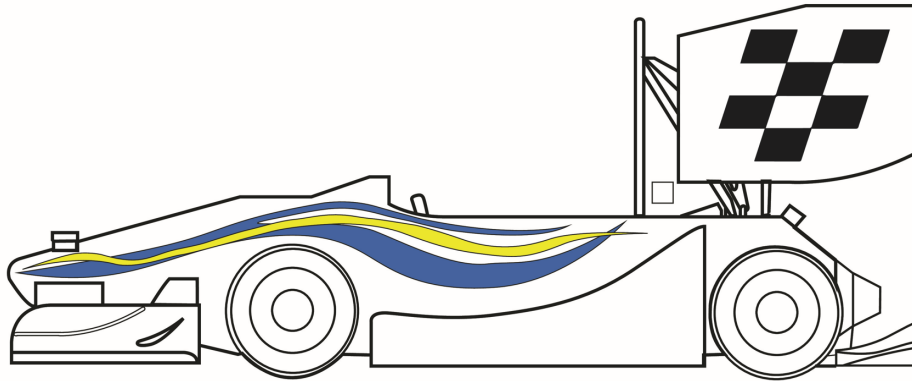




CHALMERS



Modellering och simulering av drivlinan i en elektrisk Formula Student bil

Kandidatarbete inom Automation & Mekanik, Elektroteknik och Maskinteknik

Anthony Bamerlind

Albin Cederberg

Vincent Fröberg

Nikola Makelja

Olle Norell

Alev Yusein

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2024

www.chalmers.se

KANDIDATARBETE I AUTOMATION & MEKATRONIK,
ELEKTROTEKNIK OCH MASKINTEKNIK

**Modellering och simulering av drivlinan
i en elektrisk Formula Student bil**

Anthony Bamerlind
Albin Cederberg
Vincent Fröberg
Nikola Makelja
Olle Norell
Alev Yusein



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Avdelningen för Dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2024

Modellering och simulering av drivlinan i en elektrisk Formula Student bil

Anthony Bamerlind
Albin Cederberg
Vincent Fröberg
Nikola Makelja
Olle Norell
Alev Yusein

© Anthony Bamerlind, Albin Cederberg, Vincent Fröberg,
Nikola Makelja, Olle Norell, Alev Yusein, 2024.

Handledare: Stefan Lundberg, Lektor, Elkraftteknik, Elektroteknik
Examinator: Björn Pålsson, Docent, Mekanik och Maritima Vetenskaper

Kandidatarbete 2024
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Omslagsbild: Konturer av CFS23 bilen. Skapad av Mohammed Al-Saadi, Projektin-
genjör CFS24

Typsatt i L^AT_EX
Göteborg 2024

Modellering och simulering av drivlinan i en elektrisk Formula Student bil

Anthony Bamerlind, Albin Cederberg, Vincent Fröberg,
Nikola Makelja, Olle Norell, Alev Yusein
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Avdelningen för Dynamik
Chalmers Tekniska Högskola

Sammandrag

Syftet med detta kandidatarbete var att skapa en simuleringsmodell av drivlinan och kylsystemet i 2023 års Chalmers Formula Student-bil. Målet var att skapa en modell som är tillräckligt noggrann för att kunna vara ett användbart verktyg för konstruktionsbeslut i framtida projekt inom Chalmers Formula Student. För att göra detta har detaljerade modeller av kylsystemet och drivlinan skapats i simuleringsprogramvaran Simcenter Amesim. Dessa har implementerats i en generell modell för simulering av Formula Student-bilar, skapad av Henrik Berkmann på Siemens. Data som har behövts i arbetet har anskaffats genom tillgång till dokument och filer samt personlig kommunikation inom Chalmers Formula Student. Data som inte varit kända har bestämts genom rimliga antaganden och beräkningar. För att kunna utvärdera modellens noggrannhet har resultaten från simuleringar jämförts med befintlig uppmätt data från riktiga körningar med 2023 års Chalmers Formula Student-bil, samt data från bänkning av motorerna. Resultaten visar att simulerade temperaturökningar i motorer och kylvatten generellt liknar verkliga uppmätta värden väl. Resultatet indikerar att värmeförlusterna i motorer uppvisar liknande beteenden som bänkadata vid lägre varvtal, men vid högre varvtal visar bänkadata högre förlustvärden jämfört med simuleringarna. För inverteraren avviker dock de simulerade datan markant från bänkadatan över hela varvtalsintervallet. Resultatet visar även att spänningen över vardera battericell överensstämmer till viss del, då amplituden skiljer sig. Beteendet för batterimodellens laddningstillstånd visar resultat som liknar de uppmätta värdena. Modellen anses kunna vara en bra tillgång för Chalmers Formula Student för framtida konstruktionsbeslut gällande kylsystem samt ge indikation för beslut gällande styrsystem. Modellen har dock förbättringsområden inom modellering av förluster och värmeutveckling från inverterare samt tiden det tar att genomföra simuleringar.

Nyckelord: Formula Student, Amesim, elektrisk drivlina, Siemens, kylning, fordons-teknik, simulering.

Abstract

The purpose of this bachelor's thesis was to create a simulation model of the electric powertrain and cooling system in the 2023 Chalmers Formula Student car. The goal was to create a model that is accurate enough to be a useful tool for design decisions in future projects within Chalmers Formula Student. To do this, detailed models of the cooling system and powertrain have been created in the Simcenter Amesim simulation software. These models have been implemented in a general model for simulation of Formula Student cars, created by Henrik Berkmann at Siemens. Data that has been needed in the project has been acquired through access to documents and files as well as personal communication within Chalmers Formula Student. Data that has not been known has been determined through reasonable assumptions and calculations. In order to evaluate the accuracy of the model, the results from simulations have been compared to existing measured data from real drives with the 2023 Chalmers Formula Student car, as well as data from a benching of the motors. The results show that simulated temperature increases in the motors and the cooling water generally resemble real measured values well. The results of the simulation show that the heat losses from the motors have a similar behavior to the benching data at low rpm, while the benching data has higher losses compared to the simulations at high rpm. For the inverter the simulated data deviate significantly from the benching data for the whole rpm interval. The results also show that the battery-cell voltage has partial resemblance to the measured values with differences in the amplitude. For the state of charge the behavior of the model is similar to the measured data. The model is considered to be a good asset for Chalmers Formula Student for future design decisions regarding the cooling system and to provide an indication for decisions regarding the control system. However, the model has areas of improvement in modeling of losses and heat development from inverters and time to carry out simulations.

Keywords: Formula Student, Amesim, electric powertrain, Siemens, Simspace, cooling, automotive engineering, simulation.

Förord

Denna rapport presenterar resultatet av vårt kandidatarbete, utfört på Institutionen för Mekanik och Maritima vetenskaper på Chalmers tekniska högskola under våren 2024. Vi vill börja med att rikta ett stort tack till vår examinator Björn Pålsson och vår handledare Stefan Lundberg för deras stora engagemang och värdefulla vägledning under detta arbete. Vi vill även rikta ett varmt tack till Henrik Berkmann på Siemens för att ha delat med sig av sin modell, samt för hans vägledning och hjälp under arbetets gång. Ett stort tack riktas även till Gunnar Latz på Siemens för den hjälp han har bidragit med gällande kunskap kring simuleringsverktyg, framförallt Simcenter Amesim. Slutligen vill vi tacka alla nuvarande och tidigare medlemmar i Chalmers Formula Student som på olika sätt har hjälpt oss under detta arbete. Ett särskilt tack går till Jesper Bergström, Andreas Åberg, Noel Andersson och Manfred Hästmark, vars kunskap och vägledning har varit mycket uppskattad.

Författarna, Göteborg, Maj, 2024

Akronymer

Nedan är listan över akronymer som har använts genom hela denna rapport listade i alfabetisk ordning:

CFS	Chalmers Formula Student
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
ESE	Elektronisk styrenhet
FEM	Finite Element Method
MTPA	Maximum Torque Per Ampere
OCV	Open Circuit Voltage
PMSM	Permanent Magnet Synchronous Motor
RMS	Root Mean Square
SOC	State Of Charge
VF	Vridmomentsfördelning

Nomenklatur

Nedan är listan över nomenklatur som har använts genom hela denna rapport:

A	Area [m^2]
C_D	Luftmotståndskoefficient [<i>enhetslös</i>]
C_p	Specifik värmekapacitet vid konstant tryck [$J/(kg \cdot K)$]
C_L	Lyftkoefficient [<i>enhetslös</i>]
c	Dämpningskoefficient [N/ms]
ϵ	Temperaturkoefficient [K^{-1}]
g	Tyngdacceleration [m/s^2]
Gr	Grashofs tal [<i>enhetslös</i>]
γ	Termisk utvidgningskoefficient [K^{-1}]
H_c	Mikrohårdhet [Pa]
h	Konvektionskoefficient [$W/(m^2 \cdot K)$]
I, i	Elektrisk ström [A]
k	Fjäderkonstant [N/m]
L	Induktans [H]
λ	Värmeledningsförmåga [$W/m \cdot K$]
M	Vridmoment [Nm]
μ	Viskositet [$Pa \cdot s$]
m	Massa [kg]
ν	Kinematisk viskositet [m^2/s]
Nu	Nusselts tal [<i>enhetslös</i>]
ω	Rotationshastighet [rad/s]
p	Tryck [Pa]
P	Effekt [W]
Pr	Prandtls tal [<i>enhetslös</i>]
ψ_m	Magnetiskt flöde [Wb]
Q	Energi [J]
Ra	Rayleighs tal [<i>enhetslös</i>]
R	Resistans [Ω]
Re	Reynolds tal [<i>enhetslös</i>]
s_s	Effektiva medelvärde av lutningen av ojämnheter [<i>enhetslös</i>]
σ	Effektiva medelvärde av ytfinheten [m]
T	Temperatur [K]
T_e	Elektromagnetiskt vridmoment [Nm]
v	Hastighet [m/s]

Innehåll

Akronymer	viii
Nomenklatur	ix
Figurer	xii
Tabeller	1
1 Inledning	2
1.1 Chalmers Formula Student	2
1.2 Problembeskrivning	4
1.3 Amesim	5
1.3.1 Exempel på modellering och simulering i Amesim	5
1.3.2 Bilmodellen i Amesim	9
2 Bakgrund till elektrisk drivlina	11
2.1 PMSM-motor	11
2.2 Fältförsvagning	15
2.3 Inverterare	15
2.4 Vridmomentsfördelning	16
2.5 Batteri	17
3 Bakgrund till kylsystem	19
3.1 Generell värmetransport	20
3.2 Värmeutveckling i bromsar	21
3.3 Strömningsdynamik	21
3.4 Konduktion	21
3.5 Mikic modell	22
3.6 Adimensionella tal	23
3.6.1 Reynolds tal	23
3.6.2 Prandtls tal	23
3.6.3 Nusselts tal	23
3.6.4 Grashofs tal	24
3.6.5 Rayleighs tal	24
3.7 Konvektion	24
3.7.1 Konvektion för cylindergeometrier	25
3.7.2 Konvektion i rör	26

4	Datainsamling	27
4.1	Parametrar för elektrisk drivlina	27
4.1.1	Motor- och inverterarparameterar	27
4.1.2	Batteriparametrar	28
4.2	Parametrar för kylsystem	29
4.2.1	Värmeöverföringskoefficienter	29
4.2.1.1	Estimering av tryck mellan komponenter	29
4.2.1.2	Beräkning av TCC med Mikic formel	30
4.2.1.3	Värmeöverföring i kylmantlar samt kylplatta	30
4.2.2	Massflöden för konvektion	31
4.2.3	Flöde från vattenpumpar	32
4.2.4	Vikter och dimensioner på komponenter	33
4.2.5	Materialval	33
4.3	Fordonsegenskaper	34
4.4	Implementering av banprofil och hastighetsprofil	34
5	Radiatorrest	36
6	Modellering i Amesim	39
6.1	Chassi	39
6.2	Fjädringssystem	41
6.3	Däckmodell	42
6.4	Aerodynamik	42
6.5	Förarmodell	44
6.6	Sensorer	44
6.7	Elektrisk styrenhet	45
6.7.1	Begärt vridmoment och mekanisk bromsning	46
6.7.2	Invariabeler till vridmomentsfördelning	47
6.7.3	Vridmomentsfördelning	47
6.7.4	Effektbegränsning	50
6.8	Motor	51
6.8.1	PMSM och inverterare	52
6.8.2	Fältförsvagningsalgoritmen	54
6.9	Batteri	55
6.10	Kylsystemet	57
6.10.1	Modellering av kylvattensystem	58
6.10.2	Modellering av kylning för motorer	61
7	Resultat och resultatdiskussion	65
7.1	Validering mot bänkdatabas	65
7.1.1	Värmeförluster från motorer	65
7.1.2	Värmeförluster från inverterare	67
7.2	Hastighetsprofil och bana	68
7.3	Förarmodell	70
7.4	Vridmoment från motorer	71
7.5	Batteri	74
7.5.1	Urladdning av batteri	74

7.5.2	Spänning från batteri	75
7.6	Kylning	76
7.6.1	Statortemperatur	77
7.6.2	Temperatur på kraftelektronik	78
7.6.3	Temperatur på kylvatten	79
7.6.4	Temperatur i bromsskivor	82
7.6.5	Övergripande diskussion om kylsystemet	84
8	Metoddiskussion	85
8.1	Implementering av ban- och hastighetsprofil	86
8.2	Implementering av algoritm för vridmomentsfördelning	86
8.3	Modellering av batteri	87
8.4	Modellering av motorer	87
8.5	Modellering av kylsystemet	87
8.6	Samhälleliga och etiska aspekter	87
8.7	Framtida förbättringsmöjligheter	88
8.7.1	Motor	88
8.7.2	Inverterare	88
8.7.3	Fältförsvagning	89
8.7.4	Batteri	89
8.7.5	Simuleringstid	89
8.7.6	Värmeförluster från bromsar	90
8.7.7	Aerodynamik	90
9	Slutsatser	91
	Litteraturförteckning	92
A	Data	I
A.1	Distanser	I
A.2	Hållfasthet för silikonslangar	I
A.3	Längder för slangar	II
A.4	Volymer från CAD	II
A.5	Data för radiator med fläkt	II
B	Beräkning av kontaktkonduktivitet	III
B.1	Kontakt kylmantel till bakkåpa	III
B.2	Kontakt upright till kylmantel	IV
B.3	Kontakt upright till växellåda	V
B.4	Bromsskiva – växellåda	VI
C	Beräkning av konvektion	VII
C.1	Frammotorer	VII
C.2	Bakmotorer	VIII
D	Ytterligare kylningsresultat	IX
D.1	Statortemperatur	IX
D.2	Temperatur för kylmantel	X

Figurer

1.1	Foto på CFS23 bilen 'Margareta'. Bild: Vishwas Aravind, projektin- genjör CFS24	3
1.2	Drivlinan för CFS 23-bilen med motorer, batteri, kraftelektronik och kylsystem	3
1.3	Hemskärmen i Amesim	5
1.4	Figuren visar hur enskilda komponenter kan kopplas ihop till ett sy- stem. En vit bakgrund innebär att systemet är komplett och redo att simuleras.	6
1.5	In- och utvariabler i komponenternas portar.	6
1.6	Parametrar och startvärden kan bestämmas för systemet	7
1.7	Ett diagram över massans vertikala position	7
1.8	Den fullständiga modellen i Amesim	9
2.1	Renderad bild för stator med lindningar	12
2.2	$\alpha\beta$ - och dq-systemens relation till varandra	13
2.3	Visualisering av strömbegränsningscirkeln	14
2.4	Banan som hjulen färdas i under en sväng (heldragen linje) och den resulterande sträckan som färdats (streckad linje)	17
3.1	Fågelvy över kylsystemet i CFS23 bilen	19
3.2	Tvärsnittsvy med namnkonvention för motor	20
3.3	Definition av flödesriktning för konvektion med cylinder	25
4.1	Kontakttrycket beräknat med Ansys structural för kontakt mellan uppright och växellåda. <i>Bild med tillstånd av ANSYS, Inc.</i> [5]	30
4.2	Hastighetsfält för en tvärsnittvy vid frammotorerna	31
4.3	Tryck-flödes kurva för GRI intg3-570 pump [22]	33
5.1	Illustration av hur radiatortestet genomfördes	36
5.2	På bilden syns radiatorn placerad framför fläkten. Vattnet går från pumpen, genom radiatorn och ut till ett uppsamlingskärl.	37
5.3	Diagram över kyleffekten som funktion av vindhastighet och vattenföde	38
6.1	Chassikomponenten i Amesim med portar.	39
6.2	In- och utvariabler för chassikomponenten. Bild: Siemens 2023	40
6.3	Frihetsgraderna för chassikomponenten i Amesim. Bild: Siemens 2023.	40
6.4	Hjulupphängningens koppling till chassit i modellen	41
6.5	In- och utvariabler för fjädringssystemets superkomponent	42

6.6	Komponenter som simulerar krafter genom däcken	42
6.7	Aerodynamik-komponenten i modellen	43
6.8	Förarmodellen i Amesim	44
6.9	Sensorenhet i modellen	45
6.10	Superkomponenten för ESE med tillhörande in-och utvariabler.	45
6.11	ESEns uppbyggnad	46
6.12	Del av ESE som genererar börvärden till motorer och bromsar utifrån pedalernas position	47
6.13	Del av ESC som genererar input till VF-ekvationerna	47
6.14	Komponenter för VF-ekvationerna	48
6.15	VF vid positivt vridmoment	49
6.16	Komponent som begränsar positiva vridmoment i syfte att inte över- stiga högst tillåten effekt.	50
6.17	Effektbegränsning vid negativa vridmoment (nederst), utsignal i form av moment till en av motorerna.	51
6.18	Superkomponenten för motorn med dess olika portar	52
6.19	Komponenterna som utgör motor-superkomponenten	52
6.20	Komponent för 3 fas PMSM-motor med dess olika portar	53
6.21	Komponent för inverterare med dess portar.	54
6.22	Komponent för att mäta spänning mellan elektriska komponenter	54
6.23	Superkomponenten för batteriet i modellen	56
6.24	Batteriet med alla segment kopplade	56
6.25	Superkomponent för ett segment	57
6.26	Komponent för en battericell med dess olika portar.	57
6.27	Superkomponenten för kylningssystemets placering i Amesim	58
6.28	Layout för kylsystemet i Amesim	59
6.29	Komponent för radiator med tillhörande fläkt	59
6.30	Komponent för centrifugalpump	60
6.31	Termohydraulisk rör med friktion och värmeöverföring	61
6.32	Namnkonvention för motorns delar	61
6.33	Superkomponent för termiska massor i motorn	62
6.34	Layout för värmeöverföringen inom motorerna	63
6.35	In- och utvariabler för termisk massa	63
6.36	In- och utvariabler för konduktionskomponent	64
6.37	In- och utvariabler för konvektionskomponent	64
7.1	Stator förluster för 1030 rpm	66
7.2	Stator förluster för 5000 rpm	66
7.3	Förluster av inverteraren vid 1030 rpm	67
7.4	Förluster av inverteraren vid 5000 rpm	68
7.5	Simulerad hastighetsprofil och referenshastighet under första varvet.	69
7.6	Referensbana och simulerad körsträcka från Vårgårda flygplats	70
7.7	Simulerad gaspedalsposition och gaspedalsposition från mätdata un- der första varvet.	71
7.8	Simulerad rattvinkel och rattvinkel från mätdata	71
7.9	Simulerat vridmoment i motor (vänster fram)	72

7.10	Simulerat vridmoment i motor (höger fram)	73
7.11	Simulerat vridmoment i motor (vänster bak)	73
7.12	Simulerat vridmoment i motor (höger bak)	74
7.13	Laddningstillståndet för batteriet i bilen	75
7.14	Spänning för varje battericell i bilen	76
7.15	Temperatur för stator på höger framhjul	77
7.16	Temperatur för stator på vänster framhjul samt vänster bakhjul	78
7.17	Temperatur på kylplatta för kraftelektronik	79
7.18	Vattentemperatur innan kylmantel för höger framhjul	80
7.19	Vattentemperatur innan höger radiator	81
7.20	Temperatur på bromsskiva fram	82
7.21	Temperatur på bromsskiva bak	83
B.1	FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan	III
B.2	FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan	IV
B.3	FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan	V
B.4	FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan	VI
C.1	CFD beräkning för luftflöde vid frammotorer	VII
C.2	CFD beräkning för luftflöde vid bakmotorer	VIII
D.1	Statortemp för höger frammotor	IX
D.2	Statortemp för vänster bakmotor	X
D.3	Statortemp för höger bakmotor	X
D.4	Temperatur för kylmantel vänster bakmotor	XI

Tabeller

3.1	Definition av variablerna C och m	25
4.1	Sammanställning av data för motorn [27]	27
4.2	Sammanställning av parametrar för beräkning av R_{T0}	28
4.3	Sammanställning av data för batteri celler [8]	28
4.4	Materialdata för aluminium [6]	30
4.5	Beräknad termisk kontaktledningsförmåga	30
4.6	Beräknad värmeöverföringskoefficient för kylmantel och kylplatta [29]	31
4.7	Beräknat massflöde för frammotorer	32
4.8	Beräknat massflöde för bakmotorer	32
4.9	Densitet (ρ), specifik värmekapacitet (C_p) och värmeöverföringskoefficient (λ) för de olika delarna [14].	34
A.1	Värden för distanser samt var de hämtats från	I
A.2	Mekaniska egenskaper för slangar	I
A.3	Mekaniska egenskaper för slangar	II
A.4	Volymer för komponenter	II
A.5	Data för radiator med tillhörande fläkt	II

1

Inledning

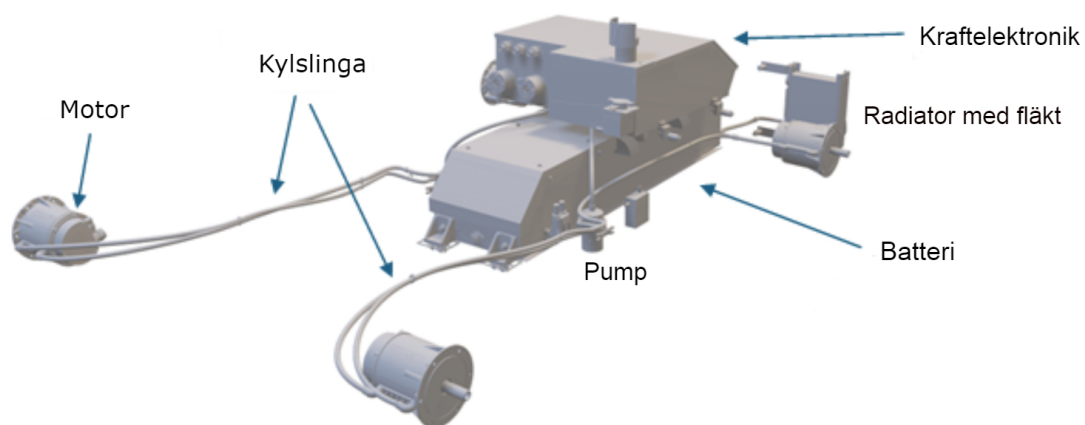
1.1 Chalmers Formula Student

Formula Student är ett internationellt tävlingsformat för studenter vid tekniska högskolor från hela världen. Inför tävlingar skapar varje deltagande lag en kompakt ensitsig tävlingsbil inom en tidsram på ett år. Tävlingar går ut på att presentera det mest övertygande bilkonceptet för en hypotetisk investerare. För att göra detta tävlar lagen mot varandra i dynamiska och statiska tävlingsmoment. Dynamiska tävlingsmoment sätter prov på bilens prestanda, som räckvidd, robusthet och förmåga att uppvisa hög lateral och longitudinell acceleration. I *Formula Student* tävlar en bil åt gången mot klockan och är oftast ensam på banan. Det enda undantaget är *endurance*-momentet där flera bilar kör på banan samtidigt och har möjlighet att passera varandra vid omkörningszoner. Det är *endurance*-momentet som ställer högst krav på hantering av förluster i drivlinan då bilen ska klara en körning på ungefär 22 kilometer. Därför kommer detta tävlingsmoment att vara modellens huvudfokus vid validering. Vidare förväntas bilen kunna serietillverkas till en rimlig kostnad. Därför krävs att varje lag presenterar en hållbar affärsmodell som omfattar aspekter som produkthållbarhet, marknadsperspektiv och kundvärde. Dessa aspekter bedöms i de statiska tävlingsmomenten. *Chalmers Formula Student* (CFS) har deltagit i Formula Student tävlingar sedan 2002 och från och med 2019 har CFS fokuserat på att utveckla fyrhjulsdrivna elektriska bilar med en motor placerad i varje hjul. Under läsåret 2022/2023 utvecklade, tillverkade och tävlade CFS-laget med bilen Margareta, se Figur 1.1. Bilen tävlade inom både manuella och autonoma tävlingsmoment i Tyskland och Ungern.



Figur 1.1: Foto på CFS23 bilen 'Margareta'. Bild: Vishwas Aravind, projektingenjör CFS24

Drivlinan i 2023 års bil består av fyra elmotorer, ett batteri, kraftelektronik och ett kylsystem. Motorerna är permanentmagnetiserade synkronmaskiner (PMSM) konstruerade av Aros electronics och CFS. Integrerat i motorpaketet sitter en planetväxel. Batteriet består av battericeller från Tesla med ett tillhörande styrsystem utvecklat av CFS. Kraftelektroniken konverterar likströmmen från batterierna till 3-fas växelström med hjälp av 4 inverterare för att styra motorerna. Kylsystemet är uppbyggt av radiatorer med integrerade fläktar, vattenpumpar, en kylplatta för kraftelektroniken, kylmantlar för motorerna, slangar samt reservoar och uppsamlingskär för kylvattnet. Batteriet är luftkylt, övriga delar av drivlinan är vattenkylda. Drivlinan kan ses i Figur 1.2.



Figur 1.2: Drivlinan för CFS 23-bilen med motorer, batteri, kraftelektronik och kylsystem

1.2 Problembeskrivning

Att dimensionera och använda drivlinans komponenter på ett korrekt och effektivt sätt är avgörande för att uppnå konkurrenskraftig prestanda i Formula Student-tävlingar. Ett effektivt verktyg för detta är en fysikaliskt baserad simuleringsmodell som kan uppskatta till exempel energiförbrukning och värmeutveckling för en viss konstruktion och för de körcykler som är relevanta för en Formula Student-bil. Därför påbörjades under våren 2022 ett arbete för att utveckla en sådan modell med hjälp av Siemens simuleringsmjukvara Simcenter Amesim. Modellen som skapades i det förra arbetet har inte nyttjats av CFS, främst på grund av att modellen inte efterliknat den verkliga bilen tillräckligt noggrant.

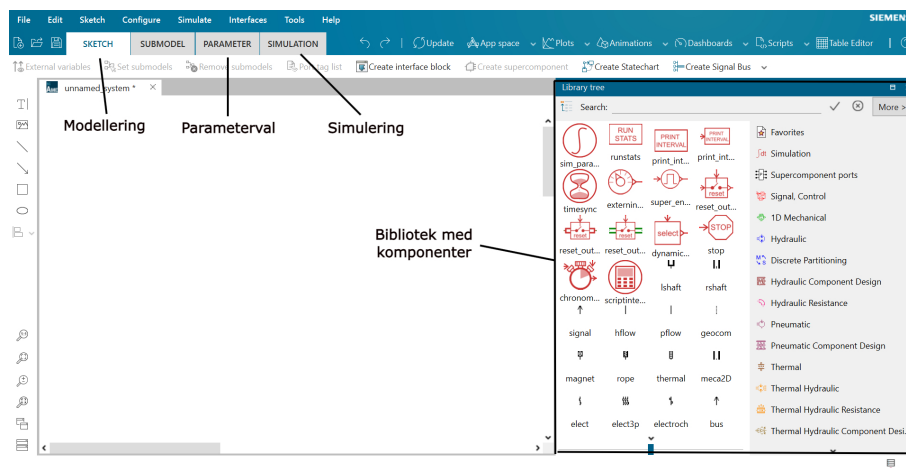
Syftet med arbetet var att skapa en liknande simuleringsmodell av CFS-bilens drivlina och kylsystem, med målet att skapa en modell som är tillräckligt noggrann för att kunna vara ett användbart verktyg för konstruktionsbeslut i framtida projekt inom CFS. Aspekter som behövd kyleffekt samt dimensionering av batteri utifrån användning av regenerativ bromsning ska kunna analyseras med hjälp av modellen. Modellen ska även kunna användas för inställningar av vridmoment och effektbegränsning vid långa körningar likt tävlingsmomentet endurance. Att studera kylsystemet med simuleringsprogram kan ge CFS-laget bättre möjlighet att dimensionera och optimera kylsystemet för förbättring av bilens prestanda vid utveckling av framtida bilar. Val av komponenter kommer kunna göras med bättre beslutsunderlag, exempelvis val av innerdiameter för slangar, konstruktion av kylmantlar eller val av radiatorer.

För att möjliggöra detta har mer detaljerade modeller av kylsystemet och drivlinan skapats. För kylsystemet innebär detta en uppdelning av motorernas delar i separata termiska massor med egna fysikaliska egenskaper, där värmeöverföringen inom och mellan de olika delarna har beräknats. För drivlinan innebär det en modellering av batteriet ner på battericell-nivå, samt en mer utvecklad modell av motorerna. Vridmomentet i motorerna har modellerats för både fram- och bakhjulen genom att använda en algoritm för vridmomentsfördelning, även känt som *torque vectoring*.

För att kunna utvärdera modellens noggrannhet har resultaten från simuleringar jämförts med befintlig uppmätt data från körningar med 2023 års CFS-bil samt bänkdatabas för motorer och kraftelektronik. Den uppmätta datan kommer från en testkörning som genomfördes på Vårgårda flygplats sommaren 2023, vilket är en av de längre körningarna bilen genomfört. För att de simulerade värdena ska kunna jämföras så bra som möjligt med de uppmätta värdena har en ban- och hastighetsprofil från denna körning implementerats i modellen.

1.3 Amesim

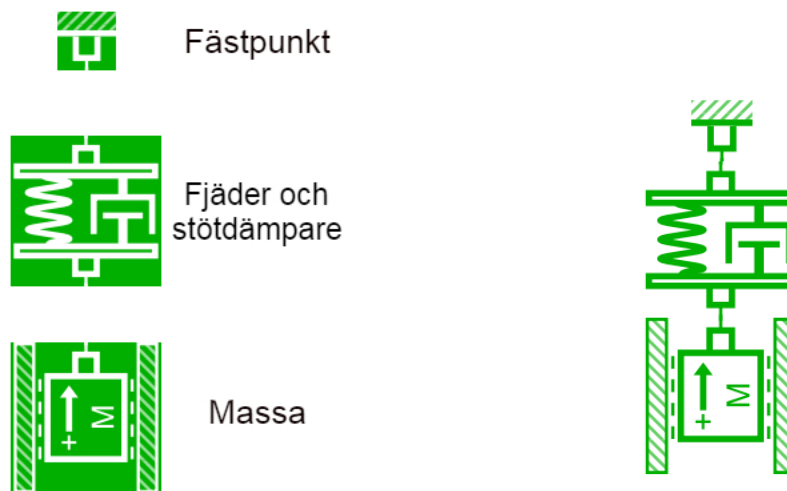
Simcenter Amesim är en simuleringsprogramvara utvecklad av Siemens och används för modellering, simulering och analys av mekatroniska system. Amesim använder sig av ett bibliotek av komponenter för att skapa mekatroniska system, se Figur 1.3. Dessa komponenter kan representera fysiska enheter som motorer, fjädrar eller pumpar, men även data som signaler och ekvationer. Komponenter har även parametrar som beskriver dess egenskaper. Dessa kan exempelvis vara fjäderkonstanten för en fjäder, spänningen i ett batteri eller diametern på en slang. Amesim använder sig av 17 olika numeriska metoder för att lösa differentialekvationer och programmet väljer automatiskt vilken som lämpar sig bäst beroende på systemets dynamik. Programmet kan både variera tidsstegen i integrationerna och vilken metod som används för att uppnå en så effektiv simulering som möjligt [7].



Figur 1.3: Hemskrmen i Amesim

1.3.1 Exempel på modellering och simulering i Amesim

I Figur 1.4 redovisas hur komponenter kan kopplas ihop för att skapa mekaniska eller mekatroniska system. I detta exempel skapas ett enkelt mekaniskt system med komponenter för en massa, en kombinerad stötdämpare och fjädrar, samt en fästpunkt.

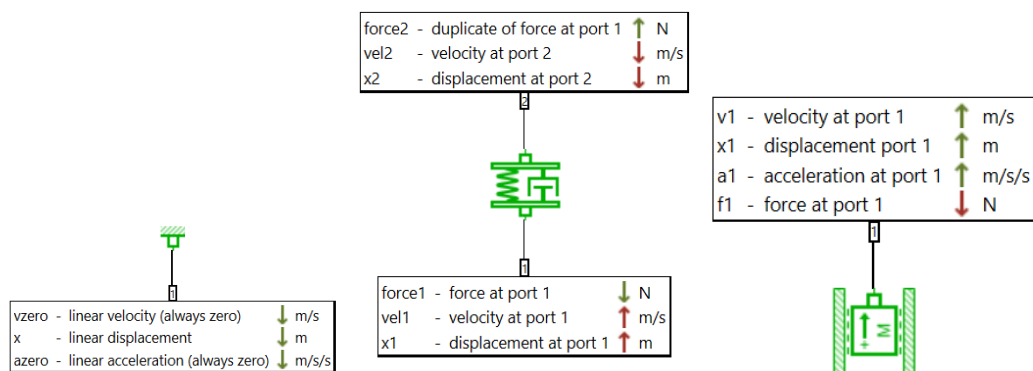


(a) Enskilda komponenter

(b) Kopplade komponenter

Figur 1.4: Figuren visar hur enskilda komponenter kan kopplas ihop till ett system. En vit bakgrund innebär att systemet är komplett och redo att simuleras.

Olika komponenter måste vara kompatibla med varandra för att kunna kopplas ihop. Varje komponent har en eller flera portar som kan ta in och skicka ut data genom att kopplas med andra komponenters portar, se Figur 1.5. De gröna pilarna representerar utdata och de röda pilarna representerar indata.



Figur 1.5: In- och utvariabler i komponenternas portar.

När ett komplett system har skapats kan parametrarna för de olika komponenterna definieras. I Figur 1.6 syns värdena för parametrar som fjäderns fjäderkonstant, stötdämparens dämpningskoefficient samt massans tyngd, startposition och start-hastighet. I Figur 1.6b syns det att massans startposition har valts till -0.1 meter, vilket kan tolkas som att massan dras nedåt 10 centimeter och sedan släpps.

Parameters of springdamper01 [SD0000A-1]

Title	Value	Unit
spring stiffness mode	numerical value	
spring force with both displacements zero	0	N
spring rate	100000	N/m
damper rating	1000	N/(m/s)

(a) Parametrar för fjäder och stötdämpare

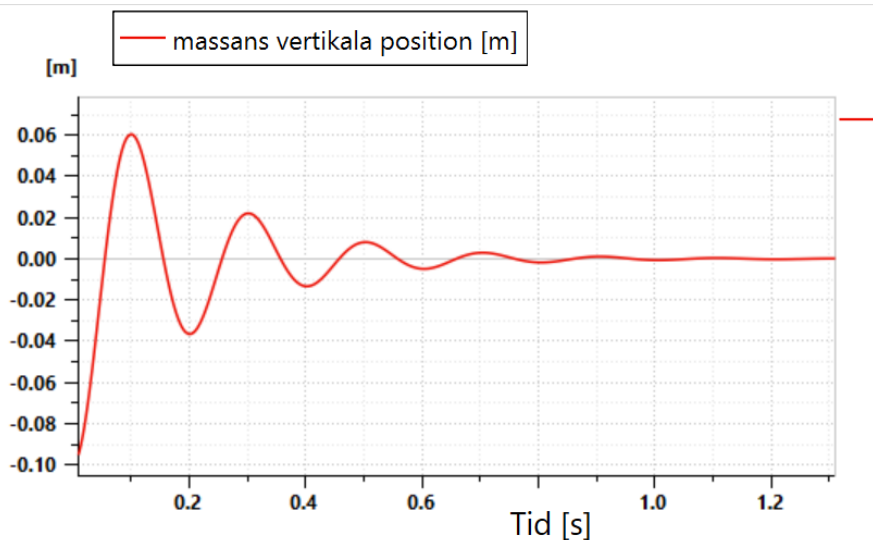
Parameters of mass_friction1port [MAS003-1]

Title	Value	Unit
# velocity at port 1	0	m/s
# displacement port 1	-0.1	m
mass	100	kg

(b) Parametrar för massan

Figur 1.6: Parametrar och startvärden kan bestämmas för systemet

När parametrarna har definierats kan systemet simuleras utifrån valda simuleringsvärden, som tid och mätfrekvens. När simulationen är genomförd kan diagram tas ut som visar hur olika värden ändras över tid. I Figur 1.7 visas ett diagram över massans position som funktion av tiden.

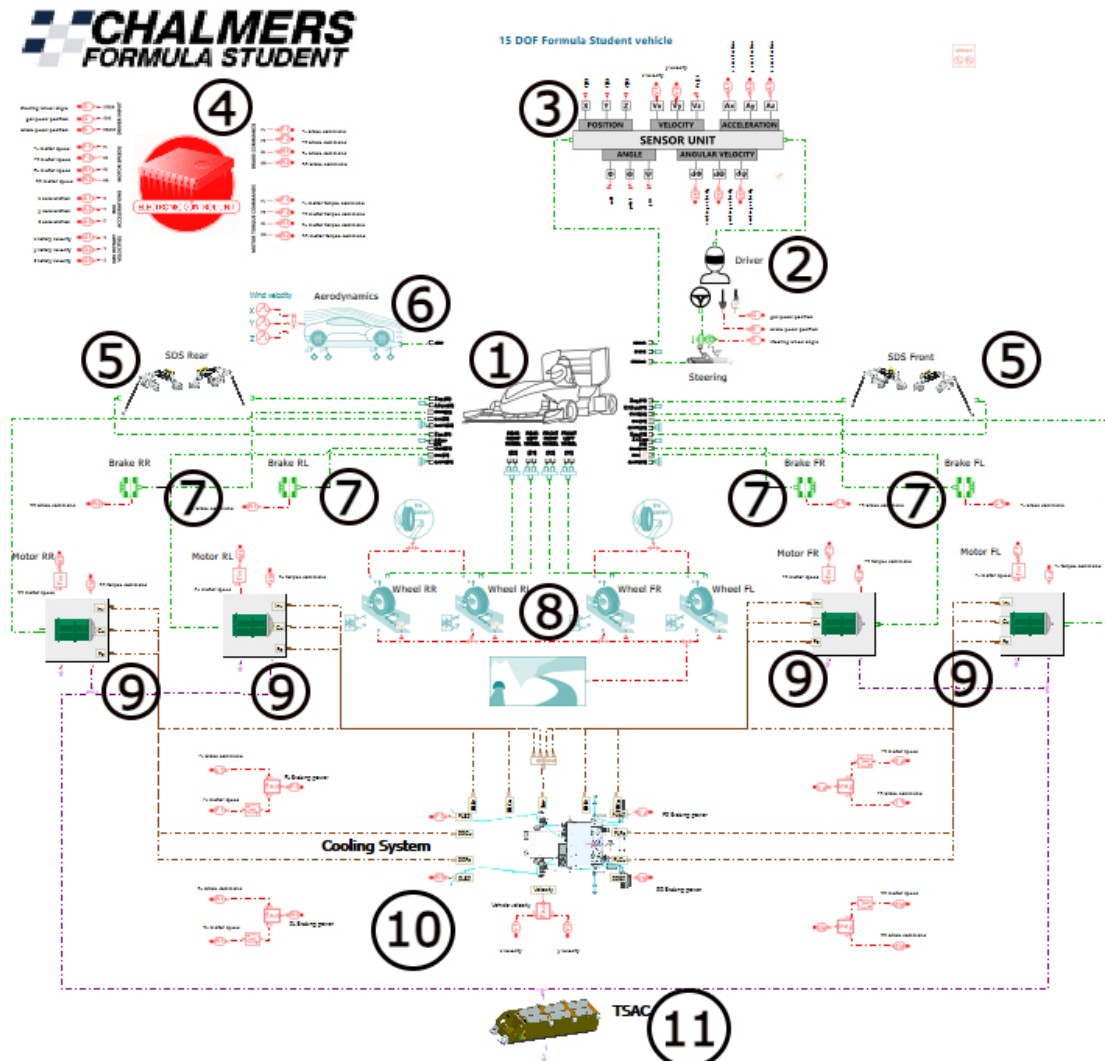
**Figur 1.7:** Ett diagram över massans vertikala position

En samling av komponenter kan även grupperas in i en så kallad superkomponent som kan representera ett specifikt system. Komponenterna byts då ut mot en enda komponent som kan öppnas och hanteras i ett separat fönster. En superkomponent

kan även bestå av ytterligare superkomponenter. Detta görs främst för att underlätta navigationen av modellen och göra den mer användarvänlig.

1.3.2 Bilmodellen i Amesim

Modellen för Formula Student-bilen som har skapats i detta arbete består av flera kopplade komponenter och superkomponenter, se Figur 1.8. Modellen har byggts på en befintlig modell som har skapats av Henrik Berkmann på Siemens. Berkmanns modell är ämnad för att simulera Formula Student-bilar och utgår från en modifierad komponent av ett chassi med 15 frihetsgrader.



Figur 1.8: Den fullständiga modellen i Amesim

Nedan listats de olika delarna av modellen. Numreringen korrelerar med siffrorna i Figur 1.8.

1. **Chassikomponent med 15 frihetsgrader** 'Hjärtat' i modellen som beskriver fordonsdynamiken. Har portar som kopplas till majoriteten av komponenterna i modellen.
2. **Förarmodell** Här implementeras ban- och hastighetsprofilen som bestämmer körcykler för bilen.

3. **Sensorer** Superkomponent med sensorer som mäter bilens rörelse. Här kan värden för bland annat hastighet, acceleration, och rotationshastighet plockas ut och användas.
4. **Elektrisk styrenhet** Superkomponent innehållande bilens reglersystem. Här implementeras bland annat algoritmen för vridmomentsfördelning.
5. **Fjädringssystem** Superkomponenter med bland annat stötdämpare och fjädring.
6. **Aerodynamik** Komponent som tillämpar aerodynamiska effekter på bilen som luftmotstånd och marktryck.
7. **Bromsar** Komponenter för bilens bromsar. Styrts av signaler från styrenheten.
8. **Däckmodell** Komponenter för modellering av däckprestanda och vägslag.
9. **Motorer med inverterare** Superkomponenter som modellerar motorn med tillhörande inverterare, samt en algoritm för beräkning av fältförsvagning i motorn vid höga varvtal.
10. **Kylsystem** Detaljerad modell av kylsystemet med termiska massor som representerar olika delar av motorerna och bromsskivorna.
11. **Batteri** Detaljerad modell av bilens batteri med modellering ner på cellnivå.

2

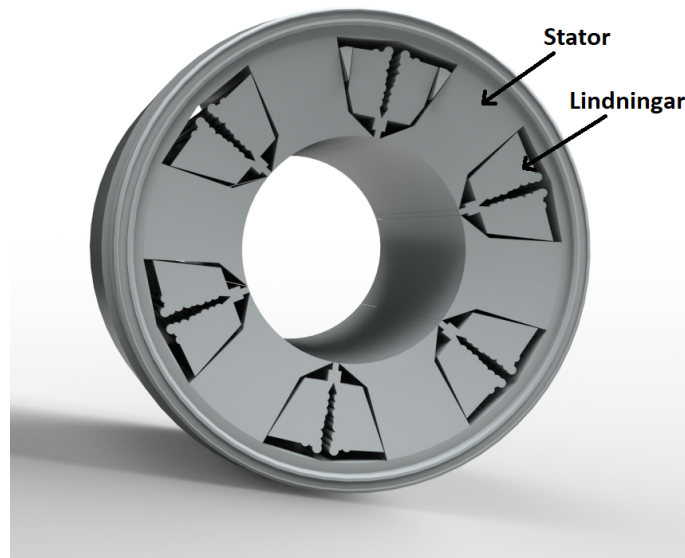
Bakgrund till elektrisk drivlina

CFS-bilens elektriska drivlina omfattas av ett batteri, inverterare och PMSM-motorer, se Figur 1.2. För energilagring använder CFS-bilen NCM523-battericeller [8]. Batteriet består av 6 seriekopplade segment där varje segment består av 23 seriekopplade celler, vilket innebär att det innehåller totalt 138 celler [8]. Vid varje hjul bilen finns en elmotor monterad som är kopplad till hjulen genom en planetväxel med utväxlingsförhållandet 14:1 [8]. Motorerna genererar en maximal effekt på 32 kW, ett maximalt vridmoment på 24 Nm och kan rotera med upp till 20 000 varv per minut ickenominellt och 14 000 varv per minut nominellt [8]. För att omvandla den lagrade energin till drivkraft har bilen fyra inverterare från Aros Electronics, en för varje motor. Varje inverterare har en inspänning på 400-600 V likspänning och en maximal ingångsström på 100 A likström. De har en switchfrekvens på 10 kHz och en maxtemperatur på 65°C [29]. I de kommande avsnitten kommer teoretisk bakgrund om egenskaperna hos PMSM-motorer, inverterare och battericellerna att ges. Dessutom kommer tillämpning av fältförsvagning att utforskas för motorn vid höga hastigheter. Vridmomentsstyrning, som optimerar fördelningen av drivkraften mellan hjulen för förbättrad manövrerbarhet och stabilitet, kommer också att beskrivas.

2.1 PMSM-motor

En PMSM-motor består av en stator och en rotor, där statorn är den stationära delen och rotorn är den roterande delen. Statorn är byggd på liknande vis för alla typer av trefas växelström-maskiner, där det finns en statorkärna med en distribuerad lindning runt omkring, se Figur 2.1. Lindningen ger upphov till tre faser där varje lindning skapar en förskjutning mellan faserna på 120°. Rotorn kan däremot variera mellan olika el-maskiner. Statorn är kopplad till ett trefas växelspanningssystem som driver en trefas växelström genom lindningarna. Strömmen genom lindningarna ger upphov till ett magnetiskt fält i de tre faserna.

För att förenkla analysen av en PMSM-motor kan systemet som representerar motorn omvandlas från ett trefas-system till ett tvåfas-system även kallat ett $\alpha\beta$ -systemet [18]. Detta system används för att förenkla matematiska uttryck för motorn och beskriver motorns egenskaper. Relaterat till $\alpha\beta$ -systemet finns även ett dq-system som används i modelleringen och för att bestämma paramterar som behövs i modelleringen [10, s. 56-61]. Detta system, precis som $\alpha\beta$ -systemet, representerar motorns egenskaper. Skillnaden mellan systemen är hur de observeras samt



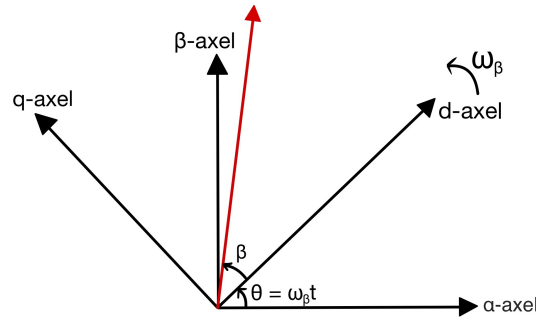
Figur 2.1: Renderad bild för stator med lindningar

hur de är relaterade till motorn, se Figur 2.2. Den stora skillnaden mellan dessa är hur $\alpha\beta$ -systemet fungerar som ett stationärt referenssystem som inte roterar med motorn. Till skillnad från $\alpha\beta$ -systemet är dq-systemet ett roterande referenssystem som roterar i synk med motorns rotor. Det är relevant att påpeka $\alpha\beta$ -systemet då det fungerar som ett mellansteg innan ytterligare transformationer till dq-systemet. Omvandlingen från $\alpha\beta$ -systemet till dq-systemet görs med Park-transformation [25]. Denna transformation implementerar en matematisk rotation av koordinatsystemet. Rotationen är baserad på rotorns vinkelhastighet ω , vilket synkroniserar strömmar och spänningar med rotorns rörelse. Matematisk uttrycks transformationen enligt följande två ekvationer:

$$d = \alpha \cos(\theta) + \beta \sin(\theta) \quad (2.1)$$

$$q = -\alpha \sin(\theta) + \beta \cos(\theta) \quad (2.2)$$

där θ är vinkeln som representerar rotorns position och relateras till vinkelhastigheten genom $\theta = \omega t$, där t är tiden. Detta omvandlar de trefasiga systemvariablerna till två variabler (d och q). Dq-systemet är användbart för motorstyrning eftersom den direkt omtalar motorströmmar till elektromagnetiska vridmoment och magnetisk flödestäthet. Detta i sin tur främjar implementering av vektorstyrning [37].



Figur 2.2: $\alpha\beta$ - och dq-systemens relation till varandra

Generellt modelleras PMSM-motor med följande ekvationer [18]:

$$u_{sd} = R_s i_{sd} + L_{sd} \frac{di_{sd}}{dt} - \omega_r L_{sq} i_{sq} \quad (2.3)$$

$$u_{sq} = R_s i_{sq} + L_{sq} \frac{di_{sq}}{dt} + \omega_r L_{sd} i_{sd} + \omega_r \psi_m \quad (2.4)$$

$$T_e = \frac{3n_p}{2} (\psi_m i_{sq} + (L_{sd} - L_{sq}) i_{sd} i_{sq}) \quad (2.5)$$

Ekv. 2.3 beskriver spänningen längs d-axeln. R_s är statorresistansen, L_{sd} är d-axelns induktans, i_{sq} är strömmen längs d-axeln, $\frac{di_{sd}}{dt}$ är derivatan av d-axelns ström över tiden, ω_r är rotorns vinkelhastighet, och L_{sq} samt i_{sq} är q-axelns induktans respektive ström.

Ekv. 2.4 hanterar spänningen längs q-axeln. Här är ψ_m den permanenta magnetens flödeslänkning. Termen $\omega_r \psi_m$ representerar den elektromotoriska kraften (emf) som genereras av motorn roterande magnetfält.

Ekv. 2.5 ger ett uttryck för det elektriska vridmomentet T_e som motorn genererar. n_p är antalet polpar i motorn. Termen $(L_{sd} - L_{sq}) i_{sd} i_{sq}$ representerar den koppling som finns mellan d- och q-axlarna på grund av skillnaden i induktans mellan dessa axlar, vilket bidrar till vridmomentet.

Ovan nämnda ekvationer är viktiga för att förstå och simulera PMSM-motorn för precis, responsiv kontroll över hastighet.

Ett särskilt viktigt verktyg inom dq-transformationens ramverk är optimala ström-vinkeln β för maximalt vridmoment per ampere i motorn även känt som *Maximum Torque Per Ampere* (MTPA). MTPA är utformad för att maximera det genererade vridmomentet i förhållande till den elektriska ström som förbrukas, vilket i denna modellering är avgörande för fältförsvagning i kommande avsnitt 2.2.

Härledningen av β börjar med att uttrycka vridmomentet T_e för en given total ström I_{mag} som är resulterande vektorn av i_d och i_q , se följande ekvation: [11].

$$I_{mag} = \sqrt{i_{sq}^2 + i_{sd}^2} \quad (2.6)$$

Genom att uttrycka i_{sd} och i_{sq} i termer av β , vilket är vinkeln mellan den totala strömvektorn och q-axeln fås följande två ekvationer: [11].

$$i_{sd} = I_{mag} \cos(\beta) \quad (2.7)$$

$$i_{sq} = I_{mag} \sin(\beta) \quad (2.8)$$

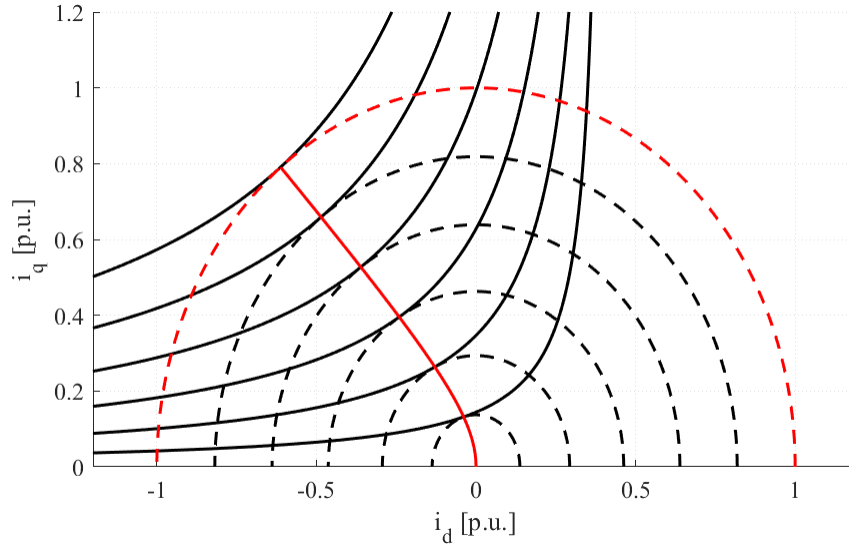
Insättning av dessa i ekvationen för T_e ger följande ekvation [11]:

$$T_e = \frac{3n_p}{2} (\psi_m I_{mag} \sin(\beta) + (L_{sd} - L_{sq}) I_{mag}^2 \sin(\beta) \cos(\beta)) \quad (2.9)$$

Maximera T_e genom att derivera med avseende på β och sätta derivatan till noll enligt $d(T_e)/d\beta = 0$ och efter algebraiska förenklingar kan detta leda till följande ekvation som löses för $\cos(\beta)$ [11]:

$$\cos(\beta) = -\frac{\psi_m}{4(L_{sd} - L_{sq})I_{mag}} - \sqrt{\frac{1}{2} + \left(\frac{\psi_m}{4(L_{sd} - L_{sq})I_{mag}}\right)^2} \quad (2.10)$$

Ekv. 2.10 visar hur $\cos(\beta)$ kan beräknas givet motorn konstanter och den totala strömmen. I Figur 2.3 visualiseras olika begränsande konstanta vridmoment med heldragna svarta kurvor och begränsande konstanta strömmagnitud cirklar med streckade kurvor samt MTPA linjen med en röd heldragen kurva. MTPA linjen representerar var det blir maximalt vridmoment per ampere för varje vridmomentvärde. Vinkeln mellan MTPA linjen och i_d axeln är β från Ekv. 2.10.



Figur 2.3: Visualisering av strömbegränsningscirkeln

Utifrån Ekv. 2.9 kan följande ekvation härledas för totala strömvektorn:

$$I_{mag} = -\frac{\psi_m}{2(L_{sd} - L_{sq})\cos(\beta)} + \sqrt{\frac{2T_e}{3n_p(L_{sd} - L_{sq})\sin(\beta)\cos(\beta)} + \left(\frac{\psi_m}{2(L_{sd} - L_{sq})\cos(\beta)}\right)^2} \quad (2.11)$$

En annan ekvation som kommer att vara nödvändig senare i rapporten är att bryta ut i_{sq} ur Ekv. 2.5, det leder till följande ekvation:

$$i_{sq} = \frac{T_e}{\frac{3N_p}{2}(\psi_m + (L_{sd} - L_{sq})i_{sd})} \quad (2.12)$$

För att beräkna effektförlusterna med avseende på resistansen i motorns statorlindningar kan följande ekvation nedan användas [15]:

$$P = 3R_T(I_{RMS})^2 \quad (2.13)$$

Där R_T är resistans som statorn har vid en viss temperatur T . Faktorn 3 indikerar att det är en trefasig motor, där varje fas bidrar till den totala effektförlusten. I_{RMS} är effektivvärdet av strömmen där RMS står för kvadratisk medelvärde, även känt som *Root Mean Square*.

2.2 Fältförsvagning

Reglering av fältförsvagning i en motor är ett sätt att öka dess hastighet genom att minska det elektromagnetiska fältet i motorn. Denna metod är särskilt användbar i situationer där motorhastigheten måste överskrida de nominella gränserna för hastigheten. Därmed fältförsvagning är en viktig del i en motor för övergripande kontroll och styrning för att anpassa motorns prestanda och effektivitet till varierande arbetsförhållande [11].

En metod för styrning av fältförsvagning är så kallad *Advanced Angle Field Weakening Control*. Denna metod tillåter motorn att fungera effektivt vid hastigheter högre än dess nominella hastighet och kommer därför att vara i fokus i modelleringen. Principen bakom denna metod är att rotera strömvektorn I_{mag} längs strömbe-gränsningscirkeln, se Figur 2.3. Den har en vinkel β relativt d-axeln. När motorn arbetar genereras strömmen genom d-axeln, i_d , som syftar till att minska styrkan på det permanenta magnetflödet. Det görs för att motorn ska kunna möta olika driftförhållanden. Det leder i sin tur till att spänningen för PMSM-motorn kan styras så att den inte blir för hög och når sitt gränsvärde [11].

2.3 Inverterare

För att kunna mata PMSM-motorerna med en växelström från ett batteri som ger ut en likström så behöver strömmen konverteras till växelström. Konverteringen görs med hjälp av en inverterare. Inverteraren är passande i drivsystem med växelströmsmaskiner där det drivande varvtalet behöver variera, vilket är relevant för CFS motorer. Detta görs genom att variera frekvensen på spänningen som matas till maskinen. Även spänningsamplituden varierar för att få en passande magnetisk flödestäthet vid diverse varvtal [15, s. 150-160].

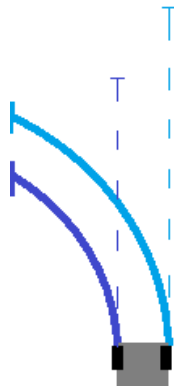
Inverteraren byggs upp av styrbara halvledarkomponenter, ofta transistorer. Dessa kan både sluta och öppna strömkretsar, vilket är en essentiell egenskap för att kunna styra och i sin tur omvandla strömmen. På så sätt kan strömmen modifieras så att

den växelvis är positiv eller negativ, det vill säga en växelström. Dessa omkopplingar sker med en switchfrekvens, som är en fast frekvens som bestämmer hur kretsen beter sig. Medelvärde på spänningen under varje switchperiod kan varieras genom att variera hur stor del av switchperioden som har en negativ respektive positiv spänning. Den variationen kallas för pulsbreddsmodulering [15, s. 150-160].

En inverterare kan vara både en likriktare och en växelriktare, beroende på hur den styrs. I en likriktare omvandlas växelström till likström, medan en växelriktare gör motsatsen. Hur den styrs kan förklaras genom att styra vridmomentet, vilket görs genom att styra frekvensen [15, s. 160-164]. Ökas frekvensen så flyttas statorlindningarnas magnetfält fram i förhållande till rotorns. Det leder till att vinkeln mellan dem ökar, vilket i sin tur producerar ett högre vridmoment. Sänks frekvensen istället så saktar statorlindningens magnetfält in. Minskas den tillräckligt så att den istället hamnar efter rotorns magnetfält så bromsas maskinen, vilket betyder att den går som en generator. Att den går som en generator innebär att rörelseenergi omvandlas till elektrisk energi och då fungerar inverteraren som en likriktare så att batteriet kan laddas upp [15, s. 150-160].

2.4 Vridmomentsfördelning

Syftet med *vridmomentsfördelning* (VF) är att ge en bättre fördelning av vridmomentet, vilket resulterar i mer grepp, mindre svängradie och högre acceleration [13]. Figur 2.4 visualiserar hur dynamiken i en sväng ger upphov till att hjulen färdas olika långa sträckor. Det leder till att bättre kurvtagnings-egenskaper kan uppnås om ett högre vridmoment skickas till högerhjulet jämfört med vänsterhjulet. Ekvationerna för VF förklaras mer ingående i ekvationerna 6.5-6.8 i samband med att själva modelleringen presenteras. När föraren gasar och svänger så skickas mindre vridmoment till bilens inre hjul genom att vridmomentet subtraheras med en faktor. Det vill säga; om föraren gasar och svänger vänster så skickas mindre vridmoment till de vänstra hjulen. För negativa vridmoment så adderas faktorn istället, vilket resulterar i att hjulen inte bromsar lika mycket som de yttre hjulen. Det finns även en statisk del av ekvationerna som beror på fördelningen av vridmoment mellan fram- och bakhjul. Det leder till att för positiva moment så skickas mer vridmoment till bakhjulen och för negativa moment så förstärks momenten till framhjulen.



Figur 2.4: Banan som hjulen färdas i under en sväng (heldragen linje) och den resulterande sträckan som färdats (streckad linje)

2.5 Batteri

Celler i ett batteri är den minsta individuella elektrokemiska enheten och levererar spänning beroende på en kombination av kemiska ämnen och material som utgör cellen. Cellen är uppbyggd av en anod och en katod. Mellan dem finns en elektrolyt som är elektriskt isolerande men jonisk ledande. Med den här uppbyggnaden kan joner röra sig genom cellen. Utöver det så finns ett polymer som separator som ligger mellan anoden och katoden. Den är till för att innesluta elektrolyten samt skydda från kortslutning [47, s. 5].

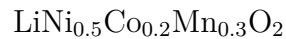
Det finns två typer av celler; primära celler och uppladdningsbara celler, även kallade sekundära celler. I denna rapport kommer det att vara fokus på de sekundära cellerna. Cellens spänning beror på en rad faktorer, där den nominella spänningen i cellen är den spänning som tillverkaren har specificerat för cellen vid en given spänningsklass [34]. Den faktiska spänningen när cellen används kan därför variera från den nominella spänningen till ett högre eller lägre värde. Cellens nominella laddningskapacitet, vilket specificerar kvantiteten av laddning i amperetimmar (Ah), är relevant eftersom den indikerar hur mycket ström cellen kan leverera under en viss tid innan den behöver laddas igen. Ett batteri har även en nominell energikapacitet och betecknas i Watt-timmar (Wh). För att beräkna energikapacitet multipliceras den nominella spänningen med den nominella laddningskapaciteten. En cell med 2 V och 10 Ah kan ha en energikapaciteten på 20 Wh [34].

Celler kan vara kopplade i serie eller pararellt. När celler är kopplade i serie kommer spänningen över batteriet att summeras enligt Kirchhoffs spänningslag. Samtidigt kommer strömmen i batteriet vara lika mycket som för en individuell cell enligt Kirchhoffs strömlag. Laddningskapacitansen följer samma lag, då det är samma ström som går igenom det seriekopplade batteriet. Den motsatta effekten sker för batteriet när den är pararellkopplad. Spänningen över batteriet kommer vara densamma som för en individuell cell, men strömmen och laddningskapacitansen summeras.

En typ av battericell är litiumbatterier, som är baserade på litiumjoner. Till skillnad

från andra batterikemier har litiumcellerna en separator istället för en elektrolyt. Det finns flera egenskaper som gör litiumbatterier optimala i eldrivna fordon, så som hög effekt och långt batteriliv [28]. Bland uppladdningsbara batterier har batterier som är baserade på litium även den högsta energidensiteten [47, s. 5].

NCM523-battericeller är ett typ av kemisk sammansättning som används i litiumbatterier för en del elektriska fordon [1]. NCM står för Nickel-Kobolt-Mangan och numret som följer indikerar kemiska reaktioner och sammansättningen av de kemiska föreningarna [1]. I det här fallet är NCM523 en kemisk sammansättning av 50% nickel, 20% kobolt och 30% mangan som har följande formel [1]:

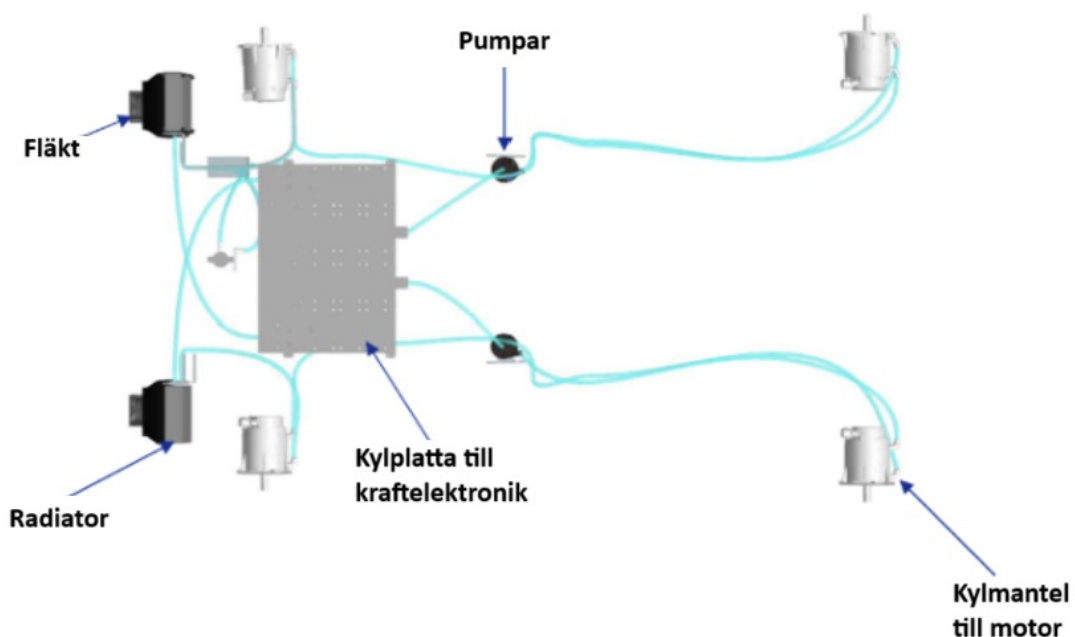


Anledningen till att NCM används för elektriska fordon är på grund av materialets höga energitäthet och driftspänning [2].

3

Bakgrund till kylsystem

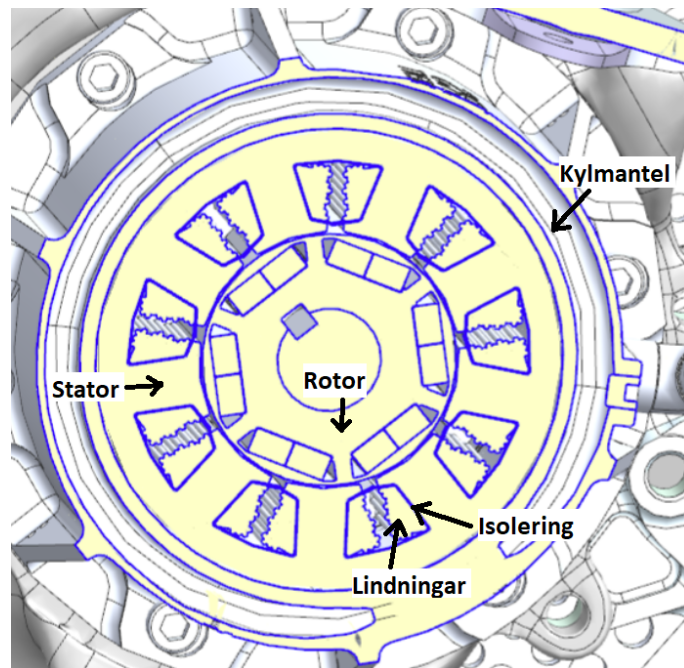
Kylsystemets främsta uppgift är att transportera bort värmeförluster från motorerna och inverterarna, samt att värmeväxla dessa värmeförluster med omgivande luft. I CFS23-bilen är motorer och inverterare vattenkylda med ett system bestående av pumpar, radiatorer med tillhörande fläktar, kylmantlar för motorer samt kylplattor för kraftelektroniken. De två pumparna cirkulerar vattnet i ett slutet system i formen av två åttor. Kylplattan för kraftelektroniken samt kylmantlarna för motorerna kyls genom att värmeförlusterna värmer upp aluminium som genom kanaler är i kontakt med kylvattnet. Det uppvärmda kylvattnet värmeväxlas genom konvektion med luften runt bilen i radiatorerna. Fläkten monterad på radiatoren ser till att radiatoren har tillräcklig genomströmning av luft även vid lägre hastigheter på bilen. En fågelvy av kylsystemet kan ses i Figur 3.1.



Figur 3.1: Fågelvy över kylsystemet i CFS23 bilen

De förluster som sker i motorerna kan delas upp i lindningsförluster och järnförluster. En tvärsnittsvy av motorn med namnkonvention kan ses i Figur 3.2. Lindningsförluster sker i kopparlindningen. Dessa värmeförluster transporteras med konduktion genom ett lager av isoleringsmaterial till statorn. Järnförluster kan approximeras till

att uppkomma i statorn. Värmeöverföring mellan statorn och kylmanteln kan enligt tillverkaren approximeras som ideal. Värmeförlusterna sprider sig även till omkringliggande komponenter genom konduktion. Värmeutvecklingen i komponenter runt växellådan påverkas dessutom av värmeutveckling från skivbromsen monterad vid varje hjuls växellåda. I kapitlet nedan presenteras nödvändig teori för förståelse av värmeöverföringen i kylsystemet.



Figur 3.2: Tvärsnittsvy med namnkonvention för motor

3.1 Generell värmetransport

Värmeenergin som absorberas eller avges för att höja eller sänka temperaturen för en given massa av ett material beskrivs av värmekapacitetsformeln

$$Q = C_p \cdot m \cdot \Delta T. \quad (3.1)$$

Här representeras den absorberade eller avlägsnade energin med Q . C_p är materialets specifika värmekapacitet under konstant tryck, m är materialets massa och ΔT är temperaturförändringen i materialet. Ekv. 3.1 kan skrivas om till en ekvation för värmeöverföringshastighet genom att tidsderivera värmeöverföringen Q till värmeöverföringshastighet \dot{Q} i enheten Joule per sekund eller Watt samt tidsderivera massan m till \dot{m} med enheten kilogram per sekund. Sammantaget beskriver Ekv. 3.2 temperaturförändringen för ett massflöde, exempelvis för en fluid som strömmar i ett system. [23, Kap. F-2.6]

$$\dot{Q} = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (3.2)$$

3.2 Värmeutveckling i bromsar

Den momentana bromseffekten P för en enstaka inbromsning där bromsmomentet M antas vara konstant kan beräknas enligt:

$$P = M \cdot \omega \quad (3.3)$$

där ω är rotationshastigheten på bromsskivan. Om all bromseffekt antas omvandlas till värme i bromsskivorna kan temperaturökningen per sekund, \dot{T} , i bromsskivorna beräknas enligt [31, s. 297]:

$$\dot{T} = \frac{P}{C_p \cdot m} \quad (3.4)$$

3.3 Strömningsdynamik

Strömningsdynamik är studien av rörelsen hos vätskor och gaser och hur de interagerar med sina omgivningar. Strömningsdynamik används för att analysera och förutsäga flödesmönster, exempelvis för luftflödet runt en bil eller vattnets flöde i ett kylsystem.

Bernoullis ekvation är en fundamental princip inom strömningsmekanik för beräkning av flöden. Ekvationen uttrycker bevarande av energi i en strömmande vätska eller gas och beskriver sambandet mellan tryck, hastighet och höjd längs ett flöde genom att balansera kinetisk, potentiell och tryckenergi. Bernoullis ekvation bygger på ett antal antaganden som är viktiga att ta i beaktning vid användning av ekvationen. Några fundamentala antaganden som Bernoullis ekvation bygger på är att flödet är i jämvikt (steady state), att fluiden är inkompressibel (konstant densitet), icke-visköst flöde (ingen inre friktion) samt att analysen görs längs en strömlinje. [9, s. 267]

De ingående variablerna i Bernoullis ekvation är trycket p , densiteten ρ , flödets hastighet v , höjden över ett valt referensplan z i meter samt tyngdaccelerationen g [9, s. 267]. Jämvikt mellan två punkter med Bernoullis ekvation beskrivs genom:

$$\frac{p_1}{\rho} + 0.5 \cdot v_1^2 + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + 0.5 \cdot v_2^2 + g \cdot z_2 \quad (3.5)$$

där index 1 och 2 indikerar två punkter längs en strömlinje.

Ett modernt verktyg för beräkningar inom strömningsdynamik är *Computational Fluid Dynamics* (CFD). CFD använder numerisk analys och datastrukturer för att lösa problem relaterat till strömningsmekanik [4, s. 6].

3.4 Konduktion

Vid konduktion sker värmeöverföring genom direkt kontakt mellan eller inom ett material med en temperaturgradient. Värmeenergin överförs från ett område med

högre temperatur till ett område med lägre temperatur genom kollisioner och vibrationer av atomer eller molekyler inom ett material [16, s. 1].

Beräkningen av konduktion kan delas upp i värmeöverföring inom ett material samt värmeöverföring mellan två kroppar. Inom ett material kan följande ekvation användas för att beräkna värmeöverföringen.

$$P = \frac{\lambda \cdot A}{d} \cdot \Delta T. \quad (3.6)$$

Värmeöverföringseffekten i enheten Watt beräknas genom att multiplicera materialets värmeledningsförmåga λ med materialets tvärsnittsarea A med temperaturskillnaden ΔT . Denna produkt divideras sedan med sträckan d som värmeledningen sker över i enheten meter [41]. För beräkning av värmeöverföringseffekten i kontakten mellan två material används följande ekvation:

$$P = h_c \cdot A \cdot \Delta T. \quad (3.7)$$

Denna ekvationen består av multiplikation av kontaktarean, temperaturskillnaden samt konvektionskoefficienten h_c . Beräkning av konvektionskoefficienten beskrivs i kapitel 3.5. [41]

3.5 Mikic modell

Olika modeller för approximering av kontaktkonduktiviteten i övergången mellan två material har presenterats genom åren. Enligt Babus studie ger Mikic modell för kontaktkonduktivitet en väl överensstämmande approximation för metalliska material [6]. Mikic modell utgår från antagandet att deformation av materialets ytfinhet sker med plastisk deformation och beräknar kontaktkonduktiviteten genom följande formel:

$$h_c = 1.13 \cdot \frac{s_s \cdot \lambda_s}{\sigma} \cdot \left(\frac{P}{H_c}\right)^{0.94}. \quad (3.8)$$

Modellens ingående variabler är kontaktrycket p , det effektiva medelvärdet av lutningen av ojämnheter på ytan s_s , det effektiva medelvärdet för materialens värmeledningsförmåga k_s , effektiva medelvärdet av ytfinheten σ samt materialets mikrohärdhet H_c . Index s representerar effektivt medelvärde. Lutningen av ytfinheten är en viktig parameter då den påverkar möjlig kontaktyta, vilket då även påverkar kontaktkonduktiviteten mellan två material [6]. Det effektiva medelvärdet för värmeledningsförmågan av två material beräknas enligt

$$\lambda_s = \frac{2 \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (3.9)$$

där index 1 och 2 indikerar vardera material. För lutningen av ojämnheter samt ytfinhet beräknas det effektiva medelvärdet enligt

$$X_s = \sqrt{X_1^2 + X_2^2}. \quad (3.10)$$

3.6 Adimensionella tal

Inom strömningsmekaniken spelar adimensionella tal en grundläggande roll för att karakterisera och analysera olika strömningsfenomen. Dessa tal är dimensionlösa kvantiteter som ger oss viktiga insikter i strömningsegenskaper. Talen kan exempelvis hjälpa till att förutsäga strömningsmönster, övergång mellan laminärt och turbulent flöde samt möjlig värmeöverföring mellan en fluid i rörelse och en solid vägg. Nedan presenteras de adimensionella numren Reynolds, Prandtls, Nusselts, Grashofs och Rayleighs tal.

3.6.1 Reynolds tal

Reynoldstalet (Re) är ett adimensionellt tal som används för att karakterisera strömning genom att förutsäga övergången mellan laminär och turbulent strömning i en fluid. Reynoldstalet definieras som kvoten mellan inertialkrafter och viskösa krafter i ett flöde. Vid lågt Reynoldstal dominerar viskösa krafter, vilket resulterar i en ordnad strömning känd som laminär strömning. Om Reynoldstalet är högt är det istället de inertiala krafterna som dominerar, vilket resulterar i en oregelbunden och mer kaotisk strömning som kallas för turbulent strömning. Strömmar med samma Reynoldstal är identiska med en konstant skalfaktor. Övergången mellan laminär och turbulent strömning definieras av Reynoldstalet. Reynoldstalet definieras enligt

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (3.11)$$

där d är den karaktäristiska längden i meter. För ett rör är den karaktäristiska längden diametern på röret. v är strömningshastigheten och ν är den kinematiska viskositeten för fluiden. [36, s. 112 - 114]

3.6.2 Prandtls tal

Prandtls tal (Pr) är ett adimensionellt tal som beskriver kvoten mellan kinematisk viskositet och värmediffusionsförmåga för en vätska. Talet definieras enligt

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (3.12)$$

där μ är fluidens viskositet, C_p är fluidens värmekapacitet vid konstant tryck och λ är fluidens värmekonduktivitet [46, s. 297]. Ofta finns Prandtls tal definierade för en fluid i egenskapstabeller. Små värden för Prandtls tal tolkas som att den termiska diffusiteten är dominerande för flödet medan ett stort värde betyder att impulsdiffusionen är dominerande. Ett lågt Prandtls tal betyder därför att termiska diffusionen sker fortare och att det termiska gränsskiktet blir tjockare än flödesgränsskiktet. [36, s. 415]

3.6.3 Nusselts tal

Nusselts tal (Nu) beskriver kvoten mellan den totala värmeöverföringen och konduktionsvärmeöverföringen. Den totala värmeöverföringen är summan av både vär-

meöverföring genom konduktion och konvektion. [36, s. 277] För fri konvektion är Nusselts tal en funktion av Rayleighs tal och Prandtls tal enligt

$$Nu_{free} = f(Ra, Pr). \quad (3.13)$$

För tvingad konvektion, där flödet sker på grund av en yttre kraft med hjälp av exempelvis en pump, är Nusselts tal en funktion av Reynolds tal och Prandtls tal enligt

$$Nu_{forced} = f(Re, Pr). \quad (3.14)$$

Exakta definitioner för Nusselts tal är approximerade utifrån applikation och kommer definieras senare för varje applikation. [39]

3.6.4 Grashofs tal

Grashofs tal (Gr) beskriver när naturlig konvektion blir dominerande över ledningsvärmeöverföring. Detta görs genom att studera kvoten mellan termiska expansionskrafter (flytkraft) och viskositetskrafter [46, s. 297]. När en fluids temperatur förändras påverkas fluidens densitet, vilket ger upphov till termiska expansionskrafter. Lägre densitet flyter uppåt i en vätska, vilket definieras som fri konvektion. Detta motarbetas av viskositetskrafterna i fluiden. Grashofs tal kvantifierar kvoten mellan dessa krafter. Grashofstal beskriver därmed, likt Reynolds tal för tvingad konvektion, övergången från laminärt till turbulent flöde för fri konvektion [9, s. 729]. Grashofs tal definieras enligt

$$Gr = \frac{L^3 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot \gamma \cdot \Delta T}{\mu^2}. \quad (3.15)$$

Ekvationen innehåller den karaktäristiska längden L i enheten meter, g är tyngdaccelerationen, ρ densiteten, γ termiska utvidgningskoefficienten, ΔT temperaturskillnaden och kinematiska viskositet μ .

3.6.5 Rayleighs tal

Rayleighs tal (Ra) är produkten av Prandtls tal och Grashofs tal, definierat som att

$$Ra = Pr \cdot Gr. \quad (3.16)$$

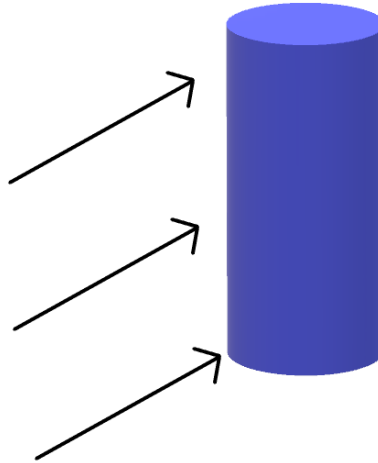
Rayleighs tal blir därigenom starkt kopplat till Grashofs tal där båda analyserar kvoten mellan termiska expansionskrafter och viskositetskrafter men med multiplikationen med Prandtls tal tar Rayleighs hänsyn till moment- och termisk diffusion. [9, s. 731]

3.7 Konvektion

Konvektion är överföringen av värme eller massa genom rörelse av en vätska eller gas. Konvektionen kan antingen vara tvingad med hjälp av en yttre kraft eller fri då den beror på densitetsskillnader som uppstår inom mediet.

3.7.1 Konvektion för cylindergeometrier

Konvektion för cylindergeometrier innefattar värmeöverföringen mellan strömmande luft till en tvärställd cylinder enligt figur 3.3. Detta sker runt kylmantlarna för motorerna för CFS bilen.



Figur 3.3: Definition av flödesriktning för konvektion med cylinder

För beräkningar definieras Nusselts tal för både fri konvektion enligt

$$Nu_{free} = \left(0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + \frac{0.559^{9/16}}{Pr}\right)^{8/27}}\right)^2 \quad (3.17)$$

och tvingad konvektion för den cylindriska geometrin enligt

$$Nu_{forced} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

där variablerna för C och m hämtas ifrån Tabell 3.1 där värdet är beroende på flödets Reynoldstal.

Tabell 3.1: Definition av variablerna C och m

Re	C	m
<4	0.989	0.33
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40 000	0.193	0.618
>40 000	0.027	0.805

Nusselts tal för kombinationen av både tvingad och fri konvektion beräknas enligt kubroten ur summan av Nusslets tal för fri konvektion i kubik och Nusslets tal för tvingad konvektion i kubik, enligt

$$Nu = (Nu_{free}^3 + Nu_{forced}^3)^{1/3} \quad (3.19)$$

Utifrån det beräknade Nusselts tal kan en konvektionsvärmeöverföringskoefficient (enhet $W/(m^2 \cdot K)$) beräknas enligt

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{2 \cdot r}. \quad (3.20)$$

Ekvationen multiplicerar Nusselts tal med värmeöverföringskoefficienten λ för fluiden i enheten $W/(mK)$ samt dividerar med den karaktäristiska längden för värmeöverföringen, i detta fall cylinderns diameter (eller $2 \cdot$ radien)

Slutligen kan värmeöverföringseffekten som sker från cylindern till den omgivande luften P (i enheten W) beräknas enligt

$$P = h_{conv} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \Delta T. \quad (3.21)$$

Konvektionsvärmeöverföringskoefficienten multipliceras med cylinderns mantelarea, i enheten m^2 , samt skillnaden i temperatur mellan luften och cylindern.

3.7.2 Konvektion i rör

Metoden för att beräkna värmeöverföringen genom konvektion mellan en fluid i ett rör och röret liknar metoden som användes i kapitel 3.7.1. Beroende på andra geometrier och flöden ändras ekvationer för Nusselts tal och de karaktäristiska längderna. För laminärt flöde definieras Nusselts tal enligt

$$Nu_{lam} = 1.86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr}{\frac{l}{dh}}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}. \quad (3.22)$$

Ekvationen är beroende av Reynolds tal, Prandtls tal, hydraulisk diameter d_h för röret i enheten meter, absolut viskositet för fluiden vid temperaturen i mitten av röret μ i enheten $N \cdot s/m^2$ samt absolut viskositet för fluiden vid temperaturen vid rörets innervägg μ_s i enheten $N \cdot s/m^2$.

För beräkning av Nusselts tal vid turbulent flöde används

$$Nu_{turb} = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (3.23)$$

som innehåller samma parametrar som Ekv. 3.22. Beräkning av konvektionsvärmeöverföringskoefficient sker med Ekv. 3.20. Vid beräkning av värmeöverföringseffekten modifieras ekvation 3.21 med kontaktarean för röret och fluiden genom multiplikation av den hydrauliska diametern och rörets längd enligt

$$P = h_{conv} \cdot \pi \cdot dh \cdot l \cdot \Delta T \quad (3.24)$$

4

Datainsamling

I detta kapitel redovisas all datainsamling som genomförts under arbetet. Det gäller allt från motorparametrar till värmeöverföringskoefficienter. Majoriteten av parametrarna har anskaffats genom datafiler och dokument eller genom intern kommunikation inom CFS. Parametrar som inte varit kända har bestämts genom rimliga antaganden och beräkningar.

4.1 Parametrar för elektrisk drivlina

Under följande avsnitt redovisas parametervärden för motorerna, inverterarna och batteriet.

4.1.1 Motor- och inverterarparametrar

Tabell 4.1 visar parametrar för att modellera motorn och för att beräkna ekvationerna som listades i avsnitt 2.1. Antalet polpar, länkat flöde och strömamplituden hämtades med hjälp av intern kommunikation hos handledaren [27]. Induktanserna togs fram genom beräkningar från en rapport av Andalen m. fl. som berörde CFS motorer [3]. Strömvinklarna beräknades med hjälp av Ekv. 2.10.

Tabell 4.1: Sammanställning av data för motorn [27]

Parametrar/Betydelse	Symbol	Värden
Polpar	n_p	3
Länkat flöde från magneter i rotorn	ψ_m	35.0878 mWb
Maximala strömamplituden	I_{mag}	$120\sqrt{2}$ A
Induktansen i d-led	L_{sd}	0.741 mH
Induktansen i q-led	L_{sq}	1.329 mH
Strömvinkel för maximalt positivt vridmoment per ampere	β_{MTPA}	128.656°
Strömvinkel för maximalt negativt vridmoment per ampere	$\beta_{MTPAneg}$	231.344°

En annan parameter som var nödvändig är referens resistansen R_{T0} i statorlindningen och den beräknades för en godtycklig punkt från en isolerad simulering av motorn. Referens resistansen är resistansen för en förutbestämd referens temperatur. Simuleringen var till för att få fram en referens resistans som bättre kunde återspegla beteendet i CFS motorn. Från simuleringen anskaffades värden för I_{RMS} och effekten P .

Följande ekvation beskriver den temperaturberoende resistansen i statorlindningen

$$R_T = R_{T_0}(1 + \epsilon_{Cu}(T - T_0)) \quad (4.1)$$

där R_T är den resistans som statorn har vid en viss temperatur T , T_0 är en referenstemperatur och ϵ_{Cu} är temperaturkoefficienten för koppar. Temperaturkoefficienten beskriver den relativa resistansförändringen per grad temperaturförändring.

Tabell 4.2 innehåller parametrarna som användes för beräkningen av R_{T_0} . Med värdena från tabellen insatta i Ekv. 2.13 och Ekv. 4.1 kunde sedan den slutgiltiga referens resistansen beräknas till 0.1103Ω .

Tabell 4.2: Sammanställning av parametrar för beräkning av R_{T_0}

Parametrar/Betydelse	Symbol	Värden
RMS strömmen	I_{RMS}	51.6974 A
Effekt	P	925.742
Starttemperatur i statorlindning	T	30 °C
Referens temperatur	T_0	18 °C
Temperatur koefficient för koppar	ϵ_{Cu}	0.00393 °C ⁻¹

Vid modellering av förluster i inverteraren valdes det att modellera den med en konstant verkningsgrad. Denna verkningsgrad sattes till 96%. Valet av att sätta verkningsgraden till 96% baseras på iterativ testning mot bänkningsdata i inverteraren då förlusterna blev alldeles för höga mot bänkningsdatan. Generellt har en inverterare en relativt hög verkningsgrad och valet gjordes efter detta. Notera avsnitt 8.7.2, förbättringsmöjlighet för modellering av inverterare.

4.1.2 Batteriparametrar

För modellering av batteriet behövdes flera parametrar för att modellera dess egenskaper. Parametrar som anskaffats genom datafiler är listade nedan i Tabell 4.3 [8]. Spänningarna som är listade i tabellen visar hur tomgångspänning, även känt som *open circuit voltage* (OCV), varierar mellan dessa värden. OCV anskaffades genom data i Matlab från CFS [43], där OCV datan är beroende av SOC.

Tabell 4.3: Sammanställning av data för batteri celler [8]

Parametrar	Värden
Maximal spänning	4.28 V
Nominell spänning	3.73 V
Minimal spänning	3.0 V
Nominell kapacitet	13 Ah
Intern resistans	2.0704 mΩ

4.2 Parametrar för kylsystem

Nedan presenteras resultat av beräkningar samt informationsinsamling för parametrar använda för att modellera kylsystemet.

4.2.1 Värmeöverföringskoefficienter

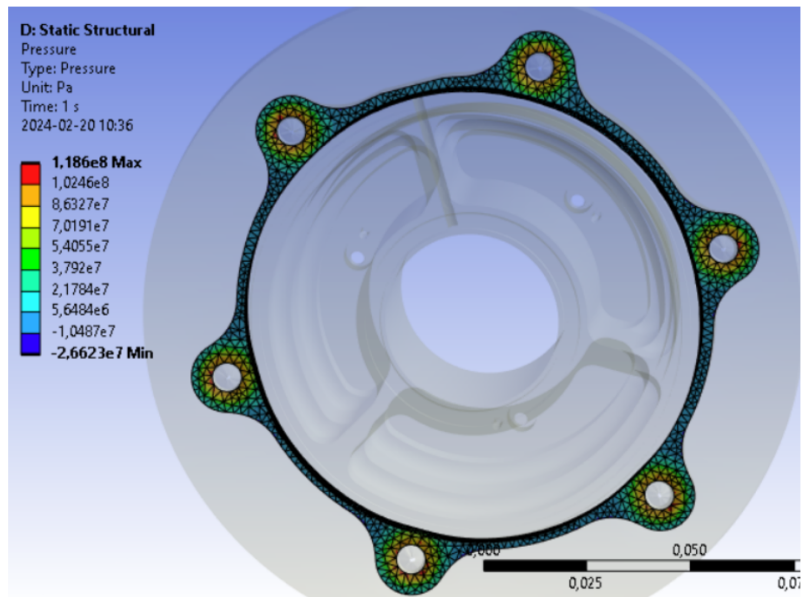
För modellering av konduktionen mellan komponenter i motorerna behövs förutom värmeöverföringskoefficienter inom materialet även en termisk kontaktledningsförmåga bestämmas. Denna avgör möjlig effektöverföring mellan komponenter i kontakt. Den termiska kontaktledningsförmågan bestämdes utifrån Mikic formel med Ekv. 3.8.

4.2.1.1 Estimering av tryck mellan komponenter

Den första parametern som behöver bestämmas för implementering av Mikic formel är kontakttrycket mellan komponenterna. För att estimeras detta tryck användes *finite element methods* (FEM) beräkningar med programvaran Ansys Structural [5]. *Computer aided design* (CAD) komponenter hämtades från CFS23-laget som importerades till Ansys.

För val av lastfall valdes att enbart fokusera på krafter skapade av sammansättning av komponenterna med skruvar. Last orsakad av körning av bilen samt gravitation valdes att bortses ifrån. Åtdragningsmoment för skruvar valdes utifrån rekommenderat åtdragningsmoment för den specifika skruvdimensionen av Nord-lock Group [48]. Då friktionskoefficient mellan skruv och material inte var känt användes ett approximerat värde mellan osmörjd och smörjd yta.

Utifrån lastfallet beräknar Ansys ut kontakttrycket mellan komponenterna, se Figur 4.1. Medelvärde av det beräknade trycket valdes att använda i den fortsatta beräkningen. Medelvärdet av trycket beräknas genom att summera trycket vid dess noder för att sedan dividera på antalet noder. Sammanställning av tryck mellan varje komponent kan ses i Bilaga B.



Figur 4.1: Kontakttrycket beräknat med Ansys structural för kontakt mellan upright och växellåda. Bild med tillstånd av ANSYS, Inc. [5]

4.2.1.2 Beräkning av TCC med Mikic formel

Efter beräknat kontakttryck kunde resterande parametrar för beräkning av Mikic formel erhållas. Kontaktarean mellan komponenterna erhöles från analys av CAD-modellen för komponenterna. Materialdata för aluminium som användes vid beräkningar presenteras i Tabell 4.4 [6]. Beräkningar av termisk kontaktledningsförmåga gjordes med Ekv. 3.8 till 3.10 och presenteras i Tabell 4.5.

Tabell 4.4: Materialdata för aluminium [6]

Material	Termisk ledning	Ytfinhet	Asperity lutning	Mikrohårdhet
Aluminium	201 [W/mK]	0.12 [μm]	0.03	1400 [MPa]

Tabell 4.5: Beräknad termisk kontaktledningsförmåga

Komponenter	Termisk kontaktledningsförmåga [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
Kylmantel till bakkåpa	$6.205 \cdot 10^5$
Upright till kylmantel	$4.257 \cdot 10^5$
Upright till växellåda	$6.434 \cdot 10^5$
Bromsskiva till växellåda	$3.550 \cdot 10^5$

4.2.1.3 Värmeöverföring i kylmantlar samt kylplatta

Värmeöverföringskoefficienter mellan kylvatten och kylmantlar samt kylplatta till kraftelektronik bestämdes utifrån beräkningar genomförda av Andersson m. fl. [29]. De beräknade koefficienterna presenteras i Tabell 4.6. De beräknades utifrån bänkningsdata för värmeförluster från motorer och kraftelektronik samt temperaturer

på solida materialet och kylvattnet. Vid bänkningsdata kördes motorerna med ett konstant vridmoment samtidigt som kylsystemet var inkopplat till en vattenkran. Antagandet som gjordes i beräkningen var att all förlust avges genom termisk energi. Då komponenten erhöll en konstant temperatur ansågs förlusterna och värmeöverföringen till kylvattnet vara ekvivalenta. Med Ekv. 4.2 för konduktion kunde värmeöverföringskoefficienten beräknas med kända temperaturer samt förluster från motorer och inverterar. I ekvationen är \dot{Q} effektöverföringen i Watt, h_c är värmeöverföringskoefficienten i, A är kontaktarean och T skillnaden i temperatur mellan vattnet och den solida komponenten.

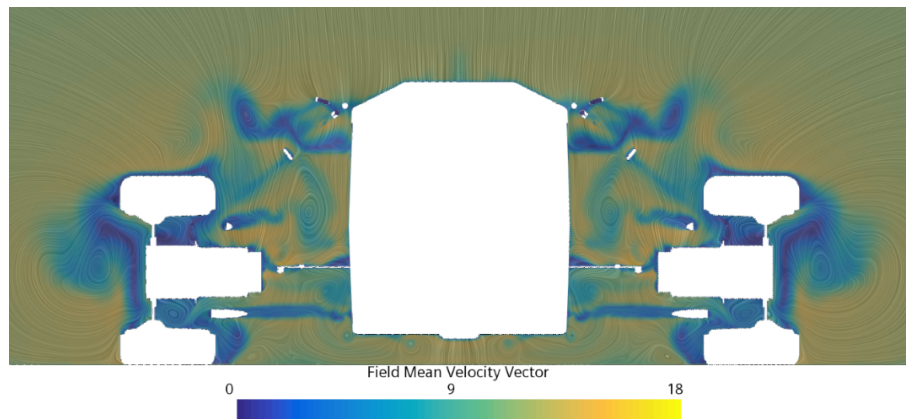
$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot (T_{vägg} - T_{fluid}) \quad (4.2)$$

Tabell 4.6: Beräknad värmeöverföringskoefficient för kylmantel och kylplatta [29]

Komponent	Värmeöverföringskoefficient [$W/(Km^2)$]
Kylmantel till motorer	195
Kylplatta för kraftelektronik	752

4.2.2 Massflöden för konvektion

Utöver att värmeförluster leds bort med kylsystemet kommer även viss värmeförlust överföras med konvektion till luften runt bilens komponenter. Massflödet av luft runt bilens komponenter kommer påverkas av bilens hastighet samt aerodynamiska element på bilen som påverkar luftflödet, se Figur 4.2.



Figur 4.2: Hastighetsfält för en tvärsnittvy vid frammotorerna

För att approximera luftflödet för varje komponent valdes att studera en Computational Fluid Dynamics (CFD) modell för CFS23 bilens hastighetsfält. Hastigheten i CFD modellen är beräknad med en hastighet på 40 km/h för bilen. Hastigheten för varje komponent approximerades till en procentsats av bilens hastighet. Denna procentsats approximerades som konstant oberoende av bilens hastighet. Massflödet är därför modellerat linjärt mot bilens hastighet. Massflödet kunde beräknas utifrån

komponentens tvärsnittarea och luftens densitet. Massflödet använt i modellen presenteras i Tabell 4.7 & 4.8 medan beräkningar återfinns i Bilaga C.

Tabell 4.7: Beräknat massflöde för frammotorer

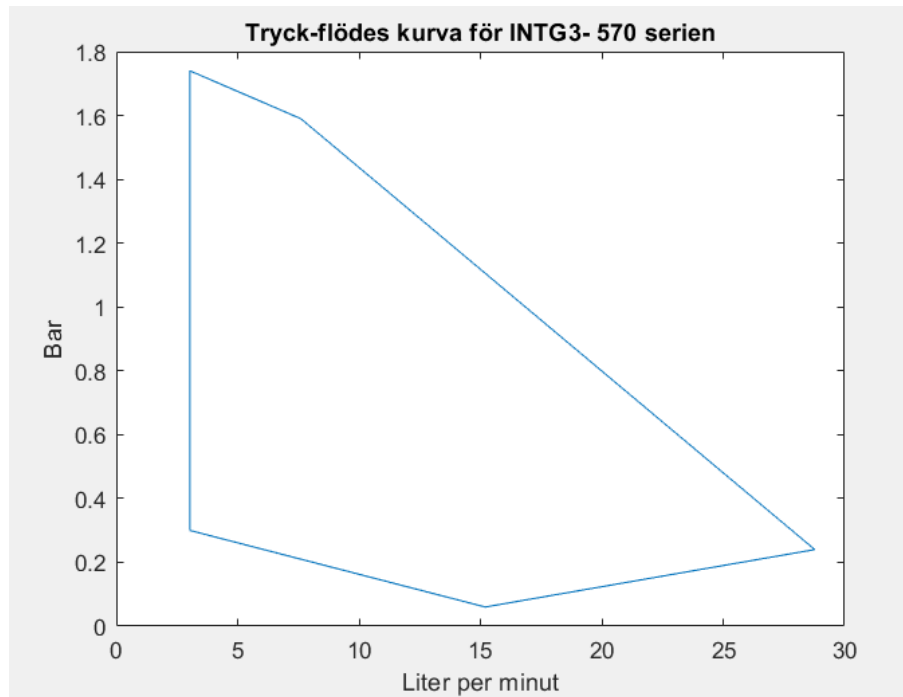
Komponent	Massflöde [kg/s]
Bakkåpa	0.0039*v
Kylmantel	0.0173*v
Växellåda	0.0069*v
Upright	0.0038*v

Tabell 4.8: Beräknat massflöde för bakmotorer

Komponent	Massflöde [kg/s]
Bakkåpa	0.0010*v
Kylmantel	0.0130*v
Växellåda	0.0110*v
Upright	0.0038*v

4.2.3 Flöde från vattenpumpar

Flödet från vattenpumparna är beroende av motståndet för flöde i systemet. Ju mer tryck som pumparna behöver generera för flödet desto lägre flöde genererar pumparna. Flödet i slangarna kan beräknas enligt Bernoullis ekvation, se Ekv. 3.5), utifrån tryckgradienten som pumpen skapar i systemet. För att kunna modellera detta senare i Amesim skapades en tabell för relationen mellan tryck och flöde från pumparna utifrån data från tillverkaren GRI-pumps [22]. Tryck-flödes kurvan för pumpen kan ses i Figur 4.3.



Figur 4.3: Tryck-flödes kurva för GRI intg3-570 pump [22]

4.2.4 Vikter och dimensioner på komponenter

Vikter på komponenter bestämdes utifrån multiplicering av komponentens volym utifrån CAD filer, hämtade från CFS, med materialets densitet. Längder och dimensioner på komponenter bestämdes utifrån en kombination av mätning av CAD komponenter och mätning av den fysiska komponenten. En sammanställning av framtagna värden samt var de har hämtats från kan ses i Bilaga A.

4.2.5 Materialval

En viktig del av att modellera motorns delar som termiska massor var att identifiera de olika materialen som delarna bestod av, då detta påverkar deras termiska egenskaper. En del av materialen var kända, andra bestämdes genom rimliga antaganden. De egenskaper som var intressanta var materialens densitet, specifika värmekapacitet och värmeöverföringskoefficient.

Motorns yttre delar samt intilliggande delar är alla gjorda i aluminium. Dessa inkluderar växellådan, kylmanteln, bakkåpan och styrspindeln (*upright*), se Figur 6.32. Rent aluminium finns som standardmaterial i Amesims komponent för termiska materialegenskaper och parametrarna för delar i aluminium utgår därför från Amesims bestämda värden. Motorns stator antas vara tillverkad i magnetstål, ett typ av kiselstål som ofta används i generatorer och transformatorer [44]. Lindningen i motorn är gjort i koppar epoxy. Värden för kopparlindningen mottogs från tillverkarna. Det som var känt om motorns spårisolering var att den hade en värmekonduktivitet på 0.18 W/mK samt att den är gjord i 3D printad plast [27]. Utifrån denna information gjordes antagandet att isoleringen är gjord i polypropylen. Bromsskivorna är tillver-

kade i SSABs Hardox HiTemp stål [20]. Detta stål har en kolhalt på runt 0.25% [17] och antogs därför ha egenskaper som liknar ett konstruktionsstål med låg kolhalt.

I Tabell 4.9 är egenskaperna för de olika delarna listade. Materialparametrarna är anskaffade genom mjukvaran Granta EduPack, en databas för material. Data återskapat med tillstånd från ANSYS, Inc.

Tabell 4.9: Densitet (ρ), specifik värmekapacitet (C_p) och värmeöverföringskoefficient (λ) för de olika delarna [14].

Del	Material	ρ [kg/m^3]	C_p [J/KgK]	λ [W/mK]
Lindning	Koppar	8940	380	1
Stator	Magnetstål (1 Si-Fe)	7900	461	73
Bromsskivor	Konstruktionsstål	7800	460	50
Isolering	Polypropylen	900	1700	0.18

4.3 Fordonsegenskaper

Utöver data för drivlinan och kylsystemet har även generella värden för bilens egenskaper behövts. Dessa värden täcker saker som massor och tröghetsmoment på olika delar av bilen, geometriska värden som axelavstånd och tyngdpunkter samt parametrar kopplat till fjädringssystemet. En del av dessa värden finns inte dokumenterade utan har fått bestämmas genom rimliga antaganden och kommunikation med medlemmar i CFS-laget. Eftersom simulering av bilens dynamik inte ligger i fokus i detta arbete har vikten av exakta värden kopplat till bilens dynamik och mekanik inte varit lika stor som för andra områden.

Bilens tröghetsmoment har beräknats genom att approximera bilen som ett rätblock och göra beräkningar utifrån bilens höjd, bredd och längd. Denna metod kallas för prismametoden [30, s. 1557]. Värden på fjädringskoefficienter och styvhet på krängningshämmanen är taget från en rapport samt publicerad kod från Shreekara Ramesh, en projektingenjör från CFS23-laget [35]. Värden kopplade till bilens aerodynamik är hämtade från dokumenterad data från CFD-simuleringar inom CFS [42]. Övriga värden kopplat till bilens dynamik är taget från ett dokument med samlade värden för CFS23 bilen och kommunikation inom CFS [45].

4.4 Implementering av banprofil och hastighetsprofil

Datan som används för validering av modellen kommer ifrån ett test av 2023-bilen på Vårgårda flygplats. Skälet till val av bana är att det är den längsta sammanhängande körningen av bilen samt att hastighetsprofilen är relativt jämn från varv till varv. Det gör implementering av hastighetsprofil över flera varv lättare att implementera. Banan tar inte hänsyn till höjdförändringar då det inte finns dokumenterat

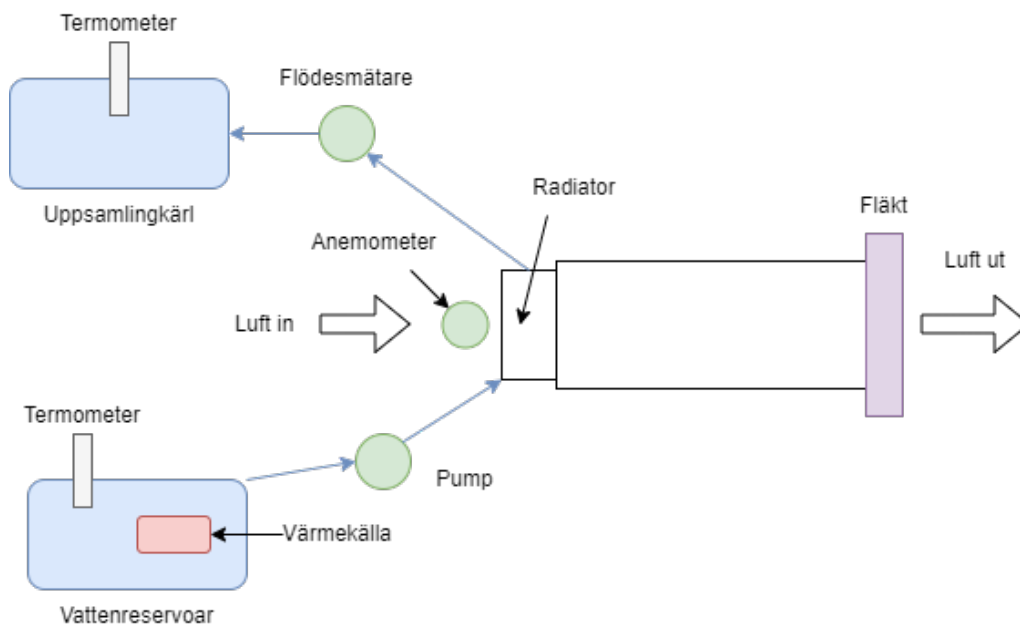
i gps-datan, samt att höjdförändringen på flygfältet som testerna gjordes på anses vara försumbara.

Bilen samlar in data från sensorer som sitter på bilen. Med hjälp av gps-data om banans utforming, kan en banprofil genereras med hjälp av Amesims verktyg för ban-generering. Accelerometrar gör att hastigheten kan beräknas genom integration, dessa värden kan genereras i Matlab för att sedan sparas i en ".data" fil som Amesim kan läsa. Hastighetsprofilen kan även genereras direkt i Amesim med hjälp av tidsmarkerade gps-punkter, men datan från accelerometrarna visade sig mer exakta.

5

Radiatorrest

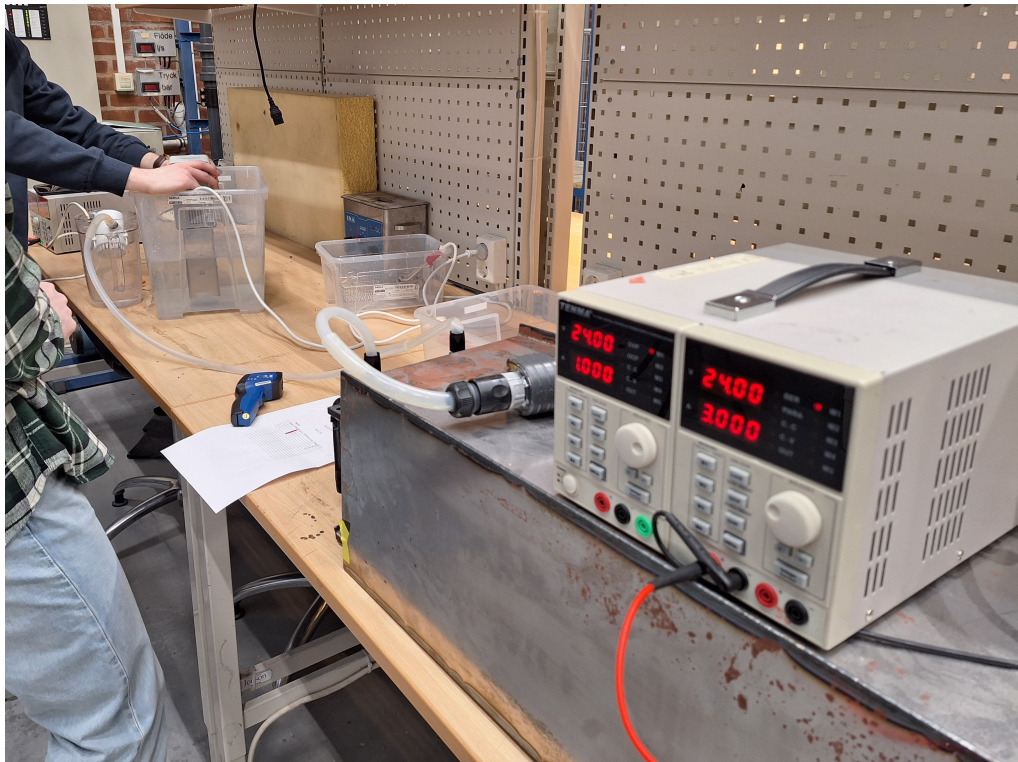
Ett test av kyleffekten på CFS23 bilens radiatorer genomfördes för att erhålla värden på kyleffekt utifrån olika flöde av kylvatten samt genomströmning av luft till radiatorn. Dessa värden används för att kunna modellera radiatorns kyleffekt i Amesim. Genomflödet av luft genom radiatorn vid full effekt på dess tillhörande fläkt mättes dessutom under testet. Testet genomfördes genom att pumpa uppvärmt vatten genom radiatorn som placerades framför en fläkt. Temperaturen på vattnet mättes innan och efter det passerade radiatorn, se Figur 5.1.



Figur 5.1: Illustration av hur radiatortestet genomfördes

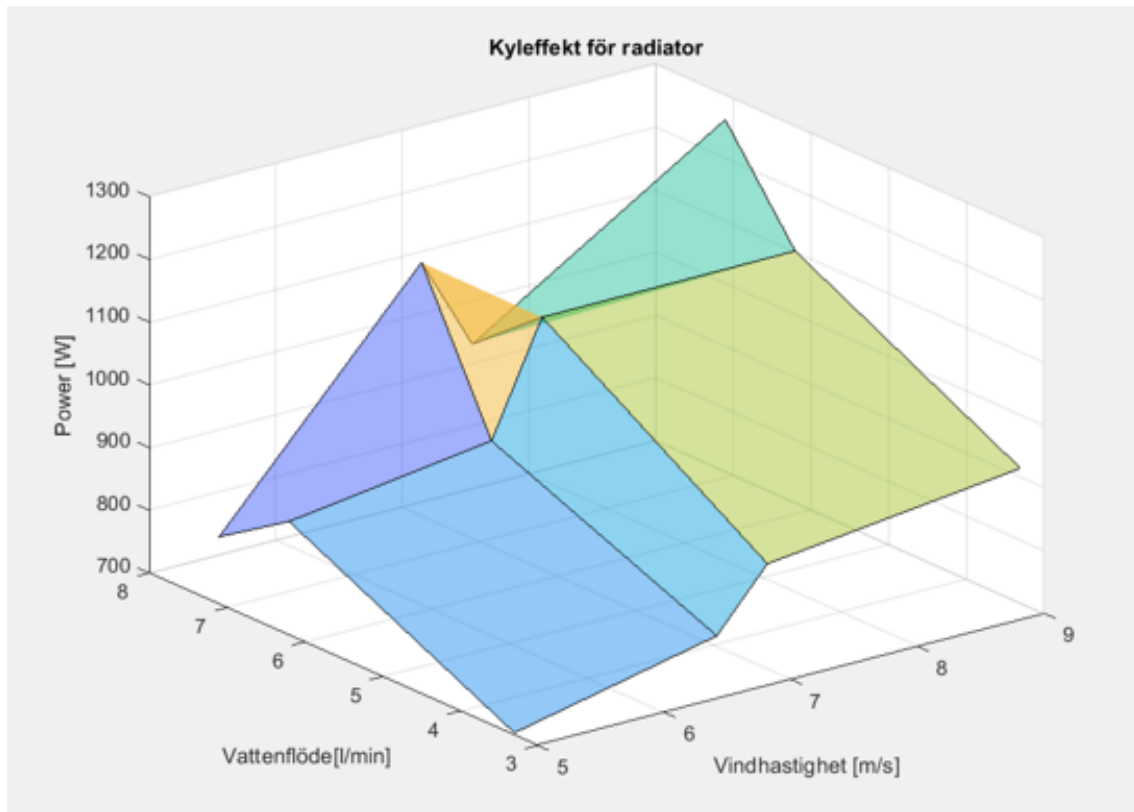
Inledningsvis kopplades de olika delarna ihop med slangar. Slangarna gick från en pump in till radiatorn och ut från radiatorn till ett uppsamlingskärl, se Figur 5.2. Vattnet i det ena vattenreservoaret värmdes upp till 35 °Celsius med en doppvärmare. Vattnets temperatur mättes upp med en IR-temperaturmätare. Därefter pumpades vattnet genom radiatorn och ut i uppsamlingskärlet. Radiatorn placerades framför en styrbar fläkt som kunde efterlikna olika hastigheter av luftflöde till radiatorn. Luftflödet kontrollerades genom att justera strömmen som gick till fläkten. Lufthastigheten ur fläkten mättes upp med en digital anemometer utan radiatorn placerad framför. Den uppmätta lufthastigheten är därmed inte representativ för luftflödet genom radiatorn utan representerar olika hastigheter för bilen. När vatten

hade börjat samlas i uppsamlingskärlet mättes dess nya temperatur och en temperaturskillnad dokumenterades. Vattenflödet genom radiatoren uppmättes av en flödesmätare. Dess noggrannhet validerades innan det första testet genom att pumpa igenom en bestämd mängd vatten, mäta tiden och beräkna flödes hastigheten.



Figur 5.2: På bilden syns radiatoren placerad framför fläkten. Vattnet går från pumpen, genom radiatoren och ut till ett uppsamlingskärl.

Med värden på volymflöde för både luft och kylvatten samt temperaturskillnad kunde ett värde på kyleffekten tas fram med Ekv. 3.2. Kyleffekten testades för tre olika värden på vattenflödet och fyra olika lufthastigheter för varje vattenflöde, totalt 12 kombinationer. Resultaten redovisas i ett tredimensionellt diagram, se Figur 5.3. Resultatet visar en ökande kyleffekt både från ökande volymflöde av vatten samt luft. Resultatet visar oregelbundna avvikelser från en linjär ökning både för ökande vattenflöde samt vindhastighet. Maximal kyleffekt erhöles vid ett vattenflöde på 7.1 liter per minut samt en lufthastighet på 9 m/s med en kyleffekt på cirka 1300 W. Minimal kyleffekt erhöles vid ett vattenflöde på cirka 3 liter per minut samt en lufthastighet på 5 m/s med en kyleffekt på cirka 700 W. Observera att dessa kyleffekter är uppmätta med en skillnad i lufttemperatur och vattentemperatur på initialt 15 grader.



Figur 5.3: Diagram över kyleffekten som funktion av vindhastighet och vattenflöde

Radiatorrestet genomfördes med material och instrument som fanns tillgängliga i CFS:s lokaler, samt en anemometer för uppmätning av vindhastighet från Chalmers Solar Team. När det gäller möjliga felkällor är det troligtvis kopplat till uppmätningen av temperaturen på vattnet innan och efter det passerat radiatoren. Uppmätningen av temperaturerna skedde med en enklare IR-temperaturmätare. Värdena från denna mätare varierade lite beroende på var i uppsamlingskärlet IR-temperaturmätaren riktades. Detta kan också bero på att vattnet inte blandades tillräckligt och hade ojämn temperaturfördelning. Även konvektion mellan luften och vattnet i uppsamlingskärlet kan vara en felkälla då detta kan ha kylt eller värmt vattnet.

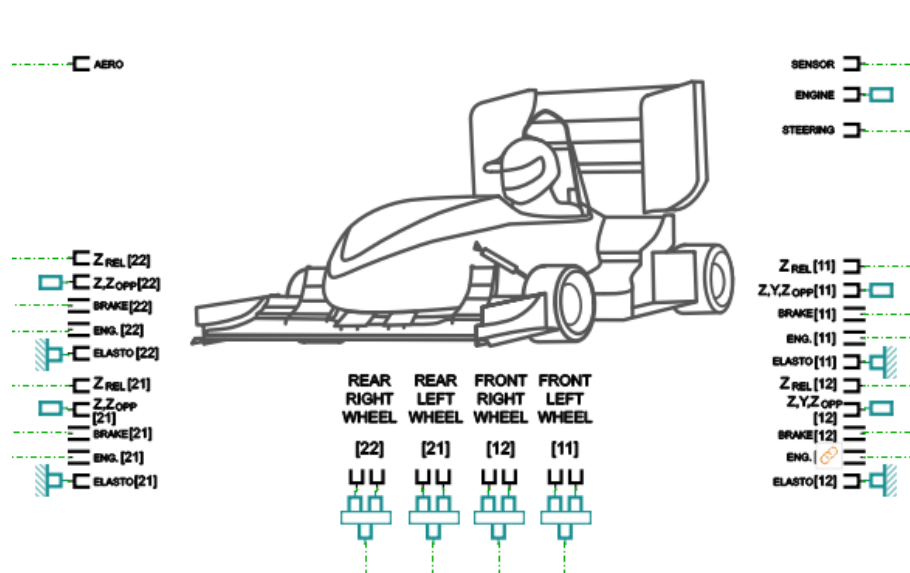
6

Modellering i Amesim

I detta kapitel redovisas de komponenter och superkomponenter som har använts för att skapa simuleringsmodellen av bilen i Amesim. Modellen har skapats för att efterlikna CFS23-bilens konstruktion. Komponenternas parametrar har definierats enligt kapitel 4 och 5. Modellen i sin helhet kan återses i kapitel 1.3.2.

6.1 Chassi

Hjärtat i bilmodellen är en komponent som representerar ett chassi med 15 frihetsgrader. Denna komponent gör det möjligt att simulera både longitudinell och lateral rörelse. I denna modell är den ursprungliga chassikomponenten modifierad för att efterlikna dynamiken hos en Formula Student-bil. Den modifierade chassikomponenten är en del av Henrik Berkmanns ursprungliga modell och har inte utvecklats under detta arbete. Komponentens portar för bland annat sensorer, motorer, bromsar, hjul, fjädringssystem och aerodynamik, se Figur 6.1.



Figur 6.1: Chassikomponenten i Amesim med portar.

Chassikomponenten har många portar och interagerar med många olika komponenter. Figur 6.2 ger en översiktlig bild över komponentens in- och utvariabler.

x_G : Förflyttningen av fordonets tyngdpunkt i x-led
 y_G : Förflyttningen av fordonets tyngdpunkt i y-led
 z_G : Förflyttningen av fordonets tyngdpunkt i z-led
 z_{rel} : Vertikal position på varje hjulspindel
 θ_{rel} : Relativ rotationsvinkel mellan varje hjul och hjulspindel
 y_{crav} : Förflyttning på styrstången i förhållande till tyngdpunkten i y-led

6.2 Fjädringssystem

Syftet med fjädringssystemet i ett fordon är att koppla hjulen till chassit och styra krafterna som verkar på chassit och hjulen. Ett typisk fjädringssystem i en prestandabil består av en kombination av stötdämpare, fjädrar och krängningshämmare [32, s. 85]. Fjädringssystemet på CFS23-bilen består av stötstångar (*push rods*) med stötdämpare och fjädrar bak och fram, samt en krängningshämmare där bak. Fjädrarnas syfte i fjädringssystemet är att fördela belastningar på hjulen och absorbera stötar. Kraften F_k som lagras i fjädern är proportionell mot fjäderns förändring i längd [31, s. 122, 124]:

$$F_k = k \cdot x \quad (6.1)$$

där k är fjäderkonstanten med enheten Newton per meter.

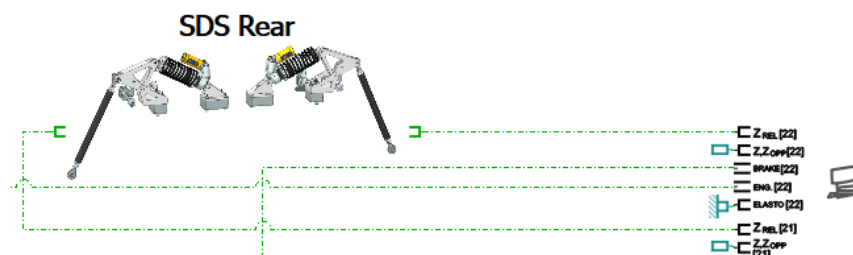
En stötdämpare absorberar stötar genom att omvandla mekanisk energi till värmeenergi [24, s. 351]. Kraften som omvandlas i en stötdämpare är proportionell mot tidsderivatan av stötdämparens förändring i längd:

$$F_c = c \cdot \dot{x} \quad (6.2)$$

där c är dämpningskoefficienten med enheten Newton per meter och sekund.

En krängningshämmare består av en axel som kopplar de två stötstångarna på vardera sida med varandra. Syftet är att jämna ut skillnader i krafter och rörelse mellan hjulen på vardera sida av chassit [32, s. 85].

I modellen utgörs fjädringssystemet av två olika superkomponenter, en för fjädringssystemet där bak och en för fjädringssystemet där fram. Superkomponenterna är kopplade till chassikomponenten genom två portar vardera, se Figur 6.4.



Figur 6.4: Hjulupphängningens koppling till chassit i modellen

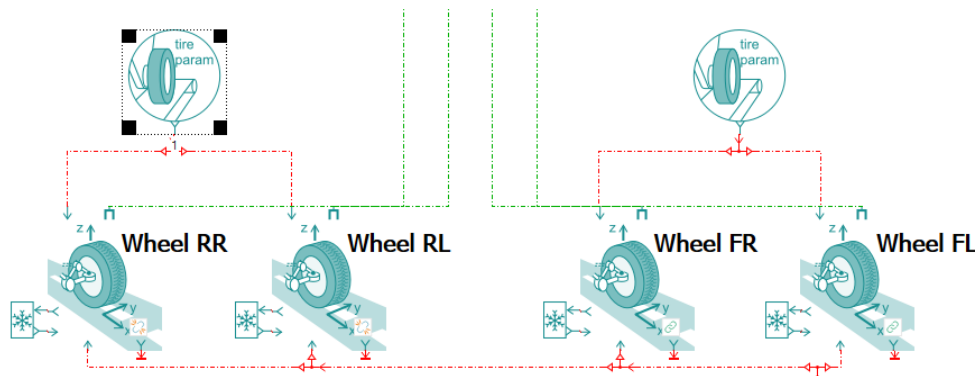
Superkomponenterna får ett värde för förflyttning och hastighet på stötstängan av chassikomponenten och ger tillbaka en kraft enligt Ekv. 6.1 och 6.2, se Figur 6.5.



Figur 6.5: In- och utvariabler för fjädringssystemets superkomponent

6.3 Däckmodell

För att simulera förhållandet mellan däcken och banan så används däckmodellen Pacejka 97 [33]. Det är en "semi-empirisk" modell, vilket betyder att den är delvis härledd ur mekaniska samband och delvis från testdata. Det främsta skälet till att modellen används är för att CFS har data för alla parametrar som behövs till Pacejka 97, datan är hämtad från ett däcktests forum [12].



Figur 6.6: Komponenter som simulerar krafter genom däcken

6.4 Aerodynamik

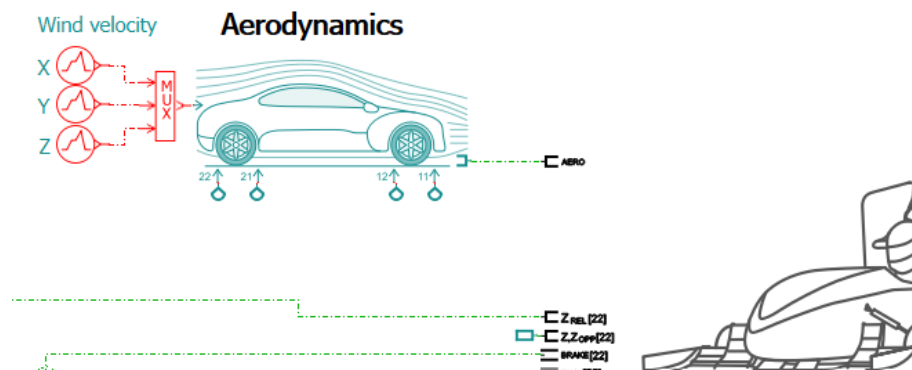
De två viktigaste aerodynamiska faktorerna på en bil är luftmotstånd och marktryck [26]. Då luftmotstånd agerar som en motkraft mot bilens framdrift försämrar den bilens accelerationsförmåga och topphastighet. Vid konstruktion av ett fordon är det därför önskvärt att minska luftmotståndet på fordonet så gott som möjligt. Marktryck agerar istället som en kraft nedåt på bilen. En ökad kraft nedåt på bilen ökar bilens grepp på väglaget och tillåter bilen att uppnå högre lateral acceleration. Marktrycket på en bil kan förbättras med olika aerodynamiska delar som vingar och diffusers. Luftmotståndet F_D och lyftkraften F_L på ett objekt ges av följande formler:

$$F_D = \frac{1}{0.5C_D v^2 A \rho} \quad (6.3)$$

$$F_L = \frac{1}{0.5C_L v^2 A \rho} \quad (6.4)$$

där v är luftens hastighet relativt objektet, ρ är luftens densitet och A är objektets ekvivalenta area. På fordon brukar den ekvivalenta arean vara tillika den frontala tvärsnittsarean. C_D är objektets luftmotståndskoefficient och C_L är dess lyftkraftskoefficient. Koefficienterna beror på objektets geometri och kan bestämmas analytiskt med hjälp av vindtunneltest eller CFD-simuleringar. Notera att lyftkoefficienten blir negativ vid beräkning av marktryck då kraften riktas nedåt.

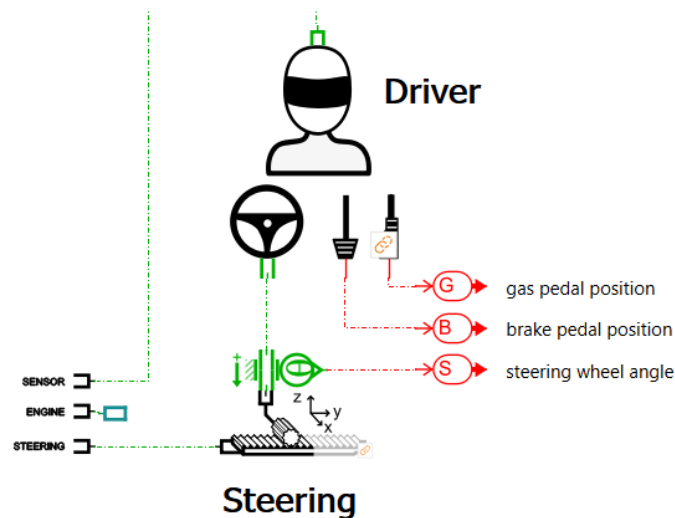
I modellen tillämpas de aerodynamiska effekterna på bilen med en aerodynamik-komponent som är kopplad till chassikomponentens port för aerodynamik, se Figur 6.7. Parametrarna som används för aerodynamik-komponenten är bilens frontala tvärsnittsarea, lyftkoefficient och luftmotståndskoefficient.



Figur 6.7: Aerodynamik-komponenten i modellen

6.5 Förarmodell

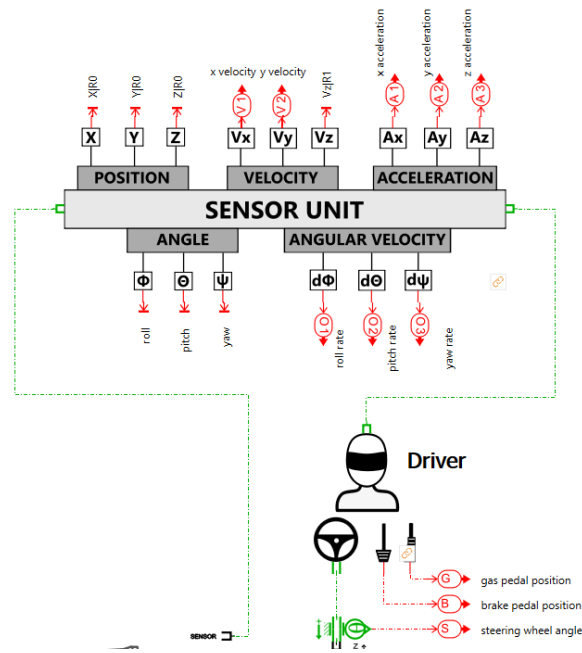
Förarmodellen består av en superkomponent som är kopplad genom en styrkomponent till chassikomponentens port för styrning, se Figur 6.8. I förarmodellen implementeras en ban- och hastighetsprofil i form av två datafiler; en med positioner i x- och y-led och en med hastigheten i varje punkt. Förarmodellen använder denna data för att bestämma position på gaspedalen, position på bromspedalen och rattvinkel. Dessa värden tas ut med tre signalsändare och skickas till styrenheten, se Figur 6.8. Superkomponenten är även kopplad till en superkomponent med sensorer. Med undantag för implementering av ban -och hastighetsprofil har förarmodellen inte utvecklats under detta arbete.



Figur 6.8: Förarmodellen i Amesim

6.6 Sensorer

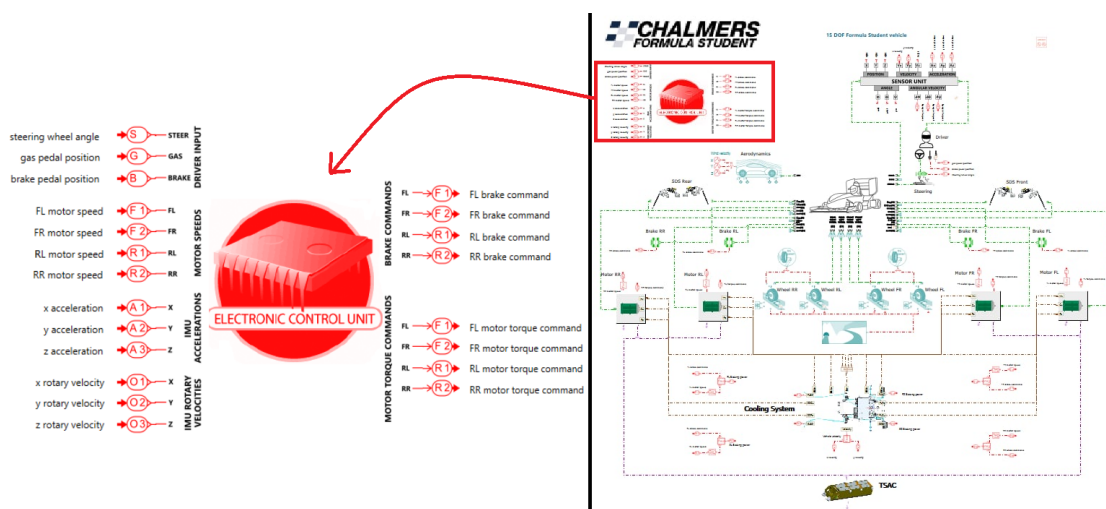
Modellen har en superkomponent bestående av ett flertal sensorer som mäter bilens rörelse. I modellen är sensor-superkomponenten kopplad till chassikomponentens sensorport och förarmodellen, se Figur 6.9. Ur sensorenheten kan olika värden plockas ut, som position, acceleration och hastighet på bilen. De flesta värdena plockas för tillfälligt inte ut i modellen. Endast bilens hastighet i x- och y-led används för att beräkna massflödet av luft runt olika delar av bilen i kylsystemet, se kapitel 4.2.2. Övriga värden kan potentiellt användas i modellens reglersystem eller för annan prestandaanalys och validering. Superkomponenten med sensorer är en del av Henrik Berkmanns ursprungliga modell och har inte utvecklats under detta arbete.



Figur 6.9: Sensorenhet i modellen

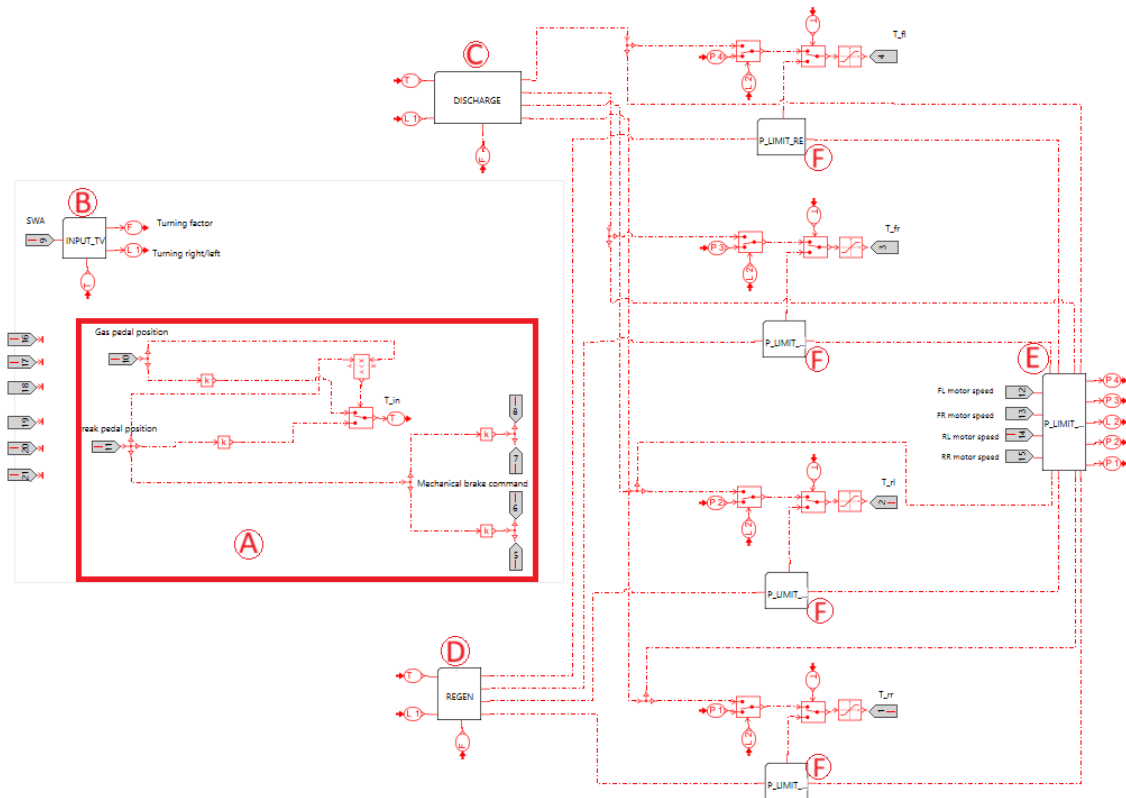
6.7 Elektrisk styrenhet

Den elektriska styrenheten (ESE) har som uppgift att styra motorer och bromsar. Superkomponenten omvandlar styrsignaler från förare och sensorer till börvärden för motorer och bromsar. I Figur 6.10 syns in och ut-variabler till komponenten. I nuläget används inte bilens hastighet eller acceleration som invariabel i komponenten, vilket leder till att den har 7 invariabler (rattvinkel, gaspedalsposition, broms pedalsposition och rotationshastighet för varje motor) och 8 utvariabler (önskat vridmoment till varje motor och önskat friktionsmoment till varje broms).



Figur 6.10: Superkomponenten för ESE med tillhörande in-och utvariabler.

I Figur 6.11 visas ESEns innehåll och förhållandet mellan de olika komponenterna.

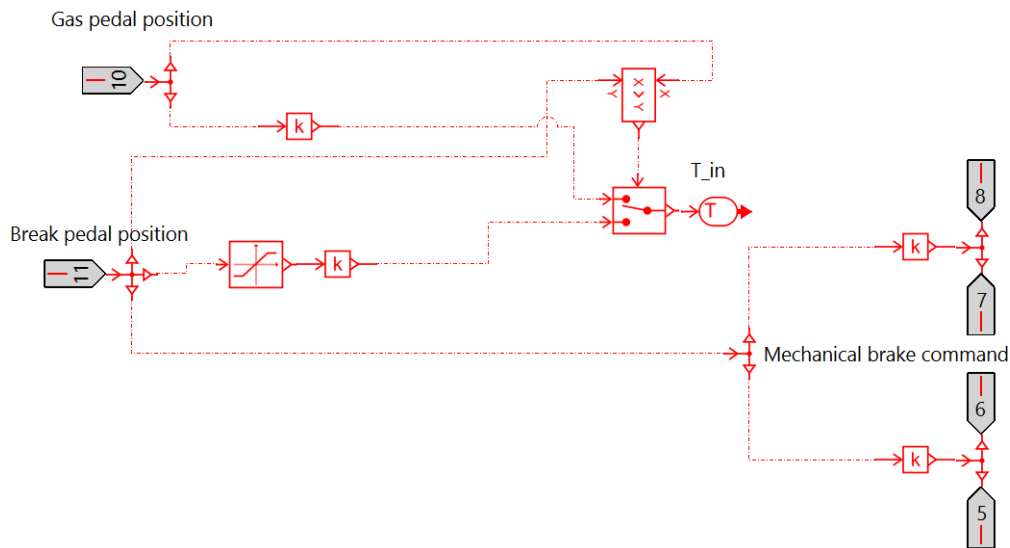


Figur 6.11: ESEns uppbyggnad

- A : Begärt vridmoment och mekanisk bromsning
- B : Invariabler till vridmomentfördelning
- C : Vridmomentfördelning vid positiva vridmoment.
- D : Vridmomentfördelning vid negativa vridmoment.
- E : Effektbegränsning vid positiva vridmoment.
- F : Effektbegränsning vid negativa vridmoment.

6.7.1 Begärt vridmoment och mekanisk bromsning

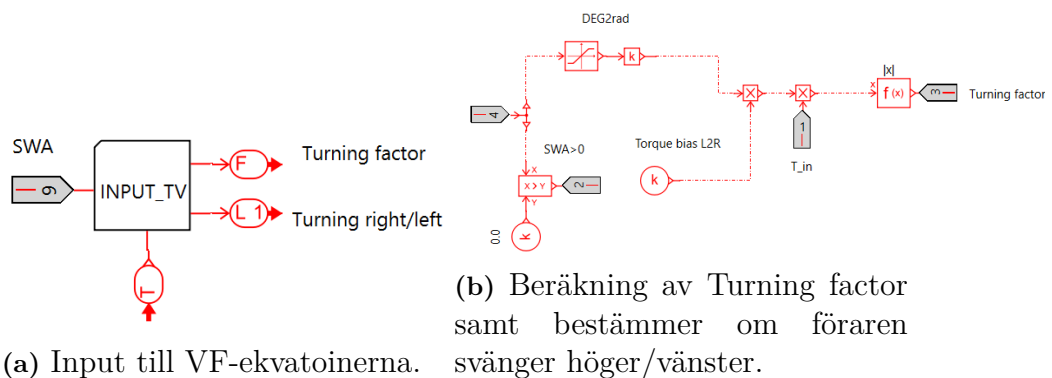
Värdena för gaspedalens och bromspedalens position från förarmodellen används som invariabel för att generera en variabel T_{in} . Variabeln T_{in} är ett vridmoment som kan ses som ett basvärde för momentfördelnings-ekvationerna och genereras i den övre delen av Figur 6.12. Respektive pedal ger ett värde mellan 0 och 1 som sedan skalas med det maximalt tillåtna vridmomentet för positiva och negativa moment. Om gaspedalen är nedtryckt mer än bromspedalen blir T_{in} positivt och om motsatt förhållande gäller, genereras ett negativt T_{in} . För simuleringen i Vårgårda sätts gränserna till 9 Nm respektive -3 Nm, dvs om gaspedalen är helt nedtryckt resulterar det i att $T_{in} = 9Nm$ och om gaspedalen är helt nedtryckt resulterar det i att $T_{in} = -3Nm$. Bromspedalen genererar även önskat friktionsmoment till bromsarna som skickas ut ur ESEn genom portar 5-9 i figur 6.12.



Figur 6.12: Del av ESE som genererar börvärden till motorer och bromsar utifrån pedalernas position

6.7.2 Invariabler till vridmomentsfördelning

För VF-ekvationerna krävs en variabel (*turning factor*) samt en boolesk variabel ($L1$) som säger om styrvinkeln är positiv eller negativ, det vill säga om föraren svänger till vänster eller höger. Värdet för $L1$ är 1 om föraren svänger vänster och 0 om föraren svänger höger. Detta visualiseras enklast i Figur 6.13a där vridmoment T_{in} och rattvinkel (SWA) är in-variabler. I Figur 6.13b sker beräkningarna av *turning factor* och $L1$. De skickas ut genom port 3 respektive port 2. Formeln för *turning factor* är $|SWA \cdot T_{in} \cdot b_{L2R}|$, i formeln ingår även konstanten $b_{L2R} = 0.99$ som är en svag skalning av *turning factor*.



(a) Input till VF-ekvationerna.

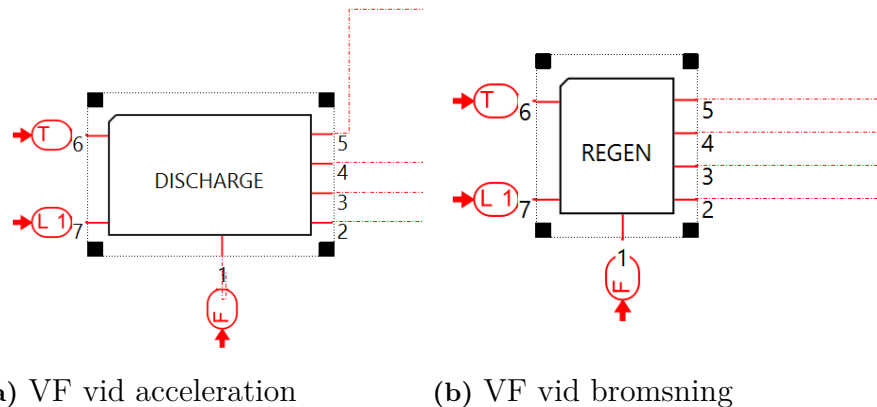
(b) Beräkning av Turning factor samt bestämmer om föraren svänger höger/vänster.

Figur 6.13: Del av ESC som genererar input till VF-ekvationerna

6.7.3 Vridmomentsfördelning

VF-ekvationerna är två olika ekvationer som båda genererar ett börvärde för alla fyra motorer, se Figur 6.14. Endast en av ekvationerna används vid ett givet tillfälle.

Vilken av dem som används beror på om föraren gasar eller bromsar, samt om föraren svänger höger eller vänster. Skälet till att olika ekvationer behövs är för att ekvationerna skiljer sig beroende på om batteriet laddas ur (föraren gasar) eller laddas upp (föraren bromsar). Invariablerna till ekvationerna är T_{in} och $Turning Factor$, $L1$ och utvariablerna är vridmoment till respektive motor.



(a) VF vid acceleration

(b) VF vid bromsning

Figur 6.14: Komponenter för VF-ekvationerna

I Ekv. 6.5-6.8 visas ekvationerna som beräknar det begärda vridmomentet till respektive motor beroende på vilka förhållanden som råder. Beroende på om föraren svänger höger eller vänster och om föraren gasar eller bromsar så används en av fyra olika grupper av ekvationer. Vridmomentet kan aldrig överstiga högsta tillåtna vridmoment då det finns en begränsning i modellen precis innan signalen skickas till motorerna. Det gäller för både positiva och negativa moment. En konstant som introduceras här är $K_{bias} = 0.45$ som är en variabel som styr förhållandet mellan hur mycket vridmoment som skickas till framhjulen jämfört med bakhjulen. Variabeln *torque bias* skrivs som F_{turn} . Betäckningarna FL , FR , RL och RR står för vänster fram, höger fram, vänster bak och höger bak.

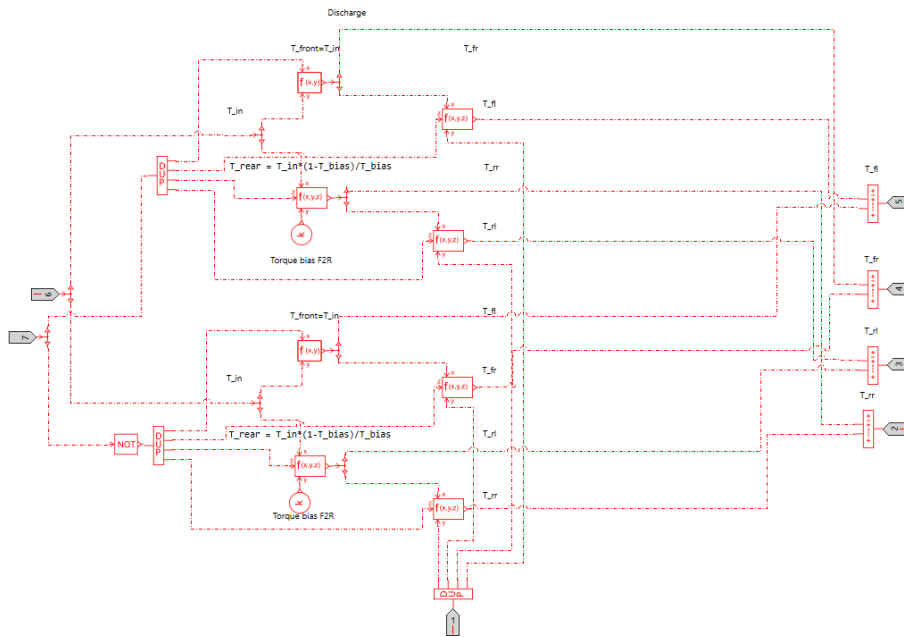
$$\text{Vänstersväng och positivt vridmoment} \begin{cases} T_{fl} = T_{in} - F_{turn} \\ T_{fr} = T_{in} \\ T_{rl} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} - F_{turn} \\ T_{rr} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} \end{cases} \quad (6.5)$$

$$\text{Högersväng och positivt vridmoment} \begin{cases} T_{fl} = T_{in} \\ T_{fr} = T_{in} - F_{turn} \\ T_{rl} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} \\ T_{rr} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} - F_{turn} \end{cases} \quad (6.6)$$

$$\text{Vänstersväng och negativt vridmoment} \begin{cases} T_{fl} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} + F_{turn} \\ T_{fr} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} \\ T_{rl} = T_{in} + F_{turn} \\ T_{rr} = T_{in} \end{cases} \quad (6.7)$$

$$\text{Högersväng och negativt vridmoment} \begin{cases} T_{fl} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} \\ T_{fr} = \frac{T_{in} \cdot (1 - K_{bias})}{K_{bias}} + F_{turn} \\ T_{rl} = T_{in} \\ T_{rr} = T_{in} + F_{turn} \end{cases} \quad (6.8)$$

I Figur 6.15 visas implementeringen av ekvationerna för positiva vridmoment, dvs innehållet i komponenten i Figur 6.14a. Komponenten för negativa vridmoment är väldigt snarlik till utseendet.



Figur 6.15: VF vid positivt vridmoment

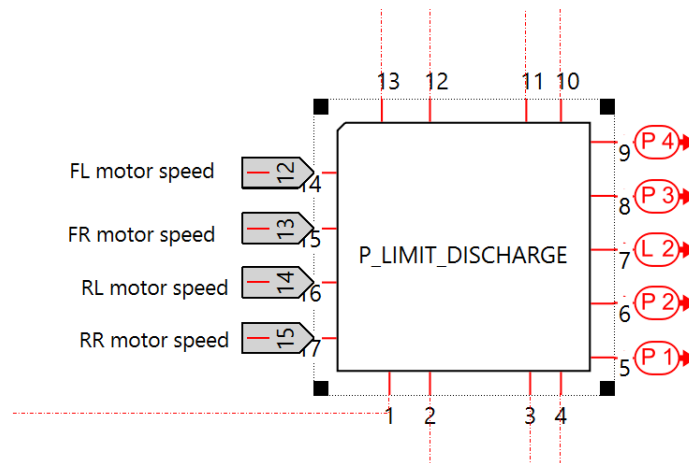
6.7.4 Effektbegränsning

Komponenten i Figur 6.16 kontrollerar om det begärda vridmomentet från alla motorer resulterar i en för hög effektåtgång och beräknar nya vridmoment till alla motorer. Komponenten implementerar Ekv. 6.9 som beräknar de effektbegränsade vridmomenten baserat på effektåtgång och den maximalt tillåtna effekten P_{lim} . Vridmomenten med indexet P indikerar att det är vridmoment som är effektbegränsade. P_{tot} är den sammanlagda effekten från alla motorer. Ekvationerna är en förenkling av den som CFS använder sig av. Den behåller förhållandet i vridmoment mellan motorerna utan att effektgränsen överstigs genom att P_{tot} uppdateras med effekterna från alla motorer och kan därmed skala ner vridmomentet.

$$\begin{cases} T_{Pfl} = \frac{P_{fl}}{P_{tot}} \cdot \frac{P_{lim}}{\omega_{fl}} = T_{fl} \cdot \frac{P_{lim}}{P_{tot}} \\ T_{Pfr} = T_{fr} \cdot \frac{P_{lim}}{P_{tot}} \\ T_{Prl} = T_{rl} \cdot \frac{P_{lim}}{P_{tot}} \\ T_{Prr} = T_{rr} \cdot \frac{P_{lim}}{P_{tot}} \end{cases} \quad (6.9)$$

Ekvationerna är endast aktiva för positiva vridmoment, för effektbegränsning av negativa vridmoment finns enklare ekvationer i Ekv. 6.10.

Port 14-17 tar in motorhastigheterna. Port 5, 6, 8 och 9 ger det maximalt tillåtna vridmomentet baserat på effektbegränsningen. Port 7 skapar variabeln $L2$ som är lika med 1 om den efterfrågade effekten är för hög och lika med 0 om den inte är det. Port 1-4 och 10-14 tar emot det begärda momentet från respektive motor och skickar ut rotationshastigheten till effektbegränsningen för negativa vridmoment.

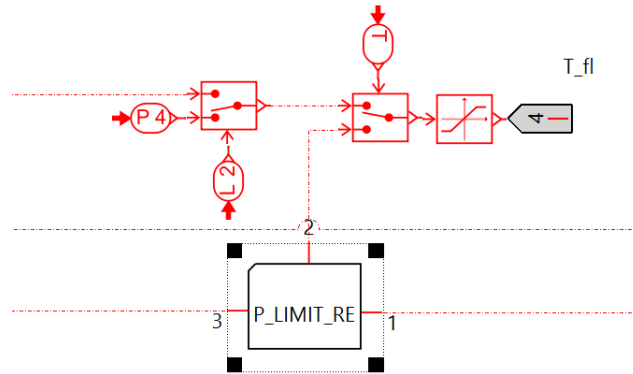


Figur 6.16: Komponent som begränsar positiva vridmoment i syfte att inte överstiga högst tillåten effekt.

För negativa vridmoment används en enklare ekvation där varje motors effektbegränsning är en fjärdedel av den totalt tillåtna effekten, se Ekv. 6.10. Skälet till detta är för att effektbegränsningen sällan uppnås vid negativa vridmoment då generellt är momenten är svagare. Komponenten syns i den nedre delen av Figur 6.17, där

port 3 är önskat vridmoment, port 1 är motorhastigheten och port 2 är det effektbegränsade vridmomentet vid negativa vridmoment.

$$T_{Pfl} = \frac{P_{lim}}{4} \cdot \frac{1}{\omega_{fl}} \quad (6.10)$$

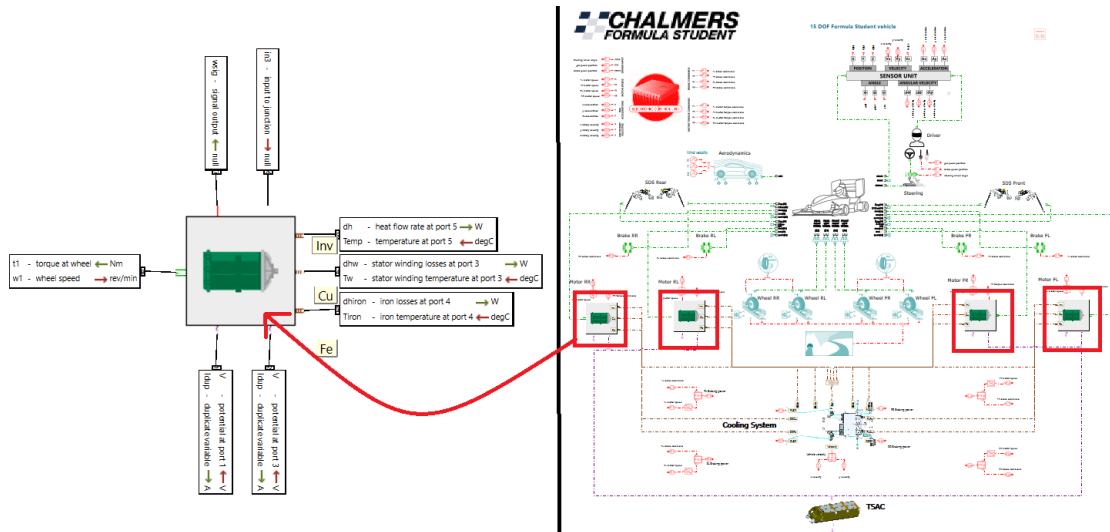


Figur 6.17: Effektbegränsning vid negativa vridmoment (nederst), utsignal i form av moment till en av motorerna.

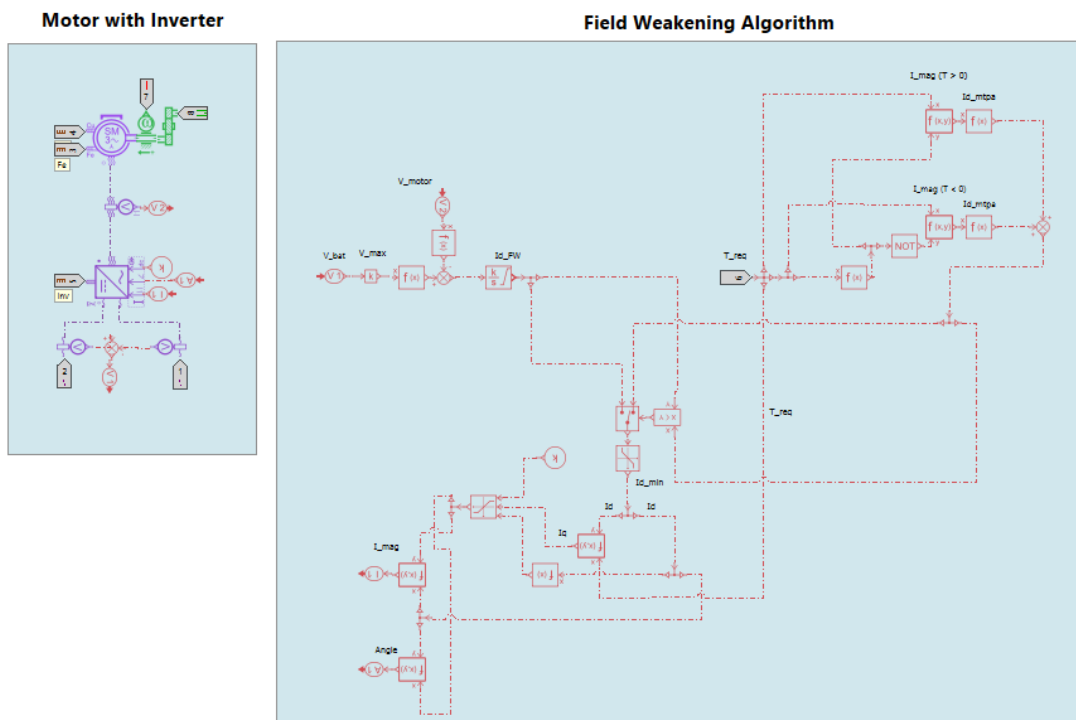
I den övre halvan av Figur 6.17 syns även det sista steget i att beräkna vridmoment till motorerna, i bilden syns vridmomentet till den främre vänstra motorn. Det som sker är att de två effektbegränsade vridmomenten för positiva respektive negativa vridmoment, skickas in i en komponent där T_{in} bestämmer vilken av dem som ska användas beroende på om T_{in} är positiv eller negativ.

6.8 Motor

Motorn i Amesim modellerades som en egen superkomponent, se Figur 6.18. Samma modell används för alla fyra hjulen. Dessa superkomponenter innehåller kopplingar mellan PMSM, inverterare och fältförsvagningsalgoritmen. Genom att trycka på denna superkomponent fås en närmare blick av kopplingarna, se Figur 6.19



Figur 6.18: Superkomponenten för motorn med dess olika portar



Figur 6.19: Komponenterna som utgör motor-superkomponenten

På vänster sida av Figur 6.19 syns kopplingen mellan motorn och inverteraren och på höger sida finns kopplingen som både utför och beräknar för fältförsvagningsalgoritmen. Dessa studeras djupare i följande två delavsnitt.

6.8.1 PMSM och inverterare

Motorn som valdes i Amesim är en kvasistatisk modell av en PMSM-motor, se Figur 6.20. Att modellera motorn utifrån en PMSM-motor som finns tillgänglig i

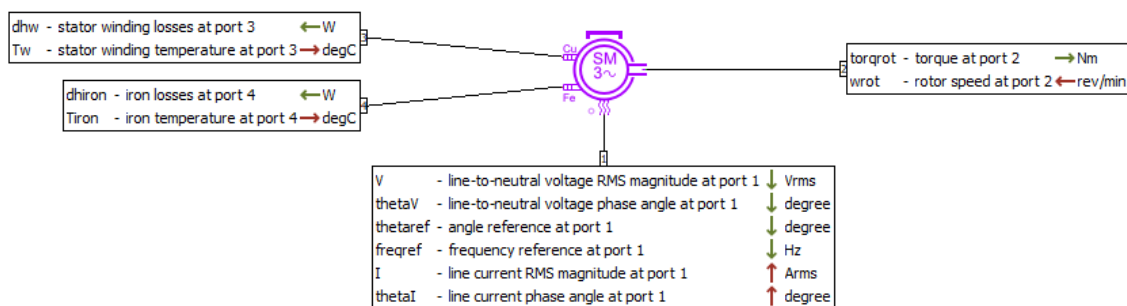
Amesim gjordes av den orsak att den ger en detaljerad översikt över beräkningen för förlusterna som uppkommer i motorn. Detta i sin tur är viktigt för modelleringen av kylningen samt effektanvändningen. Motorn använder sig av ett trefas-system. Denna komponent har 4 portar. I denna komponent, är huvudsyftet med port 1 att ta emot kvadratisk medelvärde (RMS) av strömmen och β vinkeln enligt Ekv.ion 2.10. I port 3 och 4 tas järnförluster och förluster i statorlindningen ut samt temperatur för komponenten som invariabel. Dock har järnförluster inte tagits hänsyn till utan bara resistansförluster från statorn, då majoriteten av förlusterna kommer därifrån. En referens resistans i statorlindningen beräknades i avsnitt 4.1.1 och med denna kunde förlusterna beräknas i Amesim. För att beräkna förlusterna användes följande uttryck:

$$R_{T0}(I_d^2 + I_q^2) \quad (6.11)$$

$$1 + \epsilon_{Cu}(T - T_0) \quad (6.12)$$

Uttryck 6.11 beskriver förlusterna i statorn och uttryck 6.12 beskriver temperatur faktorn för statorlindnings resistansen. Uttrycken ovan behandlades som in-parametrar till Amesim Simcenter för att beräkna förlusterna i statorlindningen.

Port 2 i motor komponenten har till uppgift att skicka ut vridmoment och ta emot varvtal, med hjälp av en rotationshastighetssensor och planetväxel.

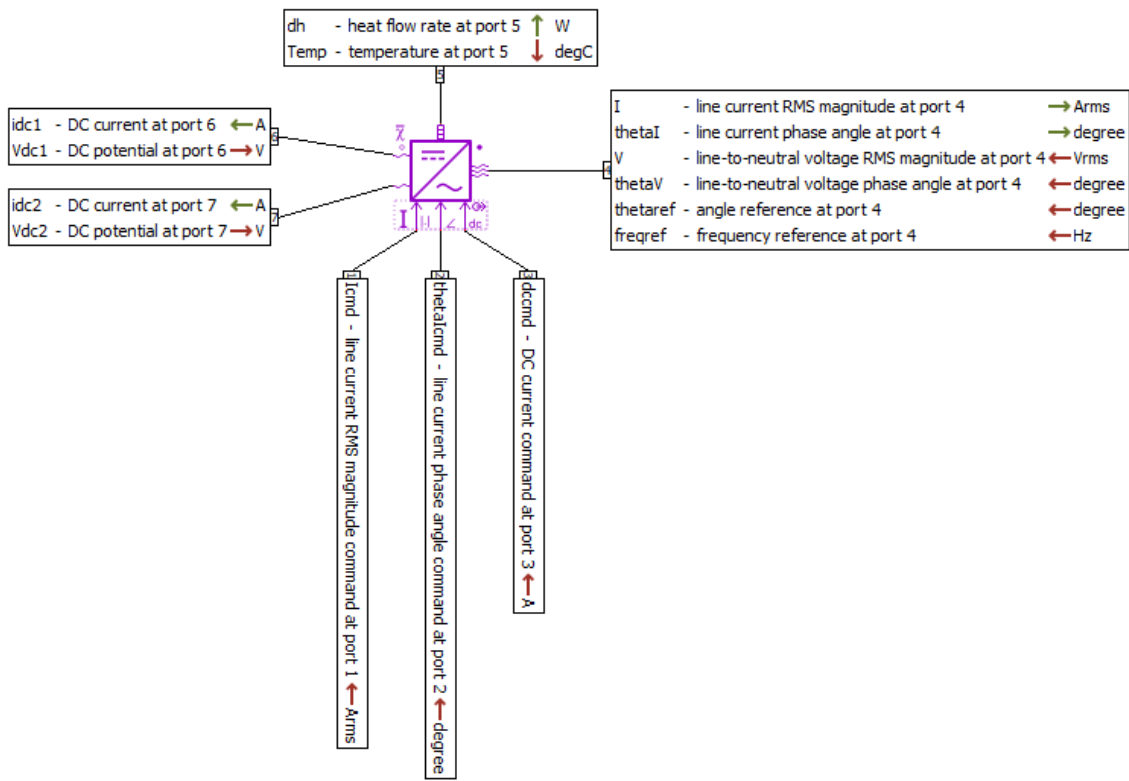


Figur 6.20: Komponent för 3 fas PMSM-motor med dess olika portar

En rotationshastighetsensor används för att mäta motorns rotationshastighet och vridmoment. Rotationshastighetsensorn kopplas mellan motorkomponenten och planetväxeln. Kopplad till rotationshastighetsensorn sitter en komponent för en växel med konstant utväxling. Växeln bestämmer utväxlingen för rotationshastigheten och vridmomentet mellan hjulet och motorn.

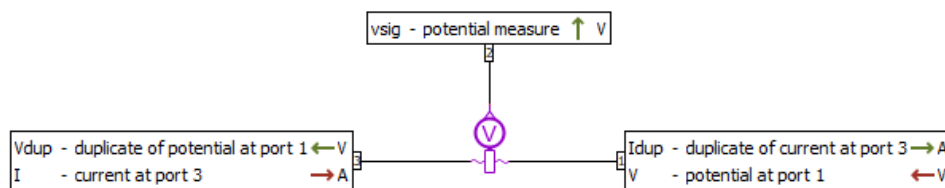
Inverteraren som valdes är en kvasistatisk modell så dess dynamik matchar med motorn, se Figur 6.21. Dess huvudsakliga syfte är att omvandla från DC-ström till trefasväxelström. Det beror på att motorn i fråga matas med en trefas växelström. Denna komponent har 7 olika portar. Till port 1 skickas RMS ström och till port 2 skickas vinkeln β från fältfösvagningsalgoritmen. Till port 3 skickas ett konstant värde på noll då den valdes att bortses ifrån. Från port 4 skickas RMS strömmen och β vinkeln till motorn samt att denna port tar emot spänning. Port 5 är till för inverterarens termiska egenskaper. Port 6 och 7 är anslutningspunkter för batteriet. Batteriets koppling förklaras djupare i nästa avsnitt 6.9. Denna inverterare har

dessutom egenskapen att den maximala omvandlade spänningen fås genom att skala spänningen mellan port 6 och 7 med en faktor $1/\sqrt{6}$.



Figur 6.21: Komponent för inverterare med dess portar.

Genom port 1 från motorn och port 4 från inverteraren kopplas de två komponenterna ihop. Här skickas RMS strömmen och vinkeln β vidare till motorn. Mellan dessa portar fås även spänningen ut från motorn genom en spänninggivare, se Figur 6.22. På samma sätt finns denna spänninggivare kopplad till port 6 och 7, där fås matning med likspänning från batteriet. Från port 2 på spänninggivarna skickas motorns spänning samt batteriets spänning vidare till fältförsvagningsalgoritmen.



Figur 6.22: Komponent för att mäta spänning mellan elektriska komponenter

6.8.2 Fältförsvagningsalgoritmen

En fältförsvagningsalgoritm byggdes manuellt upp med matematiska block, det vill säga att en färdig fältförsvagningskomponent inte användes. Syftet med algoritmen är att bestämma om motorn behöver fältförsvagas. Parametrar för samtliga ekvationer som nämns hänvisar till Tabell 4.1.

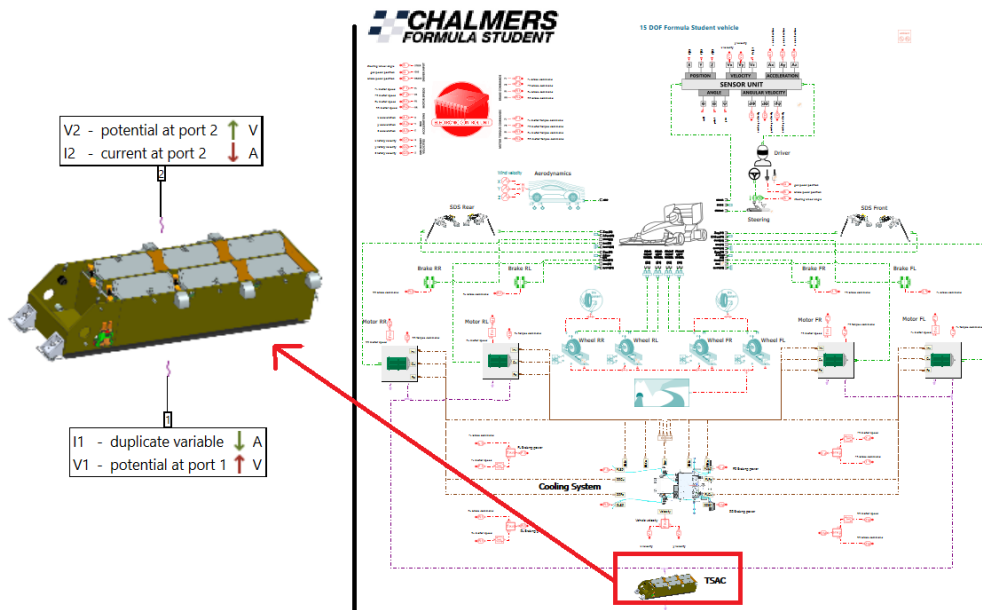
Vid låga varv mottar algoritmen ett värde på vridmomentsbegäran, T_{req} , som blir invariabel i den högra delen av Figur 6.19, se under *Field Weakening Algorithm*. Först går T_{req} in i en logik algoritm som kontrollerar tecknet på vridmomentet. Om vridmomentet är positivt går den in i övre funktionen " $I_{mag} (T>0)$ " och beräknar I_{mag} enligt Ekv. 2.11. Därefter skickas I_{mag} in i en funktion som beräknar i_{sd} för MT-PA enligt Ekv 2.7. Dessa två funktioner beror på β_{MTPA} , i den andra kvadranten, som beräknas med motorns parametrar samt Ekv. 2.10. Däremot om vridmomentet är negativt går den in i nedre funktionen " $I_{mag} (T<0)$ " och beräknar I_{mag} och i_{sd} på samma sätt. I det här fallet är vinkeln β_{MTPA} speglad mot d-axeln och hamnar i den tredje kvadranten.

Vid höga varv börjar algoritmen fältförsvaga vilket sker i den övre vänstra delen av Figur 6.19 under *Field Weakening Algorithm*. Från V_{bat} kommer spänningen från batteriet in. Batterispänningen skalas genom ett förstärkningsblock med faktor $0.95/\sqrt{6}$ på grund av omvandlingen från likspänning till växelspanning. Från V_{motor} kommer spänningen från motorn. Därefter jämförs batterispänningen i kvadrat (den i stunden maximala spänningen) och spänningen från motorn i kvadrat. Skillnaden mellan dessa skickas till ett integratorblock som integrerar skillnaden till en i_{sd} ström som sedan följer samma beräkningssteg som vid låga varv. Integratorn har en begränsning på motorns maximala strömamplitud.

I mitten av figuren finns ett logikblock som väljer ut den lägsta i_{sd} , antingen den från höga eller låga varv. Strömmen i_{sd} som valts ut begränsas då den inte får överskrida den totala strömmens magnitud, I_{mag} . Därefter beräknas i_{sq} enligt Ekv. 2.12 och en övre begränsning för i_{sq} enligt Ekv. 2.6 parallellt. Även det efterfrågade vridmomentet T_{req} är kopplad till funktionen som beräknar den övre begränsningen. Den beräknade övre begränsningen går till ett begränsningsblock som är ämnad för i_{sq} . Begränsningsblocken har även en nedre gräns som är konstant som är satt till ett stort negativt tal. Slutligen beräknas vinkeln β enligt Ekv. 2.10 samt RMS värdet av I_{mag} enligt Ekv. 2.6, båda utifrån strömmarna i_{sq} och i_{sd} . Vinkeln β och RMS strömmen skickas tillslut in i inverteraren.

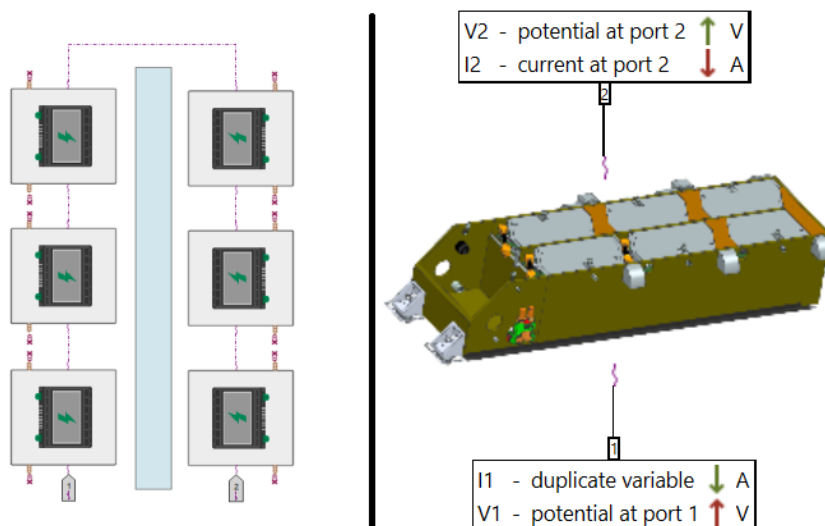
6.9 Batteri

I Figur 6.23 visas batteriets placering i modellen. Batteriet är modellerat som en superkomponent bestående av batterisegment.



Figur 6.23: Superkomponenten för batteriet i modellen

Genom att trycka på superkomponenten fås tillgång till en översikt över alla batterisegment, se Figur 6.24. Denna figur visar kopplingen mellan alla sex segment som utgör totalt 138 celler. Genom att trycka på ett av segmenten, se Figur 6.25, fås inträde till närbild över kopplingen för ett segment på cellnivå som består av totalt 23 celler ihopkopplade.

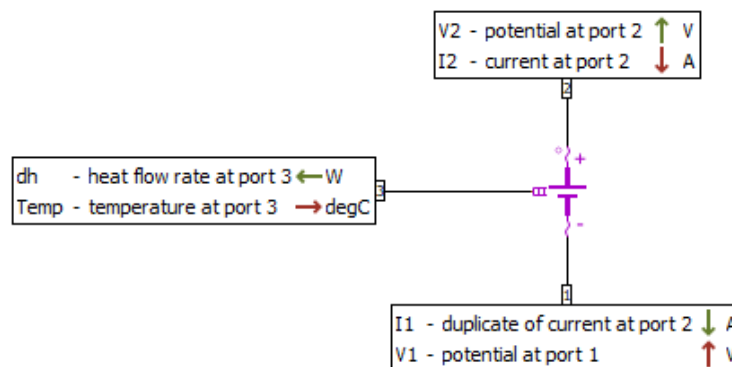


Figur 6.24: Batteriet med alla segment kopplade



Figur 6.25: Superkomponent för ett segment

I Amesim finns det en komponent för battericell med 3 portar, se Figur 6.26. Port 1 och 2 är anslutningspunkter för elektriska signaler där cellerna kopplats samman med varandra. Plus och minus tecknen vid port 1 och 2 refererar till polariteten. Till port 3 kan termiska egenskapen för cellen kopplas, men dessa har inte inkluderats i projektets mål för att modellera. Komponenten tar hänsyn till data för laddnings-tillstånd (SOC), open circuit voltage (OCV), inre resistans och nominell kapacitet för cellen, se Tabell 4.3. OCV parametern är antingen en tabell eller funktion som beror på SOC.



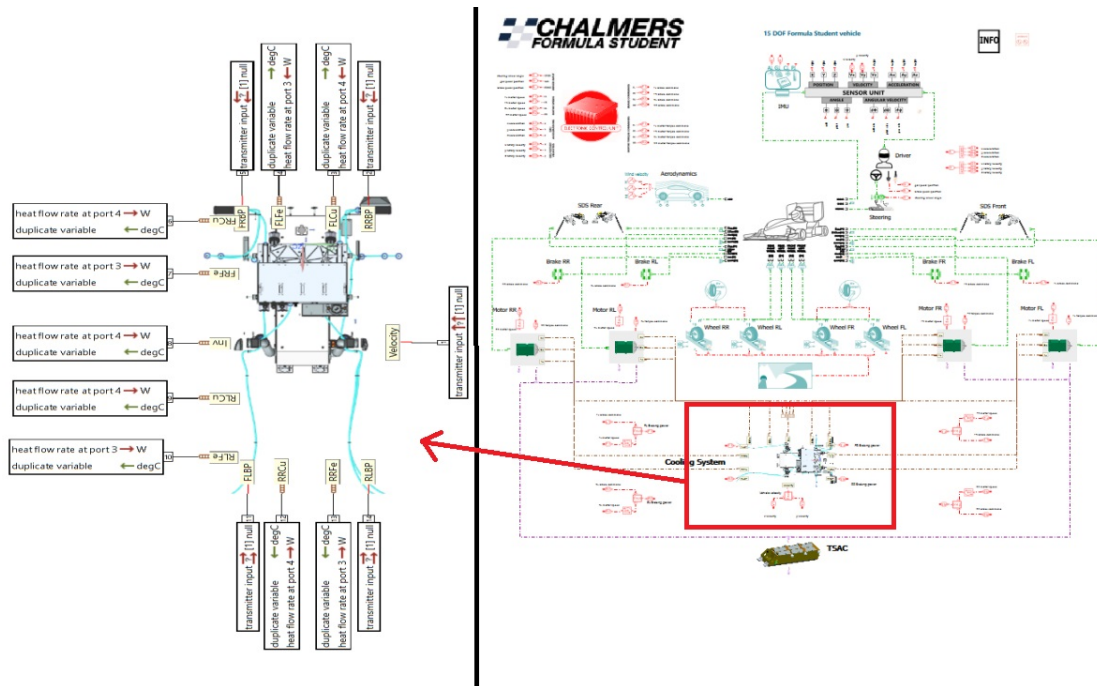
Figur 6.26: Komponent för en battericell med dess olika portar.

6.10 Kylsystemet

Kylningen i Amesim modellerades som en egen superkomponent, se Figur 6.27. Då den är modellerad som en egen superkomponent ges möjligheten till optimeringsstudier för kylningen frångående från fordonsmodellen eller tillsammans med fordonsmodellen. För att minska simuleringstiden valdes att simulera kylningen för sig. Då förluster från motorer och inverterare är beroende av temperaturer skapas ett enkelt kylsystem för att erhålla bra approximeringar för förluster. Det enkla kylsystemet modellerades som en termisk massa för varje motor och en massa för inverterare samt en konstant effektbortförsel från massorna. Värden för effektbortförseln bestämdes genom iterativ sökning mellan de två modellerna. Effektförlusterna från motorer och inverterare samt bromseffekten sparas ned till datafiler som kylningsmodellen sedan kan läsa in.

Superkomponenten för det fullständiga kylsystemet har invariabler för värmeförluster från varje motor, summerade inverterarförluster, bilens hastighet samt termiska

effektförbrukning för varje skivbroms. Förlusterna från de fyra inverterarna summeras innan de skickas som invariabel till kylsystemets superkomponent för att förenkla antalet invariabler då alla inverterarförluster absorberas av samma kylplatta. Bilen hastighet används för att modellera massflödet av luft till motorerna enligt kapitel 4.2.2.

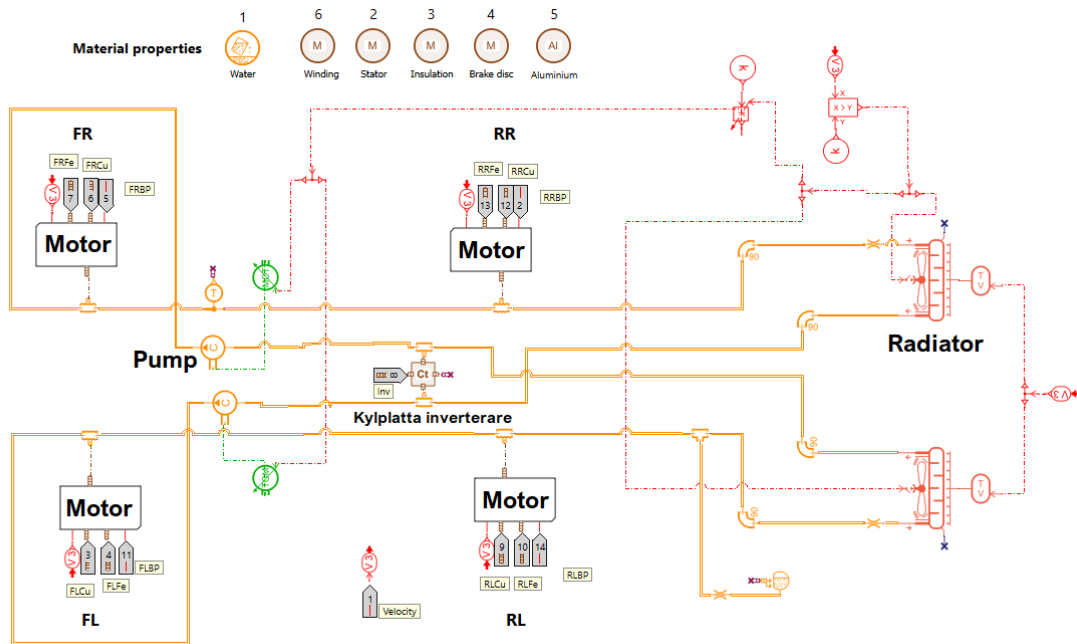


Figur 6.27: Superkomponenten för kylningssystemets placering i Amesim

6.10.1 Modellering av kylvattensystem

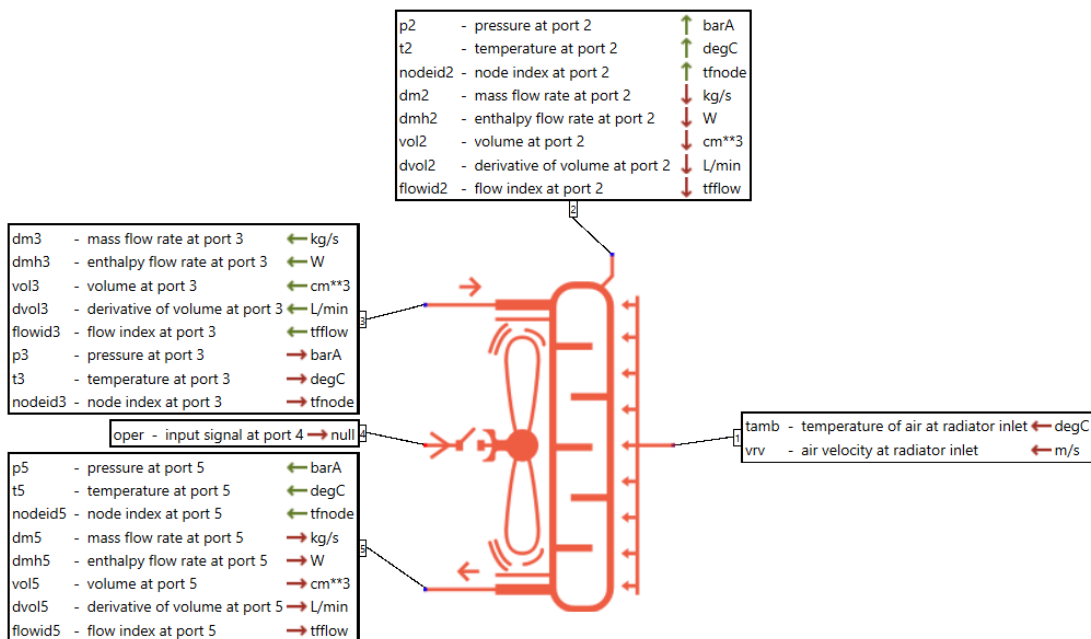
Öppnas superkomponenten upp visas modelleringen av kylvattenslingan, se Figur 6.28 och jämför med Figur 3.1. Kylslingan är modellerad med det termohydrauliska biblioteket i Amesim. Materialegenskaper för alla material som används i hela kylsystemet är definierat överst i Figur 6.28 enligt Tabell 4.9. Bruna cirklar indikerar ett material i solid form och orangea cirklar indikerar fluider som i detta fall enbart är vatten. Röda logikblock i bildens övre högra kant möjliggör på- och avstängning för radiatorernas fläktar samt vattenpumparna. Dessa är modellerade att vara aktiva under hela simuleringstiden.

Modellering av tryckförluster samt flödesstrykning i systemet till följd av varierande innerdiameter på slangövergångar implementerades i Amesim. Modelleringen genomfördes genom seriekoppling av Amesims komponent för slangar med olika innerdiameter utifrån uppmätta värden på CFS23 bilen enligt kapitel 4.2.4. Tryckförluster uppstår även av skarpa 90 graders böjar i kylsystemet. Böjarna har modellerats med Amesims komponent för skarpa 90 graders böjar.



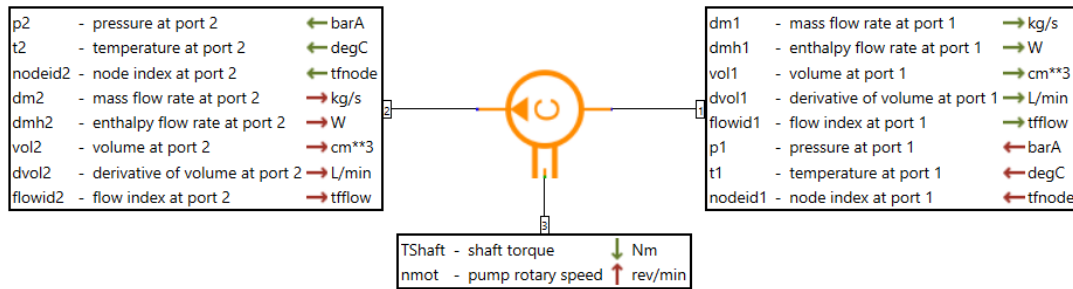
Figur 6.28: Layout för kylsystemet i Amesim

Radiatorerna är modellerade från Amesims egna komponent för radiator med tillhörande fläkt. Komponenten har in- och utvariabler enligt Figur 6.29. Komponenten beräknar värmeväxling mellan genomströmmande luft och kylvattnet utifrån definierade dimensioner för radiatoren samt datafilen för kyleffekten beskriven i kapitel 5. Amesim tar hänsyn till att korrigera för att testdatan är skapade med en differens av luft- och vattentemperatur på 15 grader Celsius.



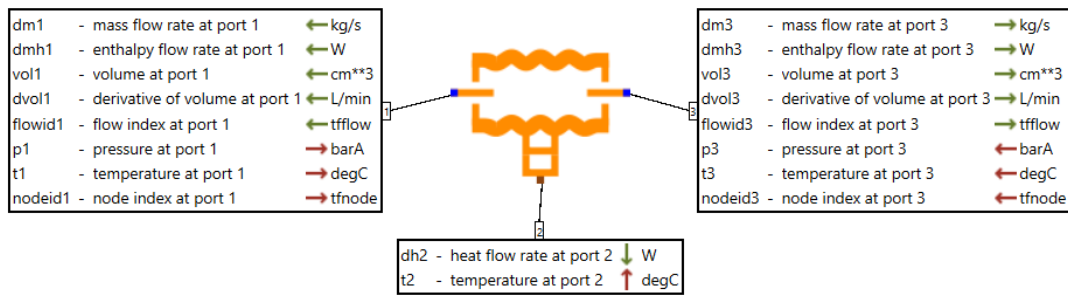
Figur 6.29: Komponent för radiator med tillhörande fläkt

Pumparna i Figur 6.28 är modellerade med Amesims komponent för termohydraulisk centrifugalpump, se Figur 6.30. Pumparna använder dimensioner för pumpen, dess varvtal definierat från tillverkare samt en tabell för relationen mellan tryck och flöde beskriven i Kapitel 4.2.3. Pumpen avger även termiska förluster utifrån en verkningsgrad definierad av tillverkare.



Figur 6.30: Komponent för centrifugalpump

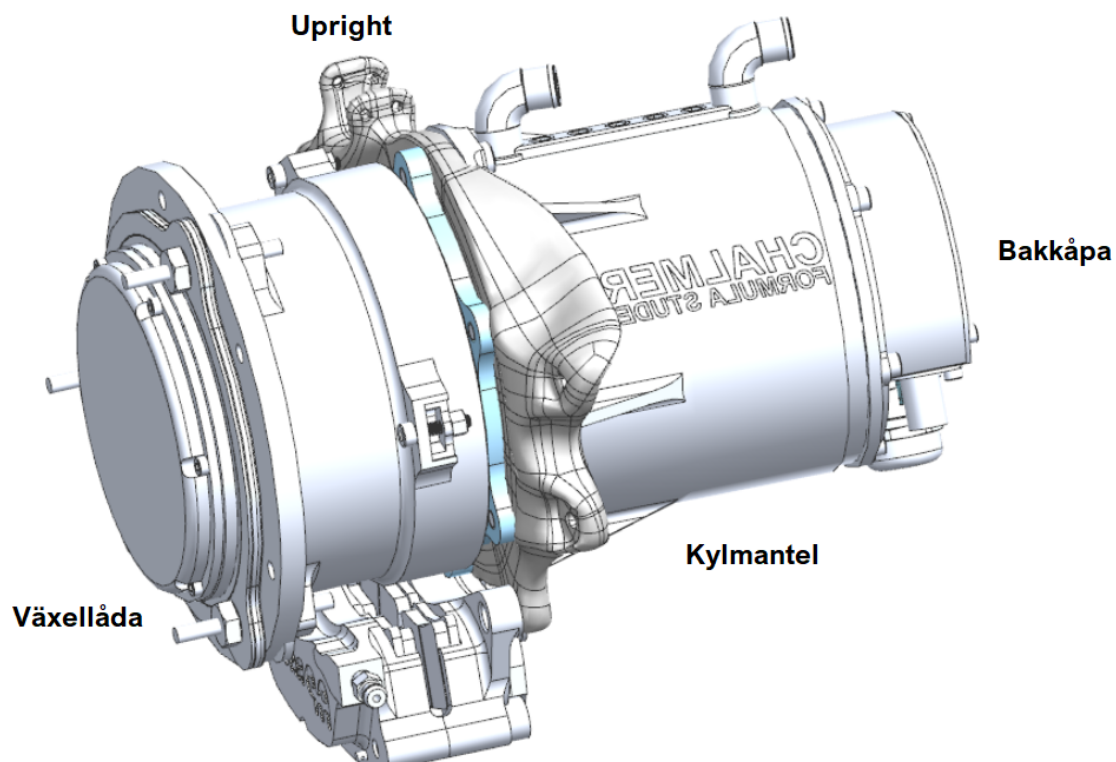
Kylmantlar till motorer samt kylplattan till inverteraren modelleras med en komponent för termohydrauliskt rör med friktion och värmeöverföring, se Figur 6.31 för in- och utvariabler. Kylmantlarna till motorerna på CFS23 bilen har 3d printade kanaler i aluminium i form av en spiral. Tryckförlusterna från denna komponent kan då approximeras som ett rör med samma innerdiameter som spiralen med en grov ytfinhet. Kylplattan för kraftelektroniken approximeras som en termisk massa då värmeförlusterna som uppstår i inverterarens switchar är fastlödda till kylplattan, se Figur 6.28. Värmeledning till övriga komponenter i kraftelektroniken försummas. Approximeringen för tryckförluster i kylplattan till kraftelektroniken är svårare då denna är konstruerad med två plattor ihopskruvade, vilket skapar kanaler för kylvattnet att flöda i. Vattnet genom kylplattan färdas genom flera olika kanaler, men då endast tryckförlusterna i vattnet är intressanta kan kylplattan modelleras som ett rör med finare ytfinhet. Modellering bygger på att följa en partikels färd genom kylplattan. Kylplattan på CFS23 bilen är tvådelad med två inlopp och två utlopp. Därmed används två komponenter för värmeöverföring. Beräkningen som komponenten genomför gällande värmeöverföring mellan kylvatten och det solida materialet är Ekv. 3.22 till 3.24. Beräkning av använd värmeöverföringskoefficient beskrivs i kapitel 4.2.1.3.



Figur 6.31: Termohydraulisk rör med friktion och värmeöverföring

6.10.2 Modellering av kylning för motorer

Modellering av kylning för motorer innefattar modellering av hjulpaketet. Då kolfiber har en låg termisk konduktivitet anses komponenter av kolfiber vara avgränsningen för modelleringen av hjulpaketet [14]. Länkarmar samt fälg blir därför avgränsningen mellan de modellerade komponenterna och resterade del av bilen. Namnkonventionen för hjulpaketets delar följer Figur 6.32 samt för motorns komponenter enligt Figur 3.2.

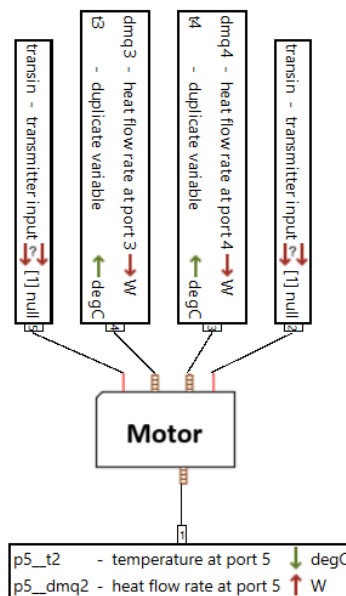


Figur 6.32: Namnkonvention för motorns delar

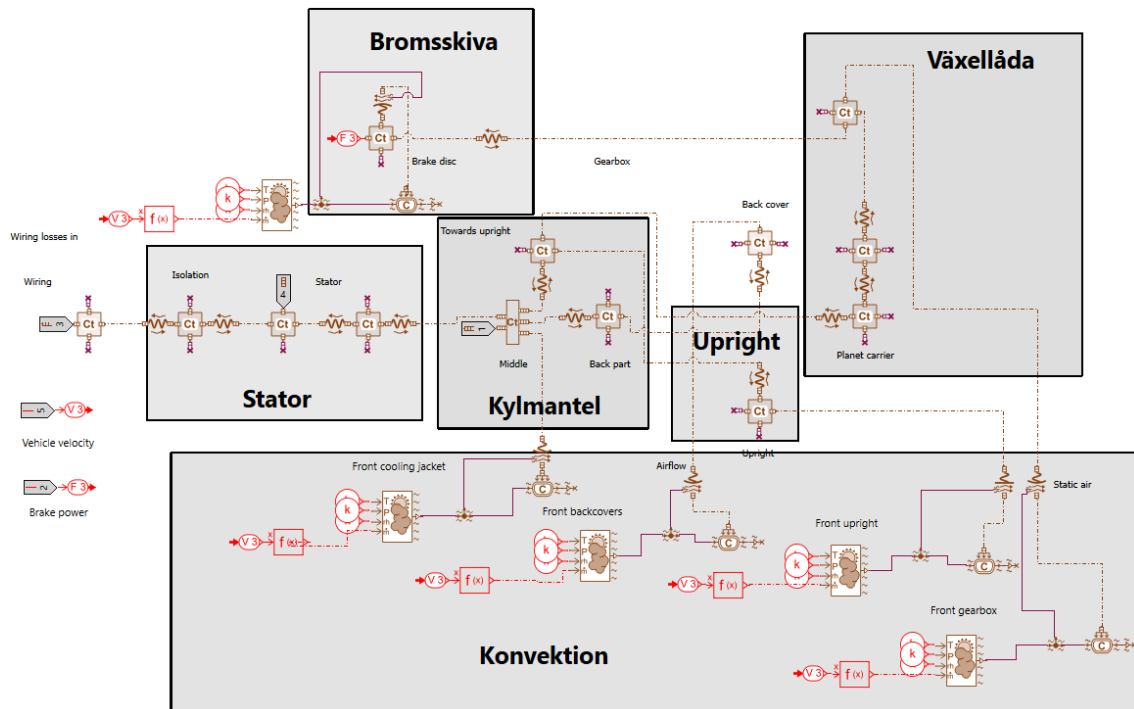
Motorerna i Figur 6.28 är superkomponenter med in- och utvariabler enligt Figur 6.33. De tar in järn- och lindningsförluster för varje motor, bilens hastighet och ter-

miska effektförluster för skivbromsarna. Termiska effektförluster i bromsskivorna beräknas enligt Ekv. 3.3 och 3.4. Bromsskivans rotationshastighet ω beräknas i Amesim genom att dividera motorhastigheten med utväxlingsförhållandet. Bromsmomentet i varje broms fås från ESEn.

Öppnas superkomponenten för motorerna upp är varje komponent i motorerna modellerade som en egen termisk massa, se Figur 6.34. Värmeöverföringskoefficienter mellan lindningar, stator samt isolering erhöles från kontakt med motortillverkaren, se kapitel 4.2.5. Kylmanteln är uppdelad i 3 termiska massor för att kunna modellera resistans i värmeledning inom materialet enligt Ekv. 3.6. Diskretisering genomfördes med Amesims inbyggda 3D-CAD verktyg för beräkning av längder samt volymer för varje del.



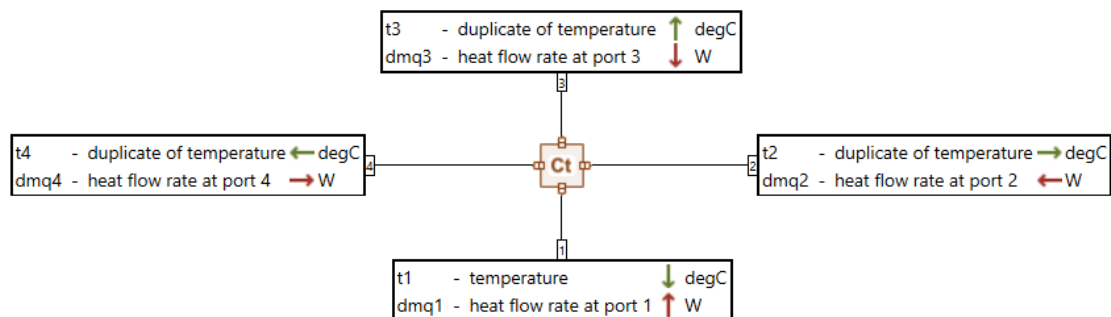
Figur 6.33: Superkomponent för termiska massor i motorn



Figur 6.34: Layout för värmeöverföringen inom motorerna

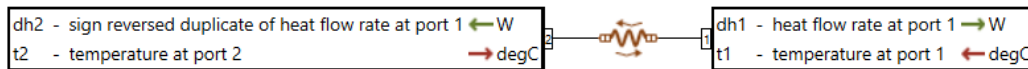
Varje termisk massa har temperatur och effektöverföring som in- och utvariabler, se Figur 6.35. Materialegenskaper definieras från material beskrivna i kapitel 6.10.1. Varje termisk massas volym definieras enligt beskrivning i kapitel 4.2.4. Vämeutvecklingen i den termiska massan beräknas enligt

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum \dot{Q}_i}{m \cdot c_p} [40] \quad (6.13)$$



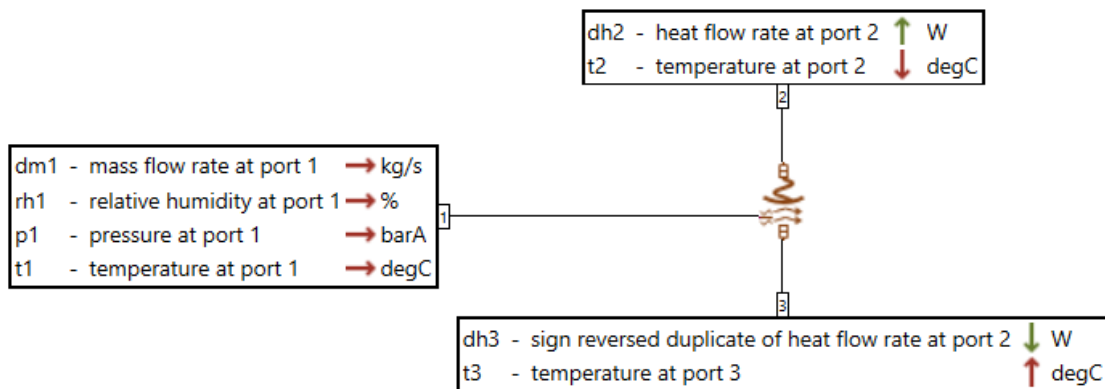
Figur 6.35: In- och utvariabler för termisk massa

De termiska massorna är kopplade med till varandra genom komponenter för antingen konvektion eller konduktion. Komponenterna för konduktion beräknar värmeöverföringen med Ekv. 3.6 och 3.7. Värdet på värmeöverföringskoefficienter beskrivs i kapitel 4.2.1. Temperaturdifferensen beräknas kontinuerligt ifrån de termiska massornas temperatur, se Figur 6.36.



Figur 6.36: In- och utvariabler för konduktionskomponent

Komponenten för konvektion har in- och utvariabler från de termiska massorna med temperatur och värmeflöde samt in- och utvariabler till den omgivande luften med massflöde, temperatur, luftfuktighet och tryck. Definition av luftens parametrar sker till port 1, se Figur 6.37. Massflödet för konvektion modelleras enligt variabler framtagna i kapitel 4.2.2. Beräkning av värmeöverföring sker med Ekv. 3.17 till 3.21.



Figur 6.37: In- och utvariabler för konvektionskomponent

7

Resultat och resultatdiskussion

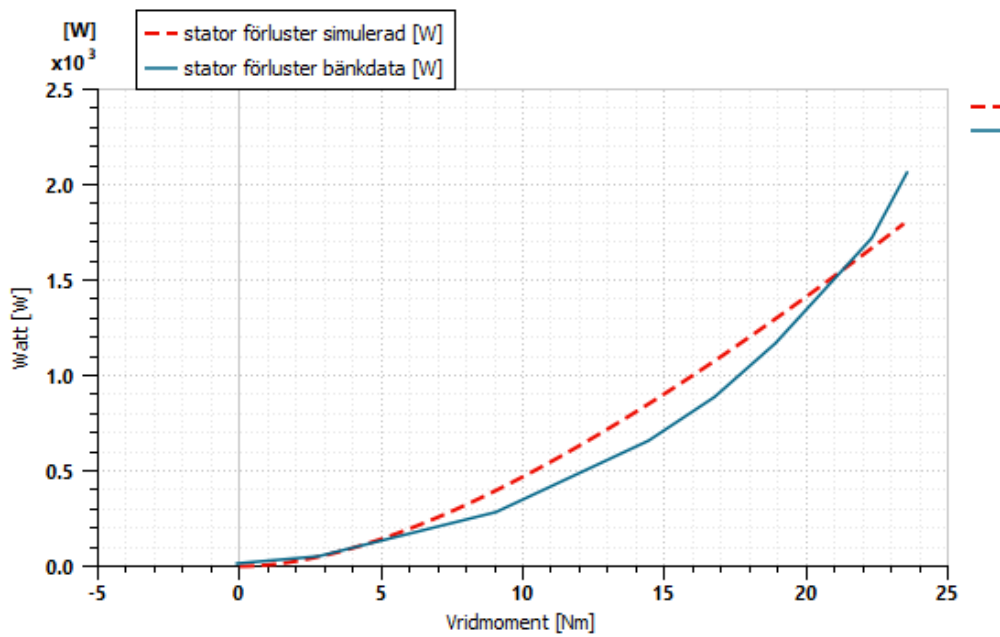
I detta kapitel redovisas resultat. Diagram över utvalda värden från simuleringar jämförs med verkliga uppmätta värden. Simuleringen är genererad av Amesim-modellen som beskrivs i kapitel 6. Motorerna och invertererarna jämförs först med bänkdataben genom att motorer och inverterare simuleras i en isolerad simulering utan bil och förare. Den isolerade simuleringen använder en modell som består av en motor, inverterare och en konstant spänningsmatning. Fältförsvagningsalgoritmen ingår också så den kan simulera höga varvtal. Därefter jämförs en simulering från den fullständiga modellen med data från ett test av 2023 års bil på Vårgårda flygplats. Resultaten och möjliga felkällor diskuteras.

7.1 Validering mot bänkdataben

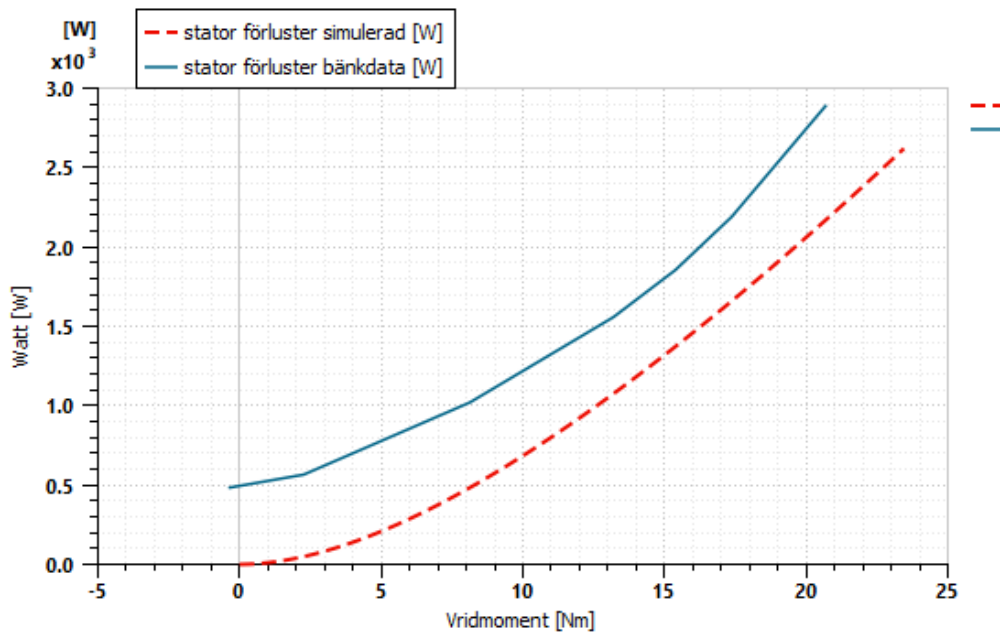
Nedan presenteras validering för modelleringen av motor och inverterare mot bänkningsdata. Datan har tagits fram från tester som genomfördes både 2018 och 2020 på CFS motorerna. Testerna genomfördes av CFS laget.

7.1.1 Värmeförluster från motorer

I Figur 7.1 och Figur 7.2 visas resultatet för förlusterna från bilen med en isolerad motormodell med ett konstant varvtal på 1030 rpm respektive 5000 rpm och en linjär ökning av vridmomentet. Den streckade röda linjen är den simulerade datan och den blåa heldragna linjen är den bänkningsdatan.



Figur 7.1: Stator förluster för 1030 rpm



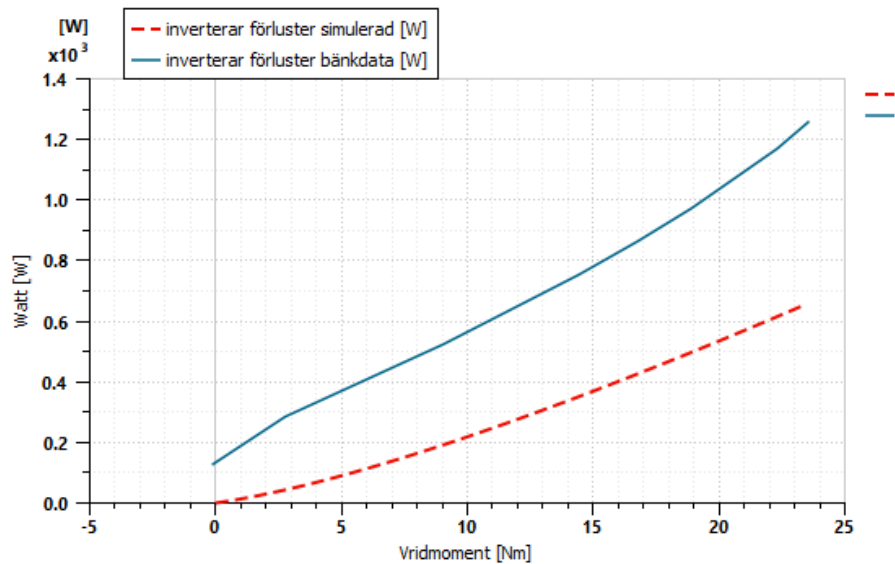
Figur 7.2: Stator förluster för 5000 rpm

Kurvorna följer varandras beteende relativt väl med den simulerade datan. De båda kurvorna når ett liknande toppvärde till varandra och följer en liknande lutning i sina kurvor. Notera att bänkdatan har ett tydligare exponentiellt beteende än vad den simulerade datan har. Detta kan bero på en rad faktorer. Först och främst kan modelleringstekniken och de satta parametrarna påverka resultatet och dess noggrannhet. Möjligtvis kan faktorer som de mekaniska skillnaderna i den bänkade datan gå miste i den simulerade motorn, exempelvis friktion eller mekaniska toleran-

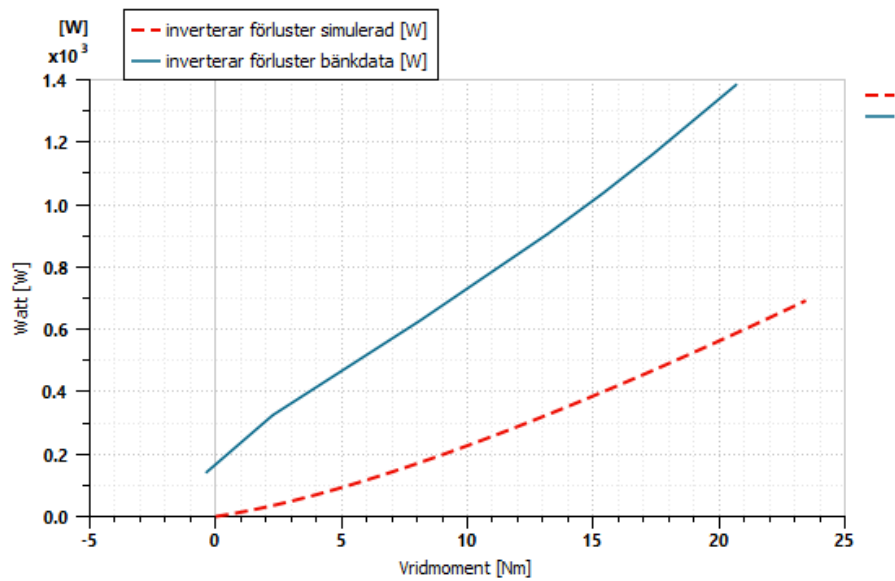
ser. Det finns även en osäkerhet kring temperaturen i motorn för den bänkade datan då den varierar under bänknigen. En mindre påverkan som kan bidra till annorlunda beteende förutom de ovannämnda faktorerna är mätutrustningens noggrannhet som kan ha en påverkan då känsligheten av instrumenten inte återspeglas på ett representativt sätt i simuleringen. Yttre påverkan från andra elektriska system kan även ha en inverkan på den bänkade motorn. I Figur 7.2 påbörjar även den bänkade datan på ett högre förlust värde än för den simulerade datan. Detta kan möjligtvis bero på växellådan som genererar extra förluster hos bänkdatan.

7.1.2 Värmeförluster från inverterare

I Figur 7.3 och 7.4 visas resultatet av inverterarförlusterna för både den bänkade datan i blått och den simulerade i streckat rött. Figurerna 7.3 och 7.4 visar precis som Figurerna 7.1 och 7.2 ett konstant varvtal på 1030 rpm respektive 5000 rpm och ett linjärt ökande vridmoment.



Figur 7.3: Förluster av inverteraren vid 1030 rpm



Figur 7.4: Förluster av inverteraren vid 5000 rpm

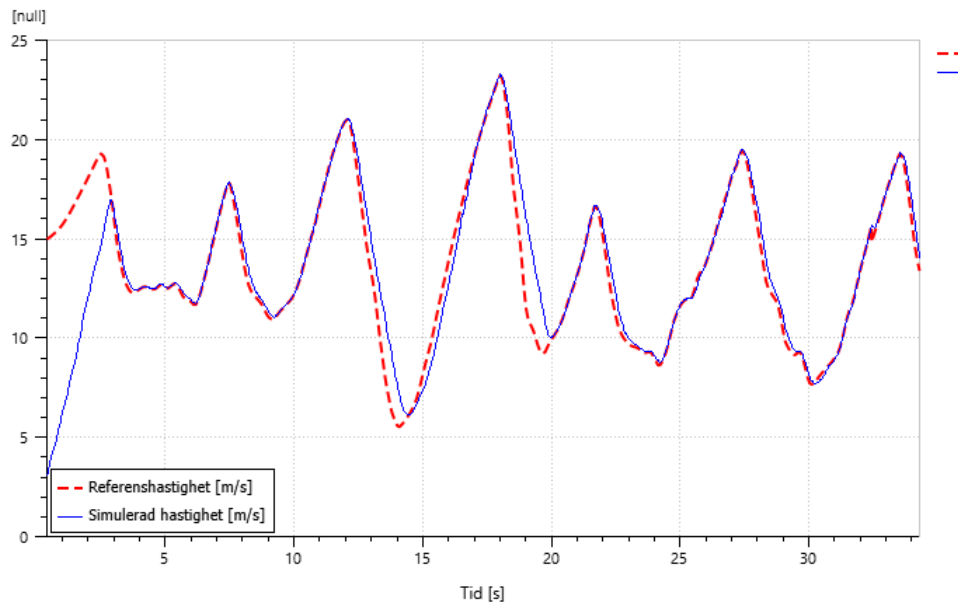
Något som bör noteras är att simuleringen endast tar hänsyn till inverteraren, medan bänkdataben är för hela kraftelektronik lådan som innehåller andra komponenter utöver inverteraren. Komponenter som en DC-link kondensator, allmänna kopplingar som ger av resistiva förluster och EMI-filtrer kan vara några av dessa komponenter. Skillnaden i förlusterna mellan simuleringen och bänkdataben beror dels på grund av det. Utöver detta finns det liknande faktorer, som hos statorn, till varför den simulerade inverteraren inte visar lika mycket förluster som den bänkade databen. Framst modelleringsteknik och parametrar men även kvalitet på komponenter eller omgivningspåverkan kan ge upphov till resultatet. Figur 7.4 visar även en mer avvikande lutning till den bänkade databen vid högre rpm och kan återigen bero på bristfällig modellering, som till exempel den konstanta verkningsgraden.

Notera även att bänkdataben för kraftelektroniken börjar på förluster över 0 W medan den simulerade kurvan börjar på 0 W. En orsak till detta kan vara växelådan som möjligtvis ger dessa förluster, vilket simuleringen inte tar hänsyn till.

7.2 Hastighetsprofil och bana

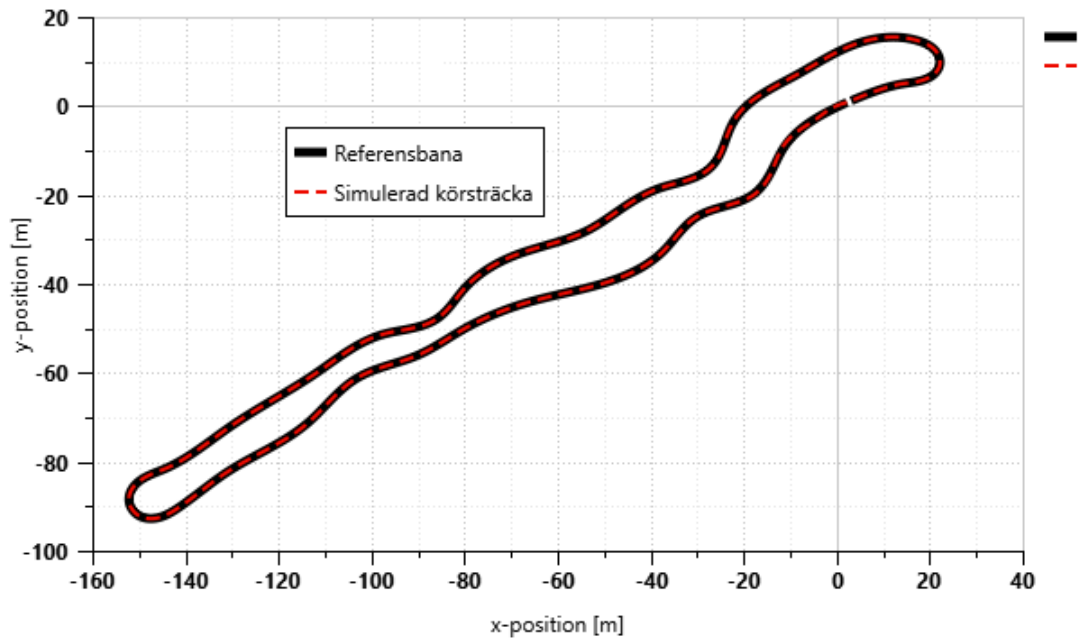
I Figur 7.5 syns banprofilen från Vårgårda flygplats. Den röda streckade linjen visar referenshastigheten som förarmodellen försöker att följa. Den blåa streckade linjen visar bilens uppmätta hastighet. Modellen följer hastighetsprofilen väl förutom vid kraftiga och längre inbromsningar där den inte sjunker lika snabbt. Skälet till att hastigheterna skiljer sig mycket i början av simuleringen är på grund av att bilen startar stillastående. Anledningen till att simuleringen startas från stillastående är för att fältförsvagningen inte klarar av att starta flygande. När modellen försöker starta flygande vill fältförsvagningen dra mer spänning än det maximala spänningvärdet. Då kommer spänningen från motorn att öka och bli större än den i stunden maximala spänningen från batteriet. Då fältförsvagningen fungerar når motorspän-

ningen samma spänning som batteriet och följer den istället för att överstiga den maximala batterispänningen.



Figur 7.5: Simulerad hastighetsprofil och referenshastighet under första varvet.

I Figur 7.6 syns banprofilen. Den svarta linjen är banprofilen och den röda streckade linjen är bilens position under ett varv. Bilen följer banan väl då hastigheten från testet är tillräckligt låg för att kunna köra på referensbanan med endast små avvikelser.

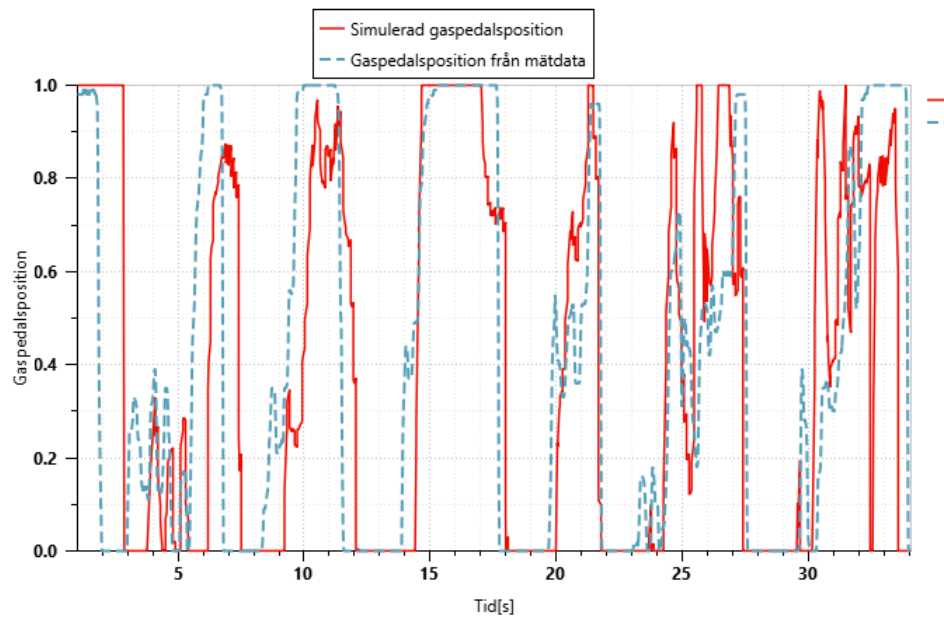


Figur 7.6: Referensbana och simulerad körsträcka från Vårgårda flygplats

7.3 Förarmodell

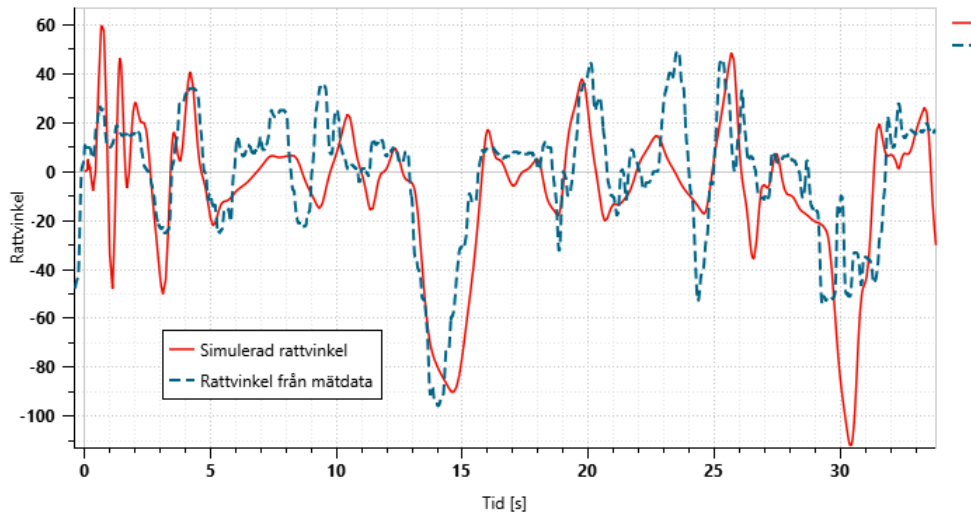
Nedan redovisas resultaten för värden från förarmodellen; gaspedalsposition och rattvinkel. Det finns ingen uppmätt data för bromspedalsposition.

I Figur 7.7 ses simulerad gaspedalposition i rött och verklig mätdata i blått och streckat. Värdena går från 0 till 1 där ett värde på 0 innebär inget gaspådrag och ett värde på 1 innebär fullt gaspådrag.



Figur 7.7: Simulerad gaspedalsposition och gaspedalsposition från mätdata under första varvet.

I Figur 7.8 visas rattvinklar från simuleringen i rött och verkliga värden i blått och streckat. Värdena är uppmätta i grader där positiva värden innebär vänstersvängar och negativa värden innebär högersvängar.



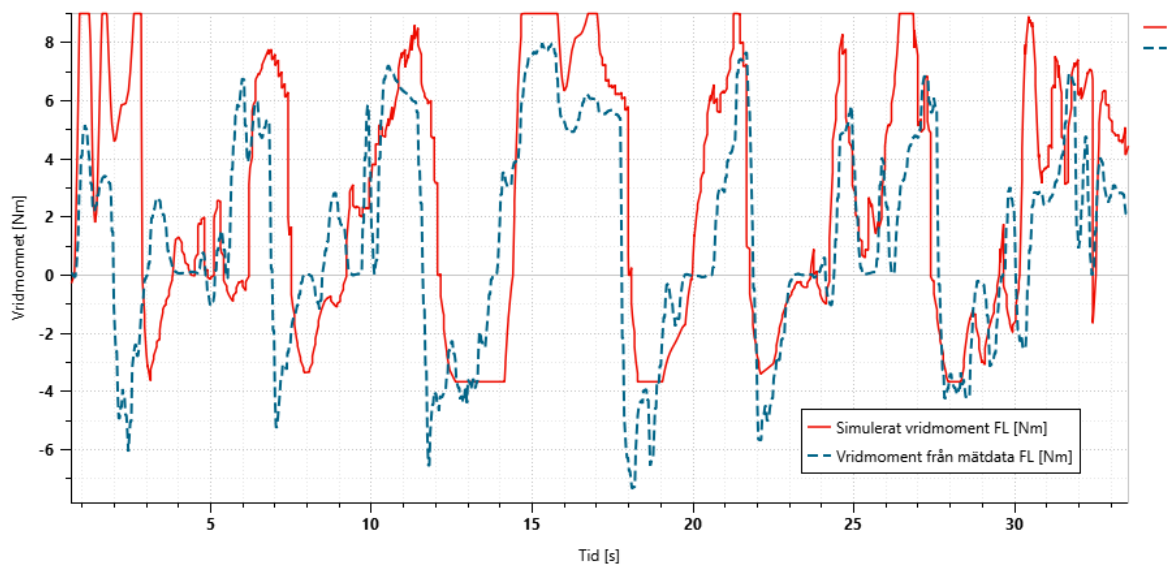
Figur 7.8: Simulerad rattvinkel och rattvinkel från mätdata

7.4 Vridmoment från motorer

I Figur 7.9-7.12 syns det simulerade vridmomentet i varje motor jämfört med uppmätta värden, simulerade värden i rött och uppmätta värden i blått och streckat.

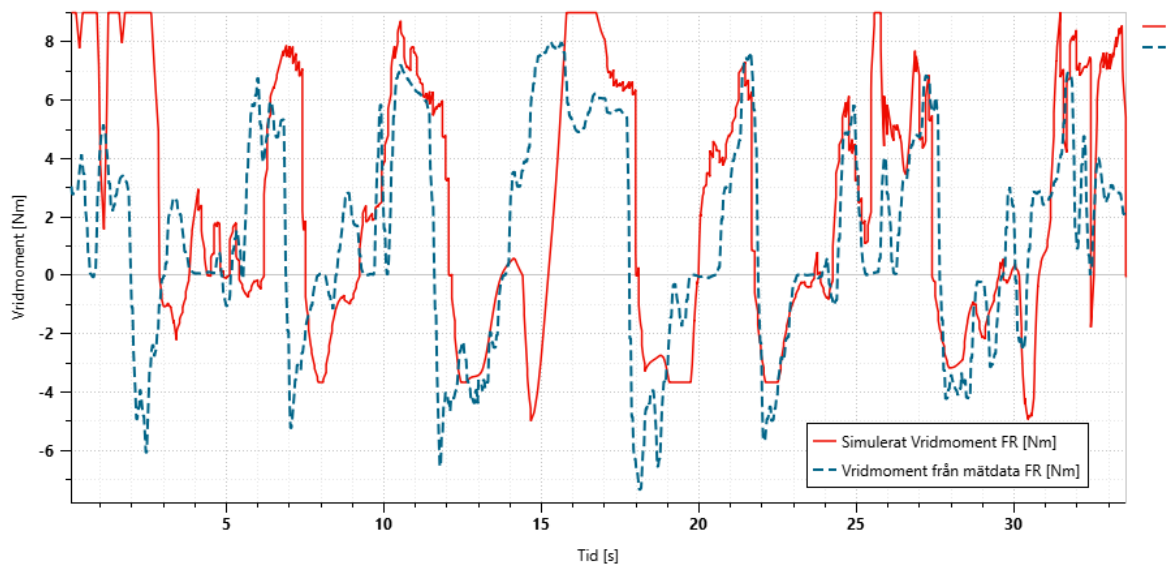
Vardera motors vridmoment skiljer sig från de andra motorerna över ett varv. Det beror på vridmomentfördelnings-ekvationerna. Max värdena är högre för de bakre motorerna vid positiva vridmoment, motsatt förhållande gäller vid negativa vridmoment. Detta beror på en skalning av vridmomentet som är konstant och oberoende av förarmodellen. Likheten mellan gaspedalsposition i figur 7.7 och alla positiva vridmoment syns tydligt.

Beteendet för den simulerade vridmomentet för vänster framhjul är någorlunda liknande det uppmätta vridmomentet, se Figur 7.9. Under de 5 första sekunderna av simuleringen är vridmomentet betydligt högre än den uppmätta datan och skiljer sig som mest med 5 Nm. Vissa toppar för den simulerade kurvan är högre än den uppmätta. Några toppar är även begränsade. Den simulerade datan når toppar på 9 Nm medan den uppmätta datan når upp till 8 Nm. För regenerativ bromsning är den verkliga datan lägre och når ca -7 Nm. På den simulerade kurvan begränsas istället vridmomentet ut nära -4 Nm.



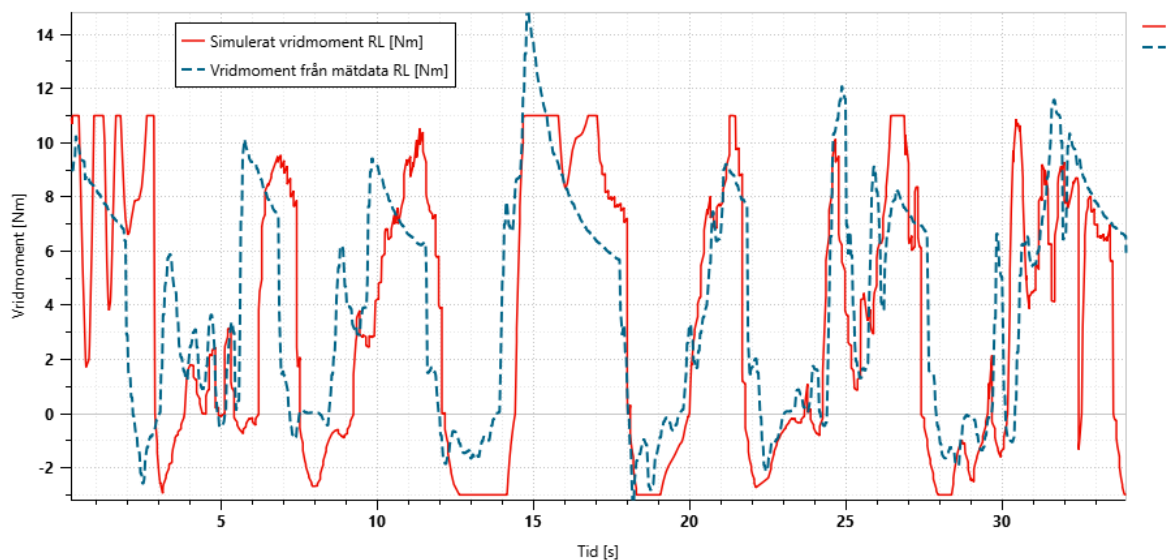
Figur 7.9: Simulerat vridmoment i motor (vänster fram)

Även för höger framhjul följer simuleringen mätdataans beteende, se Figur 7.10. Under de första 4 sekunderna av simuleringen är vridmomentet högre än den uppmätta datan och skiljer sig som mest med 5 Nm. Dock är den uppmätta datans dalar lägre än den simulerade datan. Här mättar simuleringen inte ut på samma sätt som för vänster framhjul men når ändå inte samma värden som den uppmätta datan. Den simulerade datan når lägst -5 Nm och den uppmätta datan cirka -7 Nm. Topparna för det simulerade vridmomentet är högre och når upp till 9 Nm, där den vid vissa tidpunkter begränsas. Den uppmätta datan når toppar på 8 Nm.



Figur 7.10: Simulerat vridmoment i motor (höger fram)

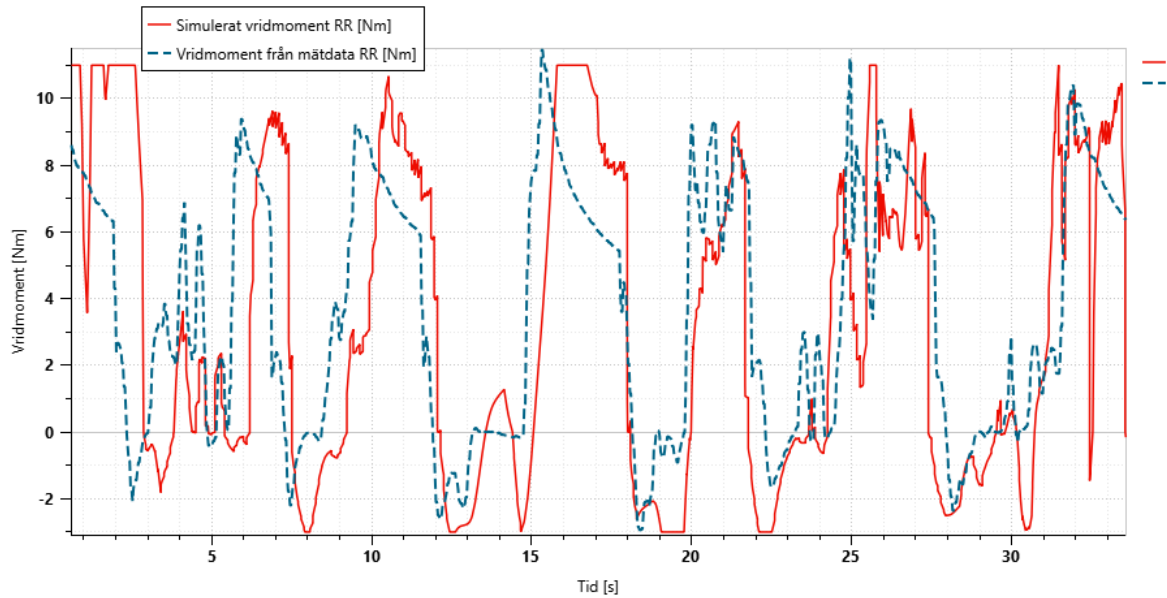
I Figur 7.11 syns det simulerade samt uppmätta vridmomentet för vänster bakhjul. Simuleringen följer mätdata väl. Dalarna för den simulerade och uppmätta är väldigt lika där de når -3 Nm. Skillnaden är att den simulerade datan vid flera tidpunkter mättar av olikt det uppmätta vridmomentet. Gällande topparna är enstaka punkter i den uppmätta datan betydligt högre amplitud och når maximalt 15 Nm. Den simulerade datan begränsas vid 11 Nm.



Figur 7.11: Simulerat vridmoment i motor (vänster bak)

I Figur 7.12 är beteendet mellan de simulerade och uppmätta kurvorna för höger

bakhjul lika. De når ungefär samma värden vid regenerativ bromsning samt acceleration. För dalarna vid regenerativ bromsning når de till -3 Nm medan topparna vid acceleration når 11 Nm. Vid några få tidpunkter begränsas den simulerade kurvan.



Figur 7.12: Simulerat vridmoment i motor (höger bak)

Det simulerade vridmomentet i motorerna liknar till stor grad verkligheten. Något som syns tydligt är att motorerna vid olika hjul har annorlunda beteenden. Anledningen är att VF fördelar olika vridmoment till olika motorer. VF fördelar även olika vridmoment mellan fram och bakhjul. Den stora skillnaden på vridmomentet i början av simuleringen för motorerna beror på att simuleringen startar stillastående, medan den uppmätta datan är tagen från en körning på ett flygande varv. Det leder till att ett högre vridmoment krävs för att kompensera och nå upp till rätt hastighet. Anledningen till den stillastående farten beskrivs utförligt i avsnitt 7.2.

Ett skäl till att vridmomentet i simuleringen är annorlunda, är för att föraren inte kör bilen på samma sätt som i verkligheten. Detta leder till att in-variablerna i vridmomentfördelnings-ekvationerna blir annorlunda. Det syns tydligt i plotarna för rattvinkel 7.8 och gas pedalsposition 7.7 .

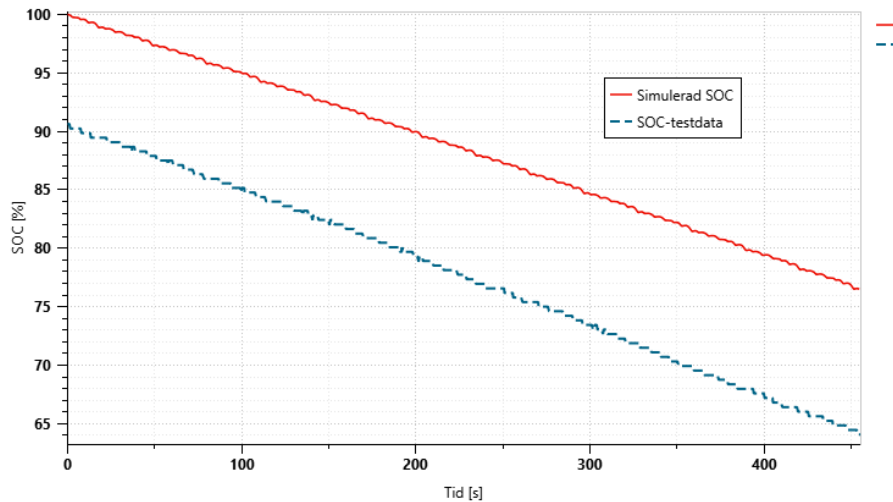
7.5 Batteri

Nedan valideras spänningen och urladdningen av batteriet. Fokuset i jämförelsen på resultatet av graferna och deras lutning.

7.5.1 Urladdning av batteri

I Figur 7.13 syns laddningstillståndet för simuleringen i rött och för testdatan i blått streckad linje för 500 sekunder körning. Skillnaden i laddning kan förklaras

av att batteriet endast var laddat till ungefär 90 % innan körningen på Vårgårda. Det framgår i figuren att avtagandet av laddning skiljer sig med 2.3 % efter 500 sekunders simulering.

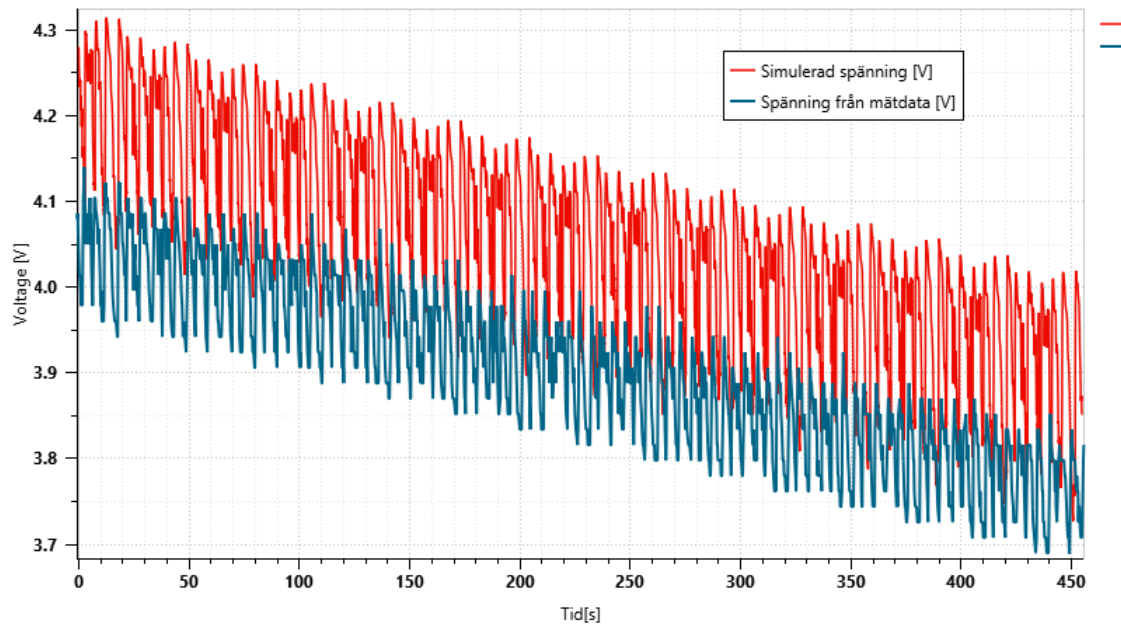


Figur 7.13: Laddningstillståndet för batteriet i bilen

Det avtagande beteendet hos den simulerade modellen stämmer väl överens med den uppmätta datan. Den uppmätta datan avtar något mer än den simulerade datan vilket kan bero på en rad faktorer. På samma sätt kan den använda batterimodellen ha en påverkan och därför är det inte möjligt att fånga hela beteendet. Till exempel avger inverteraren för små förluster vilket påverkar laddningstillståndet, men generellt visar det simulerade resultatet en god likhet med den uppmätta datan för urladdningstiden. Notera även den gradvisa urladdningen hos båda graferna, då batteriet inte bara laddas ur vilket hade representerats med en rak lutande linje. Istället laddas de även upp i små steg, vilket visas som små platåer eller trappsteg i grafen. Kurvan för den simulerade modellen är förskjuten uppåt, vilket likt spänningens förskjutning beror på att mätningen gjordes efter tidigare körning.

7.5.2 Spänning från batteri

I Figur 7.14 syns spänningen över varje cell i batteriet, där den röda kurvan är den simulerade och den blåa är uppmätt data. Topparna i den simulerade kurvan skiljer sig med 0.2 V och amplituden för den simulerade spänningen är större än den uppmätta datan.



Figur 7.14: Spänning för varje battericell i bilen

Spänningen hos den simulerade batterimodellen följer generellt ett liknande beteende gentemot mätdata. Anledningen till att den simulerade kurvan är förskjutet uppåt beror på att mätningen för den uppmätta datan gjordes efter en tidigare körning. Efter körningen laddades inte batteriet upp vilket medför att mätningen började vid ett lägre laddningstillstånd. Spänningen över batteriet beror på laddningstillståndet, där det sjunker vid ett lägre laddningstillstånd. Skillnaden mellan topparna och dalarna för simuleringen jämfört med den uppmätta datan beror på saknaden av komplexitet hos batterimodellen i Amesim. Den tar inte hänsyn till kretskomponenter som RC-länkar som finns i mer komplexa batterimodeller. Länkarna kan innehålla stora kapacitanser som har långa tidskonstanter. Det leder till att batteriets respons till transienter kan förutsägas.

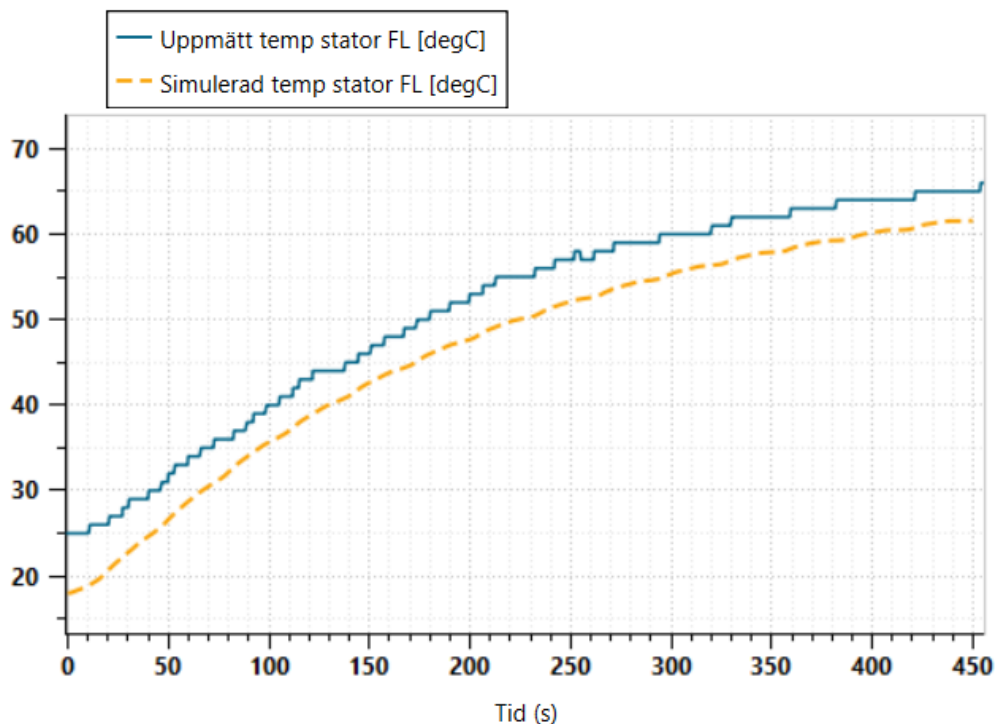
7.6 Kylning

Generellt uppvisar det simulerade kylsystemet en god överensstämmelse med mätdata från körningen i Vårgårda. Den låga upplösningen på temperatursensorer på CFS23 bilen försvårar jämförelsen. Bilen kördes innan påbörjat endurancetest vilket försvårar jämförelsen då komponenter i kylsystemet erhöll en förhöjd starttemperatur mot omgivningstemperaturen. Det intressanta i jämförelsen blir därför inte de exakta temperaturerna utan temperaturökningen per sekund, vilket är ekvivalent med lutningen på temperaturkurvan. De uppmätta värdena är inte kontinuerliga då endast hela värden mäts upp för att minimera mängd data som behöver skickas med CAN i bilen. Sensorn skickar endast ett nytt värde när en ny heltemperatur uppmätts. Då termistorernas temperatur alltid avrundas nedåt till heltal kan avläsningen av temperaturökningen göras vid toppen av varje nytt temperatursteg [21].

Temperaturen följer mätvärdena på ett bra sätt framförallt för radiatorvatten samt kylmantlar för frammotorer.

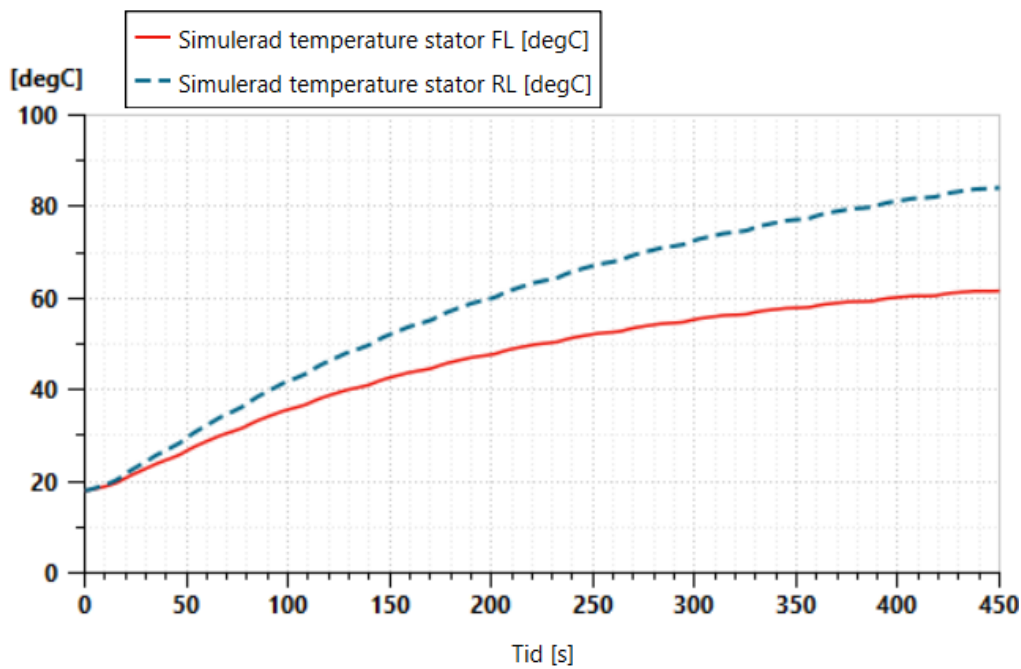
7.6.1 Statortemperatur

Nedan presenteras simulerad samt uppmätt temperatur för statorn i vänster frammotor, se Figur 7.15. Resultat för resterande motorer presenteras i Bilaga D.1. Den simulerade temperaturen visas i gult streckat medan den uppmätta temperaturen under körning visas i blått. Det simulerade mätvärdet hämtas från temperaturen på den termiska massan som representerar statorn. Maximalt når simulerade datan 61 °C där ett stabiliserade beteende kan urskiljas där kurvans derivata minskar.



Figur 7.15: Temperatur för stator på höger framhjul

Skillnaden i temperatur för stator mellan fram- och bakhjul presenteras i Figur 7.16. Temperaturen i vänster framstator visas i rött medan temperaturen i vänster bakstator visas i blått streckad linje. Starttemperaturen är densamma bak och fram. Bakstatorn blir varmare än framstatorn med 22.5 °Celsius efter 450 sekunder simulering.



Figur 7.16: Temperatur för stator på vänster framhjul samt vänster bakhjul

Temperaturutvecklingen i motorn visar generellt goda resultat. Temperaturen följer samma beteende som de uppmätta värdena. Skillnaden i starttemperatur bevaras under hela simuleringen. Statortemperaturen kan därmed anses vara väl överensstämmande med bilens statortemperatur. Värmeförlusterna från motorn kan därmed även anses vara bra överensstämmande med motorerna i CFS23 bilen, vilket verifierar jämförelsen med bänkdatan i kapitel 7.1.1 ytterligare.

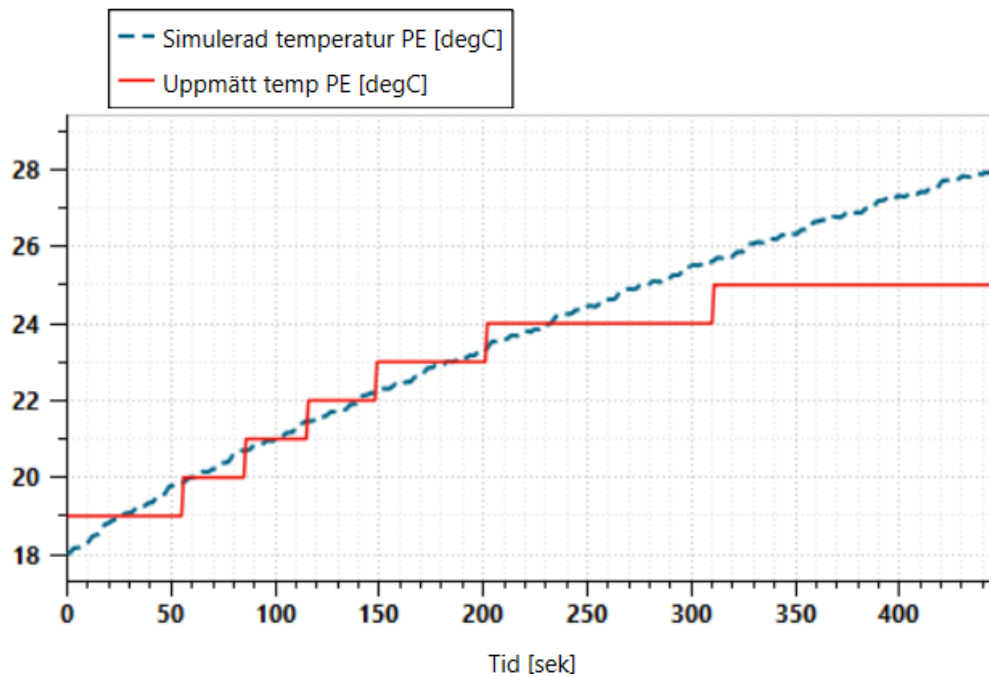
Skillnaden i värmeutveckling mellan fram- och bakmotorer följer fördelningen av vridmoment. Bakmotorerna genererar ett högre vridmoment än frammotorerna då de kan överföra effekten till marken. Bakmotorerna borde därmed generera större värmeförluster samt att temperaturen på statorn borde öka mer i bakmotorerna. Detta beteende kan observeras i Figur 7.16. Det visar att VF mellan fram- och bakaxel fungerar som tänkt.

Temperatur på lindningarna anses vara rimliga då de för de främre motorerna uppnår cirka 90°C. Modelleringen av värmeledningen från förluster i lindningarna till statorn kan därmed anses efterfölja bilens motorer på ett bra sätt. Det verifierar att motorpaketets modellering följer bilens värmeutveckling väl.

7.6.2 Temperatur på kraftelektronik

Nedan presenteras värmeutvecklingen i kylplattan för kraftelektroniken, se Figur 7.17. Den simulerade datan i blått streckat är hämtad från den termiska massan för kylplattan. Den uppmätta temperaturen i rött hämtades från en termistor som borrhats ned i kylplattan för kraftelektroniken i CFS23 bilen. Den simulerade temperaturen har ett avvikande beteende de sista 150 sekunderna där temperaturen stiger

med en högre lutning än för den uppmätta temperaturen. Mellan sekund 50 till 200 följer simuleringen och mätdatan samma linjära beteende.

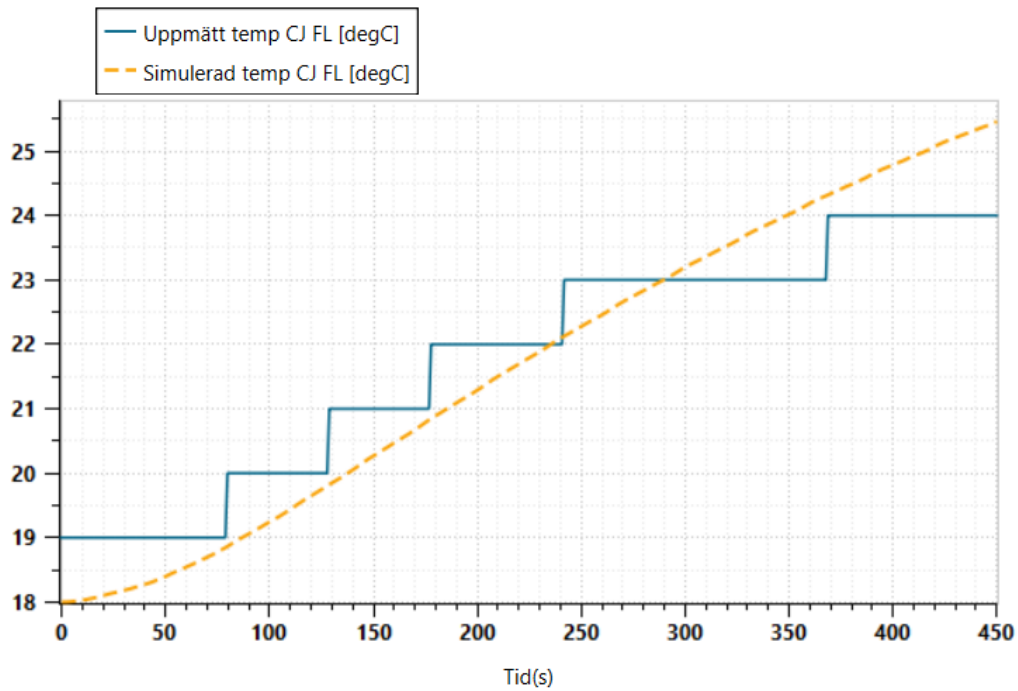


Figur 7.17: Temperatur på kylplatta för kraftelektronik

Temperatur för kraftelektronik visar ett avvikande beteende mot mätdata. Temperaturen följer initialt ett liknande linjärt beteende men stabiliseras inte kring 25 °C som mätdatan gör. Att förlusterna från bänkdatan visar på att inverterarna avger för små förluster tyder på att beteendet med bättre modellerade effektförluster skulle ge mer avvikande beteende. Anledningen till denna skillnad skulle kunna vara kopplad till värmeöverföringskoefficienten mellan kylplatta och kylvatten samt värmeledning till andra komponenter runt inverteraren som inte modellerats. Då värmeutvecklingen är låg i kylplattan för kraftelektroniken kommer kylvattnets temperatur påverka temperaturen på kylplattan. En för hög temperatur på kylvattnet kan därför också vara en anledning till att kylplattans temperaturderivata inte minskar likt mätdatans.

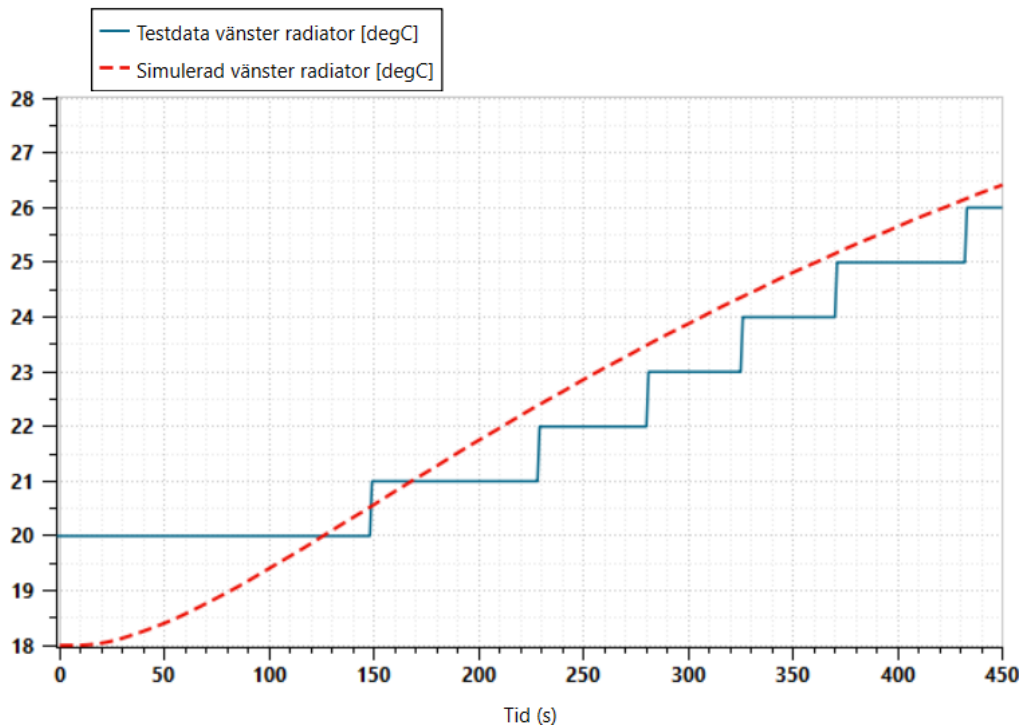
7.6.3 Temperatur på kylvatten

I Figur 7.18 redovisas simulerade och uppmätta värden för kylvattnets temperatur innan det passerar kylmanteln i vänster framhjul. Den gula streckade kurvan är simulerade värden och den blåa kurvan är uppmätta värden. Skillnaden i starttemperatur beror som tidigare nämnt på tidigare körning av bilen. Starttemperaturen på alla komponenter sattes vid simulering till den uppmätta omgivningstemperaturen. Vattentemperaturen i kylmanteln uppnår maximalt 24.5 °C efter 450 sekunders simulering. Resultat för vänster bakhjul presenteras i Bilaga D.2. Inga markanta skillnader mellan höger och vänster sida kan urskiljas från varken simulering eller mätdata.



Figur 7.18: Vattentemperatur innan kylmantel för höger framhjul

I Figur 7.19 redovisas simulerade och uppmätta värden för kylvattnets temperatur innan det passerar vänster radiator. Den röda sträckade kurvan är simulerade värden och den blåa kurvan är uppmätta värden. Omgivningstemperaturen på luften runt bilen har uppmätts till 18 °C innan körningen. Maximal temperatur för inkommande vatten till radiatoren uppmättes för simuleringen till 26.5 °Celsius efter 450 sekunders simulering samt 26 grader Celsius för mätdata.



Figur 7.19: Vattentemperatur innan höger radiator

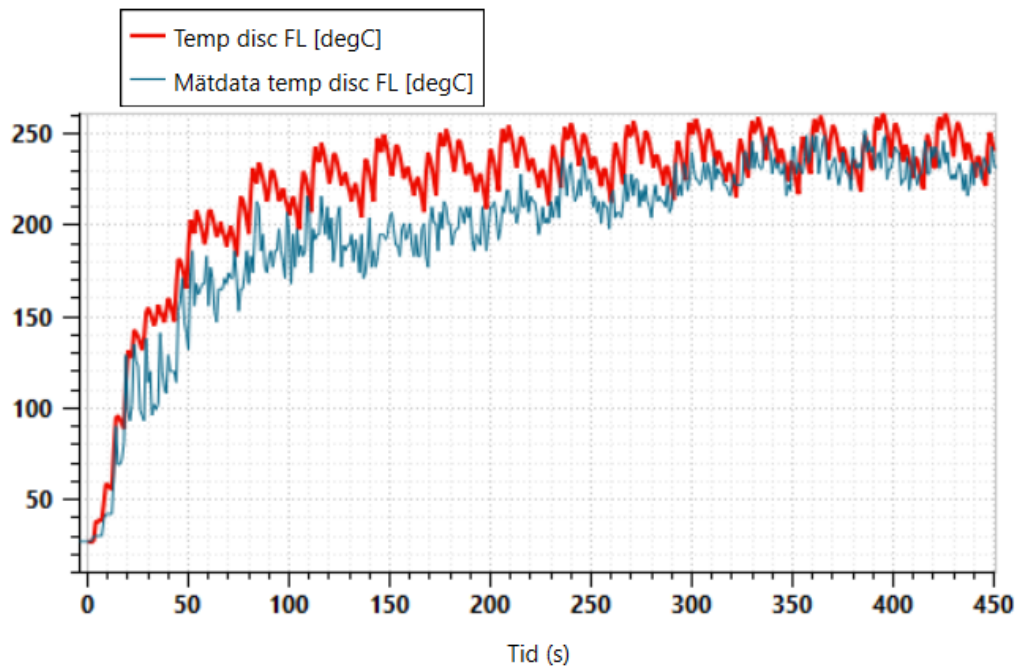
Temperaturutvecklingen för vattnet från kylmantlarna följer mätdatans beteende väl. Detta kan härledas till en bra överensstämmande konvektion för radiatorerna med omgivande luft. Den simulerade temperaturen ser dock inte ut att avta liknande mätdatan efter 300 sekunder. Det tyder på att värmesystemet antingen inte kan värmeväxla bort tillräcklig effekt i radiatorerna eller att värmeförlusterna är större för modellen än testdatan.

Radiatortemperaturen uppvisar i simuleringsmodellen en tidigare uppvärmning än testdatan som har en förskjutning på 150 sekunder innan första temperatursteget. Anledningen till denna förskjutning är svår att avgöra. En möjlig anledning kan vara att då systemet har ett lågt flöde tar det en viss tid innan det varma vattnet når mätpunkten. Detta skulle kunna tyda på att volymflödet i modellen är högre än volymflödet i den faktiska bilen. Det skulle dock även kunna bero på att någon slang har klämts ihop vid en skarp böj i bilen, något som var ett känt fel för kylsystemet i CFS23 bilen.

Mätning med termistorerna för vattentemperatur gjordes med en T-koppling på slangen. Termistorn mäter därför inte temperaturen i mitten av slangen, vilket är den temperatur som simuleringen beräknar. Med en T-koppling blir flödet påverkat då det kan uppstå turbulenta strömmar samt att temperaturen i ena änden av T-kopplingen inte behöver följa samma temperaturutveckling som vattnet i mitten av slangen. Omfattningen av denna felkälla är svår att avgöra.

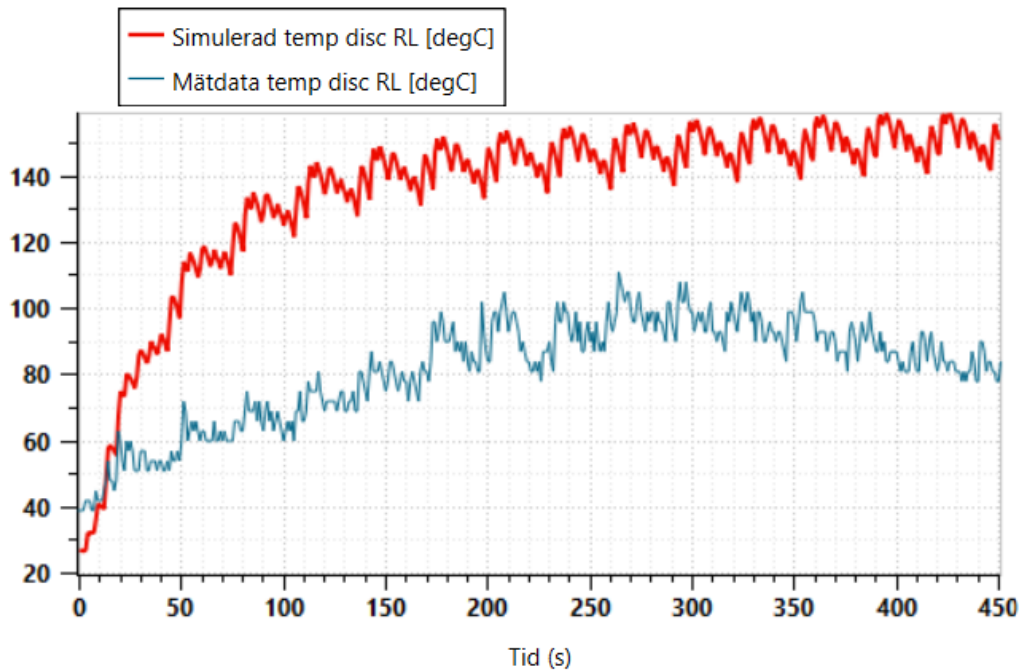
7.6.4 Temperatur i bromsskivor

I Figur 7.20 presenteras den simulerade temperaturen i bromsskivan fram i rött samt den tillhörande uppmätta temperaturen i blått. Den simulerade temperaturen avser temperaturen för den termiska massa som representerar bromsskivan. Den uppmätta temperaturen mäts med en infraröd termometer monterad tillsammans med bromsoket på varje motorpaket. Den simulerade temperaturen stabiliseras kring 230 °C. Den uppmätta temperaturen stabiliseras kring 200 till 250 °Celsius. Den simulerade temperaturen är under de inledande 330 sekunderna högre än den uppmätta temperaturen. Amplituden på temperaturvariationerna för simulerade temperaturen är större än den uppmätta temperaturens amplitud.



Figur 7.20: Temperatur på bromsskiva fram

I Figur 7.21 presenteras simulerad och uppmätt temperatur för bromsskivan bak. Den simulerade temperaturen stabiliseras kring 150 grader Celsius medan den uppmätta temperaturen stabiliseras kring 80 till 100 grader Celsius.



Figur 7.21: Temperatur på bromsskiva bak

Temperaturen simulerad för bromsskivorna följer det uppmätta värdet bra för fram-bromsen men avviker stort för bakbromsen. Skillnader för bromsskivan fram kan ses under de första 250 sekunderna där den simulerade temperaturen är högre än den uppmätta temperaturen. Den simulerade temperaturen stabiliseras dessutom tidigare än den uppmätta temperaturen. Anledning till denna avvikelse är svår att bestämma. En trolig felkälla kan vara skillnaden i hur värdena erhålls. Simuleringen visar den genererade temperaturen i bromsskivan homogent över hela skivan. Den uppmätta temperaturen mäts på endast en punkt. Temperaturfördelning i materialet kan därmed ge olika temperaturer för den uppmätta temperaturen. Det beräknade luftflödet till bromsskivan är approximerat utifrån tvärsnittsarean på bromsskivan medan flödet i den verkliga bilen är turbulent och från flera riktningen beroende på komponenterna runt bromsskivan. Modellering för konvektion med omgivningen kan därmed vara bristfällig. Skillnaden i amplitud för temperaturen vid stabiliserat beteende kan tyda på att simuleringsmodellen har en för liten termisk massa, då större massor ger större tröghet för temperaturvariationer enligt Ekv. 3.1. Generellt kan dock den simulerade bromsskivan fram anses följa temperaturutvecklingen på ett bra sätt.

Modelleringen av bromsarna har inte tagit hänsyn till de konstruktionella skillnaderna mellan fram- och bakbroms. Bakbromsen har enbart ett par bromsbelägg medan fram-bromsen har två par bromsbelägg per bromsok. Bromsmomentet som skickas till bakbromsen är därmed högre än det verkliga momentet som bakbromsen kan generera. Vid modellering togs enbart hänsyn till bromstryckfördelning (brake bias) mellan fram- och bakaxel. Den simulerade temperaturen i bakbromsen blir därmed högre än den uppmätta temperaturen för bakbromsen.

7.6.5 Övergripande diskussion om kylsystemet

En gemensam tendens för alla temperaturgrafer är att temperaturen ökar snabbare för den simulerade temperaturen under det första varvet (första 33 sekunderna). Detta beteende kan kopplas samman med att mätdata är förskjuten så att mätdata startar vid bilens första varv samtidigt som simuleringen. Simulering kör samma hastighetsprofil för varje varv medan den verkliga bilens hastighetsprofil förändras från varv till varv, exempelvis kör CFS23 bilen långsammare första varvet än vad den simulerade bilen kör. Därför borde temperaturökningen i simulering vara högre än den uppmätta temperaturökningen för det första varvet.

Det går även i resultatplottarna att se tendenser för en stabiliserande temperatur hos de flesta komponenter. Det beror på att när temperaturskillnaden mot omgivningsluften ökar kan även värmeöverföringen öka enligt Ekv. 3.1. Kylsystemet uppnå därmed ett jämviktstillstånd där värmeförluster från motorer samt kraftelektronik är ekvivalent med radiatorernas värmeutbyte med den omgivande luften. Stabiliseringen är dock mindre för simuleringsmodellen än mätdata. Anledningen är svår att urskilja då alla temperaturer är beroende av varandra. Det kan bero på för höga förluster, för lågt volymflöde av kylvatten eller felaktig modellering av konvektion i radiator. Följdfel kan exempelvis vara att kylplattan för kraftelektronik inte stabiliseras likt mätdata.

Volymflödet i slangar är svårvaliderat då ingen pålitlig mätning av flödet genomfördes för kylsystemet innan det demonterades för montering av nästa års bil. Det är känt att flödet i slangarna var lågt på grund av problem med stora luftbubblor samt stora tryckförluster. Luftbubblorna skapades då systemet inte var tätt. Luften samlades vid lokala maximum i slangerna och påverkade flödet i kylsystemet. Stora tryckförluster erhöles då kylsystemet hade kopplingar med liten innerdiameter samt slangar som expanderade av tryck genererat av vattenpumpar. Utifrån resonemang kan det fastställas att kylsystemet troligen bör modelleras med lågt volymflöde, dock kan det exakta värdet för volymflödet inte valideras. I simuleringsmodellen erhålls ett volymflöde på 4.3 liter per minut. Ett lågt värde då motorerna konstruerades för ett volymflöde på minst 9 liter per minut [27].

8

Metoddiskussion

Då modellen består av flera komplexa system som kylning, motorer med fältförsvagning samt vridmomentfördelning har risken för komplikationer med simulering och resultat varit större. Komplikationerna kan härstamma från felaktiga värden, felaktig modellering eller stora beräkningar som ökar simuleringstiden. Utöver detta utvecklades de olika delarna i modellen parallellt och av olika personer i gruppen, vilket försvårade processen med att se till att de olika systemen samverkade med varandra. De första simuleringarna där resultat analyserades och jämfördes med verkliga uppmätta värden skedde sent i projektet med den fullständiga modellen. Detta gav mindre tid till att felsöka modellen och rätta till potentiella fel och komplikationer. Ett alternativ kunde varit att utveckla modellen i flera steg och analysera resultaten allt efterhand, för att sedan stegvis öka modellens komplexitet.

Att bygga modellen på en redan befintlig modell gav arbetet ett försprång, då komponenter för förarmodell, chassi och dynamik redan var skapade och kunde byggas vidare på. Det gav mer tid till att utveckla detaljerade modeller av kylsystemet, motorerna och batteriet samt att skraddarsy modellen för att efterlikna CFS23 bilen. Då syftet med arbetet var att skapa en mer detaljerad och verklighetstrogen modell av drivlinan och kylsystemet var detta ett viktigt hjälpmedel. Den befintliga modellen gjorde det även möjligt att simulera körning i både lateral och longitudinell riktning, vilket var ett viktigt delsteg för att uppnå målet med arbetet. Då modellen är skapad för att efterlikna en Formula Student-bils kördynamik är den även mycket lämplig för arbetet och har potential att utvecklas och användas för ytterligare ändamål inom CFS.

En nackdel med att använda en befintlig modell är att användaren får en sämre förståelse för de mer komplicerade systemen som finns i modellen. Detta kan göra det svårare att felsöka modellen. En annan nackdel var att gruppen inte hade tillgång till den befintliga modellen förrän ett par veckor in i arbetet då den krävde en annan version av Amesim än den som fanns tillgänglig för studenter, vilket skapade en kortare död tid i arbetet.

Beslutet att använda Simcenter Amesim togs främst på grund av att det tidigare arbetet genomförts i denna programvara. Även möjligheten att använda Henrik Berkmanns modell bidrog till detta beslut. En alternativ mjukvara som kunde ha använts är MathWorks Simulink, som är ett Matlab-baserat simuleringsprogram. Simulink använder sig av ett användargränssnitt liknande Amesims, med ett bibliotek av komponenter. En möjlig fördel med att använda Simulink istället för Amesim

är att implementeringen av algoritmen för vridmomentfördelning i modellen skulle förenklas.

8.1 Implementering av ban- och hastighetsprofil

Under arbetets tidiga fas var planen att använda ban- och hastighetsprofil från en tävling i Tyskland 2023 och jämföra resultaten med uppmätt data från tävlingen. I den körningen färdas bilen med varierande hastighet i drygt 4 varv innan den stannar. För simulering av kylningen är det önskvärt att temperaturen i kylmediet når ett jämviktsläge, vilket inte uppnåddes under körningen i Tyskland. Under tävlingen var bilen även tvungen att åka igenom vissa omkörningszoner för att släppa förbi snabbare bilar. Detta leder till problem med hastighetsprofilen då det är enklare att implementera en hastighetsprofil om hastigheten är liknande från varv till varv. Banprofilen bör också vara den samma mellan varven. Att köra olika banprofiler beroende på vilket varv bilen är på undersöktes inte. Detta hade dock adderat ett extra lager med komplexitet till banprofilen vilket gärna undveks. Med testdatan från Vårgårda flygplats uppfylldes önskemålen om en lång körning på samma sträcka och med relativt jämn hastighet mellan varven.

Importerings av ban- och hastighetsprofil var fortfarande inte helt problemfri. Då gps;en endast gav värden en gång per sekund infördes en del osäkerhet i banprofilen. I början så användes olika versioner av hastighetsprofiler genererade av Amesim, baserade på tidsstämplarna från gps;en. Det gav ojämna hastighetsprofiler med endast en hastighet per sekund vilket visade sig vara för låg upplösning för att bilen skulle klara av att ta sig runt banan. Då återstod att använda hastigheten som integrerats fram av accelerometrarna. När de värdena integrerades ytterligare en gång resulterade det i en bansträcka på drygt 420 meter vilket är 120 meter kortare än banprofilen genererad av gps-punkterna. Gruppen fick då hjälp av en medlem i CFS för att validera vilken av dessa värden som var mest rimlig. Det visade sig att värdena från accelerometrarna var väldigt exakta vilket ledde till att banan skapad av gps punkterna fick skalas ner för att passa hastighetsprofilen från accelerometrarna.

8.2 Implementering av algoritm för vridmomentfördelning

Under arbetes gång möttes gruppen av en del svårigheter kring algoritmen för vridmomentfördelning. I tidigt skede av arbetet var tanken att implementera CFS:s algoritm för VF från Simulink direkt in till Amesim genom att använda en co-simulering. Flera försök för att få en co-simulering att fungera gjordes men inget lyckades. Valet att återskapa algoritmen direkt i Amesim gjorde att arbetet kunde gå framåt. Ett återskapande av Matlab-kod som fanns i Simulink-modellen för VF behövde göras med hjälp av logikgrindar. Fördelen med detta är att modellen blir mer enhetlig och kräver färre tillhörande filer för att köras. Det är även lätt att göra mindre förändringar direkt i Amesim, genom att t.ex ändra globala parametrar.

Fördelen med co-simulering i Simulink är att det hade varit lättare att integrera modellen med CFS. Till 2024 års bil så introduceras en ny version av VF och om en co-simulering hade implementerats så hade modellen enklare kunnat uppdateras med den nya program-koden.

8.3 Modellering av batteri

Modelleringen av batteriet gjordes på en mer detaljerad nivå än det tidigare kandidatarbetet [29]. Genom att dimensionera batteriet på cellnivå kunde batteriet som skapades efterlikna CFS-bilens batteri gällande inparametrar som OCV värdet. Nackdelen med att modellera batteriet på detta sätt blev den mer komplexa datainsamlingen som krävdes för att skapa en fungerande modell. Flera parametrar som var svåra att hitta gjorde att modelleringen av batteriet försvårades.

8.4 Modellering av motorer

Modelleringen av motorerna gjordes mer utförligt än det tidigare kandidatarbetet [29]. Det tidigare arbetet använde sig av en komponent för en generell elektrisk motor. Den nya modellen ersatte dessa med en specifik PMSM-komponent med kvastatistiska egenskaper. En nackdel med det valet var att en fältförsvagningsalgoritm behövde utvecklas för att kunna nå höga varvtal. Algoritmen som byggdes upp bestod av många block med långa ekvationer som var svåra att felsöka när fel uppstod. En fördel med den här lösningen är att modellen mer efterliknar den verkliga bilen då en PMSM-motor användes i modelleringen, modellering på detta vis möjliggör till exempel mer korrekta förlust beräkningar.

8.5 Modellering av kylsystemet

Kylsystemet modellerades med en hög detaljnivå. Det är dock inte alltid fördelaktigt då det ger en längre tid för att generera simuleringsresultat. Modellen skulle därför kunna delas upp i flera olika modeller med en högre detaljnivå enbart på de för studien intressanta komponenterna. Modellen med hög detaljnivå är dock en bra grund för utvecklandet av mindre komplexa modeller.

Metoden som användes för att approximera värmeöverföringskoefficienter är oständig vid förändring av många komponenter i motorpaketet. Då CFS utvecklar en ny bil varje år förändras ofta komponenter. Själva motorerna samt dess kyljackor förändras dock mer sällan.

8.6 Samhälleliga och etiska aspekter

Att använda simuleringsprogram och annan mjukvara inom projekt kan vara ett tillförlitligt alternativ till att genomföra fler fysiska tester. Utvecklandet och an-

vändandet av simuleringsmodeller kan därför minska resurser som används i ett projekt i form av pengar och material, samt minska miljöpåverkan i form av minskad energianvändning. I detta sammanhang kan en tillräckligt bra modell användas av framtida CFS-projekt och därmed minska behovet av fysiska tester som kan kräva tid, pengar, material och transporter.

Utöver detta kan det argumenteras för att arbetet bidrar till en ökad förståelse för elektriska fordon och dess drivlina för de involverade. Denna kunskap kan användas i framtida arbeten kopplat till ökad prestanda och verkningsgrad i elektriska fordon. Det ska dock även nämnas att elektriska fordons holistiska påverkan på miljö och klimat kan diskuteras då tillverkningsgraden av elektriska fordon är mycket resurs- och energikrävande. Den beror även starkt på vilken energikälla som använts för att producera elektriciteten som fordonen laddas med [19].

Resursanvändningen för detta kandidatarbete har varit väldigt lågt, både när det gäller förbrukning av material och utsläpp från processer eller transporter. Nästan hela arbetet genomfördes med datorer och mjukvara, med undantag för testet av bilens radiatorer. Under detta test användes endast utrustning som redan fanns tillgänglig på Chalmers Formula Student och Chalmers Solar Team. Risken för olyckor eller skador på personer och egendom under arbetet har varit näst intill obefintlig.

8.7 Framtida förbättringsmöjligheter

Detta kapitel behandlar vidareutvecklingar och framtida förbättringsmöjligheter hos modeller och tillvägagångar i arbetet.

8.7.1 Motor

Motorkomponenten i Amesim kan modelleras med järnförluster från dess kärna. I detta arbete har järnförluster bortsetts ifrån. En framtida förbättring är därför att implementera järnförluster. Det är något som hade kunnat modelleras för en noggrannare analys av motorns totala förluster, istället för endast förlusterna från statorn. Kylsystemet har in-portar redo för järnförluster modellerade i motormodellen.

8.7.2 Inverterare

Inverterarkomponenten i Amesim kan modelleras på olika sätt för dess förluster. Det finns tre olika valmöjligheter, varav en är *Semiconductor Characteristics*. Där bestäms karaktäristiken för halvledarna i inverteraren. Med parametrarna för karaktäristiken hade en bättre noggrannhet för förlustberäkningarna fåtts. Förutsatt att alla parametrar går att få tag i så kan det här modelleringssättet användas. Det finns datablad för inverterarna vilket hade krävt en djupare analys för att skriva in rätt parametrar i Amesim komponenten.

En noggrannare modellering för massor i kraftelektroniken skulle kunna förbättra

temperaturutvecklingen i kylplattan för inverteraren. Den termiska massan för kraftelektroniken skulle med en diskretisering i varje komponent för sig, likt motorerna, kunna ge bättre simuleringvärden för temperaturutvecklingen. Hela kraftelektroniken är nu approximerad som en homogen aluminium klump med samma massa som hela lådan för kraftelektroniken.

8.7.3 Fältförsvagning

Algoritmen för fältförsvagningen, som utvecklades från grunden har några områden där förbättring kan göras. Som tidigare nämnt består algoritmen av många ekvationer som var svåra att felsöka när saker inte stämde. En förbättringsmöjlighet hade varit en mer grundlig undersökning av fältförsvagning och hur den kan implementeras på ett optimalt sätt. Algoritmen som implementerades i motorn kom i ett lite senare skede i arbetet vilket gjorde att tidsramen för att skapa den var mindre. En större tidsram eller ännu djupare förståelse hade skapat en modell med färre problem i senare tid i arbetet.

Ett annat alternativ för framtida arbeten kan vara att implementera fältförsvagningen med hjälp av färdiga komponenter i Amesim. Det gör det enklare att få med fältförsvagning utan att behöva ha en bra förståelse över teorin. Å andra sidan är nackdelen med denna tillvägagång att algoritmen inte kan påverkas på lika hög detaljnivå.

8.7.4 Batteri

Battericellsmodellen som används i Amesim är allt för förenklad eftersom den enbart bygger på resistans och spänning. Batteriet kan modelleras med högre komplexitet genom att inkludera RC-länkar. RC-länkar består av en resistans och en kapacitans parallellkopplade mot varandra. Dessa länkar kan innehålla stora kapacitanser som har långa tidskonstanter. I Amesim finns det en mer avancerad battericellskomponent som tar hänsyn till dessa parametrar. På grund av tidsbrist testades den inte. Saknaden av komplexitet i cellkomponenten kan möjligtvis leda till att det är svårt att få en bra överensstämmelse med mätdata. Alternativ för framtida arbeten är att använda sig av den avancerade komponenten för en mer realistisk och tillförlitlig modellering av batteribeteenden.

Ett ytterligare område för framtida arbete gällande batteriet är dess termiska egenskaper. Dagens batteri är luftkyt. Genom att modellera kylning för batteriet skulle beslut för dimensionering av kylningen för batteriet kunna göras med ett gediget beslutsunderlag. Exempelvis skulle behövt massflöde av luft förbi cellerna utifrån den varmaste cellen i batteriet kunna bestämmas.

8.7.5 Simuleringstid

Ett problem som uppstod när modellen blev större och mer komplex var att simuleringarna genererades långsammare. Detta ledde till att det tog lång tid att validera ändringar och att felsöka problem. För att göra modellen enklare att arbeta med

så kan den delas upp i olika versioner, beroende på vad som är huvudfokus för simuleringen. Till exempel så skulle en enklare version av kylning och batteri kunna användas om modellen skulle utvecklas till en varvtidssimulator. Den mest oeffektiva delen av modellen är just nu ESEn, detta beror på att logik-grindarna som används i beräkningen av vridmoment leder till diskontinuiteter. Varje gång Amesim behandlar en diskontinuitet så stannar simuleringen upp i en kort stund. En design av ESEn med så få diskontinuiteter skulle resultera i en mer tidseffektiv modell.

8.7.6 Värmeförluster från bromsar

I kylningsmodellen är modelleringen av bakbromsarna bristfällig då den inte tar hänsyn till strukturella skillnader mellan fram- och bakbroms. Ett utvecklingsområde skulle därför kunna vara att utvärdera de konstruktionella skillnadernas påverkan på bromsmomentet noggrannare för bakbromsen. Detta skulle ge en bättre modellering för värmeutvecklingen i bakbromsen samt en bättre estimering av det verkliga maximala bromsmomentet. Den nuvarande modellen kan anses vara användbar då exempelvis val av material är beroende av den högsta temperatur som uppnås, vilket sker i frambromsen. För att kunna dimensionera bakbromsen annorlunda från frambromsen skulle det vara intressant med en bättre modell för värmeutvecklingen i bakbromsen. Dagens modellering bygger på att bromspedalens position skalas med ett konstant bromsmoment. Förbättringar skulle kunna ske genom att modellera bromstrycket utifrån bromstrycksfördelning som sedan beroende på konstruktion kan användas för att beräkna bromsmoment för varje broms.

8.7.7 Aerodynamik

Parametrarna som används för aerodynamik-komponenten är för tillfället bilens frontala tvärsnittsarea, lyftkoefficient och luftmotståndskoefficient. Mer avancerade parametrar kan även användas, som en koefficient för laterala aerodynamiska krafter. Det finns även möjligheten att modellera vindhastigheter i tre dimensioner, dock har detta inte tillämpats i denna modell. En mer detaljerad modellering av aerodynamiska krafter skulle potentiellt tillåta modellen att användas för analys av aerodynamiska effekter och hur de påverkar bilens prestanda.

9

Slutsatser

Simuleringsmodellen visar generellt goda förmågor att simulera temperaturökningar i statorlindningar, kylvattnet och främre bromsskivor. Den frambringar även goda resultat för simulering av batteriets laddningstillstånd. Huruvida modellen har uppnått målen om att vara ett användbart verktyg för konstruktionsbeslut i framtida projekt är diskuterbart. Det tar lång tid att genomföra simuleringar med modellen. Ansträngningen kan därför anses vara större än nyttan som modellen ger. Dessutom avviker essentiella parametrar som effektförluster från kraftelektronik stort, vilket minskar användningsmöjligheten samt trovärdigheten på validering som genomförts i detta arbete.

Modellen har dock på flera områden visat goda resultat och skulle med förenklingar på för studien mindre intressanta områden kunna vara användbar. Konstruktionsbeslut för kylsystemet som val av radiatorstorlek eller innerdiametrar på kylslangar kan anses vara möjlig med modellen. Modellen kan dock inte användas för konstruktionsval kring kraftelektronik samt dess kylning eller motorkonstruktion. Modellen anses kunna ge indikationer för beslut kring styrsystem för längre körningar, exempelvis regenerativ bromsnings påverkan på batterianvändning men inga exakta värden. Det finns dessutom stora möjligheter för att skapa en simuleringsmodell för optimeringsstudier för områden utöver drivlinan, exempelvis för fordonsdynamik och styrsystem, med vidare utveckling av modellen. Sammanfattningsvis har målet med arbetet delvis uppnåtts med en modell som kan användas för konstruktionsbeslut för vissa områden på bilen men behöver vidare utveckling för trovärdiga beslut för hela bilens drivlina.

Litteratur

- [1] John T. Warner "Chapter 5 - The Cathods". *Lithium-Ion Battery Chemistries*. Utg. av John T. Warner. Susan Dennis, 2019.
- [2] John T. Warner "Chapter 8 - The Materials". *Lithium-Ion Battery Chemistries*. Utg. av John T. Warner. Susan Dennis, 2019.
- [3] Axel Andalen m. fl. *Designing and implementing a controller for Chalmers Formula Student PMSM*. [Teknisk Rapport], Institutionen för Elektroteknik, Chalmers Tekniska Högskola, 2017.
- [4] J. Andersson. *Computational Fluid Dynamics*. Springer Science & Business Media, 2008. [Online]. Tillgänglig: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-3-540-85056-4.pdf> (Hämtad: 2024-04-29).
- [5] *Ansys Mechanical, R1*. [Programvara], Ansys Inc, 2024.
- [6] Karthik Narendra Babu. "Thermal Contact Resistance: Experiments and Simulation". Examensarb. Institution för Tillämpad Mekanik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, Sverige, 2015. [Online]. Tillgänglig: <https://odr.chalmers.se/bitstreams/fe88a6bd-b56f-4096-b855-e43df5280c9c/download>.
- [7] Simcenter Amesim Base. *Developing multi-domain system models with an innovative and open platform*. [Powerpoint], Siemens, 2018, Tillgänglig: [https://www.techsim.cz/content/files/SiemensPLMSimcenterAmesim16Base-IL-AME.01.1\(1\).pdf](https://www.techsim.cz/content/files/SiemensPLMSimcenterAmesim16Base-IL-AME.01.1(1).pdf). (Hämtad: 2024-05-12).
- [8] J. Bergström. *Pre-study report*. [PDF], CFS Electronics Subgroup. Chalmers Tekniska högskola, 2022.
- [9] Yunus A. Çengel, John M. Cimbala och Afshin Jahanshahi Ghajar. *Fundamentals of Thermal-fluid Sciences*. en. McGraw Hill LLC, 2021. ISBN: 9781260716979.
- [10] Chau. *Chaos in electric drive systems : Analysis, control and application*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2011.
- [11] Tao Deng m. fl. "Advanced Angle Field Weakening Control Strategy of Permanent Magnet Synchronous Motor". I: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 68.4 (2019), s. 3424–3435. DOI: 10.1109/TVT.2019.2901275.
- [12] *Formula SAE Tire Test Consortium - Index page*. 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.fsaettc.org/>. (Hämtad: 2024-05-08).

-
- [13] Shoulin Gao m. fl. “Wheel Torque Distribution Control Strategy for Electric Vehicles Dynamic Performance With an Electric Torque Vectoring Drive Axle”. I: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 10.1 (2024), s. 1692–1705. DOI: 10.1109/TTE.2023.3267817.
- [14] *Granta EduPack, R1*. [Programvara], Ansys Inc, 2023.
- [15] A. Grauers. *Elteknik*. [Kompendium], Chalmers Tekniska Högskola, 2002.
- [16] David W. Hahn och M. Necati Özisik. *Heat Conduction*. en. Wiley & Sons, Limited, John, 2012. ISBN: 9781118332856.
- [17] *Hardox® HiTemp - Get high temp metal, takes the heat - SSAB*. 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.ssab.com/en/brands-and-products/hardox/product-program/hitemp>. (Hämtad: 2024-04-20).
- [18] L. Harnefors. *Control of Variable-speed Drives*. Applied Signal Processing och Control, Department of Electronics, Mälardalen University, 2002.
- [19] Troy R. Hawkins, Ola Moa Gausen och Anders Hammer Strømman. “Environmental impacts of hybrid and electric vehicles—a review”. I: *The International Journal of Life Cycle Assessment* 17.8 (maj 2012), s. 997–1014. ISSN: 1614-7502. DOI: 10.1007/s11367-012-0440-9. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s11367-012-0440-9>.
- [20] J. Hjalmarsson. *Personlig kommunikation*. Projektingenjör, CFS, 2024.
- [21] M. Hästmark. *Personlig kommunikation*. Projektingenjör CFS24, Apr. 2024.
- [22] *INTG3 series*. [Datablad] GRI pumps. u.å (Hämtad 2024-05-06). URL: <https://www.gripumps.com/pumps/intg3/>.
- [23] C. Nordling J. Österman. *Physics Handbook*. Studentlitteratur, 2021.
- [24] PÅ. Jansson. *Mekanik*. Studentlitteratur, 2018.
- [25] Vinayak Kadnekar. *Permanent Magnet Synchronous Motor Drive System Utilizing D-Q Transformation*. [Examensarbete]. California State Univeristy, Northridge, 2018.
- [26] J. Katz. *Race Car Aerodynamics*. Bentley Publishers, 1995.
- [27] S. Lundberg. *Personlig kommunikation*. Handledare, 2024.
- [28] Aishwarya M, Sailaja M och R. M. Brisilla. “Modeling of Lithium-ion Batteries: An Overview”. I: *2021 Innovations in Power and Advanced Computing Technologies (i-PACT)*. 2021, s. 1–9. DOI: 10.1109/i-PACT52855.2021.9696920.
- [29] Andersson M m. fl. *Simulering av drivlina och kylsystem i en elektrisk Formula Studentbil*. [Kandidatarbete] Chalmers Tekniska Högskola, 2022.
- [30] D. D. MacInnis. “A Comparison of Moment of Inertia Estimation Techniques for Vehicle Dynamics Simulation”. I: *SAE Transactions* 106 (1997), s. 1557–1575. URL: <http://www.jstor.org/stable/44731313>.

-
- [31] M. Mägi. *Maskinelement*. Studentlitteratur, 2017.
- [32] D. Nowlan. *Dynamics of the Race Car*. University of Sydney, 2010.
- [33] H. Pacejka och I. J M Besselink. *Tire and Vehicle Dynamics*. en. Butterworth-Heinemann, 2012, s. 649. ISBN: 9780080970165.
- [34] G. Plett. *Battery Management Systems, Volume I: Battery Modeling*. 2015.
- [35] S. Ramesh. "Shreekara Ramesh Final report CFS23. Chalmers tekniska högskola".
- [36] M. Rieutord. *Fluid Dynamics*. en. Springer, 2014. ISBN: 9783319093512.
- [37] S. B Shahapure och V. A. Kulkarni Deodhar. "Modeling and Field Oriented Control of Permanent Magnet Synchronous Motor Drive". I: *2023 IEEE 8th International Conference for Convergence in Technology (I2CT)*. 2023, s. 1–5. DOI: 10.1109/I2CT57861.2023.10126498.
- [38] Siemens Industry software. *Chassi Modeling*. [Amesim help] Siemens. 2023 (Hämtad 2024-04-15).
- [39] Siemens Industry software. *TGHGCV4 - external mixed convective exchange with environmental moist air port*. [Amesim help] Siemens. 2022 (Hämtad 2024-04-10).
- [40] Siemens Industry software. *THC000 - Thermal capacity*. [Amesim help] Siemens. 2022 (Hämtad 2024-04-10).
- [41] Siemens Industry software. *THCD00 - generic conduction*. [Amesim help] Siemens. 2022 (Hämtad 2024-04-10).
- [42] Chalmers Formula Student. *CFS23 Aero map*. (Hämtad: 2024-01-30).
- [43] Chalmers Formula Student. *CFS23_OCVcurve.m*. [MATLAB-kod], 2023, (Hämtad: 2024-03-19).
- [44] Colin Tong. *Introduction to Materials for Advanced Energy Systems*. Springer, 2019. ISBN: 978-3-319-98001-0.
- [45] *Vehicle concept template suspension*. CFS24, 2023, (Hämtad: 2024-01-28).
- [46] F.M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, 1979.
- [47] E. Wikner. *Lithium ion Battery Aging: Battery Lifetime Testing and Physics-based Modeling for Electric Vehicle Applications*. [Doktorsavhandling], Chalmers University of Technology, 2017.
- [48] *Åtdragningsmoment tabell - Nord-Lock Group*. 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.nord-lock.com/sv-se/nord-lock/riktlinjer-for-atdragningsmoment/>. (Hämtad: 2024-04-20).

A

Data

A.1 Distanser

Tabell A.1: Värden för distanser samt var de hämtats från

Komponent	Värde	Hämtat ifrån
Radie av kylmantel	56.6 mm	CAD
Längd kylmantel	95.5 mm	CAD
Längd kylmantel fram till mitt	53.43 mm	CAD
Längd kylmantel mitt till bak	56.94 mm	CAD
Radie av bakkåpa	47 mm	CAD
Längd längd bakkåpa	30.5 mm	CAD
Längd upright	131.96 mm	CAD
Tjocklek upright	13 mm	CAD
Radie av växellåda	60 mm	CAD
Längd växellåda	64 mm	CAD
Radie av bromsskiva	103 mm	CAD
Tjocklek bromsskiva	4 mm	CAD
Böjradie 90 grader böjar	3.5 mm	Uppmätt
Innerdiameter	5.5 mm	Uppmätt
Hydraulisk diameter kylplatta för inverterare	6 mm	CAD
Tjocklek kylplatta för inverterare	13 mm	CAD

A.2 Hållfasthet för silikonslangar

Tabell A.2: Mekaniska egenskaper för slangar

Egenskap	Värde	Hämtat ifrån
Elastisitetsmodul	3 bar	Granta Edupack
Vägg tjocklek	2 mm	Uppmätt
Innerdiameter	8 mm	Uppmätt
Ytfinhet	1e-5 m	Granta Edupack

A.3 Längder för slangar

Tabell A.3: Mekaniska egenskaper för slangar

Komponent	Värde	Hämtat ifrån
Pump till frammotor	1130.7 mm	CAD
Bak- till frammotor	1989.1 mm	CAD
Inverterare till 90 graders böj	530 mm	Uppmätt
Radiator till 90 grader böj	40 mm	Uppmätt
Bakmotor till 90 grader böj	359.1 mm	Uppmätt
Slang till reservoar	260 mm	Uppmätt

A.4 Volymer från CAD

Tabell A.4: Volymer för komponenter

Komponent	Volym	Hämtat ifrån
Volym av upright	0.000158 m^3	CAD
Volym av kylmantel	3.29e-5 m^3	CAD
Volym av planetbärare fram	0.000126 m^3	CAD
Volym av planetbärare bak	0.000104 m^3	CAD
Volym av bromsdisk	4.4e-5 m^3	CAD
Volym av växellåda	0.00074 m^3	CAD
Volym av isolering	6.185e-5 m^3	CAD
Volym av stator	0.00021 m^3	CAD
Volym av lindningar (total)	6.696e-5 m^3	CAD
Volym av inverterare	0.0018 m^3	CAD

A.5 Data för radiator med fläkt

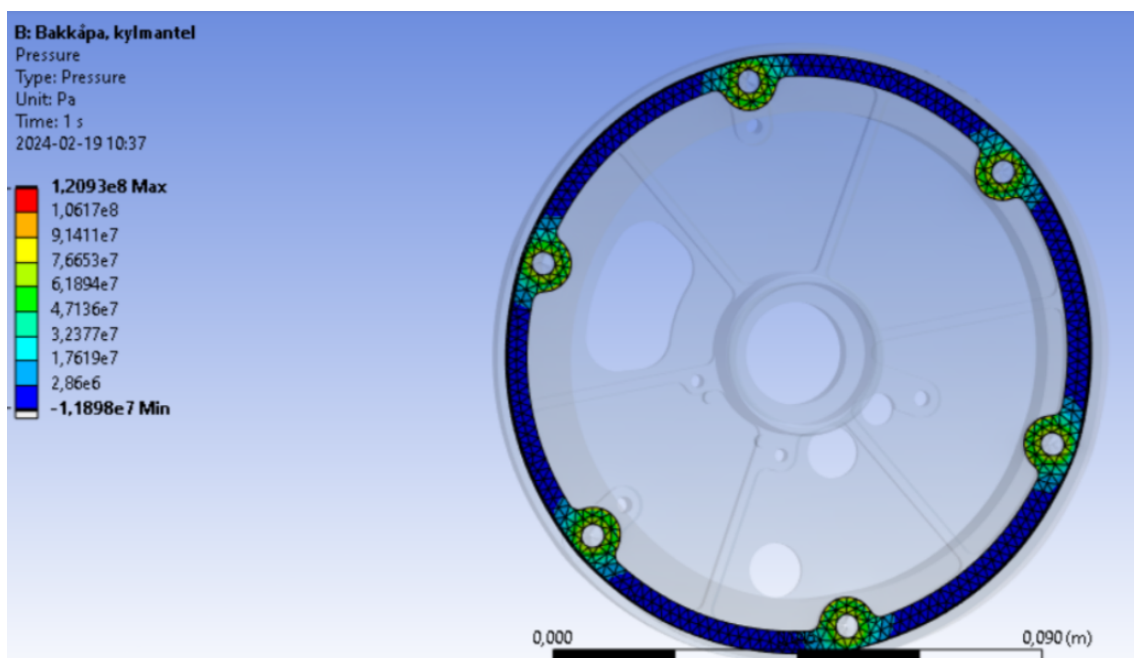
Tabell A.5: Data för radiator med tillhörande fläkt

Egenskap	Värde	Hämtat ifrån
Höjd radiator	164 mm	Uppmätt
Bredd radiator	148 mm	Uppmätt
Volym radiator	0.25 L	Uppmätt
Ytterdiameter fläkt	107 mm	Uppmätt
Innerdiameter fläkt	59 mm	Uppmätt
Hastighetsökning pga fläkt	5.6 m/s	Uppmätt

B

Beräkning av kontaktkonduktivitet

B.1 Kontakt kylmantel till bakkåpa



Figur B.1: FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan

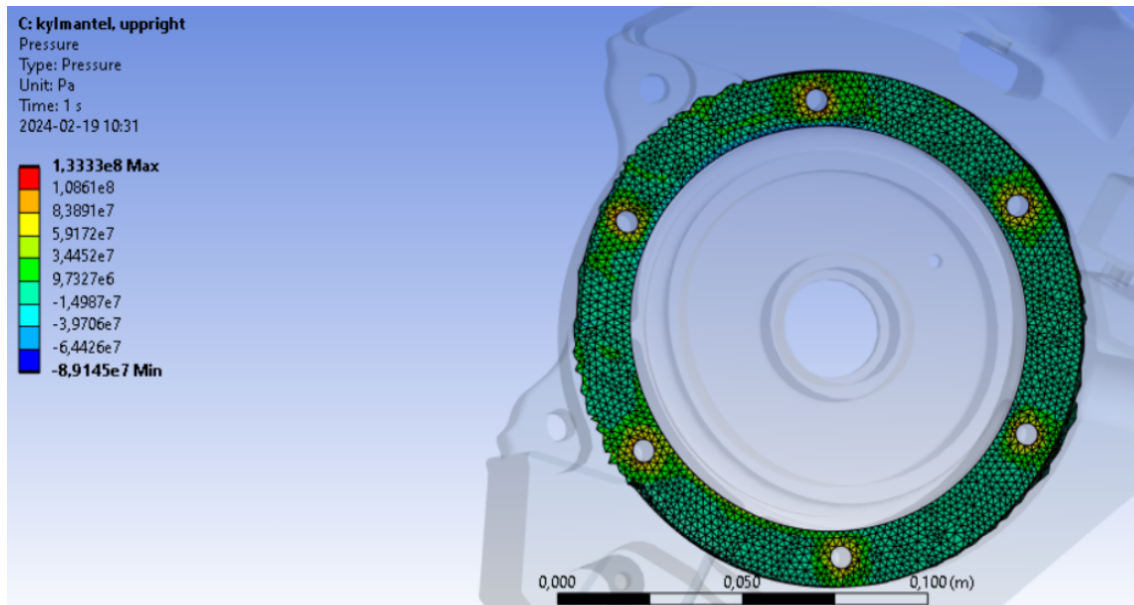
Lastfall för varje skruv: 4000N (M4) [48]

Medeltryck: $1,1972e7$ Pa

Kontaktkonduktivitet: $6,205 e5 W/(m^2 \cdot K)$

Kontaktarea: $2,1859e-003 m^2$

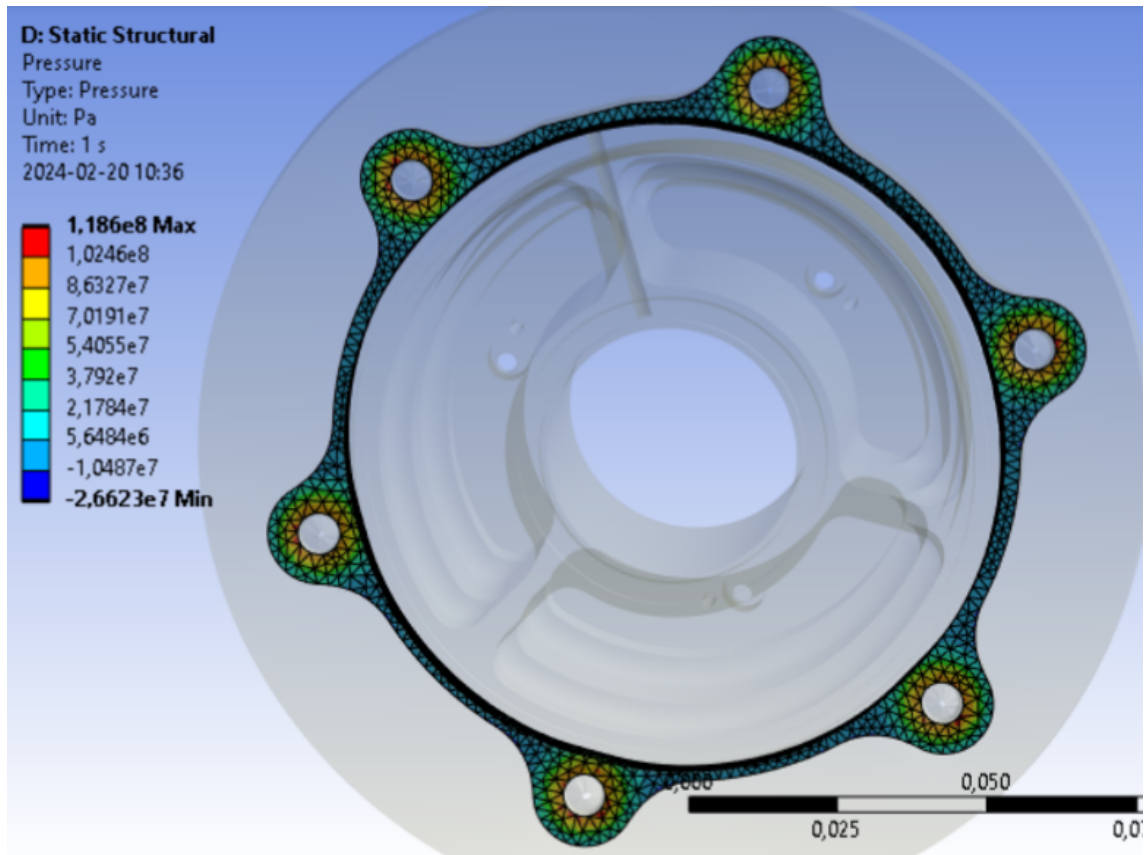
B.2 Kontakt upright till kylmantel



Figur B.2: FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan

Lastfall för varje skruv: 9000 N (M6) [48]
Medeltryck: $8,0173e+006$ Pa
Kontaktkonduktivitet: $4,357e5$ $W/(m^2 \cdot K)$
Kontaktarea: $6,9522e-003$ m^2

B.3 Kontakt upright till växellåda



Figur B.3: FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan

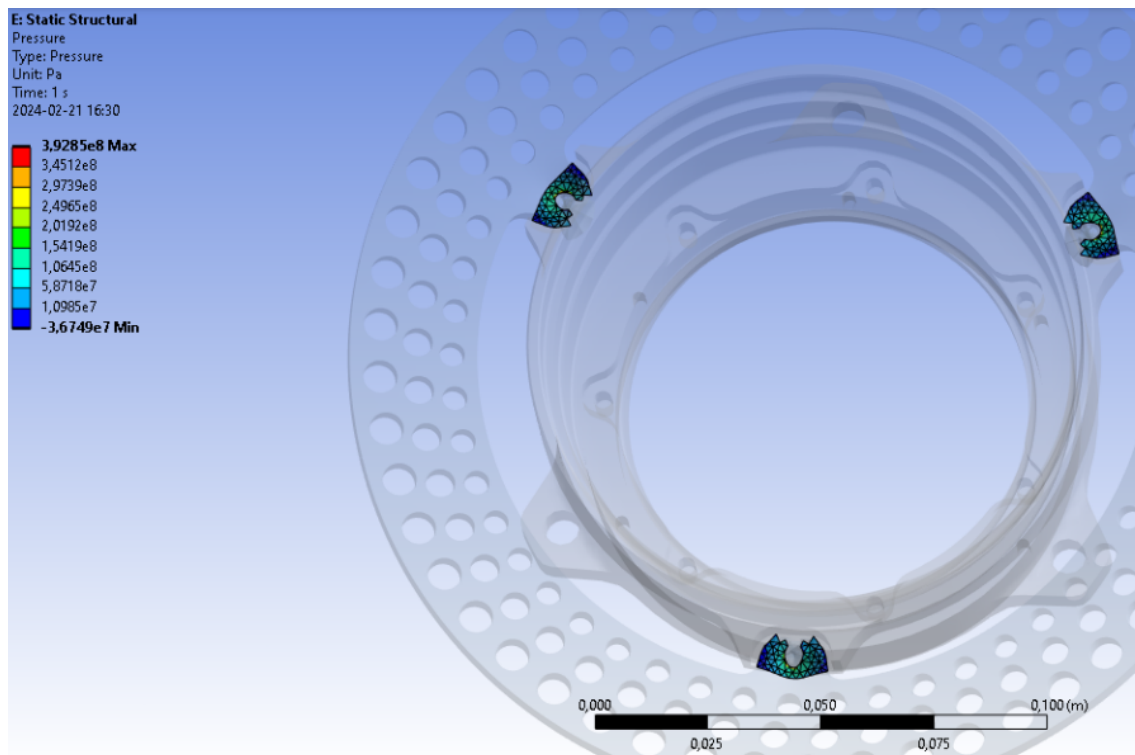
Lastfall för varje skruv: 9000 N (M6) [48]

Medeltryck: $1,2442e7$ Pa

Kontaktkonduktivitet: $6,424e5$ $W/(m^2 * K)$

Kontaktarea: $3,9858e-003$ m^2

B.4 Bromsskiva – växellåda



Figur B.4: FEM beräkning av tryckfördelning för kontaktytan

Lastfall för varje skruv: 4000 N (M4) [48]

Medeltryck: $5,3995e7$ Pa

Kontaktkonduktivitet: $3,5499e5$ $W/(m^2 * K)$

Kontaktarea $1,9486e-004$ m^2

C

Beräkning av konvektion

För beräkning av massflöde användes följande formel:

Massflöde=Densitet×Tvärsnittsarea×Hastighet

Densiteten på luft: 1.2 kg/m^3

Tvärsnittsareor för massflöde (uttagna från CAD):

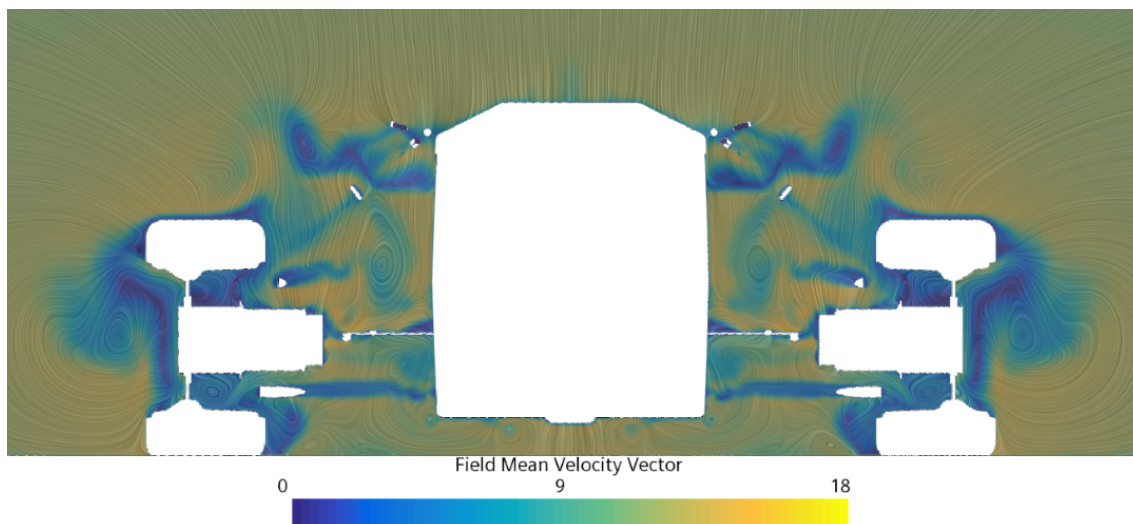
Kyljack: 0.012 m^2

Upright: 0.007 m^2

Växellåda: 0.013 m^2

Bakkåpa: 0.002 m^2

C.1 Frammotorer



Figur C.1: CFD beräkning för luftflöde vid frammotorer

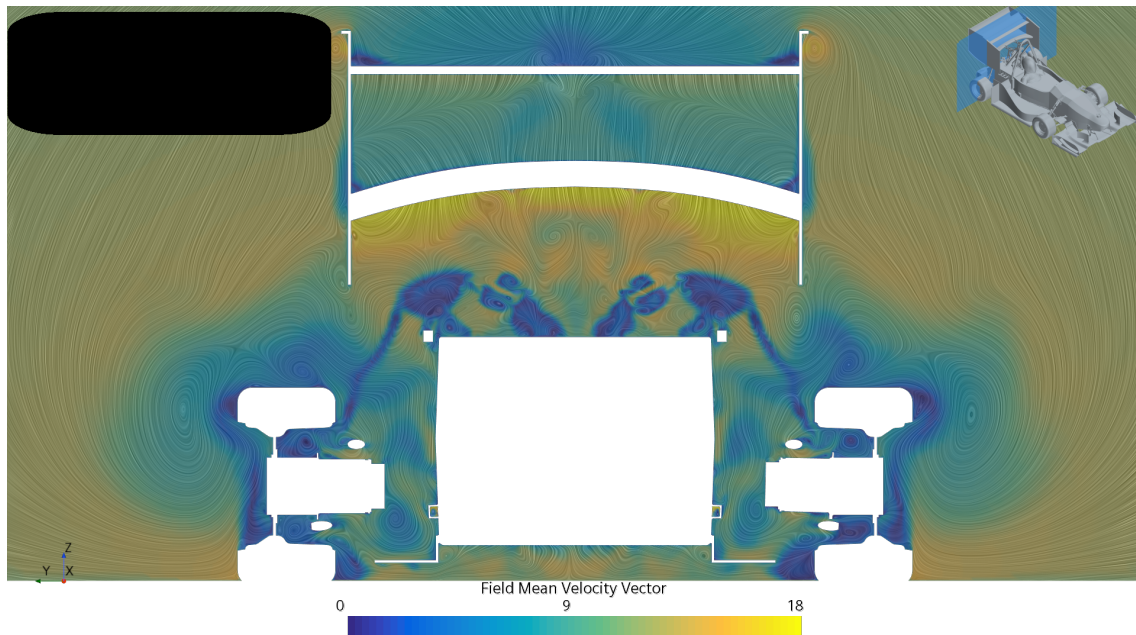
Bakkåpa: 16 m/s (144% av bilens hastighet): Massflöde = $(0.00387 \cdot v) \text{ kg/s}$

Kylmantel: 14 m/s (125% av bilens hastighet) Massflöde = $(0.01728 \cdot v) \text{ kg/s}$

Växellåda: 5 m/s (45% av bilens hastighet) Massflöde = $(0.00686 \cdot v) \text{ kg/s}$

Upright: 5 m/s (45% av bilens hastighet) Massflöde = $(0.0038 \cdot v) \text{ kg/s}$

C.2 Bakmotorer



Figur C.2: CFD beräkning för luftflöde vid bakmotorer

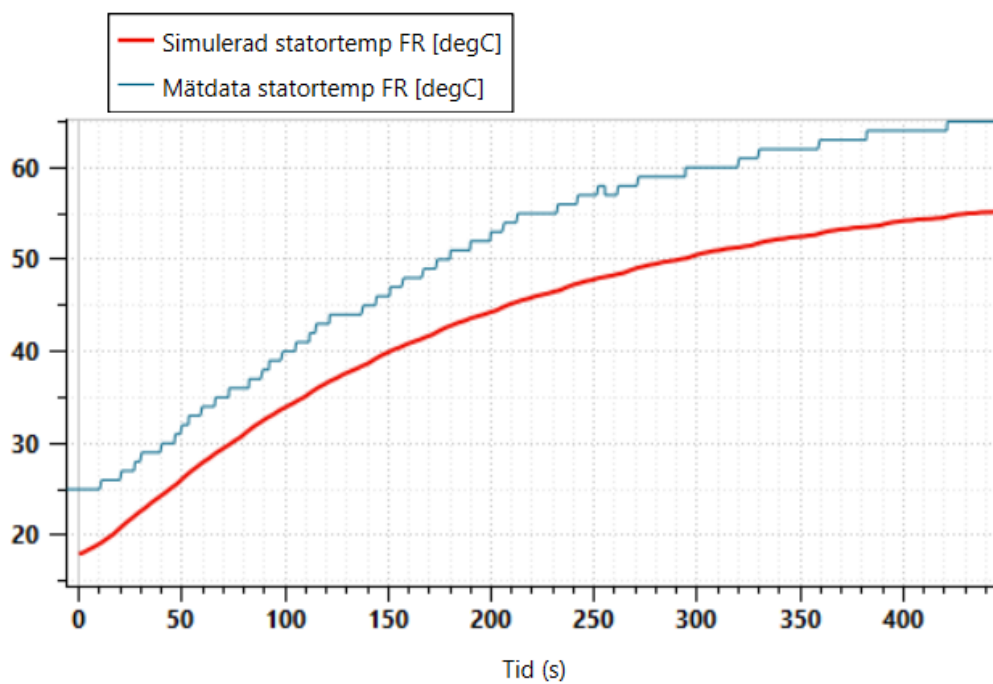
Bakkåpa: 4 m/s (36% av bilens hastighet): Massflöde = $(0.000978 \cdot v)$ kg/s
Kylmantel: 10 m/s (90 % av bilens hastighet): Massflöde = $(0.01296 \cdot v)$ kg/s
Växellåda: 8 m/s (72% av bilens hastighet): Massflöde = $(0.01098 \cdot v)$ kg/s
Upright: 5 m/s (45% av bilens hastighet): Massflöde = $(0.0038 \cdot v)$ kg/s

D

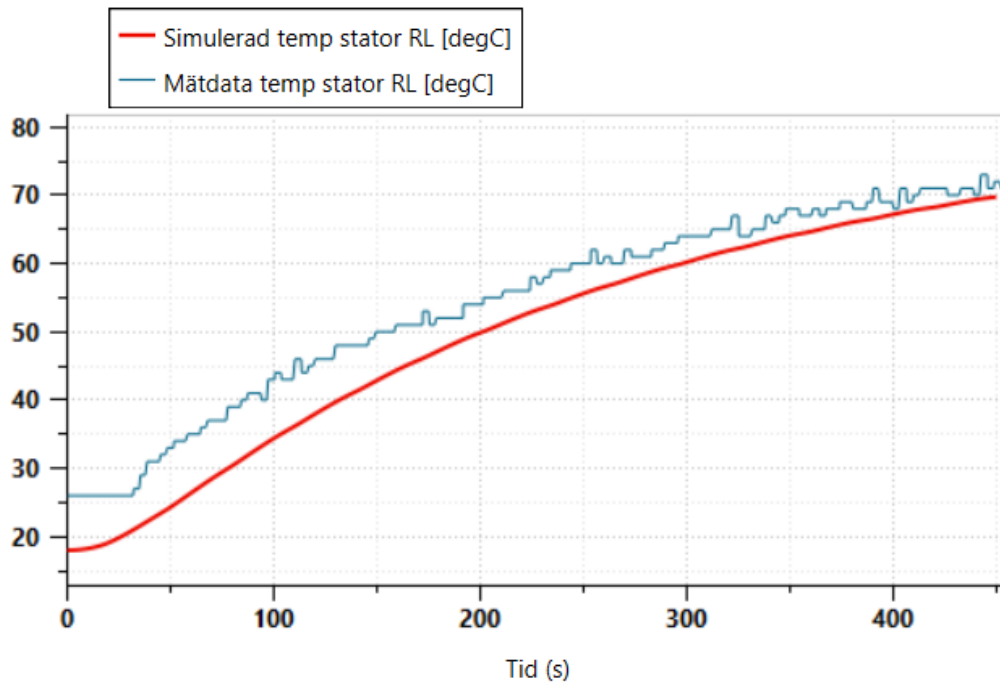
Ytterligare kylningsresultat

Nedan presenteras resultat för alla motorer för kylningen. Blå linje visar mätdata från körning i Vårgårda medan röd linje visar simulerad temperatur.

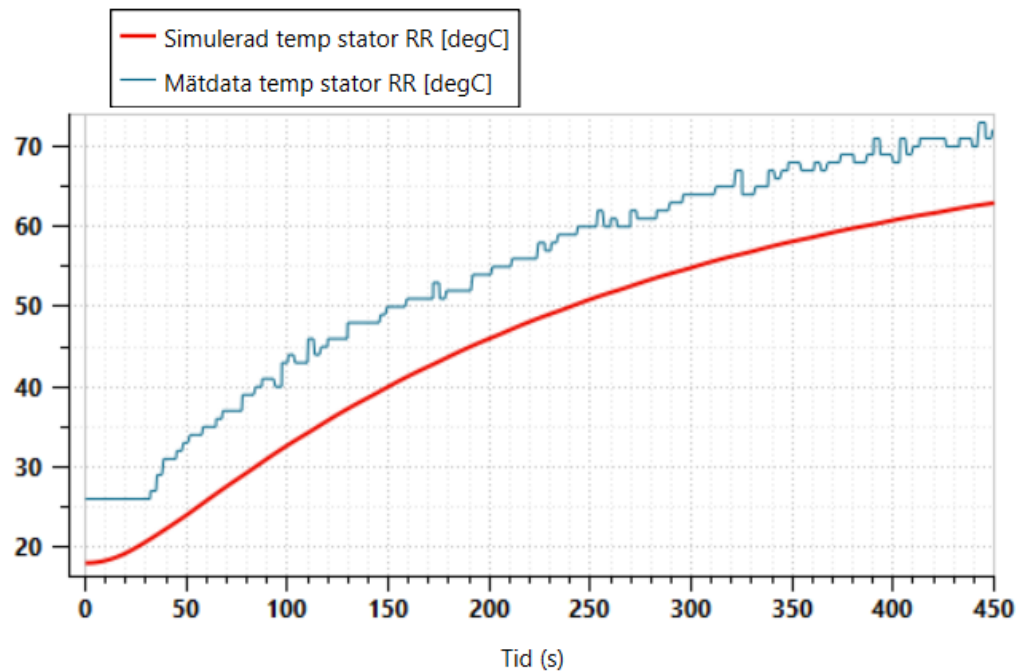
D.1 Statortemperatur



Figur D.1: Statortemp för höger frammotor



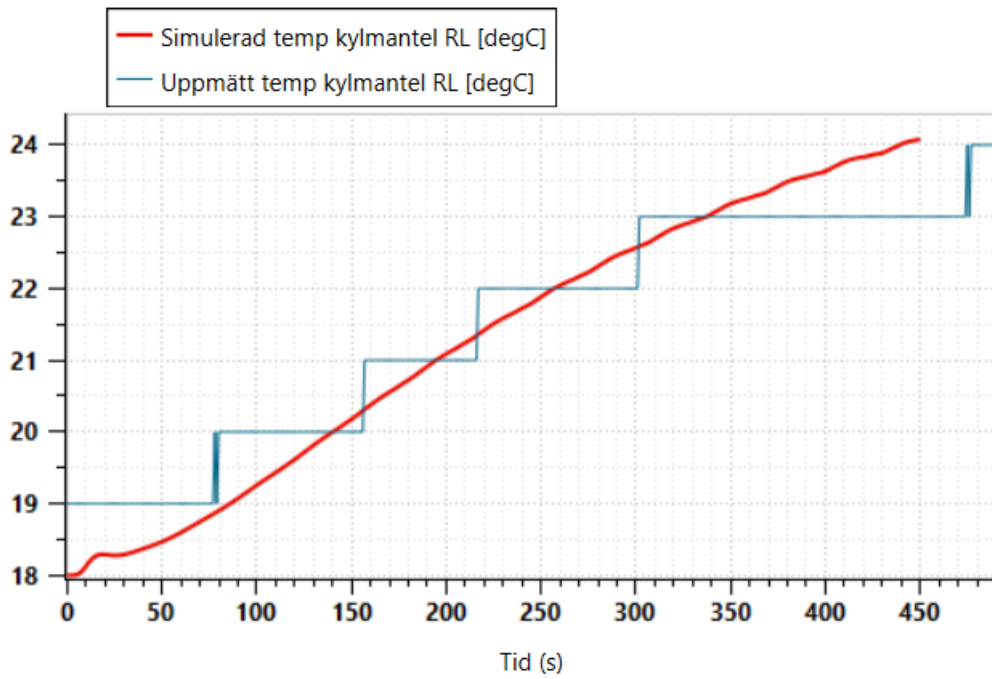
Figur D.2: Statortemp för vänster bakmotor



Figur D.3: Statortemp för höger bakmotor

D.2 Temperatur för kylmantel

Minimal skillnad i temperatur mellan höger och vänster sida för kylmantel erhålls både för simulering och mätdata. Därför presenteras enbart data för vänster bakre kylmantel (röd linje) med tillhörande mätdata (blå linje).



Figur D.4: Temperatur för kylmantel vänster bakmotor

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2024

www.chalmers.se



CHALMERS