



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2022 30 stp

Fakultet for realfag og teknologi

Drivverk og kjøremotstand til to- og firehjulsdrevne elbiler

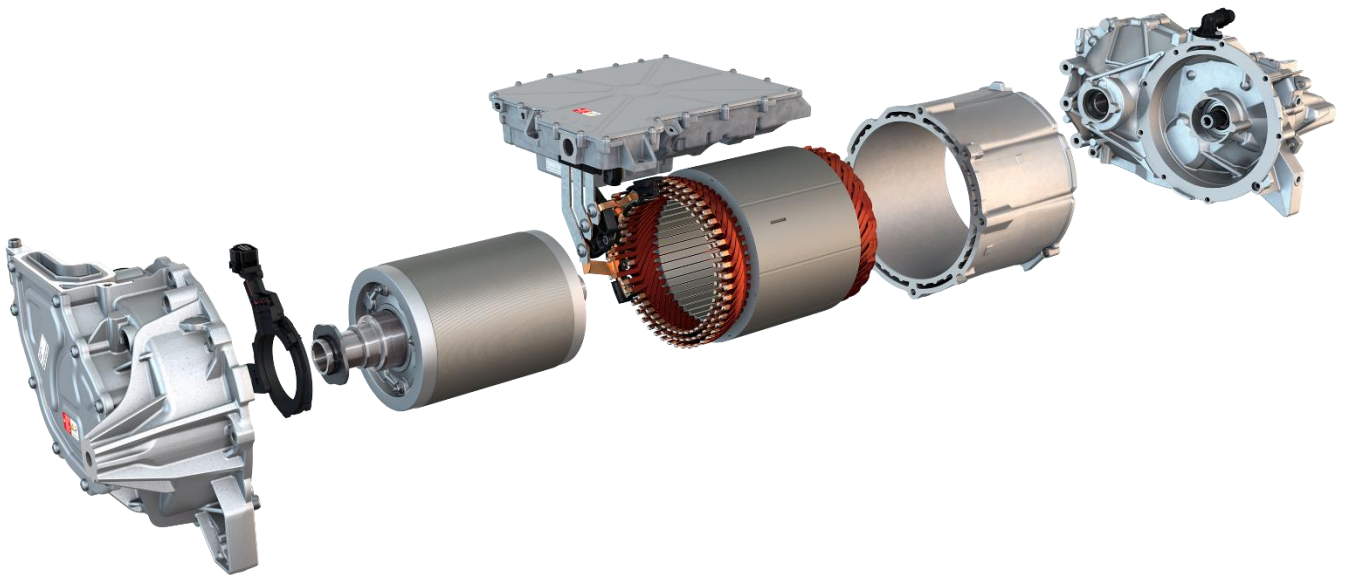
Drivetrain and driving resistance for two- and four-wheel drive electric cars

Esben Tobias Kjærstad-Iversen
Oliver Alexander Nordtveit Orefellen
Maskin, prosess- og produktutvikling

Drivverk og kjøremotstand til to- og firehjulsdrevne elbiler

Av

Esben Tobias Kjærstad-Iversen
Oliver Alexander Nordtveit Orefellen



Masteroppgave
Maskin, prosess- og produktutvikling

Fakultet for realfag og teknologi, NMBU
Vår 2022



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Forord

Denne oppgaven er skrevet av Esben Tobias Kjærstad-Iversen og Oliver Alexander Nordtveit Orefellen som en del av masterprogrammet i Maskin, prosess- og produktutvikling ved fakultet for realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU).

Det stilles stadig større krav om en miljøvennlig kjøretøypark, og det er derfor stadig større konkurranse om å utvikle mer miljøvennlige kjøretøy. Fakultet for realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU) ønsker å øke kunnskapen om elbiler og vil derfor initiere en masteroppgave hvor to- og firehjulsdrivne elbilers drivlinjer står i fokus.

Oppgaven starter innledningsvis med definisjon av problemstillinger og målsettinger for arbeidet. Deretter legges det frem grunnleggende teori om kjøretøy og kjøremstand, samt oppbygning og virkemåte til drivverk i moderne elektriske biler. Videre følger en oversikt over et utvalg av aktuelle elbiler og deres tekniske løsninger. Deretter beskrives de praktiske testene som er gjennomført og resultatene fra testene bearbejdes og legges frem. Oppgaven avsluttes med diskusjon og konklusjon.

Oppgaven gir nødvendig kunnskap til å forstå og gjøre beregninger på elektriske drivverk i moderne elbiler. For å få fullt utbytte av oppgaven forventes grunnleggende maskiningeniør kunnskaper.

Vi vil starte med å takke hovedveileder førsteamanuensis Geir Terjesen for god oppfølging og veiledning gjennom hele perioden. Videre vil vi takke Per-Olav Silviken ved Harald A. Møller og Harald A. Møller for utlån av to biler til testing. Vi vil også takke Stein Erik Østlie og Stian Frilseth ved Harald A. Møller Kompetansesenter for å bidra med informasjon, avklaring av spørsmål og utlån av diagnoseutstyr. Videre vil vi takke Technical Advisor Frank Ove Eidem ved Kia Bil Norge AS for informasjon og prøvekjøring med tilhørende diagnoseutstyr.

Til slutt vil vi takke kommunikasjonsdirektør Marius Tegneby i BMW Group Norge for utlevering av tekniske data, overingeniør Marko Jakovljevic ved NMBU for klargjøring og utlån av akselerasjonsmåler, Jesper R. Schweitz for utlån av OBD Bluetooth adapter og Eik Lab for lån av laserkutter.

Ås, 15/5-2022

E. Tobias K-Iversen

Esben Tobias Kjærstad-Iversen

Oliver A. N. Orefellen

Oliver Alexander Nordtveit Orefellen

Sammendrag

Det stilles stadig større krav om en miljøvennlig kjøretøypark, og det er derfor stadig større konkurranse om å utvikle mer miljøvennlige kjøretøy. Det gjøres stadig tester av elbilenes rekkevidde, men det er også nødvendig med kunnskap om både elektriske drivverk og andre kjøretøyparametere for å modellere nye kjøretøy. Videre trengs denne kunnskapen også for å verifisere eksisterende løsninger. Oppgaven fremskaffer denne kunnskapen og presenterer den på en pedagogisk måte.

Oppgaven inneholder et omfattende teorigrunnlag bestående av grunnleggende kjøretøyfysikk og kartlegging av oppbygning og virkemåte for drivverket i moderne elektriske biler. Disse beskrivelsene er basert på studier av eksisterende litteratur, teknisk informasjon fra importørene og markedsføringsinformasjon fra produsentene. Det er lite norsk teknisk litteratur om teamet, men relevant informasjon fra litteratursøket er gjengitt i oppgaven.

Det er utført akselerasjonstester og kjøremotstandstester av seks aktuelle produksjonsbiler fra Kia, Volkswagen, Audi og Porsche. Under testene ble det samlet inn data fra bilens diagnosesystem i sanntid for å kartlegge moment, effekt og andre viktige kjøretøyparametere under kjøring. Akselerasjonstestene har gitt et godt grunnlag til å presentere moment, effekt og drivkraftkurver for de ulike modellene. Kjøremotstandstestene har vist at det nødvendige effektbehovet under kjøring er sterkt avhengig av helningen på kjørebane og eventuell med- og motvind.

Det er variasjoner i oppbygning av elektriske motorer, men til tross for dette har de ulike motortypene tilsvarende egenskaper. Typisk vil motorene i moderne elbiler ha et område der de leverer konstant moment, etterfulgt av et område der de leverer konstant effekt. Enkelte elbiler har også et område der effekten omvendt proporsjonal med hastigheten. Denne moment- og effektkarakteristikken gjør at drivkraften vil være konstant, før den går over til å være omvendt proporsjonal med hastigheten. Dersom motoren har det tredje område, vil da drivkraften være omvendt proporsjonal med hastigheten i andre potens. Disse sammenhengene kan brukes til å beskrive kjøretøyets egenskaper og ytelse.

De fleste elbiler er utstyrt med et fast reduksjonsgir med kun én utveksling, mens biler på Porsche J1 plattformen har en tottrinns girkasse på bakakselen som gir svært høy drivkraft kombinert med muligheten for høy hastighet. Det brede turtallsregisteret til elmotorer gjør at elbiler med fast reduksjonsgir fungerer bra, men Porsches løsning gir økt drivkraft på bekostning av økt kompleksitet.

Noe teknisk informasjon har vist seg å være vanskelig å oppdrive, spesielt informasjon som har lite markedsføringspotensiale. Dermed har det vært nødvendig å estimere noen verdier underveis. Manglende teknisk informasjon har også motivert for de praktiske testene.

En av de praktiske testene har vært å finne treghetsmomentet til en rekke hjul.

Treghetsmomentet ble målt med to metoder, med en rotasjonsspenkel og ved rulling av hjul på skråplan. Praktisk gjennomføring og det matematiske grunnlaget for begge metodene er vist i oppgaven. Resultatene fra testene er $I = 0,47 \text{ kgm}^2$ for de minste hjulene og $I = 2,38 \text{ kgm}^2$ for de største hjulene. Det blir også foreslått følgende sammenheng mellom treghetsmomentet,

masse og hjulradius, som kan brukes til å estimere treghetsmoment til andre hjul enn de som ble testet:

$$I_{Hjul} = k \cdot mR_{Hjul}^2, \quad k = 0,58$$

Resultatene fra den praktiske testingen drøftes og illustreres med figurer. Avslutningsvis er det også laget flere beregningseksempler som bruker informasjon fra teorigrunnlaget og resultater fra den praktiske testingen til å modellere og vurdere bilenes egenskaper.

Abstract

There are ever increasing requirements for more environmentally friendly vehicles, and therefore there is fierce competition in developing new solutions. Tests of electric vehicle range is common, but its also necessary to gain knowledge about electric drivetrains and other vehicle parameters to accurately model new vehicles. This knowledge is also needed to verify existing solutions. This thesis obtains this knowledge and presents it in an educational way.

The thesis includes an extensive foundation of theory consisting of vehicle dynamics and an overview of the construction and functionality of drivetrains in modern electric vehicles. These descriptions are based on studies of existing literature, technical material from the local dealerships and marketing material from the manufacturers. There is little Norwegian technical literature on the subject, but all relevant information found during literature searches is shown in the thesis.

Practical testing consisted of acceleration and driving resistance tests of six relevant production vehicles from Kia, Volkswagen, Audi and Porsche. Realtime data from the cars diagnostics system was collected during all the tests. The data was used to determine torque, power and other important vehicle parameters during driving. The acceleration tests gave a good foundation to make curves of torque, power and driving force for the different vehicles. The driving resistance tests showed that driving resistance is easily affected by wind and inclines.

There are significant variations in the construction of electric motors, but despite this the different motor types have very similar characteristics. The motors will typically deliver constant torque at the start, before delivering constant power as speed increases. Some electric motors have a third region where power decreases as speed increases. This torque and power characteristic results in constant driving force in the beginning before it becomes inversely proportional with speed. If the motor has the third region, the driving force will be inversely proportional with speed squared in this region. This characteristic can be used to describe the vehicle's performance.

Most electric vehicles are outfitted with a fixed ratio reduction gearbox, while cars built on the Porsche J1 platform have a two-speed gearbox on the rear axel which provides very high driving force combined with the ability of high-speed operation. The wide rev-range of electric motors mean that the fixed ration reduction gearbox works well, but Porsche's solution offers increased driving force at the cost of increased complexity.

Certain technical information has proven difficult to find, especially information that isn't used in marketing material. Therefore, some values had to be estimated. This lack of technical information was one of the motivators for the practical testing.

The practical testing also included measuring of the moment of inertia for several wheels. The moment of inertia was measured using two methods, with a rotational pendulum and by rolling wheels down an inclined plane. Description of both methods, as well as their mathematical foundation is presented in the thesis. The result is $I = 0,47 \text{ kgm}^2$ for the

smallest wheels and $I = 2,38 \text{ kgm}^2$ for the largest wheels. The following relation between the moment of inertia, mass and radius of the wheel has been proposed:

$$I_{Wheel} = k \cdot mR_{Wheel}^2, \quad k = 0,58$$

This can be used to estimate the moment of inertia for other wheels. The results from all practical testing are discussed and illustrated with figures. Example tasks show potential uses for the information, and uses results from practical testing to model and evaluate vehicle characteristics.

Innholdsfortegnelse

	Side:
1. Definisjoner og formelliste.....	1
1.1. Orddliste	1
1.2. Symboler og enheter	2
1.3. Formelliste	5
1.4. Konstanter.....	5
2. Innledning.....	6
2.1. Bakgrunn	6
2.2. Motivasjon for elektriske drivverk	6
2.3. Problemstillinger	7
2.4. Prosjektmål og begrensninger	7
2.4.1. Hovedmål	7
2.4.2. Delmål	7
2.4.3. Begrensninger.....	7
2.5. Kvalitetssikring.....	8
2.5.1. Rapport	8
2.5.2. Programvare	8
3. Teori	9
3.1. Elektrisk drivverk	9
3.2. Kjøretøyfysikk	9
3.2.1. Aksesystem for kjøretøy	9
3.2.2. Repetisjon av treghetsmoment og vinkelakselerasjon	10
3.2.3. Repetisjon av utveksling	11
3.2.4. Repetisjon av effekt og tap.....	12
3.3. Kjøremotstand	13
3.3.1. Luftmotstand	13
3.3.2. Stigningsmotstand	14
3.3.3. Rullemotstand.....	15
3.4. Akselerasjonsmotstand	16
3.4.1. Ekvivalent treghetsmoment.....	17
3.5. Moment- og effektkurver.....	18
3.6. Drivkraftkurver	20

3.7.	Intern kommunikasjon og diagnose.....	22
3.8.	Standard for dekkdimensjoner.....	22
3.9.	Dekk til elbil.....	23
3.10.	Drivverkets oppbygning og bestanddeler.....	24
3.10.1.	Batteri.....	25
3.10.2.	Vekselretter.....	28
3.10.3.	Motorer.....	29
3.10.4.	Moment- og effektkurver.....	34
3.10.5.	Utveksling.....	36
3.11.	Drivverkskonfigurasjoner.....	36
3.12.	Energiflyt og tap.....	38
3.12.1.	Kjøring.....	38
3.12.2.	Regenerering.....	39
4.	Volkswagen MEB.....	40
4.1.	Drivverk.....	40
4.2.	Kjøretøyparametere.....	44
4.3.	Moment- og effektkurver.....	45
5.	Hyundai Motor Group E-GMP.....	48
5.1.	Drivverk.....	48
5.2.	Kjøretøyparametere.....	51
6.	BMW Gen5.....	53
6.1.	Drivverk.....	53
6.2.	Effektkurver.....	54
7.	Porsche J1.....	56
7.1.	Drivverk.....	56
7.2.	Kjøretøyparametere.....	61
8.	Metodebeskrivelse.....	64
8.1.	Kjøretøytester.....	64
8.1.1.	Datainnsamling.....	64
8.1.2.	Akselerasjonstester.....	65
8.1.3.	Kjøremostandstester.....	65
8.2.	Testing av hjul.....	65
8.2.1.	Måling av treghetsmoment på skråplan.....	66

8.2.2.	Måling av treghetsmoment med pendel	68
9.	Resultater.....	70
9.1.	Resultater fra testing av Hyundai Motor Group E-GMP.....	70
9.1.1.	Tilgjengelig batterieffekt	70
9.1.2.	Hastighetskompensasjon	71
9.1.3.	Akselasjonstester.....	72
9.1.4.	Effektforbruk ved kjøring.....	73
9.1.5.	Estimert frontareal.....	74
9.1.6.	Kjøremotstand og effektivitet.....	75
9.1.7.	Momentkurver	77
9.1.8.	Drivkraftkurver.....	79
9.2.	Resultater fra testing Volkswagen MEB	80
9.2.1.	Tilgjengelig batterieffekt.....	81
9.2.2.	Akselasjonstester.....	82
9.2.3.	Effekt og moment.....	83
9.2.4.	Effektforbruk ved kjøring.....	84
9.2.5.	Drivkraftkurver.....	85
9.3.	Resultater fra testing av Porsche J1	86
9.3.1.	Akselerasjonstester	87
9.3.2.	Utveksling	89
9.3.3.	Moment- og effektkurver	90
9.3.4.	Drivkraftkurver.....	92
9.3.5.	Drivkraft og girskift	93
9.4.	Resultater fra testing av hjul.....	98
9.4.1.	Hjuloversikt.....	98
9.4.2.	Treghetsmoment fra hjulrulling	100
9.4.3.	Treghetsmoment fra pendel.....	106
9.4.4.	Estimert treghetsmoment.....	108
9.4.5.	Oppsummering av hjultester	109
9.5.	Beregningseksempler.....	111
9.5.1.	Ekvivalent treghetsmoment for Volkswagen ID.3	111
9.5.2.	Utveksling for Porsche Taycan Turbo S	113
10.	Diskusjon.....	116

10.1.	Forbedringer for kjøretøytester	116
10.2.	Forbedringer for treghetsmomenttesting med pendel	117
10.3.	Forbedring for treghetsmomenttesting med hjulrulling	118
11.	Konklusjon	119
11.1.	Videre arbeid.....	119
12.	Referanser.....	120
13.	Vedlegg	133

1. Definisjoner og formelliste

I dette kapittelet presenteres ord, symboler, formler og konstanter som er benyttet i denne rapporten.

1.1. Ordliste

I tabellen under presenteres terminologi og forkortelser som er benyttet i rapporten.

Tabell 1 - Spesiell terminologi og forkortelser benyttet i rapporten.

Utrykk	Definisjon
Elbil	Bil drevet av elektrisk motor med batteri som energibærer.
Forbrenningsbil	Bil drevet med forbrenningsmotor.
Vekselretter	Maskin som omformer likestrøm til vekselstrøm.
Fase	Fase brukes for å betegne tidsforskjellen mellom svingninger med samme frekvens [1].
Stator	Stillestående del av motor.
Rotor	Roterende del av motor.
IM	Induksjonsmotor
PMSM	Permanentmagnetisert synkronmotor
PMSRM	Permanentmagnetisert synkron reluktansmotor
ESM	Elektrisk eksitert synkronmotor
Reluktans	«Reluktans er [...] forholdet mellom magnetisk potensialdifferens [...] og magnetisk fluks.» [2]. Tilsvarende elektrisk motstand, for magnetfelt.
Modul	Selvstendig, utskiftbart element. Funksjonell komponent av en større konstruksjon.
Modulær	Konstruert basert på moduler.
Tregghetsmoment	Massetregghetsmoment, mål på rotasjonstreggheten.
Modellere	Lage matematiske modell som beskriver et fysisk fenomen.
Hairpin vikling	Strømførende vikling i elmotor med rektangulært tverrsnitt.
Launch Control	Startmodus fra stillestående som er ment for å gi optimal akselerasjon. Historisk begrep fra forbrenningsbiler, men for elbil betyr dette ofte ekstra tilgjengelig effekt og moment.

1.2. Symboler og enheter

I tabellen under vises symboler og enheter som er benyttet i rapporten.

Tabell 2 - Symboler og enheter benyttet i rapporten.

Symbol	Betydning	Enhet
R	Elektrisk motstand	Ω
P	Effekt	W
P_{inn}	Effekt inn på en forbindelse	W
P_{ut}	Effekt ut av en forbindelse	W
P_{tap}	Effekt tapt i en forbindelse	W
P_{mek}	Mekanisk effekt.	W
P_{el}	Elektrisk effekt	W
U	Elektrisk spenning	V
α	Vinkelakselerasjon	Rad/s ²
α_B	Vinkelakselerasjon til tannhjul B	Rad/s ²
α_A	Vinkelakselerasjon til tannhjul A	Rad/s ²
ω	Vinkelhastighet	Rad/s
$\omega_{MotorMax}$	Maksimal vinkelhastighet til motor	Rad/s
ω_{Motor}	Vinkelhastighet til motor	Rad/s
ω_{Hjul}	Vinkelhastighet til hjul	Rad/s
M	Moment	Nm
M_B	Moment på tannhjul B	Nm
M_A	Moment på tannhjul A	Nm
N	Normalkraft	N
G	Tyngde	N
G_{BD}	Dynamiske bakakseiltyngde	N
F	Kraft	N
F_S	Stigningsmotstand	N
F_R	Rullemotstand	N
F_L	Løftekraft	N
F_{Hjul}	Drivkraft på hjulene.	N
F_D	Luftmotstand	N
F_{ad}	Kraft til akselerasjon av drivverk	N

Tabell 2 fortsettelse.

Symbol	Betydning	Enhet
F_a	Kraft til akselerasjon av kjøretøy	N
d	Delesirkeldiameter	mm
S	Sporvidde	mm
H	Bilhøyde	mm
B	Nominell dekkbredde	mm
R_{Felg}	Felgradius	mm
H_{Dekk}	Dekkhøyde	mm
D_{Dekk}	Dekkdiameter	mm
B_{Dekk}	Dekkbredde	mm
B_{Bil}	Bilbredde	mm
n	Turtall	min ⁻¹
n_B	Turtall til tannhjul B	min ⁻¹
n_A	Turtall til tannhjul A	min ⁻¹
A	Projisert frontareal	m ²
g	Tyngdens akselerasjon	m/s ²
v	Hastighet	m/s
v_L	Relativ hastighet mellom luft og kjøretøy	m/s
$v_{Kjøretøy}$	Kjøretøyhastighet	m/s
$R_{Hjul-front}$	Hjulradius fremhjul	m
$R_{Hjul-bak}$	Hjulradius bakhjul	m
R_{Hjul}	Hjulradius	m
L_{Rotor}	Rotor lengde	m
D_{Rotor}	Rotor diameter	m
I	Trehetsmoment	kgm ²
I_{Rotor}	Trehetsmoment til motorens rotor	kgm ²
I_{Motor}	Trehetsmoment til motor og deler med samme rotasjonshastighet	kgm ²
I_{Hjul}	Trehetsmoment til hjul og deler med samme rotasjonshastighet	kgm ²
I_D	Ekvivalent trehetsmoment for drivverk tilregnet hjul	kgm ²
ρ	Tetthet, luft	kg/m ³
m	Masse	kg
m_{Rotor}	Rotorens masse	kg

Tabell 2 fortsettelse.

Symbol	Betydning	Enhet
m_{Felg}	Masse for felg	kg
m_{Dekk}	Masse for dekk	kg
m_{ekv}	Ekvivalent masse for kjøretøyet.	kg
I_{el}	Elektrisk strøm	A
β	Stigningsvinkel	°
β_{Rampe}	Helningsvinkel for rampe	°
D_{Felg}	Felgdiameter, tommer	"
A	Frontareal	m^2
SF	Nominelt størrelsesforhold for dekk	%
μ	Friksjonskoeffisient mellom hjul og underlag	-
η	Virkningsgrad	-
z	Tannantall på tannhjul	-
i	Utvekslingsforhold	-
f	Rullestandskoeffisient	-
k_{Areal}	Korreksjonsfaktor for frontareal	-
$i_{Motor \rightarrow Hjul}$	Utvekslingsforhold mellom motor og hjul.	-
$i_{A \rightarrow B}$	Utvekslingsforhold	-
i_2	Utvekslingsforhold til andre gir	-
i_{1Min}	Minste utvekslingsforhold til første gir	-
i_{1Max}	Største utvekslingsforhold til første gir	-
i_1	Utvekslingsforhold til første gir	-
C_L	Løftekraftkoeffisient	-
C_D	Luftmotstandskoeffisient	-

1.3. Formelliste

Formel 1 – Trehetsmoment for utstrakt legeme.	10
Formel 2 – Sammenheng mellom moment, treghetsmoment og vinkelakselerasjon.....	10
Formel 3 – Utvekslingsforhold for tannhjul.....	11
Formel 4 – Utveksling og momentforhold for tannhjul.	11
Formel 5 – Effekt overført av en kraft ved en gitt hastighet.	12
Formel 6 – Effekt overført av et moment ved en gitt rotasjonshastighet.	12
Formel 7 – Elektrisk effekt.....	12
Formel 8 – Effekttap.	12
Formel 9 – Effekttap i elektriske ledere.	12
Formel 10 – Luftmotstand.....	13
Formel 11 – Løftekraft	13
Formel 12 – Stigningsmotstand.....	14
Formel 13 – Sammenheng mellom stigning i prosent og grader.	15
Formel 14 – Rullemotstand.....	15
Formel 15 - Kraftbehov for akselerasjon av drivverk uttrykt ved translatorisk akselerasjon. .	16
Formel 16 – Totalt kraftbehov for akselerasjon.	16
Formel 17 – Ekvivalent treghetsmoment for drivverket.	18
Formel 18 – Drivkraft på hjul	21
Formel 19 – Formel for beregning av diameter på dekk.....	22
Formel 20 – Maksimalt moment ved gitt spenning og hastighet.	36
Formel 21 – Trehetsmoment for hjul beregnet fra akselerasjon på skråplan.	67
Formel 22 – Sammenheng mellom tid, bildeantall og bildefrekvens.....	67
Formel 23 – Periode for pendel opphengt i tre vaiere.....	68
Formel 24 – Trehetsmoment for hjul beregnet med pendelens periode.....	69
Formel 25 – Estimert frontareal.	74

1.4. Konstanter

Der annet ikke er oppgitt er følgende konstanter benyttet:

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$$

2. Innledning

I dette kapittelet legges de overordnede rammene for prosjektet.

2.1. Bakgrunn

Det stilles stadig større krav om en miljøvennlig kjøretøypark, og det er derfor stadig større konkurranse om å utvikle mer miljøvennlige kjøretøy. I Norge har elbilen fått et gjennombrudd og står nå for den største delen av nybilsalget [3]. I Nasjonal transportplan for 2022 til 2033 står det «Vi skal halvere utslippene av klimagasser fra transportsektoren innen 2030. En overgang til utslippsfrie transportmidler er avgjørende for å oppnå en halvering.» [4]. Elbiler står i stort fokus både politisk og for privatpersoner, og vil være et aktuelt tema for fremtiden. Norge har også en lang historie med elbiler, blant annet med produksjon av bilene Pivco City Bee og Think City [5]. I nyere tid har det også vært snakk om å etablere batterifabrikk her til lands, med flere aktører involvert [6] [7].

Det gjøres stadig tester av elbilenes rekkevidde, men det er også nødvendig med kunnskap om både elmotorer, drivverk og andre kjøretøyparametere slik at nødvendige beregninger kan gjøres for å modellere nye kjøretøy. Videre trengs også denne kunnskapen for å verifisere eksisterende løsninger. Fra før finnes det er lite norsk teknisk litteratur om teamet. Det finnes litteratur som tar for seg flere aspekter ved elbiler isolert, men vi har ikke funnet litteratur som presenterer og sammenlikner løsninger for komplette moderne elbiler.

Fakultet for realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU) ønsker å øke kunnskapen om elbiler og vil derfor initiere en masteroppgave hvor to -og firehjulsdrevne elbilers drivlinjer står i fokus. Det er ønskelig å skaffe kunnskap som gjør det mulig å gjøre drivverksberegninger, både gjennom litteratursøk og praktiske tester. Videre er det hensiktsmessig at oppgaven får en pedagogisk oppbygning slik at kommende studenter og ingeniører kan få nytte av oppgaven for å forstå drivverket i elbiler.

2.2. Motivasjon for elektriske drivverk

I motsetning til forbrenningsbiler, har elektriske biler ingen klimagassutslipp under kjøring. Elektriske personbiler har derimot liten total innvirkning på luftkvaliteten i storbyer, da tungtransport er den største kilden til luftforurensing [8]. En personlig motivasjon for å velge elektrisk bil er at en elektrisk bil vil ha lavere driftskostnader enn en tilsvarende priset bil med forbrenningsmotor [9].

Sammenliknet med biler med forbrenningsmotor, egner elbiler seg bedre til korte kjøreturer der en forbrenningsmotor ikke hadde hatt tid til å bli driftsvarm. En elmotor tar ikke skade av kaldstart eller kjøring med kald motor, slik en forbrenningsmotor vil. I tillegg vil kupéen i en elbil varmes opp raskere, da de ofte har elektriske varmeelementer [10].

En ulempe med elektrifisering av kjøretøy parken er økt forbruk av elektrisk energi, som gir en høyre belastning på strømmettet. I tillegg kreves det utbygging av ladeinfrastruktur. Videre bruker batteriene metaller som det er begrenset tilgang på, og som ikke er miljøvennlig å

utvinne. Men til tross for dette ser det ut til at elbiler er mer miljøvennlig enn alternativene [11].

2.3. Problemstillinger

For å kunne utføre drivverksberegninger og verifisere eksisterende løsninger, er det nødvendig med kunnskap om oppbygning og virkemåte. Med bakgrunn i dette har oppgaven følgende problemstillinger:

Hvordan er oppbygning og virkemåte til en moderne elbil? Hvilke fordeler og ulemper er det med dagens løsninger? Hvilke faktorer påvirker kjøretøymotstanden, og hvordan er de for en gitt bil? Hvordan ser moment-, effekt- og drivkraftkurvene ut for en moderne elbil?

2.4. Prosjekt mål og begrensninger

2.4.1. Hovedmål

Hovedmålet med oppgaven er å opparbeide kunnskap om elmotorer, elektriske drivverk, og andre kjøretøyparametere slik at beregninger kan gjøres for å modellere nye og eksisterende kjøretøy. Som en del av dette skal aktuelle elbiler studeres for å skaffe data til drivverksberegninger. Opparbeidet kunnskap og resultater skal fremstilles på en pedagogisk måte, slik at det kan komme til nytte i undervisning.

2.4.2. Delmål

Opgavens hovedmål kan deles opp i følgende delmål:

- Redegjøre for oppbygningen og virkemåten til elektriske drivverk.
- Presentere kjent kjøretøyfysikk som er nødvendig for å modellere elektriske kjøretøy.
- Finne beregningsgrunnlag for elektriske drivverk.
- Utføre praktiske tester for å verifisere grunnlag til drivverksberegninger.
- Lage beregningsmodeller for elektriske drivverk.
- Vurdere eksisterende drivverksløsninger.

2.4.3. Begrensninger

Prosjektet går over en avgrenset tidsperiode og har begrensede ressurser. Dette fører til følgende begrensninger:

- Oppgaven tar kun for seg drivverk til produksjons-elbiler.
- Oppgaven begrenses til elbiler med batteri som eneste energilagere.
- Det sees kun på et utvalg biler.
- Det er kun utført praktiske tester på sammensatte biler, ikke frittstående drivverkskomponenter.
- Det er ikke utført praktiske tester av alle bilene nevnt i oppgaven.

- Det vil kun være enkle beskrivelse av elektriske komponenter, og det begrenses til komponentenes funksjon.
- Komponenter som ikke er nødvendig for kjøring utelates, dette inkluderer blant annet komponenter tilhørende lading, klimaanlegg og belysning.
- Samfunnsøkonomiske forhold knyttet til produksjon og bruk av elbiler er ikke med i oppgaven.

2.5. Kvalitetssikring

I dette delkapittelet presenteres hvilke tiltak som er gjort for å sikre kvalitet i arbeidet.

2.5.1. Rapport

Rapporten er kontrollert og språkvasket. Referanser, tabellnummerering, figurnummer, formelnummer, sidetall og beregninger er kontrollert. Mal for forside og bakside er benyttet. Det er gjennomført omfattende litteratursøk både i publisert informasjons fra bilfabrikanter og vitenskapelig databaser som Oria og ResearchGate.

2.5.2. Programvare

I tabellen under følger en oversikt over programvare benyttet i denne oppgaven:

Tabell 3 – Programvareoversikt.

Programvare	Bruk
Microsoft Word for Microsoft 365 Versjon 2112 - 2204	Rapportskriving og formatering.
Autodesk Fusion 360 – Versjon 2.0.11415	3D modellering for framstillinger.
KeyShot 10 Pro – Versjon 10.2.113	Rendrerde framstillinger.
KeyShot 11 Pro – Versjon 11.0.0	
GeoGebra Classic 5.0.694.0-d	Regresjonsanalyse med minste kvadraters metode.
Dassault Systèmes SolidWorks Student Edition 2021-2022	Tekniske tegninger
Python 3.8, Numpy 1.20.1 og Matplotlib 3.3.4	Utrekning og tegning av diagrammer
Car Scanner – Versjon 1.89.9	Utlekning av livedata fra bil

3. Teori

I dette kapittelet presenteres en repetisjon av kjøretøyfysikk, og nødvendig teori for å forstå elektriske drivverk benyttet i elbiler.

3.1. Elektrisk drivverk

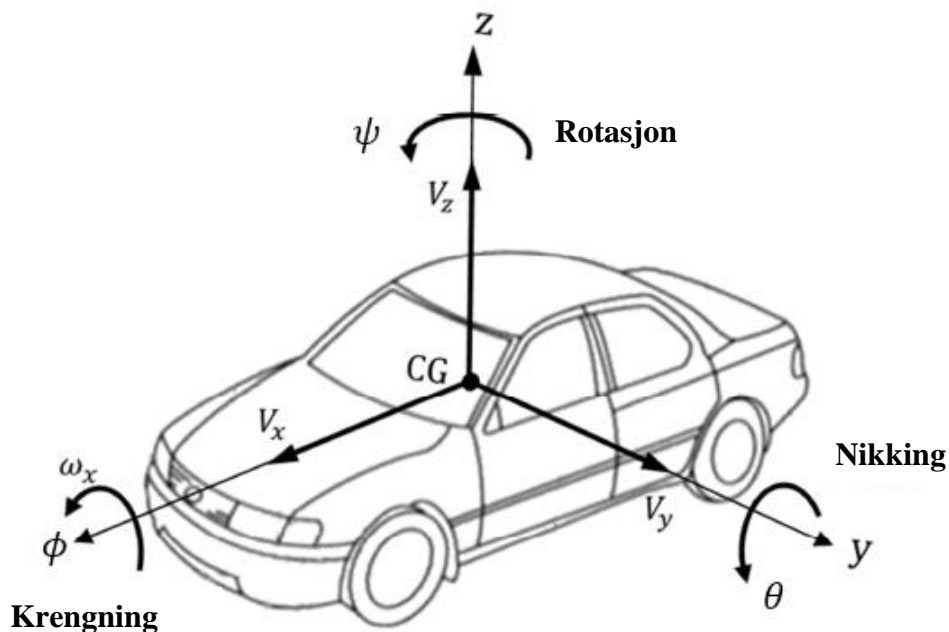
I Store norske leksikon beskrives drivverk på følgende måte: «drivverk består av kraftenhet (en forbrenningsmotor eller elektrisk motor) og girkasse samt kraftoverføring» [12]. For elektriske kjøretøy er det da den elektriske motoren som er aktuell. I denne oppgaven utvides begrepet «drivverk» til å inkludere batteri og vekselretter, da disse også er viktige for bilens egenskaper. Ytelsen til hver enkelt komponent i drivverket påvirkes av resten av systemet, derfor må et gitt drivverks egenskaper vurderes som en helhet. Oppgaven tar dermed for seg alt fra batteri til hjulene, men ser bort i fra andre tilleggssystemer som ladekrets, 12V krets og kjøling.

3.2. Kjøretøyfysikk

I dette delkapittelet presenteres den grunnleggende fysikken som benyttes for å beskrive kjøretøy.

3.2.1. Aksesystem for kjøretøy

For å gjøre beregninger og beskrive kjøretøyfysikk er det hensiktsmessig å definere et entydig aksesystem. I oppgaven benyttes aksesystemet definert i ISO 8855-2011 - *Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary*. Figuren under viser dette aksesystemet.



Figur 1 – Aksesystem for kjøretøy [13]. Oversatt til norsk.

Aksesystemet er forankret i tyngdepunktet til kjøretøyet. X-aksen er horisontal, peker fremover og er parallell med kjøretøyets langsgående symmetriplan. Y-aksen er vinkelrett på kjøretøyets langsgående symmetriplan og peker mot venstre, mens Z-aksen peker oppover [14] s.2. Figuren viser også hastighet i X, Y, Z-retning, og nikking (engelsk: Pitch), krenkning (engelsk: Roll) og rotasjon (engelsk: Yaw) med tilhørende vinkler.

3.2.2. Repetisjon av treghetsmoment og vinkelakselerasjon

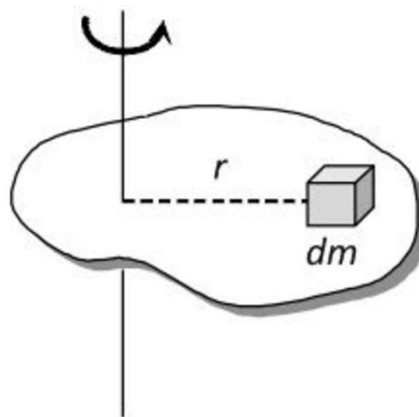
Treghetsmoment beskriver et legemes motstand mot endring i rotasjonshastighet om en gitt akse. Jo høyere treghetsmoment et legeme har, jo lavere vinkelakselerasjon vil legemet oppleve ved et gitt påført moment. Det kan trekkes paralleller til Newtons andre lov, et legeme med stor masse vil akselerere langsommere enn et legeme med liten masse hvis de begge påføres samme kraft.

Massefordelingen om rotasjonsaksen bestemmer treghetsmomentet. For et utstrakt legeme er treghetsmomentet gitt ved:

Formel 1 – Treghetsmoment for utstrakt legeme [15] s.294.

$$I = \int r^2 dm \quad (1)$$

Hvor I er treghetsmoment, dm er et masseelement, og r er avstanden fra massen til rotasjonsaksen. Dette illustreres i figuren under, hvor den loddrette linjen er rotasjonsaksen.



Figur 2 – Illustrasjon av masseelement i et utstrakt legeme [16].

Vi ser at masse plassert lenger fra rotasjonsaksen har større påvirkning på treghetsmomentet, da avstanden opptrer kvadrert i uttrykket. Sammenhengen mellom summen av påført moment, vinkelakselerasjon og treghetsmoment kan beskrives med følgende likning:

Formel 2 – Sammenheng mellom moment, treghetsmoment og vinkelakselerasjon [15].

$$\sum M = I\alpha \quad (2)$$

Hvor $\sum M$ er summen av momenter som bidrar til vinkelakselerasjonen, I er treghetsmoment og α er vinkelakselerasjon.

3.2.3. Repetisjon av utveksling

Til overføring av rotasjonsbevegelse mellom to aksler brukes ofte tannhjul, reimer og kjededrift. Ved forskjellige utforming av komponentene kan man oppnå en endring i moment og rotasjonshastighet. Utveksling beskriver forholdene mellom momentene og rotasjonshastighetene på drivende og drevet side. Ved bruk av tannhjul, som er en vanlig overføringsmetode i kjøretøy, er det følgende sammenhenger:

Formel 3 – Utvekslingsforhold for tannhjul [17, p. 64].

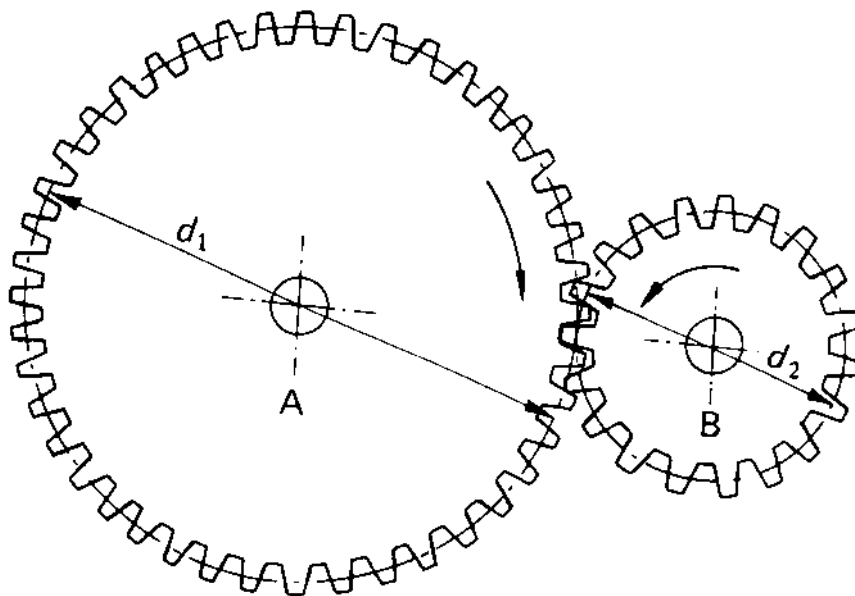
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3)$$

Hvor i er utvekslingsforhold, n er turtall, d er delesirkeldiameter og z er tannantall. Hvor indeks 1 og 2 svarer til henholdsvis drivende og drevet tannhjul. Det er også følgende sammenheng mellom utveksling og moment for en tannhjulforbindelse:

Formel 4 – Utveksling og momentforhold for tannhjul [17, p. 87].

$$i = \frac{M_2}{M_1} \quad (4)$$

Hvor i er utvekslingsforhold og M er moment, hvor indeks 1 og 2 svarer til henholdsvis drivende og drevet tannhjul. En tannhjulforbindelse med markert delesirkel vises på figuren under:



- A Drivende hjul
- B Drevet hjul

Figur 3 – Tannhjulforbindelse med markert delesirkel [17, p. 64].

3.2.4. Repetisjon av effekt og tap

Store norske leksikon har følgende definisjon: «Effekt er en fysisk størrelse og definert som omsatt energi per tidsenhet [...] Effekt måles i watt.» [18]. P benyttes som symbol for effekt, fra det engelske ordet «Power». Formlene for effekt beskriver momentaneffekten for en gitt situasjon. Ved translatorisk bevegelse er det følgende uttrykk for effekt:

Formel 5 – Effekt overført av en kraft ved en gitt hastighet [18].

$$P_{mek} = F \cdot v \quad (5)$$

Hvor P_{mek} er mekanisk effekt, F er kraft i bevegelsesretning og v er hastigheten til legeme som kraften virker på. Utrykket over kan omformes for bruk ved rotasjon, som gir følgende uttrykk:

Formel 6 – Effekt overført av et moment ved en gitt rotasjonshastighet [18].

$$P_{mek} = M \cdot \omega \quad (6)$$

Hvor P_{mek} er mekanisk effekt, M er moment og ω er vinkelhastighet. Videre kan den elektriske effekten uttrykkes som:

Formel 7 – Elektrisk effekt [18].

$$P_{el} = U \cdot I_{el} \quad (7)$$

Hvor P_{el} er elektrisk effekt, U er spenning og I_{el} er strøm.

Enhver virkelig overføring av energi vil ha tap. Tap defineres som energi inn minus energi ut. Ser man på tap per tid får man:

Formel 8 – Effekttap.

$$P_{tap} = P_{inn} - P_{ut} \quad (8)$$

Hvor P_{tap} er total effekt som går tapt i overføringen, P_{inn} er tilført effekt og P_{ut} er nyttig effekt. For mekaniske deler skyldes disse tapene ofte friksjon mellom kontaktflater i en overføring. I elektriske kretser vil elektrisk motstand i komponenter og ledninger gi opphav til et spenningsfall, som fører til et effekttap. Den tapte energien går over til varme. I forbindelse med tap brukes også begrepet virkningsgrad, som er forholdet mellom nyttig og tilført effekt.

Hvis man ser på formel 7 for én leder, og kombinerer uttrykket med Ohms lov kan man beskrive sammenhengen mellom motstand i lederen og effekttapet det medfører.

Formel 9 – Effekttap i elektriske ledere.

$$P_{tap} = U \cdot I_{el} = R \cdot I_{el}^2 \quad (9)$$

Hvor P_{tap} er total effekt som går tapt i lederen, U er spenningsfallet over lederen, R er motstand i lederen og I_{el} er strøm i lederen.

3.3. Kjøremotstand

Kjøremotstand er den samlede kraften som motvirker kjøretøyets bevegelse. Hvis tilgjengelig drivkraft overvinner kjøremotstanden kan kjøretøyet akselerere, om kreftene er like vil kjøretøyet beholde sin hastighet, om drivkraften er mindre enn kjøremotstanden vil kjøretøyet tape hastighet.

Kjøremotstand består av tre motstandsformer: Luftmotstand, rullemotstand og stigningsmotstand. Summen av disse utgjør den totale kjøremotstanden. Hver av motstandsformene beskrives i de neste delkapitlene.

3.3.1. Luftmotstand

Luftmotstand er en motstandskraft for kjøretøy som beveger seg gjennom luft, motstanden skyldes ujevn trykkfordeling på kjøretøyet og friksjon mellom luft og karosseri [19, p. 30]. Luftmotstanden vil være en fordelt kraft på kjøretøyet, som kan summeres til en resultantkraft som virker mot bevegelsesretningen i en gitt høyde fra bakken. Størrelsen og formen på kjøretøyet bestemmer luftmotstandens størrelse og plassering. Utrykket for luftmotstanden er gitt under:

Formel 10 – Luftmotstand [19, p. 30].

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot A \cdot \rho \cdot v_L^2 \quad (10)$$

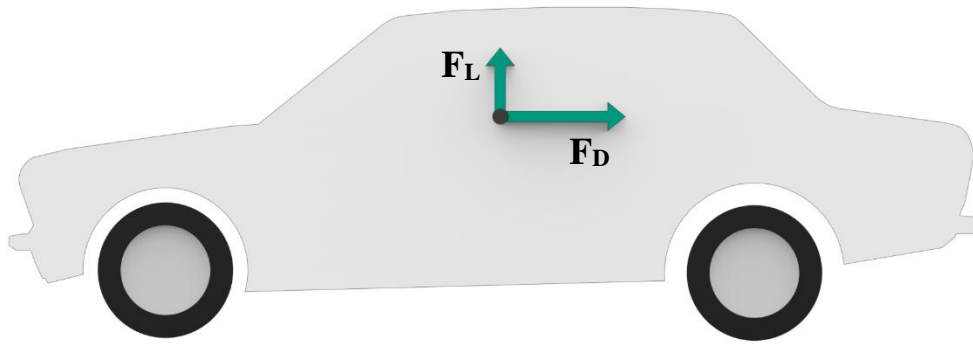
Hvor F_D er luftmotstand, C_D er luftmotstandskoeffisienten bestemt av formen på kjøretøyet, A er projisert frontareal i fartsretningen, ρ er luftens tetthet og v_L er relativ hastighet mellom kjøretøy og luft. I med- eller motvind vil v_L være forskjellig fra kjøretøyets hastighet.

De samme effektene som gir luftmotstand vil også kunne en gi kraft som virker oppover eller nedover, kalt henholdsvis løft eller nedoverkraft (engelsk: downforce). Utrykket for denne effekten er den samme som formel 10, men C_D erstattes med C_L , som er en løftekraftkoeffisient:

Formel 11 – Løftekraft [19, p. 32].

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot C_L \cdot A \cdot \rho \cdot v_L^2 \quad (11)$$

Hvor F_L er løftekraft, C_L er løftekraftkoeffisienten, A er projisert frontareal i fartsretningen, ρ er luftens tetthet og v_L er relativ hastighet mellom kjøretøy og luft. Figuren på neste side viser kreftene som virker på en bil:



Figur 4 – Resultantkrefter fra luftmotstand og løftekraft.

Typiske løftekraftkoeffisienter er fra boken *Aerodynamics of Road Vehicles* [20, p. 392] vil gi en liten netto løftekraft for personbiler. Denne løftekraften tilsvarer en vektreduksjon på 10 til 20 kg ved 90km/t, og vil derfor være av liten betydning for en vanlig bil. Effekten av løftekraft sees bort fra i resten av oppgaven.

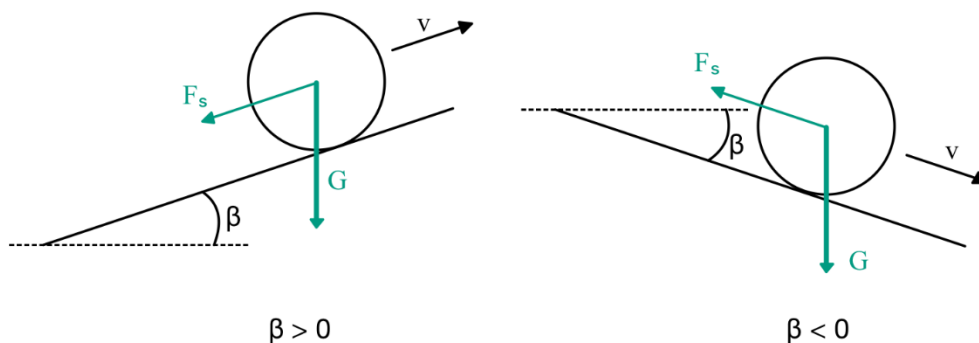
3.3.2. Stigningsmotstand

Ved kjøring i bakke vil en del av tyngden virke parallelt med kjøreretningen, og dermed påvirke kjøremotstanden. Ved kjøring i oppoverbakke vil denne komponenten av tyngdekraften virke mot kjøreretningen, mens ved kjøring i nedoverbakke vil den virke med kjøreretningen. Dette kraftbidraget kalles stigningsmotstand og i denne oppgaven defineres den til å alltid virke mot kjøreretningen, videre betegnes oppoverbakke som positiv vinkel og nedoverbakke som negativ vinkel. Stigningsmotstanden kan da beskrives med følgende uttrykk:

Formel 12 – Stigningsmotstand [19, p. 32].

$$F_s = G \cdot \sin\beta = mg \cdot \sin\beta \quad (12)$$

Hvor F_s er stigningsmotstand, G er tyngden til kjøretøyet, m er massen til kjøretøyet, g er tyngdens akselerasjon og β er stigningsvinkel. Negativ vinkel (nedoverbakke) gir negativ stigningsmotstand, som betyr lavere total kjøremotstand. Figuren under viser stigningsmotstanden F_s i oppover og nedoverbakke.



Figur 5 – Stigningsmotstand for positiv og negativ vinkel.

Helningen på veier er ofte oppgitt i prosent stigning, ikke i grader. Sammenhengen mellom stigning i prosent og grader er gitt med følgende uttrykk:

Formel 13 – Sammenheng mellom stigning i prosent og grader.

$$\tan \beta = \frac{\text{Stigning i prosent}}{100} \quad (13)$$

3.3.3. Rullemotstand

Når hjulene ruller mot underlaget vil det være relativ bevegelse mellom dekk og veibane, også kalt «slipp». Slipp, samt deformasjon av hjul og underlag, vil føre til en motstandskraft under kjøring. Samlet betegnes denne kraften rulle­motstand, og kan beskrives med følgende sammenheng:

Formel 14 – Rullemotstand [19, p. 29].

$$F_R = f \cdot N \quad (14)$$

Hvor F_R er rulle­motstand, f er koeffisient for rulle­motstand og N er normalkraft på hjulene.

Etter *Europaparlaments- og rådsforordning (EU) 2020/740* [21] er dekk er inndelt i forskjellige klasser etter rulle­mostandskoeffisient. Etter *Europaparlaments- og rådsforordning (EF) 661/2009* [22, p. 9] har ulike kjøretøyklasser forskjellige typer dekk. Forbruksklassene og tilhørende rulle­mostandskoeffisient for personbildekk er gjengitt under:

Tabell 4 – Rulle­mostandskoeffisienter etter EU 2020/740 [21].

Forbruksklasse	Rulle­mostandskoeffisient
A	$f \leq 0,0065$
B	$0,0066 \leq f \leq 0,0077$
C	$0,0078 \leq f \leq 0,0090$
D	$0,0091 \leq f \leq 0,0105$
E	$f \geq 0,0106$

Etter *Europaparlaments- og rådsforordning (EU) 2020/740* [21] er dekkprodusenter også pålagt å teste og opplyse om forbruksklassene for dekkene de leverer. Dette gjør at f er en verdi som er lett å oppdrive.

Formel 14 gjelder for kjøring på flat vei, ved kjøring i bakker dekomponeres tyngden, som gir følgende uttrykk for normalkraften:

$$N = G \cdot \cos \beta$$

Det er derimot verdt å merke seg at stigningen på vanlige veier er liten, Vegnormal N100 [23] (Krav 2,53 og tabell 3.3) krever at bolig­gater og hovedveier har en stigning på maksimalt 8%. Hvis man ser på cosinus for denne stigningen ser man at verdien er svært nær 1, som vil gi $N \approx G$. Bruker formel 13 for gjøre om 8% til grader:

$$\begin{aligned}\tan \beta &= 8\% \\ \beta &= \tan^{-1}(0.08) = 4,57^\circ \\ \cos \beta &= \cos(4,57^\circ) = 0,997 \approx 1\end{aligned}$$

Hvilket betyr at man kan velge å ikke dekomponere kraften når man ser på vanlige veier, uten å påvirke resultatene nevneverdig. Denne forenklingen bekreftes også av Naunheimer m. fl [24, p. 75].

3.4. Akselerasjonsmotstand

For å akselerere et legeme trengs det et kraftoverskudd, Newtons andre lov sier at summen av kreftene på legemet er lik legemets masse ganger dets akselerasjon. Denne sammenhengen gjelder for translatorisk akselerasjon, men for kjøretøy er det også roterende deler som må akselereres. Denne akselerasjonen er beskrevet med formel 2, men forskjellige komponenter i drivverket på et kjøretøy vil ha forskjellig treghetsmoment og rotasjons hastighet avhengig av oppbygning og utvekslingsforhold. Derfor bruker man ekvivalent treghetsmoment, som er et mål på den samlede tregheten. Metoden for å finne det ekvivalente treghetsmomentet vises i delkapittel 3.4.1.

Ved hjelp av det ekvivalente treghetsmomentet kan akselerasjonsmotstanden for drivverket da uttrykkes som en kraft på hjulene.

$$F_{ad} = \frac{M}{R_{Hjul}} = \frac{I_D \cdot \alpha}{R_{Hjul}}$$

Hvor F_{ad} er nødvendig kraft for å akselerere drivverket, M er moment, R_{Hjul} er hjulradius, α er vinkelakselerasjon, og I_D er treghetsmoment for drivverk henregnet til hjulene. Videre er $\alpha = a/R_{Hjul}$ ved ren rulling, dette gir:

Formel 15 - Kraftbehov for akselerasjon av drivverk uttrykt ved translatorisk akselerasjon.

$$F_{ad} = \frac{I_D \cdot a}{R_{Hjul}^2} \quad (15)$$

Hvor F_{ad} er nødvendig kraft for å akselerere drivverket, R_{Hjul} er hjulradius, a er translatorisk akselerasjon, og I_D er treghetsmoment for drivverk henregnet til hjulene.

Kombineres kraftbehovet for translatorisk akselerasjon med kraftbehovet for å overvinne tregheten til roterende deler i drivverket kan man uttrykke totalt kraftbehov for akselerasjon av hele kjøretøyet. Massen til kjøretøyet og tregheten i drivverket kan også omregnes til en ekvivalent masse som kan brukes til å forenkle videre regnearbeid:

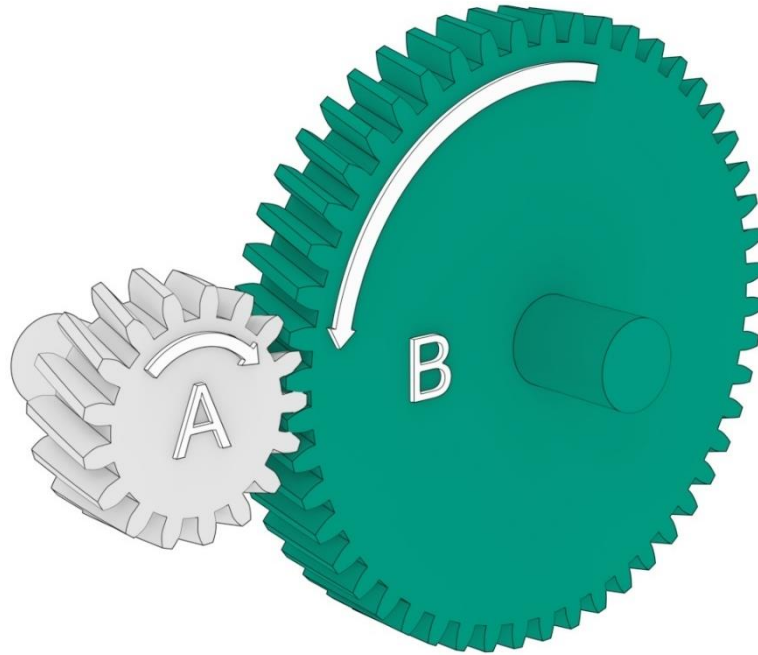
Formel 16 – Totalt kraftbehov for akselerasjon.

$$F_a = a \cdot \left(m + \frac{I_D}{R_{Hjul}^2} \right) = a \cdot m_{ekv} \quad (16)$$

Hvor F_a er total nødvendig kraft for å akselerere bilen og drivverket, a er akselerasjon, m er masse, I_D er treghetsmoment til drivverket henregnet til hjulene, R_{Hjul} er hjulradius og m_{ekv} er ekvivalent masse.

3.4.1. Ekvivalent treghetsmoment

For å regne ut kraftbehovet ved akselerasjon er det hensiktsmessig å kunne betrakte drivverket som én enhet. Ved å bruke utvekslingsforholdet kan man henregne treghetsmoment og momentbehov til én side av drivverket.



Figur 6 – Tannhjulforbindelse A→B.

Ved å benytte utvekslingsforholdet for tannhjul (formel 3) og sammenhengen mellom moment og utvekslingsforhold (formel 4) for en enkel tannhjulsoverføring som vist på figuren over får man følgende:

$$i_{A \rightarrow B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{\alpha_A}{\alpha_B} \Rightarrow \alpha_A = \alpha_B \cdot i_{A \rightarrow B}$$

$$i_{A \rightarrow B} = \frac{M_B}{M_A} \Rightarrow M_A = \frac{M_B}{i_{A \rightarrow B}}$$

Hvor $i_{A \rightarrow B}$ er utvekslingsforholdet mellom tannhjul A og B, n er turtall, α er vinkelakselerasjon, M er momentet. Indeks A og B svarer til henholdsvis tannhjul A og B. Videre brukes sammenhengen mellom moment, treghetsmoment og vinkelakselerasjon (formel 2) for å henregne treghetsmomentet for tannhjul A til tannhjul B:

$$M_{AA} = I_A \cdot \alpha_A \Rightarrow$$

$$\begin{aligned}\frac{M_{BA}}{i_{A \rightarrow B}} &= I_A \cdot \alpha_B \cdot i_{A \rightarrow B} \Rightarrow \\ \frac{M_{BA}}{\alpha_B} &= I_A \cdot i_{A \rightarrow B}^2 \Rightarrow \\ I_{BA} &= I_A \cdot i_{A \rightarrow B}^2\end{aligned}$$

Hvor M_{AA} er momentet på tannhjul A for å akselerere tannhjul A, M_{BA} er momentet på tannhjul B for å akselerere tannhjul A. Tilsvarende er I_{BA} treghetsmomentet til tannhjul A opplevd på tannhjul B. Man ser dermed at treghetsmomentet oppleves $i_{A \rightarrow B}^2$ ganger større gjennom utvekslingen. Det ekvivalente treghetsmomentet for forbindelsen sett fra tannhjul B blir da treghetsmomentet til tannhjul B pluss treghetsmomentet til tannhjul A sett fra B (I_{BA}). Som vist under:

$$I_D = I_B + I_A \cdot i_{A \rightarrow B}^2 = I_B + I_{BA}$$

For et kjøretøy er det hensiktsmessig å henregne seg til hjulene, da det er her interaksjon mellom rotasjon til drivverket og translatorisk bevegelse for kjøretøyet finner sted. Sett fra hjulet blir da ekvivalent treghetsmoment for et drivverk med kun én utveksling:

Formel 17 – Ekvivalent treghetsmoment for drivverket.

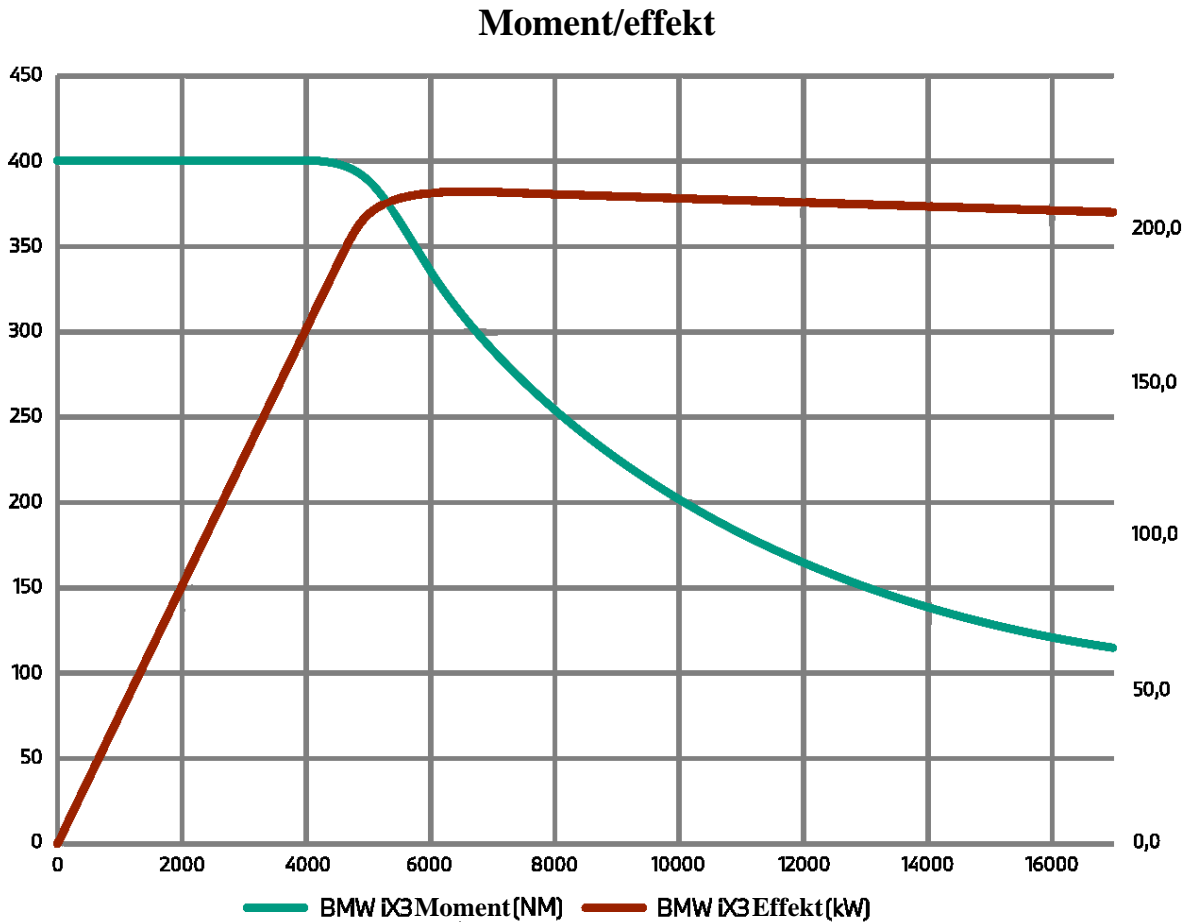
$$I_D = I_{Hjul} + I_{Motor} \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}^2 \quad (17)$$

Hvor I_D er ekvivalent treghetsmoment for hele drivverket, I_{Hjul} er treghetsmoment for alle deler med samme vinkelhastighet som hjulene, I_{Motor} er treghetsmoment for alle deler med samme vinkelhastighet som motor og $i_{Motor \rightarrow Hjul}$ er utveksling fra motor til hjul. Dette uttrykket kan også utvides til kjøretøy med flere utvekslinger, da med et ekstra ledd for hver utveksling.

3.5. Moment- og effektkurver

Momentet til en motor er interessant i forbindelse med dimensjonering av drivverket, da det sier noe om forventet belastning. Motorens moment sier også noe om kjøretøyetys egenskaper. En elmotor og en forbrenningsmotor har ulike oppbygning og virkemåte, og vil ha ulik oppførsel.

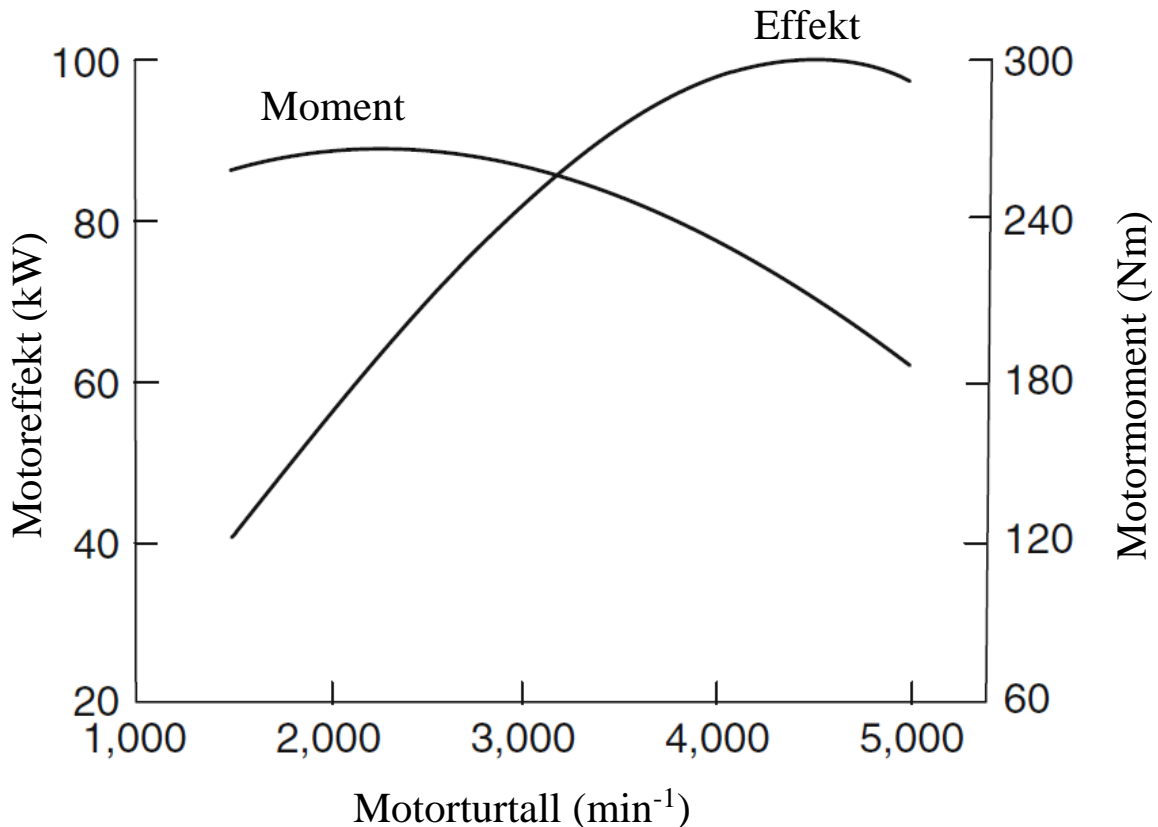
Wildi [25, p. 281] hevder at momentet en elmotor leverer avhenger av rotasjonshastigheten, men at sammenhengen mellom de to kan ikke uttrykkes som en enkel likning. Det er derfor vanlig å vise sammenhengen ved hjelp av en momentkurve. Et eksempel på en slik momentkurve for en elbil er vist på neste side, denne kurven viser også effekt:



Figur 7 – Moment- og effektkurve for BMW iX3 [26]. Oversatt, endret farge og rettet trykkfeil.

Hvor horisontal akse viser turtall i omdreininger per minutt, venstre vertikalakse viser moment i newtonmeter og høyre vertikalakse viser effekt i kilowatt. Grønn kurve viser moment og rødbrun kurve viser effekten.

Kurvene for elbiler har typisk sitt maksimale moment fra null omdreininger i minuttet og holdes konstant et stykke inn i turtallsregisteret, før momentet avtar gradvis. Til sammenlikning er moment- og effekt kurven til en typisk forbrenningsbil vist neste side:



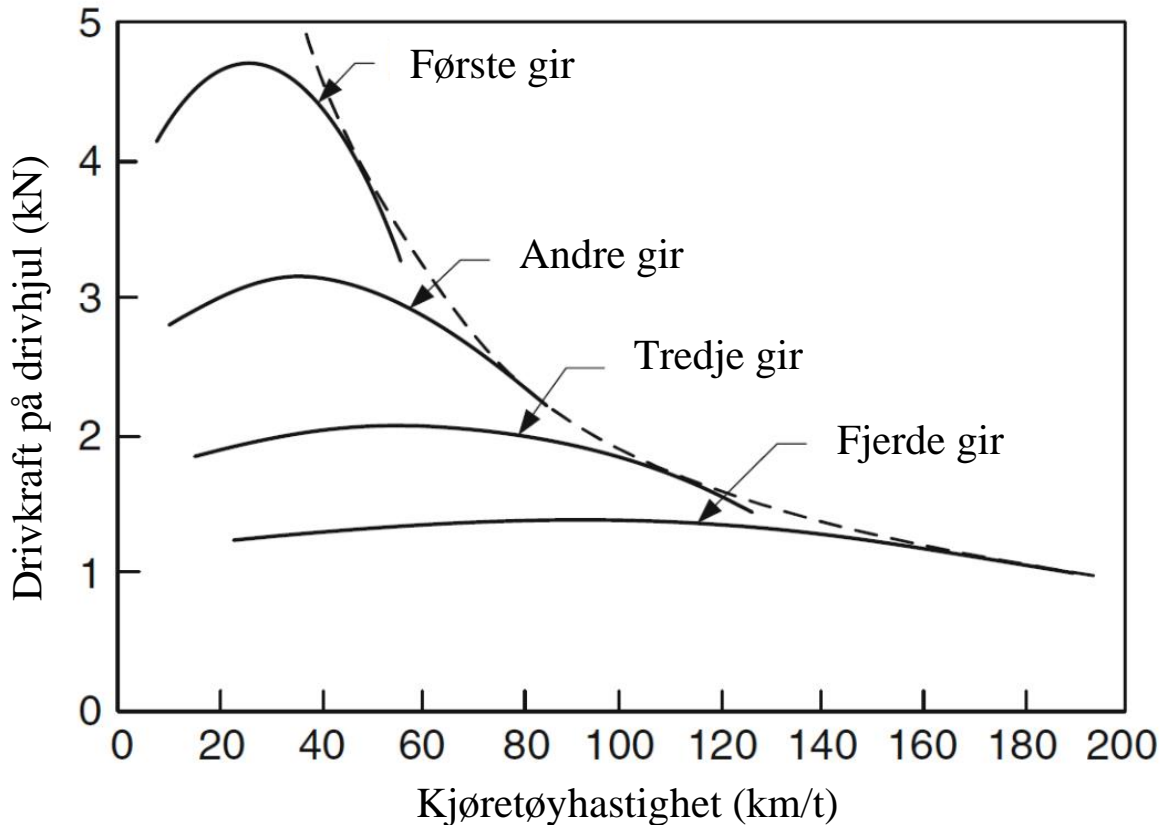
Figur 8 – Typisk momentkurve for forbrenningsmotor [27]. Oversatt til norsk.

Hvor horisontal akse viser turtall i omdreininger per minutt, venstre vertikalakse viser effekt i kilowatt og høyre vertikalakse viser moment i newtonmeter. Sammenliknet elmotoren når forbrenningsmotoren typisk sitt maksimale moment senere i turtallsregisteret.

Etter Kjøretøyforskriften § 23-1 [28] er det standarder for hvordan effekt skal måles og angis, en av disse er ECE-reg.nr. 85 [29]. Motorene testes med styringselektronikk og kjøling montert, men tilleggssystemer som for eksempel kompressor til klimaanlegg kobles ut. Moment og hastighet måles mens motorens styringssystem er satt til maks effekt.

3.6. Drivkraftkurver

Drivkraftkurven viser tilgjengelig kjørekraft på hjulene ved ulike hastigheter for et kjøretøy. Ved hjelp av momentkurven for motoren, utveksling i drivverket og hjulradius kan man utlede drivkraftkurven til kjøretøyet. Et eksempel på en drivkraftkurve for en forbrenningsbil er visst på neste side:



Figur 9 – Drivkraftkurve for forbrenningsbil med fire gir [27]. Oversatt til norsk.

Horisontal akse viser kjøretøyhastighet i km/t og vertikal akse viser drivkraft på drivhjulene i kN. Den stiplede linjen på grafen viser teoretisk maks drivkraft om utvekslingen velges slik at motoren leverer maks effekt. Kurvene til girene viser drivkraften på hjulene fra momentkurven til motoren gjennom utvekslingen til det valgte giret.

Drivkraften på hjulene kan uttrykkes ved formelen under, her er også tapene gjennom drivverket tatt med i form av virkningsgrad:

Formel 18 – Drivkraft på hjul [19, p. 35].

$$F_{Hjul} = \frac{M_{Motor} \cdot \eta \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}}{R_{Hjul}} \quad (18)$$

Hvor F_{Hjul} er drivkraft på hjulene, M_{Motor} er motormoment, η er den mekaniske virkningsgraden, $i_{Motor \rightarrow Hjul}$ er total utveksling fra motor til hjul og R_{Hjul} er hjulradiusen. Ved å beregne drivkraft for samtlige hastigheter med tilhørende moment og utveksling fremkommer drivkraftkurven. Typiske verdier for virkningsgraden ligger i snitt på 95 % for gode overføringer, mens den kan komme opp i 98 % for presisjonsoverføringer [30, p. 297]. For en komplett automatgirkasse med momentomformer ligger virkningsgraden på 86 % til 94 % [31].

Satt i kombinasjon med utveksling kan moment- og drivkraftkurvene brukes til å beskrive kjøretøyets oppførsel og egenskaper.

3.7. Intern kommunikasjon og diagnose

I moderne biler er styringssystemet bygget opp modulært, med flere styringsenheter for å styre enkeltfunksjoner som lykter og klimaanlegg. Styreenhetene kommuniserer med hverandre og deler nødvendig informasjon i sanntid over et BUSS-nettverk. CAN-BUS og LIN-BUS er mest i bruk i moderne kjøretøy [32, pp. 108-114]. For forbrenningsbiler er det lovkrav om en diagnosekontakt som muliggjør tilkobling for diagnose og kontroll av motor, samt uthenting av data fra sensorer [33]. Denne diagnosekontakten kalles en OBDII kontakt og kommunikasjonsprotokollen følger ISO 15765 [34]. Denne standardiseringen gjør det mulig å hente ut informasjon fra bilens interne kommunikasjonsnettverk med tredjeparts utstyr. Selv om elektriske biler ikke er lovpålagt å følge disse standardene, brukes de fortsatt av flere produsenter.

3.8. Standard for dekkdimensjoner

Regulativ nr. 30 [35] fra Forente nasjoners økonomiske kommisjon for Europa beskriver standarden for godkjenning av luftfylte dekk i EU/EØS. Dekkene skal merkes med nominell bredde i millimeter, nominelt størrelsesforhold mellom høyden og bredden på dekket i prosent, og felgstørrelse i tommer. For radialdekk skal dekkene merkes med en «R» foran felgstørrelsen, teksten «RADIAL» kan også benyttes. For dekk som er beregnet for hastigheter over 240 km/h, men ikke over 300 km/h kan «R» byttes ut med «ZR». Denne dekkmerkingen gjelder for alt av vanlige dekk, men lovverket spesifiserer også noen unntak som ikke er relevant i denne oppgaven. Under vises et eksempel på en dekkdimensjon:

205/55R16

Dekket er et radialdekk med nominell bredde på 205 mm, nominelt størrelsesforhold er 55 og felgdiameteren er 16 tommer.

Lovverket definerer også hvordan dekkets diameter skal beregnes:

Formel 19 – Formel for beregning av diameter på dekk.

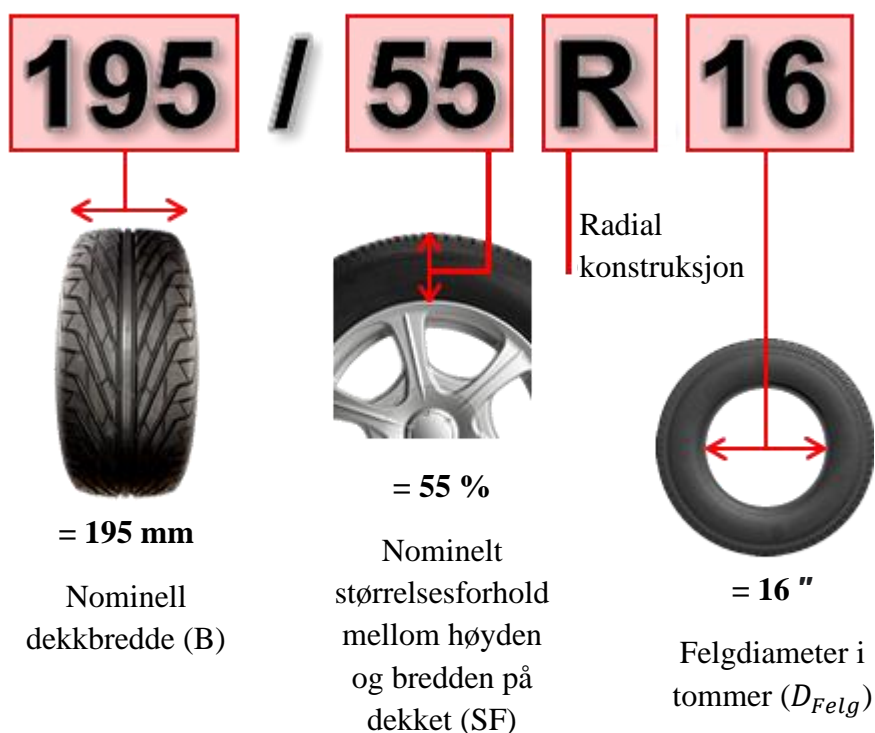
$$D_{Dekk} = D_{Felg} \cdot 25,4 + 2H_{Dekk}, \quad \text{Hvor } H_{Dekk} = \frac{B \cdot SF}{100} \quad (19)$$

Hvor D_{Dekk} er ytre diameter til dekket i millimeter, D_{Felg} er felgdiameter i tommer, H_{Dekk} er nominell dekkhøyde, B er nominell dekkbredde og SF er størrelsesforhold for dekket.

For eksempeldimensjonen over blir da dekkdiameteren:

$$D_{Dekk} = 16 \cdot 25,4 + 2 \cdot \frac{205 \cdot 55}{100} = 631,9 \text{ mm}$$

Figuren på neste side viser en oversikt over dekkdimensjonene:



Figur 10 – Mål fra dekkdimensjoner [36]. Oversatt til norsk.

Den faktiske dekkhøyden kan etter lovverket variere mellom 97 % og 104 % av nominell høyde. For vinterdekk kan største diameter overskrides med ytterlige 1%. På samme måte kan også den faktiske bredden for dekket være 4% over nominell dekkbredde.

Verdiene for dekkdiameter og dekkhøyde gjelder for dekk i ubelastet tilstand. I belastet tilstand vil dekket trykkes noe sammen av bilens tyngde, og i høyere hastigheter vil sentrifugalkrefter motvirke sammentrykningen. Dette fører til at hjulradiusen varierer under kjøring, og den faktiske hjulradiusen kalles derfor dynamisk hjulradius videre i oppgaven.

3.9. Dekk til elbil

Ifølge E-post kommunikasjon fra 18. Mars 2022 med Mikko Liukkula, Utviklingssjef for pigg- og varebildekk i Nokian Tyres er det ingen standard for «elbildekk». Fabrikantene kan selv velge hvilke tekniske endringer de ønsker å gjøre, og hva de markedsfører som elbildekk.

Liukkula trekker frem Hakkapeliita 10 EV som et eksempel, da dette er elbil varianten av Hakkapelitta 10 som er et av deres vanlige dekk. Nokian har plassert støydempende skumgummi inne i dekket som bidrar til å øke kjørekomfort ved å redusere støy. De bruker også en annen gummiblandingen som gir lavere rullemotstand enn den som brukes i det vanlige dekket. Videre er dekkmønsteret stivere for å bedre håndtere den økte vekten til en elektrisk bil. Dekkmerkingen på sideveggen er gjort mindre og innfelt, istedenfor å stikke ut fra dekketsiden, som bidrar til å redusere luftmotstanden på dekket. Liukkula presiserer at andre fabrikanter kan gjøre andre endringer for sine elbildekk, men at dette er endringene Nokian har gjort.

Tabellen under viser rullestandsdata fra tester gjennomført etter ISO28580, etter standard er verdiene oppgitt i N/kN. 1 N/kN tilsvarer $f=0,001$. Liukkula legger frem følgende verdier, men påpeker at de er kun gyldig for gitt dekktype og dimensjon.

Tabell 5 – Rullestand for Hakkapeliitta 10 og Hakkapeliitta 10 EV.

Dekk	Rullestandskoeffisient
235/45R18 98T XL Hakkapeliitta 10 EV	8,0 N/kN = 0,0080
235/45R18 98T XL Hakkapeliitta 10	8,4 N/kN = 0,0084

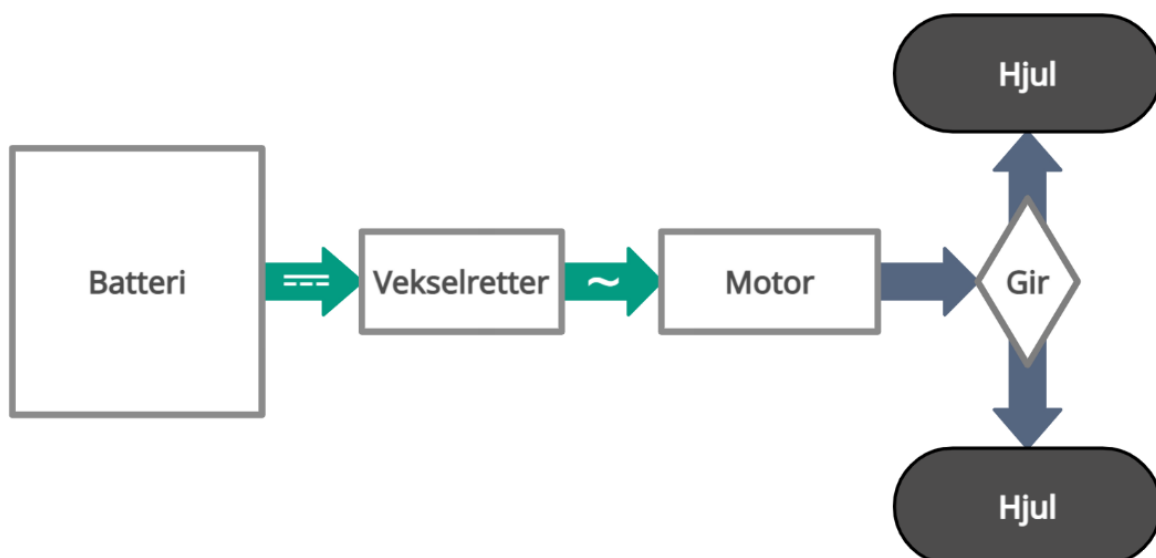
Videre sier Liukkula at det viktigste for rullestanden er gummiblanding og mønstertykkelse. Tykkere gummi i mønsteret vil føre til mer deformasjon, og dermed mer tapt energi. Rullestanden kan variere med 30% mellom forskjellige gummiblandinger.

Ifølge Michelin vil en økning i rullestand på 30% gi mellom 3% og 5% økning i energiforbruket [37]. Ettersom rullestanden står for en mindre del av den totale kjøremotstanden, vil endringer i rullestand ha lite utslag på det totale forbruket.

3.10. Drivverkets oppbygning og bestanddeler

I dette delkapittelet beskrives drivverkets oppbygning. Beskrivelsen er basert på oversikten fra Hyundai Motor Group [38].

Drivverket i en elbil består av en batteripakke for energilagring, vekselretter for drift av motor, motor for framdrift, og kraftoverføring til hjul. Kjemisk lagret energi i batteripakken går som likestrøm til vekselretter som omformer dette til vekselstrøm for å drive motoren(e). Motoren er koblet til reduksjonsgir og eventuelt differensial, som igjen driver hjulene. Figuren under illustrerer denne oppbygningen for en bil med én motor og én drevet aksel:



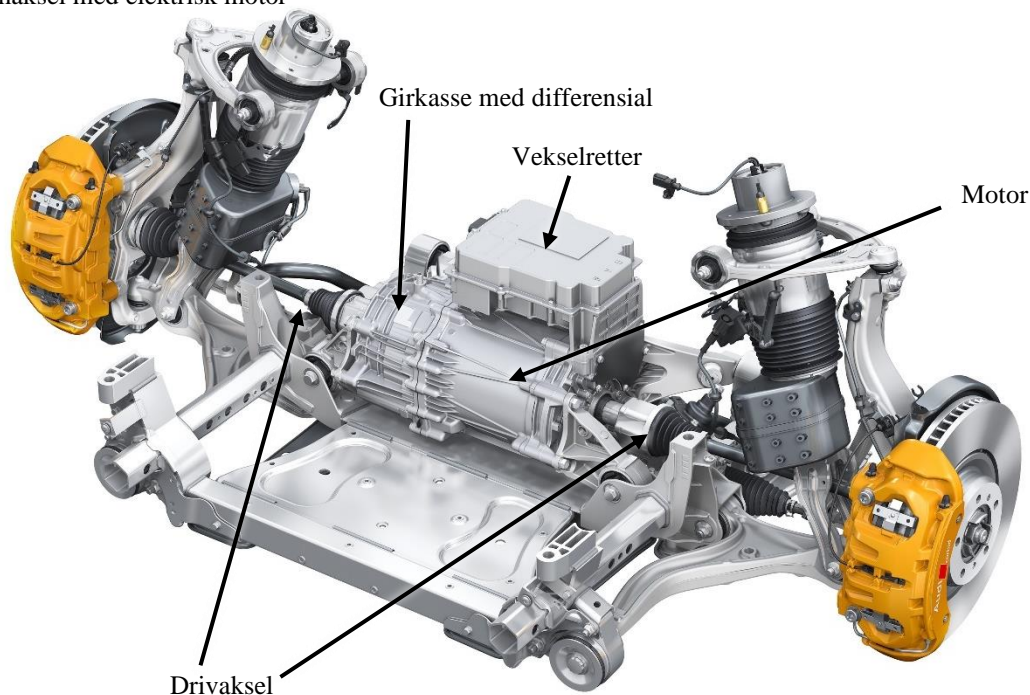
Figur 11 – Oversiktsdiagram over komponenter i drivverket.

Disse drivverkskomponentene er ofte satt sammen til én kompakt enhet. Figuren under viser framakselsammenstilling fra Audi e-tron GT quattro. Sammenstillingen består av girkasse, motor og vekselretter montert sammen. Motoren er koblet direkte på girkassen, fra girkassen går så drivakslene ut til hjulene.

Audi e-tron GT quattro

Framaksel med elektrisk motor

02/21



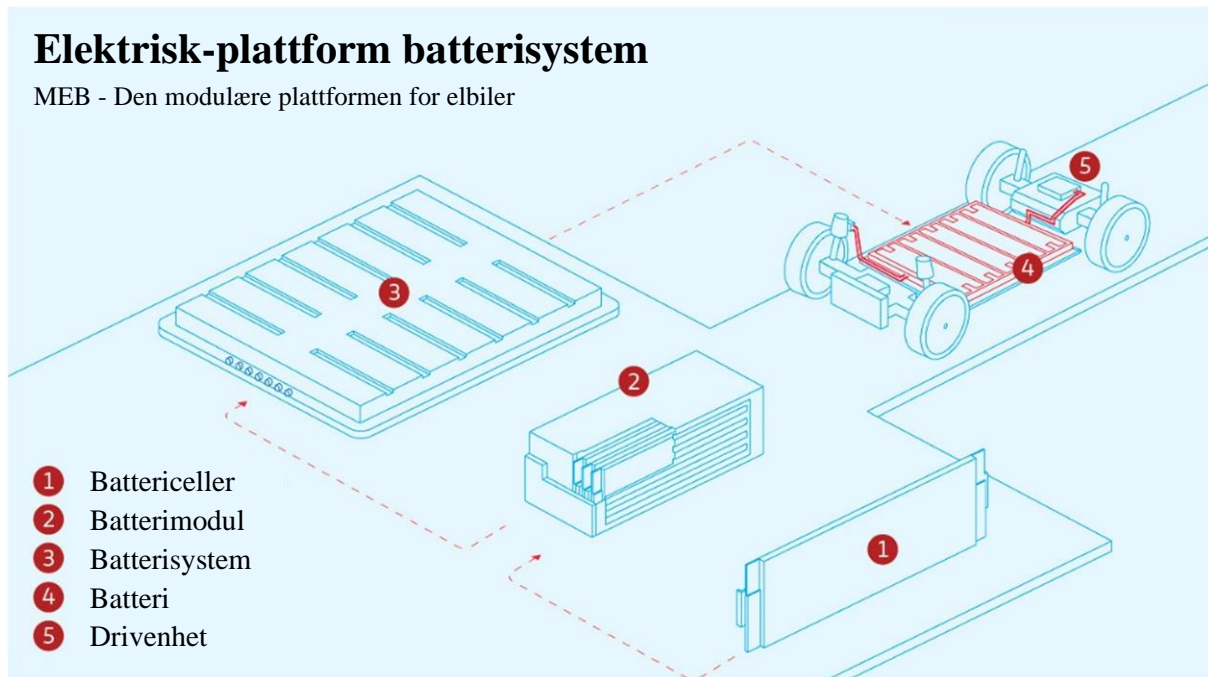
Figur 12 – Motor, vekselretter og girkasse for framaksel i Audi e-tron GT [39]. Oversatt til norsk og markert komponenter.

Elbiler har også tilleggssystemer som ikke er en del av drivverket. Dette innebærer en 12V krets som brukes til å drive blant annet styringselektronikk, lys og komfortelementer, tilsvarende 12V systemet i en vanlig forbrenningsbil. 12V kretsen forsynes av en DC-DC omformer som omformer spenningen fra hovedbatteriet til 12V. Elbilene har også et ladesystem som lader batteriet fra en ekstern spenningskilde samt et temperaturreguleringssystem for drivverket. Disse systemene har liten innvirkning på drivverket og omtales derfor ikke videre i oppgaven.

3.10.1. Batteri

Batteri er elbilens energilager og sørger for å levere nødvendig elektrisk effekt til motoren. Batteriet er bygget opp som en batteripakke sammensatt av batterimoduler plassert i en beskyttende innkapsling. Batterimodulene er satt sammen av flere mindre batterier kalt battericeller. Cellene kommer i ulike fysiske utforminger og fabrikantene bruker forskjellige celler for bilmodellene sine, for eksempel bruker Tesla sylindriske celler [40] og Volkswagens MEB plattform bruker poseceller [41]. Batterimodulene kobles i serie og

parallellell for å oppnå ønsket spenning, kapasitet og effekt. Her er det også forskjeller mellom bilmodellene, for eksempel bruker Tesla Model S 400V [42] mens Porsche Taycan bruker 800V [43]. På figuren under kan man se hvordan flere celler inngår i en større batteripakke:



Figur 13 – Oppbygningen av batteri for MEB plattformen [44]. Oversatt til norsk.

Typen celler påvirker batteriets oppbygning, men det har ikke nødvendigvis så mye å si for ytelsen. For eksempel har Tesla Model S [45] og Porsche Taycan [46] tilsvarende batteriytelse til tross for ulik oppbygning. Den totale kapasiteten og effekten batteriet leverer er derimot av interesse.

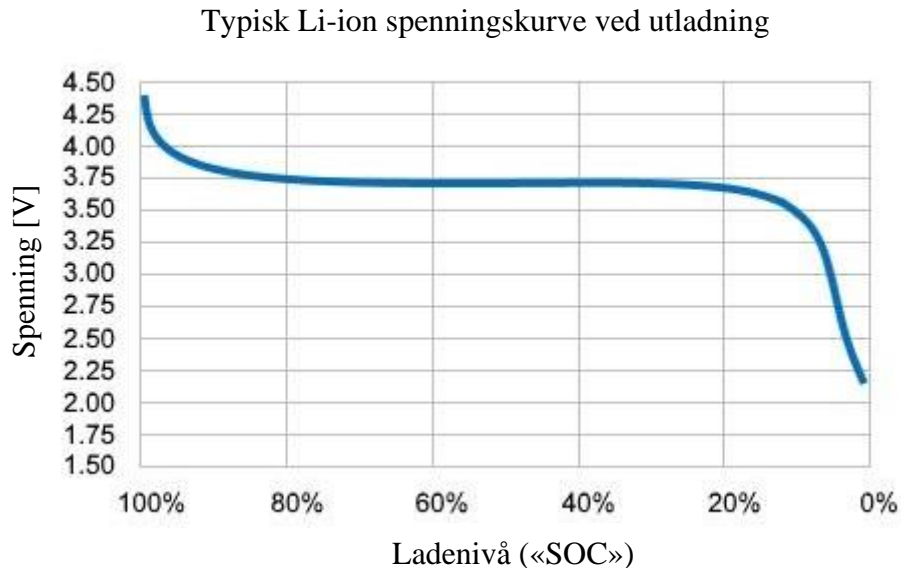
Battericellene kan også bygges opp med ulik kjemisk sammensetning. For moderne elbiler er Litium-ion den vanligste batteritypen [47]. Litium-ion er et samlebegrep for en rekke ulike batterisammensetninger med felles kjennetegn at de har litium ioner som beveger seg mellom anode og katode. Litium-ion har høy effekt i forhold til vekt, høy energitetthet i forhold til vekt og volum, høy energieffektivitet og lav selvutladning [48].

Batteripakken plasseres som oftest i gulvet på bilen, som bidrar til å holde tyngdepunktet lavt og beskytte batteri ved en ulykke. Batteripakkens innkapsling kan også utformes som bærende element som bidrar til økt stivhet. Plasseringen er også hensiktsmessig for tilkoblingen til resten av drivverket, da det er kort avstand til hjulene.

Fra [49] ser man at Li-ion batterier forringes raskere ved å være helt fulladet eller helt utladet, for å begrense slitasje på batteriet er derfor styringssystemene ofte satt opp slik at man ikke utnytter hele batterikapasiteten. Dette gjøres ved at batteriene har mer kapasitet enn det som er tilgjengelig for normal bruk. Denne ekstra kapasiteten virker som en buffer som sikrer at batteriet ikke lades helt ut eller helt opp, og dette bidrar dermed til økt levetid på batteriene. Siden batteriet har mer kapasitet enn det som er tilgjengelig for brukeren, snakker man om

brutto- og nettobatterikapasitet. For eksempel har Porsche Taycan med største batterialternativ 93,4 kWh brutto batterikapasitet og 83,7 kWh netto batterikapasitet [46], som gir 10% buffer.

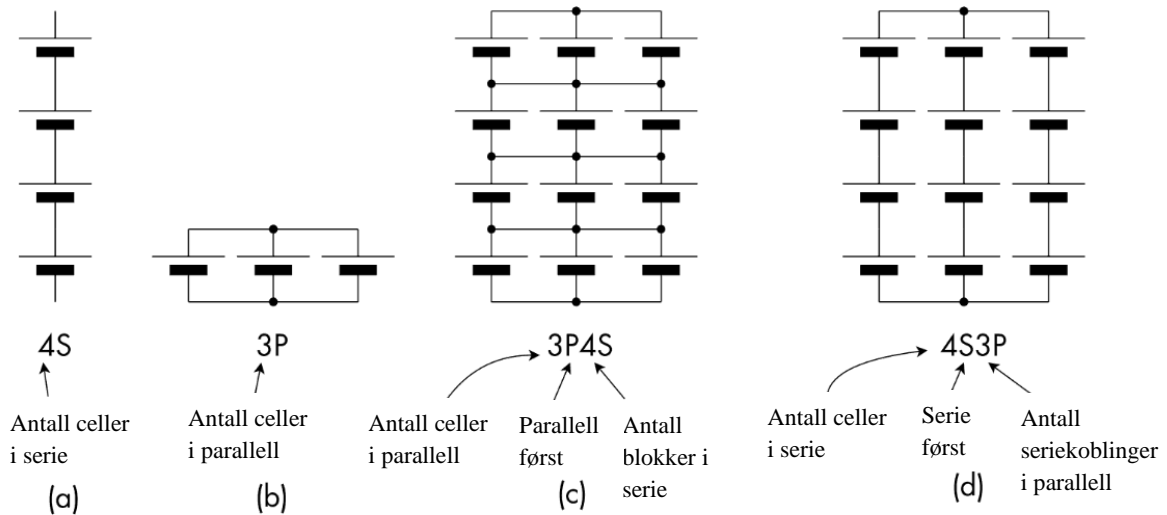
Li-ion batterier vil ha høyest spenning når de er fulladet, og lavest når de er tomme, men de vil ha svært stabil spenning ved mesteparten av sitt ladenivå. Først når batteriene begynner å nærme seg tomme vil batteriene ha et signifikant spenningsfall. Batteribufferen vil bidra til at batteriet holdes innenfor området hvor spenningen er stabil. Denne spenningsutviklingen for Li-ion er visst på figuren under:



Figur 14 – Typisk Li-ion spenningskurve ved utladning [50]. Oversatt til norsk.

Li-ion batterier er også avhengig av temperatur. Et batteri vil ha et temperaturområde det må holdes innenfor, og et snevrere anbefalt område for optimal ytelse. Ved lave temperaturer vil elektrolytten stivne, og batteriet slutter å lede strøm. Ved høye temperaturer vil indre mostand øke, og strømmen må reduseres for å unngå termisk «runaway» som kan ledes til selvantennning [51].

Batterier kan kobles i både serie og parallell, det er hensiktsmessig å ha en entydig måte å beskrive sammenkoblingen. En vanlig måte å gjøre dette på er med «sp» eller «ps» notasjon, der tall og bokstavkoder brukes til å beskrive konfigurasjonen av serie og parallelle celler. «sp» notasjon er på formen: $XsYp$, hvor X er antall celler som er seriekoblet, og Y er antall seriekoblinger satt i parallell. Mens «ps» notasjonen: $XpYs$, hvor X er antall celler i parallell per «blokk» og Y er antall blokker satt i parallell [52, p. 145]. Figuren på neste side viser de ulike koblingene:



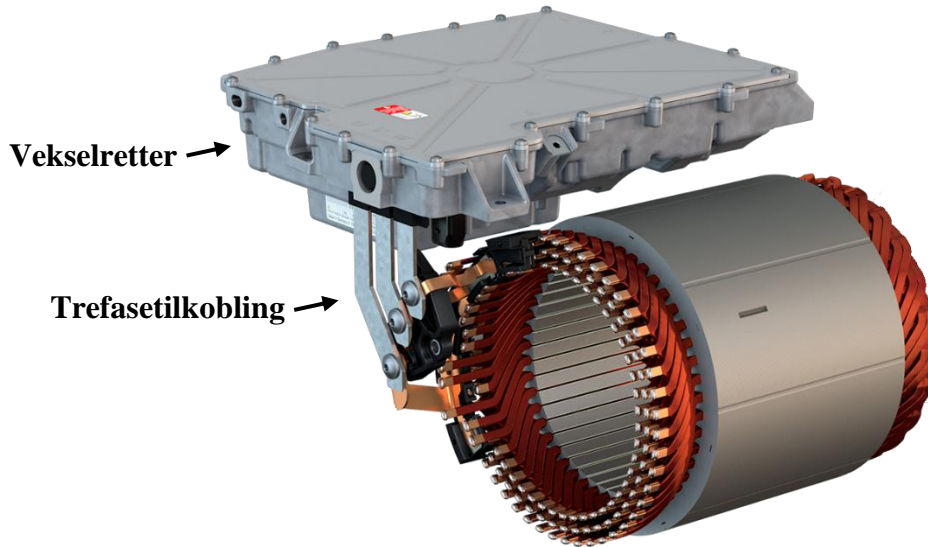
Figur 15 – «ps» og «sp» notasjon [52, p. 145]. (a): Seriekobling, (b): Parallellkobling, (c): Parallellkobling først, (d): Seriekobling først. Oversatt til norsk.

Bruken av «ps» og «sp» er ikke konsekvent og mange bruker «sp» notasjon for både parallellkobling og seriekobling først. Et batteri kan også være en kombinasjon av begge koblingene, for eksempel kan flere 4s3p moduler kobles i serie. Felles for begge notasjonene er at for en samlet batteripakke vil spenningen være produktet av antall celler i serie og spenningen for hver celle, kapasiteten i amperetimer vil være produktet av antall celler i parallell og cellekapasiteten.

3.10.2. Vekselretter

Vekselretter omformer likestrøm fra batteriet til vekselstrøm for å drive motoren [38]. Vekselretter og det engelske ordet «Inverter» brukes om hverandre. Vanligvis er motorer brukt i elbiler trefase og vekselretteren leverer derfor trefase [53, p. 4]. Det er naturlig at vekselretteren plasseres i nærheten av motoren for å forenkle tilkobling, og ved bruk av flere motorer er det vanlig å ha én vekselretter til hver motor. Det finnes også vekselrettere som kan brukes til å drive to motorer, slik som Koenigseggs *David* som er en seksfase vekselretter som kan konfigureres til å forsyne to trefasekretser [54].

Figuren på neste side viser et eksempel på vekselretter og tilkoblet stator. Vekselretter og trefasetilkobling er markert:

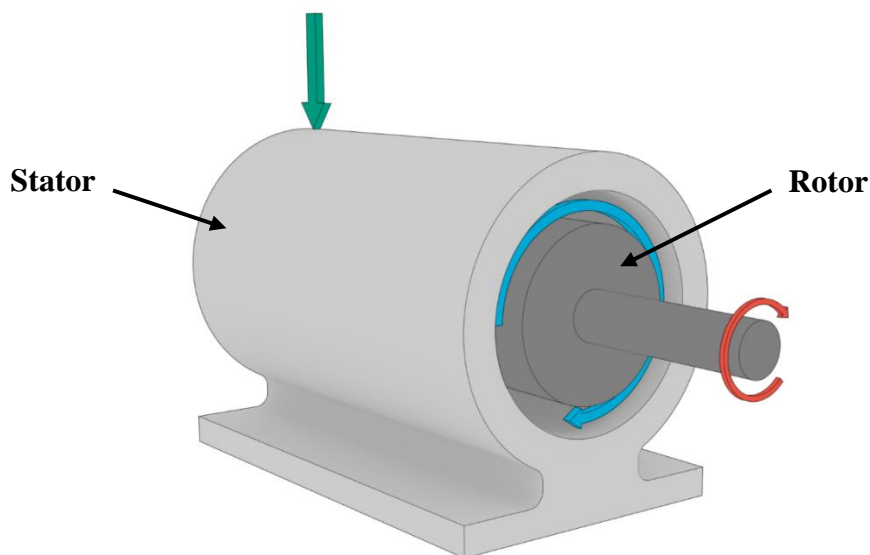


Figur 16 – Vekselretter og stator til Volkswagen MEB [55]. Utklipp fra større bilde.

Vekselrettere i elbiler kan styre frekvens og spenning og ved å variere frekvens og spenningsamplitude kan hastighet, moment og levert effekt tilpasses behov [56]. Overføring fra likestrøm til vekselstrøm vil føre til et effekttap, fra Kabalyk [57, p. 1439] har man at tapene i hovedsak kommer fra at transistoren slås av og på. Totalt sett kan dette beskrives med formel 8 – effekttap. Den tapte energien går over til varme.

3.10.3. Motorer

Motoren omformer elektrisk energi levert fra vekselretteren til mekanisk rotasjonsenergi. Motoren består av en stillestående del kalt stator, og en roterende del kalt rotor. Renault Group beskriver en elektrisk motor som en maskin som omgjør elektrisk strøm til mekaniske energi ved hjelp av et magnetfelt [58]. Dette gjøres ved at stator forsynes med elektrisk energi, og setter da opp et roterende magnetfelt som driver rotor.



Figur 17 – Elmotor med rotor og stator. Størrelse på piler viser ikke verdi.

Figuren på forrige side viser en konseptuell elmotor med stator og rotor, samt piler som viser flyt av energi: Grønn pil er elektrisk energi, blå pil magnetfelt og rødoransje pil viser mekanisk rotasjon.

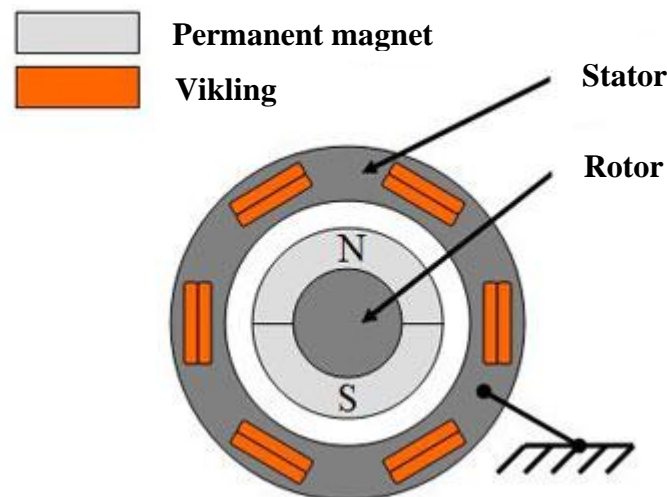
Motorer brukt i elektriske biler deles inn i to hovedtyper: Synkron og asynkron.

Synkronmotorer kjennetegnes ved at motorens rotor følger rotasjonshastigheten til statorens magnetfelt, mens for asynkronmotorer roterer de med forskjellig hastighet; derav navnene synkron og asynkron.

Fra Rind m.fl. [59] ser man at det er induksjonsmotorer (IM) og permanentmagnetiserte synkronmotorer (PMSM) som er relevante for moderne elbiler. I tillegg bruker Tesla en permanentmagnetisert synkron reluktans motor (PMSRM) på sine nyeste modeller [60]. Bosch [61, p. 848] tar også fram elektrisk eksitert synkronmotor (ESM) som en viktig motortype for elbiler. Det finnes også andre typer motorer, men siden de i liten grad er relevante for elbiler omtales de ikke her.

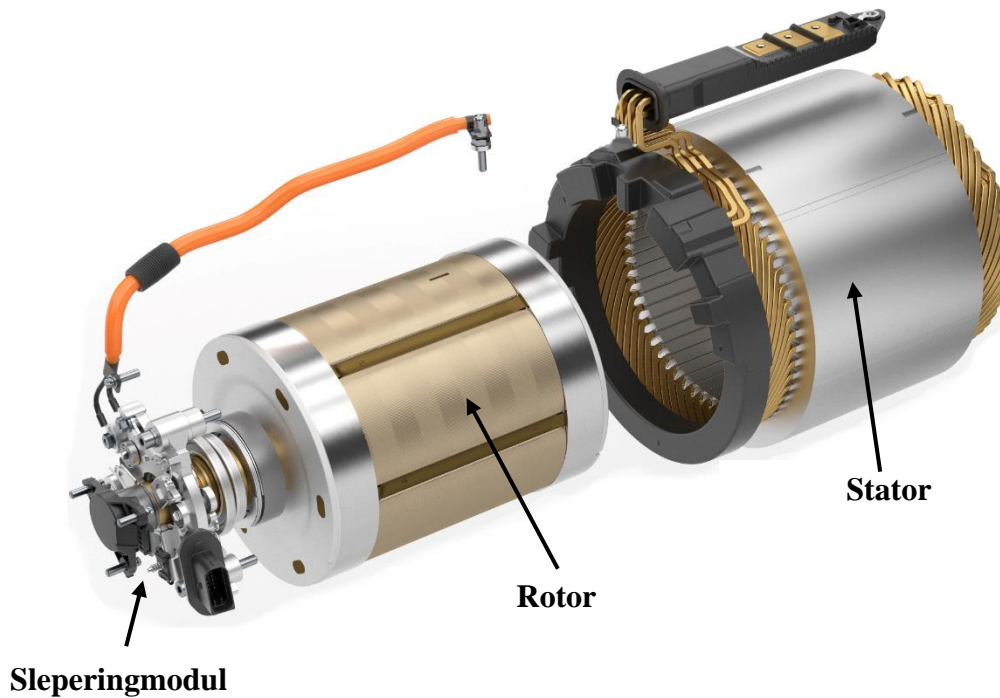
Synkron:

Permanentmagnetisert synkronmotor (PMSM) er en motor med permanente magneter i rotor, og elektromagneter i form av viklinger i statoren. Ved å plassere viklingspar i sirkulært mønster rundt rotoren, og forsyne hvert par med faseforskjøvet vekselstrøm vil statorens magnetfelt oppleves som roterende. Rotorens magnetiske poler vil da søke å følge det roterende feltet, som gir opphav til moment og rotasjon [62]. Figuren under viser en illustrasjon av en permanentmagnetisert synkronmotor, med tre par viklinger i statoren og de to polene til rotorens permanente magneter. Rotasjonsaksen står normalt på papirplanet:



Figur 18 – Illustrasjon av permanent magnetisert synkronmotor [62]. Utklipp av større bilde. Oversatt til norsk.

Elektrisk eksitert synkronmotor (ESM) har tilsvarende stator som en PMSM. Men rotoren har viklinger som blir magnetisert av en separat likestrøm kilde, istedenfor permanente magneter. Likestrømmen overføres til rotoren enten direkte ved hjelp av børster og sleperinger, eller trådløst ved hjelp av et vekselstrøm-mellomledd og induksjon [63, p. 104].



Figur 19 – Elektrisk eksitert synkronmotor (ESM) fra BMW [64]. Utklipp fra større bilde. Stator, rotor og sleperingmodul er markert.

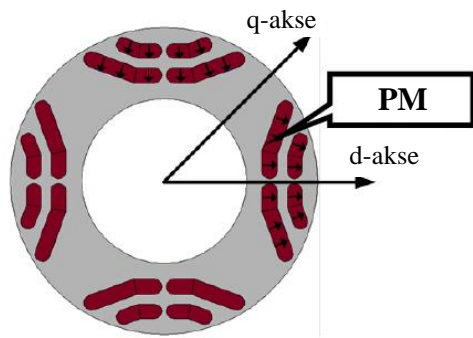
Figuren over viser en elektrisk eksitert synkronmotor (ESM) fra BMW. Rotoren eksiteres her med likestrøm via slepinger. Likestrømmen kommer fra et eget uttak på vekselretteren.

Permanentmagnetisert synkron reluktansmotor (PMSRM) er en kombinasjon av en PMSM og svitsjet reluktans motor (SRM). For en SRM er statoren er tilsvarende som for en PMSM, derimot er det ingen magneter i rotoren. Istedenfor er det formen på rotoren påvirker hvordan statorens magnetfelt vil bevege seg igjennom rotoren. Magnetfeltet søker å gå igjennom rotoren med minst mulig reluktans, som fører til at rotoren orienterer seg etter magnetfeltet. Når statorens magnetfelt roterer fører det til tilsvarende rotasjon for rotoren, dette vil gi opphav til et moment [65]. En PMSRM bruker i tillegg magneter i rotoren.

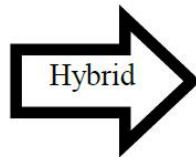
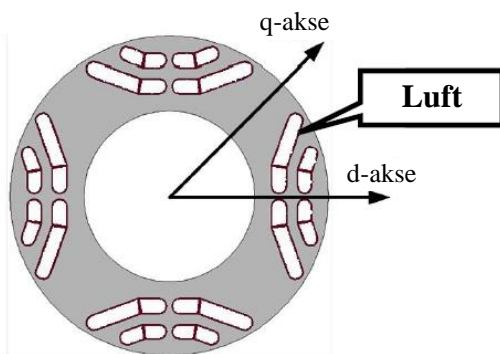
Figuren på neste side viser forenklet tverrsnitt av rotoroppbygningen til en PMSM (IPM på figuren), en SRM (SynRM på figuren) og en PMSRM (PMa-SynRM på figuren).

Rotasjonsaksene står normalt på papirplanet.

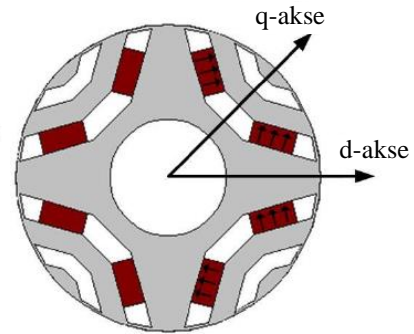
Intern Permanentmagnet Motor (IPM)



Synkron Reluktans Motor (SynRM)



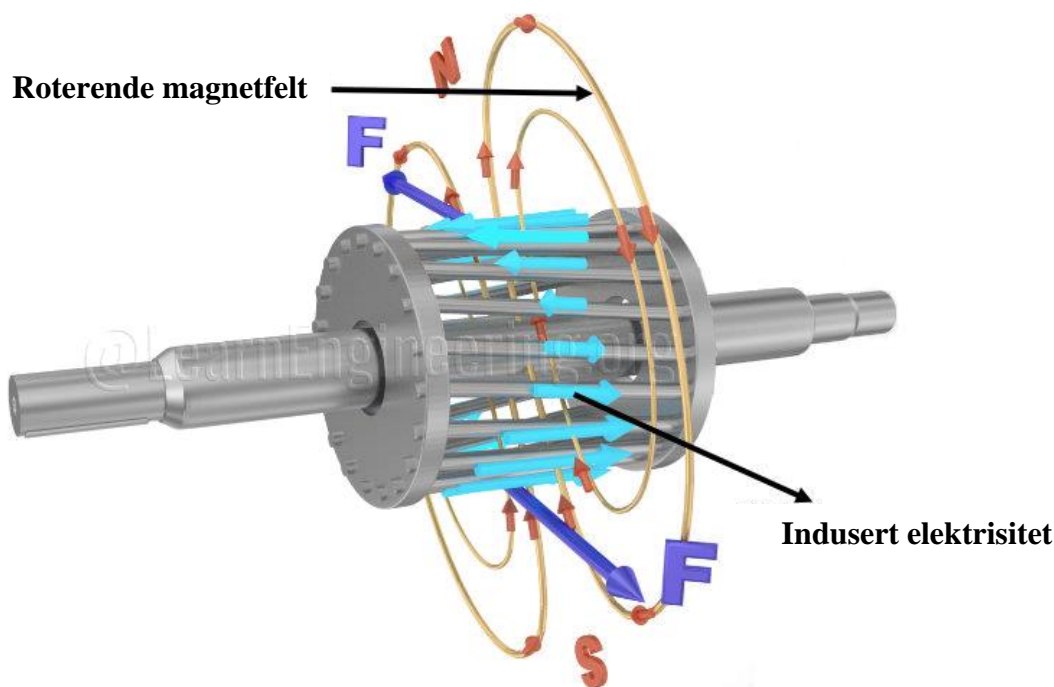
**Permanent Magnetassistert
Synkron Reluktans Motor
(PMSRM)**



Figur 20 – Illustrasjon som viser rotorkonstruksjon av PMSM, SRM og kombinasjonen PMSRM [66, p. 15]. Figuren viser også akser som ikke er relevante. Oversatt til norsk og rettet trykkfeil.

Asynkron:

En Induksjonsmotor (IM) er en motor der rotoren magnetiseres av hastighetsforskjellen mellom statorens magnetfelt og rotoren. Statorens oppbygning er igjen tilsvarende som for en PMSM. Rotoren er konstruert på en slik måte at statorens magnetfelt vil indukere en strøm i rotoren og denne induerte strømmen i rotoren vil skape et magnetfelt som i statorens roterende magnetfelt fører til et moment. Etersom strømmen i rotoren kommer fra hastighetsforskjellen mellom statorens magnetfelt og rotoren, må rotoren rotere noe saktere enn statorens magnetfelt og motoren kalles derfor en asynkronmotor. Slippet, hastighetsforskjellen mellom statorens magnetfelt og rotoren, avhenger av motorens belastning [67]. Figuren på neste side viser hvordan magnetfeltet fra statoren virker på rotoren:



Figur 21 – Illustrasjon av rotor i induksjonsmotor med indusert strøm og kraftpar som skaper moment [68]. Oversatt til norsk.

Fordeler og ulemper

De ulike motortypene har fordeler og ulemper i forhold til hverandre, men til tross for store forskjeller i oppbygning er det små forskjeller i ytelse og effektivitet. Ingen av motortypene fremstår som overlegne på alle områder, og alle variantene er i bruk i moderne elbiler. Det er heller ikke uvanlig at én elbil har to motortyper. Spesifikk karakteristik avhenger også av utførelse, to forskjellige motorer av samme type vil kunne ha variasjoner i effektivitet og ytelse. Tabellen under trekker frem de viktigste fordelene og ulempene for de ulike motortypene.

Tabell 6 – Fordeler og ulemper for de ulike motortypene.

Motortype	Fordeler	Ulemper
PMSM	<ul style="list-style-type: none"> • Effektiv ved høyt momentbehov [61, p. 848]. • Kompakt konstruksjon gir høy effekttetthet og lavere vekt [59, p. 8]. • Ingen elektriske tap i rotoren som gir høyere effektivitet og mindre varmeproduksjon. 	<ul style="list-style-type: none"> • Krever sterke permanente magneter, som gir økte produksjonskostnader [61, p. 848].
ESM	<ul style="list-style-type: none"> • Effektiv ved høye hastigheter [61, p. 848]. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer komplisert konstruksjon som følge av elektrisk overføring til rotor [61, p. 849].

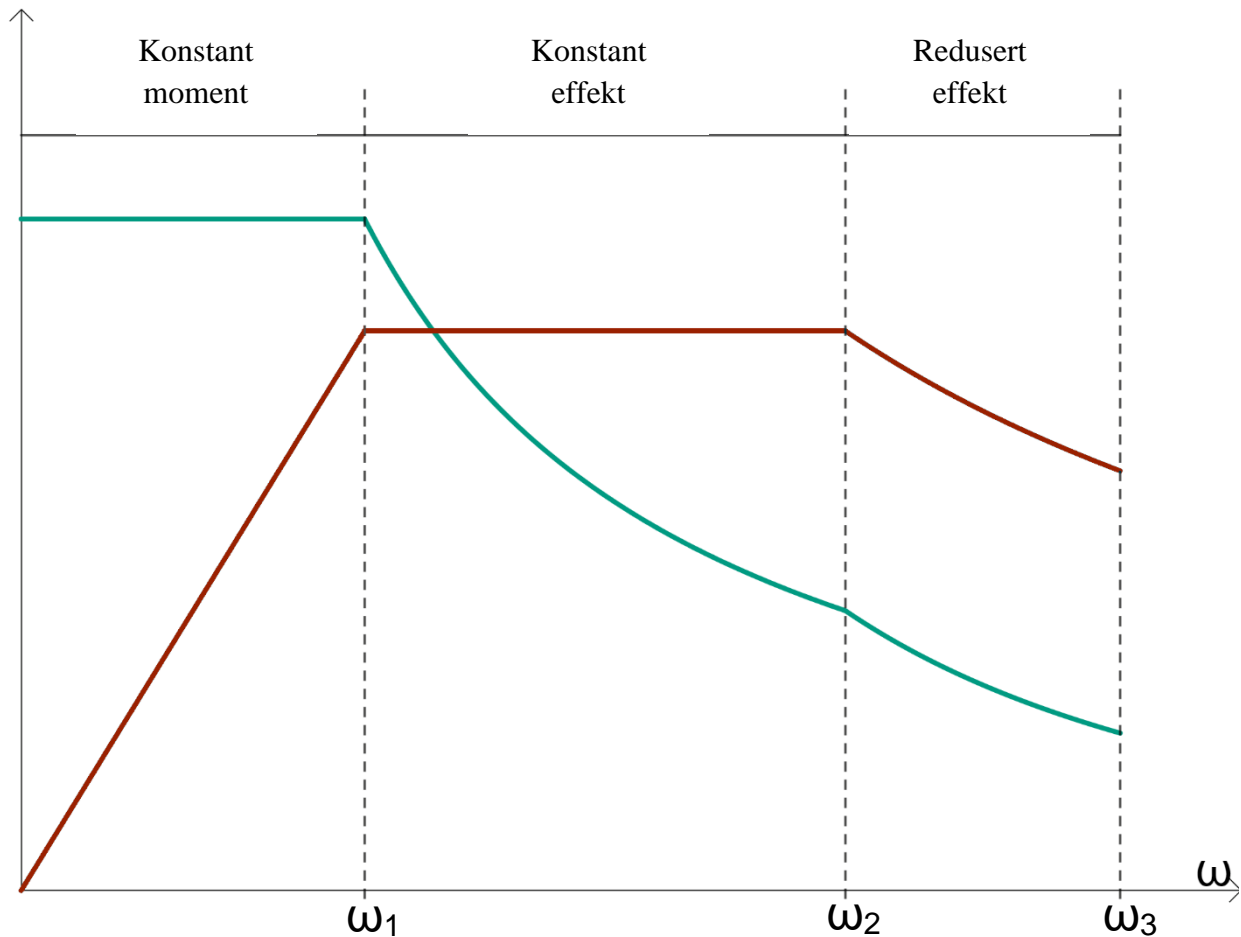
Tabell 6 – Fortsettelse.

Motorstype	Fordeler	Ulemper
PMSRM	<ul style="list-style-type: none"> • PMSRM kan benytte billigere magneter i rotoren enn en PMSM, da reluktansmomentet også bidrar til motormomentet. Dette bidrar til billigere produksjon [69, p. 934]. • Lavere elektriske tap i stator [70, p. 101]. • Ingen elektriske tap i rotoren. 	<ul style="list-style-type: none"> • Trolig mer komplisert design, da det er kombinasjon av to ulike motorprinsipper.
IM	<ul style="list-style-type: none"> • Effektiv ved høye hastigheter [61, p. 848]. • Mangel på magneter i rotor gir billigere konstruksjon. • Vil ikke ha magnetiske tap under friløp 	<ul style="list-style-type: none"> • Indusert strøm i rotoren gir et elektrisk tap bidrar til lavere effektivitet og behov for aktiv kjøling av rotor [61, p. 849]. • Mindre effektiv ved høyt momentbehov [61, p. 848].

I tillegg til tapene beskrevet i tabellen over, vil det også alltid være friksjonstap i opplagringen til rotoren samt elektriske tap i viklingene i statoren.

3.10.4. Moment- og effektkurver

En gitt motor vil ha iboende egenskaper og en gitt karakteristikk. Mens som en del av drivverket vil motorens egenskaper være styrt av strømforsyningen, som igjen er aktivt styrt av bilens styringselektronikk. Formen på kurvene blir da en kombinasjon av motor- og drivverkskarakteristikk og ønskede kjøretøyeenskaper. Et eksempel på en typisk moment- og effektkurve for IM og PMSM er vist på figuren på neste side:



Figur 22 – Forenklet moment- og effektkurve for elmotor. Basert på moment- og effektkurve for Tesla Model S fra [72, p. 1].

Hvor grønn kurve er motormoment og rødbrun kurve er effekt. Horizontal akse viser vinkelhastighet til motor (ω). Kurven er delt i tre områder: konstant moment fra stillestående til ω_1 , konstant effekt fra ω_1 til ω_2 , og redusert effekt fra ω_2 til maksimal hastighet (ω_3). De tre områdene er beskrevet under.

Konstant moment: Dette området kjennetegnes av konstant motormoment, ifølge Lipo [71, p. 48] er momentet kunstig begrenset av hensyn til komfort og friksjon mot underlaget. I tillegg vil dette begrense belastning på drivverket. Ettersom momentet er konstant, vil effekten øke proporsjonalt med hastigheten.

Konstant effekt: Dette området kjennetegnes ved at motoren leverer konstant effekt, denne konstante effekten er den maksimale effekten drivverket kan levere. Fra [71, p. 48] følger den maksimale effekten begrensinger i effektforsyningen og motorkomponenter. Ettersom effekten er konstant, vil momentet være omvendt proporsjonalt med hastigheten.

Redusert effekt: Etter hvert som motorhastigheten øker vil man nå et punkt hvor motoren ikke lenger er begrenset av hvor mye effekt som kan forsynes, men av motorens nedbrytningsmoment (engelsk: breakdown torque). Nedbrytningsmoment er det maksimale momentet en motor kan levere ved en gitt hastighet og spenning, størrelsen på dette momentet

avhenger av motorkonstruksjon, samt hastighet og tilført spenning. Forenklet kan dette momentet beskrives med følgende sammenheng:

Formel 20 – Maksimalt moment ved gitt spenning og hastighet. Tilpasset fra [72, p. 2].

$$M_{Nedbrytning} = k * \frac{U^2}{\omega^2} \quad (20)$$

Hvor $M_{Nedbrytning}$ er maksimalt moment, k er en samlet motorkonstant, U er motorspenning, og ω er motorhastighet. Etersom momentet er omvendt proporsjonalt med hastigheten opphøyd i andre, vil effekten være omvendt proporsjonalt med hastigheten. Videre ser man at høyere spenning vil øke nedbrytningsmomentet; dette gjør at «konstant effekt» området kan opprettholdes lenger, slik at «reduisert effekt» området oppstår ved høyere hastighet.

For PMSRM vil man typisk ha «konstant moment» og «konstant effekt» områdene, mens man kan unngå «reduisert effekt» området ved å styre statorfeltet slik at det motvirker rotorfeltet. Dermed reduseres motindusert spenning ved høyere turtall [73], slik at effekten opprettholdes.

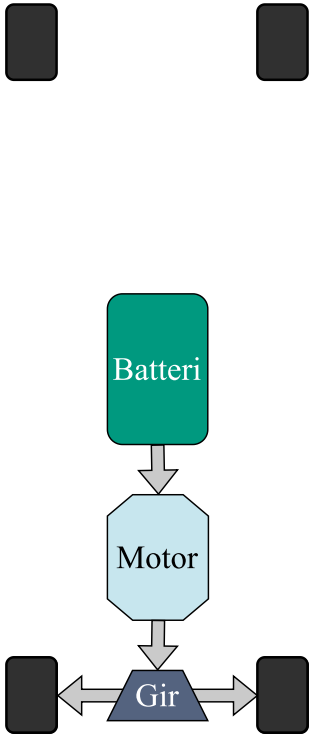
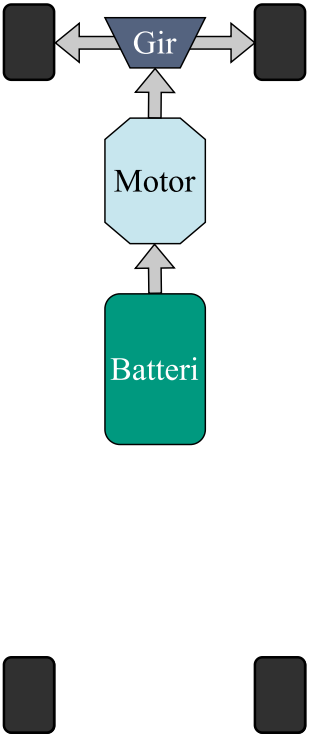
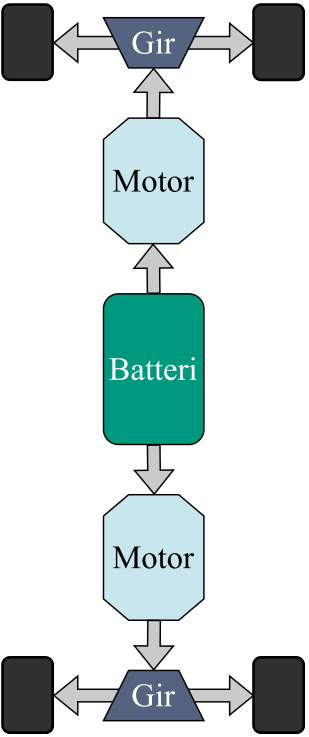
3.10.5. Utveksling

Utvekslingen i en elbil består som regel av en reduksjonsgirkasse og en differensial. Utvekslingen er ofte fast, slik som hos Volkswagens MEB plattform [74] og Tesla Model S [42]. Utvekslingsforholdet mellom motor og hjul er typisk opp mot 10:1, som eksempel har Tesla 7,5:1 på framaksel og 9,5:1 på bakaksel for Model S [42]. Noen fabrikanter bruker også girkasser med flere gir, slik som hos Porsche Taycan. Girkassen på bakakselen har to gir som er styrt av bilens styringselektronikk basert på hastighet, gasspådrag og kjøremodus. Første gir har utvekslingsforhold på omtrent 15:1 for høy akselerasjon, andre gir har utvekslingsforhold på omtrent 8:1 for høyere effektivitet og hastighet [75].

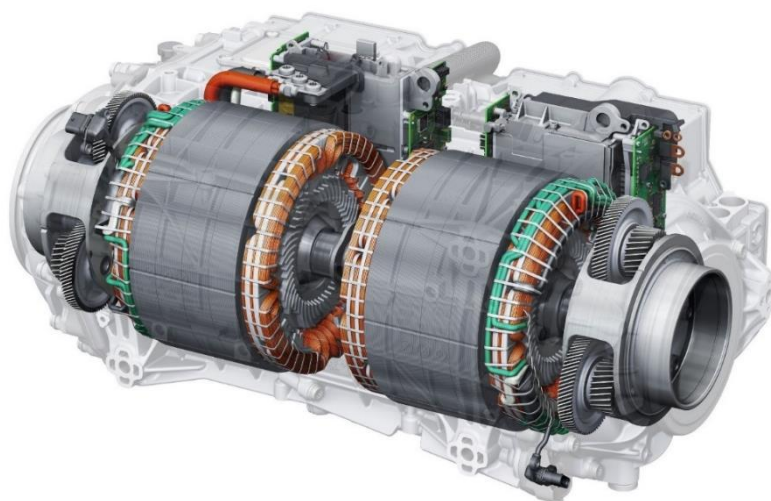
3.11. Drivverkskonfigurasjoner

Det er variasjon i oppbygningen av drivverkene i elbiler. Den fysiske plasseringen av drivverkskomponenter er forskjellig mellom modeller, og antall komponenter kan variere. Det er stort sett ønsket antall og plassering av motorer som styrer hvordan resten av drivverket er lagt opp. Ønsket hjuldrift legger grunnlag for hvordan motorene plasseres: ved forhjulsdrift plasseres motor foran, ved bakhjulsdrift plasseres motor bak, og ved firehjulsdrift er det vanlig å ha motor foran og bak. Dette vises i forenklet form i tabellen på neste side, vekselretter er ikke med på figurene:

Tabell 7 - Oversikt over drivverksalternativer.

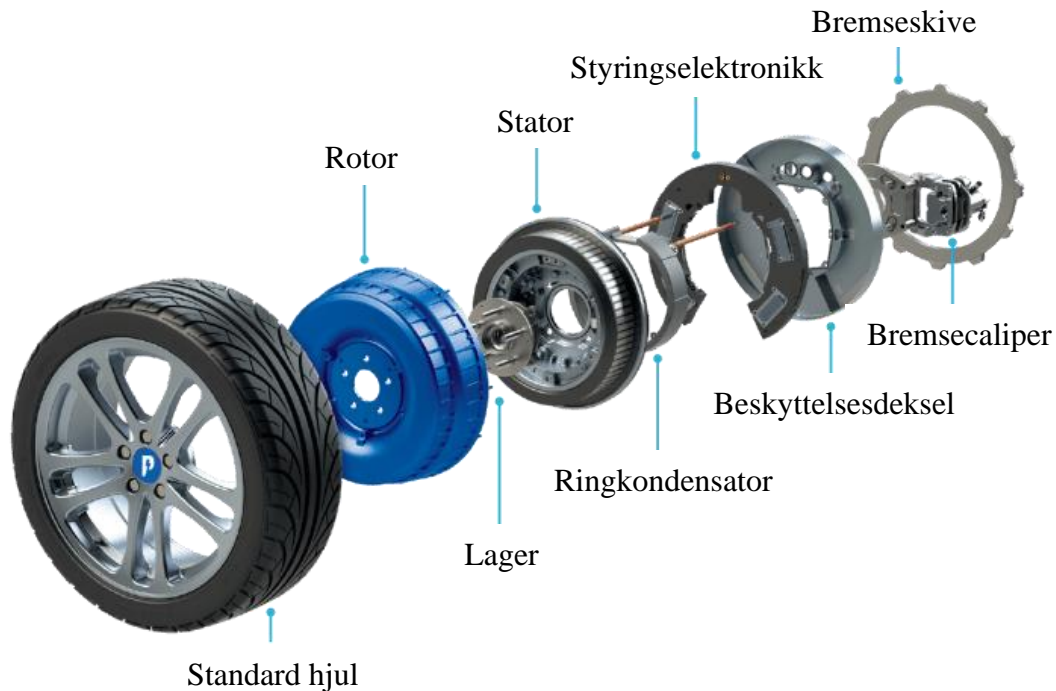
Bakhjulsdrift	Forhjuldrift	Firehjulsdrift
		
<p>Motor plassert bak i bilen med drivaksler ut til bakhjulene</p>	<p>Motor plassert foran i bilen med drivaksler ut til forhjulene</p>	<p>Motor plassert foran med drivaksler ut til forhjulene, og motor bak med drivaksler ut til bakhjulene</p>

Illustrasjonene viser en motor per aksel med reduksjonsgir og differensial ut til hjulene. Det er også mulig med én motor til hvert hjul, enten montert i rammen med drivaksel ut til hjulet eller montert i hjulet. Figuren under viser en rammemontert enhet med to motorer. Det er ingen mekanisk kobling mellom motorene, og de driver hvert sitt hjul [76].



Figur 23 – Bakre motorer med vekselrettere og utveksling fra Audi e-tron S [77].

Som man ser av figuren over har hver motor sin egen vekselretter og sitt eget reduksjonsgir. Reduksjonsgiret ser ut som et planetgirsett, men det er ikke et ringhjul og planetholderen er fast. Giret er simpelthen tre tradisjonelle tannhjuloverføringer til samme aksel. Fra reduksjonsgiret overføres rotasjonsbevegelsen til hjulene ved hjelp av drivakslar. Figuren under viser en motor montert i hjulet, her driver motoren hjulet direkte uten reduksjonsgir:



Figur 24 – Motor montert i hjul [78]. Oversatt til norsk.

Felles for disse er at de ikke har differensial. Ettersom at man har en motor for hvert hjul gir dette større mulighet for individuell kontroll av hjulene, for eksempel kan dette brukes til stabilitetskontroll «Torque vectoring» slik som i Audi e-tron S [76].

3.12. Energiflyt og tap

Ved kjøring flyter energi fra batteriet gjennom motor og drivverk ut til hjulene. En elmotor kan også brukes til nedbremsing, da går energien motsatt vei og batteriet lades opp. Dette kalles regenerering. I tillegg til energiforbruk fra tilleggssystemer som klimaanlegg og belysning, vil det være tap i drivverket både ved fremdrift og regenerering.

3.12.1. Kjøring

Energien som kreves for å kjøre kommer fra batteriet der den er lagret som kjemisk energi. Batteriet forsyner så vekselretter med elektrisk energi i form av likestrøm, og vekselretter omformer strømmen til vekselstrøm og forsyner motor. Motoren omformer den elektriske energien til mekanisk energi, som overføres gjennom giring ut til hjulene.

Alle overføringer av energi er forbudt med tap. Det er mange faktorer som bidrar til totalt tap i en elbil. Fra oversikten i [79] er de viktigste faktorene: indre motstand i batteri, motstand i

elektriske ledere, magnetiske tap i motor og mekaniske tap i roterende deler av drivverket. Det vil også ytre tap forbundet med kjøring, i form av luftmotstand, rullestand og stigningsmotstand.

3.12.2. Regenerering

Ved bremsing kan motoren brukes til å gjenvinne, eller regenerer kjøretøyets bevegelsesenergi til elektrisk energi. Motoren brukes som en generator og energiflyten går motsatt vei som for kjøring, dette kan skje automatisk når føreren slipper gasspedalen eller ved bremsing. Regenerering vil ha de samme kildene til tap som kjøring.

Det er ulike løsninger hos fabrikantene for hvordan regenerering aktiveres. Det er forskjeller i hvorvidt og hvor mye bilene regenerer automatisk, men felles er at alle regenerer under bremsing. For Volkswagens MEB plattform er automatisk regenerering styrt av sjåføren, mens bilen vil aktivere regenerering når sjåføren bruker bremsepedalen [80].

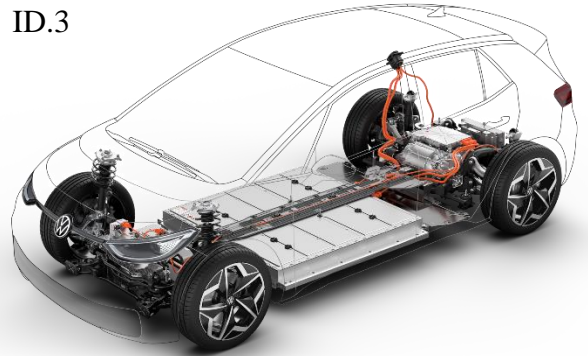
4. Volkswagen MEB

Volkswagens MEB plattform er en modulær plattform for elektriske biler [81]. Biler bygget på MEB plattformen deler flere viktige drivverkskomponenter, som for eksempel batteripakke, motorer, girkasse og styringselektronikk. Plattformen er tenkt som ett drivverk som kan brukes til flere ulike kjøretøy. Avhengig av ønsket kjøretøytype kan akselavstand, motorantall og batterikapasitet justeres [82].

Volkswagens ID. serie er en serie med elbiler bygget på MEB plattformen, som i dag består av ID.3, ID.4 og ID.5. Audi, SEAT og Škoda, som er andre fabrikanter i Volkswagen gruppen, bygger også biler basert på MEB plattformen [83]. Figuren på siden viser ID.3, ID.4 og ID.5 med drivverkskomponentene uthevet.

Batteripakken plasseres i gulvet på bilen og leveres i ulike bruttokapasiteter fra 52kWh til 77kWh. Modellene kan utformes med firhjulsdrift eller tohjulsdrift, med en motor for hver drevne aksel. Effekten varierer fra 109 kW for Volkswagen ID.3 med 52 kWh batteri og 220 kW for Volkswagen ID.4 GTX og Audi Q4 50 e-tron quattro med 77 kWh batteri.

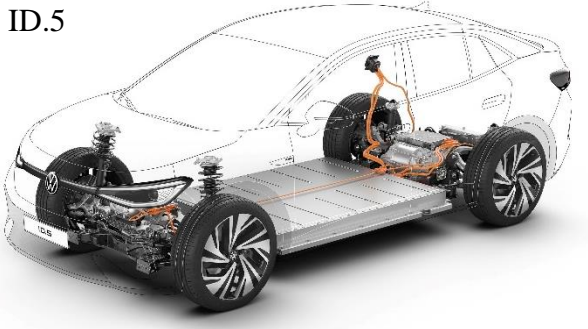
ID.3



ID.4



ID.5



*Figur 25 – Volkswagens ID. serie.
ID.3 [84], ID.4 [85] og ID.5 [86].*

4.1. Drivverk

Beskrivelsene i dette delkapittel er basert på informasjon fra Harald. A Møller [87], der annet ikke er spesifisert.

Bilene basert på MEB plattformen leveres som enten bakhjulsdrift eller firehjulsdrift. Volkswagen betegner modeller med firhjulsdrift som GTX, og Audi bruker quattro.

Fremre motorenhet

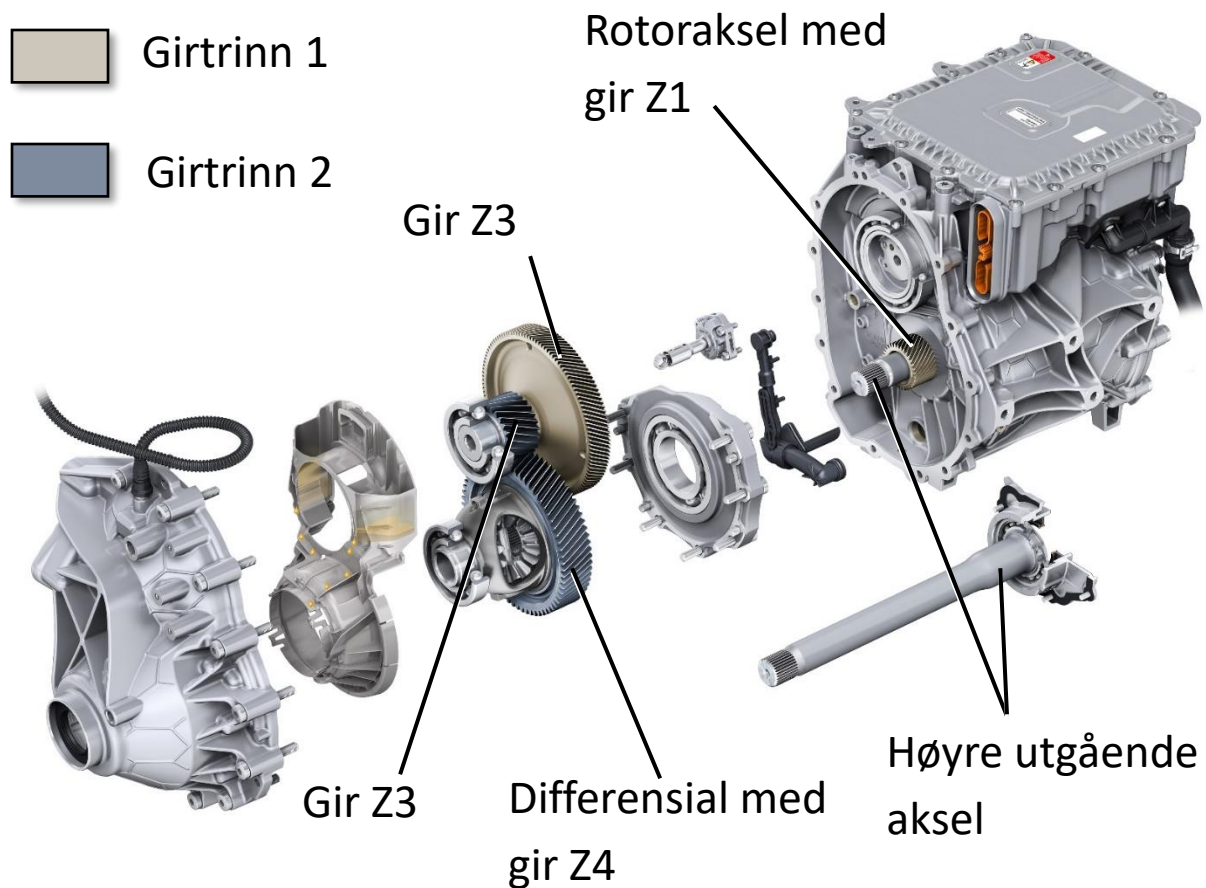
Fremre motorenhet består av en induksjonsmotor med vekselretter og reduksjonsgir. Reduksjonsgiret har fastutveksling og nedgiring i to steg. Bildet på høyre side viser den sammensatte motorenheten.

Ved kjøring under lav belastning kan strømmen til denne motoren kuttes, og motoren vil spinne fritt som reduserer energiforbruket.

Figuren under viser en eksplodert visning av utvekslingen for fremre motorenhet. Resten av motorenheten er også synlig på bildet:



Figur 26 – MEB fremre motorenhet.



Figur 27 – Eksplodert visning av girkasse for fremre motorenhet MEB.

Bildet viser også den høyre utgående aksel som passerer gjennom rotoren. Denne akselen forberer drivakslingen til differensialen.

Tabellen under viser spesifikasjoner for fremre motorenhet til MEB.

Tabell 8 – Spesifikasjoner for fremre motorenhet MEB.

Motortype	Induksjonsmotor (IM)
Maks effekt	80 kW
Maks moment	150 Nm – 160 Nm*
Utveksling	9,953
Maksimalt turtall	13 500 omdr ⁻¹ (180 km/h)
Viklingstype	Tradisjonell
Smøring	Trykksmøring med pumpe

* De oppgitte motormomentkurvene viser ca 160 Nm, men dersom om motormomentet for bakhjulsdrevne Volkswagen ID.4 [88] trekkes fra totalt motormoment for firehjulsdrevne Volkswagen ID.4 GTX [89] får man 150 Nm.

Bakre motorenhet

Bakre motorenhet består av en permanent magnetisert synkron motor med vekselretter og reduksjonsgir. I likhet med fremre motorenhet har reduksjonsgiret fast utveksling og nedgiring i to steg. Bildet på høyre side viser den sammensatte motorenheten.

Lagrene i girkassen er kulelager montert uten forspenn, som skal hjelpe til å redusere friksjonen internt i girkassen. I motsetning til fremre motorenhet har ikke bakre motorenhet en oljepumpe. Girkassen smøres ved at olje slynges av differensialgiret, lander i et kar og drypper ned på girene.

Tabellen under viser spesifikasjoner for bakre motorenhet til MEB.

Tabell 9 – Spesifikasjoner for bakre motorenhet MEB.

Motortype	Permanent magnetisert synkronmotor (PMSM)
Maks effekt	150 kW*
Maks moment	310 Nm
Utveksling	11,530/12,976
Maksimalt turtall	16 000 omdr ⁻¹
Viklingstype	Hairpin
Smøring	Kastesmøring

*For Cupra Born kan ytterligere 20 kW effekt aktiveres i korte perioder.

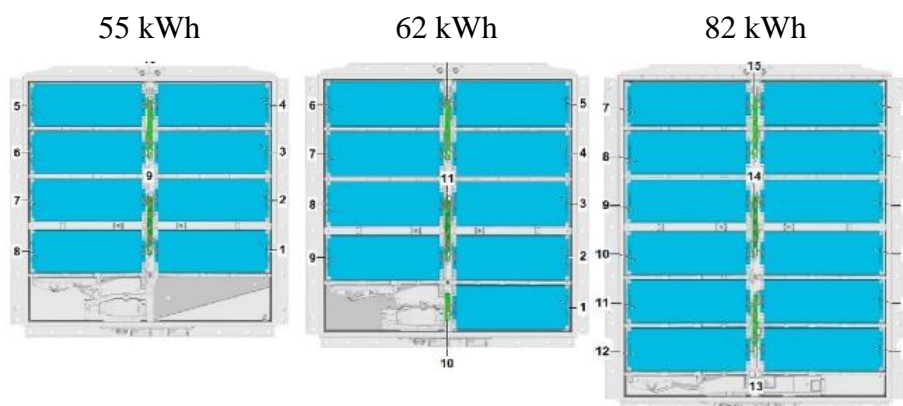


Figur 28 – MEB bakre motorenhet.

Batteri

For MEB plattformen er det tre ulike batterialternativer med forskjellig kapasitet. Alle batterialternativene er modulære og bygget opp med samme battericeller. Battericellene er LG Chem 78 Ah poseceller med 3,7 V nominell spenning. Optimal batteritemperatur er mellom 23°C og 50°C [89], men batteriene har et brukbart temperaturområde på -28°C til 60°C, under -28°C fryser elektrolytten og ingen strøm kan flyte. Batteripakken har et temperaturreguleringssystem som holder batteripakken innenfor trygt temperaturområde.

Figuren under viser de tre ulike batterialternativene, modulene er vist i blått:



Figur 29 – Batterialternativer for MEB.

55 kWh og 62 kWh batteripakkene har samme batterikasse, mens 82 kWh batteripakken har en større batterikasse for få plass til flere moduler.

Tabellen under viser spesifikasjoner for de tre batterialternativene til MEB:

Tabell 10 – Spesifikasjoner for batterialternativene til MEB.

Kapasitet	55 (52) kWh	62 (58) kWh	82 (77) kWh
Nominell spenning	355 V	400 V	355 V
Antall moduler	8	9	12
Modulspenning	44.4V	44.4V	29.6V
Oppkobling	96s2p	108s2p	96s3p
Vekt	345 kg	376 kg	510 kg

82 kWh batteripakken bruker også moduler med lavere spenning, men med flere celler i parallell. Modulene har likt antall celler, men ulike konfigurasjon. Modulene i 55 kWh og 62 kWh batteripakkene har cellene koblet i 12s2p konfigurasjon, mens 82 kWh batteripakken har cellene koblet i 8s3p konfigurasjon. Modulene er så koblet i serie, slik 55 kWh og 82 kWh batteripakkene har totalt 96 celler i serie og 62 kWh batteripakken har 108 celler i serie. Dette gir nominell batterispenning på henholdsvis 355 V og 400 V.

4.2. Kjøretøyparametere

For å kunne beskrive kjøretøyet egenskaper og gjøre videre beregninger, er det viktig å ha oversikt over vekt, kjøremotstand og kjente parametere i drivverket. Q4- og ID. serien har flere modeller, og noen av modellene har variasjoner i utstyr som gir et spenn av vekter. Den letteste bilen i ID. serien er ID.3 med minste batteri, men den tyngste er ID.5 med største batteri og firehjulsdrift. Tabellen under inneholder oppgitt egenvekt for et utvalg av modellene i Q4- og ID. serien:

Tabell 11 – Egenvekt for Q4- og ID. serien.

Modell	Oppgitt egenvekt
ID.3	1737 kg – 1860 kg [90]
ID.4	1890 kg - 2034 kg [88]
ID.4 GTX	2149 kg [89]
Q4 35 e-tron	1890 [91]
Q4 50 e-tron quattro	2135 [91]
ID.5	2042 kg [92]
ID.5 GTX	2167 kg [93]

Rullemotstand er en av de kritiske verdiene for total kjøremotstand. Volkswagen reklamerer med at ID. serien leveres med dekk med lav rullemotstand [90, p. 8], Continental leverer *EcoContact 6* som sommerdekk og *VikingContact 7* som vinterdekk til ID.3 [94].

Forbruksklasse og rullemotstandskoeffisient etter Tabell 4 – *Rullemotstandskoeffisienter etter EU 2020/740* for disse dekkene er visst i tabellen under:

Tabell 12 – Dekkinformasjon til ID.3.

Dekk	Forbruksklasse	Rullemotstandskoeffisient
Continental EcoContact 6	A [95]	$f \leq 0,0065$
Continental VikingContact 7	C [96]	$0,0078 \leq f \leq 0,0090$

Luftmotstand er også viktig for å beskrive kjøretøyet oppførsel. Luftmotstandskoeffisienter og projisert areal for ID. serien er vist i tabellen under:

Tabell 13 – Luftmotstandsinformasjon for ID. serien.

Modell	Luftmotstandskoeffisient	Projisert areal
ID.3 [97]	$C_D = 0.267$	$A = 2.36 \text{ m}^2$
ID.4	$C_D = 0.28$ [98]	---
ID.5	$C_D = 0.26$ [99]	---
ID.5 GTX	$C_D = 0.27$ [99]	---

Bakakselgir-kassen for biler basert på MEB plattformen leveres med to ulike utvekslinger. Tabellen under gjengir utvekslingsforholdet for gir-kassene i Q4- og ID. serien [87].

Tabell 14 – Utvekslingsinformasjon for Q4- og ID. serien.

Modell	Utteksling foran	Utteksling bak
ID.3	---	11,530
ID.4	---	12,976
ID.4 GTX	9,953	11,530
Q4	---	12,976
Q4 quattro	9,953	11,530
ID.5	---	12,976
ID.5 GTX	9,953	11,530

4.3. Moment- og effektkurver

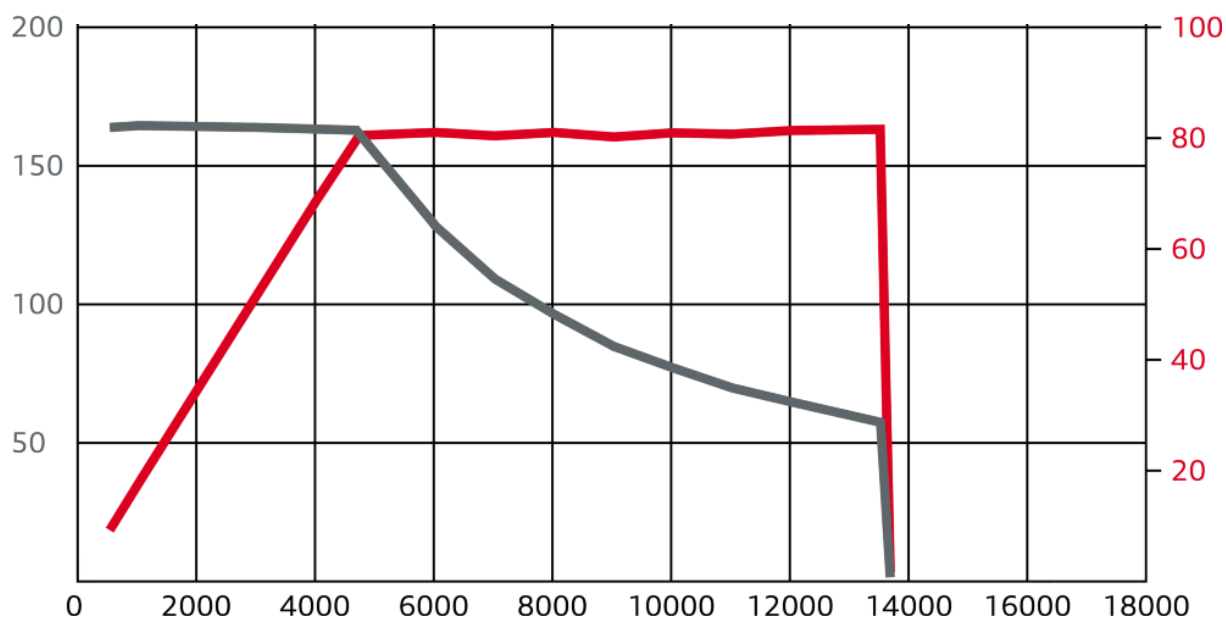
MEB fremre motor - 80kW

Figuren på neste side viser en moment- og effektkurve for fremre motor til MEB plattformen. Grunnlaget for kurven er målinger som er gjort i henhold til ECE R85.

Motoren leverer maksimalt moment på ca. 160 Nm frem til et turtall på ca. 4500 min^{-1} . Fra 4500 min^{-1} til toppfart på $13\,500 \text{ min}^{-1}$, leverer motoren en tilnærmet konstant effekt på 80 kW. Motorens maksimale effekt er kun tilgjengelig i 30 sekunder, og etter ECE R85 leverer motoren en gjennomsnittseffekt på 20 kW over en 30min periode [87].



Figur 30 – Fremre motor med gir-kasse og veksleretter til MEB [87].



Figur 31 – Moment og effektkurve for frontmotor til MEB [87]. Rød kurve er effekt i kW, grå kurve er motormoment i Nm. Horizontal akse viser motorturtall i omdreininger per minutt.

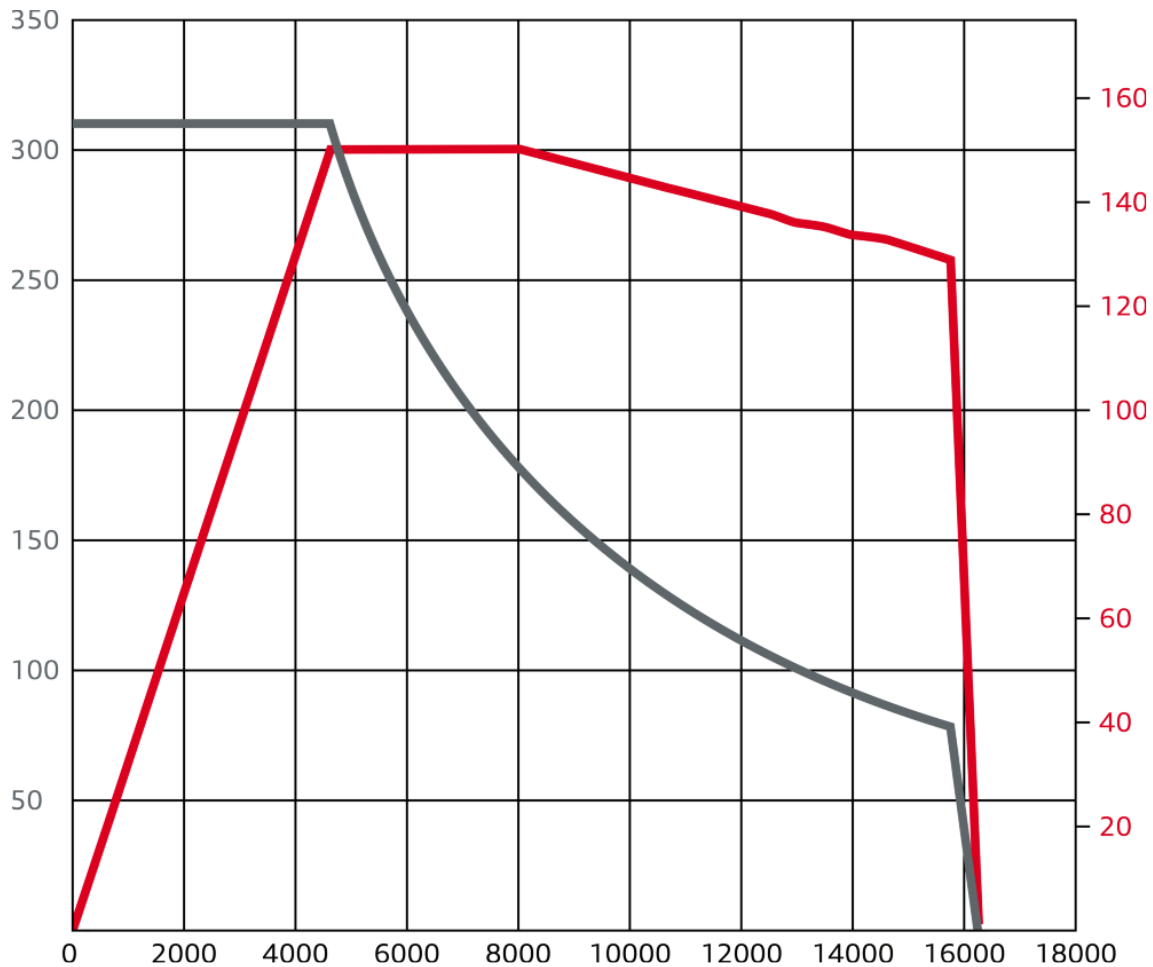
MEB bakre motor - 150kW

Figuren på neste side viser en moment- og effektkurve for bakre motor til MEB plattformen. Grunnlaget for kurven er målinger som er gjort i henhold til ECE R85.

Motoren leverer maksimalt moment på 310 Nm frem til et turtall på ca. 4500 min^{-1} . Fra turtall på 4500 min^{-1} til turtall på 8000 min^{-1} , leverer motoren en konstant effekt på 150 kW. Fra 8000 min^{-1} til toppfart på 16000 min^{-1} , synker effekten gradvis fra 150 kW til ca. 130 kW. Motorens maksimale effekt er kun tilgjengelig i 10 sekunder, og etter ECE R85 leverer motoren en gjennomsnittseffekt på 70 kW over en 30min periode [87]. Reduksjonen i effekt ved turtall over 8000 min^{-1} , gir også reduksjon i moment. Momentkurven synker derfor noe raskere, men endringen er liten og er derfor vanskelig å se på figuren.



Figur 32 – Bakre motor med girkasse og vekselretter til MEB [87].



Figur 33 - Moment og effektkurve for bakre motor til MEB [87]. Rød kurve er effekt i kW, grå kurve er motormoment i Nm. Horizontal akse viser motorturtall i omdreininger per minutt.

Kurvene vist over er for hver motor separat, og ifølge E-post kommunikasjon den 15. Mars 2022 med Stian Frilseth, Teknisk instruktør hos Harald A Møller Kompetansesenter, kan den samlede systemeffekten for biler med flere motorer være lavere enn summen av motorenes individuelle makseffekt. Dette mener han kan skyldes begrensinger i batteriets evne til å levere effekt.

5. Hyundai Motor Group E-GMP

E-GMP er Hyundai Motor Group sin nyeste plattform for elektriske biler. I likhet med Volkswagens MEB plattform deler flere modeller drivverksprinsipper og deler. Plattformen benyttes av Hyundai, Kia og Genesis. Figuren under viser Hyundai IONIQ5 og Kia EV6, som er Hyundai og Kia sine modeller som er bygget på E-GMP:



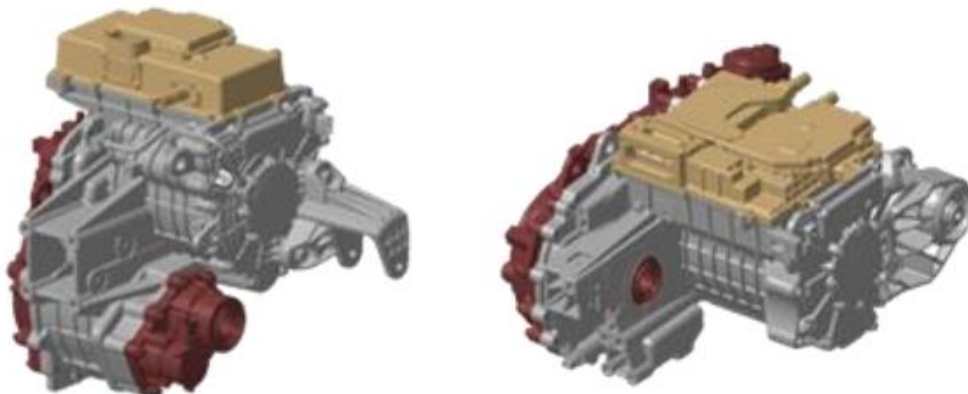
Figur 34 – Hyundai IONIQ 5 [100] og Kia EV6 [101]. Utklipp fra større bilder.

Plattformen er basert på 800V arkitektur som bidrar til høyre effektivitet. Batteripakken plasseres i gulvet på bilen og leveres i ulike bruttokapasiteter fra 58kWh til 77,4kWh. Modellene kan utformes med firhjulsdrift eller tohjulsdrift, med en motor for hver drevne aksel. Effekten varierer fra 125 kW for Kia EV6 med bakhjulsdrift og *Standard* batteri, og 239 kW for modellene med firehjulsdrift og *Long range* batteri. Standard batteriet har 58 kWh batterikapasitet og Long range batteriet har 77,4 kWh batterikapasitet [32].

5.1. Drivverk

Beskrivelsene i dette delkapittel er basert på informasjon fra Kia [32], der annet ikke er spesifisert.

Bilene basert på E-GMP plattformen leveres som enten bakhjulsdrift eller firehjulsdrift, med henholdsvis én eller to motorer. Begge motorene er permanent magnetiserte synkronmotorer (PMSM) med Hairpin viklinger. Motorene har elektriske oljepumper som smører og kjøler ned motorene.



Figur 35 – Fremre- (venstre) og bakre motorenhet (høyre) til E-GMP.

Figuren på forrige side viser de to motorenhetene. Vekselretter er markert i gult, motorhus med innfestning er markert i grått, mens deksel og uttak fra girooverføringen er markert i rødt.

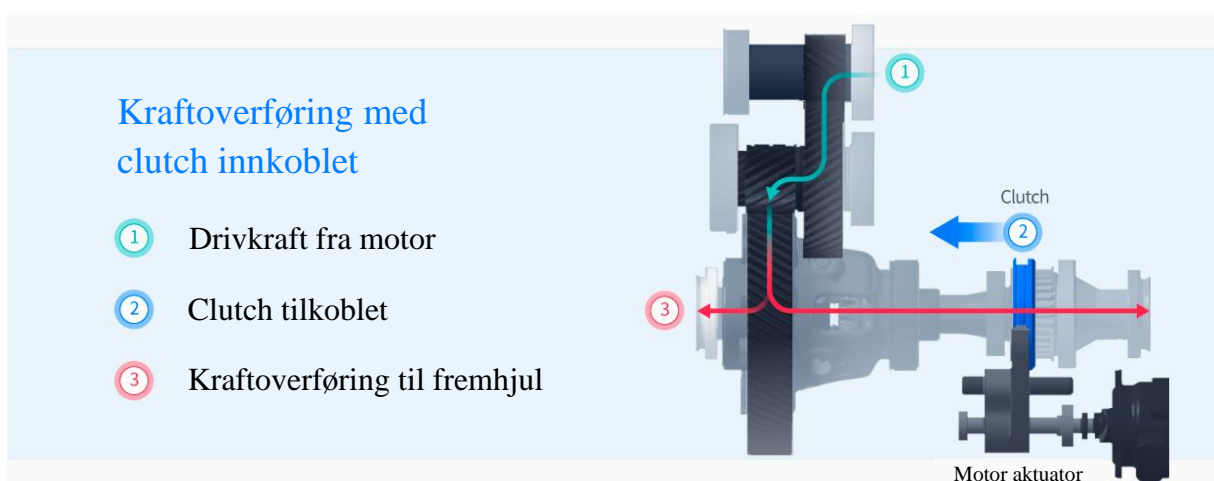
Fremre motorenhet

Biler med firehjulsdrift har også en fremre motorenhet. I motsetning til fremre motor på Volkswagens MEB plattform er denne en permanent magnetisert synkronmotor, og vil i motsetning til induksjonsmotoren ikke løpe fritt om strømmen kobles vekk. For å minimere forbruk er det derfor ønskelig å kunne mekanisk koble ut fremre motorenhet ved vanlig kjøring, og dette gjøres ved hjelp av *DAS - Disconnect Actuator System*. På denne måten kan motoren hovedsakelig brukes når føreren gir mye gass eller trenger mer grep på grunn av stigning eller glatt underlag. Bilens styringssystemer henter inn informasjon om blant annet hastighet, kjøremodus, styrevinkel og ønsket akselerasjon og bestemmer om fremre motorenhet skal være koblet inn.

DAS - Disconnect Actuator System

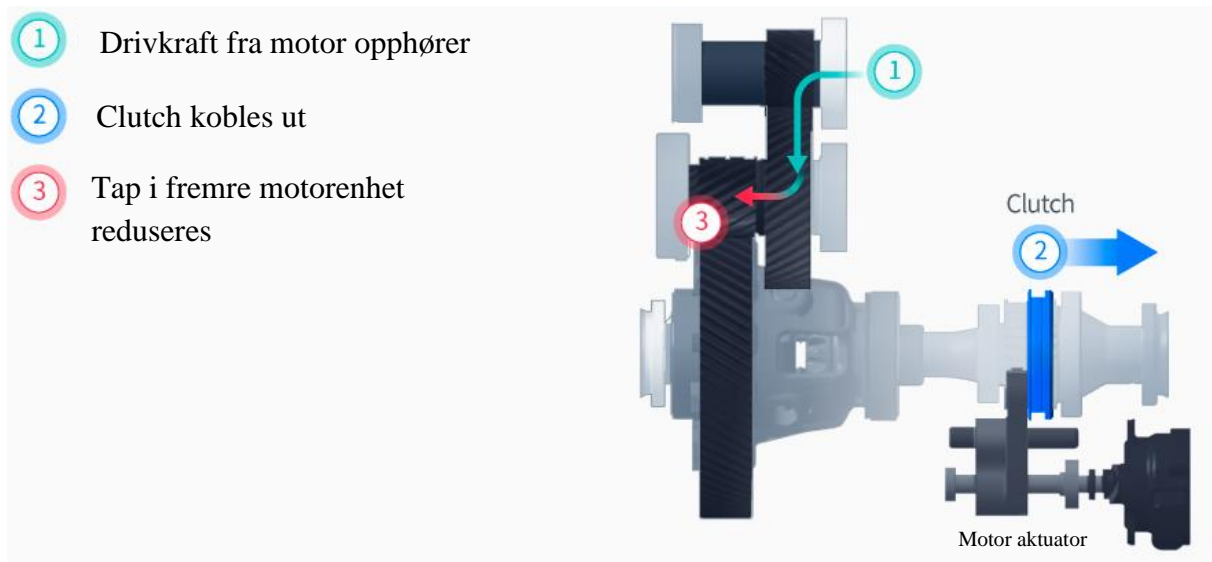
For å spare energi ved kjøring under lav belastning er fremre motorenhet utstyrt med en kloclutch som brukes til å koble ut motor og reduksjonsgir. Hyundai Motor Group kaller dette systemet DAS. Systemet fungerer ved at høyre drivaksel kobles fra differensialen og elmotoren stopper opp. Venstre drivaksel forblir tilkoblet til differensialen. Når bilen kjører fremover vil kun drivaksle og senteret i differensialen spinne, som reduserer tap da resten av differensial og motor står stille.

Figuren under viser hvordan drivkraft overføres fra motoren gjennom utvekslingen, differensialen, kloclutchen og ut til hjulene når kloclutchen er koblet inn:



Figur 36 – Kraftoverføring med innkoblet clutch for fremre motorenhet [102]. Oversatt til norsk.

I denne modusen fungerer systemet som et helt tradisjonelt drivverk. På figuren på neste side vises systemet når kloclutchen kobles fra. Drivkraften fra motoren opphører, og reduksjonsgiret slutter å rotere.



Figur 37 – Reduksjon av tap i fremre motorenhet [102]. Oversatt til norsk.

Kloclutchen styres ved hjelp av en aktuator som vist på figurene over.

Når DAS er koblet ut under kjøring vil motor og differensialhus stå stille. Høyre og venstre utgående aksel fra differensialen er koblet sammen gjennom senter av differensialen og vil spinne i motsatt retning av hverandre, dermed vil også høyre utgående aksel fra differensialen og drivakselen på høyre side spinne i motsatt retning. Kloclutchen kan derfor ikke kobles inn uten å synkronisere hastighetene. Når fremre motorenhet skal benyttes, mottar systemet informasjon om bilens hastighet og spinner opp fremre motor slik at hastighetsforskjellen mellom høyre drivaksel og differensialen blir tilnærmet null. Deretter kobles kloclutchen inn.

Motoreffekt

Tabell 15 – Maksimal effekt for motorene i EV6 [32, p. 7].

Bil	RWD	AWD		
Motor	Bak	Foran	Bak	Totalt
Maks effekt [kW]	168	71	168	239
Maks moment [Nm]	350	255	350	605

Denne effekten er kun tilgjengelig i biler med stort batteri, for Standard range er effekten redusert til 125 kW for bakre motor og 48 kW for fremre motor [32, p. 155]. Etter ECE R85 leverer bakre motor en gjennomsnittseffekt på 56 kW over en 30min periode, mens fremre motor leverer 25 kW [103] [104].

Batteri

Batteripakken leveres i to utgaver, en «Standard range» batteripakke på 58,0 kWh, og en «Long range» batteripakke på 77,4 kWh bruttobatterikapasitet. Tabellen på neste side viser spesifikasjonene for disse batterialternative:

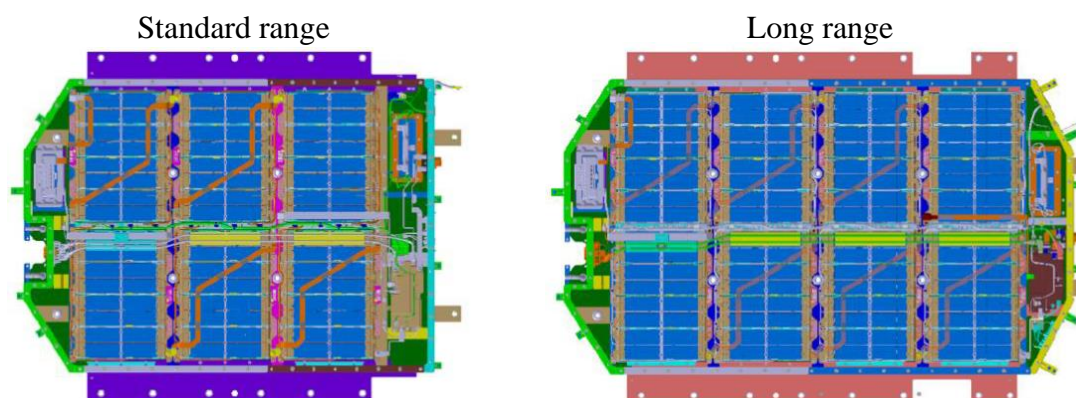
Tabell 16 – Spesifikasjoner for batterialternativene for E-GMP.

Batteri	Standard range 58 kWh	Long range 77,4 kWh
Nominell spenning	522,7 V	697,0
Antall moduler	24	32
Modulspenning*	21,78 V	
Oppkobling	144s2p	192s2p
Maksimal utladningseffekt	195 kW	253 kW
Maksimal ladeffekt		

*Hyundai/Kia bruker nominell spenning for battericellene på 3,63 V, i motsetning til Volkswagen som bruker 3,7 V.

Hyundai IONIQ 5 har tidligere kun blitt levert med et 72,6 kWh batteri, men nye modeller leveres med 77,4 kWh batteripakke. [105].

Opgitt brukstemperatur er -30°C til 60°C , mens oppgitt lagringstemperatur er til -40°C til 70°C . Hver batterimodul er satt sammen av 12 celler i 6s2p konfigurasjon. Figuren under viser de to batterialternativene for E-GMP. Modulene er visst i blått:



Figur 38 – Batterialternativer for E-GMP. Standard range vises på venstre side og Long range vises på høyre side.

Sammenliknet med Volkswagens MEB plattform har batterimodulene færre celler, men det er flere moduler i batteripakken.

5.2. Kjøretøyparametere

Som nevnt tidligere er det viktig å ha oversikt over vekt, kjøremotstand og kjente parametere i drivverket for å kunne beskrive kjøretøyet egenskaper og gjøre videre beregninger. Bilene basert på E-GMP plattformen har flere modeller, og noen av modellene har variasjoner i utstyr som gir et spenn av vekter. Tabellen på neste side inneholder oppgitt egenvekt for et utvalg av modellene:

Tabell 17 – Egenvekt for E-GMP.

Modell	Oppgitt egenvekt
EV6 Long Range RWD	1 985 kg [106]
EV6 AWD	2 090 kg [106]
IONIQ 5 RWD*	1 985 kg – 2 065 kg [105]
IONIQ 5 AWD*	2 095 kg – 2 175 kg [105]

*Utgående 72,6 kWh batteri, med fører.

Luftmotstandskoeffisient for Kia EV6 er $C_D = 0,28$ [107], frontareal er ikke oppgitt, men estimeres i delkapittel 9.1.5.

Tabellen under viser oppgitt data for motor og girkasse for E-GMP:

Tabell 18 – Motor og girkassedata for E-GMP [32, p. 161].

Beskrivelse	Verdi
Utveksling, foran	10,65
Utveksling, bak	
Maksimalt motorturtall, foran	15 000 min ⁻¹
Maksimalt motorturtall, bak	
Smøring	Elektrisk oljepumpe
Olje	ATF SP4M-1

6. BMW Gen5

BMW Gen5 er BMWs første helelektriske plattform. En av modellene som er basert på denne plattformen er BMW i4. Denne modellen leveres som både bakhjulsdrift og firehjulsdrift. Plattformen er basert på 400 V arkitektur.

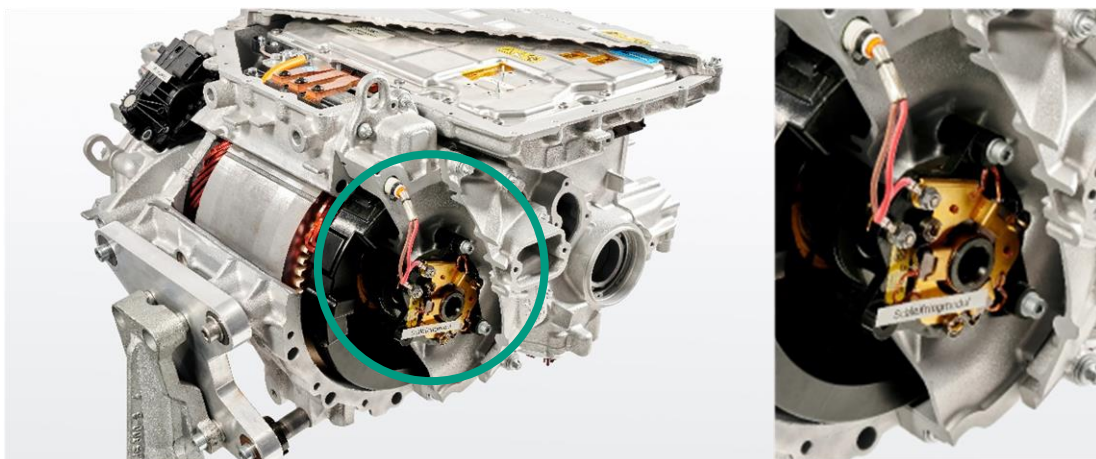
6.1. Drivverk

I motsetning til Hyundai Motor Group E-GMP og bakre motor for Volkswagen MEB, benytter ikke BMW permanent magnetiserte synkronmotorer (PMSM), men elektrisk eksitert synkronmotor (ESM). Strømmen til magnetisering av rotoren kommer fra et eget uttak på vekselretteren. Dette fjerner behovet for bruk av sjeldne jordarter [108], og gjør det mulig å kjøre motoren i friløp ved å skru av magnetiseringsstrømmen. Motorene har en elektrisk virkningsgrad 93%. Figuren under viser bakre motor enhet for BMW Gen5:



Figur 39 – Eksplodert visning av bakre motorenhet for BMW Gen5 [108].

Figuren viser også redusksjonsgiret til venstre, og den elektriske tilkoblingen til rotoren på høyre side. Figuren under viser et nærbilde av sleperingoverføringen til rotoren:

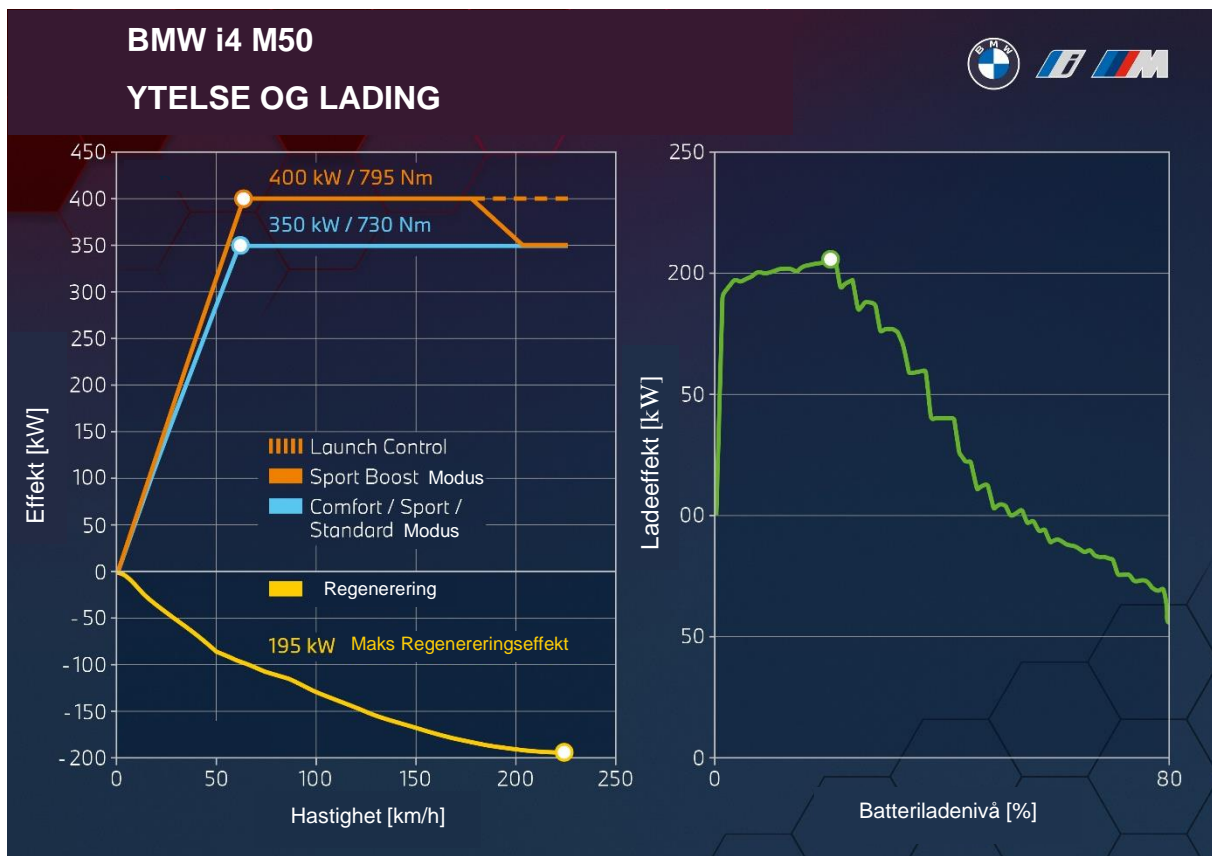


Figur 40 – Nærbilde av sleperingsmodul [108].

Sleperingene består av to sett med tre børster, et sett for negativ strømtilførsel og et sett for positiv strømtilførsel. Sleperingene vil kunne være et mulig slitasjepunkt, men ved bruk av flere børster vil strømtettheten for hver børste være lavere og fjærene svakere som vil øke levetiden.

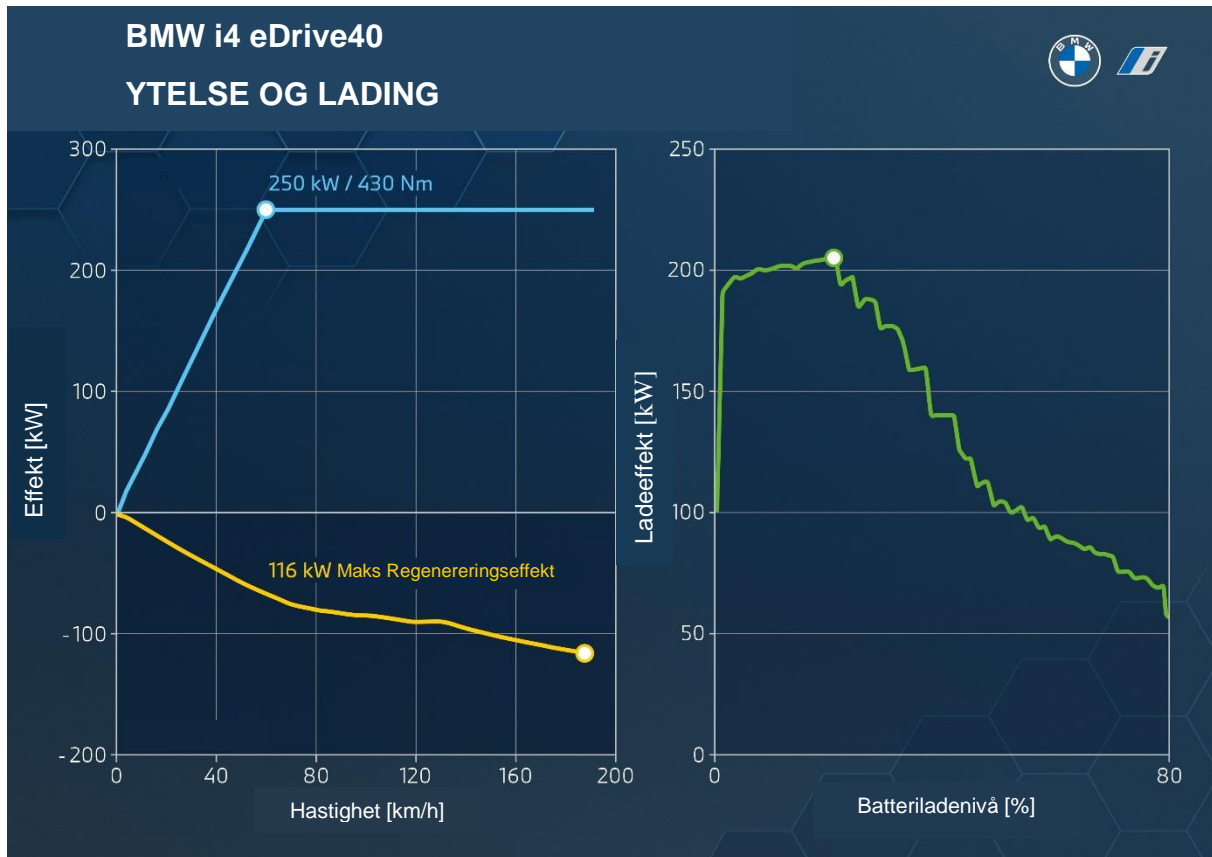
6.2. Effektkurver.

Til tross for ulik oppbygning, har motoren tilsvarende karakteristik som de andre motortypene vist tidligere. Figuren under viser effektkurven for BMW i4 M50, som er modellen med høyest ytelse:



Figur 41 – Effekt- og ladekurve for BMW i4 M50 [108]. Oversatt til Norsk.

Hvor blå kurve er effekt i vanlig kjøremodus, oransje kurve er effekt i Sport Boost modus med stiplet linje for Launch control. Figuren viser at effekten øker lineært til den når sin maksimale verdi og holdes deretter konstant. Dette tilsier en konstant momentfase, slik som vist i figur 22. Figuren viser også ladeeffekt ved ulike ladenivåer og regenereringseffekt ved ulike hastigheter. Figuren på neste side viser tilsvarende kurve for BMW i4 eDrive40 med bakhjulsdrift:



Figur 42 - Effekt- og ladekurve for BMW i4 eDrive40 [108]. Oversatt til norsk.

Hvor blå kurve er maksimal effekt i vanlig kjøremodus. Figuren viser også ladeeffekt ved ulike ladenivåer og regenereringseffekt ved ulike hastigheter.

7. Porsche J1

J1 plattformen er en plattform for høytytelse elektriske biler utviklet av Porsche. Plattformen brukes i dag til Porsche Taycan og Audi e-tron GT [83]. Plattformen er basert på 800V arkitektur. Porsche Taycan leveres i 3 ulike karosserivarianter med en rekke ulike drivverksalternativer. Audi e-tron GT leveres i en karosserivariant med to drivverksalternativer. Figuren under viser e-tron GT til venstre og Porsche Taycan sport saloon til høyre. Porsche Taycan kommer også som stasjonsvogn.



Figur 43 – Audi e-tron GT [109] og Porsche Taycan [110].

7.1. Drivverk

J1 leveres som både bakhjulsdrift og firehjulsdrift med en motorenhet for hver drevne aksel. Både fremre og bakre motor er permanent magnetiserte synkronmotorer (PMSM). Hairpin viklinger som øker kobberfyllingsgraden fra 45% til 70% sammenliknet med tradisjonelle viklinger [75]. Modellene har en topp fart på opptil 260 km/h.

Batteri

Biler på J1 plattformen leveres med to ulike batterialternativer, et stort batteri med 93,4 kWh bruttobatterikapasitet, og et lite batteri med 79,2 kWh bruttobatterikapasitet [111]. Audi tilbyr kun det store batteriet til sine modeller [112]. Porsche omtaler det store batteriet som Performance Battery Plus (PB+) og det lille batteriet som Performance battery (PB). Tabellen under viser spesifikasjoner for batterialternativene:

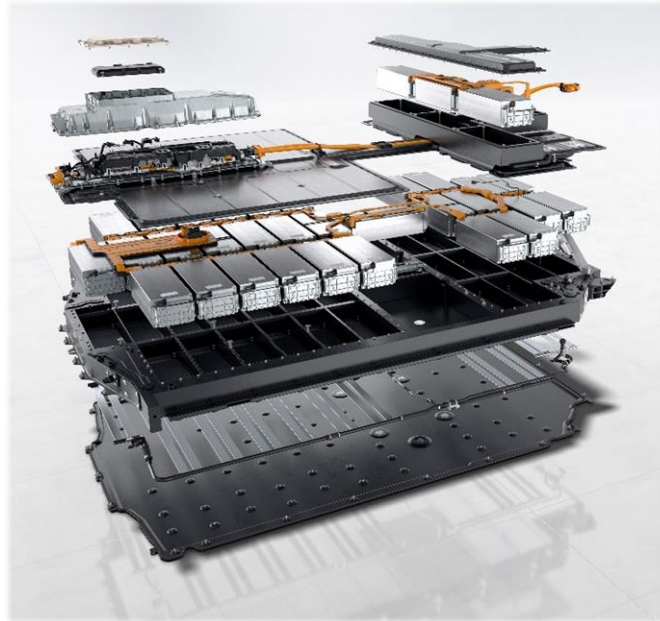
Tabell 19 – Spesifikasjoner for J1 batterialternativer [111].

Navn	Performance Battery Plus	Performance Battery
Kapasitet [kWh] [113]	93,4 (83,7)	79,2 (71,0)
Kjemi	Litium ion	
Antall moduler	33	28
Spenningsområde [V]	610 – 835	520 – 720**
Moduloppkobling	6s2p	6s2p
Batterikobling	198s2p	168s2p
Maksimal batterieffekt [kW]	620 [114]	526*

* Beregnet fra maks verdi for PB+ og forholdet mellom antall moduler.

** Ved å dele 835V på 198 får man en maksimal cellespenning på 4,217 V, som stemmer bra med oppgitt maksimal spenning fra [115]. 168 celler i serie gir da en maksimal spenning på 708 V ved en cellespenning på 4,217 V. 720 V virker derfor urimelig høyt.

Figuren under viser en eksplodert visning av PB+, PB bruker samme innkapsling, men med færre moduler og veier 76 kg mindre:



Figur 44 – Eksplodert visning av Performance Battery Plus [114]

Motorenheter

Figuren under viser de ulike motoralternativene som er tilgjengelig i Porsche Taycan:

				
Foran:	Taycan Turbo S	Taycan Turbo	Taycan 4S	Taycan
Elektrisk motor	EM 190/160			
Vekselretter	PWR 600 A	PWR 300 A		
				
Bak:	Taycan Turbo S	Taycan Turbo	Taycan 4S	Taycan
Elektrisk motor	EM 245/210		EM 245/130	
Vekselretter	PWR 600 A			

Figur 45 – Motoralternativer Porsche Taycan [116]. Utklipp fra større bilde, oversatt til norsk.

Her kan man se at alle firehjulsdriftmodellene deler samme fremre motor, men at Turbo S har en kraftigere vekselretter som kan levere 600 A, i motsetning vekselretteren i de øvrige

modellene som kun leverer 300 A. Bakre motorenhet kommer i to varianter med ulike rotor. Informasjonsgrafikken over er fra før Taycan GTS ble lansert, men i lanseringsvideoen til GTS kommer det frem at GTS har samme motor foran som 4S og samme motor bak som Turbo [117, min. 8-9]. Ifølge informasjon fra Harald. A Møller [87] om e-tron GT, tyder det videre på at RS e-tron GT deler motorisering med Taycan Turbo S og e-tron GT med Taycan 4S.

Fremre motorenhet

Fremre motorenhet lik for alle bilene med firehjulsdrift. Aktiv rotorlengde er 160 mm og rotordiameter er 190 mm. Maks turtall for fremre motorenhet er $16\,000\text{ min}^{-1}$ [75]. Tabellen under viser maksimal effekt og moment for de ulike motoralternativene foran:

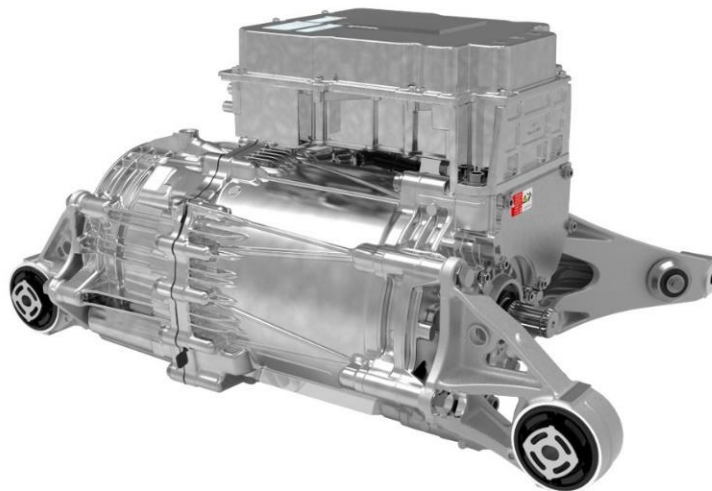
Tabell 20 – Maksimal effekt og moment for fremre motorenhet J1 [114]

Navn	Maks moment [Nm]	Maks Effekt [kW]
Turbo S	400 (440)	190 (225*)
Turbo	300	175
4S PB+		
GTS	300	150
4S PB		
e-tron	---	---

Verdi i parentes er maksimal verdi med Launch Control aktivert. PB og PB+ beskriver batterialternativ.

*beregnet for å tilfredsstille oppgitt totaleffekt til bilen.

Fremre motorenhet er utstyr med en fast utveksling som oppnås ved bruk av to planetgir [114]. Figuren under viser fremre motorenhet. Her kan man se vekselretteren montert på toppen av motoren og utvekslingen til venstre.



Figur 46 – Fremre motorenhet J1 [114].

Bakre motorenhet

Bakre motorenhet kommer i to ulike varianter med ulike rotorlengder. Ytre dimensjoner for motorenheten er lik for begge varianter. Rotordiameter 245mm diameter

Taycan RWD, Taycan 4S [75] og e-tron GT [87] kommer med 130 mm lang rotor, mens rotoren i Taycan GTS, Taycan Turbo, Taycan Turbo S [75] og RS e-tron GT [87] er 210 mm lang. Maks turtall for bakre motorenhet er $16\,000\text{ min}^{-1}$. Statoren har også ulik lengde i de to motoralternativene, for å passe til rotorens lengde.

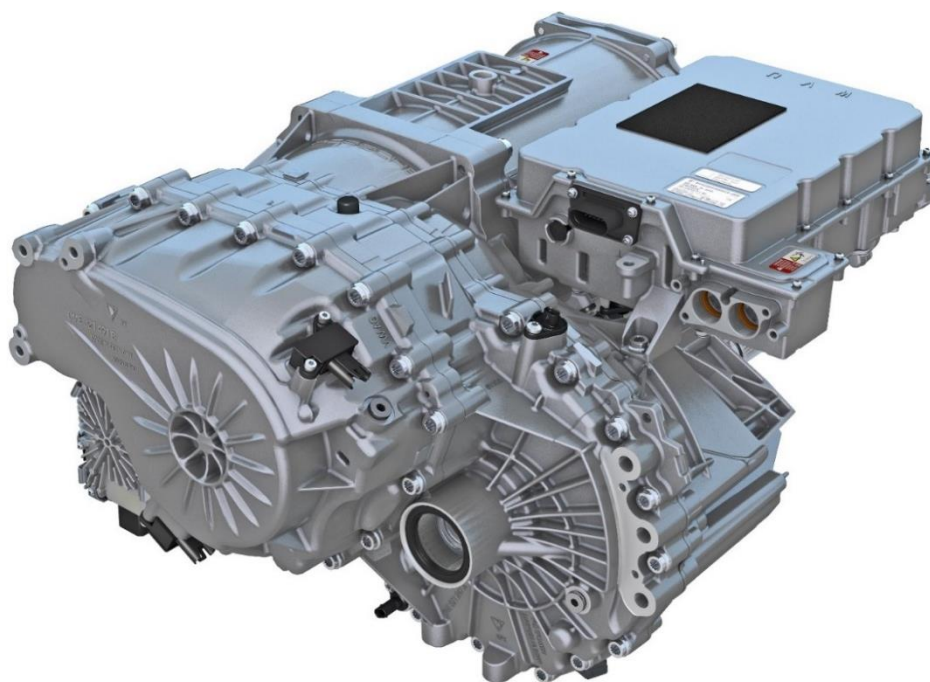
Tabellen under viser maksimal effekt og moment for de ulike motoralternativene bak:

Tabell 21 – Maksimal effekt og moment for bakre motorenhet J1 [114]

Navn	Maks moment [Nm]	Maks Effekt [kW]
Turbo S	550 (610* [118])	335
Turbo	550	335
GTS	550	335
4S PB+	340	320
4S PB		270
e-tron	---	---

*beregnet for å tilfredsstille oppgitt moment.

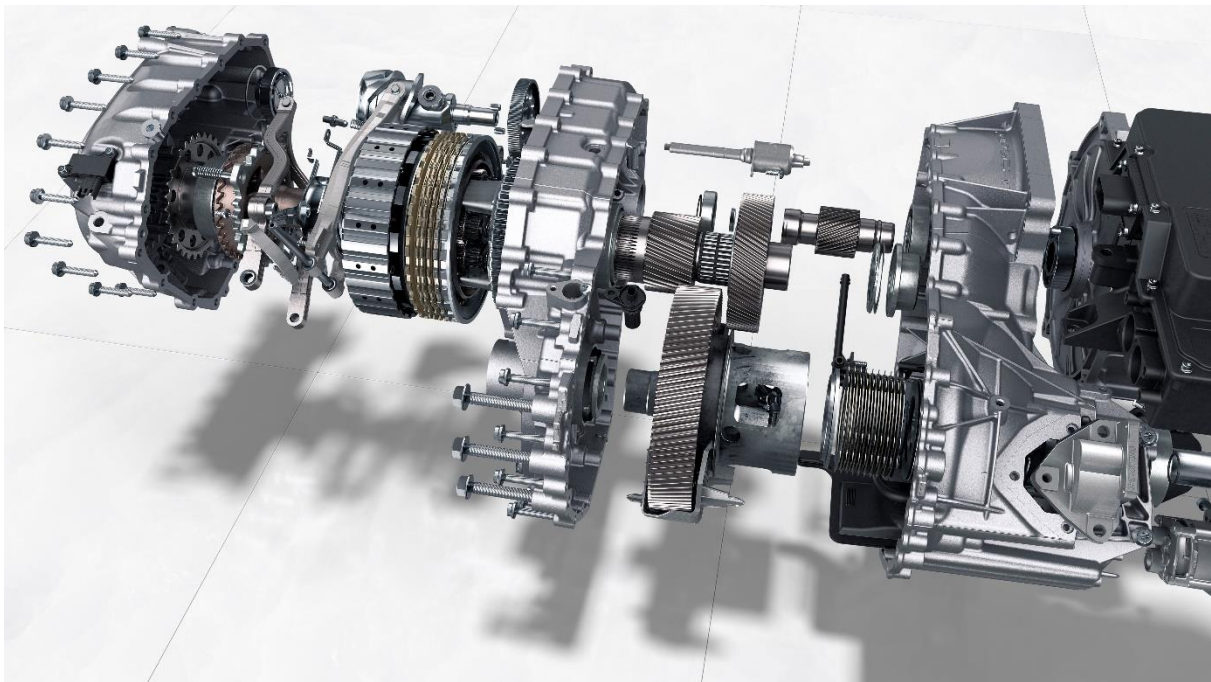
Figuren under viser bakre motorenhet:



Figur 47 – Bakre motorenhet J1 [87].

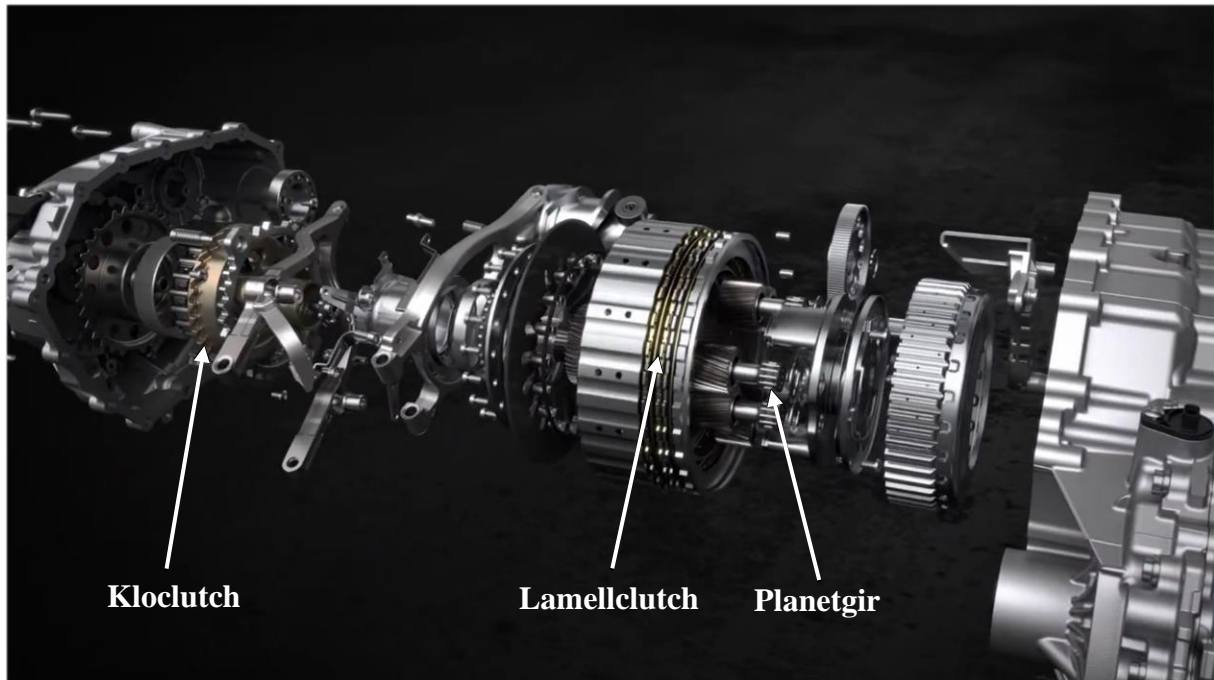
Bakre motorenhet er utstyrt med en totrinns girkasse. Girkassen har to vanlige tannhjulsoverføringer, og et planetgir med to mulige utvekslinger. I andre gir har planetgiret ingen innvirkning på den totale utvekslingen, i første gir går kraften gjennom planetgiret med en utveksling [75]. Eksakt hvordan det virker er ikke offentlig informasjon, og vanskelig å tyde fra bilder.

Giringen består av et planetgir som styres av to clutcher, en lamellclutch og en kloclutch. Når første gir er valgt er kloclutchen tilkoblet og lamellclutchen utløst, når andre gir er valgt er lamellclutchen tilkoblet og kloclutchen utløst. Giring skjer ved at forrige aktive clutch løses ut før den andre clutchen kobles inn. Dette gjør at det er et mellomområde under giringen hvor begge clutchene er åpne og ingen drivkraft kan overføres, tilsvarende frigir for en manuell girkasse. Parkingslåsen i girkassen fungerer ved at begge clutchene kobles inn samtidig, slik at girkassen står i både første og andre gir samtidig og den låses fra å rotere [87]. Figuren under viser en eksplodert visning av girkassen:



Figur 48 – Porsche J1 Girkasse [75].

Venstre del av girkassen er den girende delen med clutcher og planetgir, høyre del er de vanlige, faste tannhjulsoverføringene og differensialen med differensialsperre. Figuren på neste side viser et nærbilde av venstre del girkassen, med clutchene og planetgiret:



Figur 49 – Eksplodert visning av girkasse til Porsche Taycan [119]. Utklipp fra animasjonsvideo. Lagt til beskrivende tekst med piler.

7.2. Kjøretøyparametere

Bilene basert på J1 plattformen har flere modeller, og noen av modellene har variasjoner i utstyr som gir et spenn av vekt. Tabellen under inneholder oppgitt egenvekt uten fører for et utvalg av modellene:

Tabell 22 – Egenvekt for Porsche J1.

Modell	Opgitt egenvekt [kg]
Taycan Sport Saloon [113]	2 050 – 2 295
Taycan Sport Turismo [113]	2 080 – 2 325
Taycan Cross Turismo [113]	2 245 – 2 320
Audi e-tron GT	2 254 [120]- 2 323 [121]

Luftmotstandskoeffisienter og projisert areal for Porsche J1 er vist i tabellen under:

Tabell 23 – Luftmotstandsinformasjon for Porsche J1.

Modell	Luftmotstandskoeffisient	Projisert areal
Porsche Taycan Sport Saloon [122]	$C_D = 0.22$	$A = 2.33 \text{ m}^2$
Porsche Taycan Sport Turismo	$C_D = 0.25$ [123]	$A = 2.36 \text{ m}^2*$
Porsche Taycan Cross Turismo [124]	$C_D = 0.26$	$A = 2.37 \text{ m}^2$
Audi e-tron GT [125]	$C_D = 0.24$	$A = 2.35 \text{ m}^2$

*På grunn av manglende data for Sport Turismo frontareal brukes arealet fra Cross Turismo fratrukket 0.01 m^2 da de har tilsvarende form, men Sport Turismo har en noe lavere kjørehøyde.

Tabellen under viser utvekslingen for bakre motorenhet i Porsche J1 plattformen.

Tabell 24 – Utveksling for bakre motorenhet Porsche J1.

Gir	Utveksling
1.	15,560
2.	8,160

Fremre motorenhet har en fast utveksling på 8,053

Tabellen under viser maksimal effekt og moment for et utvalg av modellene. Maks effekt i parentes er effekt på Launch control. Tilsvarende som for Volkswagen MEB er den samlede maksimaleffekten for noen av bilene lavere enn summen av maksimaleffektene for motorene:

Tabell 25 – Oppgitt effekt og moment for Porsche J1.

Bil	Maks moment [Nm]	Maks effekt [kW]	Maks hjulmoment [Nm]
Porsche Taycan Turbo S [113]	1 050	460 (560)	13 050
Porsche Taycan Turbo [113]	850	460 (500)	11 000
Porsche Taycan GTS [113]	850	380 (440)	8 800
Porsche Taycan 4S [113]	640-650	320-360 (390-420)	7 700 - 7 900
Porsche Taycan RWD [113]	345-357	240-280 (300-350)	5 360 - 5 500
Audi e-tron GT [126]	640	350 (390)	---
Audi RS e-tron GT [127]	830	440 (475)	---

Under følger oppgitte akselerasjonstider for et utvalg av modellene:

Tabell 26 – Akselerasjonstider for Porsche J1

Bil	Akselerasjonstid 0-100 km/h [s]
Taycan Sport Turismo Turbo S [113]	2,8
Taycan Sport Turismo Turbo [113]	3,2
Taycan Sport Turismo GTS [113]	3,7

Tabell 26 – Fortsettelse.

Bil	Akselerasjonstid 0-100 km/h [s]
Porsche Taycan Sport Turismo 4S [113]	4,0
Taycan Sport Saloon RWD [113]	5,1 - 5,4
Audi e-tron GT [120]	4,1
Audi RS e-tron GT [121]	3,3

8. Metodebeskrivelse

Et av målene med oppgaven er å utføre praktiske tester for å verifisere drivverksberegninger. De praktiske testene besto av akselerasjonstester, kjøremotstandstester og tester for å bestemme treghetsmoment for hjul. I delkapitlene under beskrives testene i mer detalj.

8.1. Kjøretøytester

8.1.1. Datainnsamling

For Volkswagen ID.3 og Audi Q4 ble data fra bilenes diagnosesystem hentet ut med en *Carista* bluetooth OBDII adapter og smarttelefonappen *CarScanner* (Versjon 1.89.9). Appen kan vise og logge valgte signaler under kjøring. Eksempel på signaler er kjøretøyets hastighet, turtall og batterispenning. Appen er tilgjengelig fra Google Play butikk [128]. Adapteren er tilgjengelig fra Carista sine sider [129]. For Kia ble det benyttet Kia sitt originale diagnoseutstyr KDS som består av en OBDII adapter og tilhørende tablet. Bildene under viser Carista OBDII adapter og Kia sitt diagnose utstyr.



Figur 50 – Carista OBDII adapter [129].



Figur 51 – Kia diagnoseapparat [130].

Carista og *CarScanner* ga fullstendig datalogging, mens Kia sitt system kun ga minimum-, maksimum- og momentanverdier under kjøring.

Følgende variabler ble logget:

- Kjøretøyhastighet
- Kjøretøyhastighet fra GPS
- Motormoment
- Motorturtall
- Akselerasjon
- Batterieffekt
- Batterispenning
- Batteristrøm
- Maks tilgjengelig batteristrøm
- Faktisk ladenivå

- Ladenivå vist til fører
- Batteritemperatur

Ved logging av flere variabler samtidig vil målefrekvensen reduseres [131].

I tillegg ble det utført akselerasjonsmålinger med en *M5Stack FIRE IoT* mikrokontroller med innebygd akselerometer. Enheten var satt opp til å kontinuerlig måle akselerasjon i alle retninger.



Figur 52 - M5Stack FIRE IoT [132].

Bilene ble veid for å finne den totale massen og for ID.3, Q4 og Taycan ble også vektfordelingen notert.

8.1.2. Akselerasjonstester

Det ble utført akselerasjonstester fra 0-100 km/t ved ulike batterinivåer. Spesielt interessant for disse testene er motorturtall, effekt levert fra batteriet og moment for motorene, disse dataene ble brukt til å finne og bekrefte motormomentkurver. I tillegg til den ideelle momentkurven ved maksimal effekt er det interessant å se hvordan bilene oppfører seg ved forskjellige ladenivåer, som igjen kan sammenliknes med hva produsentene oppgir. For Volkswagen, Audi og Porsche ble også akselerasjonstiden notert og sammenliknet med oppgitt verdi.

8.1.3. Kjøremotstandstester

I tillegg til akselerasjonstester ble det også utført kjøremotstandstester ved jevn kjøring i ulike hastigheter. Momentan effekt og motormoment kan brukes til å beregne kjøremotstand som kan sammenlikne med oppgitte og estimerte verdier for luftmotstand og rullemotstand. Dette er spesielt interessant med tanke på energiforbruk og rekkevidde.

For Kia ble hastighet fra speedometer benyttet, det ble samlet inn GPS hastighet for å korrigere til faktisk kjøretøyhastighet.

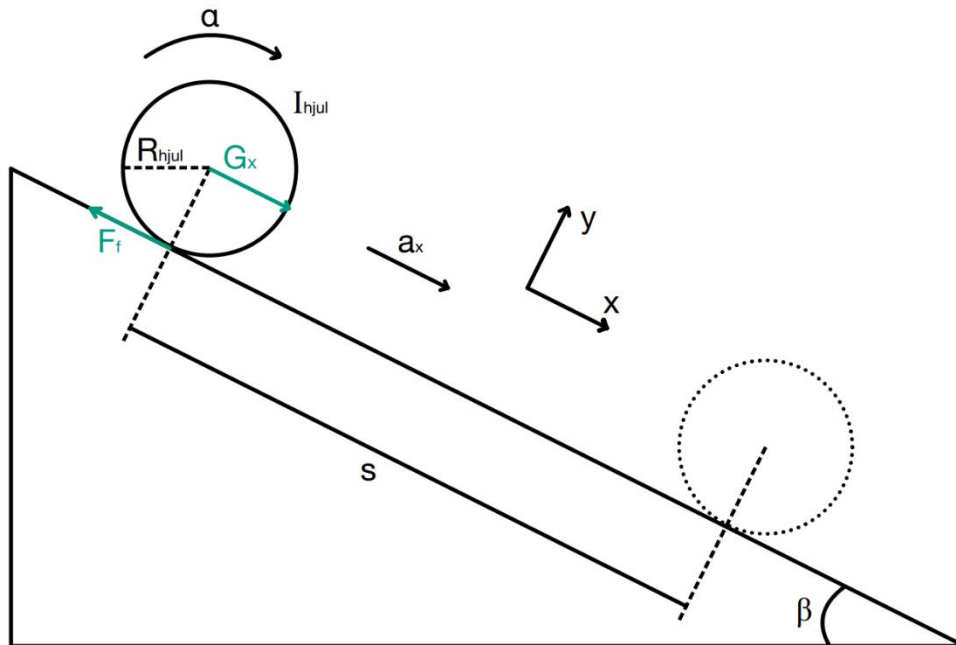
8.2. Testing av hjul

For å oppfylle målet om å lage beregningsmodeller for elektriske drivverk, er det nødvendig å kjenne treghetsmomentet til drivverket. Treghetsmomentet til hele drivverket kan utledes fra akselerasjonsdata ved hjelp av formel 16 – totalt kraftbehov for akselerasjon. Videre kan samlet treghetsmoment til motor, girkasse, drivakslar, bremses og nav beregnes ved å måle og trekke fra treghetsmomentet til hjulene. Det gjøres på denne måten da hjulene lett kan måles

separat fra bilen. I dette delkapittelet presenteres eksperimentelle metoder for måling av treghetsmoment for hjul.

8.2.1. Måling av treghetsmoment på skråplan

Treghetsmomentet til et legeme som ruller ned et skråplan kan beregnes fra legemets akselerasjon. For å gjøre dette antas det at hjulet ruller rett ned planet langs X-aksen og at hjulet ikke sklir mot underlaget. Med disse antagelsene kan forholdet mellom translatorisk bevegelse og rotasjon beskrives med enkle sammenhenger. Videre er rullestand avhengig av deformasjon av dekk og underlag, siden lasten på hjulet er lav vil rullestanden være svært lav og kan derfor neglisjeres. Hastigheten er lav, og det er derfor rimelig å se bort ifra luftmotstand og akselerasjonen kan anses som konstant. Det antas også at tyngdepunktet for hjulet er i midten. På figuren under vises hjulet på et skråplan med relevante størrelser markert:



Figur 53 – Hjul på skråplan.

Hvor I_{Hjul} er hjulets treghetsmoment, m er hjulets masse, a_x er hjulets translatoriske akselerasjon, α er hjulets vinkelakselerasjon, M er rotasjonsmoment på hjulet, G_x er tyngdens komponent i bevegelsesretningen, F_f er friksjonskraft mellom hjul og underlag, R_{Hjul} er hjulradius, β er skråplanetets vinkel og g er tyngdens akselerasjon.

Ser på summen av krefter i x-retning:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= ma_x \\ G_x - F_f &= ma_x \end{aligned}$$

Hvor $G_x = mg \cdot \sin\beta$ og $M = F_f \cdot R$:

$$mg \cdot \sin\beta - \frac{M}{R} = ma_x$$

Fordi det er kun F_f gir som opphav til et moment på hjulet, kan M også uttrykkes som:

$$M = I_{Hjul} \cdot \alpha = I_{Hjul} \cdot \frac{a_x}{R}$$

Setter inn for M :

$$mg \cdot \sin\beta - I_{Hjul} \cdot \frac{a_x}{R^2} = ma_x$$

Ganger opp med R^2 :

$$mgR^2 \cdot \sin\beta - I_{Hjul} \cdot a_x = ma_x R^2$$

$$I_{Hjul} \cdot a_x = mgR^2 \cdot \sin\beta - ma_x R^2$$

$$I_{Hjul} = \frac{mgR^2 \cdot \sin\beta}{a_x} - mR^2$$

Dette gir følgende sammenheng:

Formel 21 – Treghetsmoment for hjul beregnet fra akselerasjon på skråplan.

$$I_{Hjul} = mR^2 \left(\frac{g \cdot \sin\beta}{a_x} - 1 \right) \quad (21)$$

Dette uttrykket kan brukes til å beregne treghetsmomentet til hjulet. Ettersom akselerasjonen er konstant, kan bevegelseslikningene brukes. Hjulene ble filmet mens de rullet ned skråplanet, slik at tiden ved gitte posisjon kunne måles. Ved å filme med en kjent bildefrekvens kan nøyaktig tid beregnes fra videoens tidsstempel og bildeantall med følgende sammenheng:

Formel 22 – Sammenheng mellom tid, bildeantall og bildefrekvens.

$$tid = \frac{\text{antall bilder}}{\text{bildefrekvens}} \quad (22)$$

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da en funksjon for strekning over tid på formen:

$$S(t) = \frac{1}{2}at^2 + v_0t + s_0$$

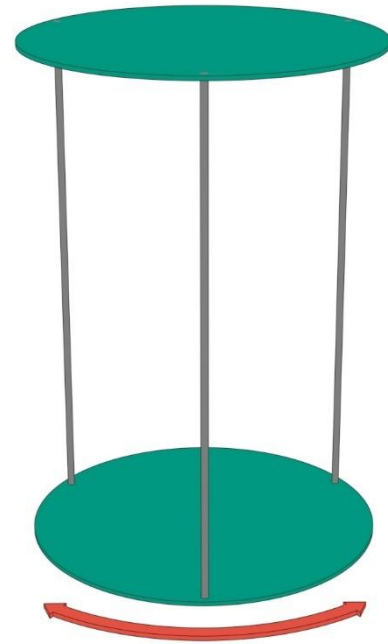
Akselerasjonen kan da finnes ved å gange koeffisienten til det første leddet med to.

8.2.2. Måling av treghetsmoment med pendel

Treghetsmomentet til et legeme kan beregnes ved å plassere legemet på en pendel og sette det i bevegelse.

Pendelen er en rotasjonspendel opplagret i tre punkter med lik avstand til senter (engelsk: Trifilar pendulum). Øvre plate er festet fast, mens nedre plate kan rotere om sitt eget senter. Øvre og nedre plate er av samme dimensjoner og mellom platene er det tre vertikale og like lange snorer. Figuren til høyre viser et typisk oppsett for en slik pendel.

Når nedre plate vrir, vil vinkelen på vaiere føre til et moment på platen som vil vri pendelen tilbake til nøytral posisjon. Dette vil føre til at pendelen svinger frem og tilbake. Utrykket for pendelens periode kan utledes som vist i [133]. Utledningen antar små vinkelutslag, masseløse snorer og at pendelen og legemets tyngdepunkt er plassert på rotasjonsaksen.



Figur 54 – Rotasjonspendel.

Generelt kan perioden for en pendel opphengt i tre vaiere kan uttrykkes med formelen under:

Formel 23 – Periode for pendel opphengt i tre vaiere [134].

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{LI}{mgr^2}} \quad (23)$$

Hvor T er perioden til pendelen, L er lengden på opphengsvaiere, I er treghetsmomentet for pendelen, m er massen til pendelen, g er tyngdens akselerasjon og r er avstanden fra senter til opphengspunktene. Dermed kan I uttrykkes som:

$$\begin{aligned} T &= 2\pi \sqrt{\frac{LI}{mgr^2}} \\ \frac{T}{2\pi} &= \sqrt{\frac{LI}{mgr^2}} \\ \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 &= \frac{LI}{mgr^2} \\ I &= \frac{mgr^2 T^2}{4\pi^2 L} \end{aligned}$$

For en pendel med et annet legeme, i dette tilfellet et hjul, blir det totale treghetsmomentet:

$$I_{total} = \frac{(m_{Hjul} + m_{Pendel})gr^2T^2}{4\pi^2L}$$

Ved å måle perioden og massen til pendelen med og uten hjul, kan først treghetsmomentet til pendelen beregnes og deretter kan hjulets treghetsmoment beregnes med formelen under:

Formel 24 – Treghetsmoment for hjul beregnet med pendelens periode.

$$I_{Hjul} = I_{total} - I_{Pendel} = \frac{gr^2T^2}{4\pi^2L} (m_{Hjul} + m_{Pendel}) - I_{Pendel} \quad (24)$$

Pendelen som ble benyttet er laget av 9 mm kryssfinerplater som ble skjært ut på laserkutter. Pendelens øvre og nedre del er bygget opp av to halvsirkler og to forsterkningsplater skrudd sammen med 6 mm gjennomgående bolter. Snorene på pendelen var 6mm rustfri stålvaier. Hjulene ble veid med vanlig baderomsvekt, og perioden ble målt med stoppeklokke. For å minimere målefeil knyttet til start og stopp av tidtaking, ble det målt ti svingninger samlet og den målte tiden ble så delt på ti for å få perioden til pendelen. Figuren under viser pendelen i bevegelse. Venstre og høyre bilde viser venstre og høyre ytterpunkt, midtre bilde viser pendelen i det den passerer nøytralpunktet:



Figur 55 – Pendel i bevegelse.

Tekniske tegninger av pendelen finnes i vedlegg.

9. Resultater

I dette kapittelet presenteres resultatene fra testing og bearbeiding av disse, samt noen utvalgte beregningseksempler.

9.1. Resultater fra testing av Hyundai Motor Group E-GMP

Fra Hyundai Motor Group E-GMP ble det gjennomført tester av Kia EV6. Testene ble gjort med to biler, en bakhjulsdrift og en firehjulsdrift:

2022 Kia EV6 Long range RWD, registreringsnummer ED29332.

2022 Kia EV6 GT-line AWD, registreringsnummer ED63337.

Bilene ble veid med sjåfør, passasjerer og bagasje på Lillestrøm trafikkstasjon. Denne vekten har oppløsning på 10kg. Tabellen under viser målt vekt for bilene:

Tabell 27 – Målt vekt for Kia EV6 i testkonfigurasjon.

Bil	Vekt
RWD	2 280 kg
AWD	2 440 kg

De målte vektene virker å være rimelig sammenliknet med oppgitte vekt for bilene fra 5.2.

Bilene var påmontert følgende hjul:

Tabell 28 – Dekktype og dimensjon for bilene som ble testet.

Bil	Dekktype	Dimensjon	Teoretisk hjulradius
RWD	Nokian Hakkapeliita R3 SUV	235/55-R19	0,371 m
AWD		255/45-R20	0,369 m

9.1.1. Tilgjengelig batterieffekt

Den følgende dataen ble hentet ut fra bilenes diagnosesystem. Testene er utført med klimaanlegg på der annet ikke er oppgitt. Tabellen på neste side viser tilgjengelig batterieffekt ved ulike ladenivåer. Ladenivået er prosent av brutto batterikapasitet. 96% brutto tilsvarte 100% netto, altså fulladet.

Tabell 29 – Tilgjengelig batterieffekt for ulike ladenivåer.

Bil	Ladenivå	Tilgjengelig effekt
RWD	96 %	277,00 kW
	91,5 %	265,92 kW
	89 %	260,38 kW
AWD	52 %	249,30 kW
	49,5 %	
	46,5 %	
	45,0 %	
	42,0 %	

Her er det verdt å merke seg at tilgjengelig effekt fra batteriet er høyere enn maks effekt for motorene, batteriet vil dermed ikke være begrenset ved disse ladenivåene og ytelsen vil oppleves som konstant for brukeren. På høyt ladenivå var også den tilgjengelige batterieffekten noe høyere enn oppgitt verdi for batteriet.

9.1.2. Hastighetskompensasjon

Speedometre i bilen er lovpålagt å ikke vise for mye, det vil derfor være et avvik mellom faktisk kjøretøyhastighet og vist hastighet. Tabellen under viser verdier fra speedometer sammenliknet med GPS og fart utregnet fra motorturtall og hjulradius:

Tabell 30 – Oversikt over motorturtall ved ulike hastigheter.

Bil	Fart fra speedometer	Fart fra GPS	Motorturtall	Utregnet fart
RWD	80 km/h	76 km/h	5 920 min^{-1}	78 km/h
	60 km/h	57 km/h	4 400 min^{-1}	58 km/h
AWD	90 km/h	---	6 700 min^{-1}	87 km/h
	80 km/h	75 km/h	5 940 min^{-1}	76 km/h
	60 km/h	56 km/h	---	---

Utregnet fart bruker teoretisk radius for hjulet. I praksis vil det alltid være noe avvik i dimensjon, samt at dekket presses sammen av bilens tyngde. Fartsforskjellen mellom utregnet fart og GPS tilsvarer ca. 5mm endring av hjulradius, som virker som en fornuftig deformasjon på grunn av bilens tyngde. De målte verdiene fra GPS fremstår derfor som sannsynlige. Tabellen på neste side viser forholdet mellom fart fra GPS og fart fra speedometer.

Tabell 31 – Utrechnet speedometeravvik.

Bil	Utrechnet speedometeravvik
RWD	0,950
AWD	0,935

Speedometeravviket brukes videre som en kompensasjonsfaktor for å konvertere speedometerhastighet til kjøretøyhastighet.

9.1.3. Akselrasjonstester

Under følger resultater fra akselrasjonstester fra 0 til ca. 90 km/h ved ulike ladenivåer, med unntak av forsøk 3 for AWD som ble gjort fra ca. 50 km/h. Testene ble utført 16/3-2022, mellom 11:00 og 13:00 på Rolf Olsens vei mellom Lillestrøm og Leirsund stasjon. Utetemperaturen varierte mellom 1 °C og 3 °C. Det var overskyet og veien var fuktig, men det var tilstrekkelig friksjon til at bilene ikke spant. Lys og klimaanlegg var på.

Tabell 32 – Resultater fra akselerasjonstester 0-90 km/h.

Bil	RWD			AWD		
	1	2	3	1	2	3*
Forsøk						
Batteritemperatur [°C]	8 - 15	8 - 14	8 - 14	3 - 4	4-5	4 - 5
Ladenivå [%]	91,5	91,0	90,5	50,5	49,5	---
Maks motormoment, bak [Nm]	347,9	350,0	350,0	349,9	349,0	289,7
Maks motormoment, foran [Nm]	---	---	---	254,4	254,6	115,1
Maks batteristrøm [A]	235,8	236,9	237,5	377,0	378,1	377,2
Batterispenning ved maks strøm [V]	758,1	746,9	746,3	634,9	633,9	633,1

*Forsøket ble utført fra 50 km/h til 90 km/h.

Batteritemperaturen er temperaturen for kaldeste og varmeste modul i batteripakken, Ladenivået er prosent av brutto batterikapasitet, maks motormoment foran og bak er det største momentet som motorene ga. Videre antas det at maksimal batteristrøm og minste batterispenning finner sted samtidig, som gjør at maks effekt kan beregnes. Dette er en rimelig antagelse da den indre motstanden i batteriet vil føre til størst spenningsfall ved størst strøm.

Dataen fra diagnosesystemet viste at motormomentet forholdt seg konstant på maksimum verdien en stund, før det avtok gradvis med hastighet. Maks verdiene stemmer godt med det som er oppgitt av fabrikanten. Ved AWD forsøk 3, hvor startfart var høyere, nådde man ikke maks moment for motorene.

9.1.4. Effektforkbruk ved kjøring

Det ble også gjort tester ved jevn hastighet for å kartlegge effektforkbruk. Klimaanlegget var på og satt til 22°C. Forsøkene ble utført på tre ulike strekninger, alle strekningene var tilsynelatende flate og rette med lite vind:

1. Rv22 Fetveien mellom koordinater (59.966628, 11.054098) og (59.963529, 11.058593)
2. Rv22 Fetveien mellom rundkjøringene med koordinater (59.952988°, 11.077591°) og (59.945104°, 11.111401°) i begge retninger.
3. Rv159 Strømsveien mellom avkjøring 71 til Kloppaveien og Knattenkrysset i retning Oslo

Effektforkbruket fra klimaanlegg, lys og lignende ble målt når bilen sto stille, dette effektforkbruket lå jevnt på ca. 1kW. Tabellen under viser målte verdier ved kjøring på flat mark ved ulike hastigheter:

Tabell 33 – Målte verdier ved kjøring på flat mark ved ulike hastigheter.

Bil	RWD			AWD		
	1	2	3	1	2*	3
Forsøk	1	2	3	1	2*	3
Strekning	1	2	2	2	2	3
Speedometerfart [km/h]	60	80	80	80	80	90
Motorturtall bak [min⁻¹]	---	5 940	---	5940	5940	6700
Lufttemperatur [°C]	1	2	2	3	3	4
Motormoment, bak [Nm]	---	15,0	---	16,2	17,6	23,1
Motormoment, foran [Nm]	---	---	---	0	0	0
Batteristrøm [A]	9	---	16,2	18,2	17,6	26,1
Spenning [V]	783	---	777	696,1	695,4	690,6

* Klimaanlegg slått av.

Enkelte datapunkter mangler grunnet problemer med datainnsamlingen.

9.1.5. Estimert frontareal

For Kia EV6 er ikke front arealet oppgitt. Front arealet estimeres derfor ved hjelp av Autodesk Fusion 360. Et bilde av fronten skaleres til de ytre dimensjonene stemmer og omrisset tegnes opp. Dette tar ikke hensyn til perspektiveffekter.

Figuren under viser frontprofil til Kia EV6 med påtegnet omriss.



Figur 56 – Estimert frontareal for Kia EV6. Opprinnelig bilde fra [135].

Bilene har noe ulike bredde, men med metoden som brukes til å estimere frontarealet har ikke tilstrekkelig nøyaktigheten til å skille. Tabellen under gjengir bredde, høyde og frontareal for bilene.

Tabell 34 – Bredde, høyde og frontareal for Kia EV6.

Bil	Bredde	Høyde	Estimert frontareal
RWD	1880 mm	1550 mm	2,4 m ²
AWD	1890 mm		

Fra [136, p. 16] kan frontarealet estimeres ved hjelp av følgende sammenheng:

Formel 25 – Estimert frontareal.

$$A = S \cdot H \cdot k_{Areal} \quad (25)$$

Hvor A er frontareal, H er høyden av bilen og k_{Areal} er en korreksjonsfaktor. k ligger ofte i området 0,86 til 0,94.

Tabell 35 – Sporvidde for Kia EV6 [106].

Bil	Sporvidde
RWD	1 628 mm
AWD	1 623 mm

Ved bruk av formel 25 for estimert frontareal med verdiene for sporvidde fra tabell 35, kan korreksjonsfaktoren k regnes ut. Tabellen viser de utregnede verdiene.

Tabell 36 – Korreksjonsfaktor for frontareal.

Bil	$S \cdot H$	Målt frontareal fra bilde	k
RWD	2,52 m ²	2,4 m ²	0,95
AWD	2,52 m ²		0,95

Her ser man at korreksjonsfaktoren ligger i øverste del av det man kan forvente, men da bilen er ganske firkantet virker det estimerte frontarealet rimelig.

9.1.6. Kjøremotstand og effektivitet

Et av delmålene med oppgaven er å vurdere eksisterende drivverkløsninger, effektiviteten til drivverkene er derfor av interesse. For å finne virkningsgraden er det nødvendig å vite både tilført effekt og den nødvendige effekten for å overvinne kjøremotstanden. Det er ønskelig å se på virkningsgraden i to trinn, elektrisk virkningsgrad fra batteri til motor, og mekanisk virkningsgrad fra motor til hjul. Tabell 33 i 9.1.4 har målt data fra jevn kjøring, som brukes til å finne de ønskede virkningsgradene. Den målte spenningen og strøm gir elektrisk effekt tilført fra batteriet med formel 7, målt motormoment og motorturtall gir mekanisk motoreffekt med formel 6. Speedometerhastigheten kompenseres med speedometer avviket fra tabell 31, og brukes til å estimere kjøremotstanden.

Estimert kjøremotstand er summen av rullestand og luftmotstand, beregnet med korrigeret speedometerhastighet. Dekktypen fra tabell 28 brukes til å finne rullestandskoeffisienten basert på forbruksklassene fra tabell 4. Tabellen under viser rullestandskoeffisienten for dekkene:

Tabell 37 – Dekkdata for Kia EV6.

Bil	Dekktype	Dimensjon	Forbruksklasse	Rullestandskoeffisient
RWD	Nokian Hakkapeliita R3 SUV	235/55-R19	B [137]	$0,0066 \leq f \leq 0,0077$
AWD		255/45-R20		

Rullestandskoeffisienten er oppgitt som et intervall, derfor benyttes midtre verdi av intervallet, altså $f = 0,00715$. Utetemperatur rundt 0°C gir lufttetthet $\rho = 1,292 \text{ kg/m}^3$

ved 1 atm [138]. Formel 10 brukes for å estimere luftmotstand, og formel 14 brukes for å estimere rulle­motstand. Kjøremotstanden summeres og regnes om til effekt ved hjelp av formel 5. Videre defineres virkningsgradene som følger:

$$\text{Elektrisk virkningsgrad} = \frac{\text{Målt motoreffekt}}{\text{Målt batterieffekt}}$$

$$\text{Mekanisk virkningsgrad} = \frac{\text{Estimert kjøremotstand}}{\text{Målt motoreffekt}}$$

Tabellen under viserer beregnet effekt og virkningsgrad for Kia EV6.

Tabell 38 – Beregnet effekt og virkningsgrad for Kia EV6.

Bil	RWD			AWD		
	1	2	3	1	2*	3
Forsøk	1	2	3	1	2*	3
Strekning	1	2	2	2	2	3
Speedometerfart [km/h]	60	80	80	80	80	90
Estimert kjøremotstand [kW]	4,255	7,460		7,450		9,545
Motoreffekt [kW]	---	9,331	---	10,077	10,948	16,207
Batterieffekt [kW]	7,047	---	12,587	12,669	12,239	18,019
Mekanisk virkningsgrad [%]	---	80,0		74,9	68,0	58,9
Elektrisk virkningsgrad [%]	---	74,1		79,5	89,4	89,9

* Klimaanlegg slått av.

Grunnet manglende datapunkter er data for forsøk 2 og 3 for RWD kombinert for å få et komplett datasett.

Den elektriske virkningsgraden ser ut til å øke med økende belastning. Hvis man antar konstant forbruk til klimaanlegg og andre tilleggssystemer, er det rimelig at den mekaniske effekten står for en større del av forbruket.

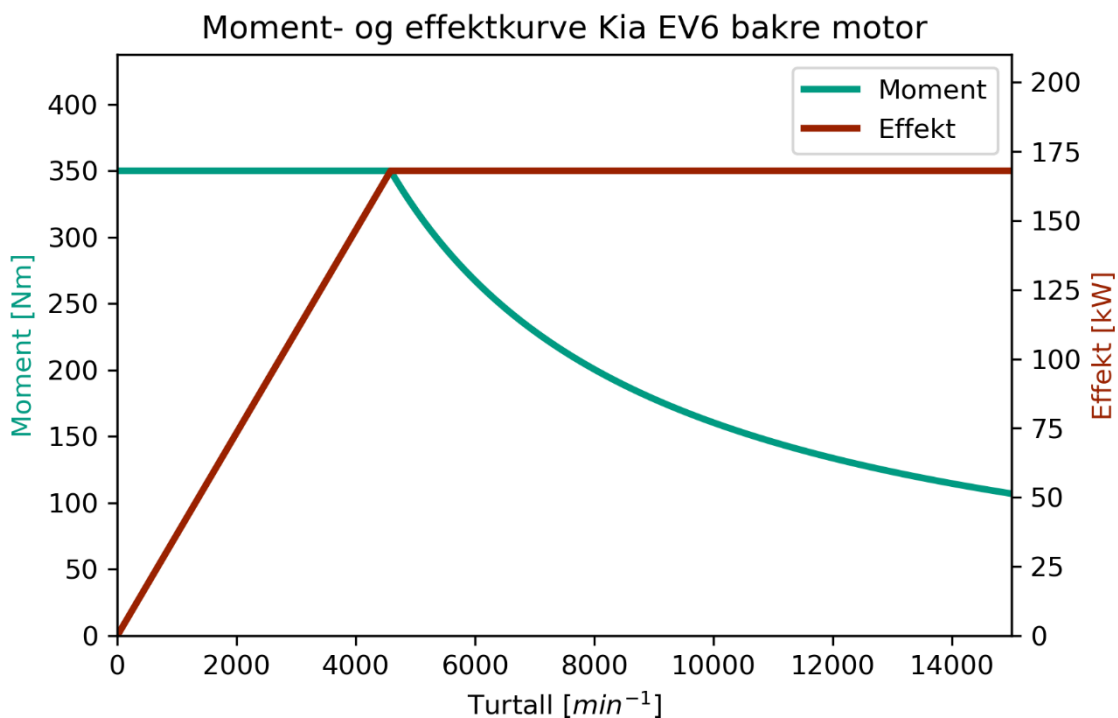
De store forskjellene i mekanisk virkningsgrad skyldes trolig at den estimerte kjøremotstanden avviker fra den reelle kjøremotstanden. Selv veldig små stigninger og små endringer i vind vil ha stor innvirkning på kjøremotstand, ved å legge til tenkt vind eller stigning i beregningen for kjøremotstand kan man se hvilket bidrag de ville hatt. Med 3 m s^{-1} motvind for forsøk 3 vil estimert kjøremotstand øke til ca 11 kW og den mekaniske virkningsgraden blir da 68%, tilsvarende som for forsøk 2. Ved å legge til stigningsmotstand med formel 12, ser man at 0,25% stigning vil utgjøre en tilsvarende forskjell. Dette er små forskjeller i ytre variabler, som trolig ikke vil være merkbare under kjøring.

9.1.7. Momentkurver

Momentkurvene er basert på oppgitte verdier fra produsenten, som vist tabell 15. De målte maksimale verdiene fra tabell 32 stemmer godt med oppgitte verdier. Det antas et område med konstant effekt, etterfulgt av et område med konstant effekt. Det er mulig at antagelsen om konstant effekt ikke er riktig for høyt turtall, men dette er ikke noe som kan testes på vei da dette er hastigheter langt over øverste fartsgrense.

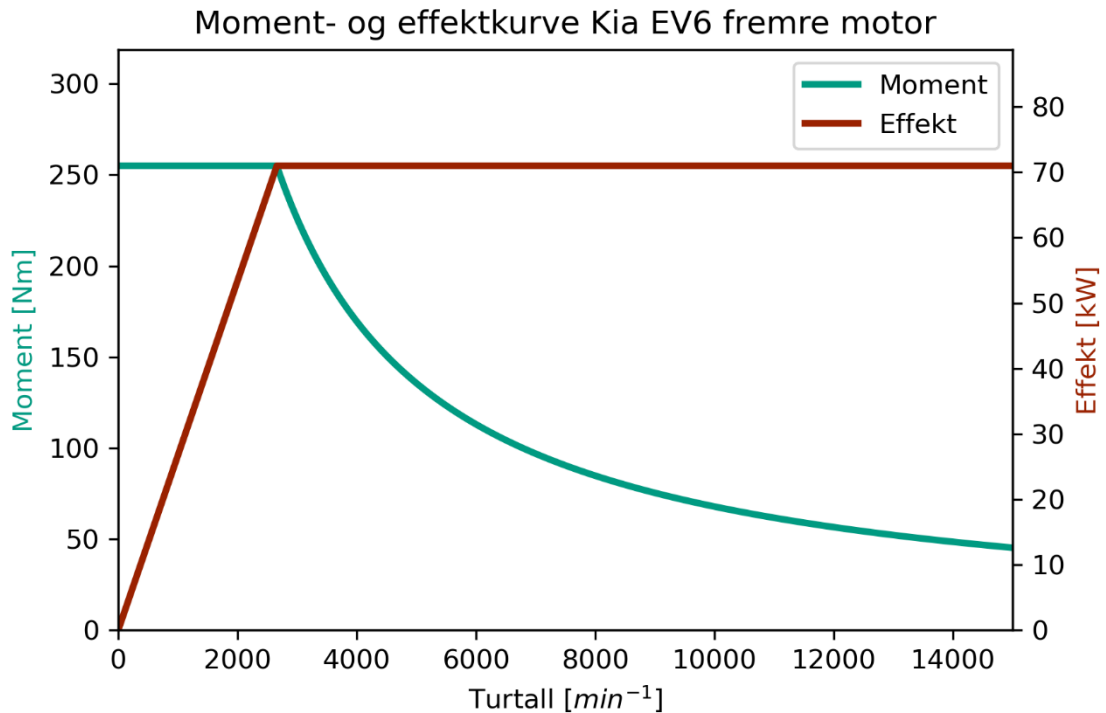
Det antas konstant moment fra null til knekkpunktet, i det området brukes formel 6 til å finne tilhørende effekt. Turtallet der den utregnede effekten når sin oppgitte maksverdi blir da knekkpunktet, og over dette er konstant effektområdet. I konstant effektområdet brukes nå formel 6 for å finne moment.

Under vises moment- og effektkurve for bakre motor for begge bilene:



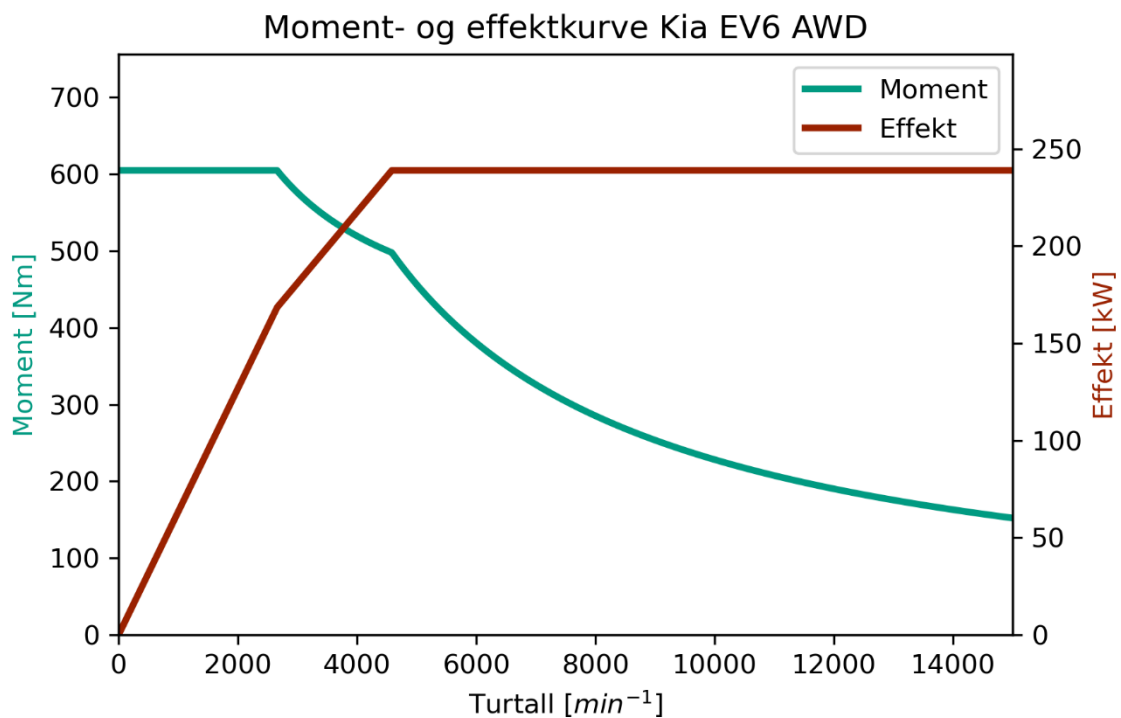
Figur 57 – Moment- og effekt kurve for bakre motor Kia EV6. Grønn kurve er moment, rødbrun kurve er effekt. Horizontal akse viser turtall i omdreininger i minuttet.

Moment- og effektkurve for fremre motor på EV6 AWD lages på samme måte som for bakre motor, som vist på figuren på neste side:



Figur 59 – Moment- og effekt kurve for fremre motor Kia EV6. Grønn kurve er moment, rødbrun kurve er effekt. Horizontal akse viser turtall i omdreininger i minuttet.

Siden både fremre og bakre motorenhet har samme utveksling, og hjulene har samme dimensjon er det lett å kombinere kurvene over til en samlet moment- og effektkurve for AWD varianten. Den kombinerte moment- og effektkurven vises på figuren under:

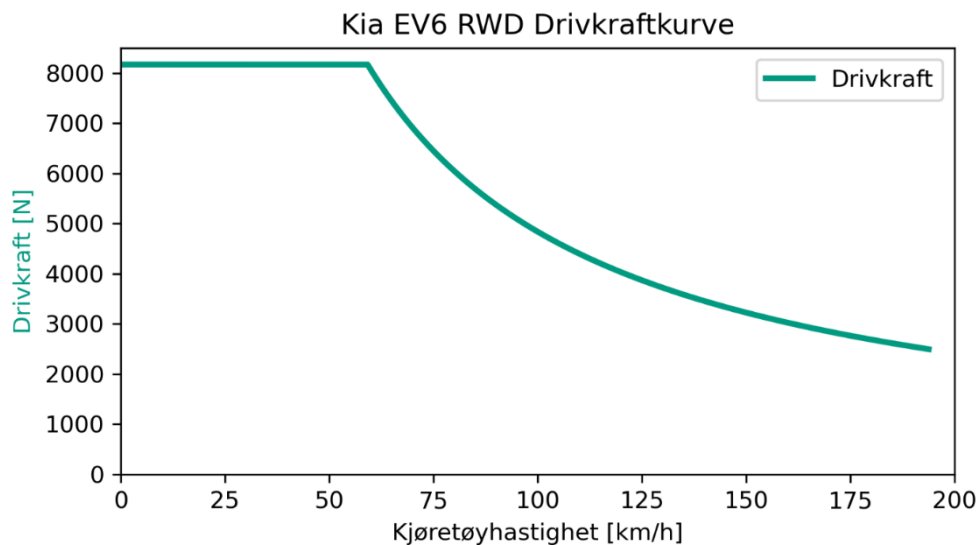


Figur 58 – Samlet moment- og effekt kurve for begge motorer Kia EV6. Grønn kurve er moment, rødbrun kurve er effekt. Horizontal akse viser turtall i omdreininger i minuttet.

9.1.8. Drivkraftkurver

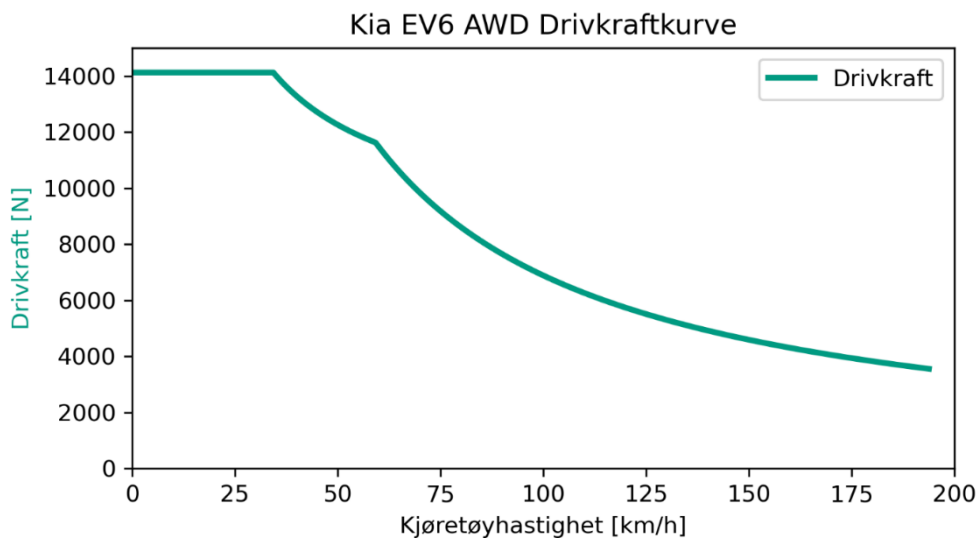
Drivkraftkurver kan beregnes fra momentkurvene ved hjelp av formel 18. Den dynamiske hjulradiusen settes til $R_{hjul} = 0,365 \text{ m}$ for begge bilene, som er rundt 5 mm mindre enn de teoretiske hjulradiene, noe som stemmer bra med observasjonene fra hastighetskompensasjonen i 9.1.2. Virkningsgraden settes til $\eta = 0,80$, som er den største verdien for den mekaniske virkningsgraden fra 9.1.6. Utvekslingene settes til $i = 10,65$. Denne verdien er noe lavere enn man kunne forvente fra verdiene oppgitt i 3.6. Det lages ikke drivkraftkurve for en bil med bare fremre motor, da Kia EV6 ikke leveres med forhjulsdrift.

Figuren under viser drivkraftkurven for Kia EV6 RWD:



Figur 60 – Drivkraftkurve for Kia EV6 RWD. Horisontal akse viser kjøretøyhastighet i km/h.

Figuren på neste side viser den samlede drivkraftkurven for fremre og bakre motor for Kia EV6 AWD:



Figur 61 - Drivkraftkurve for Kia EV6 AWD. Grønn kurve er drivkraft, horisontal akse viser kjøretøyhastighet i km/h.

9.2. Resultater fra testing Volkswagen MEB

Fra Volkswagen MEB ble det gjennomført tester av Volkswagen ID.3 og Audi Q4. Testene ble gjort med følgende biler:

Volkswagen ID.3 Pro Performance Sport – EC76192

Audi Q4 50 e-tron quattro– ED47114

ID.3-en har bakhjulsdrift og 58 kWh batteri, Q4-en har firhjulsdrift og 77 kWh batteri.

Bilene ble veid med sjåfør, passasjer og bagasje på Risløkka trafikkstasjon. Denne vekten har oppløsning på 10kg. Tabellen under viser målt vekt for bilene:

Tabell 39 – Målt vekt for ID.3 og Q4 i testkonfigurasjon.

Bil	Foran	Bak	Totalvekt
ID.3	990 kg	1 000 kg	1 980 kg
Q4	1 200 kg	1 250 kg	2 450 kg

De målte vektene virker å være rimelig sammenliknet med oppgitte vekt for bilene.

Bilene var påmontert følgende hjul:

Tabell 40 – Dekktype og dimensjon for bilene som ble testet.

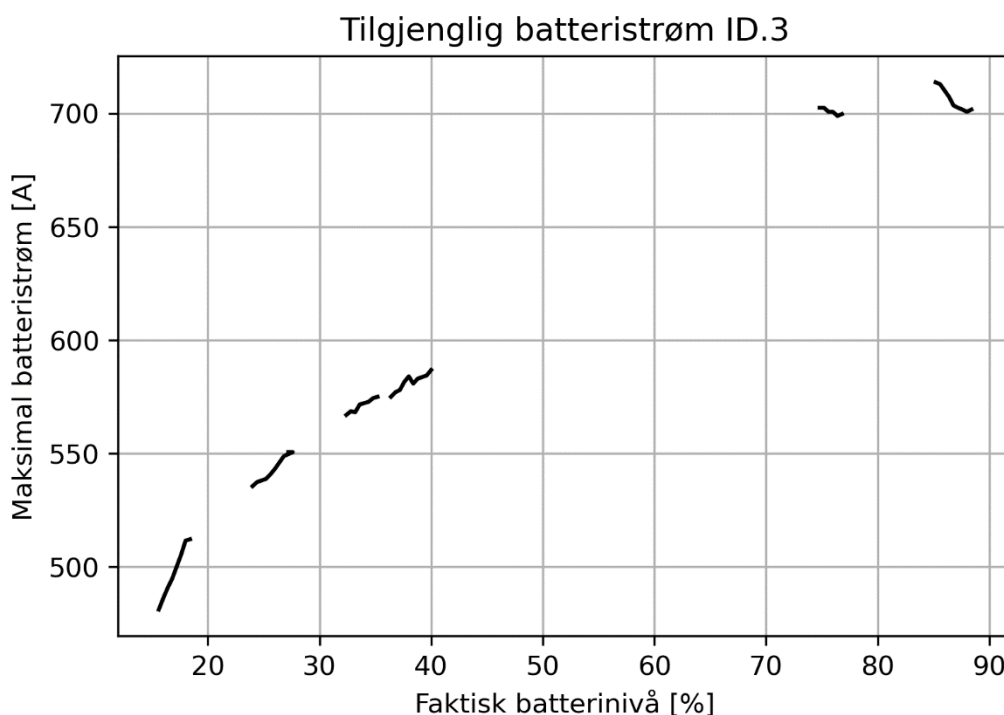
Bil	Dekktype	Dimensjon foran	Dimensjon bak
ID.3	Nokian Hakkapeliita R3	215/50R19	
Q4	Nokian Hakkapeliita R3 SUV	235/50R20	255/45R20

De ulike testene ble utført på følgende strekninger:

- 1: E134 Elgskauåstunellen.
- 2: E134 Merraskottunellen.
- 3: Osloveien ved Årungen, Ås.

9.2.1. Tilgjengelig batterieffekt

Batteriets spenning og evne til å levere strøm varierer med ladenivået. Figuren under viser tilgjengelig batteristrøm for ID.3 ved ulike ladenivåer:



Figur 62 – Tilgjengelig batteristrøm for ID.3 ved ulike ladenivåer

For de målte områdene av ladenivået øker maksimal tilgjengelig batteristrøm med ladenivået.

Målingene er gjort under kjøring så datapunktene til hvert kurvestykke er samlet inn fra høyt til lavt batterinivå. For de to øvre kurvestykkene økte batteritemperaturen med 1,5°C underveis, som muligens kan forklare hvorfor tilgjengelig batteristrøm øker til tross for at batterinivået synker.

Videre ser man fra kurven at selv ved lavt batterinivå kan batteriet levere mer enn 480A. Fra dataen ser man at motoren trekker maksimalt ca. 450A, som stemmer godt med hva kan forvente. Dette er under hva batteriet kan levere og ytelsen burde ikke være begrenset av maksimal batteristrøm.

For Q4-en lå tilgjengelig batteristrøm konstant på 800A mellom 40% og 64%, ved lavere ladenivåer ville man trolig sett en reduksjon i maksimal batteristrøm. Q4 batteripakken har 3 celler i parallell, mot ID.3 batteripakken som har 2 celler i parallell. Ved 40% har ID.3 ca. 580 A tilgjengelig batteristrøm som tilsvarer 290 A per parallell. Bruker man samme batteristrøm per parallell for Q4 batteriet blir det totalt 870 A for hele batteripakken. Strømmen er derfor trolig begrenset av andre hensyn enn cellenes evne til å levere strøm, for eksempel av interne forbindelser i batteriet.

9.2.2. Akselrasjonstester

Under følger resultater fra akselrasjonstester fra 0 til 100 km/h ved ulike ladenivåer. Testene ble utført på kvelden den 28/3-2022 på de oppgitte strekningene. Utetemperaturen varierte mellom 7 °C og -2,5 °C. Veiene var tørre med tilstrekkelig friksjon til at bilene ikke spant. Lys og klimaanlegg var på. Målefrekvensen var noe lav så endepunktene for tidtakingen varierte mellom 98 km/h og 101km/h.

Tabellen under viser aksellerasjonstider for ulike ladenivåer for ID.3:

Tabell 41 – ID.3 akselerasjonsresultater.

Faktisk ladenivå [%]	Batteritemperatur [°C]	0-100 km/t [s]	Strekning
88,4	21,0	8,0	2
88,0	21,0	7,9	2
86,8	21,5	7,9	2
86,0	22,0	8,1	2
76,0	21,0	7,8	3
75,6	21,5	7,9	3
38,4	15,0	8,1	1
35,2	17,0	8,1	1
33,6	17,5	8,1	1
26,4	20,0	8,1	1
26,6	20,5	8,2	1
24,0	21,0	8,1	1
18,0	23,5	10,0	1
16,8	24,0	9,9	1
16,0	24,0	10,2	1

Ved testene som ble gjort under 20% ladenivå var effekten redusert til 130 kW.

For målingene gjort med Q4 var det problemer med måleutstyret som gjorde at deler av dataen gikk tapt. Tabellen under viser aksellerasjonstider for ulike ladenivåer for Q4:

Tabell 42 – Q4 akselerasjonsresultater.

Faktisk ladenivå [%]	Batteritemperatur [°C]	0-100 km/t [s]	Strekning
62,8	22,0	7,7	2
41,6	16,5	7,1	3
40,8	17,5	7,3	3

For testen ved ca. 60% ladenivå var effekten 220 kW, mens for 40% var effekten 200 kW.

Tabellen under viser maksimal akselerasjon i andel av tyngdeakselerasjonen (g) målt med en separat akselerasjonsmåler.

Tabell 43 – Data fra akselerasjonsmåler for ID.3 og Q4.

Bil	Ladenivå [%]	Maks akselerasjon [g]
ID.3	88	0,51
	76	0,50
	40	0,54
	35	0,54
	25	0,53
	16	0,51
Q4	85	0,51
	78	0,50
	76	0,53
	75	0,52
	64	0,54
	63	0,55
	42	0,55

Fra den målte dataen var maksimal akselerasjon relativt konstant. Dette tyder på at maks moment ikke reduseres ved lavere ladenivå. Fra akselerasjonskurvene kan det se ut til at akselerasjonsmåleren ikke lå helt vannrett i bilen, slik at akselerasjonsdataen ble litt påvirket av tyngden. Det ser ut til at målingene tidvis var forskjøvet med ca 0,1 g.

Oppgitt akselerasjonstid fra 0-100 km/h for ID.3 Pro Performance Sport er 7,3 s [90], for Q4 50 e-tron quattro er oppgitt tid 6,2 s [91]. Fra de målte akselerasjonstidene ser man at bilene er noe tregere enn oppgitte verdier. Noe av denne forskjellen kan skyldes at bilene også var tyngre enn oppgitt.

9.2.3. Effekt og moment

Under akselerasjonstestene ble maksimalt moment og effekt logget. Tabellene på neste side viser maksimalt moment og effekt for ID.3 ved ulike ladenivåer. Den maksimale effekten er målt elektrisk effekt fra batteriet, faktisk motoreffekt vil derfor være noe lavere.

Tabell 44 – Maksimale moment og effekt for ID.3 ved ulike ladenivåer.

Ladenivå [%]	Maks moment [Nm]	Maks effekt [kW]
90	310	161,9
80	311	161,7
40	310	155,5
30	311	156,0
20	309	148,0
10	310	134,9

Tabellene under viser maksimalt moment og effekt for Q4:

Tabell 45 – Maksimale moment og effekt for Q4 ved ulike ladenivåer.

Ladenivå [%]	Maks moment bak [Nm]	Maks moment foran [Nm]	Maks effekt [kW]
60	308	154	224,6
40	312	156	201,1

Målt moment stemmer godt med oppgitte verdier.

Fra spesifikasjonene for ID.4 GTX, som er tilsvarende bil fra Volkswagen, er det oppgitt at maksimal motoreffekt kun er tilgjengelig over 88 % ladenivå [89], mens for testene utført med Q4-en ser effekten ut til å holdes på ca. 220 kW ned til 60 % ladenivå. Dataen fra testene med Q4 over 88% ladenivå gikk tapt, slik at effekten her ikke kan sammenliknes.

Det observeres at maksimal effekt synker, til tross for at batteristrømmen er lavere enn tilgjengelig batteristrøm. Dette skyldes trolig reduksjonen i spenning.

9.2.4. Effektforkbruk ved kjøring

Som for med Kia ble det gjort tester ved jevn hastighet for å kartlegge effektforkbruk. Testene ble utført med klimaanlegget satt til Auto. Tabellen under viser de målte verdiene under kjøring:

Tabell 46 – Effektforkbruk for ID.3 og Q4.

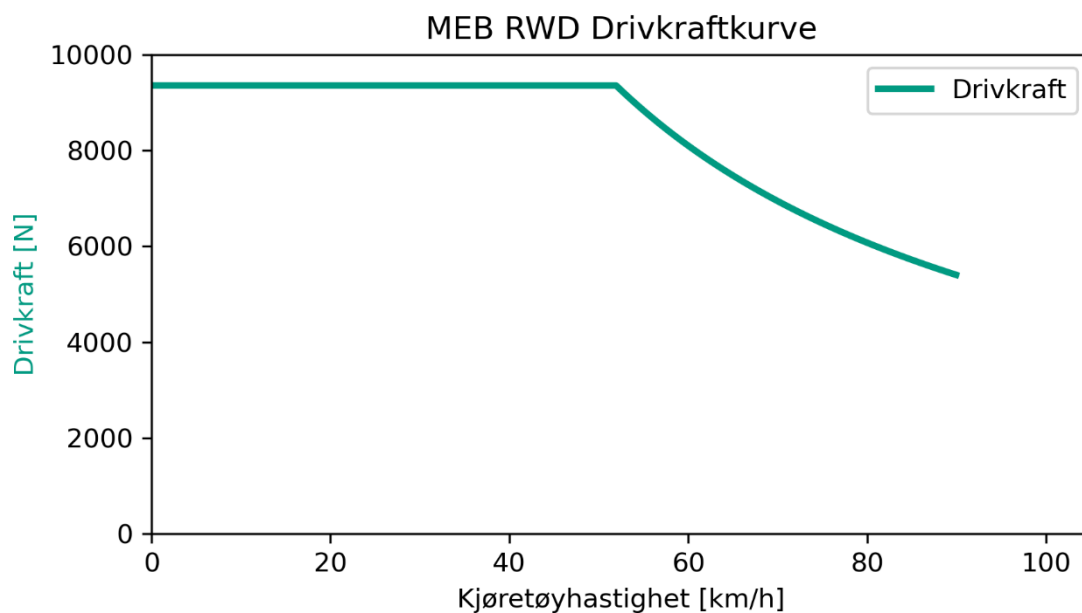
Bil	Forkbruk, stillestående [kW]	Utetemperatur [°C]	Forkbruk, kjøring [kW]	Hastighet [km/t]	Strekning
ID.3	1,69	7	16,7	82	1
	1,59	-1,5	23,2	77	2
Q4	1,17	2,5	27,9	78	2
			0,41		

Målingene for Q4 ble gjort på samme strekning like etter hverandre, men i motsatt retning. Den store forskjellen mellom resultatene tyder på at veien hadde helning eller at det var vind. Som nevnt tidligere i delkapittel 9.1.6 vil selv små helninger og vind påvirke effektforbruket merkbart. Forholdet mellom forbruket til ID.3 og Q4 på strekning 2, ser ut til å stemme godt med forholdet mellom vektene til bilene som tilsier at avviket i hovedsak stammer fra helning på veien. Det er derfor rimelig å anta at det reelle effektforbruket ved kjøring på flat vei for Q4 er gjennomsnittet av de to målingene, altså ca. 14,2 kW.

Grunnet manglende data og flere ukjente ytre faktorer er det ikke grunnlag til å si noe om elektrisk og mekanisk virkningsgrad.

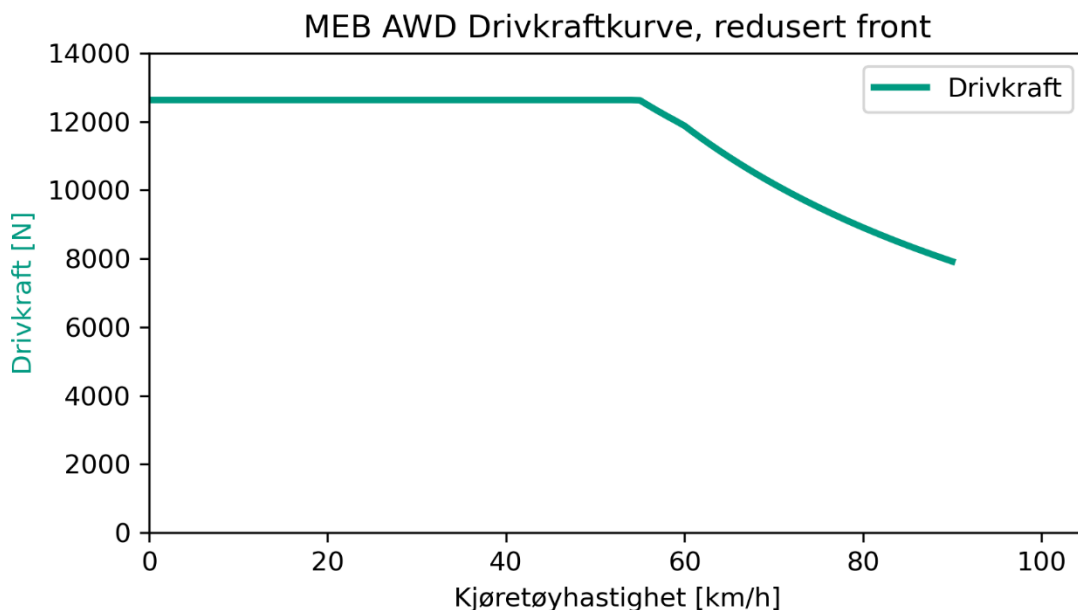
9.2.5. Drivkraftkurver

Drivkraftkurvene er teoretiske kurver basert på målt data. Virkningsgraden settes til $\eta = 0,90$ for begge motorene. Dynamisk hjulradius settes til $R_{Hjul} = 0,344\text{ m}$ som er den teoretiske hjulradiusen til ID3-en fratrukket 5 mm. Figuren under viser drivkraftkurven for MEB med bakhjulsdrift:



Figur 63 – Drivkraftkurve for MEB med bakhjulsdrift. Horisontal akse viser kjøretøyhastighet i km/h.

Dynamisk hjulradius settes til $R_{Hjul-front} = 0,367\text{ m}$ og $R_{Hjul-bak} = 0,364\text{ m}$, som er de teoretiske hjulradiene til Q4-en fratrukket 5 mm. Den totale motoreffekten er 220 kW som er 10 kW mindre enn summen av motorene hver for seg. Kurven på neste side viser drivkraftkurven om fremre motor reduseres med 10 kW, som gir den største totale drivkraften:



Figur 64 – Drivkraftkurve for MEB med firehjulsdrift. Front motor effekt er redusert til 70 kW. Horizontal akse viser kjøretøyhastighet i km/h.

Fra den teoretiske motormomentkurven vist i figur 33 vil bakre motor begynne å redusere effekt rundt $8\,000\text{ min}^{-1}$ som tilsvarer 95 km/h. Kurvene stopper derfor ved denne hastigheten, da høyere hastigheter er utenfor området det er samlet inn data.

9.3. Resultater fra testing av Porsche J1

Fra Porsche J1 ble det gjennomført tester av Porsche Taycan. Testene ble gjort med to biler:

2022 Porsche Taycan Turbo S Sport Turismo med Performance Battery Plus.

2022 Porsche Taycan GTS Sport Turismo med Performance Battery Plus.

Bilene ble veid med sjåfør og bagasje. Turbo S ble veid på Minnesund kontrollstasjon, GTS på Lanner kontrollstasjon. Vektene har oppløsning på 10kg. Tabellen under viser målt vekt for bilene:

Tabell 47 – Målt vekt for Taycan i testkonfigurasjon.

Bil	Foran	Bak	Totalvekt
Turbo S	1 200 kg	1 280 kg	2 500 kg
GTS	1 200 kg	1 280 kg	2 480 kg

Vektene virker rimelig i forhold til de oppgitte vektene i delkapittel 7.2.

Begge bilene var påmontert følgende hjul:

Tabell 48 – Dekktype og dimensjon for bilene som ble testet.

Dekktype	Dimensjon foran	Dimensjon bak
Pirelli P Zero Winter Elect NF0	245/45-R20	285/40-R20

Akselerasjonstestene ble utført på følgende strekninger:

- 1: E6 Kløfta, påkjøringsrampe sørgående. Koordinat (60.079735, 11.150125)
- 2: Fylkesvei 33 Falkentunnelen.
- 3: Andebuveien, Sem. Vestgående retning. Koordinat (59.280441, 10.295184)

9.3.1. Akselerasjonstester

Under følger resultater fra akselerasjonstester fra 0 til 100 km/h ved ulike ladenivåer. Testene ble utført på kvelden den 1/4-2022 på de oppgitte strekningene. Utetemperaturen varierte mellom 1,5 °C og -2,5 °C. Veiene var tørre. Lys og klimaanlegg var på. Launch Control ble benyttet på forsøkene hvor ladenivået var høyt nok.

Tabellen under viser akselerasjonstider for ulike ladenivåer for Taycan Turbo S og Taycan GTS:

Tabell 49 – Resultater fra akselerasjonstester 0-100 km/h.

Bil	Turbo S		GTS	
	1	2	1	2
Forsøk	1	2	1	2
Strekning	1	2	3	3
Launch Control	✓	✗	✓	✗
Batteritemperatur [°C]	40	29	37	24
Indikert ladenivå [%]	76	28	91	19
Faktisk ladenivå [%]	76	31,5	93	23
Maks motormoment, bak [Nm]	587	490	412	400
Maks motormoment, foran [Nm]	416	402	297	296
Maks batteristrøm [A]	845	726	630	540
Batterispenning ved maks strøm [V]	705	638	750	639
Akselerasjonstid [s]	3,14	3,46	3,61	4,37

I forsøk 1 med Turbo S var PSM systemet (Porsche Stability Management, elektronisk stabiliseringsystem inkl. antispinn) aktivt fra 50 km/h til 75 km/h, og i forsøk 2 var PSM systemet aktivt fra 5 km/h til 58 km/h. For forsøkene med GTS var det ingen inngrep fra PSM systemet. Fra tabellen over ser man at GTS er raskere enn oppgitt ved forsøk 1 med høyt ladenivå. Turbo S er 0,34 s tregere enn oppgitt, men store deler av forsøket hadde hjulspinn. For forsøk 1 med Turbo S var Launch control aktivert som trolig tillater mer hjulspinn uten inngrep fra PSM systemet. Fra dataene ser man at motormomentet var høyere i forsøk 1 enn i forsøk 2 uten at systemet ikke griper inn ved lav hastighet, som er der hvor momentet vil være høyest og bilen har lettest for å spinne.

Tabellen under viser utregnet batterieffekt og samlet motormoment for bilene:

Tabell 50 – Utregnet batterieffekt og samlet motormoment.

Bil	Forsøk	Utregnet batterieffekt [kW]	Samlet moment [Nm]
Turbo S	1	595,7	1 003
	2	463,2	892
GTS	1	472,5	709
	2	345,1	696

Sammenliknet med de oppgitte verdiene fra tabell 25 virker de målte verdiene som rimelige. Ved å dele oppgitt motoreffekt på utregnet batterieffekt får man en virkningsgrad på 94% for Turbo S og 93% for GTS. Momentene er noe lavere enn oppgitt, ca. 50 Nm lavere for Turbo S og 150Nm for GTS. Effektindikatorerne i bilene visste at full effekt var tilgjengelig ned til 30% indikert ladenivå for Turbo S og 27% for GTS. Fra testene som var utført under disse ladenivåene var ytelsen redusert. Ved å anta at maksimalt moment finner sted i starten av hvert forsøk kan man beregne hjulmomentet for hvert forsøk:

Tabell 51 – Utregnet hjulmoment.

Bil	Forsøk	Hjulmoment [Nm]
Turbo S	1	12 484
	2	10 862
GTS	1	8 802
	2	8 608

Fra tabellen over ser man at hjulmomentet for GTS på høyt ladenivå stemmer med oppgitt verdi for maksimalt hjulmoment. Turbo S hadde noe lavere hjulmoment enn oppgitt, men som nevnt tidligere var bilen begrenset av veigrep.

Fra forsøket med GTS ser man at maksimalt hjulmoment kan oppnås uten å nå maksimalt motormoment. Ettersom motorene ikke er mekaniske koblet sammen kan momentfordelingen varieres helt fritt. Videre er utvekslingene for fremre og bakre motorenhet ulike, slik at

momentfordelingen vil påvirke det totale hjulmomentet. I forsøkene som er gjort gir fremre motor sitt maksimale moment, mens bakre motor begrenses for å ikke overskride maksimalt hjulmoment. I andre gir vil man kunne nå maksimalt motormoment uten å nå maksimalt hjulmoment, dette kan bekreftes ved å beregne teoretiske hjulmomentverdier ved maksimalt motormoment og virkningsgrad lik 1 som vist under:

$$GTS \text{ 1. gir: } M_{Hjul} = 550 \text{ Nm} \cdot 15,560 + 300 \text{ Nm} \cdot 8,053 = 10\,973,9 \text{ Nm}$$

$$GTS \text{ 2. gir: } M_{Hjul} = 550 \text{ Nm} \cdot 8,160 + 300 \text{ Nm} \cdot 8,053 = 6\,903,9 \text{ Nm}$$

I første gir er hjulmomentet en kunstig begrensning, mens i andre gir kan man kjøre på maksimalt motormoment uten å overskride maksimalt hjulmoment. Det ser ut til at er hjulmomentet valgt for å gi ønskede kjøreegenskaper, og at motorene reguleres etter dette.

9.3.2. Utsveksling

Ettersom Porsche J1 har to-trinns girkassen er det interessant å bekrefte utvekslingen for de to trinnene og finne turtallet hvor girkassen skifter gir. Tabellen under viser det inngående og utgående turtallet for bakre girkasse ved to punkter i 1. og 2. gir:

Tabell 52 – Turtall for inngående og utgående aksel for bakre girkasse.

Gir	Motorturtall [min^{-1}]	Utgående aksel [min^{-1}]
1 gir	9581	614
2 gir	5669	691

Dette gir følgende utvekslinger:

$$i_{1.Gir} = \frac{9\,581 \text{ min}^{-1}}{614 \text{ min}^{-1}} = 15,60$$

$$i_{2.Gir} = \frac{5\,669 \text{ min}^{-1}}{691 \text{ min}^{-1}} = 8,20$$

Som stemmer veldig godt med de oppgitte utvekslingsverdiene oppgitt i tabell 24.

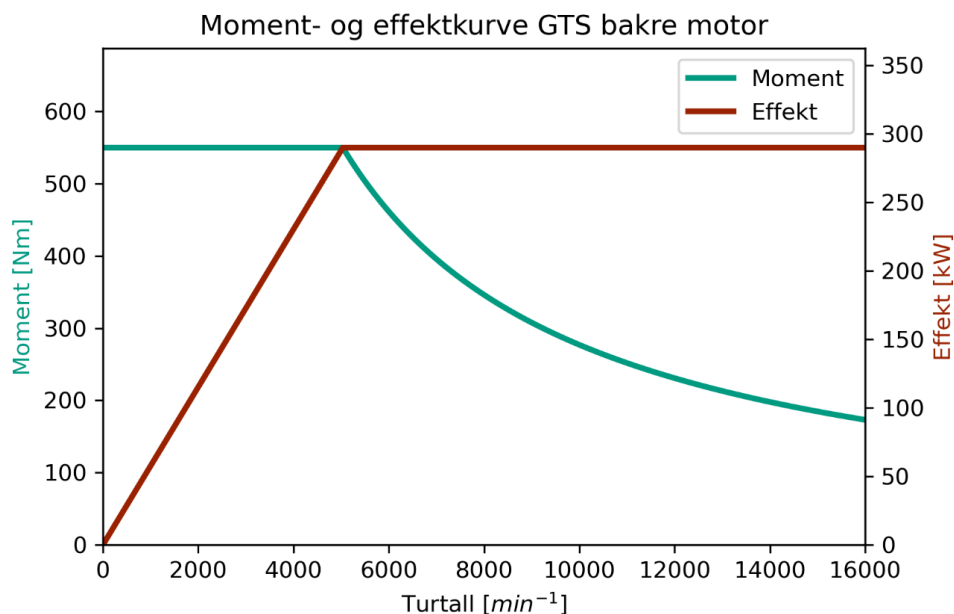
Tabellen under viser høyeste turtallet før giring fra 1. gir til 2. gir:

Tabell 53 – Turtall ved giring fra 1. til 2. gir.

Bil	Motorturtall før giring [min^{-1}]
Turbo S	9 581
GTS	9 683

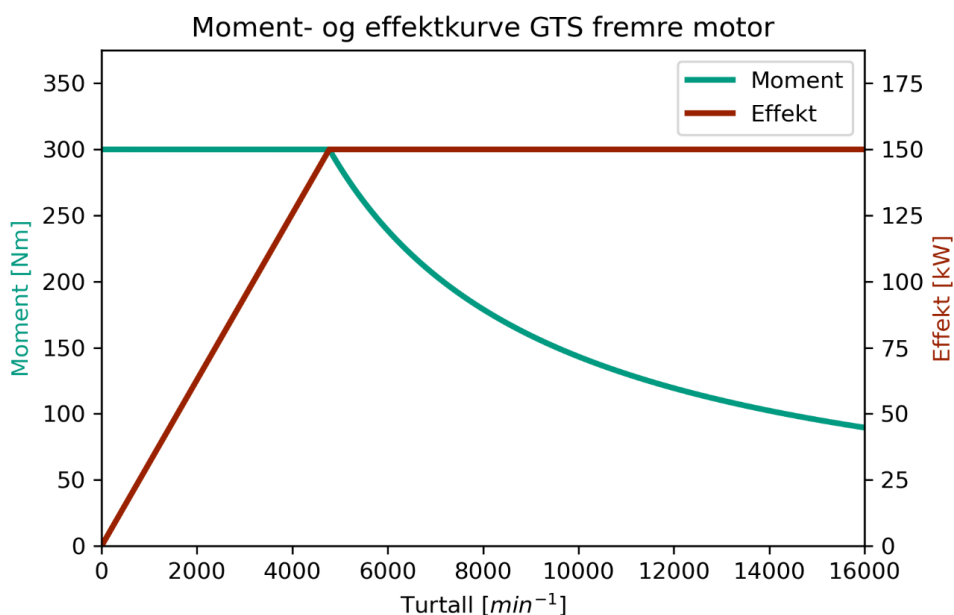
9.3.3. Moment- og effektkurver

Moment- og effektkurvene, samt drivkraftkurvene i neste delkapittel er tegnet med høyeste tilgjengelige effekt helt opp til toppfart. Porsche oppgir at Launch Control effekten er tilgjengelig i minst 2,5 s, og effekten uten Launch Control er tilgjengelig i minst 10 s [139], men fra akselerasjonsprøvene så var effekten tilgjengelig gjennom hele testen. Om og hvor mye effekten faller ved høye hastigheter er uvisst. Figuren under viser moment- og effektkurven for bakre motor i Taycan GTS:



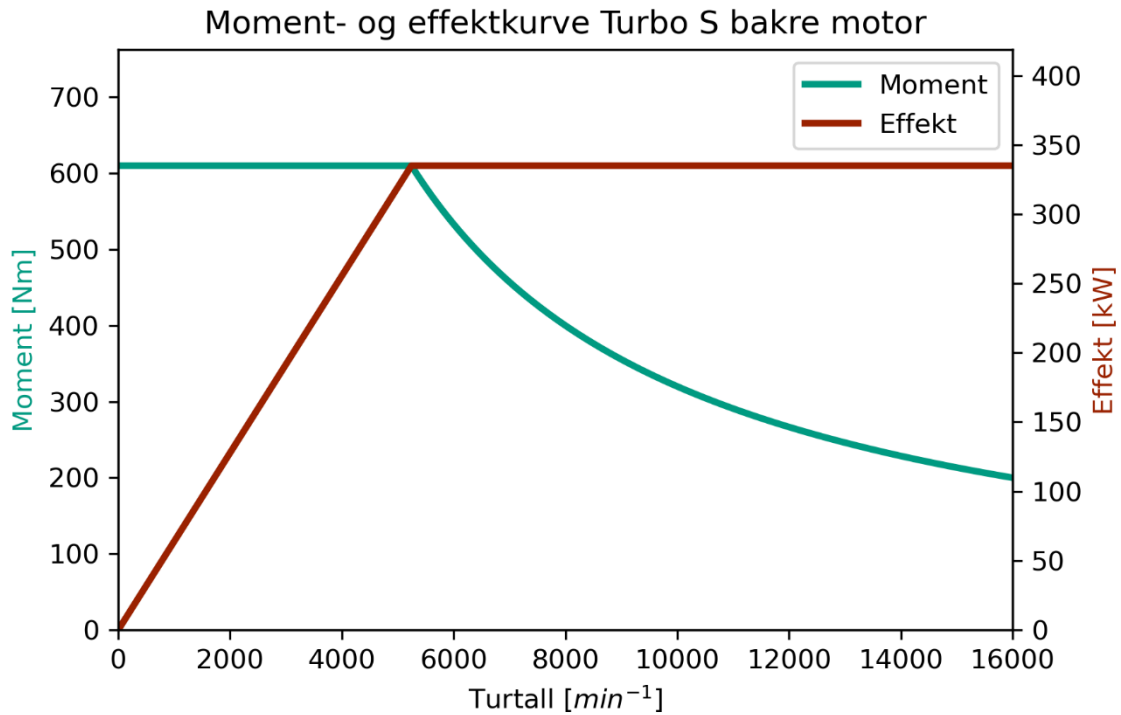
Figur 65 – Moment- og effektkurve for Taycan GTS bakre motor.

Figuren under viser moment- og effektkurve for fremre motor i Taycan GTS:



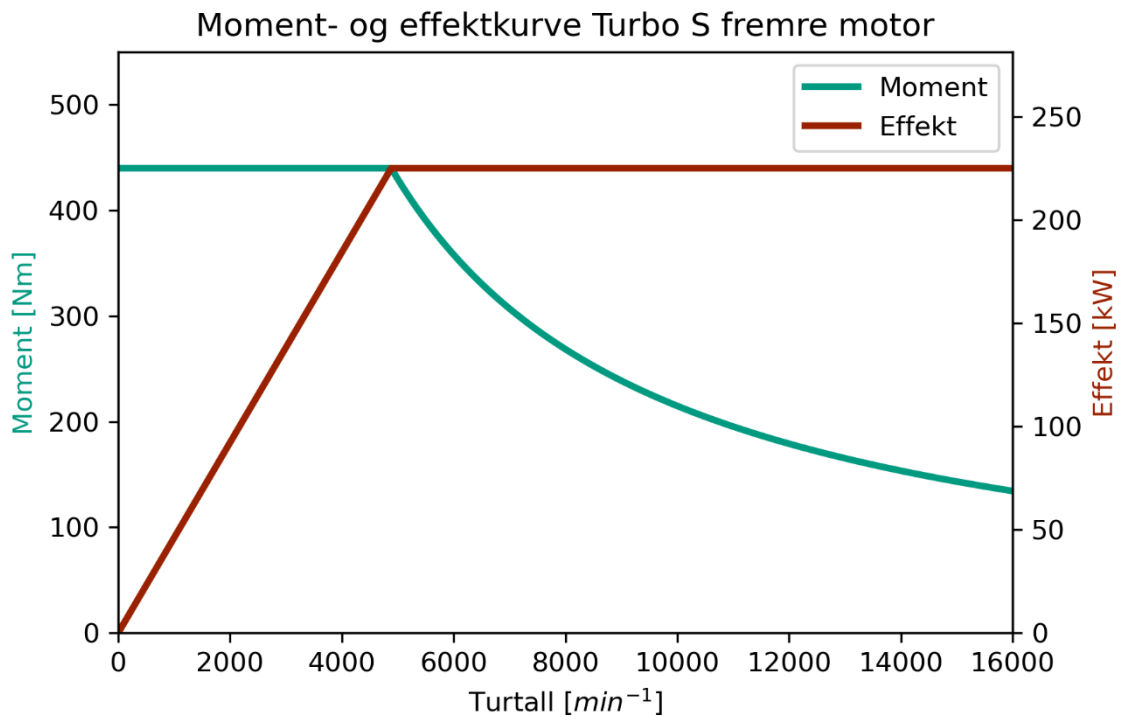
Figur 66 - Moment- og effektkurve for Taycan GTS fremre motor.

Turbo S er varianten høyest ytelse og moment- og effektkurvene for denne kan betraktes som øvre verdier for disse motorene. Figuren under viser moment- og effektkurven for bakre motor i Taycan Turbo S:



Figur 67 - Moment- og effektkurve for Taycan Turbo S bakre motor.

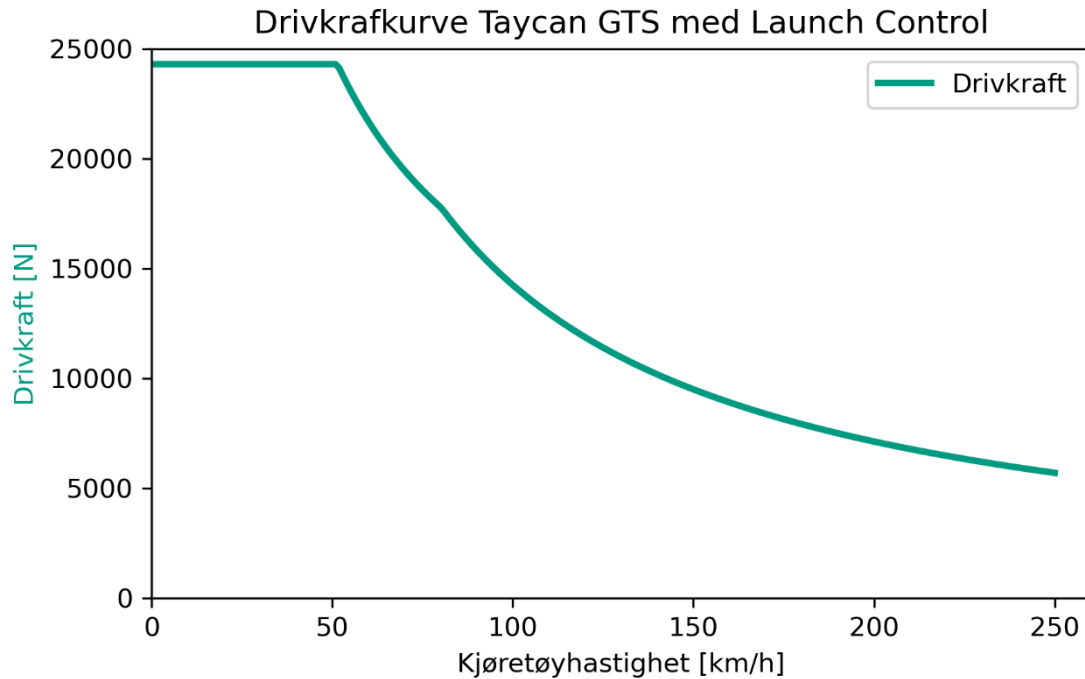
Figuren under viser moment- og effektkurve for fremre motor i Taycan Turbo S:



Figur 68 - Moment- og effektkurve for Taycan Turbo S fremre motor.

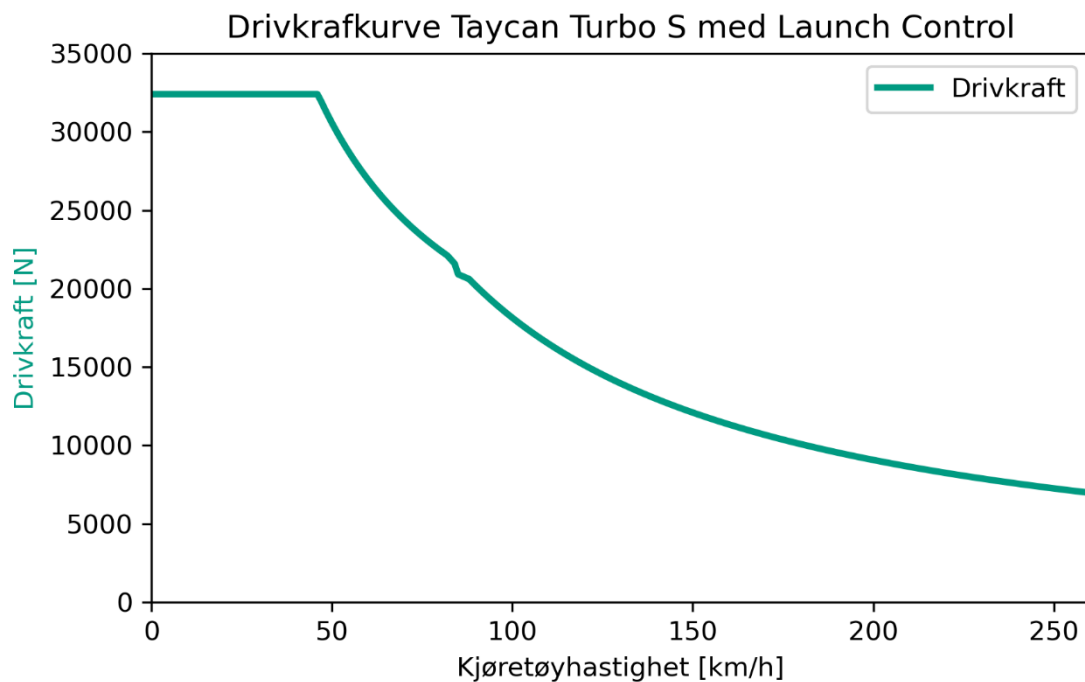
9.3.4. Drivkraftkurver

Mekanisk virkningsgrad for begge motorene settes til $\eta = 0,90$. Bruker estimert dynamisk hjulradius, som settes til $0,359\text{ m}$ foran og $0,363\text{ m}$ bak. Dette er de teoretiske hjulradiene til Taycan fratrukket 5 mm . Girpunktene fra akselerasjonstestene benyttes. Effekten for bakre motor på GTS settes til 290 kW , slik at total effekt stemmer med oppgitt verdi. Figuren under viser drivkraftkurven for Taycan GTS:



Figur 69 – Drivkraftkurve for Taycan GTS med Launch Control aktivert.

Figuren under viser drivkraftkurven for Taycan Turbo S:



Figur 70 - Drivkraftkurve for Taycan Turbo S med Launch Control aktivert.

Fra kurvene ser man at bilene girer ved ca 85 km/h som gjør at bakre motor kan levere konstant effekt fra ca 50 km/h til toppfart. Kurvene får dermed samme form som de andre bilene med firehjulsdrift som har blitt studert. Først et område med konstant drivkraft, så et område hvor en motor leverer konstant drivkraft og en motor leverer konstant effekt, så et siste område hvor begge motorene konstant effekt. Knekkpunktet til fremre motor er vanskelig å se på figuren for Turbo S, da det skjer omtrent samtidig som bakre motorenhet girer.

9.3.5. Drivkraft og girskift

Ved konstant motormoment vil drivkraften være avhengig av utvekslingen, når motoren leverer konstant effekten vil drivkraften kun være avhengig kjøretøyhastigheten. Dette kan vises: ved å bruke

Bruker formel 6 til å finne motormomentet:

$$P = M_{Motor} \cdot \omega_{Motor}$$

$$M_{Motor} = \frac{P}{\omega_{Motor}}$$

Bruker så formel 18 som knytter motormomentet og drivkraften sammen:

$$F_{Hjul} = \frac{M_{Motor} \cdot \eta \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}}{R}$$

$$F_{Hjul} = \frac{P \cdot \eta \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}}{\omega_{Motor} \cdot R}$$

Forholdet mellom motor og hjulhastigheten kan uttrykkes med formel 3:

$$i_{Motor \rightarrow Hjul} = \frac{\omega_{Motor}}{\omega_{Hjul}}$$

$$\omega_{Motor} = i_{Motor \rightarrow Hjul} \cdot \omega_{Hjul}$$

Setter inn denne sammenhengen i uttrykket for drivkraften:

$$F_{Hjul} = \frac{P \cdot \eta \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}}{i_{Motor \rightarrow Hjul} \cdot \omega_{Hjul} \cdot R}$$

$$F_{Hjul} = \frac{P \cdot \eta}{\omega_{Hjul} \cdot R}$$

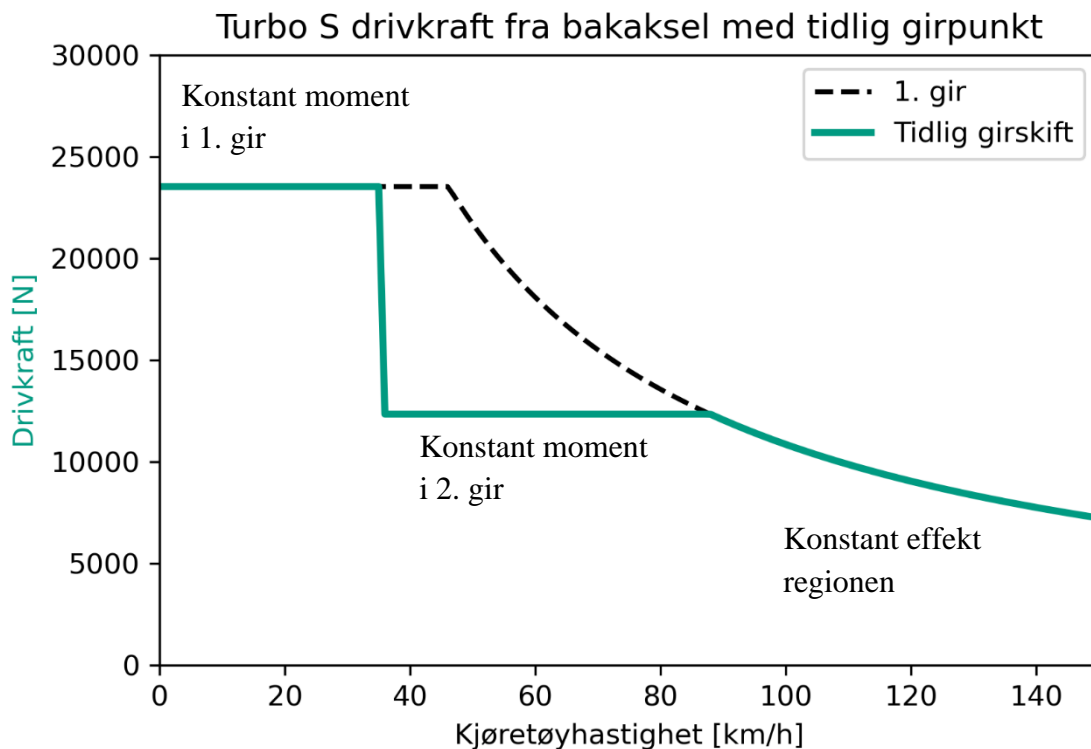
$$F_{Hjul} = \frac{P \cdot \eta}{v_{Kjøretøy}}$$

Fra uttrykket ser man at drivkraften kun er avhengig av kjøretøyhastigheten når effekten som leveres er konstant.

For å maksimere akselerasjonen er det ønskelig å velge girpunktet som gir høyest mulig drivkraft for alle hastigheter. For å unngå unødvendig høy motorhastighet er det ønskelig å gire opp til andre gir, men det optimale girpunktet vil være sent nok til at motoren også er i konstant effekt regionen etter girskiftet. Dette vil føre til høyest mulig effekt under hele forløpet, samtidig som det unngår unødvendig høy hastighet på motoren.

På neste side følger en rekke simulerte girpunkter for bilene for å undersøke hvordan de påvirker drivkraften. Kurvene tar ikke hensyn til at girskiftet tar tid og at under giring vil drivkraften fra bakre motorenhet falle bort. Under akselerasjonstestene tok girskiftene ca. 0,3 sekunder. Kurvene bruker de samme antagelsene som for drivkraftkurvene i forrige delkapittel. Kurvene er tegnet med tenkte girpunkter valgt med faste intervaller, den siste linjen er det faktiske girpunktet fra akselerasjonstestene med høyt ladenivå. Det er ikke gjort tester med RWD og 4S, men fra personlig erfaring utenfor testene girer disse bilene opp rundt 120 km/h.

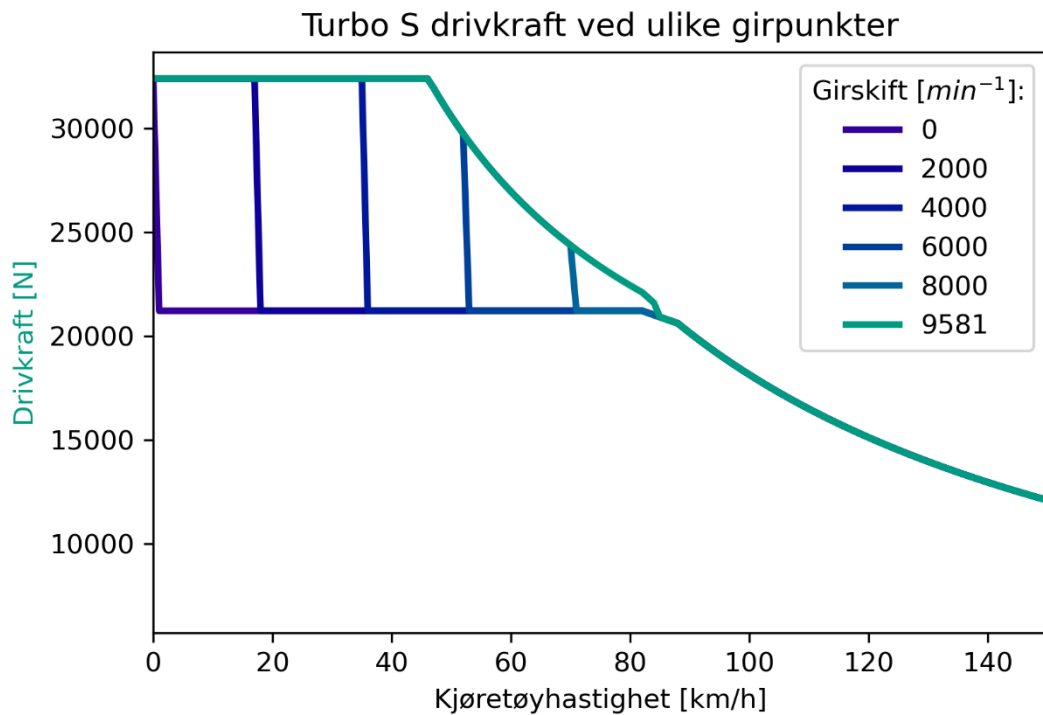
Figuren under viser drivkraftkurven til Turbo S med et tilfeldig valgt girpunkt, som er langt tidligere enn bilens normale giring. Drivkraften fra fremre motor er ikke tatt med:



Figur 71 – Turbo S drivkraft fra bakaksel med tidlig girpunkt.

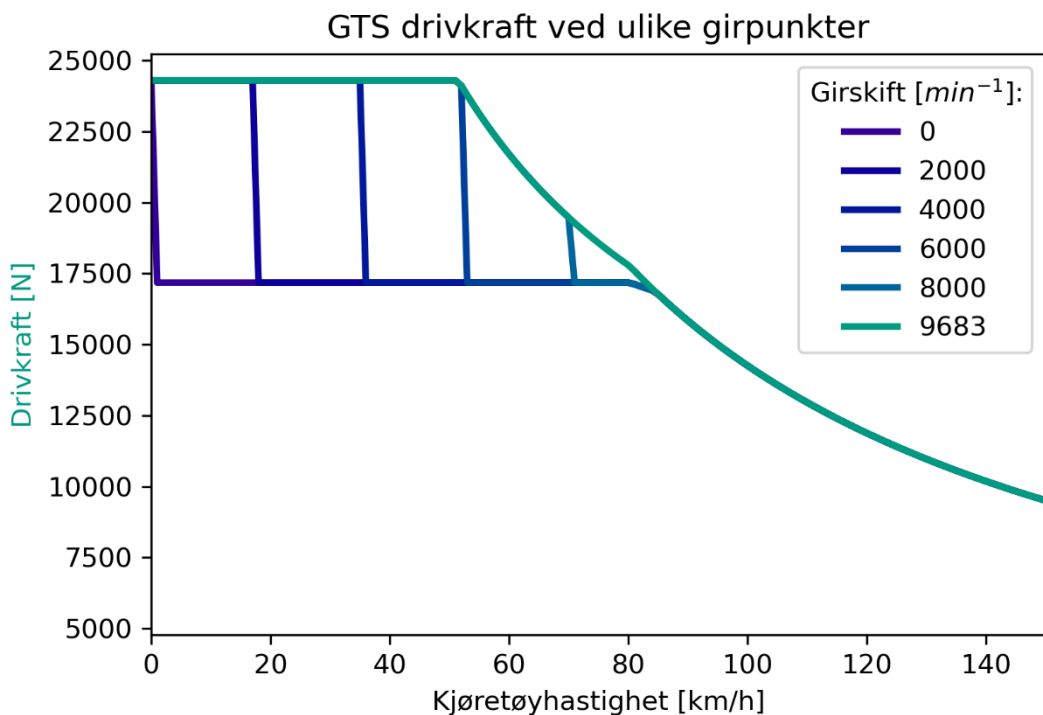
Her er det tydelig at man taper drivkraft på å gire for tidlig. Den grønne linjen viser drivkraft ved giring til andre gir ved $4\,000\text{ min}^{-1}$, mens den sorte stiplede linjen holder første gir hele tiden. I første del av grafen sammenfaller kurvene da de er i samme gir, og i konstant effekt regionen sammenfaller de som forklart tidligere. Giring til andre gir er derimot nødvendig da motorens maksimale turtall kun tilsvarer 140 km/h i første gir, som er langt under kjøretøyets maksimale hastighet.

Figuren under viser drivkraft ved ulike girpunkter for Turbo S:



Figur 72 – Drivkraftkurve for Turbo S ved ulike girpunkter.

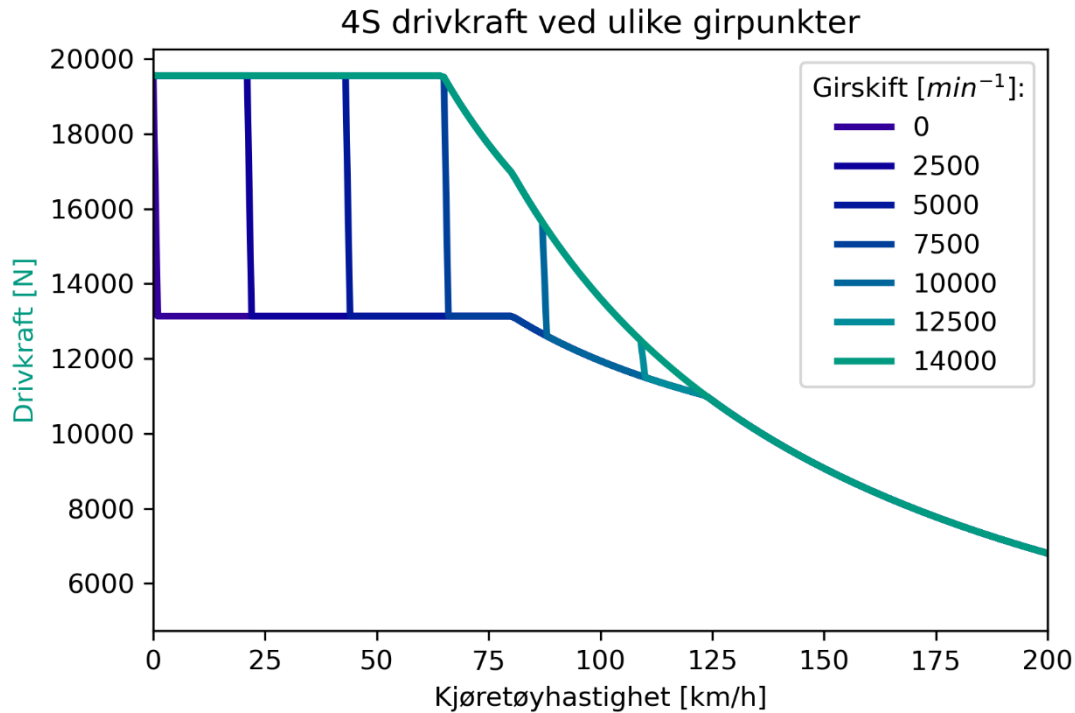
Fra figuren ser man at alle girpunktene før bilens faktiske girpunkt fører et stort fall i drivkraft. Det observerte girpunktet har også et lite fall i drivkraft, men bilen forsetter å akselerere ved hjelp av fremre motor under giring slik at dette trolig har liten praktisk betydning. Om girpunktet økes til $10\,000\text{ min}^{-1}$ vil kurven være helt optimal, uten noe fall i drivkraft. Figuren under viser tilsvarende kurve for drivkraft ved ulike girpunkter for GTS:



Figur 73 – Drivkraftkurve for GTS ved ulike girpunkter.

Her ser man at girpunktet er helt optimalt, uten fall i drivkraft i skiftet fra første til andre gir.

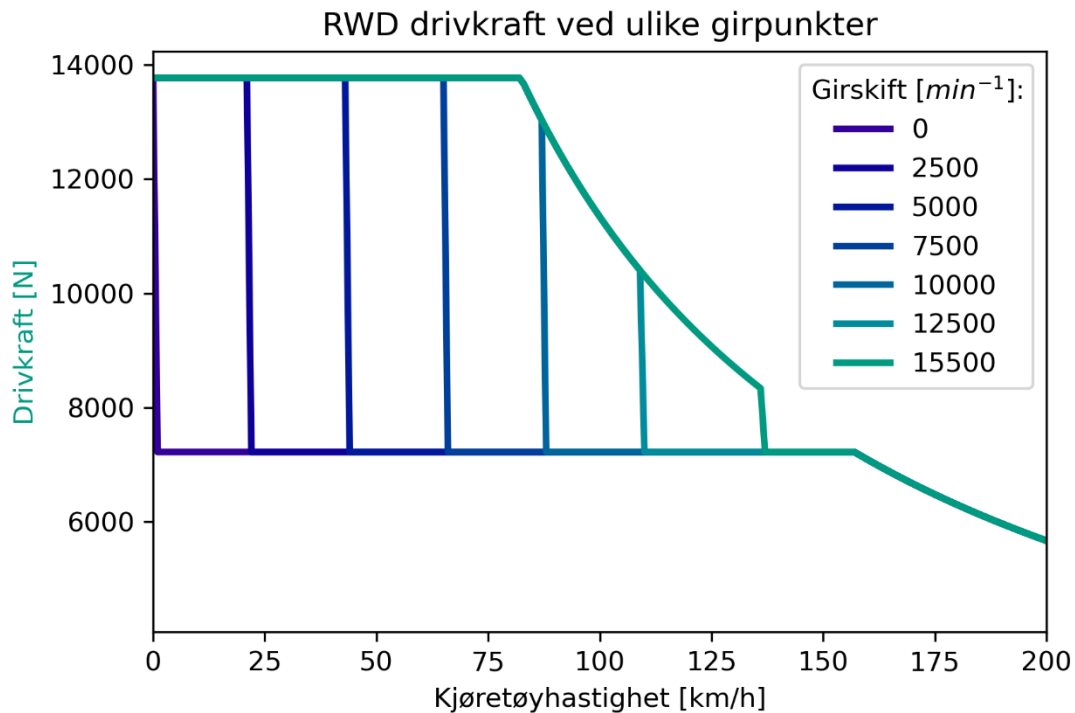
Figuren under viser drivkraft ved ulike girpunkter for 4S. Effekt og moment for fremre motor settes til 150 kW og 300 Nm, og for bakre motor settes de til 270 kW og 350 Nm. Dette er noe lavere enn de maksimale verdiene for motorene i seg selv som oppgitt i tabell 20 og tabell 21, da de er justert ned for å tilfredsstille oppgitte totalverdier for bilen som vist i tabell 25:



Figur 74 - Drivkraftkurve for 4S ved ulike girpunkter.

Figuren viser at et girskift rundt 125 km/h (14 000 min⁻¹) er optimalt, som er mye høyere enn for GTS og Turbo S og som stemmer bra med personlige observasjoner.

Figuren på neste side viser drivkraft ved ulike girpunkter for RWD. Verdiene for RWD er hentet fra tabell 25:



Figur 75 - Drivkraftkurve for RWD ved ulike girpunkter.

For RWD faller drivkraften ned til konstant moment selv ved giring på $15\,500\text{ min}^{-1}$, som nesten er maksimalt turtall for motoren. Denne motoren har veldig høy maksimal effekt i forhold til maksimalt moment sammenliknet med verdiene brukt for bakmotoren til 4S i figur 74, som gjør at det optimalt girpunktet vil ligge på et mye høyere turtall. For RWD vil det optimale girpunktet ligge over motorens maksimale turtall, og det er et tydelig fall i drivkraft selv ved giring på $15\,500\text{ min}^{-1}$.

9.4. Resultater fra testing av hjul

I dette delkapittelet presenteres og bearbeides resultater fra testing av hjul.

9.4.1. Hjuloversikt

Tabellen under viser en oversikt over hjulene som ble testet med oppgitte dimensjoner og vekt målt baderomsvekt. Videre har hjulene fått navn etter bilene de hører til for å lettere skille hjulene.

Tabell 54 – Oversiktstabell over testede hjul.

Navn	Dekktype	Felgtype	Dimensjon	Vekt [kg]
Taycan Vinter front	Pirelli P Zero Winter Elect NF0	Taycan Turbo Aero	245/45-R20	25,3
Taycan Vinter bak			285/40-R20	27,1
Taycan Sommer front 1	Pirelli P Zero Elect NF0	Mission E	265/35ZR21	26,1
Taycan Sommer bak 1			305/30ZR21	28,9
Taycan Sommer front 2			265/35ZR21	24,7
Taycan Sommer bak 2			305/30ZR21	27,3
Think	Michelin Energy Saver	Borbet FR 7-eiket	165/65-R14	13,1
Model X Sommer front	Hakka Black 2 SUV	Tesla Slipstream	255/45-ZR20	27,8
Model X Sommer bak			275/45-ZR20	29,5
Model 3 Sommer	Michelin Pilot sport 4	Tesla Aero	235/45-ZR18	20,9
Macan Vinter front	Michelin Pilot alpin 5 SUV	Macan Turbo	265/45-R20	28,4
Macan Vinter bak			295/40-R20	28,7
Vinterdekk uten felg front	Michelin Pilot Alpin 5	---	275/35R21	14,0
Vinterdekk uten felg bak		---	315/30R21	15,3

Dekkene var brukt. Taycan sommer 1 dekkene hadde 6 mm mønsterdybde, mens Taycan sommer 2 dekkene hadde 3 mm mønsterdybde. Vinterdekkene uten felg var helt nye.

Tabellen under viser hjulradier for ubelastede dekk. Teoretisk ubelastet hjulradius beregnet fra oppgitt dimensjon. Målt omkrets er målt verdi av hjulets omkrets og «Hjulradius fra omkrets» er beregnet fra den målte omkretsen. «Målt hjulradius» er målt direkte.

Tabell 55 – Oversikt over hjulradius.

Navn	Teoretisk hjulradius [mm]	Målt omkrets [mm]	Hjulradius fra omkrets [mm]	Målt hjulradius [mm]
Taycan vinter front	364,2	---	---	360,0
Taycan vinter bak	368,0	---	---	362,5
Taycan sommer front 1	359,4	2260	359,7	362,5
Taycan sommer bak 1	358,2	2275	362,1	362,5
Taycan sommer front 2	359,4	2270	361,3	---
Taycan sommer bak 2	358,2	2260	359,7	---
Think	285,0	1770	281,7	280,0
Model X sommer front	368,8	2300	366,1	365,0
Model X sommer bak	377,8	2350	374,0	367,5
Model 3 sommer	334,4	---	---	---
Macan vinter front	373,3	2375	378,0	372,5
Macan vinter bak	372,0	2330	370,8	366,0
Vinterdekk uten felg front	363,0	---	---	---
Vinterdekk uten felg bak	361,2	---	---	---

Noen av verdiene mangler av praktiske årsaker, men alle hjulene som ble testet på skråplan har målt verdi for radius. I videre beregninger benyttes den direkte målte hjulradiusen, da den antas å være mest nøyaktig. Den målte hjulradiusen virker fornuftig i forhold til teoretisk verdi og stemmer bra i forhold til pendelstørrelsen.

9.4.2. Treghetsmoment fra hjulrulling

Rampe:

Rampen er 204cm lang planke hvor hver tiende centimeter er merket av. Planken holdes på plass mot gulvet av et hjul og støttes opp i tillegg opp på tre steder for å unngå nedbøying på grunn av hjulet vekt. Planken ligger på begge armene til løftebukken og er også støttet opp av en trekloss mellom løftebukken og dekket. Bildet under viser oppsettet av rampen, samt et innfelt bilde av vinkelmåling gjort med smarttelefon.



Figur 76 – Skråplanoppsett for rulling av dekk. Vinkelmål fra telefon er innfelt.

Gulvet har svak helning for vanddrenering, som er motsatt vei av rampens helning. Fra gulv til nedre kant av planken ble det målt 27,5 cm, som gir en helning på:

$$\beta_{Rampe} = \sin^{-1}\left(\frac{27,5}{204}\right) \approx 7,75^\circ$$

Vinkelmåling med smarttelefonen ga derimot en helning på 7°. Gulvets helning tatt i betraktning, virker målingen fra telefon sannsynlig. Derfor benyttes $\beta = 7^\circ$ i videre beregninger. Alle hjulrullingene ble filmet med en bildefrekvens på 60 bilder i sekundet. Under følger resultatene for hjulene som ble testet.

Taycan vinter front:

Tabellen under viser antall stillbilder ved gitte posisjoner nedover planken for tre forsøk med Taycan vinter front. Starttidspunktet er satt der hjulet passerer 20 cm merket, og bildetallet er antall bilder siden starttidspunktet.

Tabell 56 – Bildeantall fra video for Taycan vinter front.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	21	37	50	60
T2	0	18	33	45	55
T3	0	20	35	48	58

Antall bilder kan da regnes om til tid ved å bruke formel 22. Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over.

Tabell 57 – Sekunder beregnet fra bildeantall for Taycan vinter front.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,35	0,62	0,83	1
T2	0	0,30	0,55	0,75	0,92
T3	0	0,33	0,58	0,80	0,97

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,384t^2 + 0,408t + 0,202$$

$$T2: S(t) = 0,363t^2 + 0,530t + 0,202$$

$$T3: S(t) = 0,350t^2 + 0,480t + 0,201$$

Gjennomsnittet av akselerasjonsleddet gir da følgende snittakselerasjon som beskrevet i 8.2.1:

$$a = 0,731 \text{ ms}^{-2}$$

Ved å sette inn vinkelen β , snittakselerasjonen, masse fra tabell 54 og målt hjulradius fra tabell 55 inn i formel 21 får man følgende verdi for treghetsmomentet:

$$I \approx 2,08 \text{ kgm}^2$$

Ved å gjenta ta de samme stegene for de resterende hjulene får man følgende resultater:

Taycan vinter bak:

Tabellen under viser bildeantall fra video for Taycan vinter bak:

Tabell 58 – Bildeantall fra video for Taycan vinter bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	23	39	51	61
T2	0	19	34	45	55
T3	0	18	33	44	55

Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over for Taycan vinter bak:

Tabell 59 – Sekunder beregnet fra bildeantall for Taycan vinter bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,38	0,65	0,85	1,02
T2	0	0,32	0,57	0,75	0,92
T3	0	0,30	0,55	0,73	0,92

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,430t^2 + 0,341t + 0,202$$

$$T2: S(t) = 0,443t^2 + 0,461t + 0,201$$

$$T3: S(t) = 0,348t^2 + 0,553t + 0,200$$

Dette gir følgende snittakselerasjon og treghetsmoment:

$$a = 0,814 \text{ ms}^{-2}$$

$$I \approx 1,67 \text{ kgm}^2$$

Think:

Think hjulet var smalt og mesteparten av massen var plassert på den ene siden, dette gjorde at hjulet ikke sto stabilt. Hjulet måtte derfor støttes i senter mens det rullet ned planken.

Tabellen på neste side viser bildeantall fra video for Think:

Tabell 60 – Bildeantall fra video for Think.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	27	46	59	71
T2	0	18	35	47	59
T3	0	24	40	53	65
T4	0	23	41	54	66

Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over for Think:

Tabell 61 – Sekunder beregnet fra bildeantall for Think.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,45	0,77	0,98	1,18
T2	0	0,30	0,58	0,78	0,98
T3	0	0,40	0,67	0,88	1,08
T4	0	0,38	0,68	0,90	1,10

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,350t^2 + 0,263t + 0,202$$

$$T2: S(t) = 0,273t^2 + 0,546t + 0,203$$

$$T3: S(t) = 0,349t^2 + 0,368t + 0,199$$

$$T4: S(t) = 0,306t^2 + 0,388t + 0,202$$

Dette gir følgende snittakselerasjon og treghetsmoment:

$$a = 0,639 \text{ ms}^{-2}$$

$$I \approx 0,90 \text{ kgm}^2$$

Model X sommer front:

Tabellen under viser bildeantall fra video for Model X sommer front:

Tabell 62 – Bildeantall fra video for Model X sommer front.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	21	38	50	61
T2	0	20	34	46	56
T3	0	19	34	46	57

Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over for Model X sommer front:

Tabell 63 – Sekunder beregnet fra bildeantall for Model X sommer front.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,35	0,63	0,83	1,02
T2	0	0,33	0,57	0,77	0,93
T3	0	0,32	0,57	0,77	0,95

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,350t^2 + 0,425t + 0,202$$

$$T2: S(t) = 0,436t^2 + 0,450t + 0,201$$

$$T3: S(t) = 0,358t^2 + 0,520t + 0,201$$

Dette gir følgende snittakselerasjon og treghetsmoment:

$$a = 0,763 \text{ ms}^{-2}$$

$$I \approx 2,10 \text{ kgm}^2$$

Model X sommer bak:

Tabellen under viser bildeantall fra video for Model X sommer bak:

Tabell 64 – Bildeantall fra video for Model X sommer bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	19	34	46	57
T2	0	22	38	51	62
T3	0	19	34	46	56

Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over for Model X sommer bak:

Tabell 65 – Sekunder beregnet fra bildeantall for Model X sommer bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,32	0,57	0,77	0,95
T2	0	0,37	0,63	0,85	1,03
T3	0	0,32	0,57	0,77	0,93

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,358t^2 + 0,502t + 0,201$$

$$T2: S(t) = 0,358t^2 + 0,406t + 0,200$$

$$T3: S(t) = 0,420t^2 + 0,462t + 0,202$$

Dette gir følgende snittakselerasjon og tregghetsmoment:

$$a = 0,757 \text{ ms}^{-2}$$

$$I \approx 2,31 \text{ kgm}^2$$

Macan vinter bak:

Tabellen under viser bildeantall fra video for Macan vinter bak:

Tabell 66 – Bildeantall fra video for Macan vinter bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	23	40	52	63
T2	0	19	34	45	56
T3	0	21	37	49	60

Tabellen under viser tiden for de ulike posisjonene beregnet fra bildeantallet i tabellen over for Macan vinter bak:

Tabell 67 – Sekunder beregnet fra bildeantall Macan vinter bak.

X [m]	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
T1	0	0,38	0,60	0,87	1,05
T2	0	0,32	0,57	0,75	0,93
T3	0	0,35	0,62	0,82	1,00

En regresjonsanalyse med minste kvadraters metode gir da følgende uttrykk for posisjonen med hensyn på tiden:

$$T1: S(t) = 0,281t^2 + 0,465t + 0,198$$

$$T2: S(t) = 0,408t^2 + 0,483t + 0,200$$

$$T3: S(t) = 0,381t^2 + 0,417t + 0,202$$

Dette gir følgende snittakselerasjon og tregghetsmoment:

$$a = 0,713 \text{ ms}^{-2}$$

$$I \approx 2,58 \text{ kgm}^2$$

9.4.3. Tregghetsmoment fra pendel

Pendelen som ble benyttet hadde følgende dimensjoner, komplette tekniske finnes i vedlegg:

$$r = 0,375 \text{ m}$$

$$L = 181,8 \text{ cm}$$

Tabellen under viser pendelens masse, målt periode, samt gjennomsnittet av de målte periodene som ble brukt til å regne ut tregghetsmoment med formel 24.

Tabell 68 – Masse, periode og tregghetsmoment for tom pendel.

Masse [kg]	Periode [s]	Gjennomsnitt [s]	Tregghetsmoment [kgm ²]
4,4 kg	1,933	1,946	0,32
	1,960		
	1,945		

Tabell 69 viser målt periode og gjennomsnittet av de målte periodene som ble brukt til å regne ut tregghetsmoment med formel 24 for alle hjulene som ble testet. Massene fra tabell 54 benyttes.

Tabell 69 – Periode og tregghetsmoment for hjulene som ble testet med pendel.

Navn	Periode [s]	Gjennomsnitt [s]	Tregghetsmoment [kgm ²]
Taycan vinter front	1,937	1,949	1,85
	1,944		
	1,966		
Taycan vinter bak	1,962	1,951	1,98
	1,926		
	1,964		
Taycan sommer front 1	2,023	2,026	2,09
	2,034		
	2,022		
Taycan sommer bak 1	2,062	2,053	2,38
	2,048		
	2,040		
	2,063		
Taycan sommer front 2	2,013	2,013	1,95
	2,017		
	2,010		

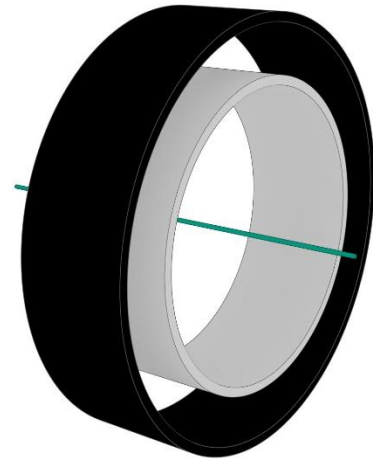
Tabell 69 – Fortsettelse.

Navn	Periode [s]	Gjennomsnitt [s]	Treghetsmoment [kgm ²]
Taycan sommer bak 2	2,035	2,038	2,21
	2,043		
	2,037		
Think	1,556	1,536	0,47
	1,541		
	1,523		
	1,525		
Model X sommer front	2,016	2,006	2,17
	2,001		
	2,002		
Model X sommer bak	1,988	1,982	2,24
	1,989		
	1,969		
Model 3 Sommer	1,875	1,879	1,40
	1,888		
	1,878		
	1,873		
Macan Vinter bak	1,987	1,991	2,20
	1,990		
	1,996		
Vinterdekk uten felg front	2,288	2,298	1,55
	2,296		
	2,310		
	2,297		
Vinterdekk uten felg bak	2,330	2,325	1,73
	2,324		
	2,322		

Macan vinter front hadde for stor diameter til å passe på pendelen.

9.4.4. Estimert treghetsmoment

Treghetsmomentet til et hjul bestående av felg og dekk kan estimeres ved å forenkle oppbygningen til to sylinder skall. Ved å plassere hele vekten til dekket og felgen i henholdsvis dekkbanen og felgkanten, oppnår man en forenklet modell som er lett å regne på. Metoden vil alltid gi et høyere treghetsmoment enn faktisk verdi for hjulet. Figuren på siden viser en forenklet figur av dekk og felg. Den grønne linjen er senteraksen.



Figur 77 – Beregningsmodell for hjul.

Som et eksempel estimeres treghetsmomentet til Tesla Model 3 hjulet i beregningene under:

Tesla Model 3:

I følge Unplugged Performance [140] veier en Model 3 Aero felg 10,43 kg, m_{Hjul} er den målte massen for hjulet fra tabell 54. Dette gir følgende vekt for dekket:

$$\begin{aligned} m_{Felg} &= 10,43 \text{ kg} \\ m_{Dekk} &= m_{Hjul} - m_{Felg} \\ m_{Dekk} &= 20,9 \text{ kg} - 10,43 \text{ kg} = 10,47 \text{ kg} \end{aligned}$$

Felgdiameter er 18 tommer, som gir følgende felgradius:

$$\begin{aligned} D_{Felg} &= 18'' \cdot 25,4 \frac{\text{mm}}{''} = 457,2 \text{ mm} \\ R_{Felg} &= 228,6 \text{ mm} = 0,2286 \text{ m} \end{aligned}$$

Dekkdimensjonen er 235/45, som gir følgende dekkhøyde fra formel 19:

$$H_{Dekk} = 235 \text{ mm} \cdot 0,45 = 105,75 \text{ mm} = 0,10575 \text{ m}$$

Videre gir dette radiusen til dekkbanen:

$$\begin{aligned} R_{Dekk} &= R_{Felg} + H_{Dekk} \\ R_{Dekk} &= 0,33435 \text{ m} \end{aligned}$$

Estimerer så treghetsmoment med uttrykket for treghetsmomentet til et sylinder skall, $I = mr^2$:

$$\begin{aligned} I &= m_{Felg} \cdot R_{Felg}^2 + m_{Dekk} \cdot R_{Dekk}^2 \\ I &= 10,43 \text{ kg} \cdot (0,2286 \text{ m})^2 + 10,47 \text{ kg} \cdot (0,33435 \text{ m})^2 \\ I &\approx 1,72 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Dette estimatet vil trolig ligge i nærheten, men noe over av faktisk verdi.

9.4.5. Oppsummering av hjultester

Tabellen under viser resultatene fra de ulike metodene for beregning av treghetsmomentet til hjulene.

Tabell 70 – Oppsummeringstabell for treghetsmomenter fra hjultester.

Navn	$I_{\text{Hjulrulling}} [\text{kgm}^2]$	$I_{\text{Pendel}} [\text{kgm}^2]$
Taycan vinter front	2,08	1,85
Taycan vinter bak	1,67	1,98
Taycan sommer front 1	---	2,09
Taycan sommer bak 1	---	2,38
Taycan sommer front 2	---	1,95
Taycan sommer bak 2	---	2,21
Think	0,90	0,47
Model X sommer front	2,10	2,17
Model X sommer bak	2,31	2,24
Model 3 sommer	---	1,40
Macan vinter bak	2,58	2,20
Vinterdekk uten felg front	---	1,55
Vinterdekk uten felg bak	---	1,73

Begge metodene ga fornuftige resultater i området man kan forvente basert på estimeringen gjort i forrige kapittel. Hjulene som er større enn Model 3 hjulet har større treghetsmoment, mens hjulene som er mindre har lavere treghetsmoment.

Det er noen forskjeller i resultatene mellom hjulrulling og pendelen, som trolig skyldes ulike feilkilder. Det er flere usikkerhetsmomenter med hjulrulling. Utrykket som brukes antar at hjulet ruller rett, men hjulene hadde en tendens til å vingle og rulle skrått ned planet. Det var også vanskelig å nøyaktig bestemme når hjulet passerte de oppmerkede punktene som bidro til usikkerhet i målepunktene. For hvert hjul var det store spenn i endelig akselerasjonsverdi mellom hvert forsøk, som antyder at usikkerheter mellom målingene. Det var mindre usikkerheter med gjennomføring av pendeltestene, og tidene mellom hvert forsøk stemte bedre med hverandre. Dette gjør at resultatene fra pendelen anses som mest troverdig.

For hjulrulling hadde Taycan vinter front har større treghetsmoment enn Taycan vinter bak, som virker usannsynlig ettersom bakhjulet og bredere enn forhjulet. Dette fører til økt masse langs ytterkanten av hjulet som vil øke treghetsmomentet. For Think hjulet er forskjellen

mellom resultatene stor, men her ble hjulet bremsset fordi det ble støttet mens det rullet ned skråplanet.

For å kunne estimere og sammenlikne treghetsmomentet til hjul, er det nyttig å normalisere treghetsmomentet. Treghetsmomentet til et sylinderskall og en sylinder kan beregnes med følgende sammenhenger:

$$I_{\text{Sylinderskall}} = mR^2$$

$$I_{\text{Sylinder}} = \frac{1}{2}mR^2$$

Disse uttrykkene kan generalisere til å gjelde et hjul, og gir da et uttrykk på følgende form:

$$I_{Hjul} = k \cdot mR_{Hjul}^2$$

Hvor I_{Hjul} er treghetsmomentet til hjulet, m er masse til hjulet, R_{Hjul} er hjulradiusen og k beskriver massefordelingen til hjulet. k må være mindre enn 1 og større enn 0. Hvor $k = 1$ tilsvarer at all massen er samlet ytterst i dekkbanen og $k = 0$ tilsvarer at massen ligger i et punkt i midten. Uformelle kilder [141] [142] hevder at store hjul vil ha $k = 0,8$.

I tabellen under vises treghetsmomentet og utregnet k for hjulene som er testet:

Tabell 71 – Sammenheng mellom treghetsmoment, masse og hjulradius.

Navn	I_{Pendel} [kgm ²]	mR^2 [kgm ²]	k
Taycan vinter front	1,85	3,28	0,56
Taycan vinter bak	1,98	3,56	0,56
Taycan sommer front 1	2,09	3,43	0,61
Taycan sommer bak 1	2,38	3,80	0,63
Taycan sommer front 2	1,95	3,19*	0,61
Taycan sommer bak 2	2,21	3,50*	0,60
Think**	0,47	1,03	0,46
Model X sommer front	2,17	3,70	0,59
Model X sommer bak	2,24	3,98	0,56
Model 3 sommer	1,40	2,34*	0,60
Macan vinter bak	2,20	3,84	0,57
Gjennomsnitt:			0,58

*Teoretisk hjulradius benyttet ved utregning

** Think hjulet har helt andre dimensjoner enn de andre hjulene, og burde muligens utelukkes fra gjennomsnittsberegningen. Om dette gjøres blir $k = 0,59$.

En gjennomsnittlig k på 0,58 virker rimelig med tanke hjulenes vektfordeling.

9.5. Beregningseksempler

En del av hovedmålet er å fremstille opparbeidet kunnskap og resultater på en pedagogisk måte, det er derfor interessant å vise noen eksempler på hvordan resultatene fra denne oppgaven kan brukes. I den sammenheng vises et utvalg av beregningseksempler i dette delkapittelet.

9.5.1. Ekvivalent treghetsmoment for Volkswagen ID.3

Under en akselerasjonsprøve på flat bakke med en bakhjulsdriven Volkswagen ID.3 ble største akselerasjon målt til $a = 0,42 g$. Aktuell kjøretøyvekt var $m = 1\,980\text{ kg}$, maksimalt motormoment var $M_{motor} = 310\text{ Nm}$ og utvekslingen var $i = 11,530$. Dynamisk hjulradius er estimert til $R_{Hjul} = 0,344\text{ m}$. Dekkene var i forbruksklasse C og rullestandskoeffisienten er satt til $f = 0,008$ og mekanisk virkningsgrad er satt til $\eta = 0,95$.

1. Beregn ekvivalent masse for bilen og ekvivalent treghetsmoment for hele drivverket:

Løsning:

For å løse oppgaven benyttes formel 16:

$$F_a = a \cdot \left(m + \frac{I_D}{R_{Hjul}^2} \right) = a \cdot m_{ekv}$$

Denne formelen gir sammenhengen mellom som er total kraft for å akselerere bilen og drivverket (F_a), ekvivalent treghetsmoment for drivverket (I_D) og ekvivalent masse for bilen (m_{ekv}). Motormomentet er størst ved starten, så det er her den største akselerasjonen vil finne sted. Her er også hastigheten lav slik at luftmotstand kan sees bort fra, total kjøremotstand forenkles da til kun rullestanden (F_R).

Finner først F_a :

$$F_a = F_{Hjul} - F_R$$

Setter inn for F_{Hjul} ved hjelp av formel 18:

$$F_a = \frac{M_{motor} \cdot i \cdot \eta}{R_{Hjul}} - f \cdot m \cdot g$$

$$F_a = \frac{310\text{ Nm} \cdot 11,530 \cdot 0,95}{0,344\text{ m}} - 0,008 \cdot 1980\text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}}$$

$$F_a = 9\,715,5\text{ N}$$

Finner ekvivalent masse:

$$F_a = a \cdot m_{ekv}$$

$$m_{ekv} = \frac{F_a}{a}$$

$$m_{ekv} = \frac{9\,715,5\text{ N}}{0,42 \cdot 9,81\text{ ms}^{-2}}$$

$$m_{ekv} = 2\,358\text{ kg}$$

Finner ekvivalent treghetsmoment for drivverket:

$$m_{ekv} = \left(m + \frac{I_D}{R_{Hjul}^2} \right)$$

$$m_{ekv} - m = \frac{I_D}{R_{Hjul}^2}$$

$$I_D = (m_{ekv} - m) \cdot R_{Hjul}^2$$

$$I_D = (2\,358\text{ kg} - 1\,980\text{ kg}) \cdot (0,344\text{ m})^2$$

$$I_D = 44,73\text{ kgm}^2$$

2. Det antas at hjulene, bremses og drivaksler og differensialen står for 7 kgm^2 (Model 3 hjulene er av tilsvarende størrelse og hadde treghetsmoment på $1,4\text{ kgm}^2$ fra testingen), anta at resten av girboksens treghetsmoment kan neglisjeres og motorens rotor utgjør resten av det ekvivalente treghetsmomentet. Hva er treghetsmomentet til rotoren?

Løsning:

Benytter formel 17 og løser for motorens treghetsmoment:

$$I_D = I_{Hjul} + I_{Motor} \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}^2$$

$$I_{Motor} \cdot i_{Motor \rightarrow Hjul}^2 = I_D - I_{Hjul}$$

$$I_{Motor} = \frac{I_D - I_{Hjul}}{i_{Motor \rightarrow Hjul}^2} = \frac{44,73\text{ kgm}^2 - 7\text{ kgm}^2}{11,530^2}$$

$$I_{Motor} = 0,284\text{ kgm}^2$$

3. Det faktiske treghetsmomentet til ID.3 motoren er ikke kjent, men målene til rotoren fra en Porsche Taycan er kjent. Motoren har tilsvarende konstruksjon, men høyere ytelse og er trolig større. Målene er som følger: $D_{Rotor} = 245\text{ mm}$, $L_{Rotor} = 130\text{ mm}$. Anta at rotoren kan betraktes som en solid sylinder satt sammen av stål og sjeldne jordarter med en samlet tetthet $\rho = 7\,500\text{ kg/m}^3$. Beregn treghetsmomentet og kommenter resultatet fra oppgave 2.

Løsning:

Finner massen til rotoren:

$$m_{Rotor} = \rho \cdot V = \rho \cdot L_{Rotor} \cdot \frac{\pi \cdot D_{Rotor}^2}{4}$$

$$m_{Rotor} = 7\,500\text{ kg/m}^3 \cdot 0,130\text{ m} \cdot \frac{\pi \cdot (0,245\text{ m})^2}{4}$$

$$m_{Rotor} = 46,0\text{ kg}$$

Beregner treghetsmomentet:

$$I_{Rotor} = \frac{1}{2} \cdot m_{Rotor} \cdot R_{Rotor}^2$$

$$I_{Rotor} = \frac{1}{2} \cdot 46,0 \text{ kg} \cdot \frac{(0,245 \text{ m})^2}{4}$$

$$I_{Rotor} = 0,345 \text{ kgm}^2$$

Med tanke på at denne motoren er ment for høyere ytelse, virker resultatene fra oppgave 2 rimelig.

9.5.2. Utveksling for Porsche Taycan Turbo S

Porsche Taycan er utstyrt med en 2 trinns girkasse på bakakselen. Motoren som driver bakakselen har en maksimal effekt på 335 kW og et maksimalt moment på 550 Nm. Anta at motoren leverer konstant moment fra stillestående, før den går over til å levere konstant effekt når turtallet er høyt nok. Motoren har et maksimalt turtall på $n = 16\,000 \text{ min}^{-1}$.

Dekkdimensjonen på bakakselen er 285/40-R20.

1. Beregn den nødvendige utvekslingen til andre gir for å nå toppfart på 260 km/h med et motorturtall på $n = 15\,500 \text{ min}^{-1}$. Sett den dynamiske hjulradiusen til den teoretiske hjulradiusen beregnet fra dekkdimensjonen.

Løsning:

Beregner først hjulradius basert på formel 19:

$$R_{Hjul} = 10'' \cdot 25,4 \frac{\text{mm}}{''} + 285 \text{ mm} \cdot \frac{40}{100} = 368 \text{ mm} = 0,368 \text{ m}$$

Beregner hjulets vinkelhastighet ved toppfart:

$$v = 260/3,6 \text{ ms}^{-1} = 72,2 \text{ ms}^{-1}$$

$$\omega_{hjul} = \frac{v}{R_{Hjul}} = \frac{72,2 \text{ ms}^{-1}}{0,368 \text{ m}} = 196,26 \text{ rad/s}$$

Beregner motorens vinkelhastighet:

$$\omega_{Motor} = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{15\,500 \text{ min}^{-1} \cdot \pi}{30} = 1\,623,16 \text{ rad/s}$$

Beregner utveksling:

$$i_2 = \frac{\omega_{Motor}}{\omega_{hjul}} = \frac{1\,623,16 \text{ rad/s}}{196,26 \text{ rad/s}}$$

$$i_2 = 8,27$$

$i_2 = 8,27$ stemmer godt med den faktiske utvekslingen på $i_2 = 8,160$.

2. Beregn laveste kjøretøyhastighet hvor bilen kan gire for å beholde maks effekt i starten av andre gir. Bruk den oppgitte utvekslingen $i_2 = 8,160$.

Løsning:

Finner først vinkelhastigheten der motoren går fra konstant moment til konstant effekt ved hjelp av formel 6. I dette punktet er både effekt og moment på sine maksimale verdier:

$$P = M \cdot \omega_{Motor}$$

$$\omega_{Motor} = \frac{P}{M} = \frac{335\,000\text{ W}}{550\text{ Nm}} = 609,09\text{ rad/s}$$

Beregner vinkelhastighet til hjulene ved dette turtallet i andre gir:

$$\omega_{Hjul} = \frac{\omega_{Motor}}{i_2} = \frac{609,09\text{ rad/s}}{8,160} = 74,64\text{ rad/s}$$

Beregner kjøretøyhastigheten:

$$v = \omega_{Motor} \cdot R_{Hjul}$$

$$v = 74,64\text{ rad/s} \cdot 0,368\text{ m}$$

$$v = 27,47\text{ ms}^{-1}$$

$$v = 98,89\text{ km/h}$$

3. Beregn minste utveksling første gir kan ha for at bakhjulene skal kunne holdes på friksjonsgrensen til dekkene gjennom motorens konstant moment region. Friksjonskoeffisienten settes til $\mu = 1,2$. Antar en liten tyngdeforskyvning til bakakselen ved akselerasjon, dynamisk bakakseltynge settes til $G_{BD} = 15\,000\text{ N}$.

Bakakseltynge tilsvarende 1 g akselerasjon med e

Løsning:

Beregner største drivkraft som hjulene kan overføre:

$$F_{Hjul} = G_{BD} \cdot \mu$$

$$F_{Hjul} = 15\,000\text{ N} \cdot 1,2$$

$$F_{Hjul} = 18\,000\text{ N}$$

Beregner hjulmoment denne kraften tilsvarende:

$$M_{Hjul} = F_{Hjul} \cdot R_{Hjul}$$

$$M_{Hjul} = 18\,000\text{ N} \cdot 0,368\text{ m}$$

$$M_{Hjul} = 6\,624\text{ Nm}$$

Beregner utveksling:

$$i_{1min} = \frac{M_{Hjul}}{M_{Motor}} = \frac{6\,624\text{ Nm}}{550\text{ Nm}}$$

$$i_{1min} = 12,04$$

4. Beregne største utveksling første gir kan ha for å nå girepunktet beregnet i oppgave 2:

Løsning:

Beregner vinkelhastighet ved motorens maksimale turtall:

$$\omega_{MotorMax} = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{16\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \pi}{30} = 1\,675,52 \text{ rad/s}$$

Benytter vinkelhastighet for hjulene fra oppgave 2 og beregner største mulige utveksling:

$$i_{1Max} = \frac{\omega_{MotorMax}}{\omega_{hjul}} = \frac{1\,675,52 \text{ rad/s}}{74,64 \text{ rad/s}}$$
$$i_{1Max} = 22,45$$

5. Hvordan stemmer de minimale og maksimale verdiene regnet ut i oppgave 3 og 4 med den faktiske utvekslingen på $i = 15,560$?

Løsning:

Første gir er omtrent midt imellom minste og største beregnede utveksling, som virker fornuftig. Dette betyr at hjulene kan holdes på friksjonsgrensen samtidig som at bilen kan nå ønsket girpunkt til andre gir.

10. Diskusjon

Et av utgangspunktene for oppgaven er å opparbeide kunnskap om elbiler generelt, både teoretisk gjennom studier av eksisterende litteratur og ved hjelp av praktiske forsøk. Det innledende teorikapittelet gir en god innføring i generell kjøretøyfysikk, generell oppbygning til elbiler og de spesifikke løsningene til utvalgte modeller. Denne introduksjonen legger grunnlaget for videre beregninger og beskrivelser og sammen med resultatene fra de praktiske testene gis det et bredt bilde av ytelse og egenskaper til et utvalg av moderne elbiler.

Fra akselerasjonstestene med Volkswagen MEB og Porsche J1 ser man at effekten reduseres ved lavere ladenivåer, mens det maksimale momentet forblir konstant. Den reduserte effekten vil gjøre at den konstante moment regionen vil være kortere, som man kan se fra formel 6 og eksempel 2 i delkapittel 9.5.2. Denne observasjonen stemmer med motorkarakteristikkene fra delkapittel 3.10.4. Det konstante maksimale momentet betyr at det vil være en minimal påvirkning på kjøringen, spesielt i lav hastighet, selv om det er en tydelig reduksjon i effekten.

Teknisk data som beskriver for treghetsmoment, tverrsnittareal og oppbygning av drivverk er informasjon som fabrikantene er tilbakeholdene med. Mye informasjon brukes som markedsføringsmateriale og er dermed lett å oppdrive, men dette er ikke fullstendige beskrivelser av bilene. Harald A. Møller har videreformidlet flere av våre spørsmål til Volkswagen direkte, men de var ikke villig til å dele informasjon ut over det som allerede er offentlig tilgjengelig. Vi har også vært i kontakt med tidligere Think ansatte, men de kunne ikke skaffe relevant data. Gjennom oppgaven har det derfor måtte bli gjort enkelte estimeringer og forenklinger, som er beskrevet underveis.

10.1. Forbedringer for kjøretøytester

En begrensende faktor for alle kjøretøytestene var avgrenset tid og tilgang til bilene, som begrenset omfanget av testene og datainnsamlingen. I tillegg var det problemer med loggerutstyr som videre begrenset tid og omfang av testene. Det ble først forsøkt å bruke en eldre ELM327 CAN-BUS Bluetooth leser, men den støttet ikke de nye elbilene.

For Kia ble løsningen Kia sitt originale diagnoseapparat. Diagnoseapparatet kunne lese ut verdier, men hadde ikke mulighet til logging. Momentanverdier fra diagnoseapparatet måtte derfor avleses manuelt, som gjør disse testene mer sårbare for skiftende verdier. Selv ved en stabil måling vil verdiene kunne endre seg noe, ved momentanavlesning må verdiene vurderes der og da. Om verdiene hadde blitt logget kunne man derimot analysert og vurdert verdiene i ettertid, og fått et mer nøyaktig resultat.

For testene med MEB var målefrekvensen noe lav, som gjør at når verdiene endres fort kan det være vanskelig å få et godt bilde av forløpet. Dette kunne vært forbedret ved å logge et mindre utvalg av variabler om gangen, men dette hadde krevd flere forsøk enn det var tid til. I tillegg var det tekniske problemer med loggerutstyret under testingen med Q4, som førte til at mye data gikk tapt. Denne dataen hadde vært interessant for å beskrive oppførselen til denne bilen ved høyt ladenivå.

Vi erfarte at kjøremotstandstester er veldig sensitive for ytre påvirkninger, små endringer i vind og helling vil ha store utslag på kjøremotstand som vist i slutten av delkapittel 9.1.6. For å få nyttige kjøremotstandsresultater må man måle helling og vindhastighet svært nøyaktig på de aktuelle strekningene, som er vanskelig å få til på offentlige veier. Data for kjøremotstand til elbiler er både interessant og nyttig, men uten kontroll på de ytre variablene kan man ikke konkludere noe generelt kjøremotstanden til en elbil.

Ettersom bilene ikke har noen direkte måling av moment, vil alle momentverdiene hentet fra bilens interne kommunikasjonssystem være beregnede verdier. De beregnede verdiene er interne verdier som brukes av bilens styringssystemer, og er derfor trolig beregnet så nøyaktige som mulig. Det er mulig å gjøre fysiske målinger med for eksempel strekkklapper, men det er praktisk vanskelig. En annen mulighet er bruk av rullende landevei om man har det tilgjengelig. Strekkklapper og rullende landevei hadde gitt mulighet til å måle moment på interne deler og hjulene, men vi anser verdiene fra bilens systemer som tilstrekkelig til å gi en god beskrivelse av bilens karakteristikk.

For flere av bilene hadde det vært mulig å logge elektrisk effekt tilført hver motor, slik at man kunne sagt noe mer nøyaktig om effektfordeling mellom motorene i de firehjulsdrivne bilene. Dette kunne gitt nyttig informasjon, men det var ønskelig å holde antall variabler som ble logget så lavt som mulig, for å ikke senke målefrekvensen for mye.

10.2. Forbedringer for treghetsmomenttesting med pendel

Pendelen ga jevne resultater, med lite avvik mellom forsøkene for samme hjul. Dette tyder på at metoden ga gode resultater. Under testing observerte vi noen problemer som kunne vært forbedret.

Når pendelen ble satt i bevegelse var det ofte at det også ble introdusert translatorisk vugging. Dersom denne vuggingen var stor måtte forsøket avbrytes, og startes på nytt. Pendelen kunne vært utstyrt med en slags guide i midten, for eksempel en senter-spiss eller gjennomgående stag med lager som vil sikre kun rotasjon om senter. Ettersom de vil være montert i midten vil de ha liten innvirkning på pendelens rotasjonsbevegelse. Ifølge [143, p. 535] er pendelen som er benyttet robust mot translatorisk vugging, slik at litt vugging ikke vil ha så stor innvirkning på resultatet. Ved å legge til en guide vil pendelen bli mer komplisert å sette opp og bruke

De graverte sirklene i pendelens overflate gjorde det lettere å sentrere hjulene, slik at hjulets massesenter lå i pendelens rotasjonssenter. Fra [143, p. 540] vil en liten feilplassering av massesenteret et ha et veldig lite utslag på resultatene, så det er rimelig å anta feilplassering ikke er en signifikant kilde til feil for pendelforsøkene.

Som beskrevet i delkapittel 8.2.2 ble perioden målt i grupper på ti. Målingene ble også gjort separat av to personer samtidig, for så å sammenlikne målingene for å unngå feil i telling av perioder. Begge disse tiltakene ble gjort for å redusere usikkerheten rundt tidsmålingene, som kan være en stor kilde til feil i metoden.

Når pendelen ble satt i bevegelse så den ikke ut til å være veldig dempet, men det var tydelig at amplituden avtok noe over tid. Dette kunne vært forbedret ved å feste vaieren på annen måte

slik at den ikke ble bøyd når pendelen roterte. Noe demping vil alltid finne sted, men det er ønskelig å minimere dempingen da dette vil påvirke perioden.

Resultatene stemte godt mellom forsøkene, og forsøkene var lettere å gjennomføre enn hjulrulling. Med en større pendel vil også metoden være egnet til større hjul og pendelen har en mer kontrollert bevegelse enn hjulrulling, som vil bidra til bedre sikkerhet for de som utfører forsøket.

10.3. Forbedring for treghetsmomenttesting med hjulrulling

Hjulrullingene hadde mange usikkerhetsmomenter sammenliknet med pendelen. Etter regresjonsanalysen ble akselerasjonsverdiene for de ulike forsøkene med samme dekk veldig forskjellige, til tross for at tidsstemplene var ganske like. Tyder på at målingene var sensitive for starthastighet, og at vi manglet presisjon til å kunne korrigere for dette.

Kameraet som ble benyttet for å finne posisjonen over tid var et eldre GoPro Hero 2 med vidvinkellinse, oppløsning på 720p og bildefrekvens 60 bilder i sekundet. Den lave oppløsningen og perspektivforskyvninger gjorde det vanskelig å bestemme nøyaktig posisjon fra filmene.

En mulig løsning kunne vært å bruke ett bedre, mer egnet kamerasystem med høyere oppløsning, høyere bildefrekvens og mindre perspektiveffekter for å mer nøyaktig bestemme posisjonene nedover planet. En annen løsning hadde vært å bruke en annen målemetode for posisjon, som for eksempel en ultralyd avstandssensor eller flere lasere plassert nedover planet som måler når hjulet passerer.

Et annet stort usikkerhetsmoment for hjulrulling var det var vanskelig å få hjulene til å rulle rett ned planet, spesielt Think hjulet som ikke sto av seg selv. Et bredere og jevnere plan hadde hjulpet, men hovedproblemet var at hjulene var ustabile under rulling.

Matematisk er metoden grei, men praktisk er det lett å introdusere feil som gjøre metoden upålitelig som eneste mål på treghetsmomentet.

11. Konklusjon

Rapporten inneholder et bredt teorigrunnlag om kjøretøyfysikk og moderne elbilers oppbygning. Videre inneholder rapporten en beskrivelse av, og resultater fra praktiske tester gjort på et utvalg aktuelle elbiler. Rapporten inneholder også treghetsmomentet for hjul benyttet på elektriske biler funnet gjennom praktisk tester.

Gjennom oppgaven har oppbygning og virkemåte til en moderne elbil blitt undersøkt. Noen fordeler og ulemper med dagens løsninger har blitt kartlagt. Det er redegjort for hvilke faktorer som påvirker kjøremotstanden til elbiler, men forsøkene ga ikke grunnlag til å bestemme kjøremotstanden til de gitte bilene. Det er presentert moment-, effekt- og drivkraftkurver basert på teori og praktiske tester for en rekke moderne elbiler. Oppgaven har en gjennomgående pedagogisk utforming.

Videre har oppgavens delmål blitt oppfylt:

- Det er redegjort for oppbygningen og virkemåten til elektriske drivverk.
- Det har blitt presentert kjent kjøretøyfysikk som er nødvendig for å modellere elektriske kjøretøy.
- Det har blitt funnet beregningsgrunnlag for elektriske drivverk.
- Det er blitt utført praktiske tester for å verifisere grunnlag til drivverksberegninger.
- Det har blitt funnet sammenhenger og mulige forenklinger som kan brukes til å modellere elektriske drivverk.
- Det er blitt gjort vurderinger av eksisterende drivverksløsninger.

11.1. Videre arbeid

Opgaven gir en god innføring i elbilens oppbygning og virkemåte, men åpner også opp for noen spørsmål som krever videre arbeid. Følgende punkter er anbefalt for videre arbeid:

- Utføre mer spesifikke og avgrensede kjøretøyttester for å kartlegge effektfordeling og virkningsgrader.
- Utføre fysiske målinger av motormoment for å bekrefte at verdiene fra bilens styringssystemer er reelle.
- Utføre kjøremotstandstester i kontrollerte omgivelser.
- Utføre flere og mer omfattende hjultester for å bekrefte sammenheng mellom masse, hjulradius og treghetsmoment. Fra våre tester kan sammenhengen beskrives på følgende måte: $I_{Hjul} = k \cdot mR^2$, hvor $k = 0,58$.
- Utforske forskjeller mellom hjul beregnet til elbiler og tradisjonelle biler med forbrenningsmotorer.

12. Referanser

- [1] J. Sandstad, «fase (fysikk),» Store norske leksikon, 11. August 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://snl.no/fase_-_fysikk. [Funnet 9. Februar 2022].
- [2] Store norske leksikon, «reluktans,» 27. August 2018. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/reluktans>. [Funnet 9. Februar 2022].
- [3] Norsk elbilforening, «Statistikk elbil,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://elbil.no/om-elbil/elbilstatistikk/>. [Funnet 21. Februar 2022].
- [4] Regjeringen, «Nasjonal transportplan 2022–2033,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.regjeringen.no/no/dokumenter/meld.-st.-20-20202021/id2839503/?ch=6>. [Funnet 15. Mai 2022].
- [5] A. Tjernshaugen og J. H. Halleraker, «Store norske leksikon,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/elbil>. [Funnet 18. Januar 2022].
- [6] Siemens, «Batterifabrikken,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://new.siemens.com/no/no/siemens-inorge/nyheter/industri/batterifabrikken.html>. [Funnet 21. Februar 2022].
- [7] B. E. Loftås, «Norsk batterifabrikk skal produsere 700.000 elbilbatterier i året,» NTB, 8. September 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.elbil24.no/nyheter/norsk-batterifabrikk-skal-produsere-700000-elbilbatterier-i-aret/74182578>. [Funnet 21. Februar 2022].
- [8] A. I. Stranden, «El-biler har liten effekt på luftkvaliteten,» Forskning.no, 11. Mai 2014. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://forskning.no/forbruk-kommunikasjon-samferdsel/el-biler-har-liten-effekt-pa-luftkvaliteten/563438>. [Funnet 2. Mai 2022].
- [9] Opplysningsrådet for veitrafikken AS, «Elbilen koster deg fortsatt minst,» 5. Mai 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://ofv.no/aktuelt/2021/testsak-om-kalkylen>. [Funnet 2. Mai 2022].
- [10] Nattavisen, «NAF: - Myter om elbiler på vinteren lever i beste velgående,» 3. November 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.nettavisen.no/okonomi/naf-myter-om-elbiler-pa-vinteren-lever-i-beste-velgaende/s/12-95-3424200262>. [Funnet 2. Mai 2022].
- [11] The New York Times, «How Green Are Electric Vehicles?,» 9. November 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.nytimes.com/2021/03/02/climate/electric-vehicles-environment.html>. [Funnet 2. Mai 2022].

- [12] A. Tjernshaugen og O. Nordal, «Bil,» Store norske leksikon, [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/bil#-Drivverk>. [Funnet 18. Januar 2022].
- [13] M. Kissai, B. Monsuez, X. Mouton, D. Martinez og A. Tapus, «Adaptive Robust Vehicle Motion Control for Future Over-Actuated Vehicles,» MDPI, 2019.
- [14] International Organization for Standardization, *ISO 8855:2011 - Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary*, 2. red., 2011.
- [15] P. A. Tipler og G. Mosca, *Physics for scientists and engineers.*, 6. red., W. H. Freeman and Company, 2007.
- [16] Brilliant.org, «Moment of Inertia,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://brilliant.org/wiki/calculating-moment-of-inertia-of-point-masses/>. [Funnet 16. Januar 2022].
- [17] M. Karhima og K. Torniainen, *Tidens bilfagserie - Kraftoverføringen*, Tiden Norsk Forlag, 1983.
- [18] K. Hofstad, «effekt (energi),» Store norske leksikon, [Internett]. Tilgjengelig fra: https://snl.no/effekt_-_energi. [Funnet 20. Januar 2022].
- [19] L. Lundby, J. E. Moen og I. Myklebostad, *Motorteknikk*, Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS, 2002.
- [20] T. Schuetz, *Aerodynamics of Road Vehicles*, 5. red., SAE International, 2015.
- [21] «Regulation (EU) 2020/740 of the European Parliament and of the Council of 25 May 2020,» 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32020R0740>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [22] «REGULATION (EC) No 661/2009 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL,» 2009. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=celex%3A32009R0661>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [23] Statens vegvesen, *N100 Veg-og gateutforming*, 2021.
- [24] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz og W. Novak, *Automotive Transmissions*, 2. red., Springer, 2011.
- [25] T. Wildi, *Electrical Machines, Drives and Power Systems*, 6. red., Pearson Education Ltd., 2006.
- [26] BMW AG, «Torque in cars: what you need to know,» 21. April 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.bmw.com/en/performance/torque-in-cars-explained.html>. [Funnet 31. Januar 2022].

- [27] «Vehicle Dynamics and Performance,» i *Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles*, 2. red., Springer, 2021, pp. 71-72.
- [28] «Forskrift om tekniske krav og godkjenning av kjøretøy, deler og utstyr (kjøretøyforskriften),» 1994. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://lovdata.no/forskrift/1994-10-04-918/§23-1>. [Funnet 9. Mars 2022].
- [29] Economic Commission for Europe of the United Nations, «Document 42014X1107(01),» 7. November 2014. [Internett]. Tilgjengelig fra: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/TXT/?uri=CELEX:42014X1107\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/TXT/?uri=CELEX:42014X1107(01)). [Funnet 9. Mars 2022].
- [30] G. Dahlvig, S. Christensen og G. Strømsnes, *Konstruksjonselementer*, 2. red., Yrkesopplæring ans, 1997.
- [31] National Research Council, «Transmissions,» i *Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy*, Washington, DC, The National Academies Press, 2015, p. 170.
- [32] Kia Europe GmbH, *New Model Training Kia EV6 (CV)*, Frankfurt am Main, 2021.
- [33] EUROPAPARLAMENTET, *Regulation (EU) 2019/129 of the European Parliament and of the Council of 16 January 2019 amending Regulation (EU) No 168/2013 as regards the application of the Euro 5 step to the type-approval of two- or three-wheel vehicles and quadricycles*, 2019.
- [34] International Organization for Standardization, *ISO 15765-2:2016*, 2016.
- [35] Economic Commission for Europe of the United Nations, «Regulation No 30 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of pneumatic tyres for motor vehicles and their trailers,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A42008X0730%2801%29>. [Funnet 13. April 2022].
- [36] My Car helpline, «Tire Size details,» [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.mycarhelpline.com/images/Tyre_Size_details.png. [Funnet 15. Mai 2022].
- [37] Michelin, «What is rolling resistance?,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.michelin.co.uk/auto/advice/tyre-basics/rolling-resistance>. [Funnet 13. April 2022].
- [38] Hyundai Motor Group, «EV A to Z Encyclopedia - 1: Understanding EV Components,» 3. Mars 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://news.hyundaimotorgroup.com/Article/Understanding-EV-Components>. [Funnet 7. Februar 2022].

- [39] Audi AG, «Audi e-tron GT quattro,» 31. January 2021. [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/search?type=image&query=A210335>. [Funnet 15. Februar 2022].
- [40] A. Pires et al., «INTEGRATED ENERGY STORAGE SYSTEM». Patentnr. US 20210159567 A1, 20 November 2020.
- [41] Volkswagen AG, «Battery and charging options,» 2. Februar 2021. [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/the-new-id4-from-volkswagen-media-drive-6697/battery-and-charging-options-6710>. [Funnet 4. Februar 2022].
- [42] Tesla, «Model S Owner's Manual,» 2022. [Internett]. Tilgjenglig fra: https://www.tesla.com/ownersmanual/models/en_us/GUID-E414862C-CFA1-4A0B-9548-BE21C32CAA58.html. [Funnet 7. Februar 2022].
- [43] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG., «Sophisticated thermal management, up to 800-volt system voltage,» 2021. [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan/en/porsche-taycan/die-batterie>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [44] Volkswagen AG, «Key components for a new era – the battery system,» 12. Mai 2019. [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/key-components-for-a-new-era-the-battery-system-31846>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [45] Electric Vehicle Database, «Tesla Model S 100D,» [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://ev-database.org/car/1088/Tesla-Model-S-100D>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [46] Porsche Norge, «Taycan Turbo - Tekniske spesifikasjoner,» 2022. [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://www.porsche.com/norway/no/models/taycan/taycan-models/taycan-turbo/>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [47] Alternative Fuels Data Center - AFDC, «Batteries for Hybrid and Plug-In Electric Vehicles,» U.S Department of Energy, [Internett]. Tilgjenglig fra: https://afdc.energy.gov/vehicles/electric_batteries.html. [Funnet 3. Februar 2022].
- [48] Omazaki, «Electric Car Batteries and Characteristics,» Omazaki, [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://www.omazaki.co.id/en/electric-car-batteries-and-their-characteristics/>. [Funnet 3. Februar 2022].
- [49] I. Buchmann, «BU-808: How to Prolong Lithium-based Batteries,» Battery University, [Internett]. Tilgjenglig fra: <https://batteryuniversity.com/article/bu-808-how-to-prolong-lithium-based-batteries>. [Funnet 1. Mars 2022].

- [50] Silicon Lightworks, «Li-ion Voltage Analysis,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://siliconlightworks.com/li-ion-voltage>. [Funnet 4. Mai 2022].
- [51] M. Shuai et al, «Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: A review,» i *Progress in Natural Science: Materials International*, ScienceDirect, 2018.
- [52] D. Andrea, *Lithium-Ion Batteries and Applications - Volume 1 Batteries*, Artech House, 2020.
- [53] J. d. Santiago et al., «Electrical Motor Drivelines in Commercial All Electric Vehicles: a Review,» *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2012.
- [54] M. Zhuo, «Koenigsegg creates class-leading SIC Inverter with 6-phase output and names it David,» *Koenigsegg*, 2. Desember 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://news.cision.com/koenigsegg/r/koenigsegg-creates-class-leading-sic-inverter-with-6-phase-output-and-names-it-david,c3465297>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [55] Volkswagen AG, «Volkswagen at the 40th International Vienna Motor Symposium: autonomous vehicles, hybrid drives and the start of a new era in electric mobility,» 5. Mai 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/volkswagen-at-the-40th-international-vienna-motor-symposium-autonomous-vehicles-hybrid-drives-and-the-start-of-a-new-era-in-electric-mobility-28729>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [56] Sustainable Energy Authority of Ireland, «How Electric Vehicles Work,» 2017. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.seai.ie/technologies/electric-vehicles/what-is-an-electric-vehicle/how-electric-vehicles-work/>. [Funnet 7. Februar 2022].
- [57] Y. Kabalyk, «Determination of energy loss in power voltage inverters for power,» Elsevier Ltd., 2016.
- [58] Renault Group, «How does an electric car motor work?,» 22. Februar 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.renaultgroup.com/en/news-on-air/news/how-does-an-electric-car-motor-work/>. [Funnet 8. Februar 2022].
- [59] S. J. Rind, Y. Ren, Y. Hu, J. Wang og L. Jiang, «Motors, Configurations and Control of Traction Motors for Electric Vehicles: A Review,» *Chinese Journal of Electrical Engineering*.
- [60] N. Yekikian, «What Is the Tesla Raven Powertrain?,» *MotorTrend*, 19. Februar 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.motortrend.com/news/tesla-raven-powertrain/>. [Funnet 8. Februar 2022].
- [61] Robert Bosch GmbH, *Automotive Handbook*, 10. red., 2018.

- [62] Dmitry Levkin, «Permanent magnet synchronous motor,» Engineering Solutions, 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://en.engineering-solutions.ru/motorcontrol/pmsm/>. [Funnet 9. Februar 2022].
- [63] H. E. Jordan, *Energy-Efficient Electric Motors and Their Applications*, 2. red., New York: Plenum Press, 1994.
- [64] BMW Group, «BMW Gen5 eDrive,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.press.bmwgroup.com/global/photo/detail/P90392490/bmw-gen5-edrive>. [Funnet 3. Mars 2022].
- [65] Aarohi Embedded System Pvt. Ltd, «Construction and working principle of switched reluctance motor (SRM),» 13. Mars 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.aarohies.com/construction-and-working-principle-of-switched-reluctance-motor-srm/>. [Funnet 9. Februar 2022].
- [66] S. S. R. Bonthu, «OPTIMAL DESIGN AND COMPARATIVE ANALYSIS OF MULTI-PHASE PERMANENT MAGNET ASSISTED SYNCHRONOUS RELUCTANCE MACHINES,» The University of Akron, 2015.
- [67] K. A. Rosvold, «asynkronmotor,» Store norske leksikon, 21. November 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/asynkronmotor>. [Funnet 9. Februar 2022].
- [68] Lesics Engineers Pvt.Ltd, «How does an Induction Motor work ?,» 26. September 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.lesics.com/how-does-an-induction-motor-work.html>. [Funnet 9. Februar 2022].
- [69] T. Mohanarajah, M. Nagrial, J. Rizk og A. Hellany, «A Novel Method to Optimize Permanent Magnet Assisted Synchronous Reluctance Machines,» *Electric Power Components and Systems*, 2020.
- [70] J. Haataja og J. Pyrhönen, «Permanent Magnet Assisted Synchronous Reluctance Motor: an Alternative Motor in Variable Speed Drives,» i *Energy Efficiency in Motor Driven Systems*, Berlin, Springer, 2003.
- [71] T. A. Lipo, «New Methods of Induction Motor Torque Regulation,» *IEEE Transactions on Industry Applications*, 1976.
- [72] G. Sieklucki, «An Investigation into the Induction Motor of Tesla Model S Vehicles,» *IEEE TRANSACTIONS ON EDUCATION*, 2017.
- [73] Y. S. Gaddam, «Tesla Model 3's IPM-SynRM electric motor,» Lesics Engineers Pvt.Ltd, 8. Januar 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.lesics.com/tesla-model-3%27s-ipm-synrm-electric-motor.html>. [Funnet 14. Februar 2022].
- [74] Volkswagen AG, «In brief: The all-rounder – the 1-speed gearbox,» 26. Februar 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/press->

- releases/in-brief-the-all-rounder-the-1-speed-gearbox-5818. [Funnet 15. Februar 2022].
- [75] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, «The powertrain: Pure performance,» 9. April 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://newsroom.porsche.com/en/products/taycan/powertrain-18555.html>. [Funnet 15. Februar 2022].
- [76] Audi AG, «Dynamic, agile and electric: Audi presents drive concept for e-tron S-models,» 28. Februar 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacent.com/en/press-releases/dynamic-agile-and-electric-audi-presents-drive-concept-for-e-tron-s-models-12596>. [Funnet 16. Februar 2022].
- [77] Audi AG, «Audi e-tron S,» Audi AG, 1. Juli 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacent.com/en/search?filter=&order=relevance&query=twin%20drive&type=image>. [Funnet 16. Februar 2022].
- [78] J. Carey, «Why don't EVs have four in-wheel motors?,» EV Central, 26. Februar 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://evcentral.com.au/why-dont-evs-have-four-in-wheel-motors/>. [Funnet 16. Februar 2022].
- [79] E. Roshandel, A. Mahmoudi, S. Kahourzade, A. Yazdani og G. Shafiullah, «Losses in Efficiency Maps of Electric Vehicles: An Overview,» Energies, 2021.
- [80] Volkswagen UK, «Brake energy recuperation,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen.co.uk/en/electric-and-hybrid/sustainability/brake-energy-recuperation.html>. [Funnet 17. Februar 2022].
- [81] Volkswagen, «Én plattform, mange elbiler,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen.no/no/magasin/teknologi/meb.html>. [Funnet 25. Februar 2022].
- [82] Volkswagen, «MEB architecture,» 9. September 2018. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/id-workshop-electric-for-all-4193/meb-architecture-4196>. [Funnet 1. Mars 2022].
- [83] Audi AG, «A winning quartet – Audi's path to the electric age,» 18. Mars 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi.com/en/company/sustainability/core-topics/products-and-services/into-the-electrical-age.html>. [Funnet 1. Mars 2022].
- [84] Volkswagen, «The new Volkswagen ID.3,» 9. September 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/the-new-volkswagen-id-3-30138>. [Funnet 1. Mars 2022].

- [85] Volkswagen, «The new Volkswagen ID.4 GTX,» 28. April 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/the-new-volkswagen-id-4-gtx-36276>. [Funnet 1. Mars 2022].
- [86] Volkswagen, «Volkswagen ID.5 Pro Performance,» 11. Mars 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/volkswagen-id-5-pro-performance-37673>. [Funnet 1. Mars 2022].
- [87] H. A. Møller, *Internt opplæringsmateriale*, 2022.
- [88] Volkswagen, «Brosjyre med tekniske data og utstyr - Den nye Volkswagen ID.4,» August 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.volkswagen.no/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/no/priser-og-brosjyrer/id-4/ID4_tekniske_data.pdf.
- [89] Volkswagen, «Brosjyre med tekniske data og utstyr - Den nye Volkswagen ID.4 GTX,» August 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.volkswagen.no/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/no/priser-og-brosjyrer/id-4-gtx/tekniske_data_id4_gtx.pdf.
- [90] Volkswagen, «Brosjyre med tekniske data og utstyr - Den nye Volkswagen ID.3,» Desember 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.volkswagen.no/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/no/priser-og-brosjyrer/id-3/id3_tekniske_data.pdf. [Funnet 24. Februar 2022].
- [91] Audi AG, «Audi Q4 e-tron,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacenter.com/en/audi-q4-e-tron-13911>. [Funnet 12 April 2022].
- [92] Volkswagen, «Brosjyre med tekniske data og utstyr - Den nye Volkswagen ID.5,» November 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.volkswagen.no/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/no/priser-og-brosjyrer/id-5/tekniske_data_id5.pdf.
- [93] Volkswagen, «Brosjyre med tekniske data og utstyr - Den nye Volkswagen ID.5 GTX,» November 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.volkswagen.no/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/no/priser-og-brosjyrer/id-5-gtx/tekniske_data_id5_gtx.pdf.
- [94] Continental, «En avansert datamaskin er hjernen i ID.3,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.continental.no/bil/dekk/elbil/innovativ-bilelektronikk>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [95] Delticom AG, «Continental EcoContact 6 215/55 R18 95T (+),» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.dekkonline.com/rshop/Dekk/Continental/EcoContact-6/215-55-R18-95T---/R-409455>. [Funnet 24. Februar 2022].

- [96] Delticom AG, «Continental Viking Contact 7 215/55 R18 99T XL Conti Seal, Nordiske vinterdekk,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.dekkonline.com/rshop/Dekk/Continental/Viking-Contact-7/215-55-R18-99T-XL-Conti-Seal--Nordiske-vinterdekk/R-427912>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [97] Volkswagen of America, «World premiere of the fully electric ID.3: The First ID. family vehicle debuts for the European market,» Newspress Limited, 9. September 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.vw.com/en-us/releases/1198>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [98] Volkswagen, «“The design of the ID.4 saves customers hard cash”,» 22. September 2020. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/stories/the-design-of-the-id4-saves-customers-hard-cash-6432>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [99] Volkswagen AG, «The successful ID family continues to grow,» 3. November 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.volkswagenag.com/en/news/2021/11/the-successful-id-family-continues-to-grow--the-new-id-5-is-the-.html>. [Funnet 24. Februar 2022].
- [100] Hyundai Motor Company, «Hyundai IONIQ 5 images,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.hyundai.news/eu/models/electrified/ioniq-5/images.html>. [Funnet 24. Mars 2022].
- [101] KIA CORPORATION, «Kia EV6 triumphs in 2022 Red Dot Design Awards,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.kianewscenter.com/news/all/kia-ev6-triumphs-in-2022-red-dot-design-awards/s/436e99ac-481f-4a4b-8486-db09c482f52d>. [Funnet 24. Mars 2022].
- [102] Hyundai Motor Group, «Interview with Researchers - The Story of EV Technology on E-GMP,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://tech.hyundaimotorgroup.com/article/interview-with-researchersthe-story-of-ev-technology-on-e-gmp/>. [Funnet 21. April 2022].
- [103] Kia, *Samsvarserklæring (COC) Kia EV6 RWD*, 2021.
- [104] Kia, *Samsvarserklæring (COC) Kia EV6 AWD*, 2021.
- [105] Hyundai Motor Company, «Tekniske spesifikasjoner IONIQ5,» 2022. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.hyundai.com/no/bilmodeller/ioniq-5.html>. [Funnet 3. Mai 2022].
- [106] Kia, «Kia EV6 Spec Sheet May 2021,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.kia.com/content/dam/kwcms/kme/uk/en/assets/vehicles/EV6/Specification/Kia%20EV6%20Spec%20Sheet%20May%202021.pdf>. [Funnet 26. April 2022].

- [107] Kia Bil Norge AS, *Intern dokumentasjon*, 2022.
- [108] BMW Group, «The New 2022 BMW i4 eDrive40 and i4 M50,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.press.bmwgroup.com/canada/article/detail/T0334246EN/the-new-2022-bmw-i4-edrive40-and-i4-m50?language=en>. [Funnet 3. Mai 2022].
- [109] Gridserve, «AUDI RS E-TRON GT SALOON,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.gridserve.com/electric-leasing/cars/audi/rs-e-tron-gt/rs-e-tron-gt-saloon/475kw-quattro-93kwh-4dr-auto-2022>. [Funnet 6. Mai 2022].
- [110] Rusnak/Westlake Porsche, «New 2022 Porsche Taycan GTS,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.rusnakwestlakeporsche.com/inventory/new-2022-porsche-taycan-gts-all-wheel-drive-coupe-wp0ad2y10nsa59405>. [Funnet 6. Mai 2022].
- [111] «Sophisticated thermal management, up to 800-volt system voltage,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan/en/porsche-taycan/die-batterie>. [Funnet 6. Mai 2022].
- [112] Audi AG, «Battery and thermal management,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/emotive-design-and-revolutionary-technologythe-audi-e-tron-gt-quattro-and-the-audi-rs-e-tron-gt-13655/battery-and-thermal-management-13784>. [Funnet 6. Mai 2022].
- [113] Porsche Norge, «Taycan modeller,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.porsche.com/norway/no/models/taycan/taycan-models/>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [114] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, «Technical Feature: The Porsche Taycan,» 25. Februar 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: https://newsroom.porsche.com/en_AU/2021/products/technical-feature-the-porsche-taycan-23670.html. [Funnet 6. Mai 2022].
- [115] B. Isidor, «BU-303: Confusion with Voltages,» Battery University, [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://batteryuniversity.com/article/bu-303-confusion-with-voltages>. [Funnet 7. Mai 2022].
- [116] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG., «Taycan Media Kit,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan/en/downloads/mediakit>. [Funnet 9. Mai 2022].
- [117] *LA Auto Show: Five world premieres in California*. [Film]. Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, 2021.
- [118] MotorTrend, «2020 Porsche Taycan: All the EV Range, Power, and Charging Specs You Crave,» 4. September 2019. [Internett]. Tilgjengelig fra:

<https://www.motortrend.com/news/2020-porsche-taycan-range-power-output-charging/>. [Funnet 9. Mai 2022].

- [119] LIGHTSHAPE GMBH & CO. KG, «3D VISUALISATION - PORSCHE MISSION E,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.lightshape.net/en/projects/porsche-mission-e-drive-movie>. [Funnet 23. Februar 2022].
- [120] Audi AG, «Din Audi e-tron GT,» [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.audi.no/no/web/no/bilmodeller/e-tron-gt/audi-e-tron-gt/dinaudi.html#layer=/no/web/no/bilmodeller/e-tron-gt/audi-e-tron-gt.summary_layer_techdata.html. [Funnet 5. Mai 2022].
- [121] Audi AG, «RS e-tron GT,» [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.audi.no/no/web/no/bilmodeller/e-tron-gt/audi-rs-e-tron-gt.html#layer=/no/web/no/bilmodeller/e-tron-gt/audi-rs-e-tron-gt.summary_layer_techdata.html. [Funnet 5. Mai 2022].
- [122] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, «Best cd value of all current Porsche models,» 2022. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan/en/porsche-taycan/die-aerodynamik>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [123] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, «The five Taycan Sport Turismo models at a glance,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan-sport-turismo/en/taycan-sport-turismo/key-data-and-equipment-details>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [124] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, «Extensive fine tuning in the wind tunnel,» 2022. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan-cross-turismo/en/taycan-cross-turismo/aerodynamics>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [125] Audi AG, «Exterior design and aerodynamics,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/emotive-design-and-revolutionary-technologythe-audi-e-tron-gt-quattro-and-the-audi-rs-e-tron-gt-13655/exterior-design-and-aerodynamics-13776>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [126] Audi AG, «Audi e-tron GT quattro,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/audi-e-tron-gt-quattro-13659>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [127] Audi AG, «Audi RS e-tron GT,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/audi-rs-e-tron-gt-13660>. [Funnet 5. Mai 2022].
- [128] Google Play, «Car Scanner ELM OBD2,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://play.google.com/store/apps/details?id=com.ovz.carscanner&hl=no&gl=US>. [Funnet 25. April 2022].

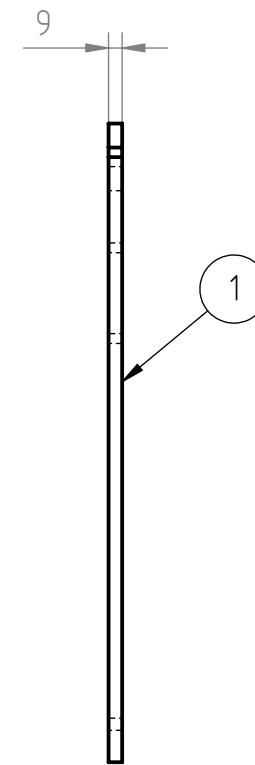
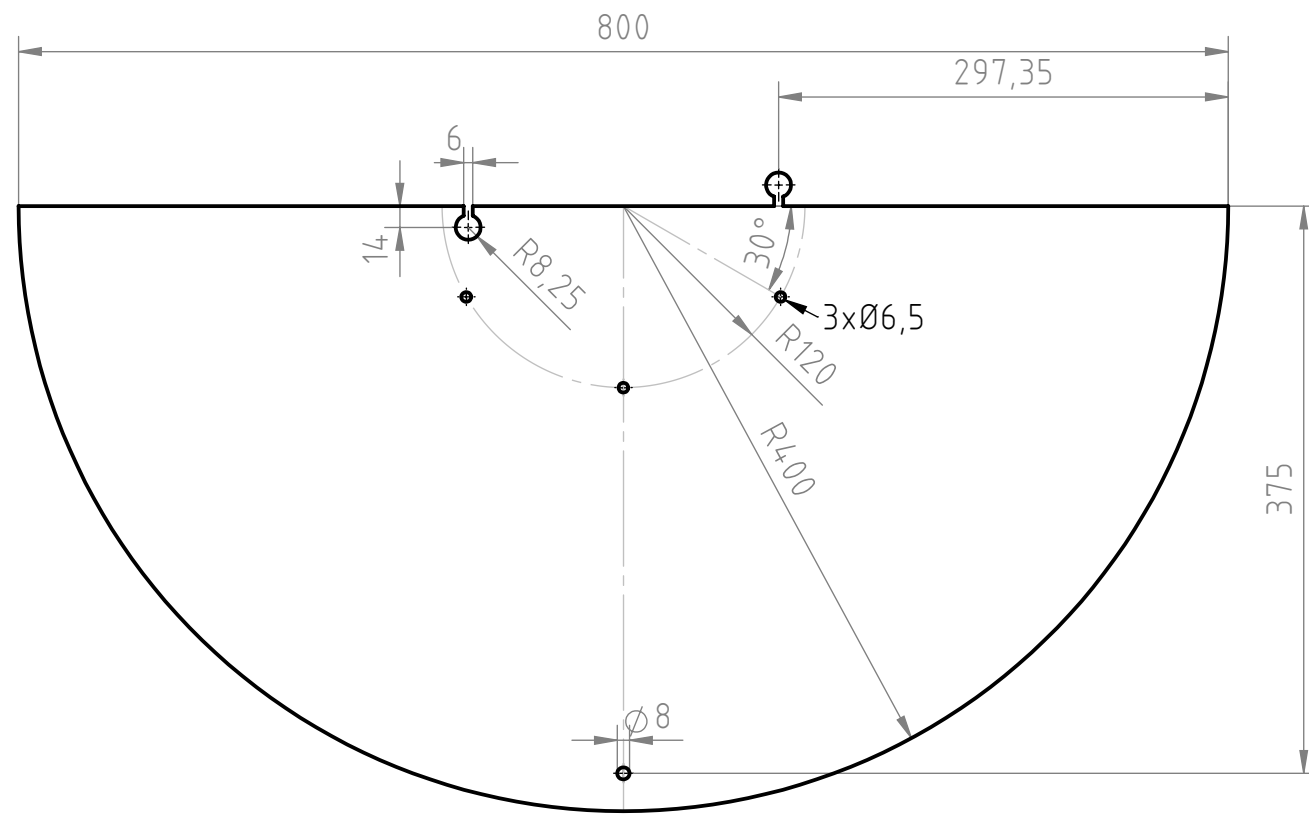
- [129] Carista, «Carista OBD2 adapter,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://caristaapp.com/adapter>. [Funnet 25. April 2022].
- [130] AE Tools&Computers, «Kia KDS Mobile Interface Kit With Android Tablet and Rugged Case,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://store.aetools.us/kia-gds-ii.html>. [Funnet 25. April 2022].
- [131] OVZ, «Optimizing connection speed,» 13. August 2018. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.carscanner.info/optimizing-connection-speed/>. [Funnet 13. Mai 2022].
- [132] M5Stack, «M5Stack FIRE IoT Development Kit (PSRAM) V2.6,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://shop.m5stack.com/products/m5stack-fire-iot-development-kit-psram-v2-6>. [Funnet 25. April 2022].
- [133] M. Cooper og P. Titchener, «Trifilar Pendulum: Measurement and Error,» Olin College, 2013.
- [134] HAPP Research LLC, «TRIFILAR PENDULUM FOR MOI,» 16. Mai 2016. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.happresearch.com/blog/2018/2/18/trifilar-pendulum-for-moi>. [Funnet 4. April 2022].
- [135] KIA BIL NORGE AS, «KIA EV6 TEKNISKE DATA,» 2021. [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.kia.com/no/modeller/ev6/tekniske-data/>. [Funnet 23. Mars 2022].
- [136] K. Shaddiq, «Kjøretøyparametere I drivlinjen på moderne kjøretøy,» Universitetet for miljø- og biovitenskap, Ås, 2013.
- [137] Nokian Tyres plc, «NOKIAN HAKKAPELIITTA R3 SUV,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.nokiantyres.no/vinterdekk/nokian-hakkapeliitta-r3-suv/>. [Funnet 24. Mars 2022].
- [138] The Engineering ToolBox, «Air - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficient vs. Temperature and Pressure,» [Internett]. Tilgjengelig fra: https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html. [Funnet 26. April 2022].
- [139] Porsche Norge, «Taycan - Brochure,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.porsche.com/norway/no/models/taycan/taycan-models/>. [Funnet 10. Mai 2022].
- [140] Unplugged performance, «WHEEL & TIRE GUIDE,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://unpluggedperformance.com/tesla-wheel-and-tire-guide/>. [Funnet 8. April 2022].
- [141] Physics Forums, «Rotational inertia of truck and trailer,» [Internett]. Tilgjengelig fra: <https://www.physicsforums.com/threads/rotational-inertia-of-truck-and-trailer.315052/>. [Funnet 18. April 2022].

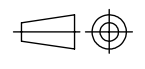

- [142] Chegg Inc, «Question,» [Internett]. Tilgjengelig fra:
<https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/disk-1-2-mr-2-mass-200-kg-radius-3-m-rotates-4-rad-s-wheel-08mr-2-mass-100-kg-radius-25-m-q19925993>. [Funnet 18 April 2022].
- [143] J. Du Bois, N. Lieven og S. Adhikari, «Error Analysis in Trifilar Inertia Measurements,» i *Experimental Mechanics*, 49 red., Springer, 2009.

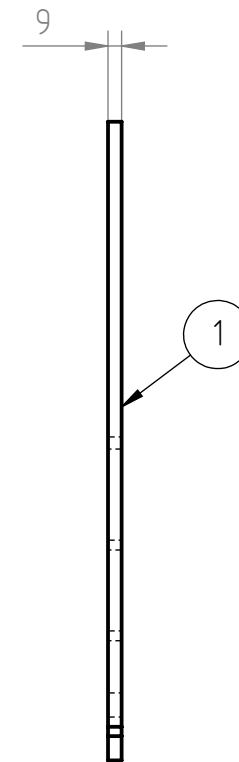
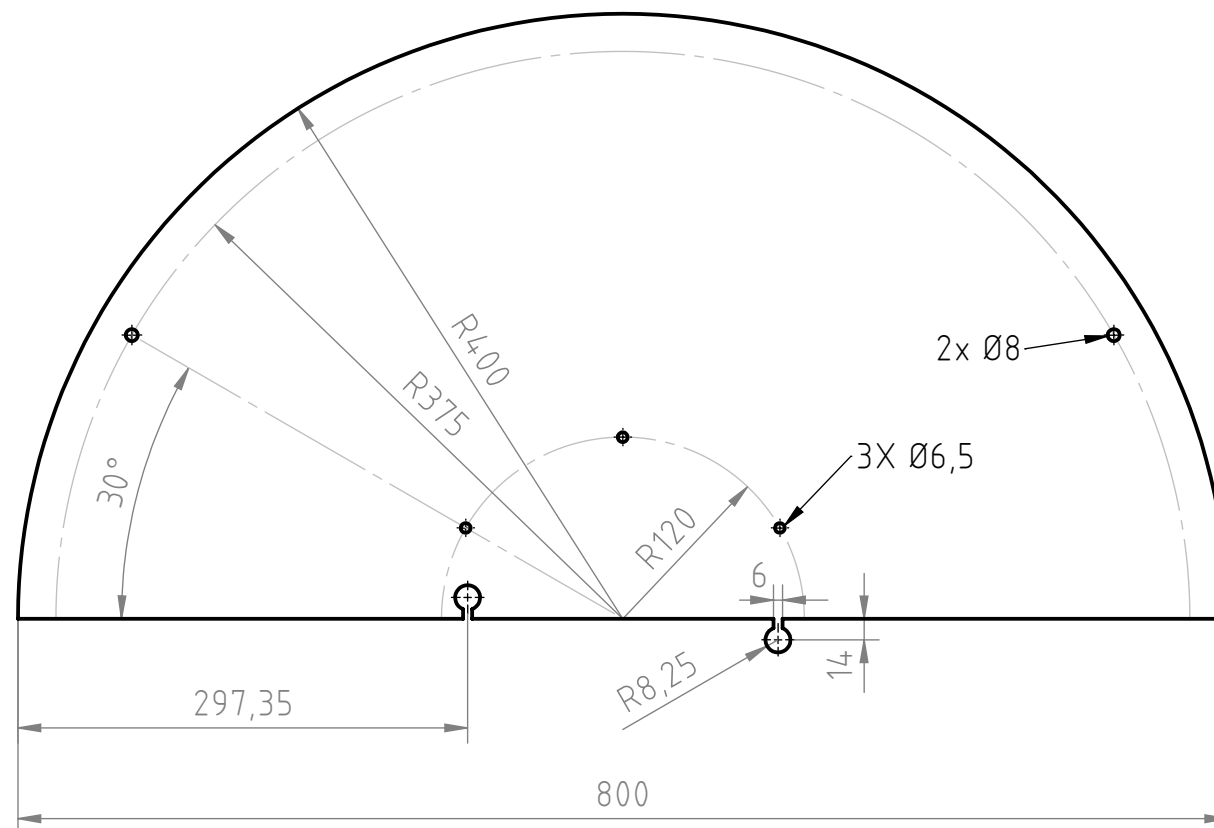
13. Vedlegg

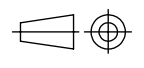

Tabell 72 – Vedleggsoversikt.

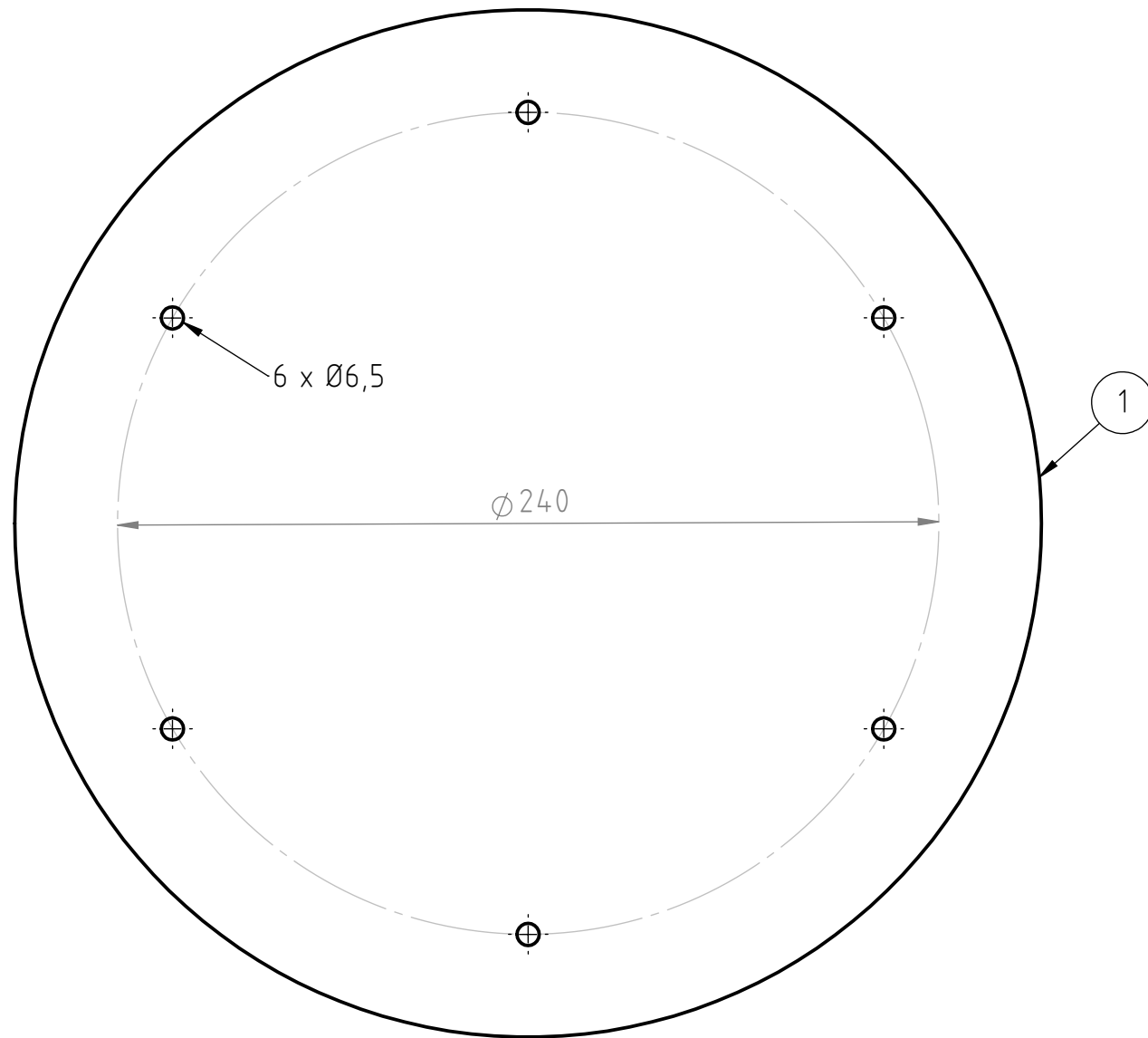
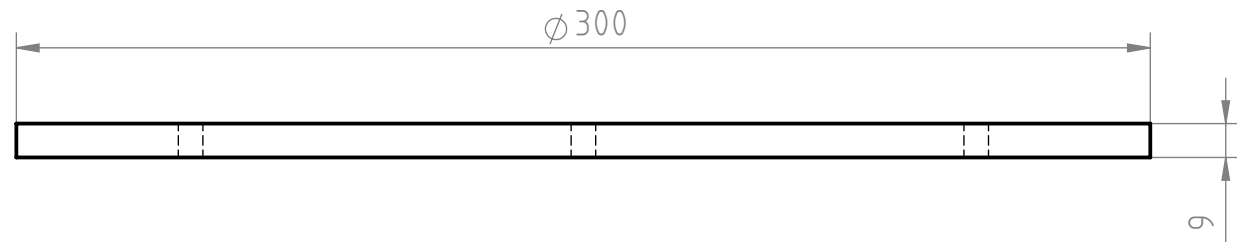
Vedlegg	Beskrivelse
1	Detaljtegning pendel, Bunn 1
2	Detaljtegning pendel, Bunn 2
3	Detaljtegning pendel, Forsterkning
4	Detaljtegning pendel, Topp 1
5	Detaljtegning pendel, Topp 2
6	Sammenstilling pendel



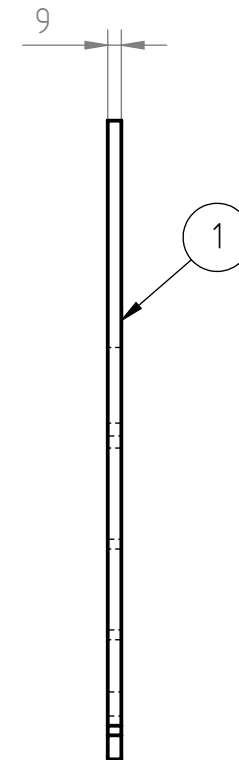
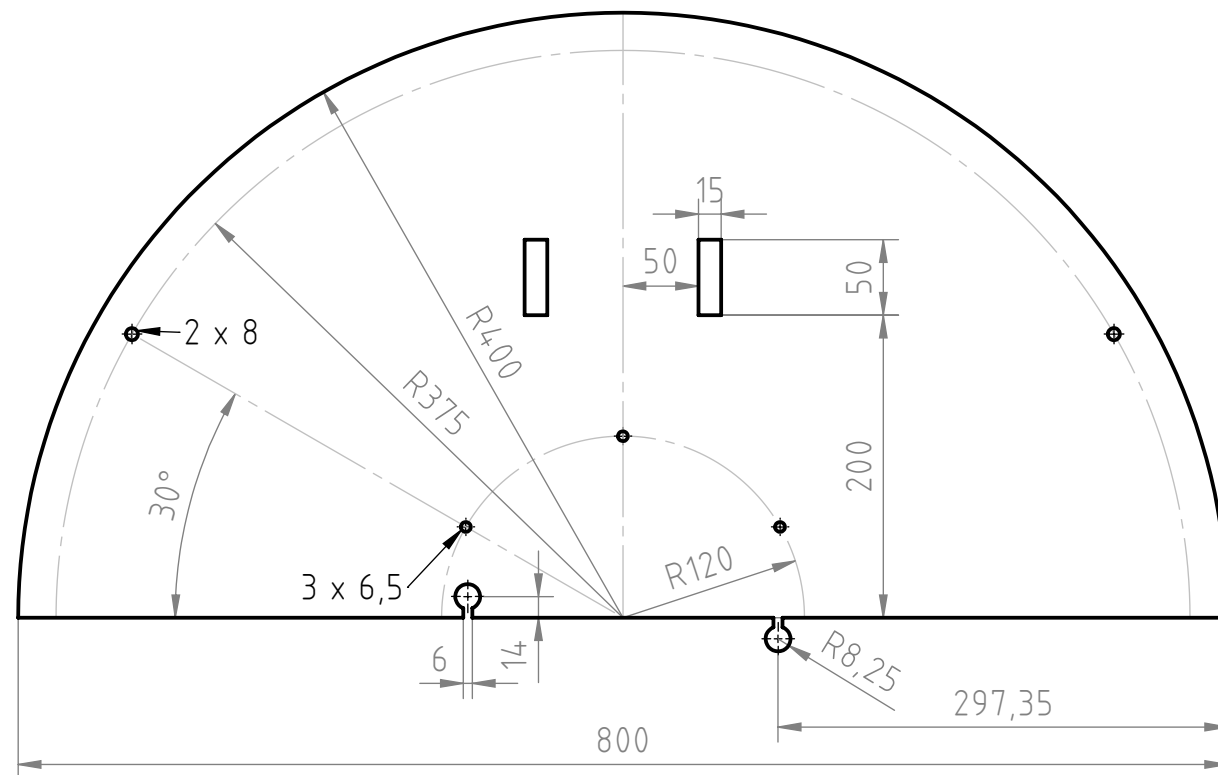
STYKKELISTE					
Pos.	Tittel/benevning/dim.	Ant.	Materiale	Vekt	Art. nr./ref.
1	Bunn 1	1	Kryssfiner		
1	Tegning opprettet		ETKI	00	20/4-22
Revisjon	Revisjonen gjelder		Tegnet	Kontroll	Godkjent Dato
Tittel:			Produsert av: E. Tobias K-Iversen		20/4-22
BUNN 1			Kontrollert av: Oliver A. N. Orefellen		20/4-22
Undertittel		1:5 (A3)	Godkjent av:		
			Henvisning:		
		Alle mål i millimeter der ikke annet er oppgitt.		Dokumenttype: Detaljtegning	
		Toleranser iht. NS-ISO 2768-1 Middels der ikke annet er oppgitt.		Ark: 1/1	
		Tegningsnummer: BUNN 1		Revisjon: 1	



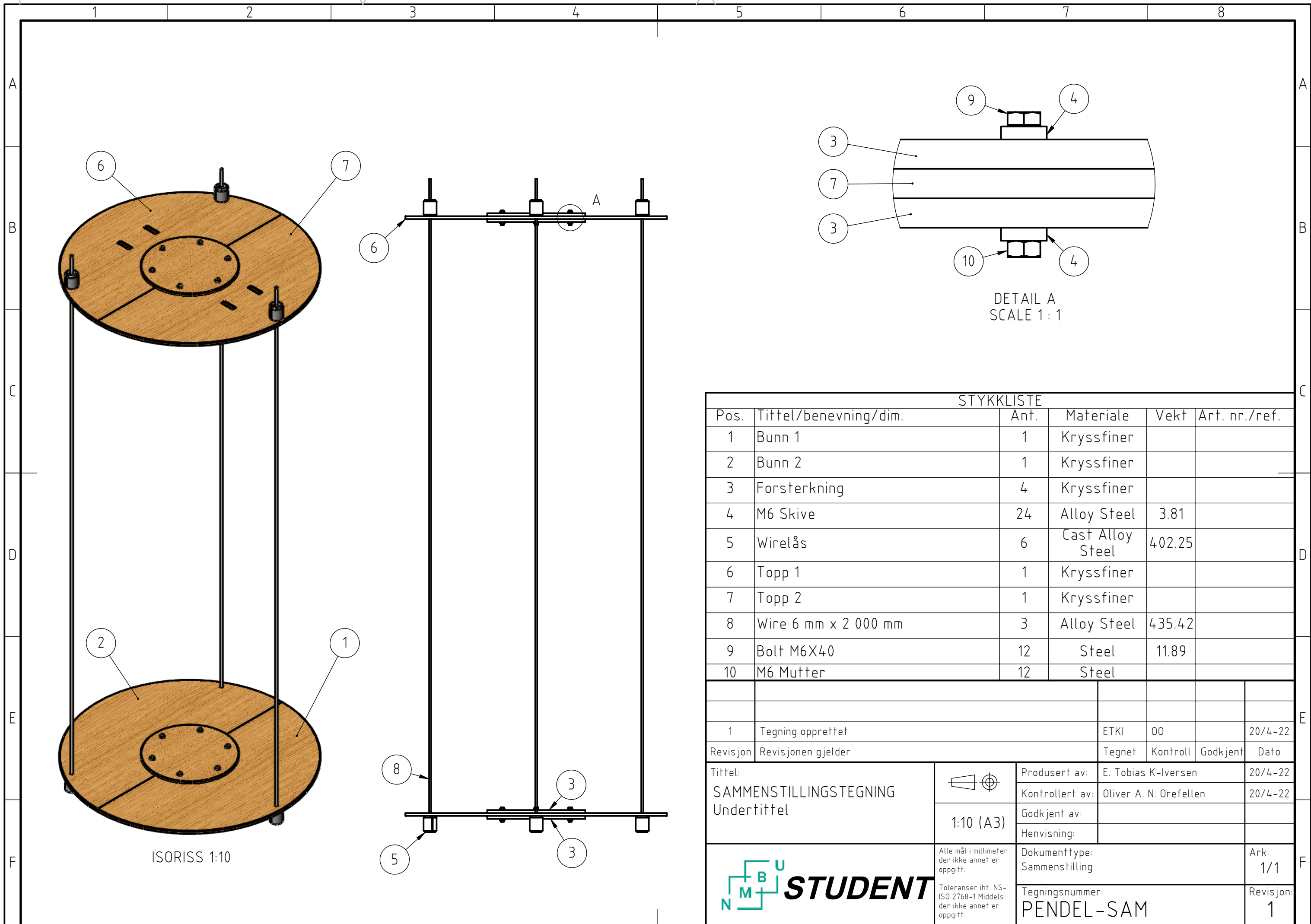
STYKKLISTE					
Pos.	Tittel/benevning/dim.	Ant.	Materiale	Vekt	Art. nr./ref.
1	Bunn 2	1	Kryssfiner		
1	Tegning opprettet		ETKI	00	20/4-22
Revisjon	Revisjonen gjelder		Tegnet	Kontroll	Godkjent Dato
Tittel: BUNN 2 Undertittel		 1:5 (A3)	Produsert av: E. Tobias K-Iversen 20/4-22		
			Kontrollert av: Oliver A. N. Orefellen 20/4-22		
		Godkjent av: Henvising:			
		Dokumenttype: Detaljtegning			Ark: 1/1
		Tegningsnummer: BUNN 2			Revisjon: 1



STYKKELISTE					
Pos.	Tittel/benevning/dim.	Ant.	Materiale	Vekt	Art. nr./ref.
1	Forsterkning	4	Kryssfiner		
1	Tegning opprettet		ETKI	00	20/4-22
Revisjon	Revisjonen gjelder		Tegnet	Kontroll	Godkjent Dato
Tittel: FORSTERKNING Undertittel		 1:2 (A3)	Produsert av: E. Tobias K-Iversen Kontrollert av: Oliver A. N. Orefellen Godkjent av: Henvisning:		20/4-22 20/4-22
			Dokumenttype: Detaljtegning		Ark: 1/1
		Toleranser iht. NS-ISO 2768-1 Middels der ikke annet er oppgitt.		Tegningsnummer: FORSTERKNING	
				Revisjon: 1	



STYKKLISTE					
Pos.	Tittel/benevning/dim.	Ant.	Materiale	Vekt	Art. nr./ref.
1	Topp 1	1	Kryssfiner		
1	Tegning opprettet		ETKI	00	20/4-22
Revisjon	Revisjonen gjelder		Tegnet	Kontroll	Godkjent Dato
Tittel: TOPP 1 Undertittel		 1:5 (A3)	Produsert av: E. Tobias K-Iversen		20/4-22
			Kontrollert av: Oliver A. N. Orefellen		20/4-22
			Godkjent av:		
			Henvisning:		
		Alle mål i millimeter der ikke annet er oppgitt.			Dokumenttype: Detaljtegning
		Toleranser iht. NS-ISO 2768-1 Middels der ikke annet er oppgitt.			Ark: 1/1
		Tegningsnummer: TOPP 1			Revisjon: 1



ISORISS 1:10

DETAIL A
SCALE 1:1

STYKKELISTE

Pos.	Tittel/benevning/dim.	Ant.	Materiale	Vekt	Art. nr./ref.
1	Bunn 1	1	Kryssfiner		
2	Bunn 2	1	Kryssfiner		
3	Forsterkning	4	Kryssfiner		
4	M6 Skive	24	Alloy Steel	3.81	
5	Wirelås	6	Cast Alloy Steel	402.25	
6	Topp 1	1	Kryssfiner		
7	Topp 2	1	Kryssfiner		
8	Wire 6 mm x 2 000 mm	3	Alloy Steel	435.42	
9	Bolt M6X40	12	Steel	11.89	
10	M6 Mutter	12	Steel		

1	Tegning opprettet	ETKI	00		20/4-22
Revisjon	Revisjonen gjelder	Tegnet	Kontroll	Godkjent	Dato

Tittel: SAMMENSTILLINGSTEGNING Undertittel		Produsert av: E. Tobias K-Iversen 20/4-22
		Kontrollert av: Oliver A. N. Orefellen 20/4-22
		Godkjent av: Henvising:

	Alle mål i millimeter der ikke annet er oppgitt.	Dokumenttype: Sammenstilling	Ark: 1/1
	Toleranser iht. NS-ISO 2768-1 Middels der ikke annet er oppgitt.	Tegningsnummer: PENDEL-SAM	Revisjon: 1



Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway