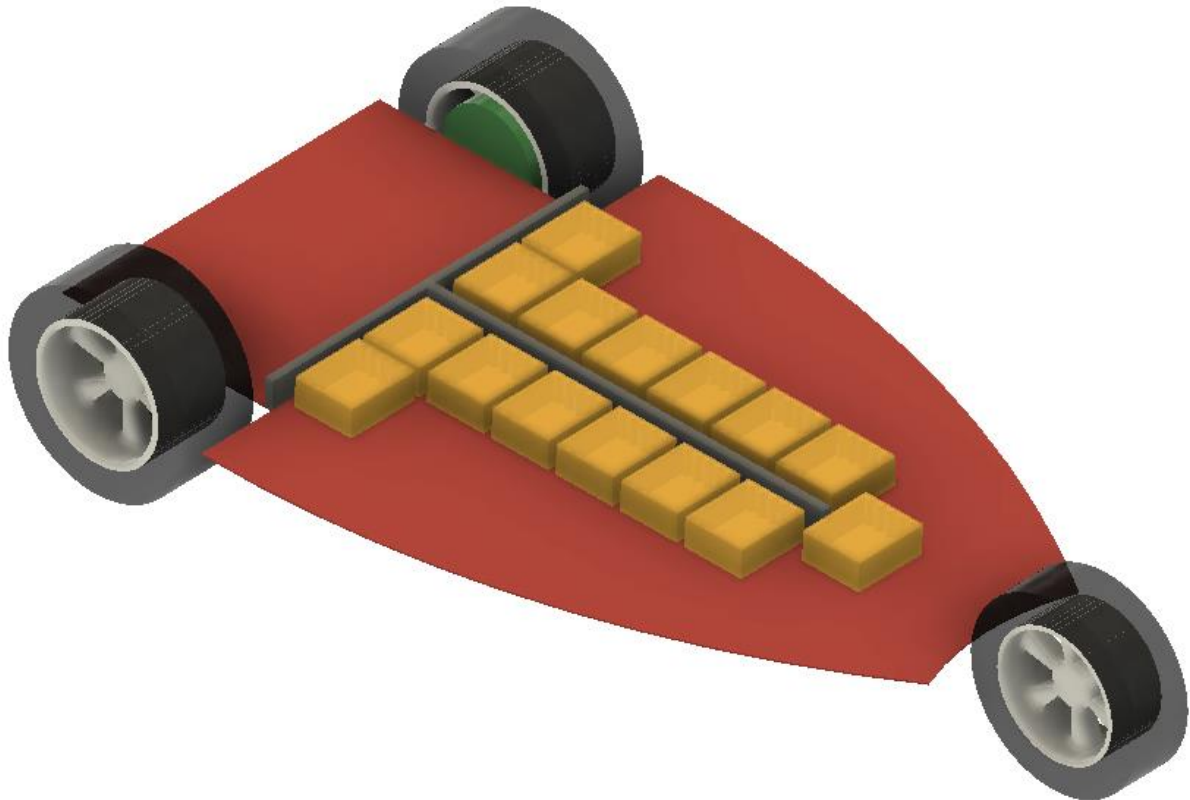
8.3 Foretrukne løsningsalternativer

Alternativene som ble identifisert som best gjennom Pughs metode i forrige delkapittel var alternativ 4 og alternativ 1, for henholdsvis motor- og batterioppsett. Se tabell 8.6 for beskrivelse av valgte løsninger.

Tabell 8.6: Valgte løsninger som en følge av Pughs seleksjonsmetodikk.

Valgt løsning	Beskrivelse
<p data-bbox="448 300 632 331">Motoroppsett</p> 	<p data-bbox="903 300 1385 685">Det valgte oppsettet baserer seg på den tidligere omtalte elektriske motoren Elaphe S400 [84]. Den valgte konfigurasjonen forutsetter bruk av to motorer, for drift på begge bakhjulene. Dette tillater en svært effektiv momentfordeling mellom drivhjulene, uten behov for differensial og tilhørende drivaksler og girutvekslinger.</p> <p data-bbox="903 734 1385 1043">Bruk av slike motorer vil sannsynligvis være noe mer kostbart ved innkjøp, men til gjengjeld sparer det kostnader til utvikling og bygging av girkasse samtidig som det frigjør plass om bord i kjøretøyet. Nærmere spesifikasjoner og ytelser vil bli omtales på et senere tidspunkt.</p>
<p data-bbox="448 1093 632 1124">Batterioppsett</p> 	<p data-bbox="903 1093 1385 1442">Valg av et slikt batterioppsett vil medføre behov for et dedikert batterirom under gulvet i kjøretøyet, som er tilfelle i eksempelvis Tesla Model S [122]. Ved implementering av luftinntak nederst ved kjøretøyets kanaler vil det blant annet være mulig å lede kjøleluft inn til batteripakken under kjøring.</p> <p data-bbox="903 1491 1385 1800">En slik utforming av batteripakke vil ikke legge beslag på plass innvendig i kjøretøyet, annet enn at det vil forhøye avstanden fra bakken til det innvendige gulvet med i underkant av 10 cm (med den illustrerte batteristørrelsen og utformingen av batterikasser).</p>

I figur 8.1 nedenfor er det laget en illustrasjon av hvordan disse to oppsettene vil kunne se ut implementert på samme plattform.



Figur 8.1: Oversiktsillustrasjon av valgt konfigurasjon av motor og batterier.

Som det fremkommer av figur 8.1, vil bruk av motorer inne i hjulene frigjøre mye plass i den øvrige konstruksjonen, samtidig som det forenkler hele drivlinjen sammenlignet med en sentralisert motorløsning med drivakslar og gir. Batterimodulene på figuren er noe mer samlet og tettpakket enn det som tidligere er vist for dette alternativet, noe som illustrerer fleksibilitet og mulighet for en kompakt løsning med dette alternativet. Nøyaktig plassering og sammensetning av disse må dog gjøres parallelt med chassisutviklingen og når kjølekrav- og muligheter er kartlagt. Prinsippet vil likevel være det samme, der den totale høyden på batterirommet i gulvet bestemmes av høyden av en enkelt battericelle.

9. EKSTERNTTESTING

Hensikten med en eksterntesting er først og fremst å hente innspill fra utenforstående som på forhånd er ukjente med prosjektet, for å få objektive og konstruktive innspill det kan være verdifullt å ta med seg videre i prosessen. I dette tilfellet vil eksterntestingens relevans ligge på et konseptuelt nivå, der valgte konsepter og løsninger forelegges for faglig ekspertise. På denne måten søkes det å avdekke styrker og svakheter ved løsningene mens arbeidet ennå er på et konseptuelt nivå, og nødvendige utbedringer kan gjøres på et tidlig tidspunkt før konkrete anbefalinger gjøres og produksjonsarbeidet starter. Gjennomføring av en eksterntesting er også god produktutviklingsskikk, og et viktig ledd i kvalitetssikringen av arbeidet.

9.1 Testmålsetninger

For å få de beste og mest konstruktive svarene, er det viktig å stille de rette spørsmålene. Under eksterntesting arbeides det mot et overordnet hovedmål, som deretter er brutt videre ned i mindre og mer konkrete delmål.

Hovedmål

Hovedmålet med eksterntesting er å kartlegge styrker og svakheter ved løsningen som er valgt under kapittel 8, med fokus på aspekter og tilleggsutfordringer som ikke er diskutert hittil eller som eksperter innen sine respektive fagfelt er bedre skikket til å ta stilling til. En kortfattet formulering av hovedmålet kan være:

- Kartlegge fordeler og ulemper ved valgt løsning for tidlig identifisering av kritiske svakheter, og anbefalinger til optimalisering og fremtidige endringer.

Delmål

For å finne gode momenter som kan bidra til å oppfylle eksterntestingens hovedmål vil det tilstrebes å få svar på følgende spørsmål:

- Er det noen svakheter ved å plassere motorene inni hjulene, og finnes det noen tungtveiende fordeler ved å heller ta i bruk en sentral motorenhet?
- Er det noen åpenbare svakheter ved å spre batteriene jevnt ut under gulvet, er en annen konfigurasjon heller å anbefale?
- Vil så mange batterier plassert tett inntil hverandre skape problemer for sammenkobling og med varmeutvikling?
- Er det noen fordeler med å heller samle flere/færre batterier pr kasseenhet?

9.2 Ekspertgruppe

Da denne eksterntesting ønsker å få besvart avgrensede spørsmål på et dypere teknisk nivå, er det valgt en begrenset ekspertgruppe med høy teknisk innsikt på sine respektive fagfelt. Da det ønskes svar både fra et elektroteknisk og et mekanisk ståsted er det også tatt sikte på å involvere personer med ekspertise på hvert sitt fagfelt. Det er valgt ut én person innen hvert fagfelt:

- **Egil Stemsrud** – *Senioringeniør, mekanisk, REALTEK NMBU.*
- **Mikkel Danielsen** – *Avdelingsingeniør, elektro, REALTEK NMBU.*

9.3 Innhold og form på testskjema

Eksterntestingen tar sikte på å innhente tanker og innspill fra eksterne eksperter innen ulike fagfelt, derfor vil testskjemaet som brukes være spesielt tilpasset respondentene. Det utarbeides derfor ett skjema som leveres Egil Stemsrud for tanker rundt de mekaniske aspektene ved løsningen, mens et tilsvarende skreddersydd skjema leveres Mikkel Danielsen for innspill rundt de elektrotekniske sidene.

Selve skjemaene vil bestå av to deler. Den første delen vil omfatte en kort beskrivelse av prosjektets mål og hensikt, en oversikt over konseptløsningen som er valgt, og litt om bakgrunnen for eksterntestingen. Denne delen vil utleveres begge respondentene.

Den andre delen tilpasses den enkelte respondents ekspertiseområde, og vil søke å innhente konstruktive innspill rundt hvorvidt løsningene er valgt hensiktsmessige for å best mulig løse oppgavene de er tiltenkt. Fokuset vil hovedsakelig være på løsningene i seg selv, men også på hvordan disse løsningene påvirker det videre arbeidet med utvikling av øvrige deler av kjøretøyet og koblingen av det elektriske anlegget. Skjemaet i seg selv vil hovedsakelig søke å innhente ekspertinformasjonen i form av kommentarer rundt hvert enkelt moment, heller enn å samle inn kvantifiserbare data. Skjemaene finnes i sin helhet under vedlegg.

9.4 Resultater og resultattolkning

Resultater og påfølgende diskusjon fra eksterntestingen vil her bli presentert i to deler, fordelt mellom de to ulike skjemaene som har blitt delt ut.

Elektroteknisk

Dette skjemaet inneholdt fire spørsmål, der de to første var direkte knyttet til valgene av motor- og batterioppsett fra egenscreeningen. De to øvrige spørsmålene omhandlet den foreløpige batterimodulariseringen der 100 batterier med tidligere omtalte spesifikasjoner seriekobles og plasseres sammen i spesialtilpassede kasser.

Når det gjelder valget av en lavhastighets-navmotor som driver hjulene direkte uten behov for girring, påpekes det at det normalt sett pleier å være lettere å oppnå høye effekter ved høye turtall. En slik motortype kan derfor vise seg å være kostbar, da slike motorer krever mer sofistikerte mekaniske og elektriske løsninger enn tradisjonelle høyhasithgets-motorer. Dette er det også påpekt og tatt høyde for under egenscreeningen. Det har ikke lyktes undertegnede å innhente prisinformasjon fra produsenten.

Av de tre alternativene til batterioppsett er kommentaren at den valgte løsningen vil kunne effektivisere kjølingen av batteriene, men også kunne skape mer arbeid med kabling og påfølgende uoversiktighet og muligens også høyere vekt. Det vil også kunne gå utover tilgjengeligheten ved vedlikeholdsarbeid. Dette vil dog avhenge av design av chassis, karosseri og kjøretøyet for øvrig.

Når det kommer til selve batterimodulariseringen påpekes det at et så stort antall batterier plassert så nær hverandre i en kasse fordelt over et nærmest kvadratisk område absolutt vil kunne skape problemer med varmeutvikling, spesielt rundt batteriene nærmere midten av modulen. Det å stable flere enkeltbatterier sammen med hverandre på en mer effektiv måte i større moduler vil kunne gjøre temperaturkontrollering lettere. Alt vil dog avhenge av hvor stor strøm som trekkes fra batteriene til enhver tid, noe som avhenger av effekten som til enhver tid må leveres til motorene.

Det ble også gitt en generell kommentar, som først og fremst gikk på at uten mer detaljerte spesifikasjoner på motorer, motorkontroller og batterier er det vanskelig å si noe sikkert om hvorvidt de valgte løsningene er optimale for å løse oppgaven. Et annet moment som kom frem var at 15 moduler koblet i parallell, hver inneholdende 100 seriekoblede batterier med en nominell spenning på 3,6V, gir et strømtrekk pr. batteri på 11,1 ampere ved en effekt på 60 kW – som er mye for batterier av denne størrelsen. Høye strømtrekk vil også bety større varmeutvikling.

Responser på denne delen av eksterntesting har gitt verdifull informasjon når det gjelder koblingskonfigurasjonen av batteriene for å skape et optimalt kompromiss mellom spenning, strøm og effekt. Selv om den totale batterikapasiteten er gitt, er det altså en rekke praktiske utfordringer ved detaljert sammensetning av batteripakken for å balansere batteriytelse, motoreffekt og kompleksitet ved det elektriske systemet som helhet. Mye av dette avhenger av detaljerte valg av komponenter som motorkontroller og batterier.

Batteriene som er brukt i dette prosjektet er som tidligere påpekt valgt nærmest som et eksempel, og er ikke representative for batteriene som er hyppigst brukt i dagens elbilindustri. Det må påregnes at nærmere avtaler med leverandører må inngås før detaljerte spesifikasjoner for slike batterier forelegges. Det vil ikke bli gitt mer konkrete anbefalinger rundt utfordringene som er reist i forrige avsnitt før nevnte detaljerte spesifikasjoner foreligger. Anbefalinger rundt prosessen videre legges til posten videre arbeid.

Mekanisk

Dette skjemaet oppsummerte alle funksjonsalternativene som ble utarbeidet under konseptgenereringen, og stilte i grove trekk spørsmål om respondenten var enig i alternativene som ble valgt med en oppfordring om ytterligere kommentarer til disse.

Når det gjelder valget av nav-monterte motorer uten behov for nedgiring sa respondenten seg enig i at dette var en enkel og god løsning om det finnes gode produkter på markedet. Det ble dog påpekt at dette medfører større udempet masse, som igjen vil påvirke hjul/motor-systemets responstid på ujevnheter i underlaget. Dette vil gjøre seg gjeldende for eksempel ved kjøring over hull i veien, der fjæringen vil bruke lenger tid på å akselerere hjulet ned i hullet for å følge underlaget.

For konfigurasjonen av batteripakken, påpekes det at hvilket alternativ som er best vil avhenge av hvilke egenskaper som er ønskelig. For å øke vekten på den drevne bakakselen, kan alternativ 1 være mer attraktiv. Økt vekt på drivakselen fører til økt veigrep, noe som er å foretrekke for eksempel under kjøring på glatt føre. Det valgte alternativet, alternativ 3, kan føre til noe forringet veigrep i slike situasjoner, men samtidig føre til generelt bedre kjøreegenskaper på grunn av det lave og mer sentrerte tyngdepunktet.

Av informasjon det vil være nyttig å ta med videre herfra er kommentarer rundt hvordan økt udempet masse i hjulene påvirker kjøreegenskapene. Dette er et poeng som er kommentert under egenscreeningen, men ikke utredet noe dypere. Under videre arbeid vil det derfor legges en anbefaling om å undersøke disse effektene grundigere. Batteripakkens optimale tyngdepunkt og vektfordeling for å oppnå ønskede egenskaper anbefales det også å ta videre stilling til ved videre arbeid med Dolphin.

10. DIMENSJONERING OG ANALYSE

I dette kapitlet vil de nødvendige beregninger og analyser bli gjort for å sikre at løsningen som er valgt kan tilfredsstillte identifiserte behov. I tillegg vil det bli utarbeidet et forslag til motorinnfesting, som dimensjoneres for de kreftene og brukspåkjenningene det forventes at kjøretøyet vil oppleve under bruk. Se for øvrig kapittel 7 for beregninger av batterikapasitet.

10.1 Effektberegninger



Figur 10.1: Elaphe S400 [84].

Hovedfokuset i disse beregningene vil være på hvorvidt motorene som er valgt kan levere ønsket effekt for bruk under alle kjøreforhold det er realistisk å forvente at et privatkjøretøy på norske veier vil kunne oppleve. Under egenscreeningen i kapittel 8 ble det bestemt at alternativ 4 er å foretrekke som motoralternativ. Dette alternativet forutsetter bruk av motoren Elaphe S400, som er vist i figur 10.1.

Denne motoren leverer 29 kW kontinuerlig effekt, og en topp effekt over korte perioder på opptil 40 kW. Maksimalt dreiemoment er 400 Nm, og maksimalt omdreiningstall er 1500 rpm. Dette motoroppsettet forutsetter også bruk av to motorer, slik at effekt og dreiemoment gjelder pr. hjul og således må doubles for å utgjøre de totale verdiene.



Figur 10.2: Eksempelbilde av hjul i dimensjonen 165/55/R14 [123].

Produsenten oppgir på sine nettsider at disse motorene passer inne i en standard 14-tommers felg. For å i tillegg kunne beregne tilstrekkelig moment og omdreiningstall er det derfor valgt ut en standard dekkdimensjon tilpasset en 14-tommers felg, se figur 10.2. Dimensjonene på dekket er 165/55R14. Disse tallene indikerer dekkets bredde i millimeter, dekkprofilens høyde gitt i prosentandel av dekkets bredde, og innvendig diameter i tommer. I dette tilfellet blir hjulets totale høyde 537 mm.

For å gjøre beregningene så representative som mulig er det definert 3 ulike brukssituasjoner det må påregnes å støte på på norske veier. Den første representerer cruising på horisontal vei i 100 km/t, den andre representerer kjøring i moderat stigning i 80 km/t, mens den tredje representerer kjøring i bratt stigning i 30 km/t. Dette anses alle som aktuelle situasjoner en privatbil bør kunne mestre. Beregningene inkluderer rulle- og luftmotstand, som er beskrevet under teoriutredningen i kapittel 4.

Disse beregningene forutsetter noen variabler som er avhengige av utformingen på kjøretøyet som en helhet. Dette gjelder først og fremst tverrsnittsareal og luftmotstandskoeffisient. Disse dataene hentes fra Tone Skaar-Olsens arbeid med Dolphin Expression 2.0 fra 2015 [52].

- $A = 1,47 \text{ m}^2$
- $c_w = 0,32$

Den totale kjøretøysvekten hentes fra ønskede produktspesifikasjoner under kapittel 6, og settes til 600 kg.

Brukssituasjon 1:

- Hastighet: 100 km/t (27,8 m/s).
- Stigning: 0° .

Denne situasjon representerer kjøring på norske høystandard-motorveier, som ikke inneholder store stigninger. Totalt mekanisk effektbehov er gitt ved:

$$P_{mek} = \frac{F_w \times v}{\eta_{tot}} \quad (3.17)$$

Der:

- P_{mek} er nødvendig mekanisk effekt levert av motorene.
- F_w er den totale kjøremotstanden, gitt ved

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

- v er hastigheten.
- η_{tot} er total virkningsgrad, gitt ved

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{inn}} \quad (3.9)$$

Denne settes til 1, da disse motorene driver hjulene direkte og ikke involverer mekaniske tapsledd.

De tre leddene i formel 3.14, som angir total kjøremotstand, beregnes på følgende måte:

$$F_{St} = G \times \sin \alpha \quad (3.13)$$

Der:

- $G = m \times g$, der m er kjøretøyetts totale masse, og g er tyngdeakselerasjonen $9,81 \text{ m/s}^2$.
- α er helningsvinkelen til underlaget.

Da denne brukssituasjonen forutsetter horisontalt underlag, blir dette leddet 0.

$$F_{St} = 0$$

Leddene F_L , luftmotstanden, beregnes på følgende måte:

$$F_L = 1/2 \times \rho \times c_w \times A \times v^2 \quad (3.12)$$

Der:

- ρ er tettheten til mediet kjøretøyet beveger seg gjennom, i dette tilfellet luft. Settes til $1,202 \text{ kg/m}^3$.
- c_w er motstandskoeffisienten, settes til 0,32.
- A er kjøretøyet største tverrsnittsareal, settes til $1,47 \text{ m}^2$.
- v^2 er kjøretøyet hastighet. Settes til $27,8 \text{ m/s}^2$.

Satt inn i ligning 3,6, blir luftmotstanden:

$$F_L = 1/2 \times 1,202 \text{ kg/m}^3 \times 0,32 \times 1,47 \text{ m}^2 \times 27,8 \text{ m/s}^2$$

$$F_L = 218,5 \text{ N}$$

Ledd F_{Ro} , rullemotstanden, beregnes på følgende måte:

$$F_{Ro} = c \times G \quad (3.11)$$

Der:

- c er rullemotstandskoeffisienten, som avhenger av materialet i objektet som ruller, underlaget dette objektet ruller på, og hastigheten. For luftfylte gummidekk mot asfalt er det laget et diagram der denne koeffisienten kan estimeres ut fra dekktrykk og hastighet (figur 4.4). Anbefalt dekktrykk for det enkelte kjøretøy oppgis normalt av kjøretøysprodusenten, følgelig finnes det ikke noe standard anbefalt dekktrykk for en bestemt dekktype eller dekkdimensjon. Anbefalt dekktrykk for nyere personbiler ligger dog vanligvis mellom 2,2 og 2,4 bar, så for estimering av rullemotstandskoeffisient velges i dette tilfellet et dekktrykk på 2,3 bar [120]. Dette, og en valgt hastighet på 100 km/h, gir en rullemotstandskoeffisient c på ca. 0,016.
- $G = m \times g$, der m er kjøretøyet totale masse, og g er tyngdeakselerasjonen $9,81 \text{ m/s}^2$.

Dette gir følgende rullemotstand:

$$F_{Ro} = 0,016 \times 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{Ro} = 94,2 \text{ N}$$

Den totale kjøremotstanden F_w blir dermed:

$$F_w = 0 \text{ N} + 218,5 \text{ N} + 94,2 \text{ N}$$

$$F_w = 312,7 \text{ N}$$

Satt inn i ligning 3.17 oppstår følgende effektbehov i gitt brukssituasjon:

$$P_{mek} = \frac{312,7 \text{ N} \times 27,8 \text{ m/s}}{1}$$

$$P_{mek} = 8,7 \text{ kW}$$

Vi ser at dette tallet er lavere enn den totale effekten motorene kan levere. Videre er sammenhengen mellom mekanisk effekt og dreiemoment gitt ved følgende formel:

$$P_{mek} = T \times \omega \quad (3.15)$$

Der:

- P_{mek} er mekanisk effekt gitt i W, i dette tilfellet 8,7 kW,
- T er dreiemoment gitt i Nm, og
- ω er vinkelhastighet gitt i rad/min. med en total hjuldiameter på 537 mm og en lineær hastighet på 27,8 m/s, blir vinkelhastigheten 103,5 rad/s.

Med disse dataene satt inn i formel 3.15 får vi følgende dreiemomentbehov i gitt brukssituasjon:

$$T = \frac{P_{mek}}{\omega}$$

$$T = 84 \text{ Nm}$$

Vi ser at dette også er godt innenfor hva motorene kan levere.

Brukssituasjon 2:

- Hastighet: 80 km/t (22,2 m/s).
- Stigning: 4° (7 %).

Denne brukssituasjonen representerer kjøring opp av Oslofjordtunnelen, som er et godt eksempel på en veistrekning med relativt høy stigning der det av sikkerhetsmessige årsaker er viktig å holde følge med trafikken [124]. Da utregningene i brukssituasjon 1 er beskrevet inngående, kommer det til å gjøres beregninger for de to påfølgende brukssituasjonene uten en like detaljert beskrivelse av hvert punkt.

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

Først beregnes stigningsmotstanden F_{St} :

$$F_{St} = G \times \sin \alpha \quad (3.13)$$

$$F_{St} = 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times \sin 4^\circ$$

$$F_{St} = 410,6 \text{ N}$$

Deretter beregnes luftmotstanden F_L :

$$F_L = \frac{1}{2} \times \rho \times c_w \times A \times v^2 \quad (3.12)$$

$$F_L = \frac{1}{2} \times 1,202 \text{ kg/m}^3 \times 0,32 \times 1,47 \text{ m}^2 \times 22,2 \text{ m/s}^2$$

$$F_L = 139,3 \text{ N}$$

Deretter beregnes rullemotstanden F_{Ro} :

$$F_{Ro} = c \times G \quad (3.11)$$

- c avleses på nytt fra diagrammet i figur 4.4, fortsatt med et dekktrykk på 2,3 bar. Dette gir en c -verdi på ca. 0,012. G beregnes på samme måte som tidligere.

$$F_{Ro} = 0,012 \times 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{Ro} = 70,6 \text{ N}$$

Dette gir en total kjøremotstand F_w :

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

$$F_w = 410,6 \text{ N} + 139,3 \text{ N} + 70,6 \text{ N}$$

$$F_w = 620,5 \text{ N}$$

Nødvendig mekanisk effekt levert av motorene for å overkomme kjøremotstanden i denne brukssituasjonen:

$$P_{mek} = \frac{F_w \times v}{\eta_{tot}} \quad (3.17)$$

$$P_{mek} = \frac{620,5 \text{ N} \times 22,2 \text{ m/s}}{1}$$

$$P_{mek} = 13,8 \text{ kW}$$

Vi ser at motorene klarer å levere tilstrekkelig effekt også i denne brukssituasjonen. Nødvendig dreiemoment for å levere denne effekten under gitt brukssituasjon er gitt ved:

$$P_{mek} = T \times \omega \quad (3.15)$$

$$T = \frac{P_{mek}}{\omega}$$

$$T = \frac{13800 \text{ W}}{\frac{22,2 \text{ m/s}}{\frac{0,537 \text{ m}}{2}}}$$

$$T = 167 \text{ Nm}$$

Vi ser at også under denne brukssituasjonen klarer motorene å levere tilstrekkelig dreiemoment.

Brukssituasjon 3

- Hastighet: 30 km/t (8,3 m/s).
- Stigning: 13,8° (24,6 %).

Denne situasjonen skal representere kjøring opp den bratteste gata i Oslo, i lav fart [125]. Dette er en kort sidegate der det ikke er nødvendig å holde noen betydelig hastighet, men for å gjøre Dolphin attraktiv for hele befolkningen må den kunne tilby fremkommelighet der folk flest bor. Også her vil beregningene gjøres uten noen nærmere beskrivelse av hvert enkelt punkt, da dette er gjort for brukssituasjon 1.

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

Først beregnes stigningsmotstanden F_{St} :

$$F_{St} = G \times \sin \alpha \quad (3.13)$$

$$F_{St} = 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times \sin 13,8^\circ$$

$$F_{St} = 1404 \text{ N}$$

Deretter beregnes luftmotstanden F_L :

$$F_L = 1/2 \times \rho \times c_w \times A \times v^2 \quad (3.12)$$

$$F_L = 1/2 \times 1,202 \text{ kg/m}^3 \times 0,32 \times 1,47 \text{ m}^2 \times 8,3 \text{ m/s}^2$$

$$F_L = 19,5 \text{ N}$$

Deretter beregnes rullemotstanden F_{Ro} :

$$F_{Ro} = c \times G \quad (3.11)$$

- c avleses på nytt fra diagrammet i figur 4.4, fortsatt med et dekktrykk på 2,3 bar. Dette gir en c -verdi på ca. 0,009. G beregnes på samme måte som tidligere.

$$F_{Ro} = 0,009 \times 600 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{Ro} = 53 \text{ N}$$

Dette gir en total kjøremotstand F_w :

$$F_w = F_{St} + F_L + F_{Ro} \quad (3.14)$$

$$F_w = 1404 \text{ N} + 19,5 \text{ N} + 53 \text{ N}$$

$$F_w = 1476,5 \text{ N}$$

Nødvendig mekanisk effekt levert av motorene for å overkomme kjøremotstanden i denne brukssituasjonen:

$$P_{mek} = \frac{F_w \times v}{\eta_{tot}} \quad (3.17)$$

$$P_{mek} = \frac{1476,5 \text{ N} \times 8,3 \text{ m/s}}{1}$$

$$P_{mek} = 12,3 \text{ kW}$$

Vi ser at motorene klarer å levere tilstrekkelig effekt også i denne brukssituasjonen. Nødvendig dreiemoment for å levere denne effekten under gitt brukssituasjon er gitt ved:

$$P_{mek} = T \times \omega \quad (3.15)$$

$$T = \frac{P_{mek}}{\omega}$$

$$T = \frac{12300 \text{ W}}{\frac{8,3 \text{ m/s}}{\frac{0,537 \text{ m}}{2}}}$$

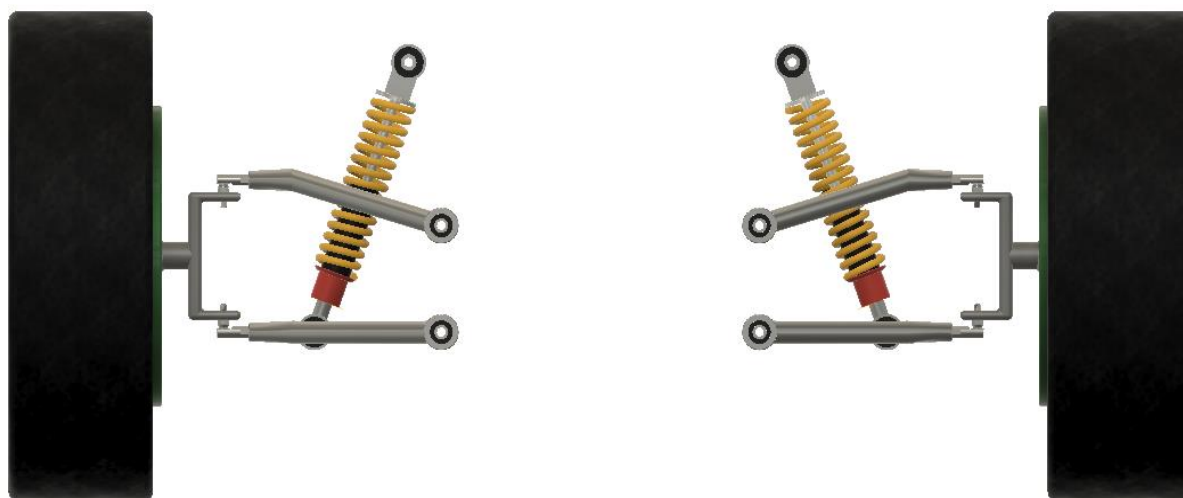
$$T = 398 \text{ Nm}$$

Vi ser at også under denne brukssituasjonen klarer motorene å levere tilstrekkelig dreiemoment.

10.2 Innfesting

Som et forslag til innfesting av hjul- og motorenheten til kjøretøyskroppen, er det laget et konseptuelt forslag til bakhjulsoppheng. Dette bakhjulsoppheng er basert på doble bærearmer, som er en måte å utforme et hjuloppheng på for å oppnå lav vekt og minimal avhengighet mellom hjulene på samme aksel [126]. Se figur 10.3 under.

Utformingen på de ulike komponentene i dette hjuloppheng er kun egne forslag, og ikke basert på noen inngående hjulopphengsteori. Det har heller ikke lyktes undertegnede å innhente detaljert informasjon fra motorleverandøren om hvilke innretninger motoren er utstyrt med for innfesting til nødvendige hjulopphengskomponenter. Det er derfor tatt utgangspunkt i et enkelt egendesignet motorkonsept (figur 10.4), med forslag til mulig innfestingsinnretning i bakkant



Figur 10.3: Forslag til konseptuelt bakhjulsoppheng for Dolphin med valgt navmotor. Hjuloppheng består av doble bærearmer, støtdemper med integrert fjær, vinkelkuleledd og foringer.

Hjulopphengskomponentene er kun konseptuelle, og detaljert utforming ved en eventuell prototypebygging vil i mye større grad avhenge av utforming og design på øvrige områder av kjøretøysutviklingen, som chassis og karosseri. Det er heller ikke undersøkt tilgjengeligheten og muligheten for å integrere eksisterende bærearmer fra andre produsenter.



Figur 10.4: 3D-tegning av motor som skal symbolisere den valgte motortypen Elaphe S400. På baksiden er det laget en form for kloinnfesting, med hull oppe og nede for innfesting av kuleledd.

10.2.1 Beregningsmål og forenklinger

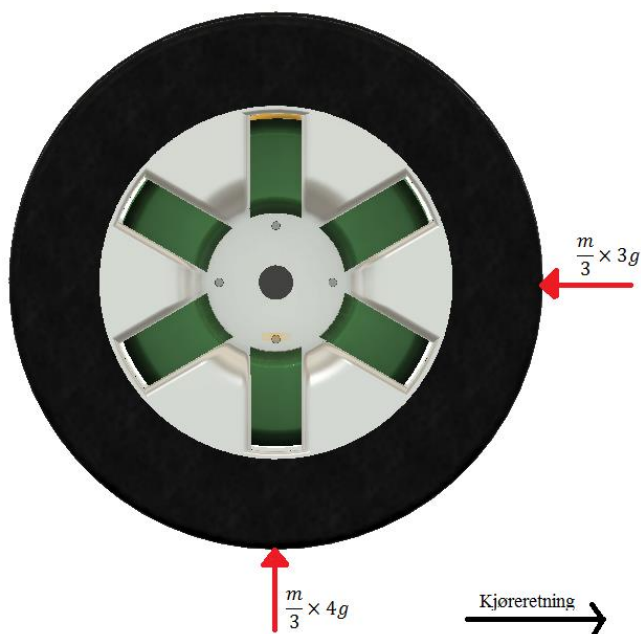
Ved håndberegninger på 3-dimensjonale geometrier der det virker krefter langs flere akser, må det nødvendigvis gjøres noen forenklinger. Således vil beregningene som følger i dette delkapittelet kun være ment til å gi et tidlig estimat av opptredende bøyemomenter og aksialkrefter for å kunne velge grovdimensjoner til en 3D-modell som senere kan testes gjennom en FEM-analyse.

Forenklinger og forutsetninger



Figur 10.5: 3D-modell av bæreammen som brukes i beregningene.

I et hjuloppheng bestående av doble bæreammer, er det den nederste bæreammen støtdemperen er festet til og som på denne måten vil oppleve de største belastningene. Styrkeberegninger og dimensjoneringsarbeid vil derfor begrense seg til denne, og dimensjoner for den øverste bæreammen vil bli valgt like som den nederste. Se figur 10.5 for illustrasjon av denne bæreammen. For mer detaljerte utregninger i forbindelse med bæreammen antas det ingen kjervvirkninger, og at kuleleddet i forkant er stift. Foringene ved innfestingen til kjøretøysrammen antas også stive. Torsjon i armene ut til disse innfestingene som en følge av kraften fra støtdemperen ses også bort i fra.

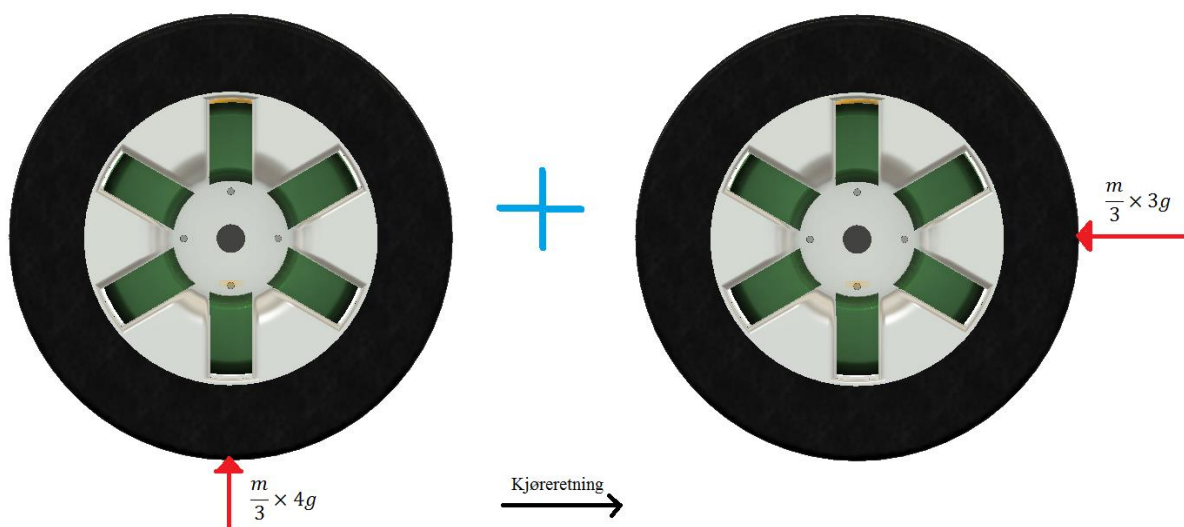


Figur 10.6: Illustrasjon av situasjonen beregningene vil gjelde for.

foringer og støtdemper, så resultatene herfra må anses som konservative. Det velges i tillegg å legge på en beskjeden sikkerhetsfaktor under dimensjoneringsarbeidet, da det ikke er kjent nøyaktig hvor konservative de nevnte dynamiske lastfaktorene er.

Situasjonen illustrert i figur 10.6 må betraktes som en forenkling, da kreftene som oppstår grunnet kjøring i et hull i veien sannsynligvis ikke vil opptre normalt på hjulet og gjennom hjulets senter.

Mål og fremgangsmåte



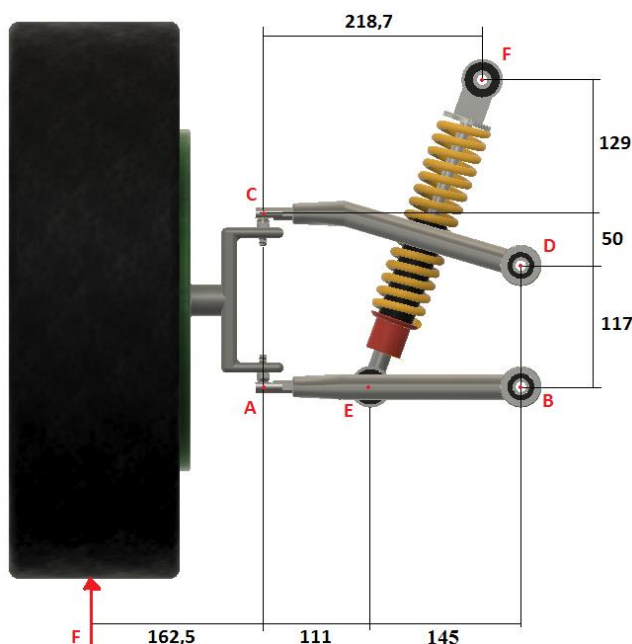
Figur 10.7: Fremgangsmåte for utregning av opp tredende bøyemomenter i bærearmer. Bøyemomenter om hver av de to situasjonene i figuren beregnes hver for seg, før bærearmerne til slutt dimensjoneres mot totalt opp tredende bøyemoment.

Hovedmålet med disse beregningene er å kartlegge kritiske bøyemomenter i bærearmerne, og dimensjonere komponentene deretter.

Måten dette gjøres på, er gjennom å dele opp situasjonen i figur 10.6 i to ulike situasjoner, som hver utføres beregninger på separat. Se figur 10.7. På denne måten blir det mulig å beregne opplagerkrefter og påfølgende bøyemomenter og aksialkrefter gjennom de ulike elementene i bæreamen som forårsakes av den horisontale og den vertikale kraften – hver for seg, etter superposisjonsprinsippet. Deretter summeres disse bøyemomentene opp om hver akse, før vektorsummen av disse brukes til å dimensjonere mot totalt opptredende moment.

10.2.2 Beregninger

Beregninger med kun vertikale krefter på hjulet (lastsituasjon 1)



$$F = m \times g \tag{3.1}$$

$$F = \frac{600 \text{ kg}}{3} \times 4 \times 9,81 \text{ N/kg}$$

$$F = 7,85 \text{ kN}$$

Figur 10.8: Med kraften F som virker på hjulet regnet ut, kan denne figuren settes opp for videre utregning av krefter i de ulike komponentene i hjulopphevet. Målene på figuren er gitt i millimeter.

Tabell 10.2: Utregning av krefter i hjulopphevet.

Figur	Utregning
	<p>Starter med å «snitte» figuren gjennom begge bæreamene, for å finne kreftene i punkt A og C.</p> $\sum M_A = 0 \tag{3.5}$ $167\text{mm} \times C_x - 162,5\text{mm} \times 7,85\text{N} = 0$ $C_x = 7,64 \text{ kN} \leftarrow$ <p>Finner deretter kreftene i A:</p> $\sum F_x = 0 \tag{3.3}$ $A_x - C_x = 0$ $A_x = 7,64 \text{ kN} \rightarrow$

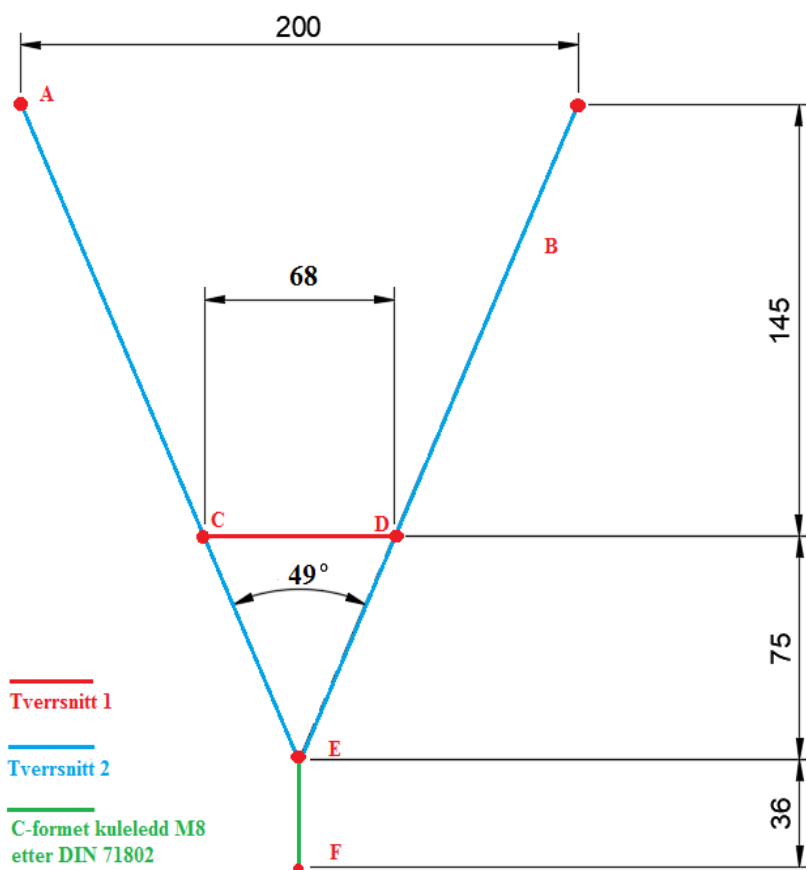
Tabell 10.2 forts: Utregning av krefter i hjuloppheng.

Figur	Utregning
	<p>Ser på den øvre bærearman CD og tar momentet om punktet D, for å finne kraften C_y</p> $\sum M_D = 0 \quad (3.5)$ $50\text{mm} \times C_x - 256\text{mm} \times C_y = 0$ $C_y = 1,49 \text{ kN} \uparrow$ <p>Punkt D ligger egentlig mellom to opplagringspunkter, men grunnet symmetri kan kreftene i dette punktet regnes ut og fordeles likt mellom de to opplagringspunktene. Se figuren nederst til venstre.</p> $\sum F_X = 0 \quad (3.3)$ $D_x - C_x = 0$ $D_x = 7,64 \text{ kN} \rightarrow$ $\sum F_y = 0 \quad (3.4)$ $C_y - D_y = 0$ $D_y = 1,49 \text{ kN} \downarrow$
	<p>Når C_y er regnet ut, kan A_y beregnes. Snitter figuren vertikalt gjennom bærearmanene:</p> $\sum F_y = 0 \quad (3.4)$ $C_y + F - A_y = 0$ $A_y = 9,34 \text{ kN} \downarrow$

Tabell 10.2 forts: Utregning av krefter i hjuloppheng.

Figur	Utregning
	<p>Deretter kan kraften fra støtdemperen F_{SD} regnes ut ved å ta momentet om punktet B.</p> <p>Støtdemperen er rotert 20 grader om Z-aksen.</p> $\sum M_B = 0 \quad (3.5)$ $256\text{mm} \times A_y - 145\text{mm} \times F_{SD} \cos 20^\circ = 0$ $F_{SD} = 17,55 \text{ kN}$ <p>(Retning som vist på figuren)</p> <p>I likhet med hos den øvre bæreamen, er punktet B egentlig midt mellom to opplagringspunkter. På grunn av symmetri kan likevel kreftene i B regnes ut, og fordeles likt mellom de to opplagringspunktene som vist på figuren nederst til venstre. Opplagringspunktene anses som frie.</p> $\sum F_x = 0 \quad (3.3)$ $B_x - F_{SD} \sin 20^\circ - A_x = 0$ $B_x = 13,64 \text{ kN} \rightarrow$ $\sum F_y = 0 \quad (3.4)$ $B_y - F_{SD} \cos 20^\circ + A_y = 0$ $B_y = 7,15 \text{ kN} \uparrow$

Når alle kreftene i bæreamene er kartlagt, kan bøyemomenter og aksialkrefter beregnes for å finne passende dimensjoner. Komponenter dimensjoneres mot flyt, og da det ennå ikke er gjort noe konkret materialvalg velges en foreløpig flytegrense $R_e = 250 \text{ MPa}$. Som det er påpekt tidligere, er det den nedre bæreamen som vil være den kritiske av de to, og dimensjoneringer blir gjort med utgangspunkt i denne. I figur 10.9 nedenfor er det laget en forenklet figur som beregningene tar utgangspunkt i.



Figur 10.9: Forenklet figur av nedre bæream, sett ovenfra. Mål i millimeter. For spenningsberegningene antas stive opplagringer i punkt A, B og F, jevn overgang uten kjervvirkning i punkt E, og frie opplagringer i punkt C og D.

I tabell 10.3 beregnes først opptredende bøyespenninger i CD, der støtdemperen er festet til bæreamen. For disse beregningene orienteres koordinatsystemet slik at denne kraften peker rett nedover, i negativ Y-retning, da det tas utgangspunkt i et uniformt sirkulært tverrsnitt og beregning av maks opptredende bøyemomenter og påfølgende spenninger således er uavhengig av den angripende kraftens retning så lenge den opptrer normalt på CD. Her regnes de opptredende spenningene ut direkte, da det antas at de horisontale kreftene på hjulene har liten innvirkning.

Tabell 10.3: Beregning av opptredende spenninger i rørtverrsnittet CD.

Figur	Utregning
	<p>Figuren til venstre illustrerer det massive røret CD fra figur 10.7. Koordinatsystemet er her vendt slik at kraften fra støtdemperen F_{SD} angriper normalt på CD. Opplagerkreftene på hver side blir dermed $\frac{F_{SD}}{2}$, som vist på figuren.</p>

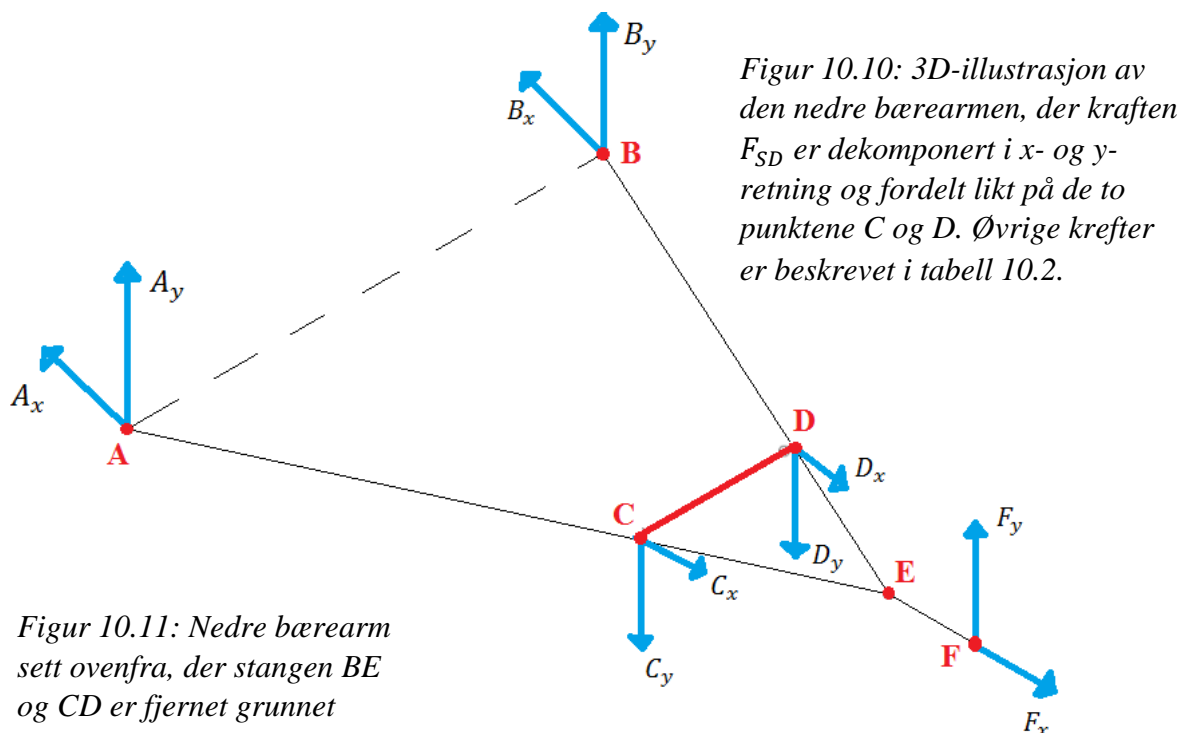
Tabell 10.3 forts: Beregning av opptredende spenninger i rørtverrsnittet CD.

Figur	Utregning
	<p>Finner så det største opptredende bøyemomentet i CD, M, som vil opptre på midten, når $x = 34 \text{ mm}$.</p> $\sum M = 0 \tag{3.5}$ $M - \frac{F_{SD}}{2} \times 34 \text{ mm} = 0$ $M = 298 \text{ kNmm}$
	<p>Dette bøyemomentet forårsaker en maksimal bøyespenning midt på stanga CD, med nøytralakse i senter av tverrsnittet i et plan rotert 20 grader om sin egen akse normalt på kraften F_{SD}. For å velge et passende tverrsnitt for CD, bestemmes først en tillatt spenning σ_{till}. Setter sikkerhetsfaktor til 1,3.</p> $\sigma_{till} = \frac{R_e}{\eta_{SF}} \tag{3.27}$ $\sigma_{till} = 192 \text{ MPa}$ <p>Beregner så nødvendig tverrsnitt, med utgangspunkt i en massiv, sirkulær stang.</p> $\sigma_{till} = \frac{M \times c}{I} \tag{3.22}$ $\sigma_{till} = \frac{298 \text{ kNmm} \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4}$ $\sqrt[3]{d} = \frac{298 \text{ kNmm} \times 32}{\pi \times \sigma_{till}}$ $d \approx 25 \text{ mm}$ <p>For at sikkerhetsfaktor mot flyt skal bli lik 1,3 ved en flytegrense R_e på 250 MPa, må det velges et massivt sirkulært tverrsnitt på 25 mm for elementet CD.</p>

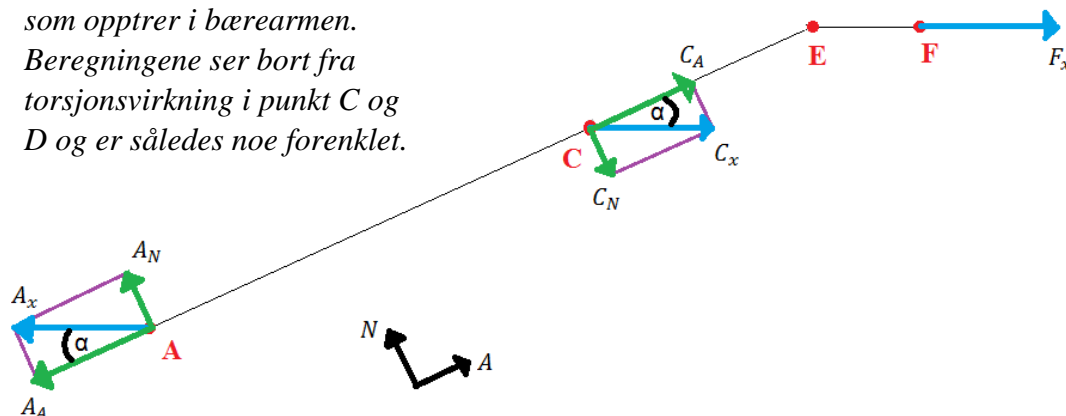
Denne sikkerhetsfaktoren er i utgangspunktet noe lavere enn ønskelig med tanke på blant annet utmatting og uforutsette hendelser, samtidig som slike dimensjoner kan vanskeliggjøre innfesting av støtdemper. Beregningene har heller ikke tatt høyde for kjervvirkninger og øvrige spenningskonsentrasjoner ved et mer detaljert design. En revidering av designet vil derfor anbefales under videre arbeid for å minimere kreftene gjennom støtdemperen..

Det legges til at dette er en konservativ beregning, da den antar stive opplagringer. I virkeligheten vil noe av kreftene dempes i støtdempere og foringer, og gjøre konstruksjonen noe mindre utsatt. Faktoren $4 \times g$ som brukes ved utregning av kraften som angriper hjulet er heller ikke etterprøvd, og det må antas at det er en viss sikkerhetsfaktor innlagt i denne også.

For å beregne de opptredende spenningene i den øvrige konstruksjonen, stang AE, BE og EF i figur 10.9, er det laget noen nye hjelpefigurer.



Figur 10.11: Nedre bærearman sett ovenfra, der stangen BE og CD er fjernet grunnet symmetri. Kraftene A_x og C_x er i tillegg dekomponert i en normalkomponent og en aksialkomponent, for å kunne beregne hvilke spenninger som opptrer i bærearman. Beregningene ser bort fra torsjonsvirkning i punkt C og D og er således noe forenklet.



Tabell 10.4: Verdier for kreftene som virker på den nedre bæreamen.

Kraft	Verdi
A_x	6,82 kN
A_y	3,58 kN
A_N	2,83 kN
A_A	6,21 kN
B_x	6,82 kN
B_y	3,58 kN
C_x	3,00 kN
C_y	8,25 kN
C_N	2,73 kN
C_A	1,24 kN
D_x	3,00 kN
D_y	8,25 kN
F_x	7,64 kN
F_y	9,34 kN

I tabell 10.4 er det gitt verdier for kreftene som er angitt på figur 10.10 og 10.11. Kraftene i x- og y-retning er beregnet på et tidligere tidspunkt, mens kreftene i N- og A-retning er dekomponert ved hjelp av vinkelen α . Vinkelen α er 24,5 grader. Retning for kreftene i tabell 10.4 fremkommer av de nevnte figurene.

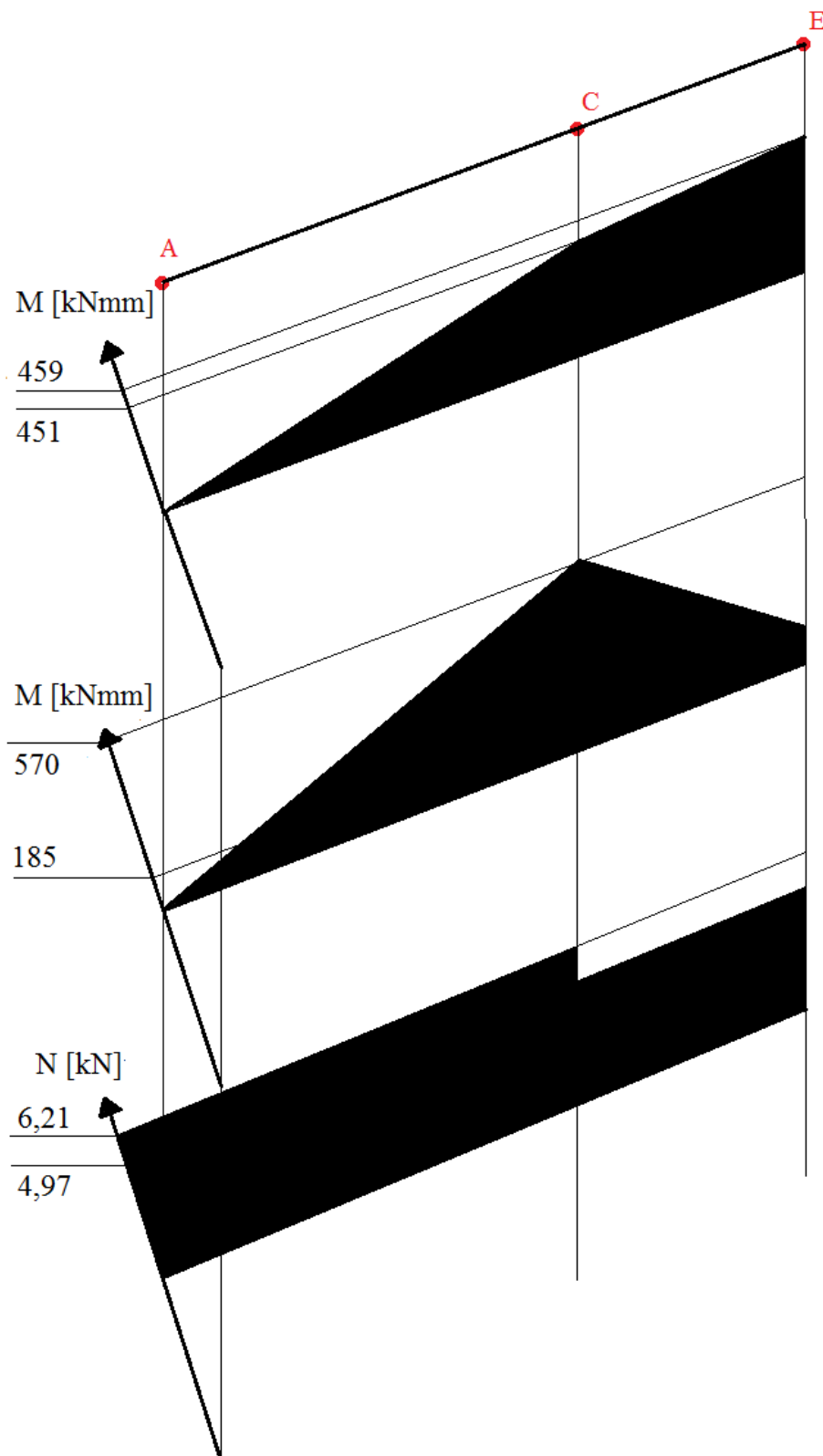
I tabell 10.5 beregnes bøyemomenter og aksialkrefter i elementene AE og BE. Beregninger er gjort på element AE, men grunnet symmetri vil disse også være gjeldene for element BE. Verdier for element BE finnes derfor ved å bytte ut indeks A med B. Det blir gjort en separat beregning for element EF på et senere tidspunkt.

Tabell 10.5: Utregning av bøyemomenter og aksialkrefter i element AE.

Figur	Utregning
	<p>Beregner først bøyemoment og aksialkraft mellom punkt A og C, i NA-planet.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M - A_N \times x = 0$ $M = 2,83 \text{ kN} \times \frac{145 \text{ mm}}{\sin(90 - \frac{49}{2})}$ $M_{C,y,1} = 451 \text{ kNmm}$ $\sum F_A = 0 \quad (3.3)$ $N - A_A = 0$ $N_{A-C,1} = 6,21 \text{ kN}$

Tabell 10.5 forts: Utregning av bøyemomenter og aksialkrefter i element AE.

Figur	Utregning
	<p>Beregner deretter bøyemoment og aksialkraft mellom punkt C og E, i samme plan.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M - A_N(159,3 \text{ mm} + x) + C_N \times x = 0$ $(x = \frac{75 \text{ mm}}{\sin(90 - \frac{49}{2})} = 82,4 \text{ mm})$ <p>$M_{E,y,1} = 459 \text{ kNm}$</p> $\sum F_A = 0 \quad (3.3)$ $N + C_A - A_A = 0$ <p>$N_{C-E} = 4,97 \text{ kN}$</p>
	<p>Beregner så bøyemomentet mellom punkt A og C i yA-planet. Aksialkreftene utelates, da de vil være like som i de foregående beregningene.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M - A_y \times x = 0$ <p>$M_{C,N,1} = 570 \text{ kNm}$</p>
	<p>Regner til slutt ut bøyemomentet mellom punkt C og E.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M - A_y(159,3 \text{ mm} + x) + C_y \times x = 0$ <p>$M_{E,N,1} = 185 \text{ kNm}$</p>



Figur 10.15:
 Bøyemoment- og aksialkraftdiagram for element AE i gitt lastsituasjon. Diagrammene er også gjeldende for elementet BE. Orienteringen på diagrammet tilsvarende den for figur 10.9.

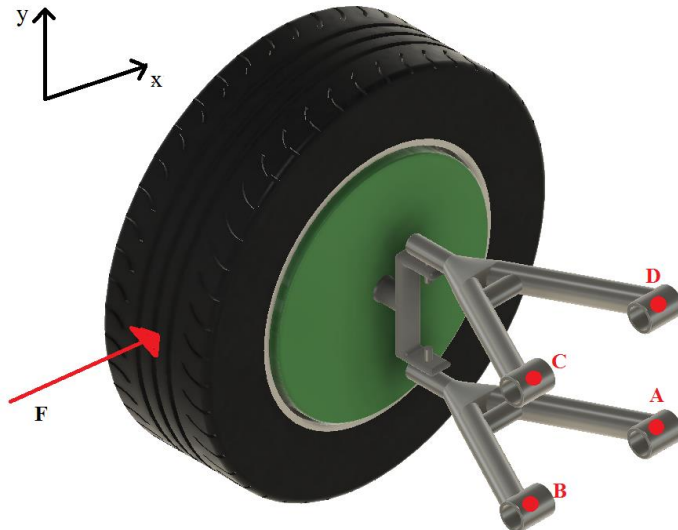
Øverst:
 Bøyemomentdiagram om aksen y-y.

Midten:
 Bøyemomentdiagram om aksen N-N.

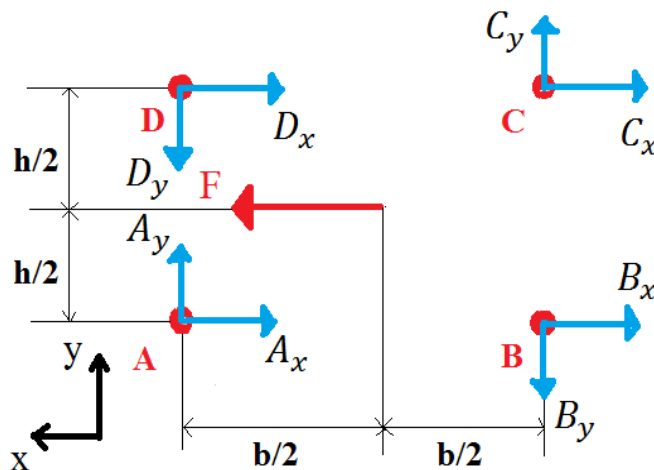
Nederst:
 Aksialkraftdiagram for hele elementet AE og BE.

Beregninger med kun horisontale krefter på hjulet (lastsituasjon 2)

I dette avsnittet tas det sikte på å lage bøyemoment- og aksialkraftdiagrammer for situasjonen som er vist til høyre i figur 10.7, på lik linje med diagrammene i figur 10.15.



Figur 10.16: Krefter som virker på hjulet i denne situasjonen.



Figur 10.17: Opplagerkrefter ved bærearmenes innfesting til kjøretøyet i XY-planet.

For å finne opplagerkreftene i y-retning med denne symmetrien, ser vi kun på punkt A og B mens kraften F halveres. Se figur 10.18.

Regner først ut kraften som virker på hjulet i horisontal retning, se figur 10.16.

$$F = m \times g \quad (3.1)$$

$$F = \frac{600 \text{ kg}}{3} \times 3 \times 9,81 \text{ N/kg}$$

$$F = 5,89 \text{ kN}$$

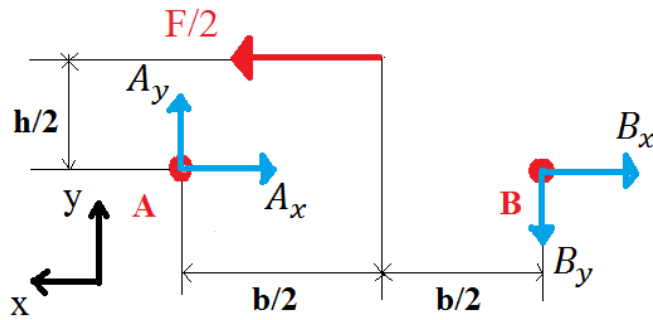
For disse beregningene antas det at den nedre og den øvre bærearmen er like, for å gjøre håndberegninger praktisk mulige. På denne måten vil hjulopp-henget være symmetrisk om det horisontale planet gjennom hjulets senter, og reaksjonskreftene ved bærearmenes innfestingspunkter til kjøretøyet vil være relatert til hverandre som vist under. Retninger er vist på figur 10.17.

$$A_x = B_x = C_x = D_x = \frac{F}{4} = 1,47 \text{ kN} \rightarrow$$

$$A_y = C_y = -B_y = -D_y$$

$$h = 170 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$



Figur 10.18: Ser kun på opplagerkreftene i punkt A og B, kraften som virker på hjulet halveres.

$$\curvearrowright \sum M_A = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{F}{2} \times \frac{h}{2} - B_y \times b = 0$$

$$B_y = 1,25 \text{ kN} \downarrow$$

$$\sum F_y = 0 \quad (3.4)$$

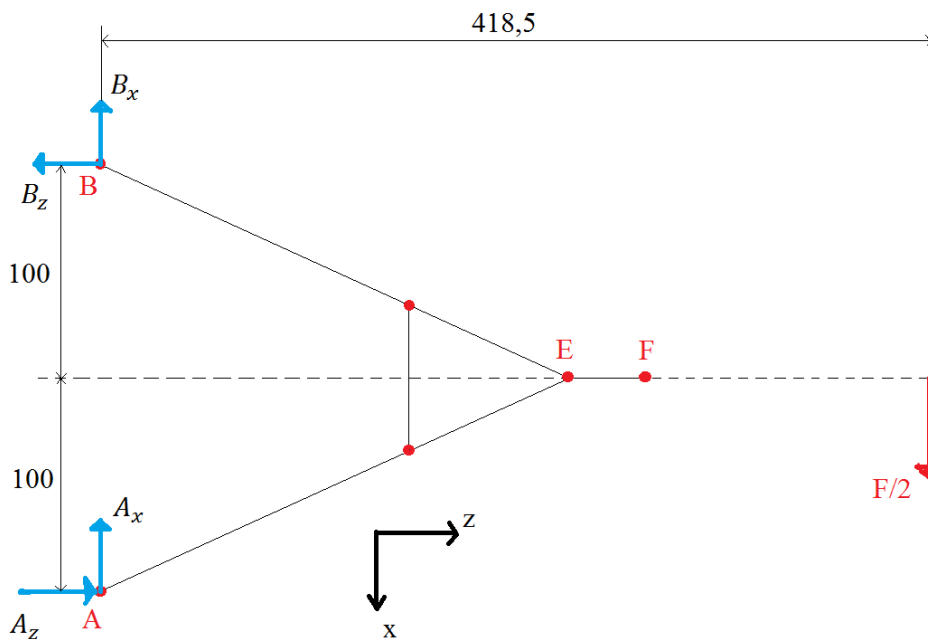
$$A_y - B_y = 0$$

$$A_y = 1,25 \text{ kN} \uparrow$$

Med utgangspunkt i figur 10.17 og symmetrien som gjelder:

- $C_y = A_y = 1,25 \text{ kN} \uparrow$
- $D_y = B_y = 1,25 \text{ kN} \downarrow$

På grunn av hjulets avstand til kjøretøysrammen, vil det også oppstå opplagerkrefter i z-retning. Se figur 10.19.



Figur 10.19: Nedre bæream sett ovenfra. Kraften $F/2$ virker i senter av hjulet, og deles på to da det antas at hver bæream tar opp like mye av denne kraften. Mål i millimeter.

Tar momentet om punkt A, og regner ut opplagerkreftene i z-retning.

$$\curvearrowright \sum M_A = 0 \quad (3.5)$$

$$B_z \times 200 \text{ mm} - \frac{5,89 \text{ kN}}{2} \times 418,5 \text{ mm} = 0$$

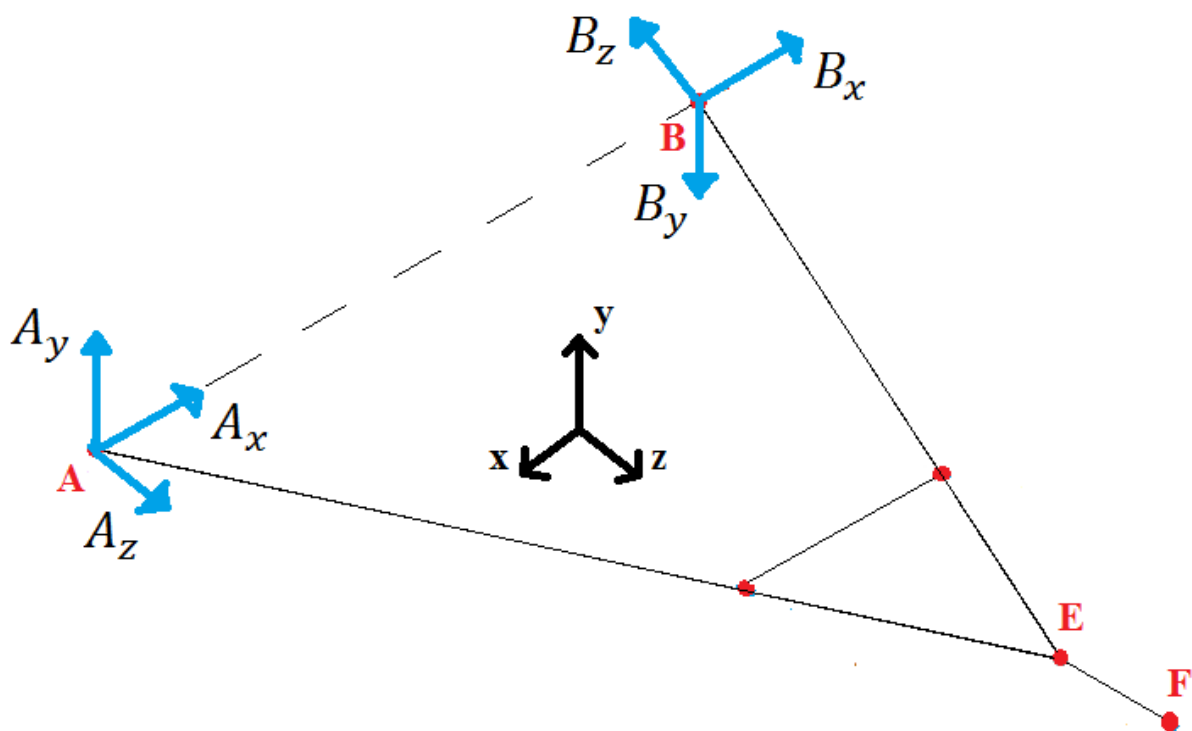
$$B_z = 6,16 \text{ kN} \leftarrow$$

$$\sum F_z = 0 \quad (3.4)$$

$$A_z - B_z = 0$$

$$A_z = 6,16 \text{ kN} \rightarrow$$

Med alle opplagerkreftene regnet ut, kan følgende figur settes opp for utregning av bøyemomenter og aksialkrefter i de diagonale stengene AE og BE i bærearmer.



Figur 10.20: Nedre bærearmer med opplagerkrefter.

Beregner først bøyemomenter og aksialkrefter i stengene AE og BE. Ser på elementene i xz-planet og dekomponerer kreftene i aksial- og normalretning. AE og BE danner en vinkel på 24,5 grader med z-aksen. Se tabell 10.6.

Tabell 10.6: Utregning av bøyemomenter og aksialkrefter i AE og BE, i xz-planet.

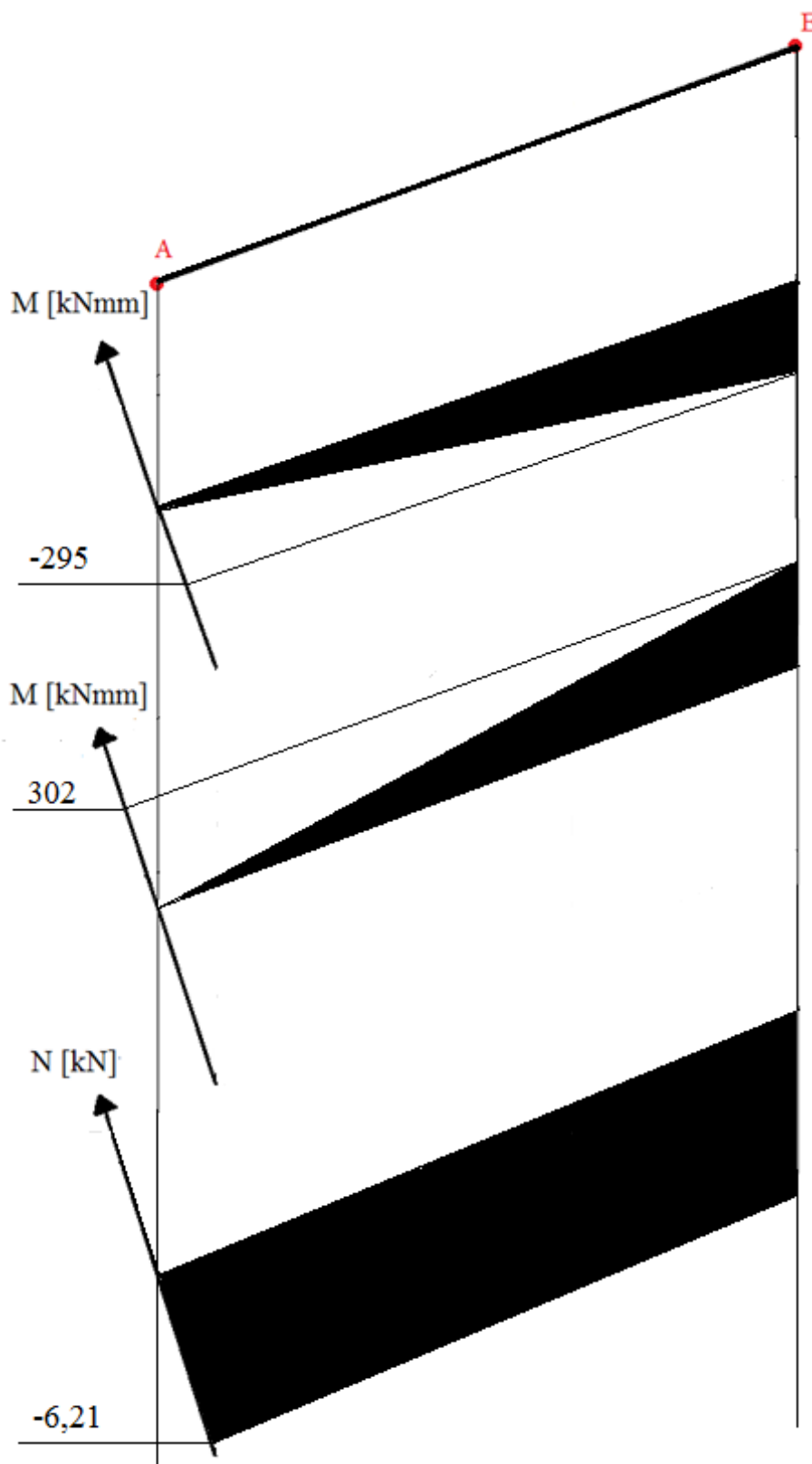
Figur	Utregning
	<p>Beregner først de resulterende kreftene i A A_A og A_N.</p> $A_N = A_x \cos 24,5^\circ - A_z \sin 24,5^\circ$ $\mathbf{A_N = -1,22\ kN}$ $A_A = A_x \sin 24,5^\circ + A_z \cos 24,5^\circ$ $\mathbf{A_A = 6,21\ kN}$ <p>Regner deretter ut bøyemomentet for element AE i punkt x. Det største bøyemomentet vil opptre i punkt E. Avstanden dit er 241,7 mm.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M + A_N \times 241,7\ \text{mm} = 0$ $\mathbf{M_{A-E,E,y,2} = -295\ \text{kNmm}}$ <p>Aksialkreftene vil være like store gjennom hele AE.</p> $\sum F_A = 0 \quad (3.4)$ $N + A_A = 0$ $\mathbf{N_{A-E,2} = -6,21\ \text{kN}}$
	<p>Beregner de resulterende kreftene i B B_A og B_N.</p> $B_N = B_x \cos 24,5^\circ - B_z \sin 24,5^\circ$ $\mathbf{B_N = -1,22\ kN}$ $B_A = B_x \sin 24,5^\circ + B_z \cos 24,5^\circ$ $\mathbf{A_A = 6,21\ kN}$ <p>Regner deretter ut bøyemomentet for element BE i punkt x. Det største bøyemomentet vil opptre i punkt E. Avstanden dit er 241,7 mm.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M + B_N \times 241,7\ \text{mm} = 0$ $\mathbf{M_{B-E,E,y,2} = -295\ \text{kNmm}}$ <p>Aksialkreftene vil være like store gjennom hele BE.</p> $\sum F_A = 0 \quad (3.4)$ $N - B_A = 0$ $\mathbf{N_{B-E,2} = 6,21\ \text{kN}}$

Deretter gjøres de samme beregningene i yA -planet, for å finne bøyemomenter som forårsakes av kreftene i y -retning. Se tabell 10.7. A -aksen går langs elementene AE og BE , som vist i tabell 10.6. Aksialkreftene vil være de samme.

Tabell 10.7: Utregning av bøyemomenter i AE og BE , i yA -planet.

Figur	Utregning
	<p>Regner ut bøyemomentet for elementet AE i punkt x. Det største bøyemomentet vil opptre i punkt E. Avstanden dit er $241,7$ mm.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M - A_y \times 241,7 \text{ mm} = 0$ $\mathbf{M_{A-E,E,N,2} = 302 \text{ kNmm}}$ <p>Regner deretter ut bøyemomentet for elementet BE i punkt x. Det største bøyemomentet vil opptre i punkt E. Avstanden dit er $241,7$ mm.</p> $\sum M = 0 \quad (3.5)$ $M + B_y \times 241,7 \text{ mm} = 0$ $\mathbf{M_{B-E,E,N,2} = -302 \text{ kNmm}}$

Med bøyemomenter og aksialkrefter for alle punkter i elementene AE og BE utregnet for denne lastsituasjonen, kan det tegnes opp bøyemoment- og aksialkraftdiagrammer slik som det er gjort i figur 10.21 og 10.22 under. Det er tegnet opp separate diagrammer for hvert element, til forskjell fra ved forrige lastsituasjon der begge elementene opplevde de samme påkjenningene.

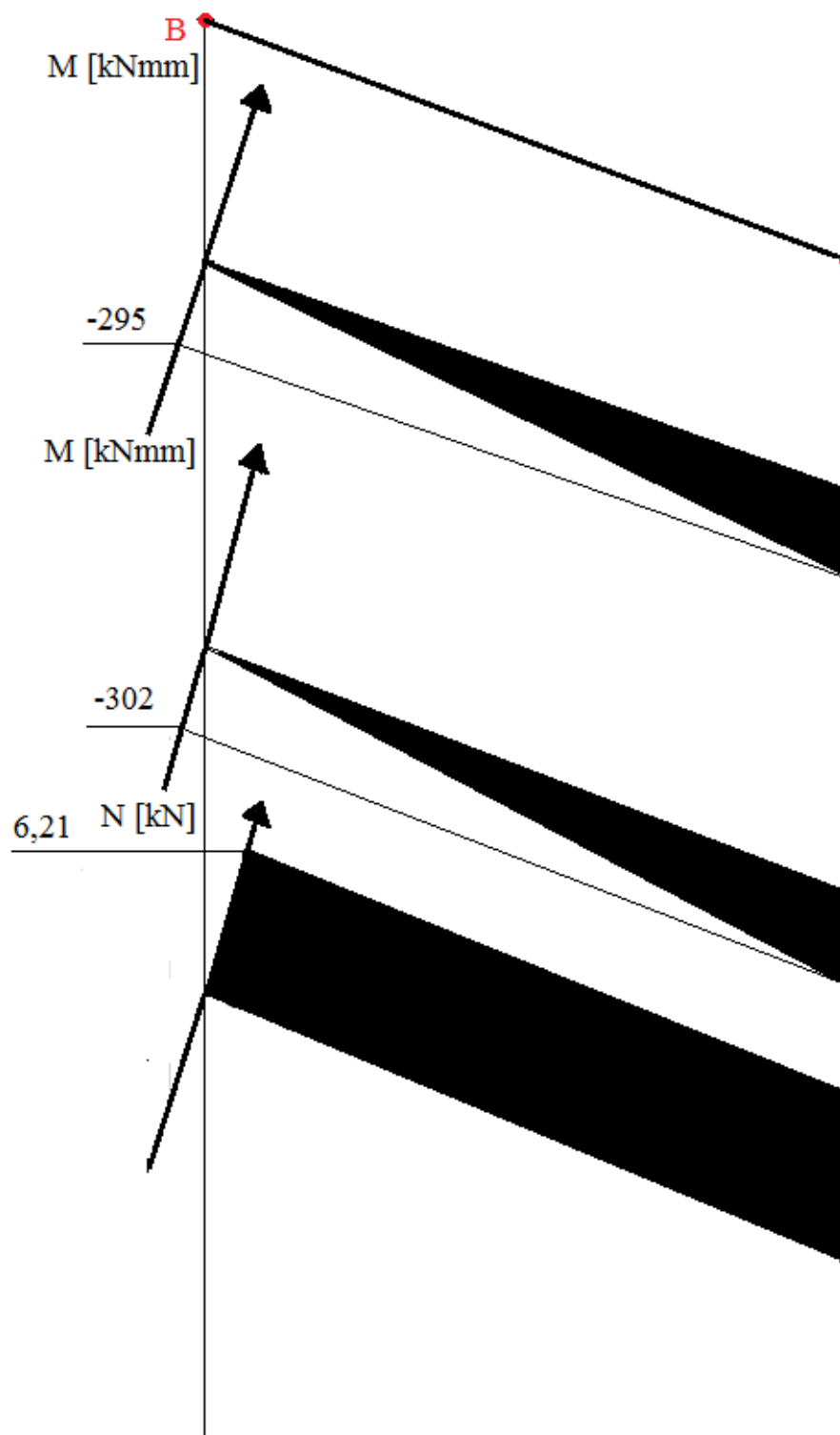


Figur 10.21:
Bøyemoment- og
aksialkraftdiagram
for element AE i gitt
lastsituasjon..
Orienteringen på
diagrammet tilsvare
den for figur 10.19.

Øverst:
Bøyemomentdiagra
m om aksen y-y.

Midten:
Bøyemomentdiagra
m om aksen N-N.

Nederst:
Aksialkraftdiagram
for hele elementet
AE.



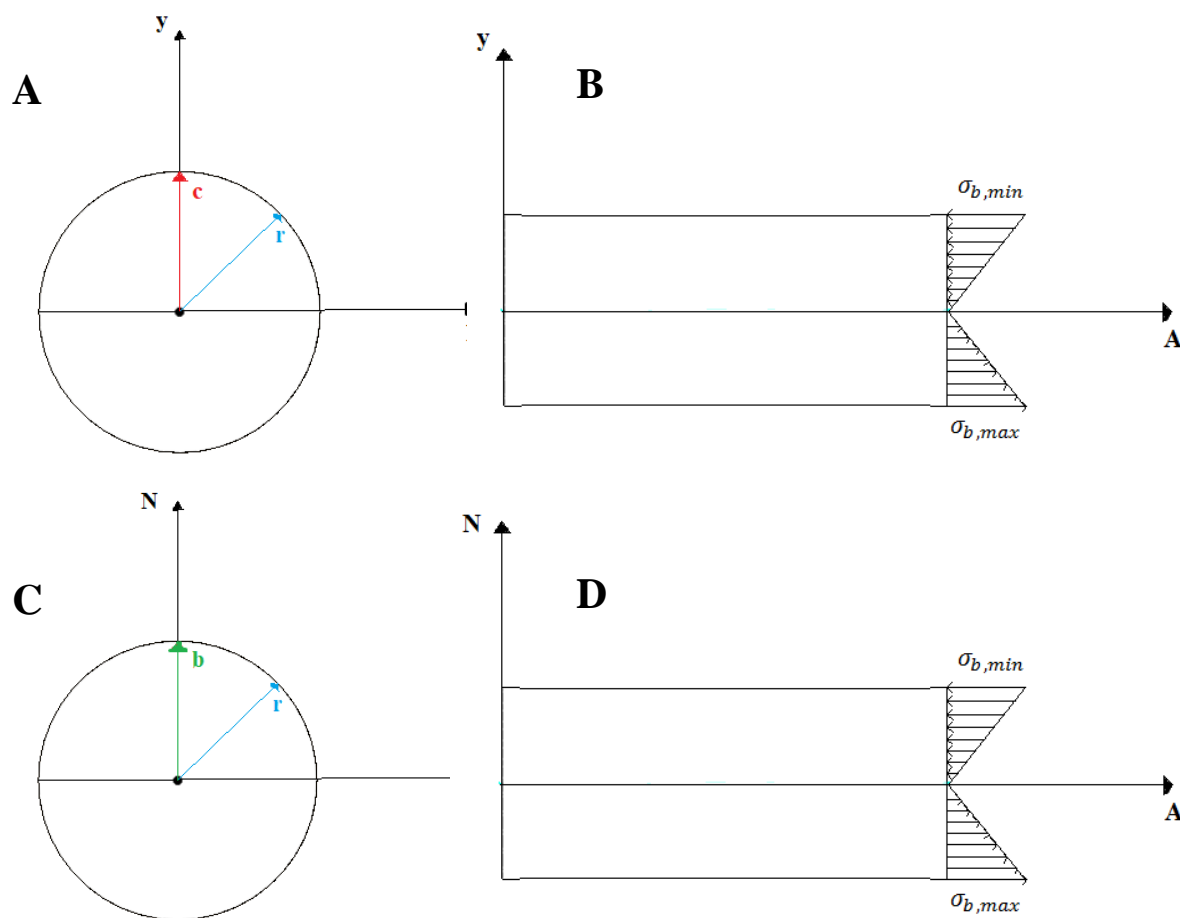
Figur 10.22:
Bøyemoment- og aksialkraftdiagram for element BE i gitt lastsituasjon.. Orienteringen på diagrammet tilsvarer den for figur 10.19.

Øverst:
Bøyemoment om aksen y-y.

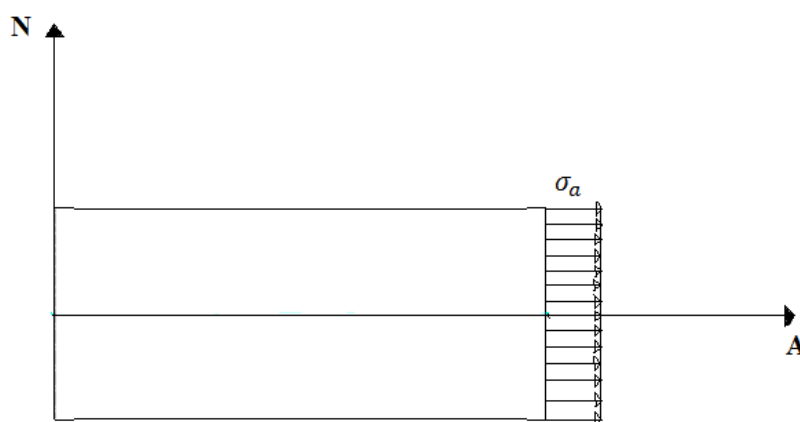
Midten:
Bøyemoment om aksen N-N.

Nederst:
Aksialkraftdiagram for hele elementet BE.

Bøyemomentene som er funnet i diagrammene i figur 10.15, 10.21 og 10.22 skaper alle bøyepenninger i elementene AE og BE, om hhv. aksene y-y og N-N. I tillegg skaper aksialkreftene aksialspenninger. Se figur 10.23 og 10.24.

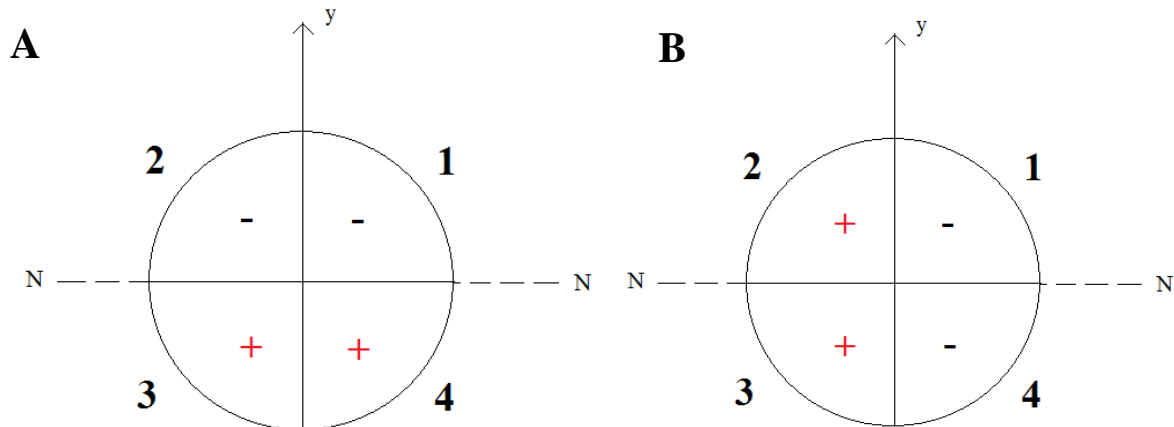


Figur 10.23: A og B) Kraftene i y-retning skaper bøyepenninger om N-N-aksen. C og D) Kraftene i N-retning skaper bøyepenninger om y-y-aksen.



Figur 10.24: Kraftene i A-retning skaper jevnt distribuerte aksialspenninger gjennom hele tverrsnittet i elementene AE og BE. Her illustrert med strekkspenninger.

Videre brukes bøyemoment- og aksialkraftdiagrammene i figur 10.15, 10.21 og 10.22 til å finne de største opptredende bøyemomentet og aksialkraften i hele bæreamen. Vi ser at vektorsummen av bøyemomentene om y-y-aksen og N-N-aksen er størst i punkt C på elementet AE. Der oppstår det følgende spenningsituasjon:



Figur 10.25: A og B) fordeling av strekk- og trykkspenninger gjennom hele tverrsnittet i punkt C på element AE. Pluss angir strekk, mens minus angir trykk.

Aksialspenningene som oppstår som en følge av aksialkrefter i hver lastsituasjon er like store og motsatt rettet, og kansellerer dermed hverandre. Finner bøyemomentene i punkt C fra lastsituasjon 2:

$$\sum M = 0 \quad (3.5)$$

$$M + A_N \times 159,3 \text{ mm} = 0$$

$$M_{A-E,C,y,2} = -194 \text{ kNmm}$$

$$\sum M = 0 \quad (3.5)$$

$$M - A_y \times 159,3 \text{ mm} = 0$$

$$M_{A-E,C,N,2} = 199 \text{ kNmm}$$

Bøyemomentene i punkt C fra lastsituasjon 1:

$$M_{C,N,1} = 570 \text{ kNmm}$$

$$M_{C,y,1} = 451 \text{ kNmm}$$

Vektorsummen av disse og det dimensjonerende bøyemomentet blir:

$$M_{maks} = \sqrt{(M_{A-E,C,y,2} + M_{C,y,1})^2 + (M_{A-E,C,N,2} + M_{C,N,1})^2}$$

$$M_{maks} = 811 \text{ kNmm}$$

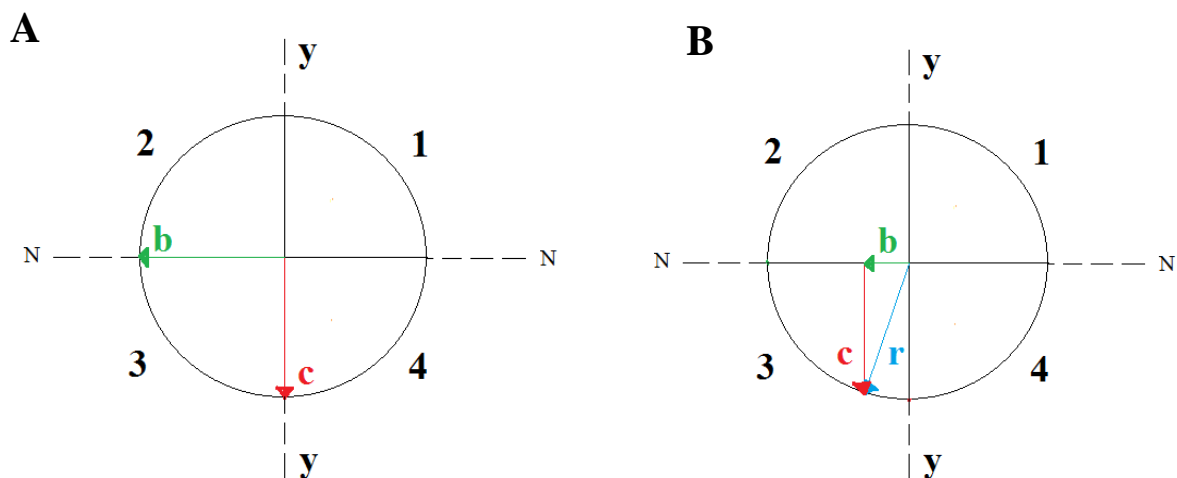
Bestemmer deretter maksimal tillatt bøyespennning, iberegnet foretrukket sikkerhetsfaktor. Sikkerhetsfaktor settes til 1,3.

$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{\eta_{SF}} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{till} = 192 \text{ MPa}$$

Følgende formel kan brukes for å finne bøyespenningene på et vilkårlig sted langs periferien til et sirkulært massivt tverrsnitt. Se figur 10.26 for tegnforklaring. Formelen er kun gjeldende for tredje kvadrant i figur 10.25, for å unngå fortegnproblemer.

$$\sigma_b(c, b) = \frac{M_N \times c}{I_N} + \frac{M_y \times b}{I_y} \quad (3.23)$$



Figur 10.26: A) Illustrasjon av faktorene b og c i formel 3.23. B) Sammenhengen mellom b , c og tverrsnittets radius r i formel 3.23.

Med disse sammenhengene på plass kan følgende formel settes opp for beregning av maksimal bøyespennning i tverrsnittet, som funksjon av r :

$$\sigma_{b,maks} = \frac{M_{maks} \times r}{I} \quad (3.22)$$

Der:

$$I = I_N = I_y = \frac{\pi}{64} d^4 \quad (3.6)$$

Setter inn for σ_{till} og I i formel formel 3.22, og løser med hensyn på diameteren d .

$$\sigma_{till} = \frac{811 \text{ kNm} \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4}$$

$$d^3 = \frac{811 \text{ kNmm} \times 32}{\pi \times 192 \text{ MPa}}$$

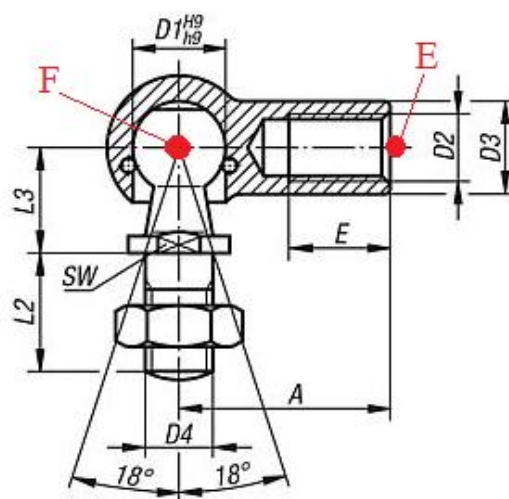
$$d \approx 35 \text{ mm}$$

Velger derfor diameter i elementene AE og BE til **35 mm**.

Dette er i utgangspunktet en noe lav sikkerhetsfaktor, blant annet med tanke på utmatting. Beregningene tar heller ikke hensyn til spenningskonsentrasjoner i kjerver. En slik dimensjonering vil i tillegg resultere i en meget stor og tung konstruksjon, som er noe av grunnen til at sikkerhetsfaktoren i disse beregningene ikke ble valgt større.

Det legges til at i virkeligheten vil noe av kreftene dempes i støtdempere og foringer, og gjøre konstruksjonen noe mindre utsatt. Faktorene $4 \times g$ og $3 \times g$ som brukes ved utregning av kreftene som angriper hjulet er heller ikke etterprøvd, og det må antas at det er en viss sikkerhetsfaktor innlagt i denne også. Likevel bør det gjøres en designrevisjon ved bygging av en mer avansert prototype. I så måte er disse beregningene kun konseptuelle, og ikke en direkte anbefaling ved konstruering av bakhjulsoppheng for Dolphin.

Det er også gjort en tilsvarende beregning for element EF, fra figur 10.10. På tidligere figurer er denne konkretisert med et C-formet kuleledd med M10-gjenger i begge ender, etter standarden DIN 71802. Denne har dog en ytre diameter på kun 16 mm, og det antas således at denne vil være noe tynn [128]. Se figur 10.27. For beregningene antas en stiv konstruksjon, med et massivt tverrsnitt og uten spenningskonsentrasjoner. Dette gir en ganske forenklet beregning, og det kartlegges ikke hvordan leddbevegelsen i komponenten påvirker spenningene.

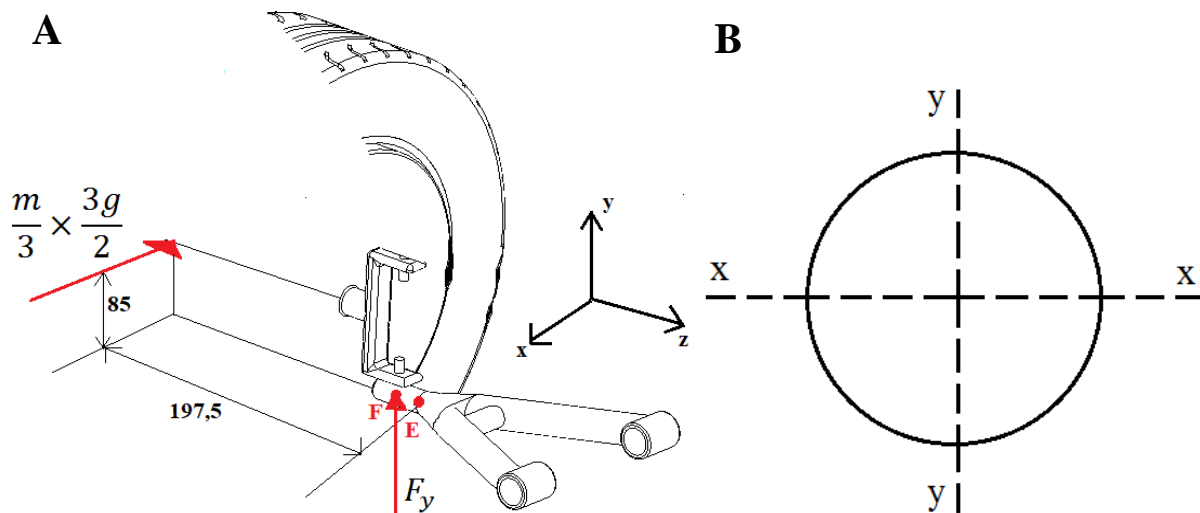


Figur 10.27: C-formet kuleledd etter standarden DIN 71802 [128].

Tabell 10.8: Mål på kuleledd etter standarden DIN 71802 [128].

Order No.	Form	Version	Main material	Version	D1	D2	D3	D4	A	L2	L3	E	SW
27650-1610	C	RH thread	steel	Without seal	16	M10	16	M10	35	20	16	15,5	13

Elementet EF opplever både toakset bøyemoment og vridningsmoment. Også her antas det at bæreamene over og under er like. Se figur 10.28.



Figur 10.28: A) Krefter som virker på hjulet, og avstander til punkt E. mål i millimeter. B) Tverrsnitt av elementet EF i punkt E.

For disse beregningene brukes kraften F_y fra tabell 10.4, med en verdi på 9,34 kN. Denne virker i en avstand på 35 mm fra punkt E. I horisontal x-retning antas det at halve kraften ved sammenstøt tas opp. Derav faktoren $\frac{3g}{2}$ fra figur 10.28 A. aksialspenningene antas å være så små sammenlignet med bøyepeningene at de ignorerer. Det antas også at dekk og felg ikke tar opp krefter, og at overgangen fra motor til bærearmer er helt stiv. Dette vil medføre at de største spenningene i element EF vil oppstå i punkt E. Tverrsnittet i dette punktet er vist i figur 10.28 B. Bøyemomentene om x-x- og y-y-aksen og vridningsmomentet T om z-aksen i dette punktet blir følgende:

- $M_x = 9,34 \text{ kN} \times 35 \text{ mm} = \mathbf{327 \text{ kNmm}}$
- $M_y = \frac{m}{3} \times \frac{3g}{2} \times 197,5 \text{ mm} = \mathbf{583 \text{ kNmm}}$
- $T = \frac{m}{3} \times \frac{3g}{2} \times 85 \text{ mm} = \mathbf{250 \text{ kNmm}}$

Bestemmer først største tillatte jevnførende spenningen i punkt E, og lar denne være dimensjonerende. Velger sikkerhetsfaktor på 1,3.

$$\sigma_{jf} = \frac{R_e}{\eta_{SF}} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{jf} = \frac{250 \text{ MPa}}{1,3}$$

$$\sigma_{jf} = \mathbf{192 \text{ MPa}}$$

Da tverrsnittet er sirkulært, brukes vektorsummen av bøyemomentene for å gjøre problemet énakset. Det dimensjonerende bøyemomentet blir derfor:

$$M_{maks} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \mathbf{669 \text{ kNmm}}$$

Setter inn i formel for jevnførende spenning (von Mises).

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (3.26)$$

Der:

$$\sigma_b = \frac{M_{maks} \times r}{I} \quad (3.22)$$

$$\tau_{xy} = \frac{T \times r}{J} \quad (3.25)$$

Setter inn $\sigma_{jf} = 192 \text{ MPa}$ i formel 3.26, skriver om de overnevnte leddene som funksjoner av d og setter inn momentene funnet på forrige side:

$$192 \text{ MPa} = \sqrt{\left(\frac{M_{maks} \times \frac{d}{2}}{\left(\frac{\pi}{64}\right) \times d^4}\right)^2 + 3\left(\frac{T \times \frac{d}{2}}{\left(\frac{\pi}{32}\right) \times d^4}\right)^2}$$

Løser for d :

$$\mathbf{d \approx 34 \text{ mm}}$$

For at konstruksjonen skal tåle påkjenningen av denne belastningssituasjonen med et materiale der flytegrensen er 250 MPa må det massive sirkulære elementet EF ha en diameter på minst 34 mm, iberegnet en sikkerhetsfaktor på 1,3. Kuleleddet som spesifisert i tabell 10.8 vil derfor ikke være sterkt nok. Det legges til at dette er en forenklet beregning, da det ikke er tatt hensyn til de dempende virkningene i dekk, felg, støtdemper, foringer og leddbevegelsen i kuleleddet. Det er heller ikke utredet hvordan kreftene fordeler seg mellom de to bæreamene om innvirkningen av at den øvre bæreamen har en høydeforskjell mellom innfestingspunktet på hjulet og kjøretøysrammen tas med i beregningene. Lokale spenningskonsentrasjoner i kjerver o.l. er det heller ikke tatt hensyn til under håndberegningene.

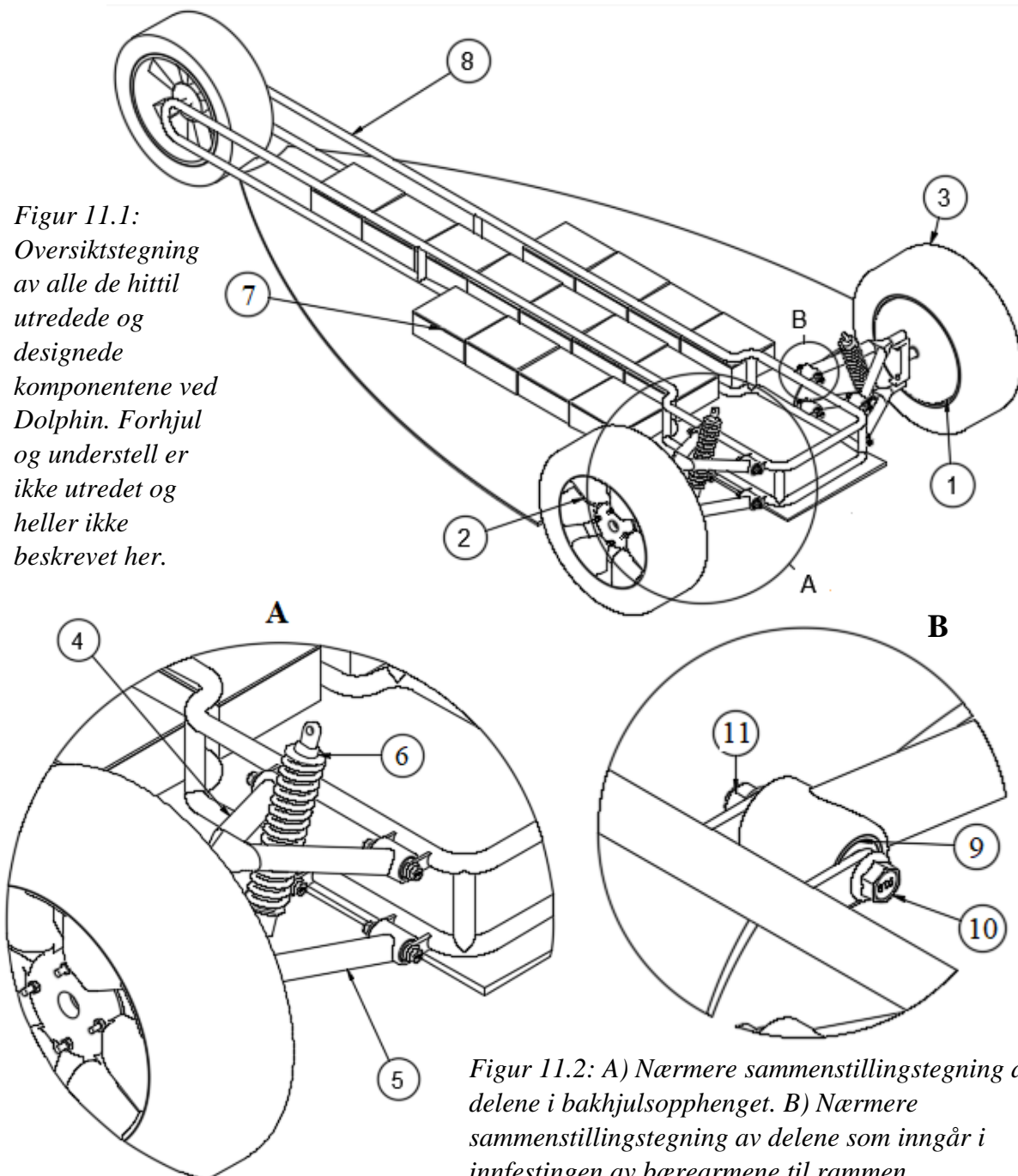


*Figur 10.18:
Forslag til design
av nedre bæream,
etter
dimensjoneringsarb
eid. Tappen som
stikker opp av
elementet helt til
venstre er ikke
utredet, og er kun
med av illustrative
årsaker.*

11. PRODUKTARKITEKTUR OG KONSEPTDESIGN

I dette kapitlet vil det presenteres en fullstendig sammenstilling av komponentene som er designet eller utredet gjennom arbeidet med dette prosjektet, samt mer detaljerte tegninger og nærmere beskrivelse av deres form og funksjon.

11.1 Sammenstilling



*Figur 11.1:
Oversiktstegning
av alle de hittil
utredede og
designede
komponentene ved
Dolphin. Forhjul
og understell er
ikke utredet og
heller ikke
beskrevet her.*

Figur 11.2: A) Nærmere sammenstillingstegning av delene i bakhjulsopphengget. B) Nærmere sammenstillingstegning av delene som inngår i innfestingen av bæreamene til rammen.

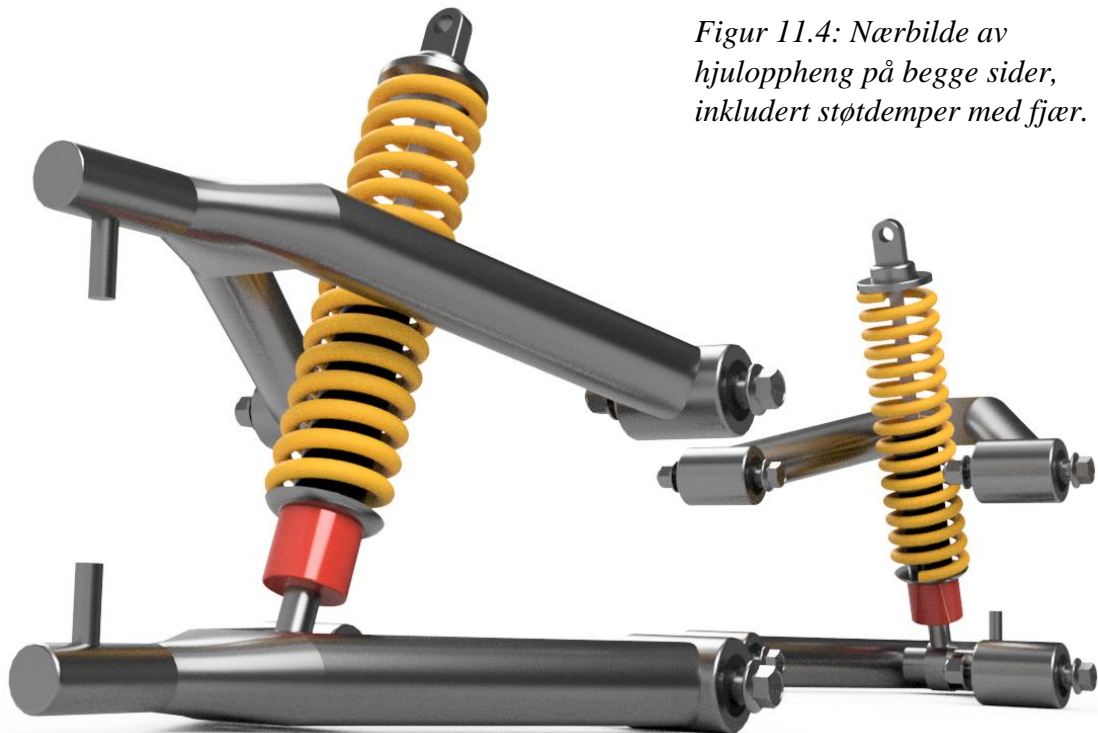
Tabell 11.1: Beskrivelse av komponentene som inngår i figurene 11.1 og 11.2.

Ref.	Del	Antall	Beskrivelse
1	Elaphe S400	2	Motorene. Én motor montert i hvert hjul, komplett med hjulbolter og innfesting til hjuloppheng.
2	Felg	2	Standard 14-tommers felg. I dette tilfellet egendesignet, med boltsirkel 114,3 mm × 4.
3	Dekk	2	Standard dekk valgt for å passe til angitt felgdimensjon, i dimensjonene 165/55 R14.
4	Øvre bæream	2	Den ene av de tre hovedkomponentene i bakhjuloppheng. Overfører krefter mellom hjulet og kjøretøyet, og bidrar til stabile kjøreegenskaper.
5	Nedre bæream	2	Den andre av de tre hovedkomponentene i bakhjuloppheng. Overfører krefter mellom hjulet og kjøretøyet, og bidrar til stabile kjøreegenskaper. Støtdemperen er festet til denne.
6	Støtdemper m/fjær	2	Den siste av de tre hovedkomponentene i bakhjuloppheng. Støtdemperen med den integrerte fjæra jevner ut påkjenningene kjøretøyet opplever ved kjøring i hull, på humper og på generelt ujevnt underlag.
7	Batterikasse (m/batterier)	15 (1500)	Egendesignet batterikasse, med plass til 100 batterier i hver.
8	Rørramme	1	Enkel rørramme, som er designet for å gi et eksempel på hvordan bæreamene kan festes til kjøretøyskroppen.
9	Foring	8	Hver bæream, øvre som nedre, festes til ramma ved bruk av to foringer hver. Disse består av to stålsylindre liggende utenpå hverandre, adskilt av et gummimateriale for å tillate uavhengig bevegelse mellom stålsyldrene.
10	Skrue M10×80	8	Hver foring er tilpasset innfesting til ramma gjennom bruk av M10-skruer.
11	Mutter M10	8	Tilhørende overnevnte skruer.

Videre er det lagt ved et utvalg rendrerte fremstillinger av Dolphin, både på helhets- og komponentnivå, for å gi et bedre inntrykk av hvordan både helheten og komponentene kan komme til å se ut ved en eventuell prototyp-bygging.

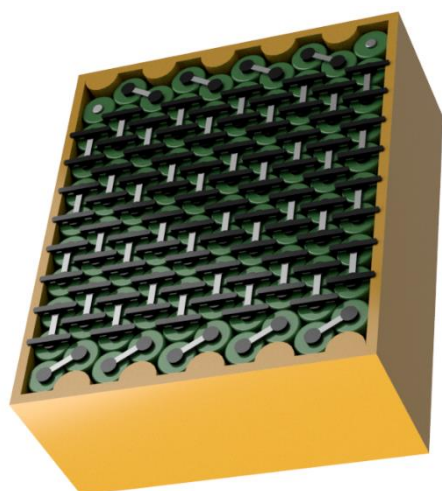


Figur 11.3: Øverst: Helhetlig rendrert fremstilling av alle komponenter som er beskrevet i tabell 11.1. Nederst: Rendrert fremstilling av bakhjulsoppheng og tilhørende rørramme.



*Figur 11.4: Nærbilde av
hjuloppheng på begge sider,
inkludert støtdemper med fjær.*

*Figur 11.5: Begge hjulene,
med motorer, felg, dekk og
hjulbolter.*



*Figur 11.6: Batterikasse med
lokket fjernet. Alle de hundre
batteriener på innsiden er koblet
i serie.*

11.2 Egendesignede elementer

Her vil det bli gitt en beskrivelse av komponentene som inngår i dette prosjektet som er designet selv. Noen av dem er helt eller delvis kun forslag til design, som muligens kan eller bør forandres før en prototyp-bygging og/eller serieproduksjon om det viser seg at det allerede eksisterer gode løsninger på markedet. Mer om dette, og hvilke usikkerheter som knyttes til de enkelte komponentene, under hvert enkelt element.

Dekk og felg foran, understellsplaten og rørrammen vil ikke bli omtalt her, da de ikke er en del av utredningsarbeidet i dette prosjektet og kun er tatt med av illustrative årsaker.

Nedre bærearm

Av den nedre bærearmen, er det kun hoveddimensjonene som er valgt. Dette vil si de to vinklede langsgående elementene som går ut til innfestingspunktene til kjøretøyskroppen, det tverrgående elementet der støtdemperen skal festes, og det langsgående elementet der innfestingspunktet til hjulet og motoren stikker ut.



Figur 11.7: Rendert fremstilling av den nedre bærearmen.

Av momenter det er knyttet usikkerhet til ved denne

komponenten, er det innfestingspunktene til hjul og kjøretøyskropp som bør vies mest oppmerksomhet. Hva det angår sistnevnte, ble det først gjort noen enkle beregninger med standardiserte vinkelkuleledd. Av disse beregningene fremkom det at slike kuleledd blir for svake, og da det er knyttet usikkerhet rundt nøyaktig hvordan innfestingspunktet på motorene ser ut overlates en mer detaljert utredning av dette elementet til videre arbeid. For øyeblikket er leddet erstattet av et sirkulært massivt tverrsnitt, med en tapp stikkende ut der innfestingen til motoren er antatt å være.

Innfestingspunktene til kjøretøyskroppen består her av to sylindre, med plass til hver sin foring. Da slike foringer anbefales kjøpt inn eksternt, og det i utredningsarbeidet ikke har blitt funnet noen standard for slike foringer, har disse sylindrerne ikke blitt dimensjonert nøyaktig. Det anbefales derfor å gjøre grundigere undersøkelser rundt disse innfestingspunktene når mer konkrete planer rundt prototyp-byggingen foreligger.

Det tverrgående elementet der innfesting for støtdemper er tenkt utført er foreløpig designet som en fast del av bærearmen, sveist eller støpt fast. Dette medfører nødvendigvis at støtdemperen som velges ved et slikt bærearmsdesign ikke kan tres av og på. Det er heller ikke utredet hvorvidt det finnes eksisterende støtdempere som passer rundt dette elementet.

Øvre bærearm

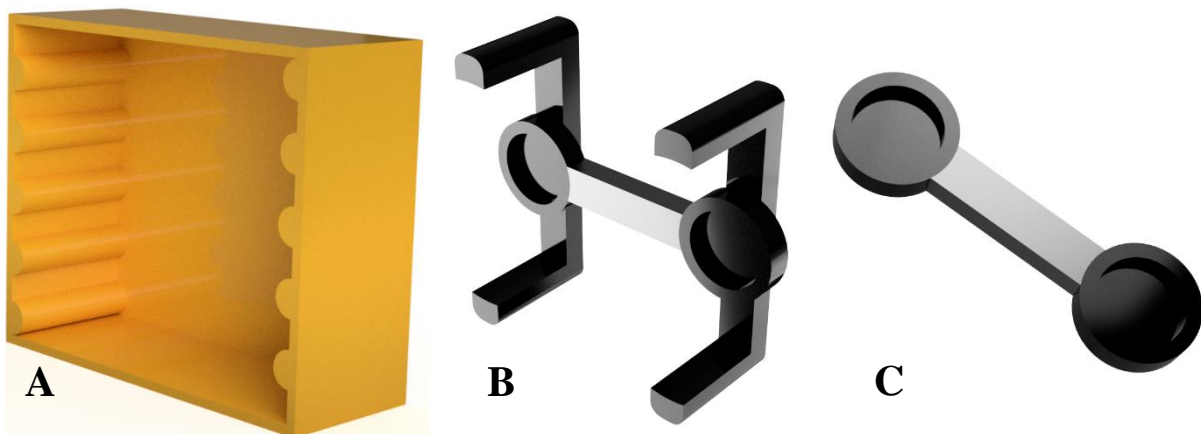
Dimensjonene for den øvre bærearmen er kun valgt like som den nedre, og således ikke beregnet og dimensjonert like inngående. Da kreftene som virker på denne bærearmen ikke er like store som for den nedre, kan det samtidig antas at den kan utføres med mindre materialer og mindre dimensjoner for å spare vekt og gjøre konstruksjonen billigere.



Figur 11.8: Rendert fremstilling av den øvre

For øvrig gjelder de samme usikkerhetsmomentene her som dem som er beskrevet under avsnittet om den nedre bærearmen, bortsett fra at denne ikke har et tverrgående element for innfesting av støtdemper.

Batterikasse og sammenkoblingsenheter



Figur 11.9: A) Batterikasse spesialtilpasset 100 stk. sylindriske batterier i 18650-format. B) Innretning for sammenkobling av to horisontalt tilstøtende batterier. C) Innretning for sammenkobling av to diagonalt tilstøtende batterier. Se figur 11.6 for illustrasjon.

Batterikassene er designet som enkle rektangulære kasser, med innstøpte former for å holde batteriene på plass. Det er dog ikke utredet detaljert hvilke termiske konsekvenser en så tett plassering av så mye som 100 batterier kan skape, og hvilke krav det eventuelt måtte sette til materialet i selve kassen. Det tas derfor høyde for at nøyaktige mål og kapasitet for disse kassene kan måtte endres på et senere tidspunkt om varmeutvikling og/eller utvidelse av batterier skulle bli et problem.

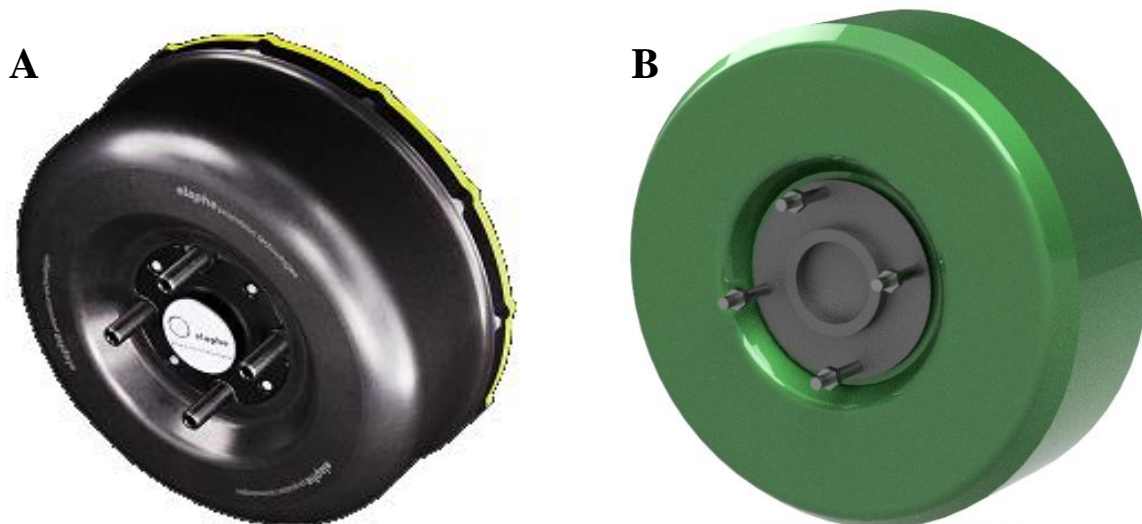
Sammenkoblingsenhetene som er vist i figur 11.9 A og B er ment å skulle klemmes direkte på batteriets poler, og er designet med dimensjoner som gjør at de passer direkte på batteritypen som ble vist i konseptutredningen. Det er ikke kartlagt hvorvidt det finnes standardiserte slike

sammenkoblingsenheter, eller hvorvidt andre utforminger vil være mer hensiktsmessig med tanke på oppnåelse av ønskede ledende og mekaniske egenskaper. I så måte er disse enhetene på dette tidspunktet i større grad ment som illustrasjoner av hva som kreves for å koble slike batterier i serie, enn som veiledende for hvordan et nøyaktig design bør være.

11.3 Modularisering og standardkomponenter

Her vil det bli gitt en oversikt over komponenter som anbefales innkjøpt eksternt. I noen tilfeller er det tegnet og vist egne modeller av disse komponentene, da det ikke foreligger nok informasjon eller utredningsarbeid på dette tidspunktet til å anbefale en konkret produsent eller nøyaktige dimensjoner. I så måte er noen av komponentene kun illustrasjoner for å gi et inntrykk av hvilke elementer som må være med ved en eventuell prototyp-bygging, og hvordan denne prototypen *kan* komme til å se ut.

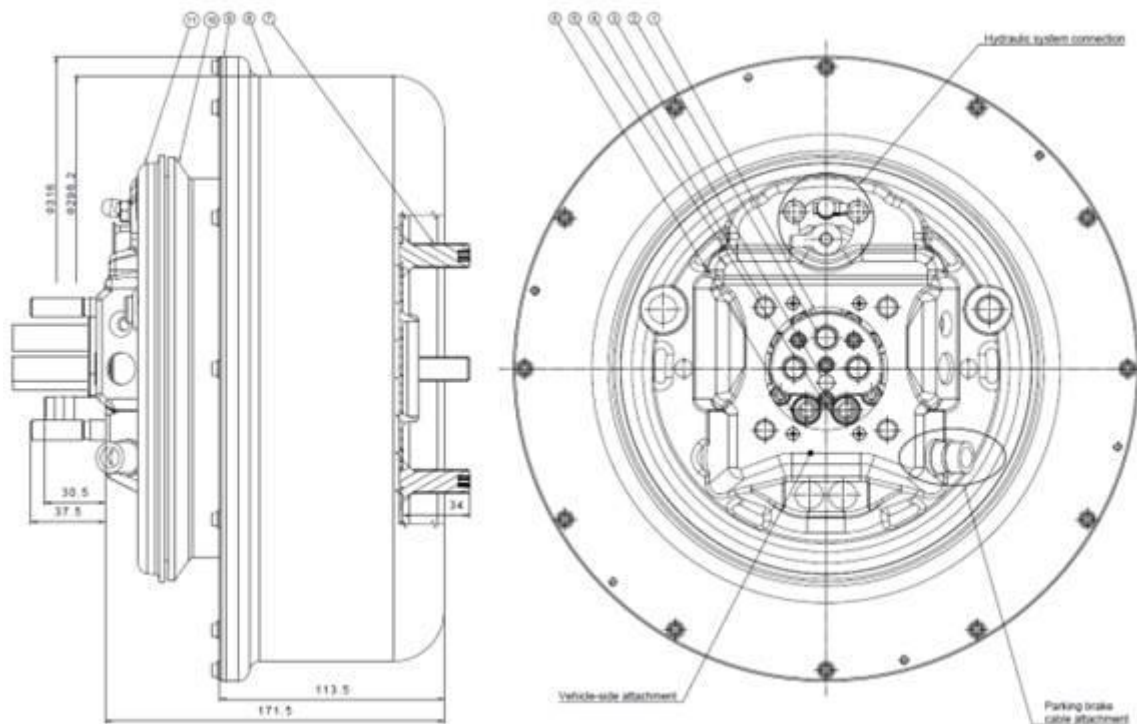
Motor



Figur 11.10: A) Bilde av Elaphe S400, hentet fra produsentens egen nettside [84]. B) egentegnet 3D-modell av Elaphe S400. Da det ikke har lyktes undertegnede å innhente gode nok arbeidstegninger av originalmotoren vil ikke 3D-modellen ha korrekte mål og proporsjoner sammenlignet med originalen.

De konkrete opplysningene som foreligger på produsentens egne nettsider om selve motordesignet er få, bortsett fra at den passer i en standard 14-tommers felg og inkluderer trommelbrems. Det ble derfor foretatt en mindre mail-korrespondanse med produsenten Elaphe, som blant annet resulterte i en grovt målsatt arbeidstegning.

Da denne arbeidstegningen var av svært lav oppløsning og vanskelig å lese noe ut av, ble det valgt å se bort fra målene og mindre detaljer fra tegningen når 3D-modellen som er brukt gjennom rapporten og som er vist i figur 11.10 B ble laget. Nevnte tegning er presentert i figur 11.11 under, mens mailkorrespondansen i sin helhet legges ved som vedlegg bakerst i rapporten.



Figur 11.11: Konstruksjonstegning av Elaphe S400.

Batterier



Figur 11.12: Sylinderisk battericelle i 18650-format fra produsenten Fenix [121].

Batteriene som er brukt under kapasitetsberegningene og som mal for 3D-modellene som er brukt gjennom denne rapporten er en sylindrisk battericelle i 18650-format fra produsenten Fenix. Disse har en nominell spenning på 3,6 V, en kapasitet på 12,6 Wh og en vekt på 50 g pr. celle.

Selv om dette tilsynelatende er sterke tall i litium-ion-batteriverdenen, er det likevel grunn til å tro at det er mulig å oppdrive bedre battericeller enn dette. Det anbefales derfor ved en eventuell prototypbygging å innlede et nærmere samarbeid med en av de ledende batteriprodusentene, da disse ikke oppgir nøyaktige spesifikasjoner for sine beste battericeller gjennom sine offisielle informasjonskanaler.

Støtdempere

Bakhjulsopphenget slik det er designet, er avhengig av to støtdempere med integrerte fjærer. Nøyaktige spesifikasjoner for disse er ikke innhentet, men ved en eventuell videreføring av prosjektet på vei mot prototyp-bygging vil denne rapporten inneholde tilstrekkelig informasjon til å velge en støtdemper- og fjærkombinasjon med ønskelige dempings- og fjæringsegenskaper.

Komponenten som er vist i figur 11.13 er på denne måten kun tegnet som en illustrasjon, og representerer ikke nødvendigvis hvordan sluttproduktet vil se ut.

Foringer

For å feste bæreamene til kjøretøysrammen, benyttes foringer, som vist i figur 11.14. En slik foring består vanligvis av to metallsylindre utenpå hverandre, adskilt av en gummisylinder i midten.

Det har i forbindelse med dette utredningsarbeidet ikke blitt funnet noen standarder for slike foringer, og det kan se ut til at hver bilprodusent bruker sine egne design. Av denne grunn vil det ikke bli anbefalt noen spesifikke foringer i dette prosjektet, da det ved en prototyp-bygging etter all sannsynlighet vil lønne seg å skaffe ytterligere informasjon om hva slags foringer og innfestinger det vil være aktuelt å bruke og finjustere designet på innfestingspunktet på bæreamene etter disse.

Foringen som er vist på figuren til høyre, som er brukt i 3D-fremstillingene i dette prosjektet, har en utvendig diameter på 30 mm, og en total lengde på 55 mm. Det gjennomgående hullet i midten har en diameter på 10 mm.

Skruer og muttere

Innfestingen av foringer og bæreamer gjøres ved hjelp av standard skruer og låsemuttere, i dette tilfellet er dimensjonene M10×80mm valgt. Skruene og mutterne som er vist på figur 11.15 er også utstyrt med integrerte skiver.

Skruen og mutteren på figuren er i fasthetsklasse 10.9, men dette er ikke utredet i denne rapporten. Nøyaktig valg av størrelse, fasthetsklasse og materiale i disse elementene bør gjøres i samråd produsentene av elementene som skal festes.



Figur 11.13: 3D-tegnet modell av støtdemper med fjær.



Figur 11.14: 3D-tegnet modell av foring.



Figur 11.15: 3D-modell av M10×80-skru og M10-mutter i fasthetsklasse 10.9.

12. ROBUSTHET, VEDLIKEHOLD OG RESIRKULERING

I tider med stadig økende krav til miljøvennlighet, bærekraft og gjenbruk, blir det stadig viktigere å synliggjøre hensynene som tas til slike faktorer ved arbeid med utvikling og fremstilling av nye produkter. I dette kapitlet er det derfor gjort rede for hvilke påvirkninger tilvirkningen og sammensetningen av deler og komponenter som omfattes av dette prosjektet har på miljøet, og hvilke grep som kan eller bør gjøres for å minimere dem.

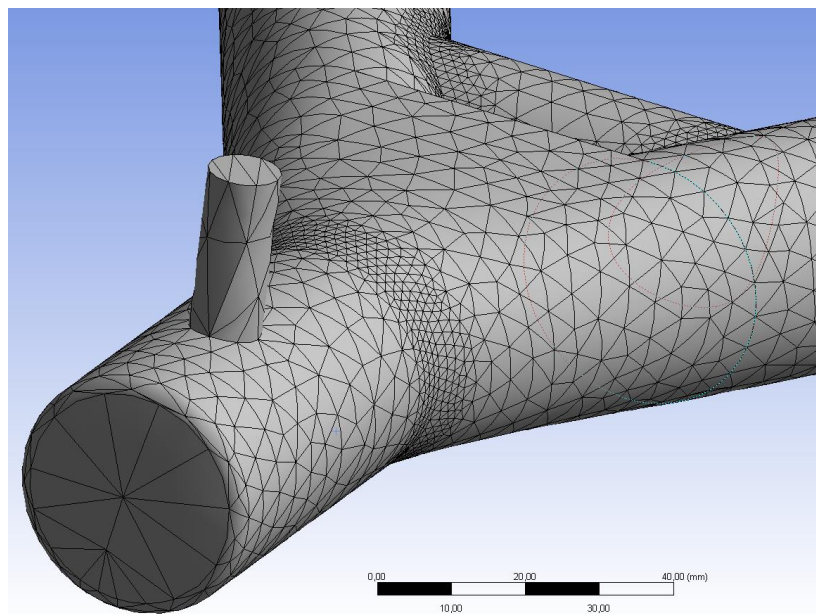
12.1 FEM-analyse og strukturoptimering

Hovedfokuset i dette delkapitlet vil være å verifisere spenningsberegningene som ble gjort under avsnitt 10.2. Det vil bli utført en FEM-analyse av den nedre bærearmen med dimensjonene som ble valgt under nevnte avsnitt, og det vil bli gitt påfølgende diskusjoner og anbefalinger for bærearmene med den gitte utformingen. Analysene gjøres som Static Structural i ANSYS Workbench.

Det forventes på forhånd noe avvikende resultater fra håndberegningene, da disse ble gjort med noe forenklede opplagringssituasjoner og uten å ta høyde for kjervvirkninger ved tverrsnittsoverganger. Det forventes derfor lokale spenningskonsentrasjoner i slike områder. Størst spenning knyttes til hvordan den faste innfestingen av tverrarmen der støtdemperen festes påvirker spenningsbildet utenfor dette elementet, og hvor optimal løsningen med det frittstående utstikkende elementet der innfestingen til hjulet foregår er.

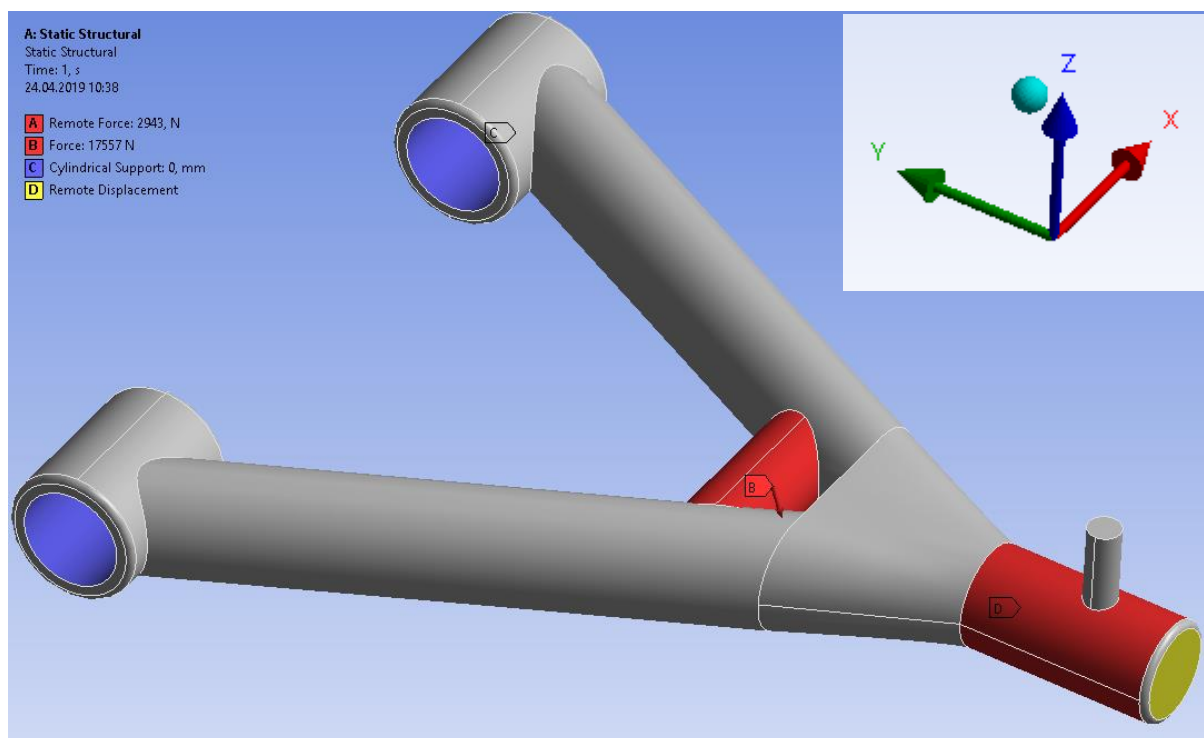
Mesh, krefter og opplagring

Det gjennomføres først et mesh av hele komponenten med standard elementtype, der den generelle elementstørrelsen for alle elementer med unntak av sylindrene der foringene skal sitte settes til 5 mm. Etter en initiell simulering forfines elementstørrelsen på områder av ekstra interesse ytterligere ved hjelp av programvarens innebygde raffineringstjeneste. Dette gjøres for å fange opp et mer korrekt spenningsbilde der spenningskonsentrasjoner oppstår. En illustrasjon av meshet som brukes for den endelige simuleringen er vist i figur 12.1.



Figur 12.1: Utdrag av mesh som brukes i simuleringen.

Før simuleringen kan kjøres må det legges på krefter og opplagringer. Se figur 12.2.



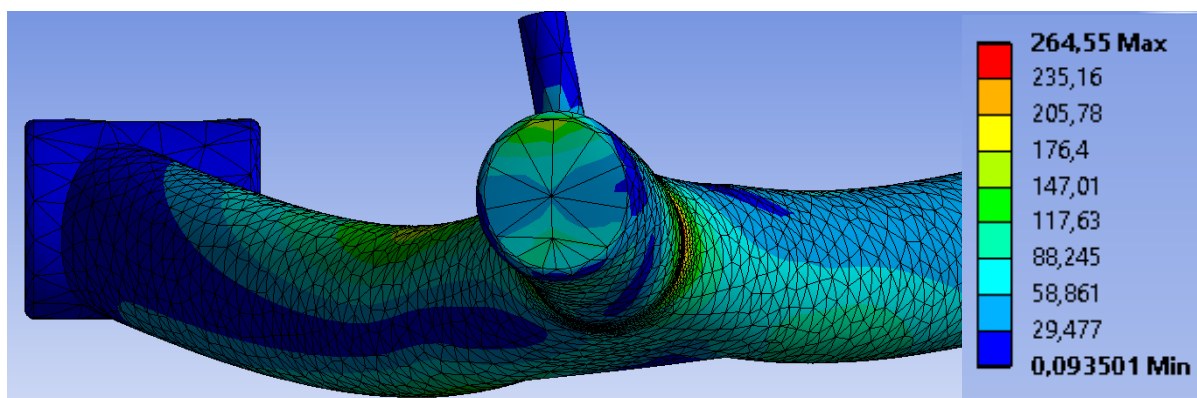
Figur 12.2: Krefter og opplageringer som brukes under simuleringen.

I simuleringen er det brukt to krefter, og to opplagerbetingelser. Disse er:

- **Cylindrical support** – Gitt til innsiden av de to sylindrerne der foringene skal sitte. Låst i radiell og aksiell retning, men fri i tangentiell retning. Dette gjør at disse områdene kan rotere om sin egen akse. Dette simulerer fleksibiliteten foringer skal ha i slike tilfeller.
- **Remote Displacement** – Tar utgangspunkt i den gule flaten til høyre på figuren over. Fester en grensebetingelse til et bestemt område i en viss avstand fra en valgt geometri, i dette tilfellet rett under tappen som skal illustrere kuleleddet. Her låses komponenten i z-retning, ellers tillates bevegelse om alle øvrige frihetsgrader. Dette skal simulere at innfestingen til hjulet ikke tillater bevegelse i denne retningen.
- **Force** – En kraftvektor angriper det tverrgående elementet der innfestingen til støtdemperen gjøres. Denne simulerer kraften fra støtdemperen på bærearmer ved sammenstøt, som ble funnet i tabell 10.2. vektorkomponentene er 6 kN i negativ y-retning, og 16,5 kN i negativ z-retning.
- **Remote Force** – Denne funksjonen setter på et moment på valgt element, for å simulere en kraft som virker i en gitt avstand fra dette elementet. Denne kraften er på 2,94 kN, og skal simulere den vertikale kraften som virker på hjulet i figur 10.28 A. Kraften virker i en avstand på 85 mm i positiv z-retning, og 162,5 mm i negativ y-retning.

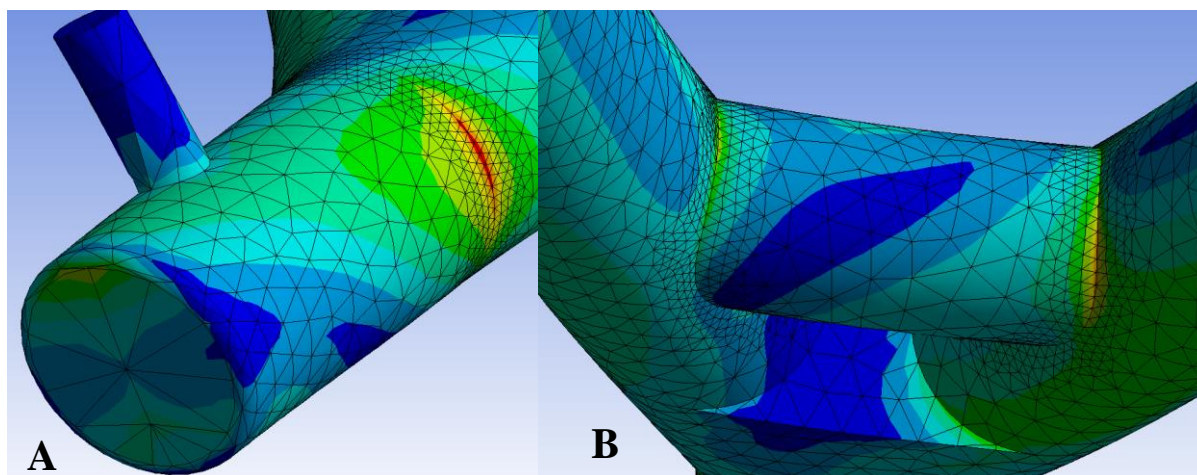
Resultater

Figur 12.3 under viser den deformerte delen med jevnførende spenning (von Mises) fargeplottet.

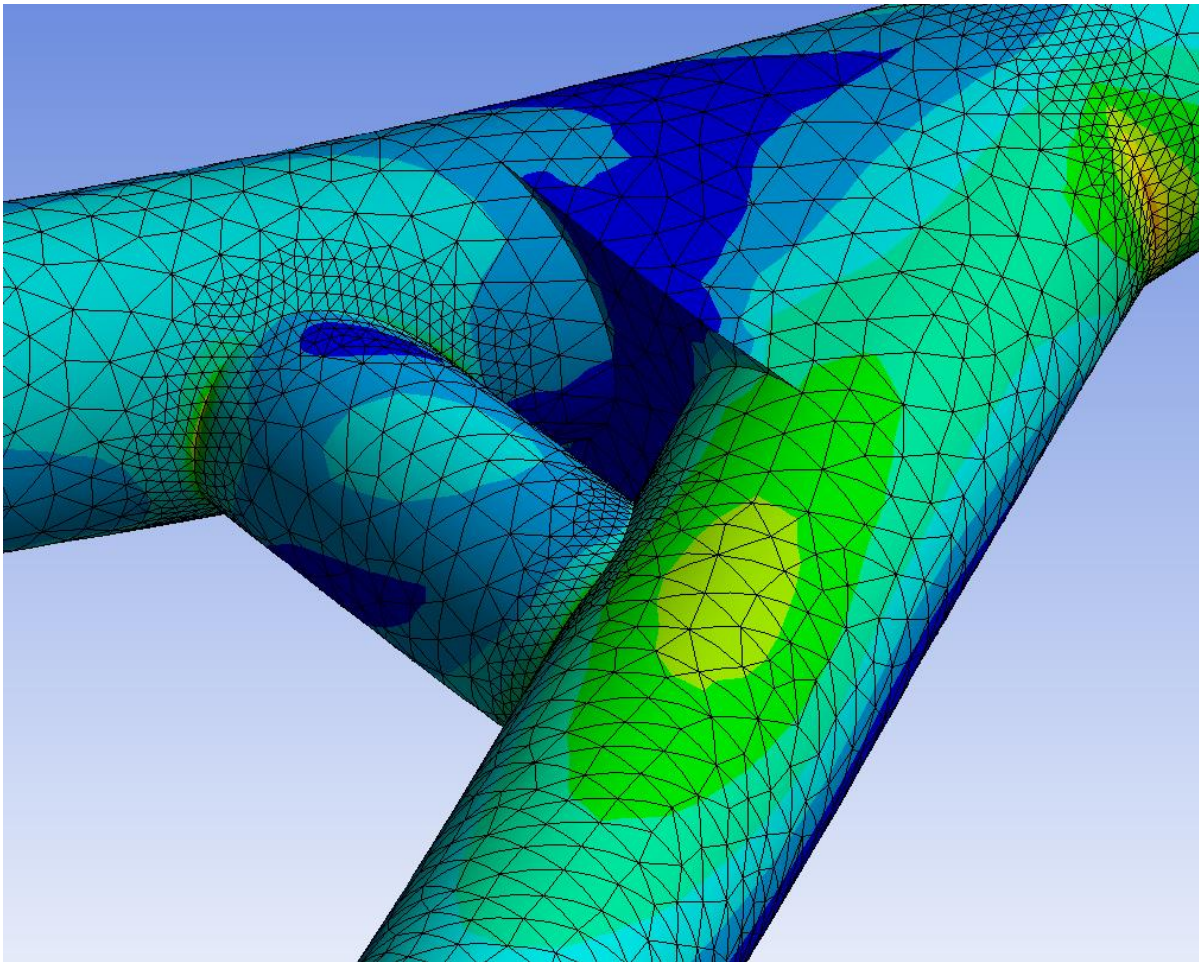


Figur 12.3: Deformert bæream. Jevnførende spenning (von Mises) plottet med farger. Største verdi leses av til ca. 265 MPa.

Deformasjon av figuren skjer i forventede retninger, noe som bidrar til å underbygge påliteligheten til resultatet. Ser videre nærmere på steder av spesiell interesse, der spenningene viser seg størst.



Figur 12.4: A) Største spenning i bæreamene opptrer i overgangen mellom den todelte kroppen og det frittstående elementet nærmest hjulinnfestingen. Største verdi her er ca. 265 MPa. B) Det oppstår også en spenningskonsentrasjon i overgangene på hver side av tverrarmen som er ment for innfesting av støtdemper. Detaljert avlesning her viser lokale spenninger på ca. 220 Mpa. Se diskusjonen under for tanker rundt dette.



Figur 12.5: Største overflatespenning på de store elementene som utgjør de store langsgående armene oppstår på samme sted som det ble anslått under håndberegningene, men detaljert avlesning viser noe lavere verdier enn det som ble beregnet. Største verdi i dette området avleses til ca. 160 MPa.

Diskusjon

Den største spenningen som fremkommer av simuleringen er på ca. 264 MPa, som er noe høyere enn beregnet. Mulige årsaker til dette er tverrsnittsovergangen i området der spenningen oppstår (figur 12.4 A), som fungerer som en liten kjerv. Dette er en plausibel forklaring, da spenningene i de nært omkringliggende områdene passer godt overens med håndberegningene. En medvirkende årsak kan også være måten krefter og opplagringer er påført i simuleringene. Kreftene i simuleringen er påført over hele flater, mens opplagringen som skal simulere innfestingen til hjulet er valgt som en flate over hele tverrsnittet under punktet der kuleleddet er tenkt til å være. Mulighetene for at dette ikke er en opplagring som passer optimalt overens med betingelsene som er brukt under håndberegningene er absolutt til stede. Det er heller ikke sikkert at dette er en opplagrbetingelse som tilsvarer de reelle omstendighetene ved bruk av kuleledd på en god nok måte. Svakheter ved dette diskuteres videre under diskusjonen i kapittel 15, og er en del av årsaken til at det anbefales å utrede dette videre under posten videre arbeid. En mulighet til å minimere denne spenningskonsentrasjonen uten å endre design kan være å gjøre tverrsnittsovergangen i det aktuelle området enda jevnere.

Et annet sted med lokale spenningskonsentrasjoner er ved innfestingene av den tverrgående armen der støtdemperen skal festes. Se figur 12.4 B. Nøyaktige avlesninger i dette punktet viser spenningsverdier på ca. 220 MPa, som også er noe høyere enn beregnet. Her oppstår det dog forholdsvis skarpe kjerver, som naturlig nok er en del av årsaken til de høye spenningskonsentrasjonene. En utjevning av denne kjerven blir i dette tilfellet noe vanskeligere, da støtdemperen i alle tilfeller vil trenge en viss anleggsflate ved innfestingen. Det generelle spenningsnivået i dette elementet er ellers lavere enn ved håndberegningene. Dette skyldes antageligvis måten kraften er påført under simuleringen, og måten det er modellert som en integrert del av hele bæreamen.

Resten av bæreamen for øvrig er godt innenfor spenningsgrensene det er operert med hittil, der største verdi ligger rundt 160 MPa. Se figur 12.5. Mange områder er i tillegg svært lite påkjente, noe som viser potensiale for en materialbesparende designrevisjon på et senere tidspunkt. Mer om dette i diskusjonen under kapittel 15.

12.2 Materialer, robusthet og vedlikehold

I dette delkapittelet videreføres materialdiskusjonen fra kapittel 5.3, materialer for relevante komponenter vil bli anbefalt, og det vil bli diskutert hvilke konsekvenser disse anbefalingene får med tanke på miljøpåvirkning, holdbarhet og krav til vedlikehold.

Diskusjoner og anbefalinger vil først og fremst gjelde materialer i hjulopphengskomponentene, da disse vil oppleve de største påkjenningene i form av mekaniske spenninger og ugjestmildt miljø. Motorene i seg selv leveres komplette og vil være vanskelig å påvirke material sammensetningen i, men leverandøren oppgir i en e-mail at de er sertifisert etter IP67 og IP69 og kan modifiseres til å kunne operere nedsenket i gjørme eller vann. Dette gir god grunn til å anta at de er godt skikket til å operere under de aller fleste forhold det vil være realistisk å støte på under kjøring på norske veier. Det vil også bli anbefalt et materiale til batterikassene. Sammenkoblingsinnretningene for batteriene vil ikke bli diskutert.

Når det gjelder bæreamene vil faktorer som styrke, korrosjonsbestandighet og muligheter for effektiv tilvirkning vektlegges på dette tidspunktet i utviklingen. Det samme gjelder pris. På et tidlig tidspunkt i en produktutviklingsprosess som angår selvutviklede komponenter må det regnes med at det må tilvirkes opptil flere prototyper på ulike nivåer før sluttresultatet blir tilfredsstillende nok til å kunne tas videre mot kommersialisering. Derfor vil bruk av rimelige og lett tilgjengelige materialer med muligheter for intern tilvirkning, forming og sammenføyning forenkle utviklingsprosessen.

Med dette i tankene er det valgt å se nærmere på to aktuelle materialer for bæreamene. Et karbonstål, og en aluminiumslegering. Karbonstålet det er valgt å se nærmere på, i motsetning til det som er omtalt i tabell 5.6, er S355J2. Dette er et svært vanlig konstruksjonsstål, der 355 angir flytegrensen i MPa, og J2 angir at en standardisert slagseighetstest har påvist en slagseighet på 27 joule ved en temperatur på $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Det antas derfor at materialets duktilitet ivaretas selv ved svært lave temperaturer.

Tabell 12.1: Egenskaper hos to aktuelle materialer for bæreamene.

	E-modul [MPa]	Flytegrense [MPa]	Strekfasthet [MPa]	Tetthet [kg/m ³]	Korrosjons- bestandighet	Pris [NOK/kg]
S355J2 [130]	2,1*10 ⁵	355	490-630	7800	Begrenset	25,31*
A6061 T6	7*10 ⁴	240-280	290-338	2730	God	17**

* Pris hos Norsk Stål ved kjøp av rundstål Ø35mm×6m

** Pris hentet fra CES EduPack 2018, da Norsk Stål ikke fører denne legeringen i sitt standardsortiment. Prisen er basert på store innkjøp, og er kun veiledende.

Dimensjoneringen av bæreamene er gjort mot flyt i materialet, med utgangspunkt i en flytegrense på 250 MPa. Vi ser av tabell 12.1 at de valgte sikkerhetsfaktorene mot flyt er mulig å oppnå med aluminiumslegeringen 6061 T6. Samtidig er det påpekt at disse sikkerhetsfaktorene er noe lave, og stållegeringen S355J2 med en betydelig høyere flytegrense kan tilby høyere sikkerhetsfaktorer ved bruk av de samme dimensjonene.

Når det gjelder andre, mindre kvantifiserbare materialegenskaper som formbarhet og muligheter for maskinering og sveising, som er svært relevant for produkter som fortrinnsvis bør kunne tilvirkes på lokalt verksted, scorer de to alternative ganske likt. Begge er godt egnet for både maskinering og sveising.

Faktorer som derimot skiller seg ut hos aluminiumslegeringen er vekten, og korrosjonsbestandigheten. Dolphin er ment å være et lettvektskjøretøy, og det tilstrebes å holde hver komponent i hjulopphenget så lett som mulig for å i minst mulig grad begrense arbeidet med de øvrige delene av kjøretøyet. Aluminiumets evne til å selv danne et beskyttende overfladisk oksidlag som beskytter mot utvendige forhold er også svært fordelaktig med tanke på brukspåkjenningene det må regnes med at de aktuelle komponentene blir utsatt for. Dette innebærer blant annet at kjemikaliebasert overflatebehandling blir unødvendig.

For begge bæreamene anbefales det derfor å ta i bruk aluminiumslegeringen 6061 T6. med gitte dimensjoner resulterer dette i følgende masser:

- Øvre bæream: ca. 1,29 kg.
- Nedre bæream: ca. 1,35 kg.

Dette gir en total vekt for alle fire bæreamene på ca. 5,3 kg. Denne vekten inkluderer ingen av komponentene som kommer i tillegg, som foringer, skruer, muttere, støtdempere o.l.

Ved tilpasning av foringer og innfesting til hjul, anbefales det å i samråd med eksterne produsenter gjøre avveininger med tanke på potensielle problemer med galvanisk korrosjon som kan oppstå når ulike materialer er i varig kontakt med hverandre. Dette gjelder først og fremst foringer, støtdemper, skruer, muttere og andre eventuelle deler som vil være i kontakt med aluminiumet i bæreamene.

Når det gjelder vedlikehold, krever bæreamene svært lite tilsyn i seg selv. Komponenter som derimot vil kreve jevnlig inspeksjon og sporadisk utskiftning er først og fremst foringene. Disse inneholder gummi for å sikre bevegelighet mellom bæreamene og kjøretøysramme, og vil med tiden råtne opp og skape slark i hjulopphenget. Inspeksjonsintervaller og forventet levetid for

disse må avklares med produsent ved anskaffelse. Tilhørende skruer og muttere bør skiftes ut samtidig med disse.

Inspeksjonsintervaller, forventet levetid og eventuelle utskiftninger for støtdempere, fjærer og eventuelle ledd som vil inngå i innfestingen til hjulet kommenteres ikke noe mer inngående her, da dette er komponenter som ikke er utredet i dette prosjektet.

Når det gjelder batterikassene vil det være andre kriterier som er med på å avgjøre materialvalget. I motsetning til hos de bærende komponentene i hjuloppheng, der styrke er en viktig faktor, vil det her i større grad fokuseres på egenskaper som vekt, pris, brannsikkerhet og enkel tilvirkning. Det må likevel tas med i beregningene at en høyspent batteripakke i et elektrisk kjøretøy vil bli utsatt for ytre påkjenninger som vibrasjoner, støt, fukt og større temperatursvingninger. Derfor må styrke likevel anses som en viktig faktor i utvelgelsesprosessen. Det vil ikke bli gjort forsøk eller beregninger for å anslå nøyaktig hvilke og hvor store krefter som vil virke på batterikassene.

Med bakgrunn i overnevnte betraktninger er det valgt ut tre ulike alternativer til materialer å produsere batterikassene i. Større og mer komplekse batteripakker i konvensjonelle elbiler vil normalt ha mer avanserte utforminger og bestå av enkeltkomponenter av ulike metaller og legeringer, mens det i dette tilfellet antas en enkel konstruksjon (som vist i figur 11.9 A) bestående utelukkende av ett materiale. Materialdata er hentet fra CES EduPack 2018.

Aluminium 5083 H321 – aluminiumslegering der mangan og magnesium er de dominerende legeringsmetallene. Forholdsvis høy styrke, god korrosjonsbestandighet og lett formbar. Typisk brukt i vann-, land- og luftgående kjøretøy, samt land- og vannbaserte konstruksjoner.

Polykarbonat (20-30 % glassfiber, flammehemmende) – Termoplastmateriale. God styrke, veldig gode antikorrosive egenskaper. Typisk brukt som skall rundt elektriske maskiner, hjelmer og i medisinske artikler.

AISI 321 – Syrefast stållegering med et krominnhold på 17-19 %. Et stivere og noe sterkere alternativ til aluminiumslegeringen. Varmebestandig. God formbarhet og veldig gode antikorrosive egenskaper. Typisk brukt der høye temperaturer må påregnes, og godt egnet som ekspansjonsledd der vibrasjoner og temperatursvingninger induserer vandring i materialet.

I tabell 12.2 nedenfor er ulike egenskaper ved de tre materialene sammenlignet. Materialdata hentet fra CES EduPack 2018.

Tabell 12.2: Egenskaper hos tre aktuelle materialer for batterikassene.

	E-modul [MPa]	Flytegrense [MPa]	Termisk konduktivitet [W/m ² °C]*	Elektrisk konduktivitet [%IACS]**	Tetthet [kg/m ³]	Korrosjonsbestandighet	Pris [NOK/kg] ***
A 5083 H321	7,2*10 ⁴	193-221	118-128	28,5-29,5	2650	God	17
PC	7,3*10 ³	77,2-110	0,41-0,43	0	1400	God	28-36
AISI 321	2*10 ⁵	200-241	14-17	2,2-2,7	7900	Veldig God	20-24

* Evne til å transportere varme. Jo høyere verdi, jo lettere transporterer materialet bort varme og således forenkler en eventuell kjøleprosess.

** Evne til å lede elektrisk strøm. Jo høyere verdi, jo bedre leder materialet strøm. Verdiene angis i %IACS, som er prosentandel av den elektriske konduktiviteten til et referansemateriale. I dette tilfellet et internasjonalt standardisert glødet kobber ved 20°C.

*** Materialprisene er hentet fra CES EduPack 2018, og baserer seg på den internasjonale tilgangen ved store innkjøp. Disse prisene er kun veiledende.

Da den syrefaste stållegeringen har en svært høy vekt sammenlignet med de to øvrige materialene, og ingen andre fremtredende fordeler bortsett fra noe høyere flytegrense og E-modul, velges det å se nærmere på aluminiumslegeringen og plastmaterialet.

Aluminium er en god elektrisk leder, noe som setter større krav til isolering mellom battericellene og innsiden av batterikassen for å unngå at polene på batteriene kommer i kontakt med den. På den andre siden leder aluminium effektivt bort varme, noe som er en nødvendighet for å unngå for stor lokal varmetvikling fra batteriene.

Selv om prisen er noe høyere for polykarbonat, er vekten en tungtveiende faktor i materialvalget. Plastmaterialet har en tetthet på nærmere halvparten av aluminiumslegeringen, og kan støpes til ønsket form med høy grad av detaljer og gode toleranser. Det kan også operere over et temperaturintervall på ca -40 til +120 °C uten at det i nevneverdig grad svekker sine mekaniske egenskaper. Når det legges til at plast generelt har svært ettertraktede elektrisk isolerende egenskaper, anbefales dette som materiale for batterikassene.

Det skal nevnes at materialvalget her er basert på forholdsvis små batterikasser, og utelukkende på materialdata hentet fra CES EduPack 2018. Det anbefales derfor, før en eventuell produksjon igangsettes, å gjøre grundigere undersøkelser i samråd med eksperter og leverandører i forbindelse med dette valget. Utvalget av plastmaterialer på markedet er enormt, og muligheten for at det finnes andre plastmaterialer med mer optimaliserte egenskaper for dette formålet er absolutt til stede.

Batterikassen slik den er designet, med plass til 100 sylindriske batterier i 18650-format, har et volum på $7,55 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$. Dette gjelder en ordinær rektangulær kasse, med et enkelt flatt lokk på toppen. Det er ikke utredet noen åpne/lukke-mekanisme for dette lokket. Noen endelig størrelse er heller ikke gitt, da det krever nærmere informasjon om hva slags spenninger motorkontrolleren krever for å bestemme hvor mange batterier det vil være hensiktsmessig å koble sammen i hver modul. Den samlede vekten for 15 batterikasser med gitte spesifikasjoner og utforming blir 15,9 kg.

Kassene i seg selv vil kreve svært lite vedlikehold, med unntak av jevnlig inspeksjoner. De gode antikorrosive egenskapene til plastmaterialet gjør at en eventuell tilstedeværelse av fukt, salt og lignende degraderende faktorer vil påvirke det i svært liten grad, samtidig som kassene i utgangspunktet ikke skal utsettes for ytre fysiske påkjenninger av betydning. Det er derimot kritisk at kassene er tette slik at batteriene på innsiden ikke utsettes for fukt og korrosive miljøer, så det bør sjekkes visuelt for sprekker og annen deformasjon med jevne mellomrom. Ved eventuell skade bør kassene skiftes ut i sin helhet.

12.3 Miljøkrav og resirkulering

I dette delkapittelet er det laget en oversikt over hvordan bruken av aluminium i hjulopphenget, batterier som energilagringseenhet og polykarbonat som batterikasser påvirker miljøet.

Aluminium

En av fordelene ved å bruke aluminium, er at det lar seg resirkulere uendelig mange ganger uten tap av kvalitet, og at omsmelting av aluminium kun krever 5 % av den energien som kreves for å produsere tilsvarende mengde ny aluminium [131]. For å indikere at produktet er laget av resirkulerbar aluminium, bør det merkes synlig med det europeiske standardsymbolet for resirkulerbart aluminium, som er vist til høyre i figur 12.6.

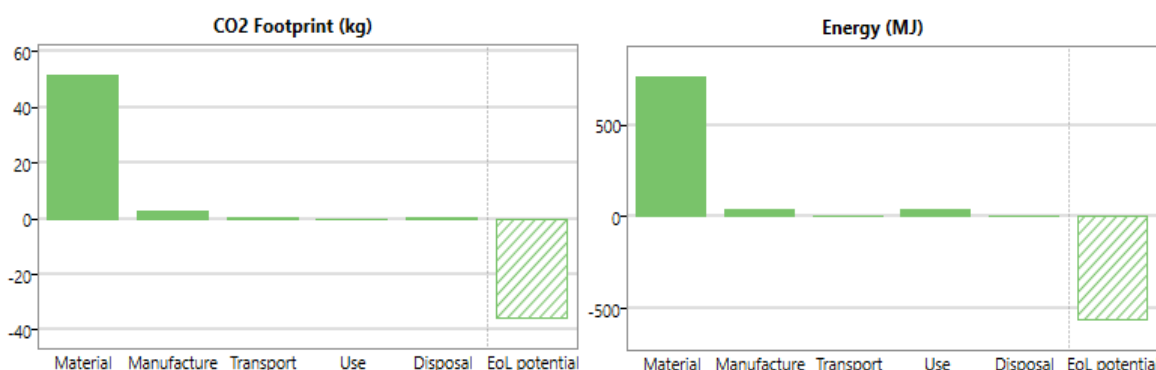
Figur 12.6:
Standardisert
symbol for
resirkulerbar
aluminium.



Om det på senere tidspunkt viser seg formålstjenlig å supplere med komponenter av andre materialer enn det som er valgt for hovedkomponenten, er det en fordel om disse er lett å fjerne/demontere når produktet har nådd slutten på sin levetid, da det gjør resirkuleringen mer effektiv.

Under er det gjennomført en livsløpsanalyse (LCA) for et sett med bærearmer. Denne er gjennomført i programmet CES EduPack 2018, og forutsetter følgende:

- Råmaterialet inneholder en andel resirkulert aluminium på rett i overkant av 40 %, som ifølge informasjonen i CES EduPack er rett under det typiske innholdet på verdensbasis i dagens forsyning. Det tas også utgangspunkt i at alt resirkuleres etter endt levetid.
- Aluminiumsmaterialet produseres ved Hydros anlegg på Karmøy i Rogaland, og blir fraktet til Ås med lastebil (32t). Analysen tar altså ikke høyde for energiforbruket i forbindelse med videre prosessering ved lokalt verksted.
- Det ferdige produktet har en levetid på 10 år, og vil være en fast installasjon på en elektrisk familiebil som kjøres 20 kilometer om dagen 200 dager i året.



Figur 12.7: CO₂-avtrykk og energiforbruk ved produksjon av et sett bærearmer for Dolphin.

Figuren over viser det totale CO₂-avtrykket og det totale energiforbruket ved å produsere et fullt sett med bærearmer for Dolphin. Det fremkommer av figuren at den absolutt mest fremtredende miljøpåvirkende faktoren ved produksjon av aluminium er fremstilling av råmaterialet. Aluminiumsproduksjon er en svært energikrevende prosess, da det blant annet krever store mengder elektrisk energi. Som tidligere påpekt har aluminium et betydelig fortrinn

når det kommer til gjenvinning, da dette er betydelig mindre energikrevende enn produksjon av 100 % nytt materiale. Dette gjenspeiler seg i kolonnene «EoL potential» i figur 12.7.

Nedenfor, i tabell 12.3, er det gitt nøyaktige verdier og prosentandeler for søylene i figur 12.7.

Tabell 12.3: Nøyaktige verdier og prosentandeler for søylene i figur 12.7.

Phase	Energy (MJ)	Energy (%)	CO2 footprint (kg)	CO2 footprint (%)
Material	763	90,0	51,6	94,0
Manufacture	37,4	4,4	2,81	5,1
Transport	2,56	0,3	0,184	0,3
Use	40,5	4,8	0,0401	0,1
Disposal	4,13	0,5	0,289	0,5
Total (for first life)	847	100	54,9	100
End of life potential	-562		-35,8	

Polykarbonat

En bakdel med komposittmaterialer, som et sammensatt plastmateriale som glassfiberarmert polykarbonat er, er vanskelighetene med resirkulering og gjenbruk. Det anbefales dog, som alltid, å gjøre eventuelle tilleggskomponenter som monteres i eller på batterikassene så lett demonterbare som mulig, slik at hvert enkelt materiale kan gjenvinnes eller på annen måte kasseres på en så effektiv måte som mulig. Batterikassene anbefales merket med symbolet som er vist i figur 12.8, som er et internasjonalt symbol for å indikere hvilken plasttype produktet er laget av.



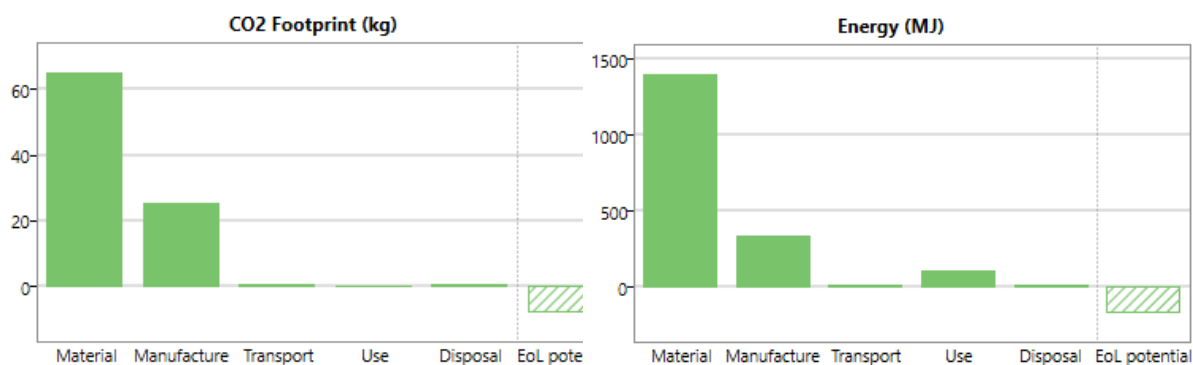
Figur 12.8:
Internasjonalt symbol for identifikasjon av plast-type [138].

Tallet 7, som vist i figur 12.8, indikerer at materialet tilhører en gruppe plastmaterialer som anbefales behandlet på en bestemt måte ved endt levetid [128]. Polykarbonat sorterer under denne kategorien, og lar seg som nevnt vanskelig resirkulere. Det er derimot egnet for såkalt «downcycling», som typisk er en prosess der et produkt etter endt levetid blir delvis gjenbrukt eller der materialet i produktet gjøres om til et nytt brukbart produkt av lavere kvalitet.

Under er det laget en livsløpsanalyse (LCA) i CES EduPack 2018 for et parti på 15 batterikasser laget i polykarbonat, der følgende antagelser er gjort:

- Det produseres 15 kasser á 1,1 kg, der råmateriale utelukkende består av nytt materiale. Etter endt levetid, som er satt til 10 år, går kassene i sin helhet gjennom en delvis gjenbruksprosess, såkalt «downcycling».
- Kassene støpes ved Pla-Meks fabrikk på Sykkylven, som er en av Norges ledende og mest moderne produsenter av støpte tekniske plastprodukter [139]. De ferdige produktene fraktes til Ås med lastebil (32t).

- Det ferdige produktet har en levetid på 10 år, og vil være en fast installasjon på en elektrisk familiebil som kjøres 20 kilometer om dagen 200 dager i året.



Figur 12.9: CO₂-avtrykk og energiforbruk ved produksjon av et sett batterikasser for Dolphin.

Figur 12.9 over viser det totale CO₂-avtrykket og det totale energiforbruket for et sett med batterikasser til Dolphin gjennom hele levetiden, med de forutsetningene som er omtalt over. Som det fremgår av figuren er det fremstilling av råmaterialet som er det mest energikrevende, samtidig som viderefordlingsprosessen til ferdig produkt bidrar med en betydelig del. Sammenlignet med analysen for aluminium i figur 12.7 har polykarbonat også betraktelig mindre potensiale etter endt levetid, som en konsekvens av materialets begrensede gjenbruksmuligheter. Etter endt levetid må det derfor gjøres grep for å forsikre seg om at kassene sorteres og deponeres på riktig måte, slik at den negative miljøpåvirkningen begrenses så mye som mulig.

Nedenfor, i tabell 12.9, er det gitt nøyaktige verdier og prosentandeler for søylene i figur 12.7.

Tabell 12.4: Nøyaktige verdier og prosentandeler for søylene i figur 12.9.

Phase	Energy (MJ)	Energy (%)	CO2 footprint (kg)	CO2 footprint (%)
Material	1,4e+03	75,1	65,1	70,9
Manufacture	339	18,2	25,5	27,7
Transport	8,44	0,5	0,607	0,7
Use	109	5,8	0,108	0,1
Disposal	7,93	0,4	0,555	0,6
Total (for first life)	1,87e+03	100	91,8	100
End of life potential	-168		-7,81	

Batterier

Innvirkningen produksjonen og avhendingen av litium-ion-batteriener som brukes i moderne elbiler har på miljøet er ofte en faktor som blir glemt under diskusjonen om elbilens miljøfortrinn. Tilgang på metaller som litium, nikkell, kobolt og mangan er helt avgjørende for å kunne produsere batteriene som brukes til hovedenergikilde i dagens hybrid- og elbilpark, og for å tilfredsstille etterspørselen etter disse metallene er gruvedrift eller andre energikrevende prosesser for å utvinne dem fra naturen helt nødvendig - prosesser som kan ha dramatiske virkninger på det lokale miljøet der gruvedriften skjer.

Et eksempel på dette er fra Bolivia i Sør-Amerika, der det antas at så mye som 70 % av verdens litium-reserver befinner seg. Her utvinnes litium ved å pumpe mineralrik saltlake opp fra

grunnen, som siden gjennomgår ulike fordampingsprosesser over et tidsrom på 12-18 måneder før det kan utvinnes litium av tilstrekkelig renhet. Denne prosessen kan legge beslag på så mye som nærmere 1,9 millioner liter vann for hvert tonn litium som utvinnes, noe som naturlig nok skaper konsekvenser for den øvrige befolkningen i en region som allerede har problemer med tilgangen på vann [132].

En annen utfordring med litium-ion-batterier er at det finnes svært mange ulike kjemiske sammensetninger av metaller og oksider inni dem, og de ulike batteriprodusentene jobber stadig med å finne nye sammensetninger for å optimalisere kapasitet og ytelse ved batteriene og dermed oppnå konkurransefortrinn i markedet. Ikke bare gjør den delikate kjemien på innsiden av batteriene det vanskelig å adskille de ulike stoffene for å gjøre resirkuleringen effektiv, de mange ulike kjemiske sammensetningene gjør også at det stadig må jobbes med nye metoder for å gjøre avhendingen av hver enkelt batteritype så lite skadelig for miljøet som mulig.

Mangel på nettopp kostnads- og energieffektive resirkuleringsmetoder gjør at oppbrukte litium-ion-produkter i liten grad faktisk blir resirkulert. En undersøkelse fra Australia viser for eksempel at så lite som to prosent av landets 3300 tonn med litium-ion-avfall ble resirkulert [132], og det ventes at innen 2025 vil det på verdensbasis finnes 11 millioner tonn brukte litium-ion-batterier [134]. En typisk resirkuleringsprosess for litium-ion-batterier innebærer blant annet demontering av battericellen, ekstrahering av den elektrolytiske væsken, mekanisk prosessering for å separere og håndtere elektrodemetallene og eventuell kjemisk prosessering for å purifisere metallene for gjenbruk [133]. Tatt i betraktning at litium-batterier kommer i utallige størrelser og utforminger der hver av dem i tillegg har sin egne kjemiske og fysiske indre struktur, er det naturlig at resirkuleringen blir ineffektiv. I Europa estimeres det at så lite som 5 % av litium-ion-batterier resirkuleres [134].

Hovedsakelig på grunn av batteriene bidrar i gjennomsnitt produksjonen av en elektrisk bil opp mot dobbelt så mye til global oppvarming som en konvensjonell bil med forbrenningsmotor. I tillegg avhenger CO₂-avtrykket fra en elbil gjennom sitt livsløp svært mye av hvordan den elektriske energien bilen lades med produseres. Basert på gjennomsnittstall fra Tyskland må en middels stor elbil kjøre 125000 kilometer før den har blitt mer miljøvennlig enn en tilsvarende diesel-bil [134].

En kinesisk studie fra 2017 gjennomførte en livsløpsanalyse (LCA) av tre ulike litium-ion-batterityper [135]. Av denne fremkommer det at for et LFP-batteri av ukjent produsent laget i Kina (se kap. 5.2.1), slippes det ut 96,6 kg CO₂-ekvivalenter pr. kWh. Disse tallene omfatter produksjonen av materialer og deler til selve batteriet, samt tilvirkningen av battericellene i seg selv. Det påpekes riktignok at tidligere studier har vist andre verdier, men at det må påregnes noe usikkerhet i forbindelse med CO₂-utslipp under selve batteriproduksjonen og ulike batteristruktur hos ulike batteriprodusenter.

Med utgangspunkt i disse tallene kan en anslå at batteripakken i Dolphin, med en kapasitet på 18,9 kWh, vil være ansvarlig for utslipp av i underkant av 1830 kg CO₂-ekvivalenter allerede før en eneste kilometer er tilbakelagt. Ved å lade gjennom det norske strømmettet, som domineres av fornybar energi, over hele batteripakkens levetid, samt å sørge for en så effektiv resirkulering av battericellene som mulig, er det likevel grunn til å tro at det totale energiregnskapet vil utkonkurrere et tilsvarende fossilt drevet kjøretøy. En detaljert sammenligning gjøres ikke i dette prosjektet.

Alle produsenter som importer batterier til Norge plikter etter norsk lov å være medlem av godkjent returselskap, som igjen skal sikre at kasserte batterier tas hånd om av kvalifisert personell [136]. Disse skal igjen sørge for at de kasserte batteriene overleveres gjenvinningsanlegg. På denne måten er det vanskelig å ettergå i hvilken grad batteriene blir resirkulert, da det avhenger av tilstanden og sammensetningen av hvert enkelt batteri. Det gjøres dog mye forskning på gjenbruk av litiumbatterier fra elbiler i Norge for øyeblikket, med mål om å etablere nye bruksområder for de kasserte batteriene.

13. FREMSTILLING OG PRODUKSJONSKOSTNADER

I dette kapittelet vil det bli anbefalt produksjonsmetoder for aktuelle egenproduserte komponenter, samt gitt et kostnadsoverslag for prototyp- og serieproduksjon. Det presiseres at anbefalinger og kostnadsoverslag kun er veiledende, og at mer nøyaktige overslag bør gjøres når prosjektet kommer nærmere realisering.

13.1 Produksjonsmetoder

Her vil det bli anbefalt produksjonsmetoder for bæreamene og batterikassene, som på dette tidspunktet er de mest konkrete egenproduserte komponentene. Sammenkoblingsinnretningene for batteriene vil ikke bli diskutert i denne sammenhengen. Dette er små, enkle deler som det uansett vil være svært rimelig å tilvirke, om det ikke skulle eksistere noe tilsvarende på markedet allerede.

De anbefalte produksjonsmetodene vil gjelde for serieproduksjon. Ved produksjon av store kvanta vil mer avanserte og tilsvarende mer effektive produksjonsmetoder bli billigere, i motsetning til ved bygging av prototyper der enklere metoder som kan gjøres lokalt vil være mer aktuelt. I tabell 13.1 og 13.2 nedenfor er produksjonsmetoder anbefalt, med en påfølgende diskusjon.

Tabell 13.1: Anbefalt produksjonsmetode for bæreamer.

Komponent	Prod. metode	Forklaring
Bæreamer	CNC-maskinering	<p>Bæreamene slik de er designet i dette prosjektet, i det materialet som er anbefalt, er best egnet for CNC-maskinering av hovedkroppen, for deretter å sveise på sylindrerne der foringene skal tilpasses. I tillegg må en form for kuleledd implementeres ved innfestingen til hjul og motor, noe som ennå ikke er utredet.</p> <p>CNC-maskinering og manuelt verkstedarbeid som sveising og dreining er dog svært ineffektive prosesser ved produksjon av mange enheter. Et alternativ metode vil være å støpe bæreamene som én enkelt del, for så å ettermontere kuleledd og foringer. Problemet med dette er at den valgte aluminiumslegeringen 6061 T6 ikke er egnet for støping.</p> <p>På grunn av den dominerende sylindriske, massive geometrien med varierende tverrsnitt i bæreamene slik de er designet anbefales derfor CNC-maskinering som hovedproduksjonsmetode, mens det som tidligere påpekt diskuteres en designrevisjon for bæreamene for å oppnå et mer effektivt design i posten videre arbeid. På denne måten er det mulig å ta i bruk mer effektive teknikker som smiing eller andre former for mekanisk formpressing.</p>

Tabell 13.2: Anbefalt produksjonsmetode for batterikasser.

Komponent	Prod. metode	Forklaring
Batterikasser	Sprøytstøping	<p>Selv om CES EduPack 2018 oppgir dette materialet til å ha begrensede bruksområder når det kommer til sprøytstøping, anbefales det å ta kontakt med spesialister på området for å avklare hvorvidt det lar seg gjøre å ta i bruk dette materialet eller et med tilsvarende egenskaper.</p> <p>Som tidligere påpekt finnes det et hav av ulike plastmaterialer tilpasset alle tenkelige bruksområder, og det anbefales å diskutere det nøyaktige materialvalget med eksperter for å finne det beste kompromisset mellom materialeegenskaper og effektiv tilvirkning om det skulle vise seg at det valgte plastmaterialet ikke er optimalt.</p>

13.2 Kostnadskalkyle for prototype

Under, i tabell 13.3, er det utarbeidet en grov kostnadskalkyle for prototypebygging. Kalkylen omfatter kostnader ved arbeidet fra og med konseptutviklingsarbeid, til og med ferdig prototype. Da en prototype bygges for å teste grunnleggende design, utforming og funksjoner baserer denne kalkylen seg på noe forenklete design, tilvirkningsmetoder og materialer enn det som vil være aktuelt ved kommersiell serieproduksjon.

Kostnadsoverslagene som gjøres i kalkylene for både serieproduksjon og prototypbygging vil kun gjelde for de delene av Dolphin som omfattes av dette prosjektet. Det vil si motorer, batterier, batterikasser, dekk, felger, bærearmer, støtdempere, foringer, skruer og muttere. Det påpekes også at noen av disse komponentene enten ikke er utredet detaljert, og at kostnadene ved disse komponentene vil kunne endre seg på et senere tidspunkt om andre leverandører eller andre spesifikasjoner velges. Øvrige komponenter som vil være nødvendig for drivlinjen, som motorkontroller, invertere, lader og ledninger er altså ikke tatt med som en del av kalkylen. Det må også regnes med at det vil være mulig å oppnå bedre priser hos underleverandører ved å inngå samarbeidsavtaler. Oppsummert så er det i det hele tatt knyttet stor usikkerhet rundt kostnadene som er oppgitt i kalkylene, og de må således kun anses som en pekepinn.

Kalkylen for prototypbyggingen deles inn i fire hoveddeler. Konseptutvikling, materialkostnader, innkjøpte standarddeler og tilvirkningskostnader ved verksted- og monteringsarbeid. Således vil noen av postene i kalkylen endre seg ved en eventuell serieproduksjon. Innkjøpte materialer og tilhørende priser baserer seg på minste mulig innkjøpte kvanta av aktuelle materialer, selv om det kun trengs en mindre del av dem. Timebruk ved montering og verkstedarbeid og tilhørende satser er kun overslag, og ikke innhentet fra aktuelle verksteder.

For kostnadskalkylen for prototypen regnes det med aluminium i kvaliteten 6082 T6. Det er denne Norsk Stål fører i aktuelle profiler i sitt standardsortiment, og det har beslektede egenskaper med 6061 T6. CES EduPack oppgir også disse to materialene til å ha tilnærmet lik kilopris. Til batterikassene brukes det priser og dimensjoner for et platemateriale med handelsnavnet PC Lexan 9030, levert av Vink Norway AS. Disse platene forutsettes det at kan

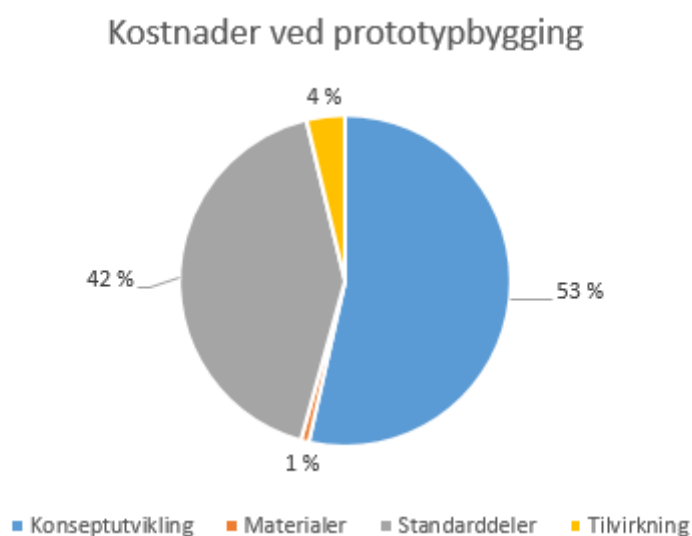
skjæres til og limes/sveises sammen til passende kasser på lokalt verksted. Felger, dekk og støtdempere er valgt tilfeldig. Det antas like felger og dekk foran og bak i kalkylen.

Tabell 13.3: Kostnadskalkyle for bygging av prototype.

	Timer	Antall	Pris [NOK]	Sum [NOK]
Konseptutvikling				
Utredningsarbeid	300	-	550,-	165000,-
Konstruksjon og design	200	-	550,-	110000,-
3D-modellering	100	-	550,-	55000,-
Prosjektrapport	300	-	550,-	165000,-
Konstruksjonstegninger	10	-	550,-	5500,-
Delsum konseptutvikling	910			500500,-
Prototyping				
Materialer				
Alu. Bolt 6082 T6 Ø40mm×6m	-	1 stk.	2498,-	2498,-
PC Lexan 9030, 3050×2050×4mm plate	-	1 stk.	4789,-	4789,-
Delsum materialer				7287,-
Standarddeler				
Elaphe S400, motor	-	2 stk.	50000,-	100000,-
Fenix ARBL18 High Capacity 18650 Battery – 3500 mAh	-	1500 stk.	187,-	280614,-
Yokohama BluEarth-ES 165/55/R14 72H, dekk	-	3 stk.	1021,-	3063,-
Arcasting Excalibur Diamond Black, felg 14" 4×114,3mm boltsirkel.	-	3 stk.	1361,-	4083,-
Bilstein Clubsport støtdemper	-	2 stk.	1690,-	3380,-
Foringer (antar kun like foringer)	-	8 stk.	100,-	800,-
M10×80mm skruer (8.8)		8 stk.	18,5,-	148,-
M10 låsemutter		8 stk.	3,3,-	26,4,-
Delsum standarddeler				392114,-
Tilvirkning				
Bærearmer				
Dreining av hovedelementer	10	-	450,-	4500,-
Sveising og tilpasning av standardkomponenter	10	-	450,-	4500,-
Batterikasser				
Skjæring og tilpasning av plater	15	-	450,-	6750,-
Liming og sammenføyning	8	-	450,-	3600,-
Øvrig tilvirkning				
Monteringsarbeid	15	-	450,-	6750,-
Kobling av el.komponenter	20	-	450,-	9000,-
Delsum tilvirkning	78			35100,-
Total kostnad				935001,-

Total kostnad for prototypebyggingen, inkludert konseptutviklingsarbeidet, er estimert til kroner 935001,-. I tillegg til det høye timeforbruket ved konseptutviklingsarbeidet, bidrar innkjøp av dyre komponenter som batterier og motorer betydelig til den forholdsvis høye totalsummen. Dog må det påpekes at enhetsprisen for motorene kun er grove estimater, da leverandør ikke har oppgitt noen konkret pris. Det antas også at det er muligheter for å senke enhetskostnadene for batterier, da prisen det er tatt utgangspunkt i er stykkprisen ved bestilling gjennom produsentens nettbutikk. Som tidligere påpekt må det antas at gjennom avtaler om levering av større kvanta sannsynligvis vil medføre en viss kvantumsrabatt. Det er heller ikke undersøkt priser på battericeller fra de større internasjonale batteriprodusentene, da disse ikke ligger tilgjengelig på internett.

Under, i figur 13.1, er fordelingen mellom de fire hovedpostene i kostnadskalkylen gitt i prosent.



Figur 13.1: Prosentvis fordeling av kostnader over de fire hovedpostene i kostnadskalkylen.

13.3 Kostnadsanalyse for serieproduksjon

Ved en eventuell serieproduksjon, er det ventet at enhetskostnaden for det ferdige produktet vil synke som en følge av effektivisert tilvirkning og særavtaler med leverandører av råmaterialer og standardkomponenter.

For enkelhets skyld, og da det på dette tidspunktet er vanskelig å si noe konkret om innsparinger i tidsforbruk og rabatter på materialer og standardkomponenter, tas det utgangspunkt i en flat innsparingsprosent i kvantumsrabatt ved innkjøp av standarddeler. Denne settes til 25 %. For estimering av råmaterialpriser brukes tall fra CES EduPack 2018, som er basert på internasjonale priser ved kjøp av store kvanta. Der prisene er gitt som intervaller velges en omtrentlig middelvei.

En av de mest betydningsfulle endringene fra prototypkalkylen er en tilleggspost i engangskostnadene, som består av innkjøp av støpeform for produksjon av batterikassene. Dette medfører at batterikassene kan tilvirkes uten behov for manuelt arbeid, som igjen fører til at postene under *batterikasse* fra kostnadskalkylen i tabell 13.3 utgår. Selv om batterikassene må designes med en form for avtagbart lokk, antas det i kostnadsanalysen at kassene kan støpes i én del kun ved hjelp av en enkelt støpeform. Engangskostnadene ved serieproduksjon vil

dermed bestå av konseptutviklingskostnadene fra tabell 13.3, samt innkjøp av plaststøpeform. Dette er formulert som utviklingskostnader, og vist i tabell 13.4 under.

Tabell 13.4: Utviklingskostnader ved serieproduksjon.

	Timer	Antall	Pris [NOK]	Sum [NOK]
Utviklingskostnader				
Konseptutvikling	910	-	550,-	500500,-
Støpeform	-	1	50000,-	50000,-
Delsum utviklingskostnader				550500,-

Støpeformer kan, avhengig av størrelse og kompleksitet, være svært kostbare. Delen som er tenkt støpt i dette tilfellet har begrenset kompleksitet, og estimeres til 50000,-. Dette er dog en pris det knyttes usikkerhet til, og som bør undersøkes nærmere med aktuell produsent. Om det viser seg at det kun trengs et begrenset antall bør derfor CNC-maskinering eller 3D-printing vurderes.

I tabell 13.5 nedenfor, er kostnadskalkylen fra tabell 13.3 modifisert med tidligere nevnte endringer for å gi et estimat for kostnader ved serieproduksjon. Postene under *Tilvirkning* er modifisert og estimert på nytt. Timeprisen for støping kommer som en konsekvens av driftskostnader for verktøy og maskiner som okkuperes av støpeprosessen.

Tabell 13.5: Kostnadskalkyle for serieproduksjon.

	Timer	Antall	Pris [NOK]	Sum [NOK]
Utviklingskostnader				
Konseptutvikling	910	-	550,-	500500,-
Støpeform	-	1 stk.	50000,-	50000,-
Delsum utviklingskostnader	910			550500,-
Prototyping				
Materialer				
Aluminium 6061 T6	-	5,3 kg	17,-	90,-
Polykarbonat (20-30 % glassfiber, flammehemmende)	-	16,5 kg	32,-	528,-
Delsum materialer				618,-
Standarddeler				
Elaphe S400, motor	-	2 stk.	37500,-	75000,-
Fenix ARBL18 High Capacity 18650 Battery – 3500 mAh	-	1500 stk.	140,3,-	210450,-
Yokohama BluEarth-ES 165/55/R14 72H, dekk	-	3 stk.	766,-	2298,-
Arcasting Excalibur Diamond Black, felg 14" 4×114,3mm boltsirkel.	-	3 stk.	1021,-	3063,-
Bilstein Clubsport støtdemper	-	2 stk.	1268,-	2536,-
Foringer	-	8 stk.	75,-	600,-

Tabell 13.5 forts: Kostnadskalkyle for serieproduksjon.

	Timer	Antall	Pris [NOK]	Sum [NOK]
M10×80mm skruer (8.8)		8 stk.	13,9,-	111,-
M10 låsemutter		8 stk.	2,5,-	20,-
Delsum standarddeler				294078,-
Tilvirkning				
Bærearmer				
CNC-maskinering av hovedelementer	8	-	900,-	7200,-
Tilpasning av standardkomponenter	2	-	450,-	900,-
Batterikasser				
Støping av kasser	0,3	-	500,-	150,-
Øvrig tilvirkning				
Monteringsarbeid	10	-	450,-	4500,-
Kobling av el.komponenter	10	-	450,-	4500,-
Delsum tilvirkning				17250,-
Total kostnad				862446,-

Et grovt estimat viser at ved serieproduksjon av et betydelig antall enheter, vil den første enheten kunne gjøres 72545 kroner billigere enn ved prototypbygging. Den virkelige innsparingen ved serieproduksjon viser seg dog ikke før et stort antall er produsert. I tabell 13.5 nedenfor er det vist hvordan kostnadene pr. enhet faller med økt produksjonsvolum.

Tabell 13.6: Kostnader i NOK pr. enhet ved økende antall produserte enheter.

Antall produserte enheter	5	10	50	100	500	1000
Utviklingskostnader	550500,-	550500,-	550500,-	550500,-	550500,-	550500,-
Variable enhetskostnader	1559732,-	3119463,-	1,56*10 ⁷ ,-	3,12*10 ⁷ ,-	1,56*10 ⁸ ,-	3,12*10 ⁸
Enhetskostnader	422056,-	367007,-	322970,-	317462,-	313058,-	312507,-

Som det fremgår av tabell 13.6, vil kostnadene pr. enhet konvergere mot summen av hovedpostene Materialer, Standarddeler og Tilvirkning i kalkylen i tabell 13.5, som kalles variable enhetskostnader. Dette er naturlig, da den faste utviklingskostnaden fordeles over et større antall produserte enheter og konvergerer mot 0 pr. produserte enhet.

Det understrekes nok en gang at kostnadsoverslagene som er presentert i dette kapitlet kun er basert på komponenter som omfattes av dette prosjektet, og at poster må modifiseres og legges til etter hvert som Dolphin-prosjektet utvides og beveger seg fremover.

14. MARKEDSPRESENTASJON

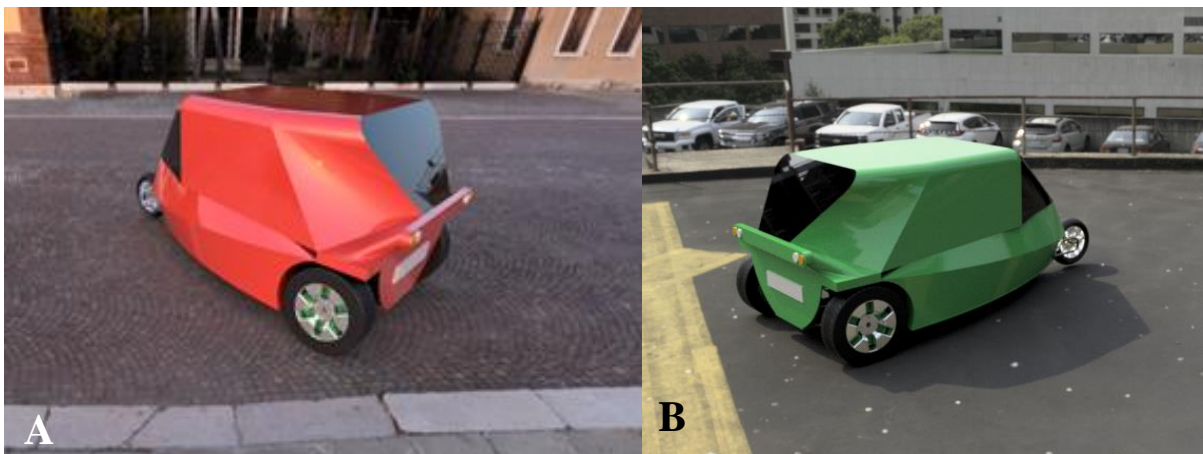
I dette kapitlet er det vist et utvalg rendrerte fremstillinger av Dolphin, der det er tegnet inn et skallkarosseri for å illustrere hvordan kjøretøyet vil kunne se ut i mer naturlige omgivelser. Det er ikke utarbeidet forslag til emballasje, bruks- og monteringsanvisninger eller lignende, da dette prosjektet ikke omfatter et produkt tenkt solgt kommersielt til allmennheten som det er på nåværende tidspunkt. Det vil dog gis noen generelle tekniske anbefalinger ved videreføring og realisering av prosjektet.

14.1 Rendrerte fremstillinger

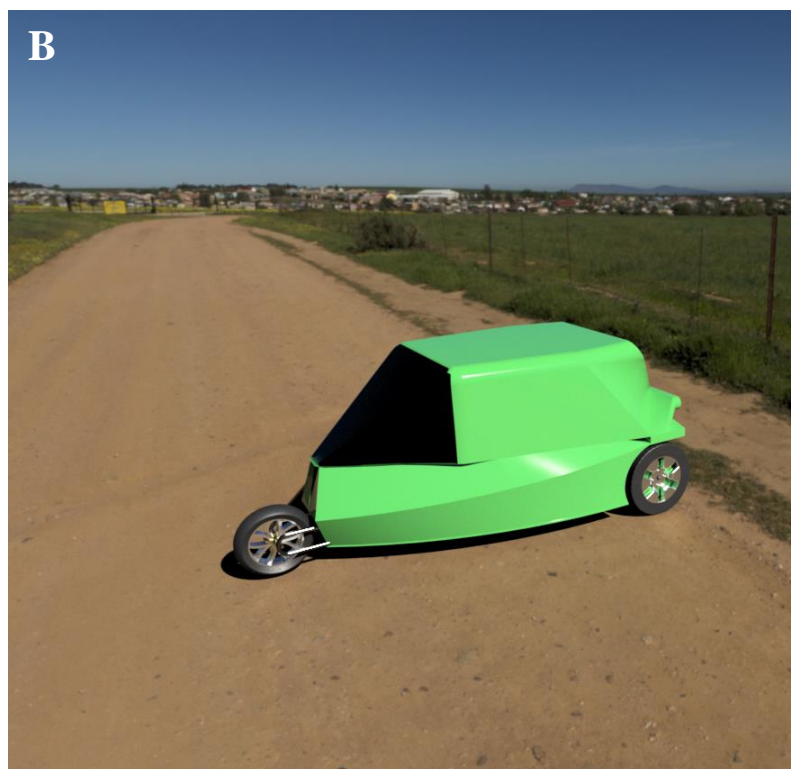
Her vises et knippe rendrerte fremstillinger av Dolphin med et illustrativt skallkarosseri, satt inn i realistiske omgivelser.



Figur 14.1: Rød Dolphin i et brosteinsbelagt gatemiljø, sett skrått bakfra.



Figur 14.2: A) Rød Dolphin sett skrått bakfra. B) Grønn Dolphin sett skrått bakfra.



Figur 14.3 A) Grønn Dolphin sett forfra. B) Grønn Dolphin sett fra siden. C) Grønn Dolphin sett bakfra.



14.2 Tekniske anbefalinger

Som påpekt tidligere, er det gjennom dette prosjektet utviklet et produkt som ennå er på konseptstadiet og som ikke er tenkt levert til forbruker på dette tidspunktet. Det er derfor ikke utarbeidet noen spesifikk monterings- og bruksanvisning, forslag til logo, emballering, eller lignende. Derimot er det her lagt ved noen kommentarer angående momenter som må ivaretas når Dolphin-konseptet nærmer seg en prototypebyggingsprosess og til slutt en kommersialisering.

Kjøretøyet kommer til å inneholde et elektrisk høyspentanlegg, implementert i et veigående kjøretøy ment for bruk på offentlige veier. Dette vil medføre at det ferdige produktet må tilfredsstillende ulike forskrifter og regelverk. Av slike fremheves spesielt «Forskrift om tekniske krav og godkjenning av kjøretøy, deler og utstyr (kjøretøysforskriften, FOR-1994-10-04-918)» og «Forskrift om elektrisk utstyr (FOR-2017-10-10-1598)».

På generelt grunnlag, uavhengig av overnevnte forskrifter, anbefales det å gjøre noen tiltak i forbindelse med implementering av drivlinje og tilhørende komponenter når prosjektet konkretiseres ytterligere. Dette gjelder spesielt tiltak rettet mot brukersikkerhet og beskyttelse av utsatte komponenter.

Strømførende komponenter, som batterier, tilkoblingspoler, ledninger og lignende må festes, skjermes og isoleres tilstrekkelig. Først og fremst slik at bruker ved et uhell ikke får anledning til å komme i kontakt med strømførende utstyr som kan utgjøre en helsefare, dernest for at nevnte komponenter ikke blir unødig utsatt for sand, stein, søle, fukt, salt og andre ting som kan ødelegge eller senke levetiden hos utstyret.

Anbefalingen om skjermning og tilstrekkelig festing gjelder også bevegelige deler som motorer og hjulopphengskomponenter. Dette er dog tiltak det er vanskelig å gi noen konkrete anbefalinger om uten at det foreligger mer informasjon om detaljert design ved hver enkelt komponent og kjøretøyet som helhet. Sikkerhet og skjerming bør være grunnleggende ideer som inkluderes i enhver design- og utviklingsprosess gjennom hele Dolphin-prosjektet, og jobbes med på tvers av parallelle utviklingsprosjekter for å ikke skape konflikter ved sammenslåing til et helhetlig produkt.

15. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON

I dette kapitlet diskuteres utfordringene som har dukket opp gjennom arbeidet med prosjektet, og hvordan de har påvirket arbeidet underveis og det endelige resultatet. Det diskuteres også hvordan disse utfordringene eventuelt kunne vært håndtert annerledes for å skape bedre sluttresultater eller avgjørelser underveis.

Prosessevalueringen er videre delt inn i tre deler. Den første delen tar for seg selve arbeidsprosessen, og de ulike utfordringene som dukket opp under arbeidet med prosjektet i seg selv. Herunder sorterer punkter som rutiner, forutsetninger, innhold og rekkefølge på arbeidsoppgaver, tilgjengelighet på informasjon, osv. Den andre delen evaluerer de fysiske utformingene som er gitt til komponenter som er designet gjennom arbeidet, og hvordan de kunne vært gjort annerledes for å skape et mer optimalt design. Den tredje og siste delen tar for seg anbefalte produksjonsmetoder og kostnadsoverslagene som er gjort, og diskuterer usikkerheter og mulige optimalisering rundt dette.

Noen av punktene som fremkommer i dette kapitlet vil i større eller mindre grad være diskutert tidligere under de aktuelle kapitlene gjennom rapporten. I slike tilfeller vil diskusjonene i dette kapitlet fungere som en oppsummering av usikkerheter og svakheter som er identifisert underveis i arbeidet.

15.1 Konseptutviklingsarbeidet

Her vil aktuelle momenter i tilknytning til arbeidet som er gjort bli fremlagt punktvis, for å skape oversiktighet.

- Den raske utviklingen i motor-, batteri- og elbilteknologi generelt, spesielt de siste 10 årene, har gjort det vanskelig å vite om informasjonen i de ulike kildene er oppdaterte og fortsatt aktuell og relevant. Av denne årsak er det ofte brukt mye tid på å kryssvalidere den tekniske informasjonen som er funnet på internett og gjennom skriftlige kilder ved å lete etter samsvar mellom flere kilder, men dette har ikke bare vært like lett.

En annen utfordring har vært at store deler av teknologien som sitter i moderne elbiler både når det gjelder motorer, batterier og detaljert teknisk informasjon for øvrig, er bedriftshemmeligheter. Dette betyr at pålitelig og oppdatert teknisk informasjon om teknologi som brukes i de aller nyeste elbilene på markedet ikke finnes tilgjengelig for allmennheten. En konsekvens av dette er at slik informasjon har blitt forsøkt innhentet gjennom utenforstående kilder, noe som gjør at påliteligheten ikke nødvendigvis er like høy. En annen konsekvens er at muligheten for at det finnes enda nyere, bedre og mer avansert teknologi allerede på markedet absolutt er tilstede. Dette gjelder spesielt batteriteknologi hva angår kapasitet, ytelse, vekt o.l.

- Et annet poeng, delvis relatert til det forrige, handler om tekniske spesifikasjoner og detaljer rundt aktuelle drivverkskomponenter. Delvis manglende informasjon om fysisk oppbygning, virkningsprinsipp, ytelser, vekt o.l. hos ulike motortyper – spesielt hos de aller nyeste typene - gjorde det vanskelig å ta et valg på et solid nok grunnlag. I tillegg var priser ved de ulike alternativene sjeldent tilgjengelig. Alt dette gjorde at det på langt nær foreligger så mye informasjon om motorene som er valgt som ønskelig. En annen utfordring rundt utvelgelsen av motorer var at så lenge det ikke var aktuelt å velge blant

hylleware, ble ikke utvalget av forskjellige effekter veldig stort. Konsekvensen av dette ble at det ikke ble beregnet en ønskelig motoreffekt for så å velge motor basert på dette, men snarere valgt en motor der det kun var et fåtall effekter tilgjengelig. Beregningene i etterkant viste også at effekten tilgjengelig i de valgte motorene var i overkant høye. Det antas dog at det går an å justere denne gjennom motorstyringen i etterkant for å begrense batteribelastningen og det generelle energiforbruket.

Mye av det samme gjelder batterityper. Det ble funnet en del informasjon om ulike batterikjemier innad i litium-ion-familien som er relevant ved en utvelgelsesprosess, men detaljer om spesifikk kjemi i batteriene hos de ulike produsentene var vanskeligere. Dette gjelder spesielt batteriene til de verdensledende produsentene som normalt leverer til kommersiell elbilproduksjon, der det i all hovedsak ikke en gang forelå grunnleggende informasjon som ytelse, vekt og pris. Dette har begrenset muligheten til å oppnå målet om å anbefale tekniske løsninger med bakgrunn i moderne teknologi når det gjelder batteritype, og det har heller blitt brukt et eksempelbatteri som finnes som hylleware i nettbutikker gjennom rapporten.

- Manglende tekniske spesifikasjoner og detaljer rundt de valgte løsningene gjorde også eksterntesting en meget generell, spesielt fra et elektroteknisk perspektiv. Uten å kjenne detaljerte spesifikasjoner for både motor, batterier og motorkontroller er det vanskelig å si noe om hvordan de vil samhandle med hverandre og hvilke elektriske krav som stilles til hver enkelt komponent. Det ville derfor muligens vært hensiktsmessig å gjennomføre en eksterntesting på dette området på et senere tidspunkt i utviklingsprosessen, i tillegg til å involvere folk med ekspertise på området under utvelgelsen av spesifikke komponenter og spesifikasjoner.
- Utviklingen av hjuloppheng var i utgangspunktet ment som et mindre tilleggsprosjekt for å komplettere det faglige innholdet i prosjektet, men viste seg etter hvert å bli mye mer tidkrevende og omfattende enn tiltenkt. Beregninger og dimensjonering av bærearmer tok opp uforholdsmessig mange timer og rapportsider, og resultatet ble ikke en optimal konstruksjon. I tillegg førte de mange og lange håndberegningene til nedsatt oversiktighet i rapporten som helhet. Sett i ettertid burde det blitt gjort mer research om bærearmskonstruksjoner på forhånd slik at sluttresultatet i større grad bygget på relevant teori. En annen mulig forbedring hadde vært å kun presentere resultatene av håndberegningene i hoveddelen av rapporten, mens selve beregningene legges under vedlegg som et separat dokument.

Detaljert utforming av bærearmerne avhenger også av hvordan innfestingen til hjulet og rammen gjøres, og da det ikke foreligger informasjon om verken hvordan ramme-konstruksjonen kommer til å se ut eller hvordan hjul/motor-enheten er konstruert i bakkant ble det vanskelig å produsere et nyttig resultat.

15.2 Designrevisjon

Her vil designet ved de to mest fremtredende egendesignede komponentene, bærearmerne og batterikassene, bli diskutert

Bærearmer

Som det ble nevnt under forrige delkapittel, var utviklingen av et hjuloppheng som kunne passe til Dolphin først og fremst ment som et tilleggsprosjekt for å komplettere det faglige innholdet i prosjektet. En konsekvens av dette er at det ikke ble brukt nevneverdig mye tid i forkant på å gjennomgå relevant teori og å kartlegge ulike aktuelle grunnleggende design for å oppnå en optimal løsning. Dette gjenspeiles i resultatet i form av en svært tung og klumpete konstruksjon som er ineffektiv både når det kommer til materialforbruk og produksjonsteknikk. I tillegg er ikke den utviklede løsningen komplett når det gjelder innfestingspunkter for de forskjellige tilleggskomponentene som kreves.

Om det velges å ta i bruk et egenutviklet hjulopphengsdesign ved tilvirkning av prototype, anbefales det på bakgrunn av nevnte punkter å gjennomføre en designrevisjon av bærearmerne. Mer konkret anbefales det å gjennomgå ulike grunnleggende geometrier for å kartlegge fordeler og ulemper, og på generelt grunnlag minimere opptredende bøyemomenter i bærende konstruksjoner slik at de kan produseres med mindre materiale. Alternativt gjøre flere FEM-analyser for å kartlegge nøyaktig hvilke akser de største spenningene til enhver tid opptrer om gjennom tverrsnittene, og forsterke konstruksjonen lokalt om disse aksene. Det anbefales også å velge et design som lar seg produsere på en mer effektiv måte, ved for eksempel støping eller pressing.

Batterikasser

Først og fremst må det understrekes at batterikassene som er utviklet er nøyaktig tilpasset 100 stk. sylindriske batterier i 18650-format, som i dette tilfellet måler 18,6×69 mm. Hvis det på et senere tidspunkt skulle velges et annet batteriformat med andre fysiske spesifikasjoner, må disse kassene designrevideres.

Et annet usikkerhetsmoment er om det vil kunne oppstå problemer med varmeutviklingen i en batterimodul der et så stort antall batterier er plassert så tett. Det fremkom gjennom eksterntestingen at hvorvidt dette kom til å bli et problem avhenger av de elektriske spesifikasjonene hos motor og motorkontroller, og da dette ikke er spesifikasjoner som ennå foreligger så anbefales det ikke noen konkret designrevisjon på dette tidspunktet.

Hvilket design som er hensiktsmessig å bruke hos batterinnkapslingsenhetene avhenger også av kjøretøyskonfigurasjonen for øvrig. Det anbefales derfor også å holde dørene åpne for en designrevisjon i samarbeid med utviklerne av chassis og karosseri når det skulle bli aktuelt, slik at batteripakken som helhet blir så lite begrensende som mulig under dette arbeidet. Et konkret forslag til designrevisjon når informasjon om disse aspektene foreligger er større batterimoduler inneholdende flere batterier, der batterikassene kan spesialdesignes og formstøpes for å passe nøyaktig inn i rommet de har til rådighet under gulvet. På denne måten kan også mer av kabler og øvrig nødvendig elektrisk utstyr fastmonteres og innkapsles i egne spesialtilpassede rom på innsiden av batterimodulene for mer effektiv plassbruk og håndtering.

15.3 Produksjon og kostnader

Her vil først og fremst de ulike postene i kostnadskalkylene som er utarbeidet under kapittel 13 bli diskutert. Først og fremst med tanke på usikkerhet i tallene og hvordan en eventuell minimering av de ulike postene kan gjøres.

Den største delen av kostnadene tilskrives tidsbruk under utviklingsarbeidet, og med en gitt timepris er dette tall det er vanskelig å gjøre noe med. En annen betydelig kostnad, som det derimot antas at kan reduseres ytterligere, er innkjøp av standarddeler. Som tidligere diskutert er det høyst sannsynlig at det er mulig å oppnå gode rabatter ved inngåelse av leverandøravtaler med produsenter av standarddeler. I kostnadskalkylen for serieproduksjon er det tatt høyde for en flatt rabatt på 25 %, men prisene det er tatt utgangspunkt i er funnet gjennom ulike nett-butikker beregnet for mindre innkjøp av privatpersoner og det antas følgelig at det er mulig å oppnå ytterligere prisreduksjon gjennom overnevnte tiltak. Dette gjelder først og fremst ved innkjøp av batterier. Det lyktes ikke undertegnede å innhente en veiledende enhetspris for motorene, og prisen som er brukt i kalkylene er kun anslag.

Estimert tidsbruk under tilvirkningsprosessen er også kun anslag, basert på egne erfaringer og kvalifisert gjetning. Det knyttes derfor usikkerhet til den totale kostnaden ved tilvirkningsprosessen, og det anbefales å på et senere tidspunkt ta kontakt med aktuelle verksteder og fagpersoner for grundigere prisoverslag. Når det gjelder produksjonsmetoder i seg selv tas det også noen forbehold. Før både metoder og materialer bestemmes med 100 % sikkerhet bør designet fremlegges for potensielle produsenter, slik at man i samarbeid kan avgjøre nøyaktig hvilke materialer og produksjonsmetoder som vil være de beste for å oppnå ønskelige egenskaper.

Aslutningsvis legges det til at kostnadskalkylene kun tar høyde for deler av Dolphin-prosjektet som omfattes av arbeidet i denne rapporten. Av betydelige tilleggskostnader som må påregnes ved implementering av drivlinje kan nevnes innkjøp eller utvikling av motorkontroller, som er en svært sentral komponent i et elektrisk fremdriftssystem. I denne sammenheng må det også påregnes en del arbeidstimer til utredningsarbeid og kobling av det elektriske anlegget.

16. KONKLUSJON

Konklusjonen vil inneholde en oppsummering av resultatene som er oppnådd gjennom arbeidet med dette prosjektet, og hvordan de svarer til de forhåndssatte målsetningene. Kapittelet vil også inneholde de viktigste metriske egenskapene ved designede deler og anbefalte komponenter. Avslutningsvis gis det noen anbefalinger til videre arbeid, med utgangspunkt i prosjektets forhåndsgitte begrensninger og momenter som har dukket opp underveis.

Gjennom dette prosjektet har det blitt utarbeidet et forslag til elektrisk drivlinje for Dolphin-konseptet, et trehjuls lettvektskjøretøy ment for bruk på offentlig vei. Det konkrete forslaget har delvis bakgrunn i moderne teknologi, og det er gjort nødvendige beregninger for å verifisere at drivlinjen kan levere tilstrekkelig effekt og dreiemoment til å oppfylle ønskede spesifikasjoner. Det har også blitt utarbeidet et konseptuelt forslag til bakhjulsoppheng, som er dimensjonert mot flyt med en iberegnet lastfaktor som skal simulere en «worst case»-situasjon i tillegg til en ønsket sikkerhetsfaktor.

De konseptuelle løsningene er valgt på bakgrunn av en produktutviklingsprosess basert på Pughs metodikk, der flere forslag til løsninger ble vurdert opp mot hverandre. De spesifikke komponentene som inngår i den valgte totale løsningen med tilhørende spesifikasjoner er funnet gjennom omfattende søk på internett og satt i sammenheng med dagens teknologi. Videre er alle involverte komponenter visualisert med rendrerte 3D-fremstillinger, mens FEM-analyser er gjort for å ettergå styrkeberegninger.

Denne rapporten utgjør i sin helhet all dokumentasjon av arbeidet som er gjort i forbindelse med prosjektarbeidet.

16.1 Resultater

Her følger en oppsummering av komponentene som er anbefalt gjennom dette prosjektet, og deres tilhørende spesifikasjoner.

- **Motor** – *Elaphe S400*. To navmonterte el-motorer uten behov for giroverføring der hver av dem leverer 29 kW kontinuerlig effekt, 400 Nm maks. dreiemoment, maks. omdreiningshastighet på 1560 rpm og en vekt på 17,6 kg. Motorene leveres med innebygget bremsesystem.
- **Batterier** – *Fenix ARBL18 High-Capacity 18650 Battery – 3500 mAh*. Sylindrisk litium-ion-batteri i 18650-format. Hvert batteri har en størrelse på 18,6×69 mm, en vekt på 50 g, leverer en nominell spenning på 3,6 V og en kapasitet på 12 Wh. Totalt anbefales bruk av 1500 batterier, som vil gi en samlet kapasitet på 18,9 kWh og en samlet vekt på 75 kg.
- **Batterikasser** – Batteripakken er på dette tidspunktet anbefalt fordelt over 15 enkeltmoduler med 100 batterier i hver. Disse enkeltmodulene er anbefalt bestående av enkle kasser produsert i et flammehemmende polykarbonatmateriale med 20-30 % glassfiber, og har ytre mål på 210×176,3×80 mm med en veggtykkelse på 5 mm. Hver av disse vil da få en vekt på ca. 1,1 kg.
- **Hjuloppheng** – Det er utredet et konseptuelt forslag til bakhjulsoppheng for Dolphin. Dette er basert på prinsippet om doble bærearmer. Materialet som er anbefalt brukt i bærearmerne er aluminium 6061 T6, noe som gir en samlet vekt for fire bærearmer på ca. 5,3 kg. Største opptredende spenninger er beregnet til ca. 192 MPa, mens FEM-analysen viser lokalt noe høyere spenninger. Hjuloppheng slik det er designet forutsetter også

bruk av kuleledd, foringer, støtdemper med fjær, skruer og muttere. Disse tilleggs-komponentene er ikke utredet i dette prosjektet.

- **Toppfart og rekkevidde** - Med de anbefalte komponentene vil Dolphin, med en antatt totalvekt på 600 kg, få en teoretisk rekkevidde på ca. 185 kilometer ved kjøring i 100 km/t på horisontal vei. Rekkevidden i praksis med et variert kjøremønster vil følgelig være noe lavere. Den teoretiske toppfarten med hjul i dimensjonen 165/55/R14 vil bli i underkant av 160 km/t, noe som er utenfor de metriske grensespesifikasjonene gitt i kapittel 6. Det forutsettes dog at denne kan begrenses gjennom motorkontrolleren i etterkant om dette er ønskelig. Samlet vekt for motorer og batterier utgjør ca 110 kg, ikke inkludert hjuloppheng med tilleggskomponenter.
- **Kostnader** - Total kostnad for én prototype er anslått til å bli ca. kr. 935000,-, der utviklingsarbeidet står for 53 % av kostnadene. Mesteparten av de øvrige kostnadene skyldes høye batteri- og motorkostnader. Ved serieproduksjon av et høyt antall enheter viser kostnadsestimatet at enhetsprisen vil gå mot ca. kr. 312000,-. Det antas dog at disse kostnadene kan senkes ytterligere.

16.2 Anbefalinger og videre arbeid

Med bakgrunn i prosjektets initielle begrensninger, samt momenter som har dukket opp gjennom arbeidet med prosjektet, er det her identifisert noen punkter det anbefales å ta tak i ved en eventuell videreføring av prosjektet. Disse punktene er forsøkt gjengitt i den rekkefølgen det vil være naturlig å adressere dem. Det videre arbeidet med utviklingen av deler av kjøretøyet som ikke er omfattet av dette prosjektet vil ikke bli omtalt her.

- **Batterier** – Batteriene som er anbefalt i dette prosjektet er hylleware fra ulike nett-butikker, og ikke representative for de som brukes i den moderne elbil-industrien. Som videre arbeid anbefales det derfor å gjøre grundigere undersøkelser av hvilken batteriteknologi som er tilgjengelig ved å inngå samarbeid med aktuelle leverandører. Når detaljerte spesifikasjoner for nye batterier er innhentet, bør nye innkapslingsenheter designes for å tilpasses disse på en optimal måte. Følgelig må også nytt forslag til batterimodularisering utarbeides for å oppnå riktige spesifikasjoner for den totale batteripakken med tanke på levert spenning, strøm og effekt.
- **Motorer** – Det foreligger på dette tidspunktet for lite spesifikk informasjon om motorene som er anbefalt brukt. For å kunne sette i gang med arbeidet med å detalj-designe hjuloppheng og øvrig elektriske konfigurasjoner trengs det ytterligere informasjon rundt motorens fysiske utforming og hvilke krav den stiller til det elektriske anlegget. Neste skritt bør derfor være å inngå en avtale med produsenten Elaphe for å få tilgang på slik informasjon.

Et punkt som ble trukket frem både under egenscreeningen og eksterntestingen, er at økt udempet masse vil ha en negativ påvirkning på kjøreegenskapene. En motorenhet på 17,6 kg montert inne i hjulet vil innebære en ganske dramatisk økning fra den udempede massen en vanligvis finner i tradisjonelle biler. Det anbefales følgelig å utrede effekten av dette grundigere før en eventuell bygging slik at felger, hjuloppheng

og andre eventuelle påvirkede komponenter tilpasses disse effektene om det viser seg å være nødvendig.

- **Øvrige elektriske komponenter** – For at motorene skal kunne fungere optimalt i kjøretøyet de skal brukes i er de avhengige av en presis motorkontroller. Dette er en enhet som kontrollerer oppførselen til hele det elektriske fremdriftsanlegget under kjøring, og bør således tilpasses på et tidlig tidspunkt. Det vil også være behov for en sentral ladeenhet.
- **Tilleggsfunksjoner** – Når forslag til komplett drivlinje foreligger, med alle spesifikasjonene for de ulike komponentene og med komplett forslag til oppkobling av elektrisk anlegg, bør det ses på mulighetene for implementering av funksjoner som regenerativ bremsing. Hvordan de anbefalte motorene er disponert for dette er ennå uklart. I tillegg vil det være mulig å implementere superkondensator teknologi ved hurtig akselerasjon. Se for øvrig kap. 5.2.3 for mer informasjon om dette.
- **Hjuloppheng** – Bakhjulsoppheng som er utviklet i dette prosjektet anbefales revidert. Det ble i dette prosjektet ikke gjort noen grundig gjennomgang av relevant teori før design ble valgt, og det er dermed grunn til å tro at designet kan optimaliseres ytterligere ved å gjennomføre en bedre utredning av aktuelle design og utforminger i forkant. Designet som er valgt her har ført en svært stor og tung konstruksjon, i tillegg til at effekten av bruk av kuleledd ved hjulinnfestingen ikke er utredet. Det tas også forbehold om feil i beregningene som er gjort under dimensjoneringsarbeidet, da disse ble svært omfattende og simuleringene ga delvis avvikende resultater.

Det anbefales samtidig å utvikle et hjuloppheng som tillater bruk av flest mulig standardkomponenter i form av foringer, kuleledd, støtdempere o.l. for å senke kostnadsnivået, i tillegg til at designet bør la seg tilvirke gjennom enkle metoder. Det anbefales også å inkludere utmattingsberegninger ved en designrevisjon av bæreamene.

- **Kostnader** – Materialkostnader, timesatser og standarddeler det er tatt utgangspunkt i under kostnadsestimatene er kun grove overslag. Når det foreligger mer detaljert informasjon rundt batterivalg, motorpriser og design av øvrige komponenter bør det gjennomføres en ny kostnadskalkyle for å skape et mer pålitelig overslag av det totale kostnadsbildet.
- **Prototype** – Når alle de ovenstående punktene har blitt adressert med et tilfredsstillende resultat, anbefales det å gå til anskaffelse av nødvendige komponenter og materialer for å sette sammen en prototype. Om ikke dette tidspunktet sammenfaller med ferdigstillingen av arbeidet med de øvrige delene av Dolphin, kan det likevel settes opp en testrigg for å teste hvordan alle komponentene i drivlinjen fungerer sammen ferdig oppkoblet.

17. REFERANSER

17.1 Skriftlige kilder

- [7] Usterud Hanssen, Jan og Christiansen, Petter (2013). *Parkeringspolitikken i fem norske byer – mål, normer og erfaringer*. TØI-rapport 1266/2013. Transportøkonomisk institutt, ISBN 978-82-480-1438-6 (59 s.).
- [8] Moen Thue, Alexander og Sundquist, Petter (2012). *Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gassturbinmotor (Multifuel turbinmotorkonsept)*, Ås, REALTEK, NMBU (174 s.).
- [10] Aldrin, Magne; Högnadóttir Steinbakk, Gunnhildur og Rosland, Pål (2010). *Analyse av luftkvalitet og effekt av støvdemping basert på data fra 2001-2009*, Publikasjonsnummer SAMBA/11/10. Norsk Regnesentral (53 s.).
- [50] Roca, Kristoffer (2011). *Dolphin Family Del A: Utvikling av eksteriørdesign for lettvektskjøretøy*, Ås, REALTEK, NMBU (75 s.).
- [51] F. Leandersson, Christoffer Faye (2012). *Dolphin Family, Del D: Konseptualisering og design av overchassis for et trehjuls lettvektskjøretøy*. Ås, REALTEK, NMBU (131 s.).
- [52] Skaar-Olsen, Tone (2015). *Utvikling av eksteriørdesign og førerergonomiske løsninger for Dolphin Expression 2.0*. Ås, REALTEK, NMBU (137 s.).
- [53] Bøe, Jan Kåre (2014). *Konsept- og produktrealisering - Temahefte 1 & 2: Industriell økologi og produktplanlegging*, Ås, REALTEK, NMBU (32 s.).
- [54] Pugh, Stuart (1991). *Total Design*. Addison-Wesley Publishers Ltd. ISBN-10: 0-201-41639-5 (278 s.).
- [55] Bøe, Jan Kåre (2014). *Konsept- og produktrealisering - Produktutviklingsmetodikk*. Ås, REALTEK, NMBU (19 s.).
- [64] Buen, Jørund; Nes, Karl C.; Furholt, Vidar og Ulleberg, Karine (1998). *Den bærekraftige bilen - finnes den?: El-bilen PIVCO CityBee i et industriøkologisk perspektiv*. Rapport, Program for industriell økologi, Fakultet for ingeniørvitenskap (IV), Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) (77 s.).
- [72] Adler, U; Bauer, H; Bazlen, W; Dinkler, F; Herwerth, Marion; Berger, G; Girling, P; Salas, J-F. (1986). *Bosch Automotive Handbook*, 2. utgave, Robert Bosch GmbH, Stuttgart. ISBN-10: 3184180069 (707 s.).
- [75] Nonstad, B (2003). *Friksjon og friksjonsmålinger*. Veg- og trafikkfaglig senter, Statens Vegvesen (31 s.).
- [85] Wildi, Theodore (2006). *Electrical Machines, Drives, and Power Systems (6th Edition)*. Pearson Education Inc., New Jersey. ISBN 0-13-177691-6 (934 s.).
- [111] Pistoia, Gianfranco og Boryann, Liaw (2018). *Behaviour of Lithium-Ion Batteries in Electric Vehicles, Battery Health, Performance, Safety and Cost*. Springer International Publishing AG, e-ISBN: 978-3-319-69950-9 (344 s.).

- [126] Crolla, David A. (2009). *Automotive Engineering. Power Train, Chassis System and Vehocle Body*. Elsevier Inc. ISBN: 978-1-85617-577-7 (828 s.).
- [127] Happian-Smith, Julian (2009). *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Reed Educational and Professional Publishing Ltd. ISBN: 07506 5044 3 (585 s.).
- [129] Terjesen, Geir (2018). *Grunnleggende om utmatting I metaller*. Ås, REALTEK, NMBU (65 s.).
- [133] Huang, Bin; Zhefei, Pan; Su, Xiangyu og An, Liang (2018). *Recycling of lithium-ion batteries: Recent advances and perspectives*. Artikkel (12 s.), del av *Journal of Power Sources* (vol. 399), Elsevier Inc. ISSN: 0378-7753 (448 s.)
- [135] Hao, Han; Mu, Zhexuan; Jiang, Shuhua; Liu, Zongwei og Zhao, Fuquan (2017). *GHG Emissions from the Production of Lithium-Ion Batteries for Electric Vehicles in China*. Artikkel, State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing, Kina (12 s.).
- [140] Johannessen, Jarle (2002). *Tekniske Tabeller*. Utgave nr. 2, Opplag nr. 13. J. W. Cappelens Forlag A/S, Oslo. ISBN: 978-82-02-16822-3 (160 s.)

17. 2 Nettkilder

- [1] Informasjon om globale miljøutslipp, United States Environmental Protection Agency. www.epa.gov (besøkt 10/1 2019).
- [2] Informasjon om norske miljøutslipp, miljøstatus.no. www.miljostatus.no (besøkt 10/1 2019).
- [3] Informasjon om Isetta. Store Norske Leksikon www.snl.no/Isetta (besøkt 11/1 2019).
- [4] Informasjon om Reliant Robin, Reliant Motor Club. www.reliant.website (besøkt 11/1 2019).
- [5] Bilde av BMW Isetta, COYS of Kensington. www.coys.co.uk (besøkt 11/1 2019).
- [6] Bilde av Reliant Robin, CarGurus. www.cargurus.com (besøkt 11/1 2019).
- [9] Befolkningsstatistikk, Statistisk Sentralbyrå (SSB). www.ssb.no (besøkt 11/1 2019).
- [11] Registrerte kjøretøy, 2016. Statistisk sentralbyrå (SSB). www.ssb.no (besøkt 11/1 2019).
- [12] Luftkvalitetsdata, Norsk Institutt for Luftforskning (NILU). www.luftkvalitet.info (besøkt 11/1 2019).
- [13] Faktaark fra reisevaneundersøkelsen 2013/2014, SSB og Transportøkonomisk Institutt. www.toi.no (besøkt 14/1 2019).
- [14] Oppsummering av statistikk for 2017, Statistisk Sentralbyrå. www.ssb.no (besøkt 14/1 2019).
- [15] Elbilhistorie, Sustainable Enterprises Media Inc. www.cleantechnica.com (besøkt 14/1 2019).

- [16] Elbilhistorie, UPS Battery Center Ltd. www.upsbatterycenter.com (besøkt 14/1 2019).
- [17] Informasjon om blybatterier, Cadex Electronics Inc. www.batteryuniversity.com (besøkt 14/1 2019).
- [18] Elbilhistorie, Wikimedia Foundation inc. www.wikipedia.org (besøkt 15/1 2019).
- [19] Informasjon om Ayrton Perry Electric Tricycle, Cadex Electronics Inc. www.batteryuniversity.com (besøkt 15/1 2019).
- [20] Informasjon om Ayrton & Perrys elektriske trehjuling, Gizmag Pty Ltd. www.newatlas.com (besøkt 15/1).
- [21] 3D-illustrasjon av drivverk i Ayrton og Perrys elektriske trehjuling, TurboSquid. www.turbosquid.com (besøkt 15/1 2019).
- [22] Elbilhistorie, ThoughtCo. www.thoughtco.com (besøkt 15/1 2019).
- [23] Elbilhistorie, Evbox, blog.evbox.com (besøkt 15/1 2019).
- [24] Informasjon om La Jamais Contente, Gizmag Pty Ltd. www.newatlas.com (besøkt 15/1).
- [25] Informasjon om Lohner-Porsche, American City Business Journals. www.hemmings.com (besøkt 16/1 2019).
- [26] Informasjon om Lohner-Porsche, Time Inc. www.thedrive.com (besøkt 16/1 2019).
- [27] Informasjon om Henney Kilowatt. Renault Groupe. group.renault.com (besøkt 16/1 2019).
- [28] Informasjon om Henney Kilowatt, ElectricAndHybridCars.com. www.electricandhybridcars.com (besøkt 16/1 2019).
- [29] Informasjon om Henney Kilowatt, The Henry Ford. www.thehenryford.org (besøkt 16/1 2019).
- [30] Elbilhistorie, ZF Friedrichshafen AG. vision.zf.com (besøkt 17/1 2019).
- [31] Informasjon om Enfield 8000. Flux Capacitor. www.flux-capacitor.co.uk (besøkt 17/1 2019).
- [32] Informasjon om Vanguard Citicar. Carbuzz Inc. www.carbuzz.com (besøkt 17/1 2019).
- [33] Bilde og informasjon om Enfield 8000, Brightwell Ltd. www.brightwell.com (besøkt 17/1 2019).
- [34] Bilde og informasjon om GM EV1, Insider Inc. www.businessinsider.com (besøkt 17/1 2019).
- [35] Informasjon om GM EV1, Designtecnica Corporation. www.digitaltrends.com (besøkt 17/1 2019).
- [36] Bilde og informasjon om Toyota Prius, Mark Wan. www.autozine.org (besøkt 17/1 2019).
- [37] Informasjon om Toyota Prius, www.cleangreencar.co.nz (besøkt 17/1 2019).

- [38] Informasjon om Toyota Prius, Toyota. www.toyota.eu (besøkt 17/1 2019).
- [39] Informasjon om Toyota Prius. HowStuffWorks. auto.howstuffworks.com (besøkt 18/1 2019).
- [40] Informasjon om første generasjon Prius, Toyota Motor Corporation. www.toyota-global.com (besøkt 18/1 2019).
- [41] Informasjon om norsk elbilpolitikk. E24 Dine Penger AS. www.E24.no (besøkt 18/1 2019).
- [42] Bilde og informasjon om Tesla Model S. Tesla Motors. www.tesla.com (besøkt 18/1 2019).
- [43] Informasjon om norsk elbilpolitikk, Transportøkonomisk Institutt. www.toi.no (besøkt 18/1 2019).
- [44] Bilde og informasjon om Baojun E100. GM Authority. www.gmauthority.com (besøkt 21/1 2019).
- [45] Informasjon om Baojun E100, General Motors, www.gm.com (besøkt 21/1 2019).
- [46] Bilde og informasjon om Electra Meccanica Solo, Electra Meccanica Vehicles Corporation. www.electrameccanica.com (besøkt 21/1 2019).
- [47] Bilde og informasjon om ELi ZERO, ELI Electric Vehicles. www.eli.world (besøkt 21/1 2019).
- [48] Bilde og informasjon om Eli ZERO, Time Inc. www.thedrive.com (besøkt 21/1 2019).
- [49] Bilde og informasjon om Renault Twizy, Renault. www.renault.no (besøkt 22/1 2019).
- [56] Informasjon om SCAMPER, Mind Tools Ltd. www.mindtools.com (besøkt 28/1 2019).
- [57] Bilde og informasjon om Arcimoto FUV, Arcimoto Inc. www.arcimoto.com (besøkt 29/1 2019).
- [58] Informasjon om Arcimoto FUV, Condé Nast International. www.wired.com (besøkt 29/1 2019).
- [59] Informasjon om Pivco og Think, Romerikes Blad AS. www.rb.no (besøkt 30/1 2019).
- [60] Bilde og informasjon om Think, Bilforlaget AS. www.yrkesbil.no (besøkt 30/1 2019).
- [61] Informasjon om Pivco og Think, NRK. www.nrk.no (besøkt 30/1 2019).
- [62] Bilde av Pivco CityBee, DigitaltMuseum. www.digitaltmuseum.no (besøkt 30/1 2019).
- [63] Bilde av Pivco PIV2, Skeie Industridesign. www.skeiedesign.no (besøkt 30/1 2019).
- [65] Bilde og informasjon om Think City II, Dagbladet. www.dinside.no (besøkt 30/1 2019).
- [66] Informasjon om Think City II, E24 Dine Penger AS. www.e24.no (besøkt 30/1 2019).
- [67] Informasjon om Think City II, Think Global. www.think.no (arkivert nettside fra 3/7 2011, besøkt 30/1 2019).

- [68] Bilder og informasjon om Paxster, Paxster AS. www.paxster.no (besøkt 30/1 2019).
- [69] Informasjon om Paxster, Teknisk Ukeblad Media AS. www.tu.no (besøkt 30/1 2019).
- [70] Informasjon om bruk av Paxster, NZME. Publishing Limited. www.nzherald.co.nz (besøkt 30/1 2019).
- [71] Informasjon om Buddy, NRK. www.nrk.no (besøkt 30/1 2019).
- [73] Bilde og Informasjon om rullemotstand, Engineering ToolBox. www.engineeringtoolbox.com (besøkt 5/2 2019).
- [74] Bilde og informasjon om Mercedes-Benz Concept IAA, Mercedes-Benz of Scottsdale. www.mbscottsdale.com (besøkt 5/2 2019).
- [76] Informasjon om børsteløse likestrømsmotorer, Oriental Motor USA Group. www.orientalmotor.com (besøkt 11/2 2019).
- [77] Bilde og informasjon om børsteløse likestrømsmotorer, Woodbank Communications Ltd. www.mpoweruk.com (besøkt 11/2 2019).
- [78] Informasjon om børsteløse likestrømsmotorer og induksjonsmotorer, Tech Directions Books/Prakken Publications Inc. www.techdirections.com (besøkt 11/2 2019).
- [79] Bilder og informasjon om Magnax Axial Flux Machine, Magnax. www.magnax.com (besøkt 12/2 2019).
- [80] Informasjon om forskjellene mellom PMSM-motorer og BLDC-motorer, Advantage Business Marketing. www.ecnmag.com (besøkt 12/2 2019).
- [81] Bilder og informasjon om Equipmake APM 120, Equipmake Ltd. www.equipmake.co.uk (besøkt 12/2 2019).
- [82] Informasjon om Equipmake-motorer, Gizmag Pty. Ltd. www.newatlas.com (besøkt 12/2 2019).
- [83] Bilder og informasjon om Phi27S, Phi-Power AG. www.phi-power.com (besøkt 13/2 2019).
- [84] Bilder og informasjon om Elaphe, Elaphe Ltd. www.in-wheel.com (besøkt 13/2 2019).
- [86] Bilder og informasjon om virkningsprinsipp for induksjonsmotorer. Nidec Corporation. www.nidec.com (besøkt 13/2 2019).
- [87] Informasjon om forskjeller og likheter mellom BLDC- og induksjonsmotorer, Tesla. www.tesla.com (besøkt 14/2 2019).
- [88] Informasjon om Neodymmarkedet, CNBC LLC. www.cnbc.com (besøkt 14/2 2019).
- [89] Informasjon om drivlinjen i Tesla Model 3, INSIDEEVs. www.insideevs.com (besøkt 14/2 2019).
- [90] Informasjon om litium-ion-batterier, Cadex Electronics Inc. www.batteryuniversity.com (besøkt 14/2 2019).

- [91] Informasjon om forskning på superkondensatorer, TechSpot Inc. www.techspot.com (besøkt 14/2 2019).
- [92] Informasjon om batteriteknologi, AspenCore Inc. www.eetimes.com (besøkt 14/2 2019).
- [93] Informasjon om batterier i noen kommersielle elbiler, INSIDEEVs. www.insideevs.com (besøkt 15/2 2019).
- [94] Informasjon om litium-ion-batterier, Energy Storage Association. www.energystorage.org (besøkt 18/2 2019).
- [95] Bilder og informasjon om virkningsprinsipp for litium-batterier, Aptelligent Inc. www.sptelligent.com (besøkt 18/2 2019).
- [96] Informasjon om litium-ion-batterier, Informa USA Inc. www.powerselectronics.com (besøkt 18/2 2019).
- [97] Informasjon om batterityper brukt i elbiler, Electrek. www.electrek.com (besøkt 18/2 2019).
- [98] Informasjon om NMC 811-teknologi, Pusheevs. www.pusheevs.com (besøkt 18/2 2019).
- [99] Informasjon om kobolt i NMC-batterier. Benchmark Minerals Intelligence. www.benchmarkminerals.com (besøkt 18/2 2019).
- [100] Batteristatus hos CATL, electrive.com. www.electrive.com (besøkt 19/2 2019).
- [101] Sammenligning av ytelser hos ulike batteriprodusenter, DNV GL. www.dnvgl.com (besøkt 19/2 2019).
- [102] Sammenligning av litium-ion-batteri-teknologier, INCELL International AB. www.incellint.com (besøkt 19/2 2019).
- [103] Sammenligning av LFP- og NMC-batterier, Go Batery. www.gobatery.com (besøkt 19/2 2019).
- [104] Informasjon om LFP-batterier, RELiON Batteries. www.relionbattery.com (besøkt 19/2 2019).
- [105] Informasjon om koboltutvinning i Kongo, The Washington Post. www.washingtonpost.com (besøkt 19/2 2019).
- [106] Typiske spenninger i ulike litium-ion-batterier, Epec LLC. www.epectec.com (besøkt 20/2 2019).
- [107] Effekten av silisiumbruk i litium-batteri-anoder, MIT Technology Review. www.technologyreview.com (besøkt 20/2 2019).
- [108] Informasjon om og illustrasjon av egenskaper ved NCA-batterier, Cadex Electronics Inc. www.batteryuniversity.com (besøkt 20/2 2019).
- [109] Informasjon om bruk av NCA-batterier i kjøretøysindustrien, Sustainable Enterprises Media Inc. www.cleantechnica.com (besøkt 20/2 2019).

- [110] Uttalelse fra Tesla om koboltinnhold i batteriene deres, Pusheevs. www.pusheevs.com (besøkt 20/2 2019).
- [112] Informasjon om virkemåte for kondensator og superkondensator, Cadex Electronics Inc. www.batteryuniversity.com (besøkt 21/2 2019).
- [113] Illustrasjon og informasjon om superkondensatorer, Murata Manufacturing Co. Ltd. www.murata.com (besøkt 21/2 2019)..
- [114] Informasjon om ny superkondensator-teknologi, Verizon Media. www.engadget.com (besøkt 21/2 2019).
- [115] Informasjon om superkondensatorteknologi hos kommersielle bilprodusenter, Interesting Engineering. www.interestingengineering.com (besøkt 21/2 2019).
- [116] Bilde og informasjon om Smart EQ ForTwo, Daimler AG. www.smart.com (besøkt 26/2 2019).
- [117] Bilde og informasjon om Microlino, Micro Mobility Systems AG. www.micro-mobility.com (besøkt 26/2 2019).
- [118] Bilde og informasjon om ZhiDou D2s, Ninghai Zhidou Electric Vehicles Sales Co. Ltd. www.zhidou-europe.com (besøkt 26/2 2019).
- [119] Informasjon om testsykluser for elbiler, GearBrain Inc. www.gearbrain.com (besøkt 26/2 2019).
- [120] Informasjon om dekktrykk i personbiler, Cars.com. www.cars.com (besøkt 5/3 2019).
- [121] Bilde og informasjon om Fenix ARBL18 High-Capacity 18650 Battery - 3500mAh, Fenix. www.fenix-store.com (besøkt 5/3 2019).
- [122] Informasjon om plassering av batteripakke i bl.a. Tesla Model S, Sustainable Enterprises Media Inc. www.cleantechnica.com (besøkt 11/3 2019).
- [123] Eksempelbilde av hjul, Pirelli & C. S.p.A. www.pirelli.com (besøkt 14/3 2019).
- [124] Informasjon om stigning i Oslofjordtunnelen, NRK. www.nrk.no (besøkt 14/3 2019).
- [125] Informasjon om veistigninger i Norge, Teknisk Ukeblad Media AS. www.tu.no (besøkt 15/3 2019).
- [128] Bilde og informasjon om kuleledd laget etter standarden DIN 71802, Norelem. www.norelem.com (besøkt 26/3 2019).
- [130] Materialdata for S355J2, Ovako AB. www.ovako.com (besøkt 10/4 2019).
- [131] Informasjon om resirkulering av aluminium, Norsk Hydro ASA. www.hydro.com (besøkt 10/4 2019).
- [132] Informasjon om litiumproduksjon i Sør-Amerika, Condé Nast International. www.wired.co.uk (besøkt 12/4 2019).
- [134] Informasjon om CO₂-avtrykk og energibruk ved produksjon og bruk av elbiler, World Economic Forum. www.weforum.org (besøkt 12/4 2019).

[136] Informasjon om kassering av batterier i Norge, Forskrift om gjenvinning og behandling av avfall. www.lovdata.no (besøkt 12/4 2019).

[137] Informasjon om forskning på gjenbruk av litiumbatterier fra elbiler, NRK. www.nrk.no (besøkt 12/4 2019).

[138] Bilde og informasjon om resirkulering av ulike plasttyper, Green Living Tips. www.greenlivingtips.com (besøkt 22/4 2019).

[139] Informasjon om Pla-Mek. Pla-Mek AS. www.pla-mek.no (besøkt 22/4 2019).

18. VEDLEGG

- Vedlegg 1:** Spørreskjema del 1. *(S.180)*
-
- Vedlegg 2:** Spørreskjema del 2, elektroteknisk. *(S.182)*
-
- Vedlegg 3:** Spørreskjema del 2, mekanisk. *(S.187)*
-
- Vedlegg 4:** Mailkorrespondanse med Elaphe. *(S.190)*
-
- Vedlegg 5:** Eksplosjonstegning med stykke liste. *(S.193)*
-
- Vedlegg 6:** Konstruksjonstegning med globale mål. *(S.194)*
-
- Vedlegg 7:** Konstruksjonstegning med hovedmål av øvre bæream. *(S.195)*
-
- Vedlegg 8:** Konstruksjonstegning med hovedmål av nedre bæream. *(S.196)*
-
- Vedlegg 9: Konstruksjonstegning** med hovedmål av batterikasse. *(S.197)*
-

Vedlegg 1

Spørreskjema, del 1

Bakgrunn og hensikt

Dette er et spørreskjema som er laget i forbindelse med utviklingen av en elektrisk drivlinje for et kompakt lettvektskjøretøy som en del av en masteroppgave ved NMBU våren 2019. Som et ledd i dette utviklingsprosjektet er det ønskelig å foreta en eksterntesting av de valgte løsningsalternativene hos eksperter på relevante fagområder. Dette gjøres for å få konstruktive innspill fra kvalifiserte personer rundt hvorvidt løsningsalternativene er valgt hensiktsmessige, og hvilke forbedringer og optimaliseringer som kan eller bør gjøres før prosjektet beveger seg nærmere byggefasen.

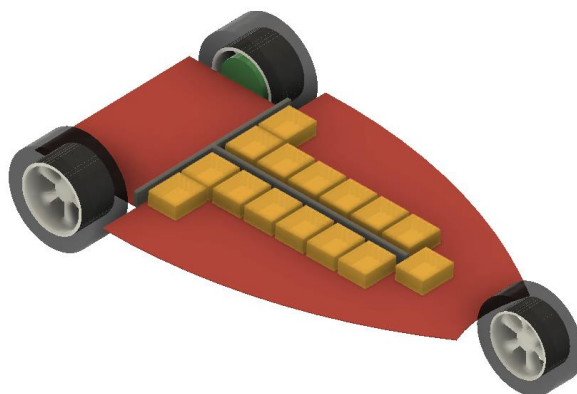
Om prosjektet

Drivlinjen er tenkt tilpasset i et lettvektskjøretøy ment for bruk på alle norske veier i alle tenkelige forhold over korte og mellomlange distanser. Dette er dog et tidlig stadium i utviklingsprosessen, og målet med prosjektet er å anbefale viktige hovedkomponenter i form av motor og energilagringssystem til dette kjøretøyet.

Løsningsalternativene for drivlinjen er valgt med bakgrunn i skreddersydde vektete seleksjonskriterier, men også med bakgrunn i grensespesifikasjoner som er gitt i samråd med oppdragsgiver. Nedenfor er de ønskede verdiene for disse spesifikasjonene gjengitt.

- **Effekt:** 60 kW
- **Dreiemoment:** 160 Nm
- **Batterikapasitet:** 18 kWh
- **Rekkevidde:** 180 km
- **Vekt (total):** 600 kg
- **Toppfart:** 120 km/h

I tillegg til å anbefale konkrete komponenter, er også konfigurasjonen av disse en betydelig del av prosjektarbeidet. Nedenfor er det lagt ved en 3D-tegnet konseptskisse der løsningsalternativene som er valgt for konfigurasjon av motor og batteripakke illustreres.



Konfigurasjonen som er valgt er:

- Navmotorer montert inni hjulene, med direkte drift uten bruk av gir. Motorene leveres av slovenske Elaphe, leverer (pr. stk.) 29 kW. nominell effekt, 400 Nm. maksimalt dreiemoment, veier 17,6 kg og har et maksimalt omdreiningstall på 1560 rpm.
- Batterier jevnt fordelt under gulvet i kupéen, fordelt i bokser á 100 stk. 1500 stk. sylindriske litium-ion-batterier i 18650-format fra Fenix, med en samlet kapasitet på 18,9 kWh (3,6 V, 3500 mAh) og en samlet vekt på 75 kg.

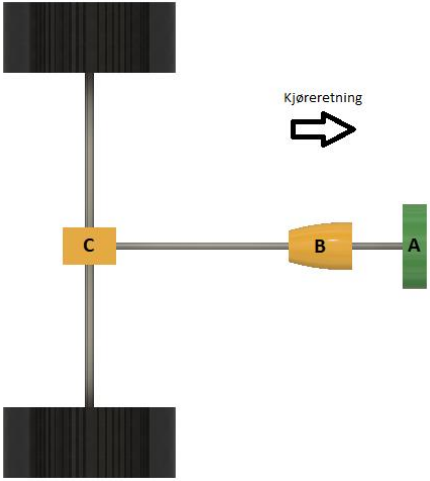
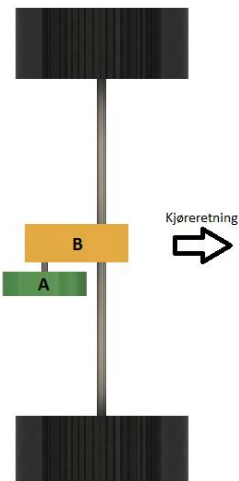
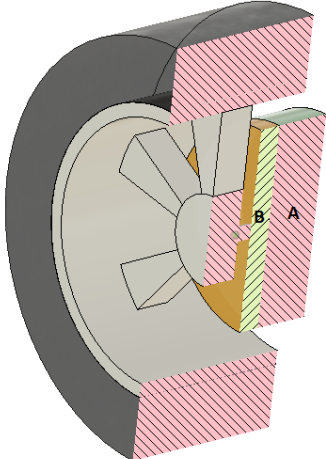
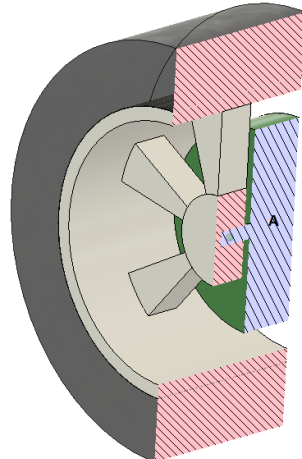
Vedlegg 2

Spørreskjema, del 2

(elektroteknisk)

Spørsmål 1 – motorkonfigurasjon

For motorkonfigurasjon ble det vurdert fire ulike alternativer, som er gjengitt i tabellen nedenfor.

 <p style="text-align: right;">1</p>	 <p style="text-align: right;">2</p>
<p>1: Oppsett som minner om tradisjonelle bakhjulsdrevne biler. Forutsetter en sentral motorenhet (A), en reduksjonsgirkasse (B), og en differensial (C) for å muliggjøre kraftvektorisering og vending av rotasjonsbevegelse ut til hjulene.</p>	<p>2: Mer kompakt løsning, der den sentrale motorenheten (A) er flyttet til baksiden av drivakselen, og forbindes med drivakselen gjennom en kombinert reduksjonsgirkasse og differensial (B).</p>
 <p style="text-align: right;">3</p>	 <p style="text-align: right;">4</p>
<p>3: Konvensjonell aksialfluks-motor (A) som krever bruk av reduksjonsgirkasse (B) for å justere omdreiningstallet til et passende intervall. Forutsetter at det finnes motor-, gir- og felgkombinasjoner som gjør dette alternativet praktisk mulig.</p>	<p>4: aksialfluks-motor (A) med direkte drift, uten bruk av reduksjonsgirkasse. Forutsetter at det finnes motorer som opererer med turtall som gjør dette alternativet praktisk mulig.</p>

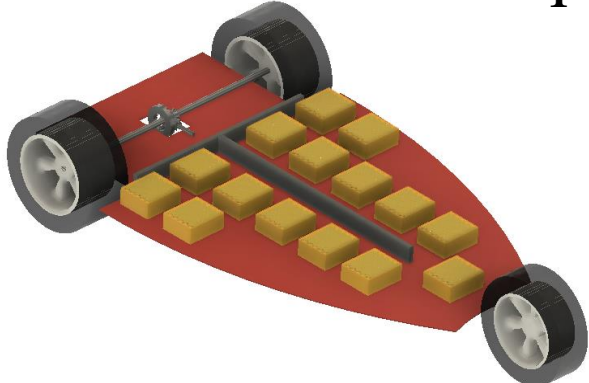
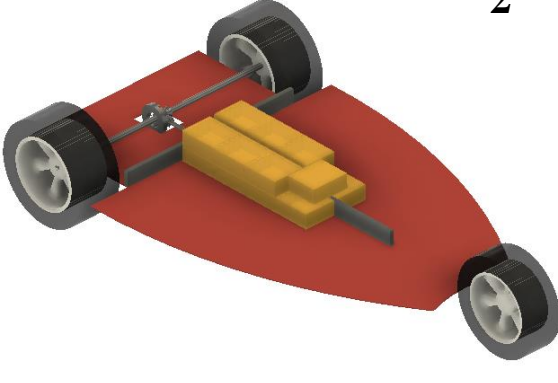
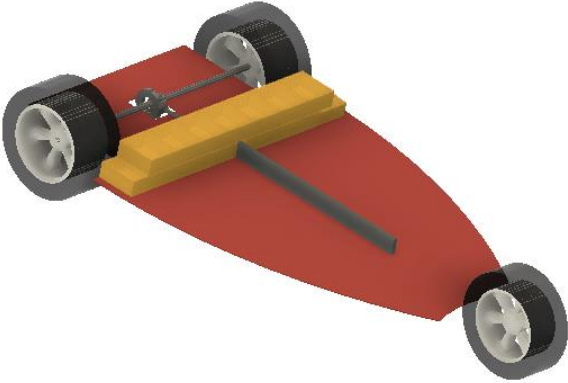
Basert på kriterier som minimal plassbruk, lav kompleksitet, innovasjon og det faktum at det eksisterer produkter som gjør dette alternativet mulig på markedet ble alternativ 4 valgt.

Sett fra et elektroteknisk perspektiv:

Spørsmål 1	Ja	Nei	Usikker
Er du enig i valget?			
Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)			

Spørsmål 2 – batterikonfigurasjon

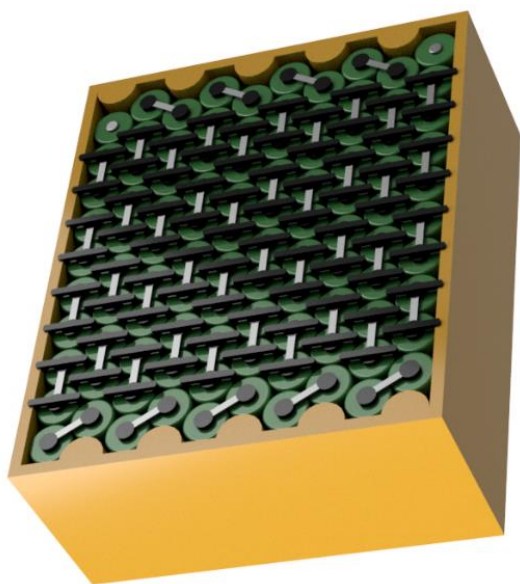
For batterikonfigurasjonen ble det vurdert tre ulike alternativer, som er gjengitt i tabellen nedenfor

 <p style="text-align: right;">1</p>	 <p style="text-align: right;">2</p>
<p>1) Batterimoduler jevnt fordelt flatt under gulvet i kupeen. Gjør at den totale høyden for kjøretøyet øker noe.</p>	<p>2) Batterimoduler konsentrert langs kjøretøyet langsgående akse. Krever noe tilpasning av interiørkomponenter.</p>
 <p style="text-align: right;">3</p>	
<p>3) Batterimoduler konsentrert foran bakakselen, langs kjøretøyet tverrgående akse. Forutsetter en viss total kjøretøysbredde.</p>	

Basert på kriterier som kompaktet, tilgjengelighet og minimal påvirkning av kjøretøyet tyngdepunkt ble alternativ 1 valgt.

Sett fra et elektroteknisk perspektiv:

Spørsmål 2	Ja	Nei	Usikker
Er du enig i valget?			
Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)			

Spørsmål 3 og 4 – batterimodularisering

For sammensetning av batteripakken er det foreløpig anbefalt å bruke separate moduler på 100 batterier hver, samlet i spesialtilpassede bokser. Se figur under. Se del 1 av spørreskjemaet for batterispesifikasjoner.

Seriekobling av de 100 batteriene i hver modul gir en nominell spenning på 360 volt. Tilleggskomponenter som motorkontroller og lader er ikke utredet ennå, og det er ikke innhentet informasjon om nødvendig driftsspenninger o.l. fra motorprodusent

Spørsmål 3

Tror du en slik modul vil skape problemer med varmeutvikling?

Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)

Spørsmål 4

Vil andre modulariseringskonfigurasjoner gjøre sammenkoblingen av det elektriske anlegget enklere? Vil det være en fordel å samle flere/færre battericeller pr. modul?

Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)

Eventuelle tilleggskommentarer

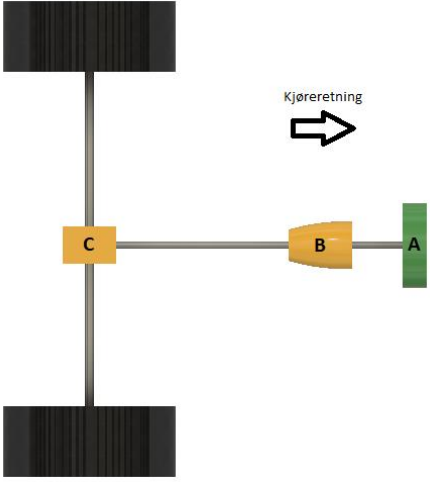
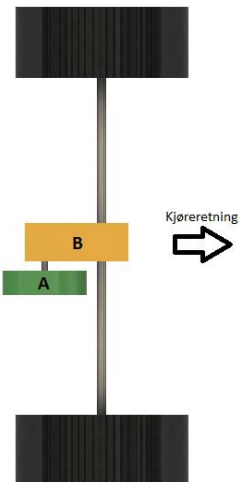
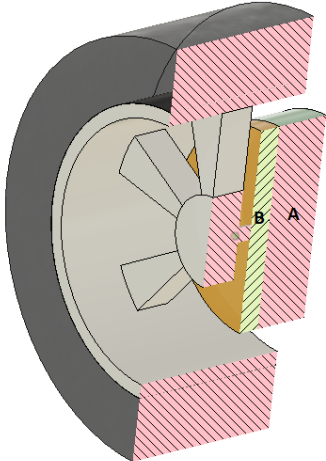
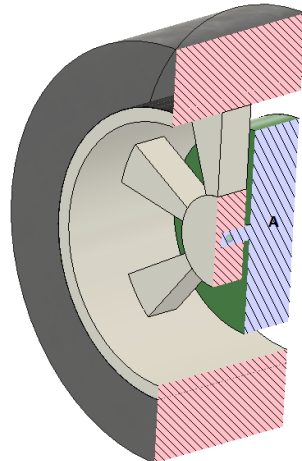
Vedlegg 3

Spørreskjema, del 2

(mekanisk)

Spørsmål 1 – motorkonfigurasjon

For motorkonfigurasjon ble det vurdert fire ulike alternativer, som er gjengitt i tabellen nedenfor.

 <p style="text-align: right;">1</p>	 <p style="text-align: right;">2</p>
<p>1: Oppsett som minner om tradisjonelle bakhjulsdrevne biler. Forutsetter en sentral motorenhet (A), en reduksjonsgirkasse (B), og en differensial (C) for å muliggjøre kraftvektorisering og vending av rotasjonsbevegelse ut til hjulene.</p>	<p>2: Mer kompakt løsning, der den sentrale motorenheten (A) er flyttet til baksiden av drivakselen, og forbindes med drivakselen gjennom en kombinert reduksjonsgirkasse og differensial (B).</p>
 <p style="text-align: right;">3</p>	 <p style="text-align: right;">4</p>
<p>3: Konvensjonell aksialfluks-motor (A) som krever bruk av reduksjonsgirkasse (B) for å justere omdreiningstallet til et passende intervall. Forutsetter at det finnes motor-, gir- og felgkombinasjoner som gjør dette alternativet praktisk mulig.</p>	<p>4: aksialfluks-motor (A) med direkte drift, uten bruk av reduksjonsgirkasse. Forutsetter at det finnes motorer som opererer med turtall som gjør dette alternativet praktisk mulig.</p>

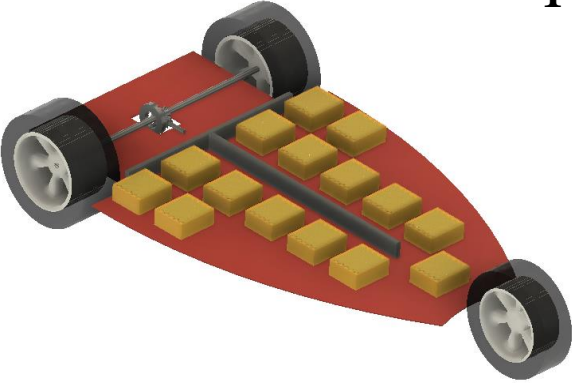
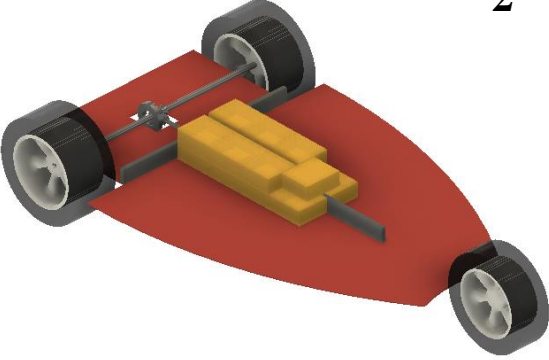
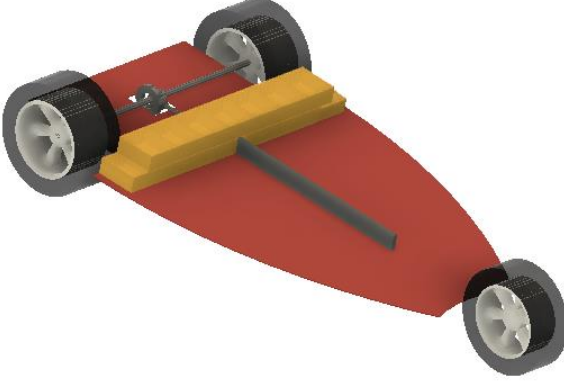
Basert på kriterier som minimal plassbruk, lav kompleksitet, innovasjon og det faktum at det eksisterer produkter som gjør dette alternativet mulig på markedet ble alternativ 4 valgt.

Sett fra et konstruksjonsmessig perspektiv:

Spørsmål 1	Ja	Nei	Usikker
Er du enig i valget?			
Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)			

Spørsmål 2 – batterikonfigurasjon

For batterikonfigurasjonen ble det vurdert tre ulike alternativer, som er gjengitt i tabellen nedenfor

 <p style="text-align: right;">1</p>	 <p style="text-align: right;">2</p>
<p>1) Batterimoduler jevnt fordelt flatt under gulvet i kupeen. Gjør at den totale høyden for kjøretøyet øker noe.</p>	<p>2) Batterimoduler konsentrert langs kjøretøyet langsgående akse. Krever noe tilpasning av interiørkomponenter.</p>
 <p style="text-align: right;">3</p>	
<p>3) Batterimoduler konsentrert foran bakakselen, langs kjøretøyet tverrgående akse. Forutsetter en viss total kjøretøysbredde.</p>	

Basert på kriterier som kompakthet, tilgjengelighet og minimal påvirkning av kjøretøyets tyngdepunkt ble alternativ 1 valgt.

Sett fra et konstruksjonsmessig perspektiv:

Spørsmål 2	Ja	Nei	Usikker
Er du enig i valget?			
Kommentar (styrker, svakheter, mulige forbedringer)			

Vedlegg 4

Følgende mail ble sendt til den slovenske motorprodusenten Elaphe:

Hello!

I am an engineering student at the Norwegian University of Life Sciences (NMBU) in Ås, Norway, and I am currently working on my master thesis concerning development of an electrical drivetrain for a small lightweight three-wheeled EV.

As part of the technology research, I discovered your S400 in-wheel solution on the internet. After considering multiple technologies and solutions for how to implement an electrical drivetrain in this project, your product still is quite interesting.

My masters-work is quite conceptual, meaning that there will not be made any working prototype any time soon. The purpose of the work is mainly to gather information regarding existing technology, and in the end to recommend a solution with all technical specifications included. At this point, it is only the motors that are relevant for the project. Inverters, controllers, batteries, chargers and so on will not be considered until later.

For your motors to be recommended, and to make customization of other relevant parts such as rims, wheels and suspension parts easier, I have a few questions I would appreciate if you had the opportunity to answer. The questions are solely directed towards the S400-model as shown on your website.

- What are the outer physical dimensions of the motor unit, including the drum brake?
- What are the dimensions of the integrated bolts and bolt circle?
- Does your motor require use of custom made rims?
- What outer features is the unit equipped with for attachment to the vehicle body?
- How is the motor protected against the outer environment, and what materials is the outer shell made of?
- Would it be possible for you to send a 3D-file of the motor unit (.STEP-file), including the drum brake? A dummy-file would be sufficient, as I understand that the interior parts is subject to secrecy.
- Would it be possible for you to provide me with any cost estimations per motor unit?

Any of the above information would be really appreciated, and it will be kept confidential within the faculty if that is required.

Kindly regards
Einar Gisholt
Faculty of Science and Technology
Norwegian University of Life Sciences.

Følgende svar ble mottatt:

Dear Einar,

Thank you for reaching out to us.

Generally, we always strive to be as helpful as possible with student projects. However, providing data unfortunately requires more process behind it and we certainly consider this very precisely in sense of potential benefits and risks. I hope you can understand that we can not consider this without any mutual NDA document, but since this is not a company project, we would need to have signed NDA with you and your University representative. At this stage of development, we can only disclose information on the development to our project partners. In general the development is confidential and we only have limited resources to inform non industrial partners. If you feel more information is required, this would be a subject to discussion.

I will try to help as much as I can with your questions without the necessity for a non-disclosure agreement, I wrote answers below in green. I hope this will be useful to make your master thesis successful, we are be happy to support it.

Many thanks,

Ales – Elaphe Team

[www.in-wheel.com/]

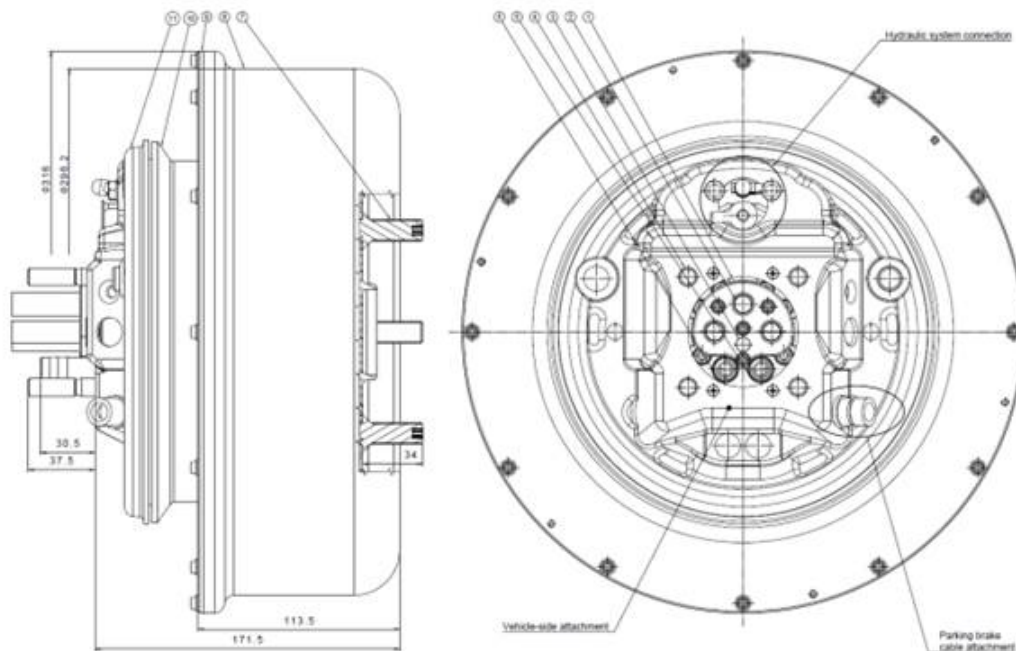


Aleš Dobnikar
Elaphe Propulsion Technologies Ltd.

Mobile: [+386 41 224 751](tel:+38641224751)
E-mail: ales.dobnikar@elaphe-ev.com
Website: [www.in-wheel.com/]www.in-wheel.com

Følgende svar ble gitt på de konkrete spørsmålene i mailen:

- What are the outer physical dimensions of the motor unit, including the drum brake?



- What are the dimensions of the integrated bolts and bolt circle?
Standard bolt circle: 114,3x4 (customizable).
- Does your motor require use of custom made rims?
Every standard 14" rim fits with S400, for 13 inch rims some customization could be required.
- What outer features is the unit equipped with for attachment to the vehicle body?
The mounting of the motor is executed with standard bearing mounted to the chassis.
- How is the motor protected against the outer environment, and what materials is the outer shell made of?
All motors are tested and protected against environmental influences (IP67 and IP69 apply). With special sealing we can submerge the motors in mud or water, but the motors are not designed to operate constantly submerged. The rotor is made out of steel.
- Would it be possible for you to send a 3D-file of the motor unit (.STEP-file), including the drum brake? A dummy-file would be sufficient, as I understand that the interior parts is subject to secrecy.
Unfortunately not at this point, please see explanation above.
- Would it be possible for you to provide me with any cost estimations per motor unit?
Unfortunately not at this point, please see explanation above.

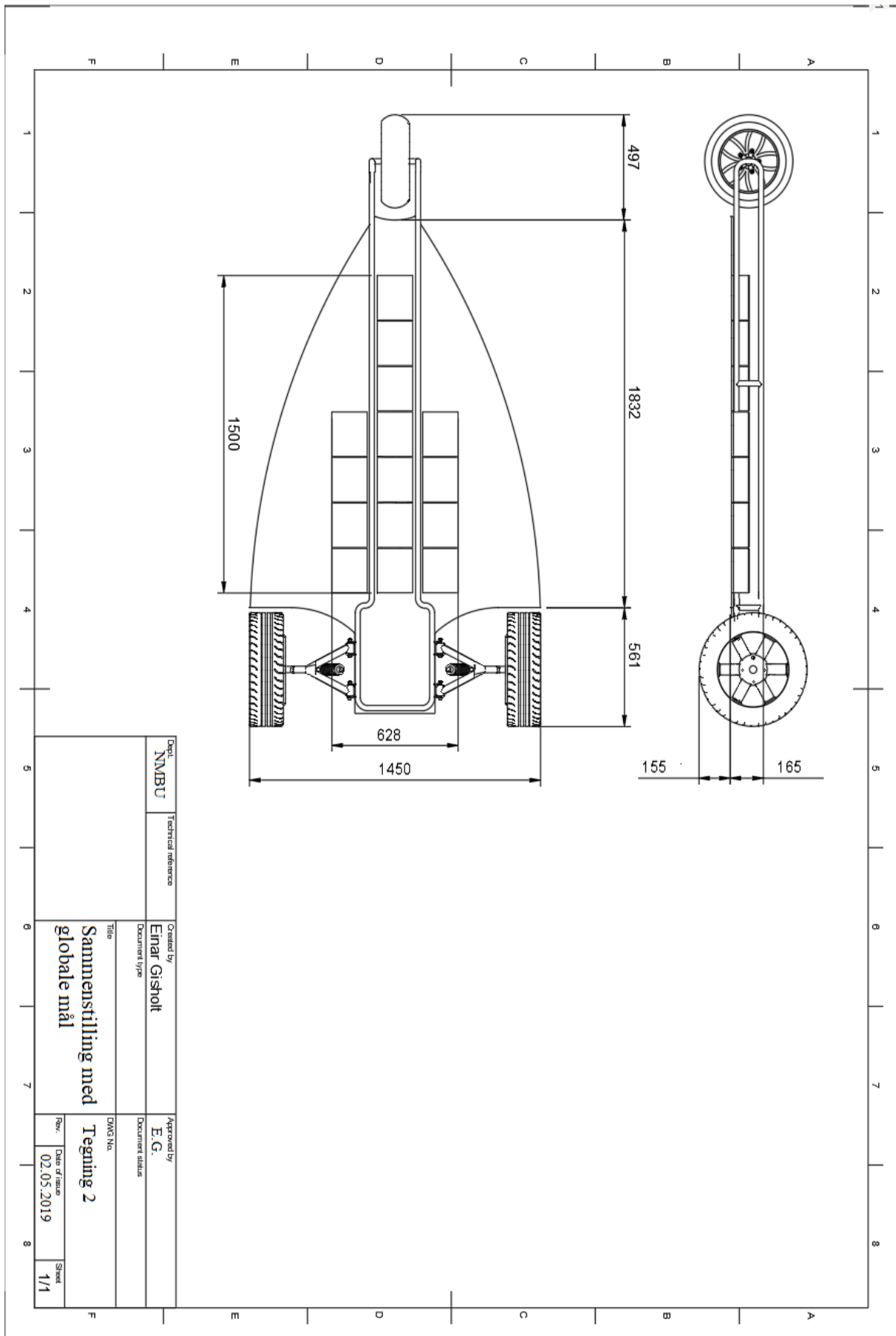
Vedlegg 5:

Understellsplate, foringer, skruer, muttere og enkeltbatterier er utelatt fra tegningen.

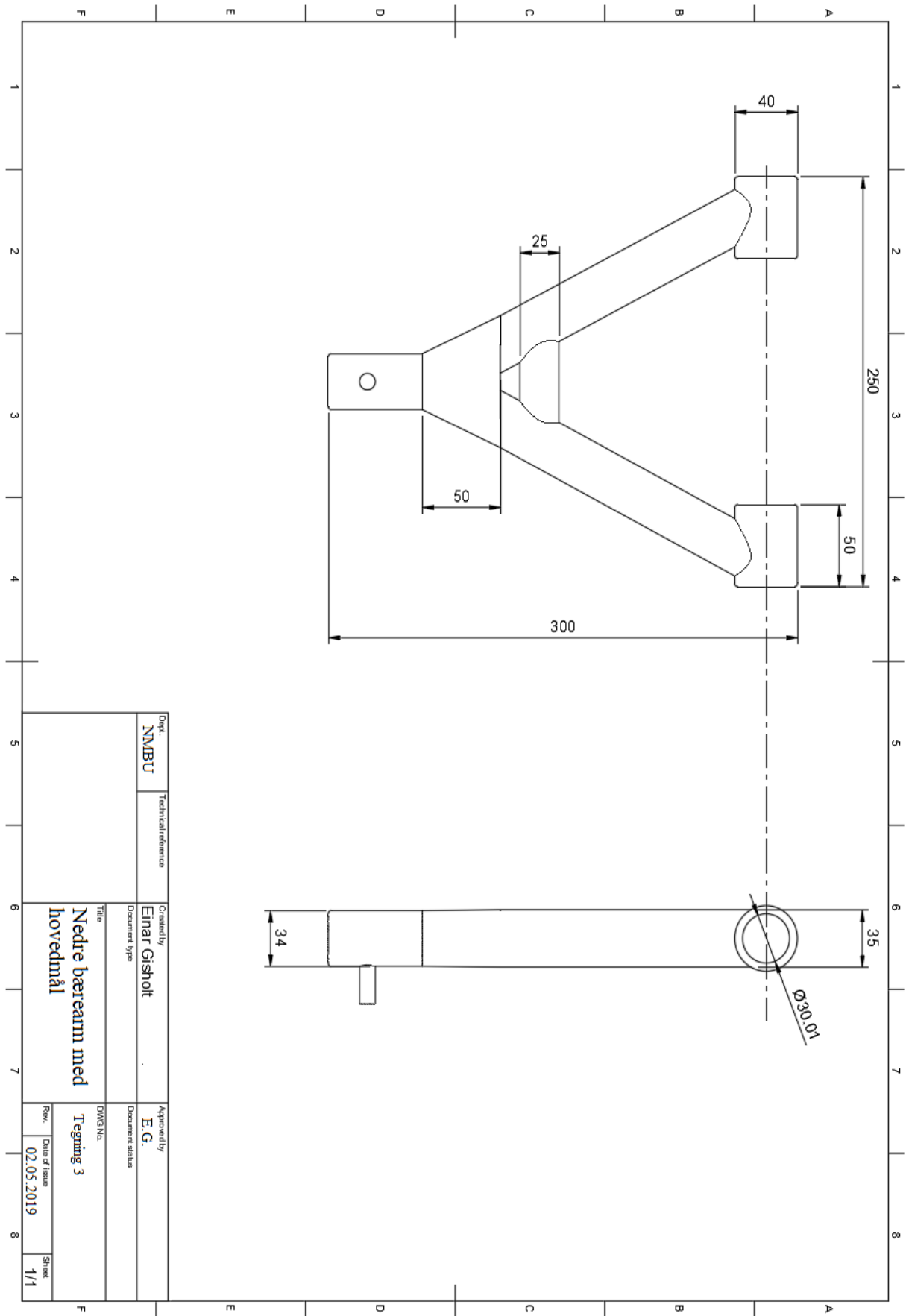
Item	Qty	Part name	Description	Material
10	1	Dekk, foran		
9	1	Felg, foran		
8	1	Ramme		
7	2	Støtdemper/fjær		6061-T6
6	2	Øvre bærearmer		6061-T6
5	2	Nedre bærearmer		
4	15	Batterikasse	Rommer 100 batterier hver	PC
3	2	Dekk, bak	165/55/R14	
2	2	Felg, bak	14"	
1	2	Motor	Elaphie S400	

Date:		Technical reference	
NMBU			
Created by:		Approved by:	
Einar Gisholt		E.G.	
Document type:		Document status:	
Eksplosjonstegning med stykklister		Tegning 1	
Title:		DWGS No.:	
Rev.:		Date of issue:	
		02.05.2019	
		Sheet:	
		1/4	

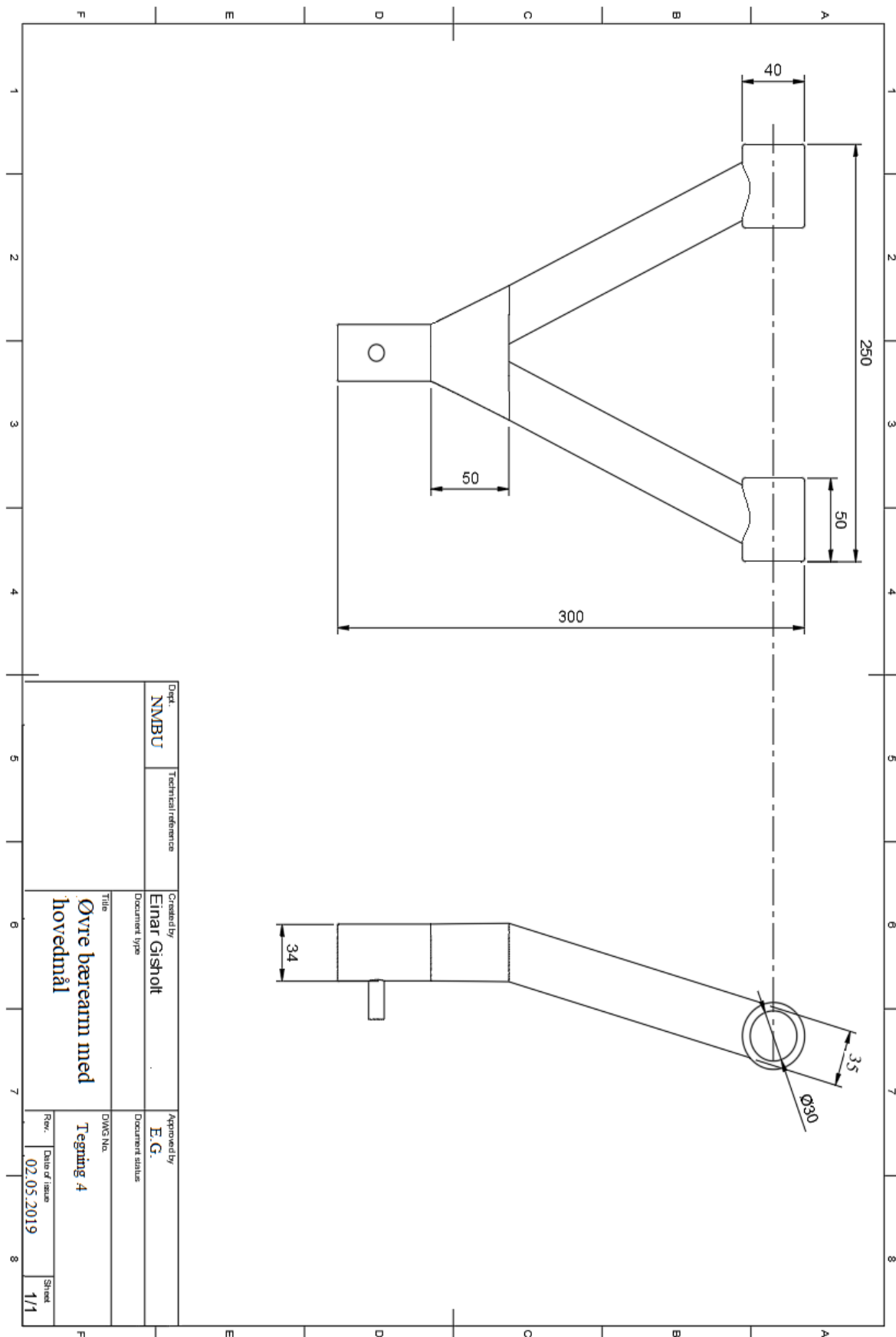
Vedlegg 6



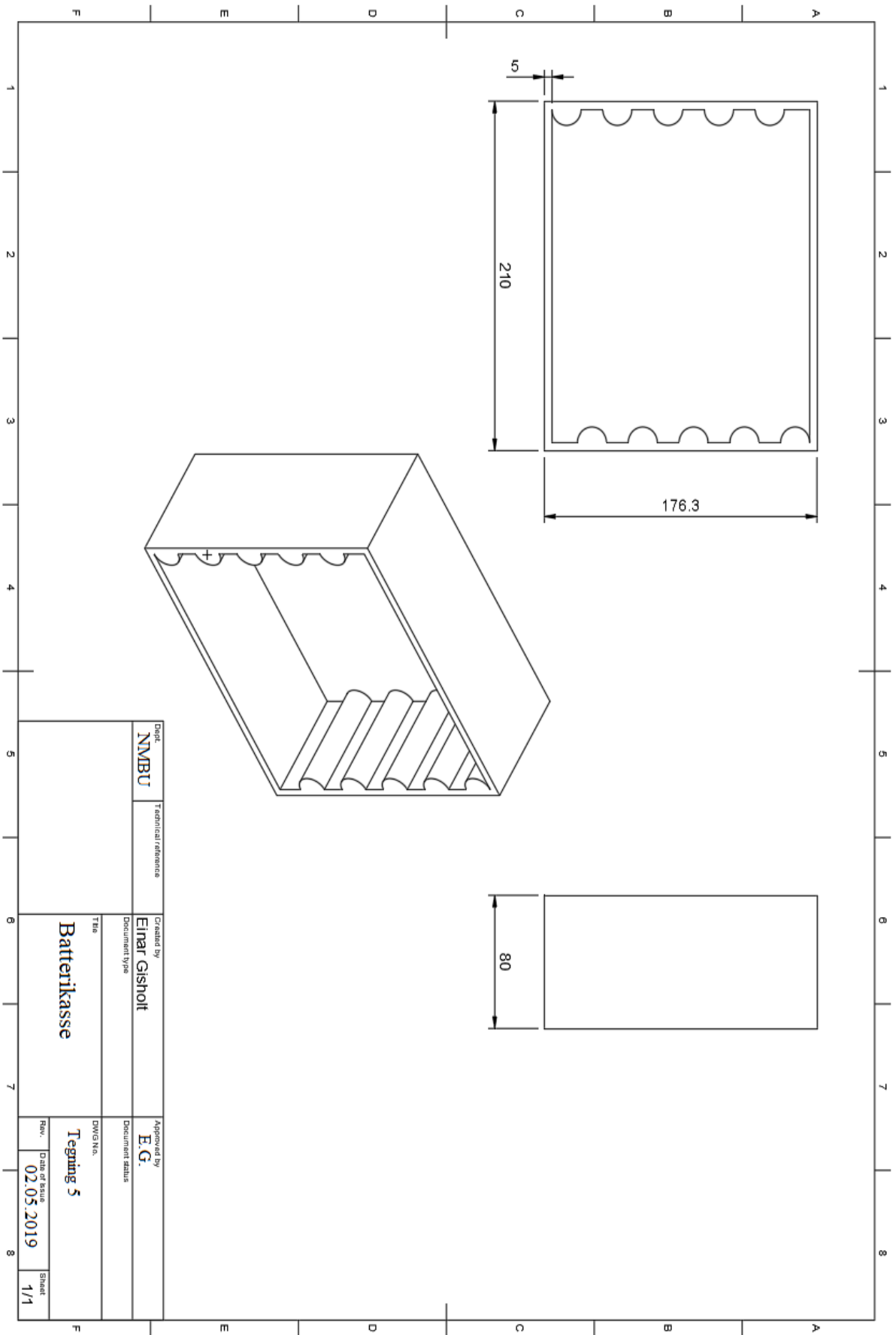
Vedlegg 7



Vedlegg 8



Vedlegg 9



Dept. NMBU		Technical reference	
Created by Einar Gisholt		Approved by E.G.	
Document type Batterikasse		Document status	
Title Batterikasse		DWG No. Tegning 5	
Rev. 02.05.2019		Date of issue	
Sheet 1/1		Sheet	



Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway