

Diplomarbeit

MODELLIERUNG UND ENERGETISCHE BETRACHTUNG ZWEIER KÜHLSYSTEMVARIANTEN FÜR EIN PARALLEL-PLUG-IN- HYBRID-FAHRZEUG MITTELS 1D-SIMULATION

Verfasser

Peter Schrank

Eingereicht am Institut für

**Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der
Technischen Universität Graz**

Vorstand: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

**Betreuer: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer
Dipl.-Ing. Martin Heimel
Institutsmitarbeiter**

Ext. Betreuer: Dipl.-Ing. (FH) Armin Traußnig

Mitarbeiter: Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug

Graz, im August 2013

In Kooperation mit:

VIRTUAL VEHICLE Research Center
Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug (ViF)
Forschungsgesellschaft mbH, Graz



Im Rahmen des Projekts:



Unterstützt durch:



Deutsche Fassung:

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008

Genehmigung des Senates am 01.12.2008

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen, als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 28. August 2013

.....

(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, August 28th 2013

.....

(signature)

Abstract

This diploma thesis concerns about modeling and energetic analysis of two cooling system concepts of a parallel-plug-in-hybrid-testing-vehicle, comprising a cooling concept design with subsequent complete modeling in MATLAB/Simulink®. An alternative cooling concept is also represented as a complete model for comparison of the two cooling systems regarding cooling performance and electrical energy consumption of the cooling auxiliaries.

The merging and modeling of the thermal, hydraulic and air-side networks into one complete simulation model allows a numerical efficient and realistic solution of the differential equations. In addition, the models can be optimized, redesigned or changed at any time. The surface-oriented design programming approach illustrates the underlying physics in a clear and concise way.

The entire vehicle simulation model provides a numerical solution and graphical representation of any component or coolant temperature, coolant or air mass flow, convective or conductive heat transfer and coolant pump or radiator fan power.

A basic thermal manager for the control of valves, radiator fan speeds, activation of the coolant pumps and further installed components, guarantees efficient operation and low energy consumption.

To provide realistic boundary conditions for the simulation of the cooling circuits, the New European Driving Cycle (NEDC) and a full-load up-hill cycle are simulated in AVL CRUISE. Various ambience and initial temperatures are deposited for the driving cycle models.

The obtained data for the electrical energy consumption of the cooling system auxiliaries is analyzed regarding their CO₂ equivalent emissions in two ways: First using the combustion engine to run the electric machine as a generator and second using energy from the traction battery which is charged via the power grid during plug-in-charging.

A major influence on the consumed electrical work reveals, besides the operating time of the electrical components, reveals the specific hydraulic characteristics of each cooling system concept. Further energy saving potentials can be achieved using a well calibrated thermal manager. Whereby the system temperatures can be held close to set points and energy consumption of the cooling auxiliaries can be kept on a maximum.

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit zur Modellierung und dem energetischen Vergleich zweier Kühlsystemvarianten für ein Parallel-Plug-In-Hybrid-Erprobungsfahrzeug, umfasst eine Kühlkonzeptauslegung mit anschließender vollständiger Modellierung in MATLAB/Simulink®. Ein abweichendes Vergleichskühlkonzept wird ebenso als Gesamtmodell abgebildet, um den energetischen Vergleich der elektrischen Arbeiten der Kühlmittelpumpen und Kühlmittelkühlerlüfter der beiden Kühlkonzepte zu erstellen.

Die Zusammenführung und Modellierung der thermischen, hydraulischen und luftseitigen Netzwerke in ein Gesamtsimulationsmodell machen es möglich, die numerische Berechnung der enthaltenen Differentialgleichungen rechenzeiteffizient und realitätsnahe zu vollziehen. Zudem können Modelle jederzeit verändert, optimiert oder neugestaltet werden. Der oberflächenbasierte Aufbau der Modelle erlaubt eine klare und übersichtliche Darstellung der physikalischen Vorgänge.

Mit den entworfenen Gesamtsimulationsmodellen ist es möglich, jegliche Komponenten- oder Kühlmitteltemperatur, Kühlmittel- oder Luftmassenströme, sowie konvektive oder konduktive Wärmeübergänge als auch die Pumpen- oder Lüfterleistungen numerisch zu berechnen und darzustellen.

Ein übersichtlicher Thermomanager für die Regelung von Ventilen, Aktivierungen der Lüfter, Drehzahlstufenauswahl der Pumpen und einigen anderen verbauten Komponenten garantieren einen effizienten Energieverbrauch.

Bei den Fahrzyklusmodellen, welche in AVL CRUISE hinterlegt sind, handelt es sich um den NEFZ sowie eine konstante Bergfahrt zur thermischen Systemabsicherung. Zudem sind für die Fahrzyklusmodelle verschiedene Umgebungs- und Bauteilinitialisierungstemperaturen hinterlegt.

Die erhaltenen und verrichteten elektrischen Arbeiten der beiden Kühlkreislaufkonzepte werden dann in einen je nach verwendeter Energiequelle, also Verbrennungskraftmaschine im generatorischen Betrieb oder Traktionsbatterie nach Plug-In-Laden, äquivalenten CO₂-Ausstoß umgerechnet und bilanziert.

Großen Einfluss am Anteil der verbrauchten Arbeiten haben neben den Einsatzzeiten der elektrischen Komponenten, die kühlkreislaufspezifischen hydraulischen Anlagenkennlinien. Einem Kühlsystemaufbau mit möglichst geringem hydraulischen Widerstand soll bei der Planung eines Kühlsystems maßgebliche Relevanz beigemessen werden. Weiteres Einsparungspotential von elektrischer Komponentenarbeit ist bei der Abstimmung des Thermomanagers, hin zu den maximalen Komponententemperaturen, möglich.

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen des Leuchtturmprojektes VECEPT, am VIRTUAL VEHICLE Research Center (ViF) in Graz. Dieses Projekt wird aus den Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „Leuchttürme der Elektromobilität“ durchgeführt.

Die Betreuung dieser Diplomarbeit erfolgte durch das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz. Hier möchte ich Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer und Herrn Dipl.-Ing. Martin Heimes für die ausgezeichnete Betreuung und Unterstützung danken.

Herzlichen Dank auch an die Mitarbeiter der „Area B - Team: Thermal Management & 1D-Simulation“, welche mir bei der Durchführung dieser Diplomarbeit bestmöglich zur Seite gestanden sind. Besonders danken möchte ich hierbei Herrn Dipl.-Ing. Günter Lang, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Michael Waltenberger und Frau Dipl.-Ing. (FH) Marlene Kohl. Außerordentlicher Dank gilt in diesem Zusammenhang Herrn Dipl.-Ing. (FH) Armin Traußnig für die lehrreiche und hochwertige Betreuung seitens des ViF.

Auf diesem Wege möchte ich mich ebenso bei jenen gewonnenen Freundinnen und Freunden bedanken, die mich durch das Studium begleitet haben.

Mein besonderer und tiefer Dank gebührt meinen lieben Eltern, denen ich diese Diplomarbeit mit Freude widme.

Nicht zuletzt danke ich meiner Partnerin Teresa für die Verbundenheit, die Kraft und die Liebe, die sie mir gibt.

Peter Schrank

Graz, im August 2013

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ausgangssituation.....	1
1.2	Aufgabenstellung.....	2
1.3	Ziele	3
1.4	Vorgehensweise.....	4
2	Einführung Hybridfahrzeugantriebstechnologie	5
2.1	Definition.....	5
2.2	Gesetzliche Hintergründe	5
2.3	Ausführungsarten von Hybridfahrzeugantrieben	5
2.4	Konstruktive Komponenten und Bauteile	7
3	VECEPT Kühl- und Kältemittelkreisläufe	9
3.1	Kühl- und Kältemittelkreislauf (Version v5.1c).....	9
3.1.1	HT – Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c).....	11
3.1.2	MT-Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c).....	17
3.1.3	LT-Kühlmittelkreislauf inkl. Kältemittelkreislauf (Version v5.1c).....	21
3.2	Vergleichskühl- und kältemittelkreislauf (Version vAVL bzw. vAVL2).....	25
3.2.1	HT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2)	27
3.2.2	MTLT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2).....	30
4	Simulation	33
4.1	Simulationssoftware	33
4.1.1	MathWorks MATLAB/Simulink®	33
4.1.2	AVL CRUISE	34
4.1.3	Verknüpfung Simulationssoftware.....	34
4.2	Modellierung des Erprobungsfahrzeuges	35
4.2.1	Modell des Hybridfahrzeuges	35
4.2.2	Modelle des Fahrzyklus	37
4.2.3	Modell der HCU (hybrid control unit)	38
4.3	Modellierung der Kühl- und Kältekreisläufe.....	39
4.3.1	Modelle des thermisches Netzwerks	39
4.3.2	Subsystem - thermisches Netzwerk.....	52

4.3.3	Modelle des luftseitigen Netzwerks	53
4.3.4	Subsystem - luftseitiges Netzwerk	62
4.3.5	Modelle des hydraulischen Netzwerks.....	63
4.3.6	Subsystem - hydraulisches Netzwerk.....	69
4.3.7	Subsystem Klimaanlagekreislauf („Lolimot“)	70
4.4	Thermomanager.....	72
4.4.1	Pumpen-Thermomanager	72
4.4.2	Lüfter-Thermomanager	74
4.4.3	Weitere Thermomanager.....	75
4.5	Schnittstellen	75
4.5.1	Schnittstellen im Fahrzeugkommunikationsbordnetz	75
4.5.2	Schnittstelle Simulink® - AVL CRUISE.....	75
4.6	Simulationsablauf	76
5	Simulationsergebnisse und Ergebnisaufbereitung.....	77
5.1	Simulationsergebnisse Kühlkreislaufkonzept v5.1c und vAVL2.....	77
5.1.1	NEFZ nach Warmstart v5.1c und vAVL2	77
5.1.2	Bergfahrt nach Warmstart v5.1c und vAVL2	83
5.1.3	NEFZ nach Kältestart v5.1c und vAVL2.....	88
5.1.4	NEFZ nach Kaltstart v5.1c und vAVL2.....	88
5.2	Aufbereitung der Simulationsergebnisse und CO ₂ -Bilanzen	88
5.2.1	Elektrische Arbeiten aus Simulation	88
5.2.2	Stoffwerte Benzin, Komponentenwirkungsgrade, Weglängen und Zeiten.....	89
5.2.3	Berechnung der CO ₂ -Werte	90
5.2.4	CO ₂ -Bilanzen der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2.....	91
5.2.5	Interpretation der CO ₂ -Bilanzen.....	95
6	Zusammenfassung und Ausblick	97
	Literaturverzeichnis.....	99
	Abbildungsverzeichnis	103
	Tabellenverzeichnis	107
	Formelzeichen-, Indizes- und Abkürzungsverzeichnis.....	109
	Anhangsverzeichnis.....	115

1 Einleitung

Die im Bereich der Automobilbranche steigende Nachfrage nach sparsamen und somit oft auch alternativen Fahrzeugantriebskonzepten, hat eine immer aufwendigere und komplexere Hybridisierung von Kraftfahrzeugen zur Folge. Kein Fahrzeughersteller kann es sich mehr erlauben, nicht auf diesen Zug der durch ökologische, politische und nicht zuletzt auch sehr gesellschaftlich emotionale Kräfte getrieben ist, aufzuspringen.

Diese Diplomarbeit umfasst die simulationsunterstützte virtuelle Entwicklung eines Kühlkreislaufkonzeptes mitsamt eines dafür benötigten überschaubaren Thermomanagements, für die zahlreichen mechanischen, mechatronischen, elektrischen sowie elektronischen Komponenten eines Hybriderprobungsfahrzeuges.

Gravierenden Einfluss auf das Thermomanagement haben in erster Linie die verbauten Komponenten über ihre thermischen Eigenschaften. Einen ebenso beachtlichen Einfluss auf das Thermomanagement hat die Hybridmanagementsinheit (HCU), welches die idealen Betriebsmodi für die beiden Antriebsmaschinen, also Verbrennungskraftmaschine und Elektromaschine für die unzähligen Betriebspunkte vorgibt. In diesem Zusammenhang spielen der aktuelle Fahrzyklus, örtliche und gesetzliche Gegebenheiten, sowie vor allem auch die kundenspezifische Fahrweise, eine beträchtliche Rolle.

In folgenden Kapiteln 1.1 bis 1.4 werden, ausgehend von einer projektspezifischen Ausgangssituation, die Ziele, die Umfänge der Aufgabenstellung sowie die geplante Vorgehensweise dieser Diplomarbeit beschrieben.

1.1 Ausgangssituation

Das Förderprojekt VECEPT (All Purpose Electric Vehicle with Cost Efficient Power Train), welches aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „Leuchttürme der Elektromobilität“ durchgeführt wird, konzentriert sich auf die Entwicklung mit anschließender Erprobung eines alltagstauglichen, kostengünstigen und effizienten Parallel-Plug-In-Hybridkraftfahrzeuges, in Zusammenarbeit mit namhaften branchennahen österreichischen Unternehmen. Dieses Hybridfahrzeug soll als Volumenmodell im Jahr 2017 auf dem Weltmarkt in Serie gehen. Großes Augenmerk soll auf die Reichweite bei ausgezeichnetem Komfort, sowie hoher Sicherheit und Bedienerfreundlichkeit, gelegt werden. Die Einhaltung und Erfüllung des Emissionsstandard EU7, wie auch die Einbindung fortschrittlicher Fertigungs- und Qualitätskriterien sind ebenso essentieller Teil des Projektes, wie auch eine Weiterentwicklung momentaner Batterietechnologien hinsichtlich Lebensdauer, Betriebssicherheit und den Betriebsparametern [36].

In Tabelle 1 sind die technischen Eckdaten des Erprobungsfahrzeuges dargestellt.

Tabelle 1: Technische Eckdaten des Erprobungsfahrzeug

Beschreibung	Anforderung
Fahrzeugklasse	Volkswagen Golf o.ä.
Batteriesystem	$U_{\text{Batt}}=380\text{V}$, $Q_{\text{Batt}}= 22,5\text{Ah}$, (folglich $W_{\text{Batt}}=\text{ca. } 8,5\text{kWh}$)
Elektrische Reichweite	$l_{\text{Reichw.el.}}=30\text{km}$ (typ. 50km)
Plug-In-Ladeeinrichtung	$P_{\text{Lade}}= \sim 6,5\text{kW}$
Verbrennungskraftmaschine	$V_{\text{h}}=1.200 \text{ cm}^3$, $z_z=3$ Zylinder, TGDI, ROZ95 $P_{\text{nenn}}=66\text{kW}$, $M_{\text{max}}=180\text{Nm}$
Emissionsstandard	EU7

1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit umfasst die vollständige Entwicklung eines Kühlsystems für das VECEPT-Erprobungsfahrzeug. Diese Entwicklung soll hauptsächlich virtuell, sprich auf Basis von Simulation, erfolgen. Die Simulation erfolgt bevorzugt in MathWorks MATLAB/Simulink®. Es ist vorgesehen, dass die Fahrmodelle und die von der Verbrennungskraftmaschine und den elektrischen Komponenten verursachten Wärmeströme, von einem Projektpartner im AVL CRUISE-Format zur Verfügung gestellt werden. Die Schnittstelle zwischen MATLAB/Simulink® und AVL CRUISE ist vom Diplomanden anzupassen.

Die HCU (hybrid control unit) mit den beinhalteten Betriebsstrategien des Erprobungsfahrzeugs, sowie die Fahrzyklen (NEFZ etc.) werden ebenso vom Projektpartner zur Verfügung gestellt.

Das Kühlsystem soll mindestens zwei, maximal jedoch drei Kühlmittelkreisläufe für die jeweiligen Kühlmitteltemperaturniveaus, sowie einen Kältemittelkreislauf zur Batterie- und Innenraumkonditionierung, umfassen.

Das vom Diplomanden entworfene Kühlmittelkreislaufkonzept soll, im Gegensatz zum Projektpartner-Kühlmittelkreislauf, losgelöst von fahrzeugspezifischen Bauraumvorgaben, Komponentenübernahmen und/oder unbedingter Kosteneffizienz, entworfen werden.

Die Systemauslegung des Kältemittelkreislaufes selbst, ist nicht Umfang dieser Arbeit und soll als sogenanntes 100%-Carry-Over-Klimaanlagenmodell in das Kühlsystem implementiert werden.

Die Kühlmittelpumpen (kurz: Pumpe) sowie die beiden Kühlmittelkühlerlüfter (kurz: Lüfter), sind nach den gegebenen Anforderungen zu dimensionieren. Die Regelungen der Pumpen- sowie der Lüfterdrehzahlen, sollen über Zwei- bzw. Dreipunktregler im Simulationsmodell erfolgen.

Die Auslegung bzw. Kontrolle eines thermisch kritischen Zustands, wie zum Beispiel Maximalgeschwindigkeit mit anschließendem Stillstand, schnelle Bergfahrt oder Bergfahrt mit Anhänger [50], ist ebenso Teil dieser Diplomarbeit.

Um Aussagen über die Effizienz des vom Diplomanden erstellten Kühlkreislaufkonzepts zu erhalten, soll ein vom Projektpartner vorgeschlagenes Kühlkreislaufkonzept mit jenem des Diplomanden, auf Basis einer Literaturrecherche verglichen werden. Dieser Vergleich soll die energetischen und thermischen Unterschiede der beiden Kühlkreislaufkonzepte durch den Betrieb der elektrischen Komponenten (Pumpen und Lüfter), mittels eventueller Verwendung anderer Komponenten, Anordnungsänderung der Kühlkomponenten und/oder Änderung der Anzahl von Kühlmittelkreisläufen etc., aufzeigen.

1.3 Ziele

Die Ziele dieser Diplomarbeit lauten:

- Aufbau von zwei kompletten Simulationsmodellen für das jeweilige Kühlkonzept und die damit verbundenen thermischen, hydraulischen und luftseitigen Submodelle sowie den dazugehörigen überschaubaren Thermomanagementmodellen.
- Erstellen und Bedatung einer Schnittstelle zwischen den Simulationsmodellen und einem Fahrzyklussimulationsprogramm.
- Sicherstellung der thermischen Betriebssicherheit der in den beiden Simulationsmodellen verwendeten und zu kühlenden Komponenten in den verschiedenen Worst-Case-Szenarien. Dazu gehören die ausreichende Dimensionierung von Kühlmittelkühlern (kurz: Kühler), Pumpen und den dazugehörigen Lüftern.
- Energetische Vergleiche der elektrischen Komponenten (Pumpen und Lüfter) beider Kühlkonzepte in verschiedenen Betriebsmodi. Dabei sollen Differenzen in den Antriebsleistungen und Energieverbräuchen bei den gewählten Fahrzyklen, Initialisierungs- und Betriebstemperaturen aufgezeigt werden.
- „Finde 1 Gramm CO₂ pro km“ Einsparung bei den elektrischen Komponenten.

1.4 Vorgehensweise

- Fundierte Recherchen zum Thema Kraftfahrzeugkühlkreislauf, dessen Auslegungskriterien im Zusammenhang mit den betroffenen Komponenten und den thermodynamischen, strömungs- und wärmeübertragungsbestimmenden Verhältnissen.
- Abstimmung mit dem Projektpartner bezüglich der vorhandenen physischen Komponenten im Kühlmittelkreislauf.
- Erstellung diverser Kühlmittelkreislaufkonzepte mit mehreren Verbesserungsschritten und Machbarkeitsanalysen.
- Planung, Umsetzung und Validierung der einzelnen Simulationsmodelle auf Basis der Thermodynamik, Strömungslehre und Wärmeübertragung.
- Erstellung des jeweiligen Gesamtsimulationsmodells auf Basis der beiden zuvor erstellten Kühlkonzepte (Version v5.1c und Version vAVL2) in MATLAB/Simulink®.
- Validierung bzw. Plausibilitätsuntersuchung der beiden Gesamtsimulationsmodelle.
- Anpassen einer Schnittstelle zur Anbindung von AVL CRUISE in beide Gesamtsimulationsmodelle.
- Validierung bzw. Plausibilisierung der beiden nun an AVL CRUISE angebundenen Gesamtsimulationsmodelle.
- Auswertung der elektrischen Pumpen- und Lüfterleistungen, sowie der Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen, des jeweiligen Gesamtsimulationsmodells beim Durchlaufen der diversen Fahrzyklen bei verschiedenen Initialisierungs- und Betriebstemperaturen.
- Erstellen von CO₂-äquivalenten Bilanzen der elektrischen Arbeiten der Pumpen und Lüfter.
- Formulierung der aus der Simulation resultierenden Schlussfolgerungen und Aussichten.

2 Einführung Hybridfahrzeugantriebstechnologie

In Kapitel - werden die momentan am Markt gängigen Antriebstechnologien für Hybridfahrzeuge, deren Ausführungen sowie die verschiedenen Grade der Hybridisierung erklärt. Zudem werden kurz die gesetzlichen Hintergründe formuliert.

2.1 Definition

Der aus dem Lateinischen kommende Begriff „Hybrid“, der so viel wie Zwitter bedeutet, ist im Amtsblatt der Europäischen Union wie folgt für ein modernes Kraftfahrzeug definiert: „Hybridkraftfahrzeug [ist, Anm. d. Verf.] ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs [22].“

In Serienhybridfahrzeugen kommen heutzutage meist eine VKM in Verbindung mit einem oder mehreren Elektromotoren mit den jeweiligen Energiespeichersystemen, also Tank für fossilen oder biogenen Kraftstoff und einem wiederaufladbaren Batteriesystem, auch Traktionsbatterie genannt, zum Einsatz.

2.2 Gesetzliche Hintergründe

Um die von der EU vorgegeben, sukzessiven CO₂-Reduktionsziele zu erreichen, sind die Fahrzeughersteller angehalten, sich Hybridtechnologien zu bedienen und durch den Einsatz von alternativen Energiespeichersystemen den Flottenverbrauch zu senken. Die Erhebung einer Überschreitungsabgabe für die Fahrzeughersteller bei Nichteinhaltung der vorgegebenen Reduktionsziele, sollte u.a. die Entwicklung neuartiger und innovativer Hybridtechnologien ankurbeln und beschleunigen [24].

2.3 Ausführungsarten von Hybridfahrzeugantrieben

Die Konzeption von Hybridfahrzeugantrieben muss so ausgelegt sein, dass die Vorteile bzw. Stärken der jeweiligen Antriebsart bestmöglich ausgeschöpft und umgesetzt werden. Großen Einfluss auf die mögliche Effizienz eines Hybridfahrzeugantriebes haben u.a. die Wirkungsgradkette und der eigentliche Anwendungsbereich des Hybridfahrzeuges [26].

Hybride Kraftfahrzeugantriebskonzepte können nach den folgenden in Abbildung 1 ersichtlichen Strukturen unterteilt werden [34]:

- Serielle Hybridantriebe (keine mechanische Verbindung zwischen VKM und Antriebsrädern)
- Parallele Hybridantriebe (mechanische Verbindung zwischen VKM und Antriebsrädern, sowie auch zwischen Elektromotor und Antriebsrädern)
- Gemischthybride Antriebe (leistungsverzweigte und kombinierte Hybridantriebe)

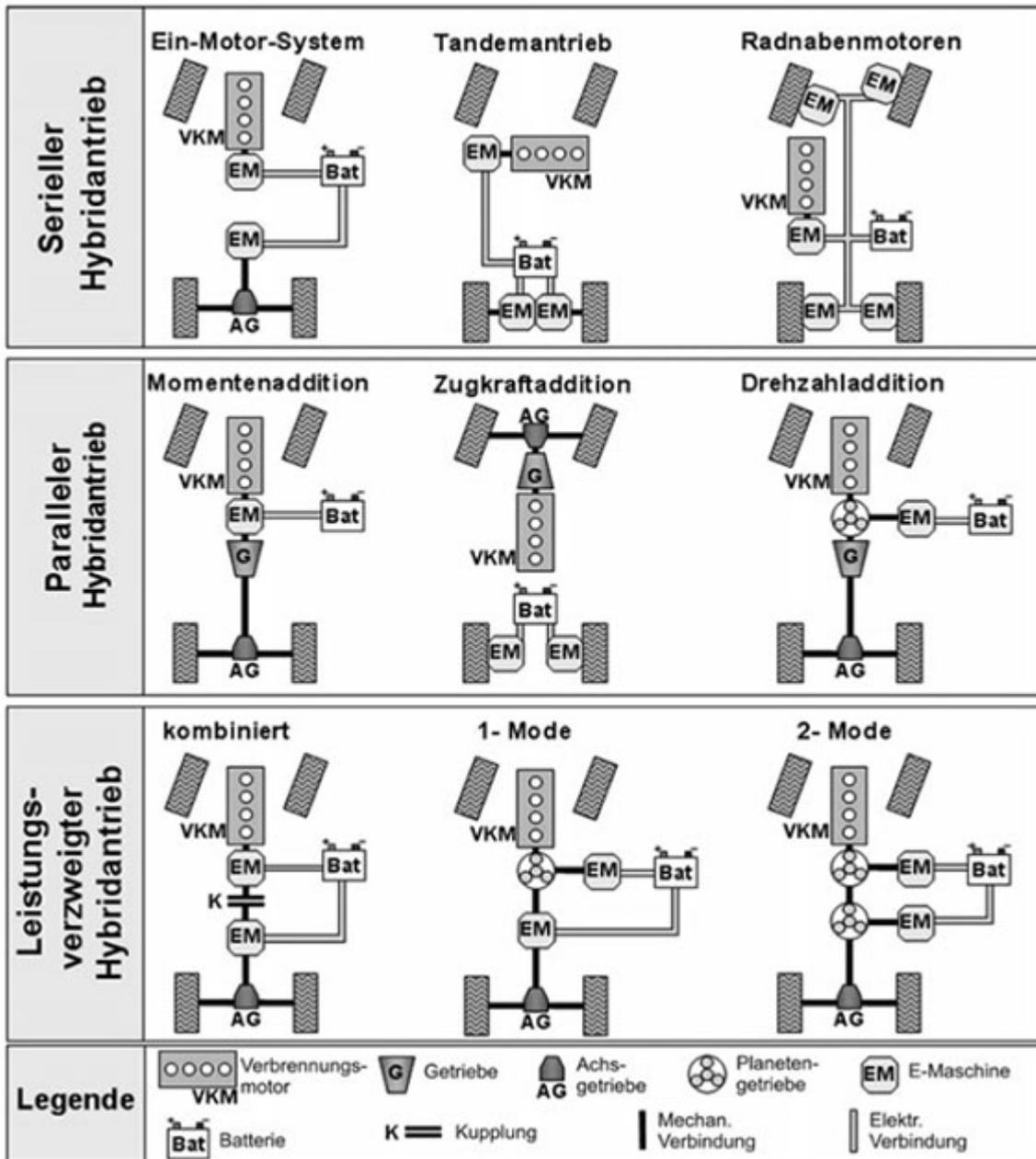


Abbildung 1: Hybridantriebskonzepte [34]

Eine weitere Einteilung von hybriden Kraftfahrzeugen kann über deren Hybridisierungsgrad, also entsprechend der elektrischen Systemleistung bzw. deren Möglichkeit der Verwendung, wie in Tabelle 2 dargestellt, erfolgen [8]:

- Micro-Hybrid (Energieversorgung von elektrischen Verbrauchern)
- Mild-Hybrid (zusätzlich Drehmomentunterstützung beim Anfahren/Beschleunigen, kurzzeitiges rein-elektrisches Fahren bei niedrigen Geschwindigkeiten)
- Full-Hybrid (zusätzlich rein elektrisches Fahren)
- Plug-In-Hybrid (zusätzlich externes Plug-In-Laden)

Tabelle 2: Hybridisierungsgrade [34]

Funktionen und Nutzen	Micro-Hybrid	Mild-Hybrid	Full-Hybrid	Plug-In-Hybrid
Konstruktive Merkmale	Leistungsfähiger Anlasser und regelbarer Generator oder Riemenstarter-Generator	Kurbelwellen-Starter-Generator (KSG)	Trennkupplung zum Verbrennungsmotor oder mehrere E-Maschinen	Elektroantrieb mit Verbrennungsmotor als Range Extender
Funktionen	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stop • Eingeschränkt Rekuperation 	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stop • Rekuperation • Boosten • Generatorbetrieb • Eingeschränkt E-Fahren bei niedrigen Geschw. 	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stop • Rekuperation • Boosten • Generatorbetrieb • E-Fahren für kurze Reichweiten 	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stop • Rekuperation • Boosten • Generatorbetrieb • E-Fahren für mittlere Reichweiten • Ext. Nachladung
Leistung E-Maschine	2–3 kW	10–15 kW	>> 15 kW	>> 15 kW
Spannungsniveau	12–42 V	42–150 V +12 V Bordnetz	>200 V +12 V Bordnetz	> 200 V +12 V Bordnetz
Typische Batterietechnologie	Blei-Säure, AGM	NiMH, Li-Ion, Super Caps, +Blei-Säure	NiMH, Li-Ion, (+Blei-Säure)	NiMH, Li-Ion, (+Blei-Säure)
Verbrauchseinsparung	5–10%	10–20%	>20%	

Die Verbrauchseinsparung bezieht sich auf ein gleichwertiges Fahrzeug ohne entsprechende Hybridisierung.

2.4 Konstruktive Komponenten und Bauteile

Wie in Abbildung 1 ersichtlich, sind bei den jeweiligen Antriebstechnologien für Hybridfahrzeuge eine Vielzahl von mechanischen und vor allem auch elektrischen/elektronischen Komponenten bzw. Bauteilen im Einsatz, welche eingehend aufeinander abgestimmt werden müssen. Auf die VECEPT-spezifischen Komponenten, welche für die Auslegung der Kühl- bzw. Kältemittelkreisläufe notwendig sind, wird in Kapitel 3 eingegangen.

3 VECEPT Kühl- und Kältemittelkreisläufe

In Kapitel 3 werden die jeweiligen Kühl- und Kältemittelkreisläufe der verschiedenen Temperaturniveaus, sowie die verbauten wärmeemittierenden, -übertragenden und -absorbierenden Komponenten, beschrieben.

Das im Zuge der Diplomarbeit erstellte Vergleichskühlkreislaufkonzept (Version v5.1c), wird in Kapitel 3.1 komponentenseitig erklärt. Das vom Projektpartner vorgegebene Kühlkreislaufkonzept wird in Kapitel 3.2 umschrieben.

3.1 Kühl- und Kältemittelkreislauf (Version v5.1c)

Die Anzahl der Kühlmittelkreisläufe, des im Zuge der Diplomarbeit erstellten Kühl- und Kältemittelkreislaufkonzepte, wird aufgrund der Tatsache, dass es komponentenbedingt insgesamt drei verschiedene Temperaturniveaus gibt, auf ebenso viele festgelegt. Die Temperaturniveaus sind in Tabelle 3 ersichtlich und abhängig von den jeweiligen idealen Betriebstemperaturen der Komponenten im jeweiligen Kühlmittelkreislauf.

Tabelle 3: Temperaturniveaus Kühlmittelkreisläufe Version v5.1c

Beschreibung Kühlmittelkreislauf	mittleres Temperaturniveau ϑ [°C]
LT – low temperature	25
MT – middle temperature	45
HT – high temperature	90

Der Kältemittelkreislauf für die Konditionierung der Traktionsbatterie und des Innenraums wird schematisch und funktionell im LT-Kühlkreislauf implementiert.

Wie in Abbildung 2 ersichtlich, besteht der Kühlerverbund in der Fahrzeugfront aus drei Kühlern und einem Kondensator.

Die maßgeblichen Komponenten für die Temperaturniveaus sind die VKM (ICE) im HT-, die Leistungselektronik (PE) im MT- sowie die Traktionsbatterie (Battery) im LT-Kühlmittelkreislauf.

Die Reihenfolge der durch die Umgebungsluft angeströmten Kühler ist ebenso durch diese Temperaturniveaus bestimmt. Beginnend beim LT-Kühler, strömt die Umgebungsluft anschließend durch den Kondensator des Kältemittelkreislaufes, den MT-Kühler um dann schließlich durch den HT-Kühler und über die je nach Betriebstemperatur und Fahrgeschwindigkeit geregelten Kühlerlüfter, durch den Motorraum und den Fahrzeugunterboden, abzuströmen.

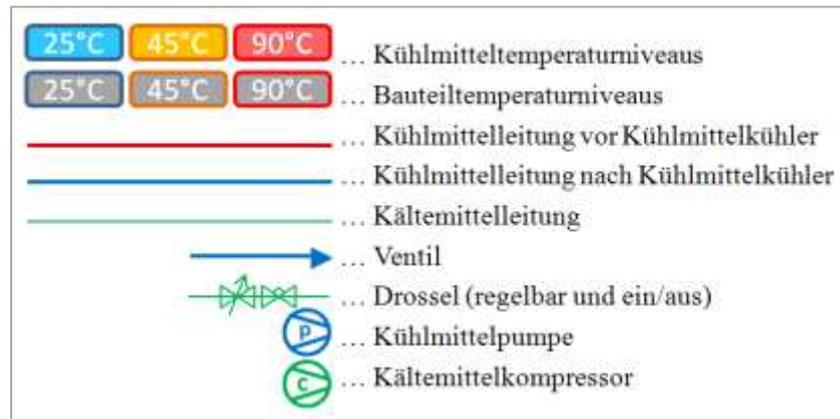


Abbildung 3: Legende der Kühlkonzepte

3.1.1 HT – Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c)

Die wohl gängigste, aus der Literatur bekannte Variante der HT-Kühlmittelkreislaufauslegung, wird hier angewendet. Die an den Zahnriemen bzw. Steuerkette gekoppelte, mechanische Pumpe wird jedoch durch eine elektrische Pumpe ersetzt, um motordrehzahlunabhängig möglichst energieeffizient die Kühlung der VKM, welche auch als ICE (internal combustion engine) bezeichnet wird, zu gestalten. Energieeinsparungen lassen sich aber nur in Verbindung mit einem dafür entwickelten, wirkungsvollen und innovativen Thermomanagement realisieren [40].

Wie in Abbildung 4 zu sehen, strömt das verwendete Wasser-Ethylenglykol-Kühlmittelgemisch nach der erfolgten Druckerhöhung mittels der angesprochenen elektrischen HT-Pumpe durch die VKM. Die VKM repräsentiert die Komponenten Zylinderkopf und des Kurbelwellengehäuse. Das Thermostatventil regelt je nach Kühlmitteltemperatur die Bypass- zur Kühlerdurchflussmenge. Auf die Darstellung eines benötigten Ausgleichsbehälters wird verzichtet.

Auf die Ausführung des Kühlmittelpfades mit dem Charger wird unter 3.1.1.1.6 eingegangen.

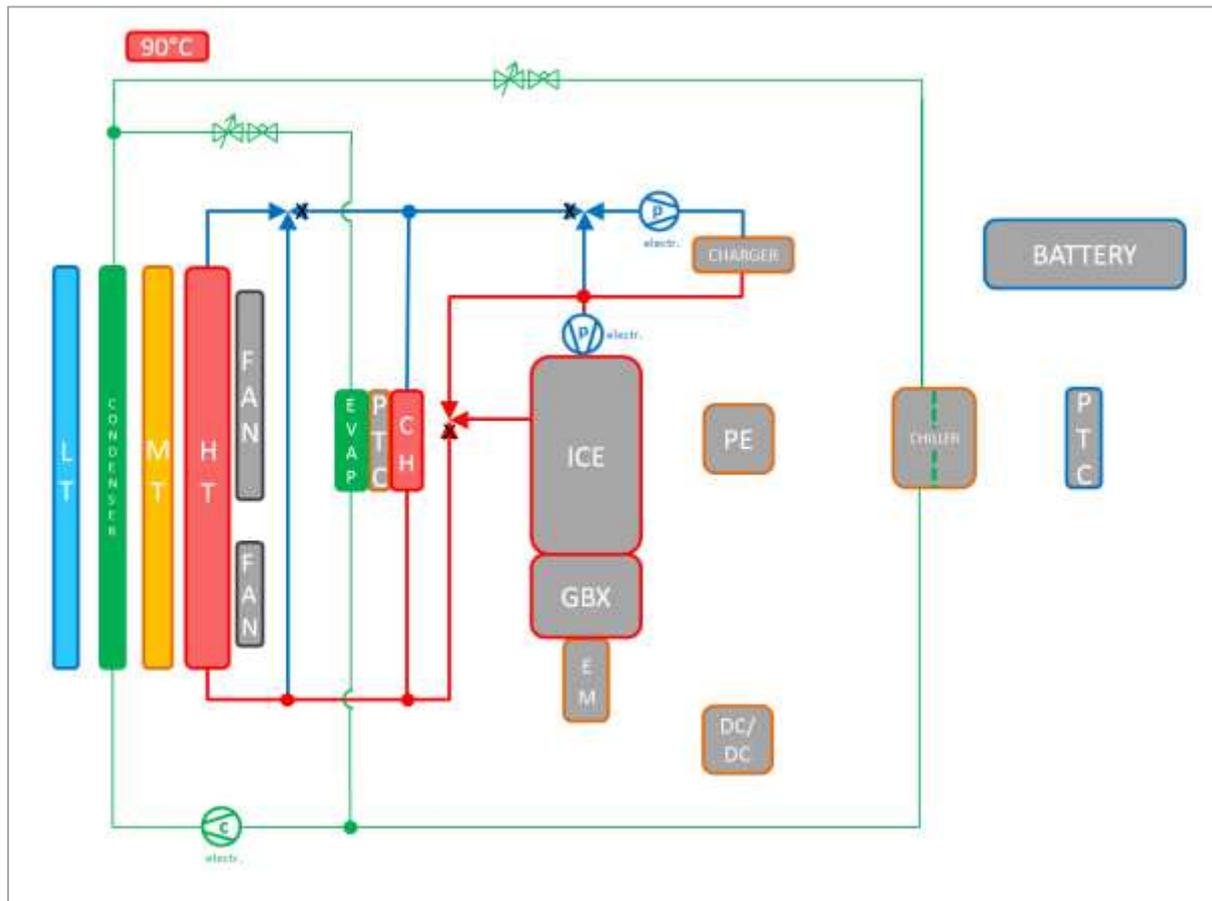


Abbildung 4: HT-Kühlkonzept (Version v5.1c)

3.1.1.1 Komponenten HT-Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c)

Im HT-Kühlmittelkreislauf wird die Abwärme der VKM im Fahrbetrieb, von dem HT-Kühler und dem Innenraumheizer (CH) an die Umgebung bzw. den Innenraum, abgegeben. Das Thermostatventil regelt die Kühlmitteltemperatur der VKM. Die elektrische Pumpe des Ladegerätes kommt nur beim Plug-In-Laden zum Einsatz und ermöglicht so den Abtransport der Abwärme des Ladegerätes.

3.1.1.1.1 VKM (ICE)

Bei der im Hybridfahrzeug verbauten VKM handelt es sich um einen aufgeladenen, direkt einspritzenden 3-Zylinder Ottomotor. Die technischen Daten sind in Tabelle 1, der berechnete Drehmomenten- M und Leistungsverlauf P sowie der geschätzte spezifische Verbrauch b_e über die Drehzahl n sind in Anhang 1 ersichtlich.

Um zufriedenstellende Fahrleistungen bei gleichzeitig niedrigem Verbrauch und wenig Masse zu gewährleisten, wird bei der VKM das Prinzip des Downsizings angewandt. Durch die Maßnahme der Lastpunktverschiebung kann somit bei gleichbleibender Motorleistung die Motorlast durch die Hubraumverkleinerung merklich angehoben werden. Der Wirkungsgrad kann durch Verminderung der Drosselverluste und der Reibung, sowie der angesprochenen Lastpunktverschiebung verbessert bzw. erhöht werden [21].

Der effektive Wirkungsgrad, als ein Maß für den umgewandelten Anteil der eingebrachten Brennstoffenergie, ist bei aufgeladenen Ottomotoren im Teil- sowie im Volllastbereich deutlich höher als bei vergleichbaren nicht aufgeladenen Ottomotoren [41].

In der VKM teilt sich der Kühlmittelmassenstrom parallel in Zylinderkopf und Kurbelwellengehäuse auf.

Wie in Abbildung 5 zu sehen, stellt der Wandwärmeeübergang q_w zwischen dem mit Arbeitsgas gefüllten Zylinder und dem Kühlmittel, dem sogenannten Wassermantel des Kurbelgehäuses [50], die durch das Kühlmittel abzuführende Wärme dar.

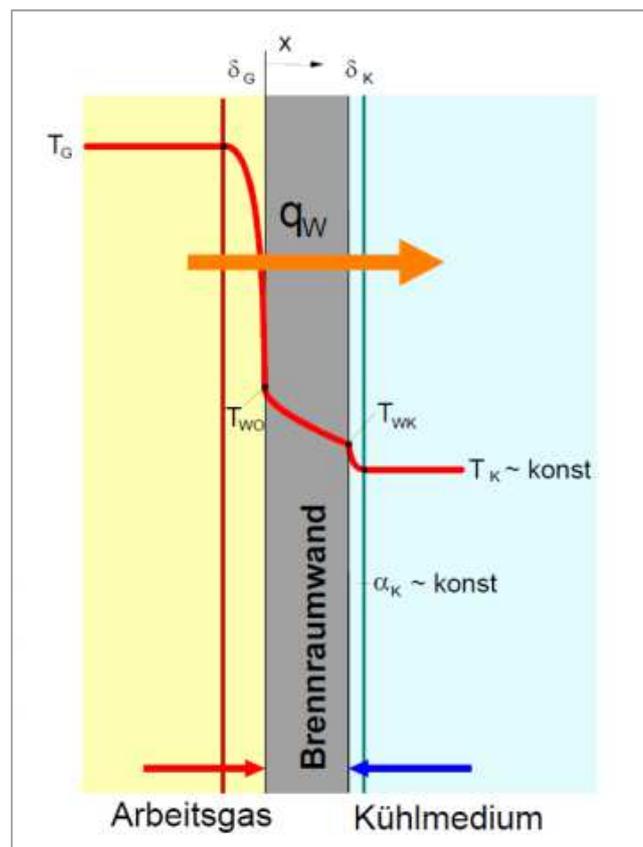


Abbildung 5: Wärmeübergang Brennräum - Wassermantel [52]

Dieser Wandwärmeanteil eines Ottomotors bewegt sich, wie in Abbildung 6 zu sehen, etwa zwischen 10% und 30% im Verhältnis der umgesetzten Kraftstoffenergie.

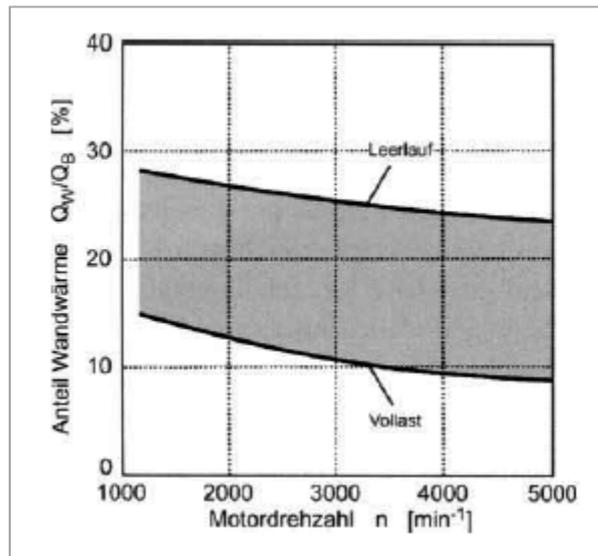


Abbildung 6: Last- und drehzahlabhängiger Wandwärmeanteil im Verhältnis zur umgesetzten Kraftstoffenergie am Beispiel PKW-Ottomotor [41]

3.1.1.1.2 HT-Kühler

Der HT-Kühler dient dazu, jenen Teil der Abwärme der an den VKM-Bauteilen entsteht, an die Umgebungsluft abzuführen. Diese Abwärme erwärmt das Kühlmittel, welches mittels der unter 3.1.1.1.5 beschriebenen HT-Pumpe über den unter 3.1.1.1.3 beschriebenen HT-Thermostat zum HT-Kühler gefördert wird.

Entscheidend für die Leistungsanforderungen der diversen Kühlerbauarten ist die Kühlermatrix (Rippen- zu Rohrgeometrie). Moderne Kühler haben zwischen der besagten Rippen- zu Rohrgeometrie eine gelötete, also stoffschlüssige Verbindung, welche hervorragende Wärmeübertragung gewährleistet und somit eine höhere Leistungsdichte zulässt [15].

In Abbildung 7 ist ein Schnittmodell eines gelöteten Flachrohrkühlers mit gewalzten Wellrippen dargestellt.

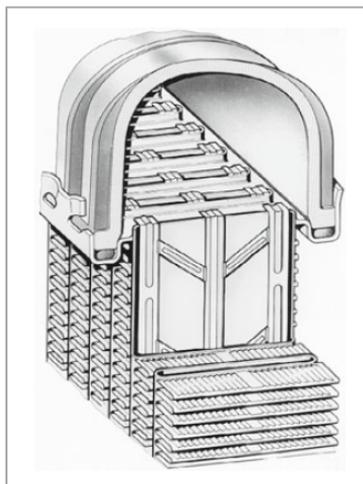


Abbildung 7: Schnittmodell eines Flachrohrkühlers

Der hier verwendete HT-Kühler ist der serienmäßig verbaute Aluminium-Kühler des Basisfahrzeuges.

3.1.1.1.3 HT-Thermostat

Moderne Thermostate werden nicht mehr nur durch die Kühlmitteltemperatur geregelt, wo mittels Wachsschmelzkörper eine einzige Kennlinie zur Verfügung steht [27], sondern sind heutzutage oft zusätzlich elektrisch beheizt, um auch je nach Motorlast im Aufwärmbetrieb, die Kühlmitteltemperatur optimal zu regeln. Ein solches Kennfeldthermostat ist in Abbildung 8 dargestellt.

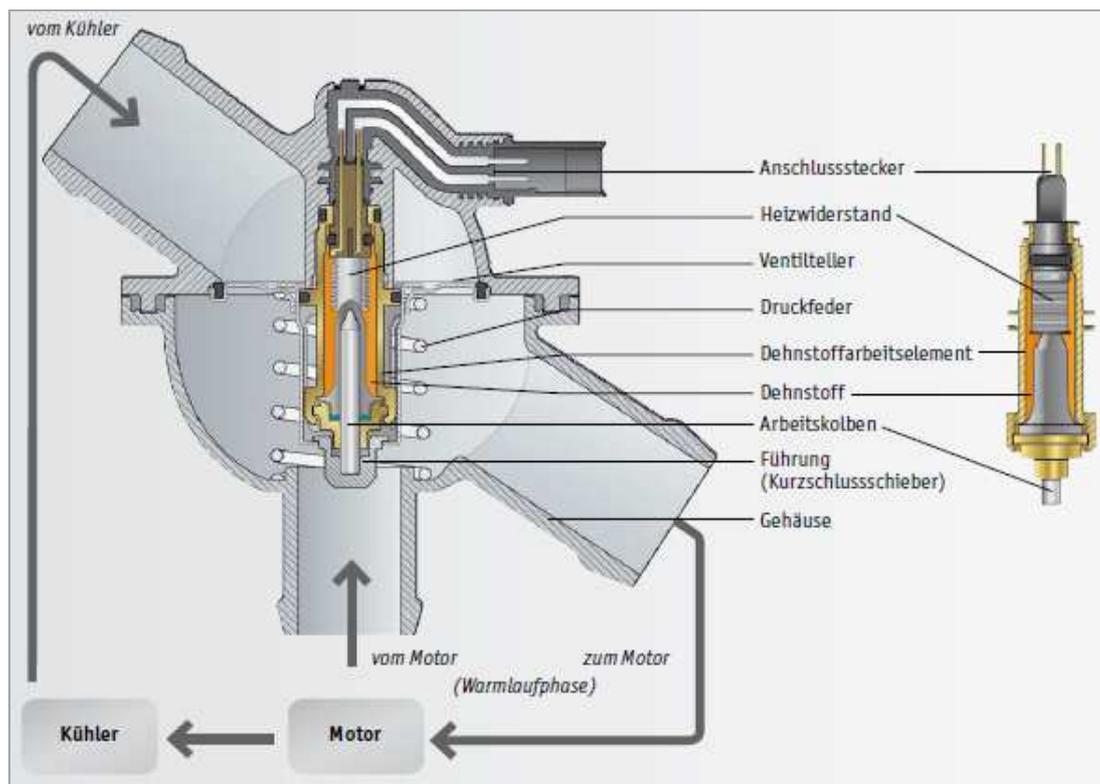


Abbildung 8: Kennfeldthermostat [5]

Nach dem Kaltstart ist beim Thermostat vorerst nur der Bypass zum HT-Kühler geöffnet, um eine möglichst schnelle Erwärmung der VKM und somit eine Reduktion von CO- und HC-Emissionen, zu gewährleisten [15].

3.1.1.1.4 Innenraumheizer (CH)

Der Innenraumheizer bzw. Innenraumwärmeübertrager wird permanent vom Kühlmittel durchströmt und gibt, je nach gewünschter Innenraumlufttemperatur, Wärme an den Innenraum ab. Wie in Abbildung 9 zu sehen, strömt bei Bedarf die getrocknete Luft des Kältemittelverdampfers durch den Innenraumheizer.

der hohen nominellen elektrischen Leistung (siehe Tabelle 1) mit einem Anschluss zur Kühlung mittels Kühlmittel ausgestattet und im HT-Kühlmittelkreislauf integriert. Die Abwärme kann somit zur Konditionierung des Innenraums bei niedrigen Außentemperaturen oder zur Erwärmung der VKM genutzt werden.

Die Erwärmung der VKM hat den Vorteil, dass die Warmlaufphase der VKM verkürzt und somit die mit einem Kaltstart einhergehenden, durch die hohen Wärmeübergänge verursachten, stark erhöhten CO- und HC-Emissionen verringert werden [21].

Für diesen Warmup-Modus erfolgt die Druckerhöhung des Kühlmittels mittels der Charger-Pumpe. Der Kühlmittelkreislauf schließt sich, je nach Betriebsart, durch die VKM oder den VKM-Bypass über den Innenraumheizer.

3.1.2 MT-Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c)

Der MT-Kühlmittelkreislauf ist für das Abführen der Abwärmen der Leistungselektronik (PE), der Elektromaschine (EM) und des DC/DC-Wandlers (DCDC), an die Umwelt zuständig. Die Reihenfolge dieser Serienschaltung ist durch die komponentenseitigen Temperaturempfindlichkeiten, sowie deren abgegebene Wärmeströme, vorgegeben. Wie in Abbildung 11 zu sehen, strömt das verwendete Wasser-Ethylenglykol-Kühlmittelgemisch, nach der erfolgten Druckerhöhung mittels der elektrischen MT-Pumpe durch die vorhin angeführten Komponenten. Ein Bypass zum MT-Kühler ist nicht vorgesehen.

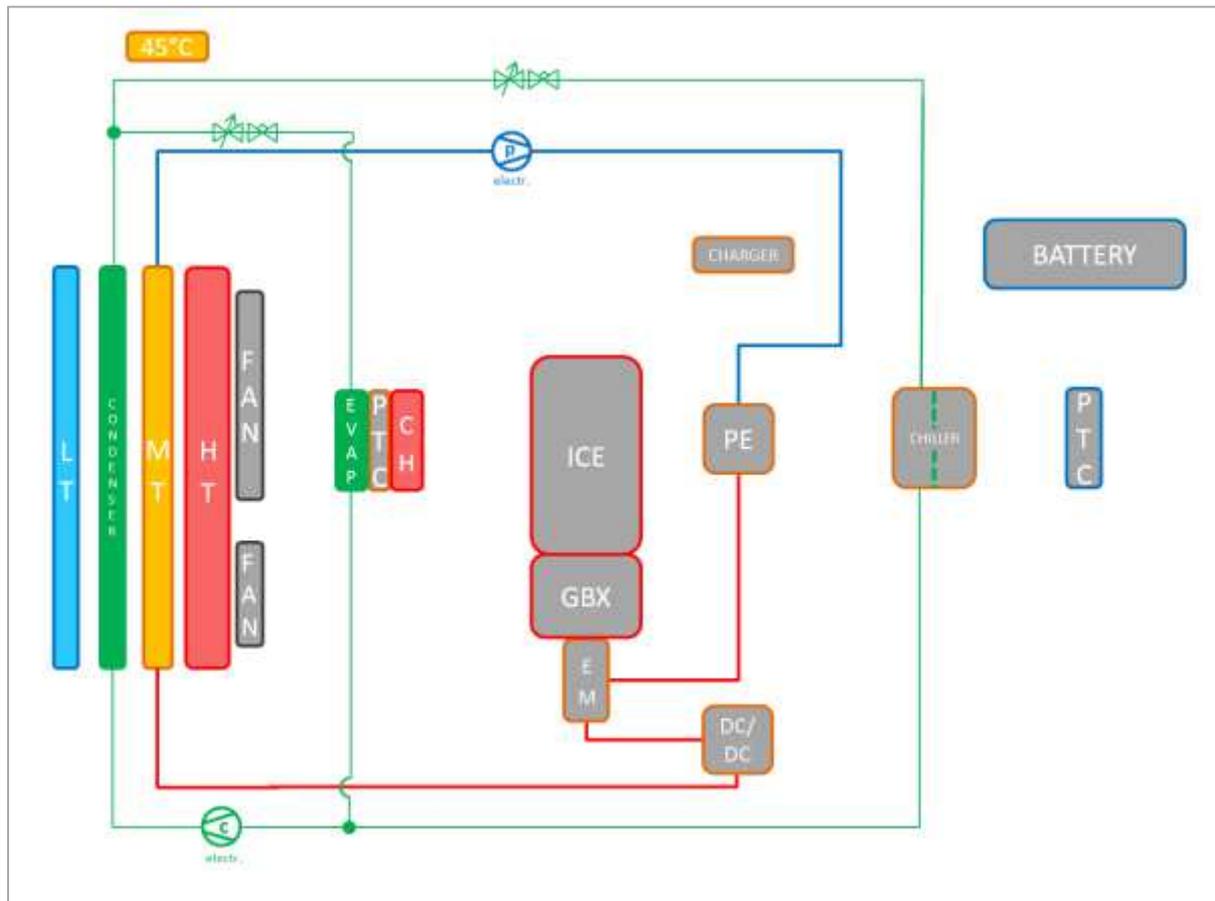


Abbildung 11: MT-Kühlerkonzept (Version v5.1c)

3.1.2.1 Komponenten MT-Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c)

In Kapitel 3.1.2.1.1 bis 3.1.2.1.5 werden die MT-Kühlmittelkreislaufkomponenten beschrieben.

3.1.2.1.1 Leistungselektronik (PE)

Die Leistungselektronik bewerkstelligt den Schaltungs- und Steuerungsaufwand für den Betrieb der Elektromaschine, sowie die elektrische Verbindung zwischen Elektromaschine und Traktionsbatterie. Mittels Halbleiterbrückenschaltungen und Pulsweitenmodulation kann bidirektional Gleichspannung zu Wechselspannung und umgekehrt übertragen werden. Eine hohe Güte in der erzeugten Dreiphasenwechselspannung wird für den Betrieb der Elektromaschine vorausgesetzt [34].

In Abbildung 12 ist ein beispielhaftes Leistungselektronikmodul mit den diversen elektrischen Anschlüssen für Elektromaschine, DC/DC-Wandler und Bordnetz, sowie zwei Kühlmittelanschlüssen, dargestellt.



Abbildung 12: Leistungselektronik [12]

Die Leistungselektronik ist im MT-Kühlmittelkreislauf die temperaturempfindlichste Komponente betreffend der Höchsttemperaturverträglichkeit ($\vartheta_{PE_max} = 65\text{ °C}$) und somit als erste wärmeeinbringende Komponenten im Kühlmittelkreislauf platziert.

3.1.2.1.2 Elektromaschine (EM)

Die Elektromaschine ist im Motorbetrieb für die Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie für den Antriebsstrang verantwortlich. Der generatorische Betrieb der Elektromaschine erlaubt es, Bremsenergie in elektrische Energie umzuwandeln, sprich zu rekuperieren, und diese in der Traktionsbatterie zwischen zu speichern. Der Betrieb der Elektromaschine verlangt die unter 3.1.2.1.1 beschriebene Leistungselektronik, welche die Regelung und die Stromrichterfunktion übernimmt [34].

In Abbildung 13 ist beispielhaft ein Schnittmodell einer Elektromaschine für Hybridfahrzeuge mit Kühlmittelanschlüssen abgebildet.



Abbildung 13: Schnittmodell einer Hybridfahrzeug-Elektromaschine [11]

Bei der im Erprobungsfahrzeug verbauten Elektromaschine handelt es sich um eine Drehstrom-Asynchronmaschine. Wie der Name schon sagt, läuft bei der Asynchronmaschine das Drehfeld der Statorspulen nicht synchron zum Kurzschlussläuferrotor. Nur so kann sich im motorischen Betrieb ein Drehmoment im Rotor aufbauen. Vorteile der Asynchronmaschine sind neben dem einfachen Aufbau, die Robustheit, die praktische Wartungsfreiheit und vor allem auch der günstige Preis. Der Nachteil des höheren Schaltungs- und Steuerungsaufwandes wird somit gerne in Kauf genommen [46].

3.1.2.1.3 DC/DC-Wandler (DCDC)

Der DC/DC-Wandler stellt die Versorgungsspannung für das vorhandene 12V-Bordnetz, mittels einer möglichen bidirektionalen Gleichspannungs- zu Gleichspannungswandlung von der Traktionsbatterie, zur Verfügung. Bidirektional deswegen, da somit nicht nur ein Tiefsetzen der Spannung von der Traktionsbatterie, sondern auch ein eventuelles Hochsetzen der Spannung auf das Hochspannungsniveau der Traktionsbatterie erfolgen kann [34].

3.1.2.1.4 MT-Kühler

Der MT-Kühler dient dazu, den Teil der Abwärme, die an den MT-Komponenten entsteht, an die Umgebungsluft abzuführen. Diese Abwärme erwärmt das Kühlmittel, welches mittels der unter 3.1.2.1.5 beschriebenen MT-Pumpe über den MT-Kühler gefördert wird.

Entscheidend für die Leistungsanforderungen ist die Kühlermatrix (Rippen- zur Rohrgeometrie) [15].

Der hier verwendete MT-Kühler ist von der Dimensionierung der Abmessungen der zu erwartenden Kühlleistung angepasst.

3.1.2.1.5 MT-Pumpe

Im MT-Kühlmittelkreislauf kommt, wie auch schon im HT-Kühlmittelkreislauf, eine elektrische Pumpe zum Einsatz. Die MT-Pumpe kann somit auch im quasi-stationären Betrieb und dadurch kennfeld- und wirkungsgradoptimal, je nach erforderlichem MT-Kühlmittelstrom, betrieben werden.

3.1.3 LT-Kühlmittelkreislauf inkl. Kältemittelkreislauf (Version v5.1c)

Der in Abbildung 14 dargestellte LT-Kühlmittelkreislauf hat die Aufgabe, bei niedrigen Außentemperaturen ($\vartheta_{\text{Ambient}} < 25^\circ\text{C}$) die Traktionsbatterie auf idealem Temperaturniveau zu halten.

Um bei höheren Außentemperaturen die Grenzen der idealen Traktionsbatterietemperatur einzuhalten, ist in den LT-Kühlmittelkreislauf ein Kältemittelkreislauf integriert. Der Kältemittelkreislauf kühlt den LT-Kühlmittelkreislauf mittels eines sogenannten Chillers in einem Bypass-Kühlmittelzweig [6].

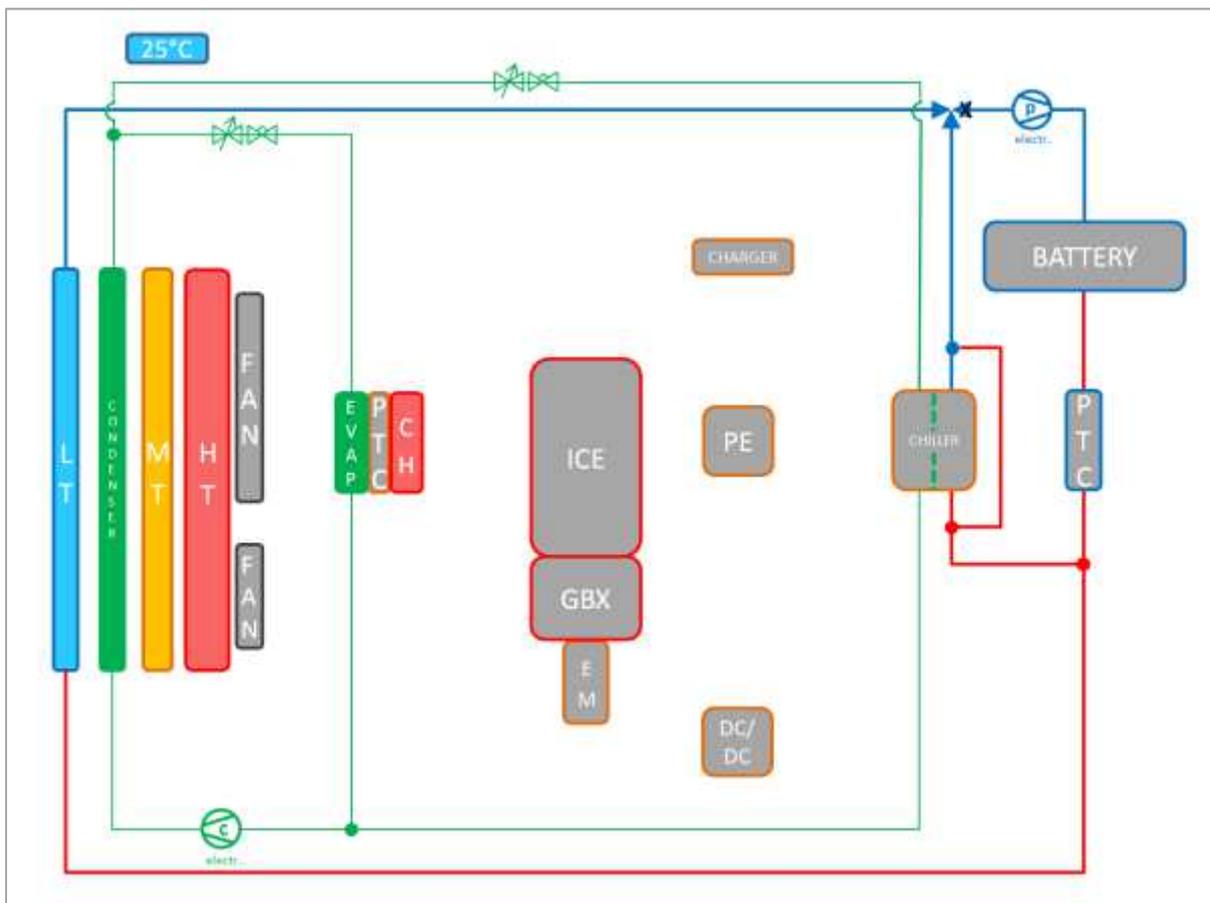


Abbildung 14: LT-Kühlerkonzept (Version v5.1c)

3.1.3.1 Komponenten LT-Kühlmittelkreislauf (Version v5.1c)

In Kapitel 3.1.3.1.1 bis 3.1.3.1.7 werden die Komponenten des LT-Kühlmittelkreislaufs beschrieben.

3.1.3.1.1 Traktionsbatterie

Die Traktionsbatterie, auch Hochvolt-, Hochleistungs- oder Hochenergiebatterie genannt, dient einerseits zum Speichern elektrischer Energie der Elektromaschine im generatorischen Betrieb (regeneratives Bremsen) oder der elektrischen Energie beim Plug-In-Laden aus dem Stromnetz, andererseits zum Abgeben von elektrischer Energie beim motorischen Betrieb der Elektromaschine [13].

An die in diesem Projekt verwendete Lithium-Ionen-Traktionsbatterie werden hohe Ansprüche in Sachen Energieinhalt, Leistungs- und Ladefähigkeit, Lebensdauer sowie Wirkungsgrad gestellt. Eine Darstellung einer kühlmittelgekühlten Traktionsbatterie ist in folgender Abbildung 15 zu sehen.

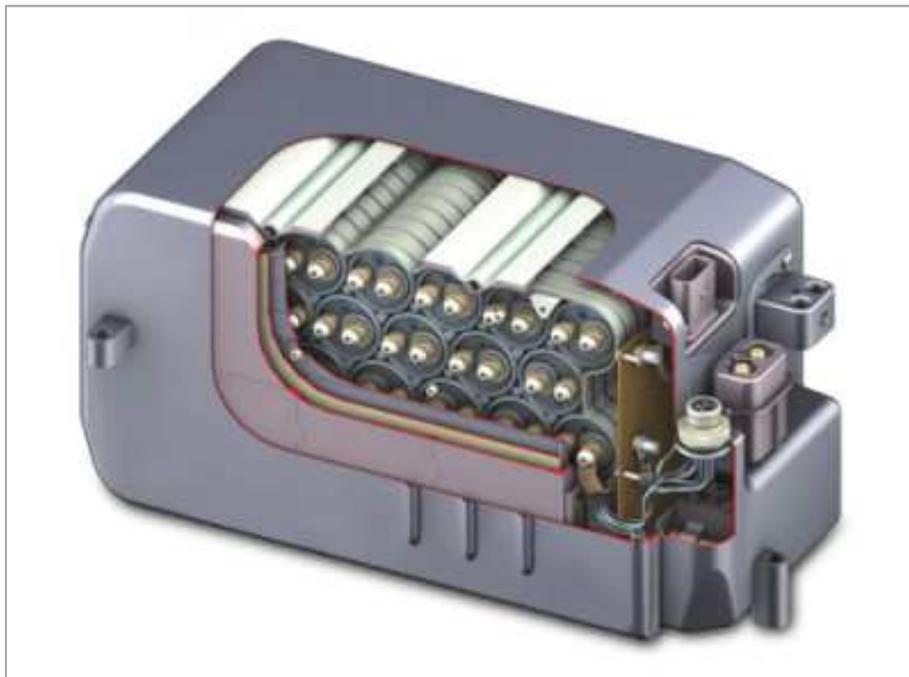


Abbildung 15: Beispiel für Lithium-Ionen-Traktionsbatterie [34]

Um die geforderte, unter 1.1 beschriebene, rein elektrische Reichweite zu erreichen, ist ein für Hybridfahrzeuge recht hoher Traktionsbatterieenergieinhalt notwendig. Der Batterieenergieinhalt ist wiederum proportional zum Batteriegewicht.

Wie unter 1.1 definiert, ist die für die entsprechenden Fahrleistungen notwendige mögliche abgegebene Traktionsbatterieleistung P_{Batt} ebenso limitiert (typischerweise $P_{\text{Batt}}=30\text{kW}$ bis 60kW), wie auch die geforderte Ladefähigkeit.

Bei der Lebensdauer einer Traktionsbatterie spricht man von zeitlichen, wegstreckenabhängigen sowie durchsatzabhängigen Berechnungen. Durchsätze von mehr als dem 10000fachen der nominellen Batteriespeicherkapazität sind bei heutigen

Traktionsbatterien mindestens zu erreichen. Nicht zuletzt wegen der sehr hohen Anschaffungskosten der Traktionsbatterie, ist eine hohe Lebensdauer zwingend [37].

Der Temperaturbereich für den Betrieb von Lithium-Ionen-Zellen liegt, der Literatur entsprechend, zwischen $\vartheta_{\text{Li-Ion}} = -40^\circ\text{C} \dots +60^\circ\text{C}$ [47].

Das optimale Betriebstemperaturfenster liegt wie in Abbildung 16 zu sehen, zwischen $\vartheta_{\text{Li-Ion_optimal}} = +25^\circ\text{C} \dots +30^\circ\text{C}$ [39]. Der Thermomanager für den LT-Kühlmittelkreislauf ist auf diesen Bereich eingestellt und steuert den Betrieb des LT-Kühlerzweiges bzw. den Betrieb des unter 3.1.3.1.6 beschriebenen sogenannten Chillers.

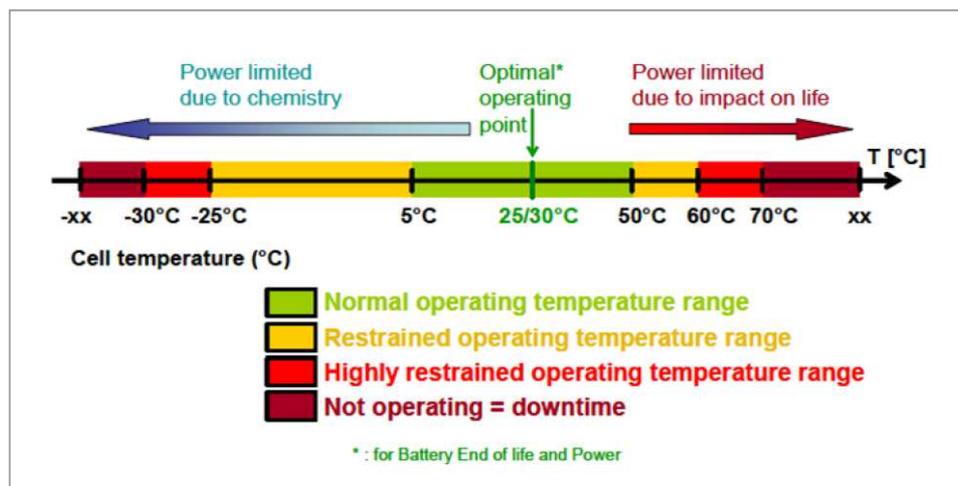


Abbildung 16: Optimales Betriebstemperaturfenster Lithium-Ionen-Batterien [39]

Entscheidend für die Leistungsfähigkeit und Lebensdauer einer Traktionsbatterie sind aber nicht nur die eigentliche Betriebstemperatur, sondern auch die Temperaturgradienten zwischen den einzelnen Batteriezellen bzw. den Batteriezellenverbänden (Batteriestacks) in alle Richtungen. Dies bedeutet, ist dieser Temperaturgradient zu hoch ($\Delta T_{\text{Zelle_zu_Zelle}} > 5\text{K}$), so schwindet in Summe die erwähnte Leistungsfähigkeit der Traktionsbatterie stark [4]. Umso wichtiger ist daher ein ausgezeichnetes Thermomanagement.

3.1.3.1.2 PTC-Heizer

Um die unter 3.1.3.1.1 beschriebene Traktionsbatterie bei tiefen Außentemperaturen zu konditionieren, ist ein elektrisches PTC-Widerstandsheizelement (positive temperature coefficient) notwendig. Bei dem verbauten PTC-Heizer, handelt es sich um einen PTC-Wasserheizer, welcher direkt in den Kühlmittelkreislauf eingebaut ist und das durchströmende Kühlmittel aufheizt [42].

3.1.3.1.3 LT-Kühler

Der LT-Kühler dient dazu, den Teil der Abwärme an die Umgebungsluft abzuführen, der an den MT-Komponenten entsteht. Diese Abwärme erwärmt das Kühlmittel, welches mittels der unter 3.1.3.1.5 beschriebenen LT-Pumpe über den unter 3.1.3.1.4 beschriebenen LT-2-Wege-Ventil zum LT-Kühler gefördert wird.

Der LT-Kühler hat identische funktionelle Anforderungen, wie der unter 3.1.2.1.4 beschriebene MT-Kühler.

3.1.3.1.4 LT-Umschaltventil

Beim LT-Umschaltventil handelt es sich um ein 2/3-Wege-Ventil, welches die Aufgabe hat, je nach Traktionsbatterietemperatur und dem dadurch folgenden, im Thermomanagement hinterlegten, Chillerbetrieb zwischen dem LT-Kühlwasserkühlerkreislauf und dem Chiller-Bypass-Kreislauf umzuschalten.

3.1.3.1.5 LT-Pumpe

Die LT-Pumpe hat identische funktionelle Anforderungen, wie jene unter 3.1.2.1.5 beschriebene MT-Pumpe. Da im LT-Kühlmittelkreislauf weniger Komponenten als im MT-Kühlmittelkreislauf verbaut sind, die Traktionsbatterie aber einen hohen hydraulischen Widerstand im Kühlmittelkreislauf aufweist, ist das gleiche Pumpenmodell wie unter 3.1.2.1.5 verbaut.

3.1.3.1.6 Chiller

Der Chiller im Bypass-Kühlmittelkreislauf ist für eine ausreichende Kühlung der Traktionsbatterie bei hohen Leistungsanforderungen sowie erhöhten Außentemperaturen ($\vartheta_{\text{Ambient}} > 25^{\circ}\text{C}$) zuständig.

Das Prinzip eines Chillers basiert auf dem eines Verdampfers im Kältemittelkreislauf und wird auch als Kühlmittel-Kältemittel-Wärmeübertrager bezeichnet. Das erwärmte, in den Chiller einströmende Kühlmittel, bringt das Kältemittel zum Verdampfen. Die dadurch dem Kühlmittel entzogene Wärme hat eine Verminderung der Temperatur des durchströmenden Kühlmittels zur Folge [15].

3.1.3.1.7 Chiller-Bypass

Der Chiller-Bypass besteht aus einem Bypass-Rohr mit einem definierten hydraulischen Widerstand. Mit diesem Bypass-Rohr ist es somit möglich, mittels der Pumpendrehzahl und dadurch letztendlich mit dem Kühlmittelmassenstrom, die Kühlmitteltemperatur im LT-Kühlmittelkreislauf zu regeln. Um ein Vereisen des sogenannten Chillers zu verhindern oder auch einen gepulsten Betrieb zu ermöglichen, ist der Kältemittelkreislauf des sogenannten Chillers mit einem Absperrventil ausgestattet. Dieses wird über den Klimaanlage-thermomanager geschaltet.

3.1.3.1.8 Kondensator

Der Kondensator des geschlossenen Kältemittelkreislaufs verflüssigt das verdampfte, vom Chiller kommende, Kältemittel durch Wärmeabgabe an die Umgebung. Die hohe Leistungsdichte der aus Flachrohren mit Wellrippen gefertigten Kondensatoren lässt geringe Bautiefen zu.

Der meist integrierte Sammler speichert Kältemittel für die verschiedensten Betriebspunkte des Kältemittelkreislaufs [15].

3.2 Vergleichskühl- und kältemittelkreislauf (Version vAVL bzw. vAVL2)

Beim Vergleichskühlmittel- bzw. Vergleichskältemittelkreislauf wird die Anzahl der Temperaturniveaus der Kühlmittelkreisläufe auf zwei festgelegt. Die Temperaturniveaus sind in Tabelle 4 ersichtlich und von den jeweiligen Temperaturverträglichkeiten der Komponenten im jeweiligen Kühlmittelkreislauf abhängig.

Tabelle 4: Temperaturniveaus Kühlmittelkreisläufe Version vAVL bzw. vAVL2

Beschreibung Kühlmittelkreislauf	mittleres Temperaturniveau ϑ [°C]
MTLT – middle/low temperature	45
HT – high temperature	90

Der Kältemittelkreislauf für die Traktionsbatterie- und Innenraumkonditionierung wird schematisch und funktionell im MTLT-Kreislauf implementiert.

Wie in Abbildung 17 ersichtlich, besteht der Kühlerverbund in der Fahrzeugfront aus zwei Kühlern und einem Kondensator. Im Speziellen sind die maßgeblichen Komponenten für die Kühlmittelkreislauf temperaturniveaus die VKM im HT- bzw. die Leistungselektronik und die Traktionsbatterie im MTLT-Kühlmittelkreislauf.

Die Reihenfolge der durch die Umgebungsluft angeströmten Kühler ist ebenso durch die Temperaturniveaus bestimmt. Beginnend beim Kondensator strömt die Umgebungsluft durch den MTLT-Kühler, um anschließend durch den HT-Kühler über die je nach Betriebstemperatur und Fahrgeschwindigkeit geregelten Kühlerlüfter, durch den Motorraum und den Fahrzeugunterboden abzufließen. Die eingebrachten maximalen Wärmeströme in einem Worst-Case-Szenario, die durch den Wirkungsgrad der einzelnen Bauteile in den Kühlkreisläufen gegeben sind, sind in Abbildung 17 schematisch dargestellt.

Das Kühlsystem wurde nach fahrzeugspezifischen Bauraumvorgaben, Komponentenübernahmen und einer gewissen Kosteneffizienz vom Projektpartner entworfen und muss den Anforderungen und Ansprüchen des täglichen Gebrauchs Genüge tun.

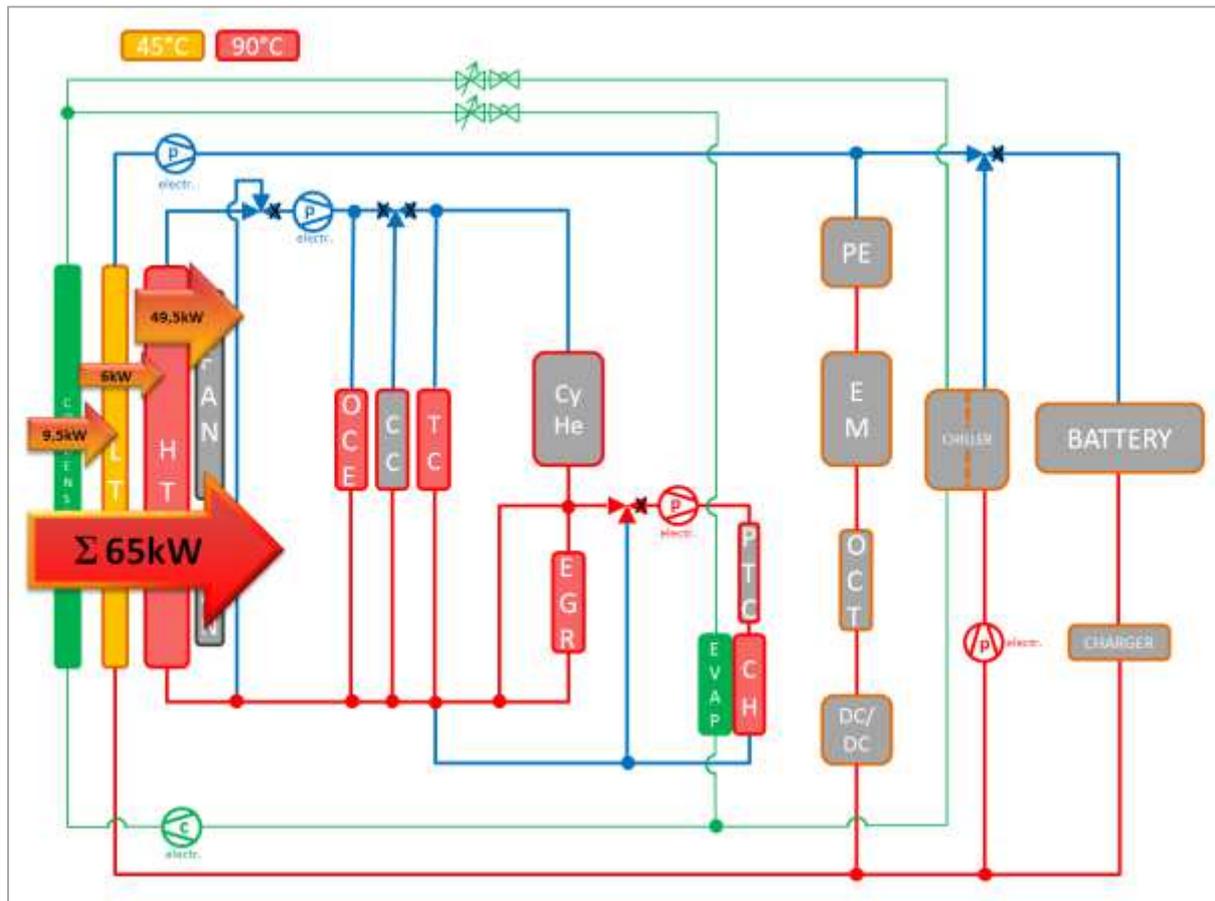


Abbildung 17: Verworfenes, vollständiges Kühlkonzept (Version vAVL)

In Abbildung 3 ist die zu Abbildung 17 beschreibende Legende, bezüglich der im Kühlsystem vorkommenden Temperaturniveaus, den Kühlmittel- und Kältemittelleitungen sowie den Kühlmittel- und Kältemittelförderaggregaten, dargestellt.

Die HT-Kühlmittelkreislaufkomponenten im Vergleichskonzept des Projektpartners, sind in sehr umfassender Ausführung vorhanden. So wird die zu kühlende VKM in Zylinderkopfkühlung (CyHe) und einem zuschaltbaren Kühlung des Kurbelgehäuses (CC) unterteilt. Ebenso sind ein Turbolader- (TC), ein Motoröl (OCE) sowie ein Getriebeölkühler (OCT) berücksichtigt.

Da im Zeitraum dieser Diplomarbeit noch keine detaillierten Daten und Erkenntnisse der Komponenten Abgasrückführungskühler (EGR), Kühler des Turboladers, Ölkühler der VKM sowie des Getriebeölkühlers vorhanden waren, konnten diese separaten Komponenten nicht in die Simulation übernommen bzw. miteingebunden werden. Die abgegebenen Wärmen dieser nicht berücksichtigten Komponenten sind den eigentlichen Wärmequellen zugerechnet (EGR-, TC- und OCE-Wärmen an CyHe- und CC-Wärmen, sowie OCT- an die EM-Wärme). Die Beschreibung der nicht berücksichtigten, also nunmehr optionalen Komponenten, ist in den jeweiligen Kühlmittelkreislaufbeschreibungen vorhanden.

Das nun in dieser Diplomarbeit angepasste und in der Simulation umgesetzte Vergleichskühlsystem ist in Abbildung 18 ersichtlich.

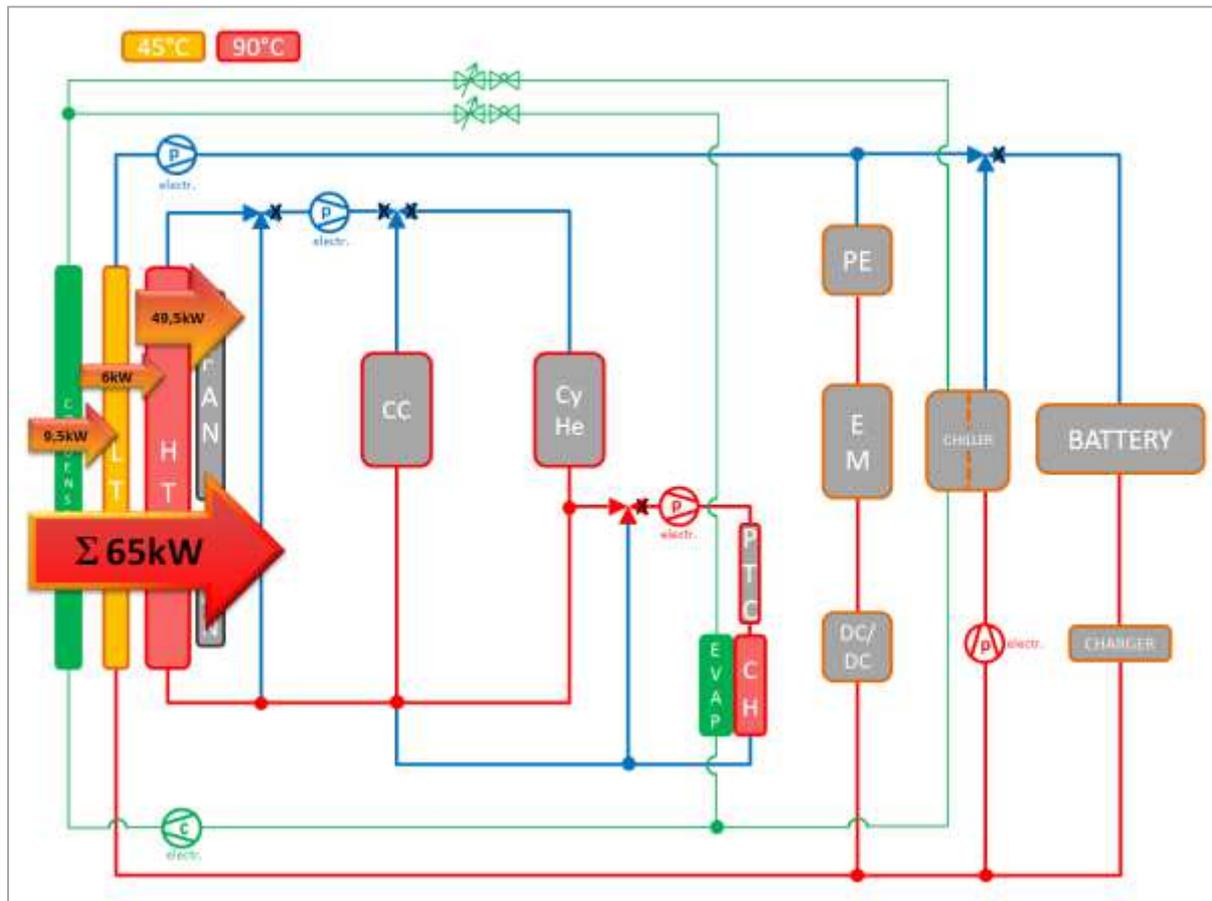


Abbildung 18: Angepasstes, vollständiges Kühlkonzept (Version vAVL2)

3.2.1 HT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2)

In der Version vAVL2 des HT-Kühlmittelkreislaufs wird die VKM in Zylinderkopf (CyHe) und Kurbelgehäuse (CC) unterteilt.

Das Thermostatventil regelt je nach Kühlmitteltemperatur die Bypass- zur Kühlerdurchflussmenge. Auf die Darstellung eines benötigten Ausgleichsbehälters wird verzichtet.

Wie in Abbildung 19 zu sehen, strömt das verwendete Wasser-Ethylenglykol-Kühlmittelgemisch, nach der erfolgten Druckerhöhung durch die angesprochene elektrische HT-Pumpe, parallel in den Zylinderkopf sowie nach dem Warmlauf durch das Kurbelgehäuse. Letzterer Vorgang, der auch als „split cooling“ bezeichnet wird, dient zur Minimierung von HC- und CO-Emissionen während des Warmlaufs der VKM [15].

Um im rein elektrischen Betrieb des Fahrzeugs ein heizen des Fahrzeuginnenraums zu ermöglichen, sind ein zweiter Kühlmittelkreislauf mit PTC-Wasserheizer und ein Innenraumheizer (CH) im HT-Kühlmittelkreislauf implementiert. Dies hat den Vorteil, dass bei VKM-, gemischten und rein elektrischen Betrieb Heizen möglich ist, sowie beim Rekuperieren über den PTC-Heizer überschüssige elektrische Energie genutzt werden kann.

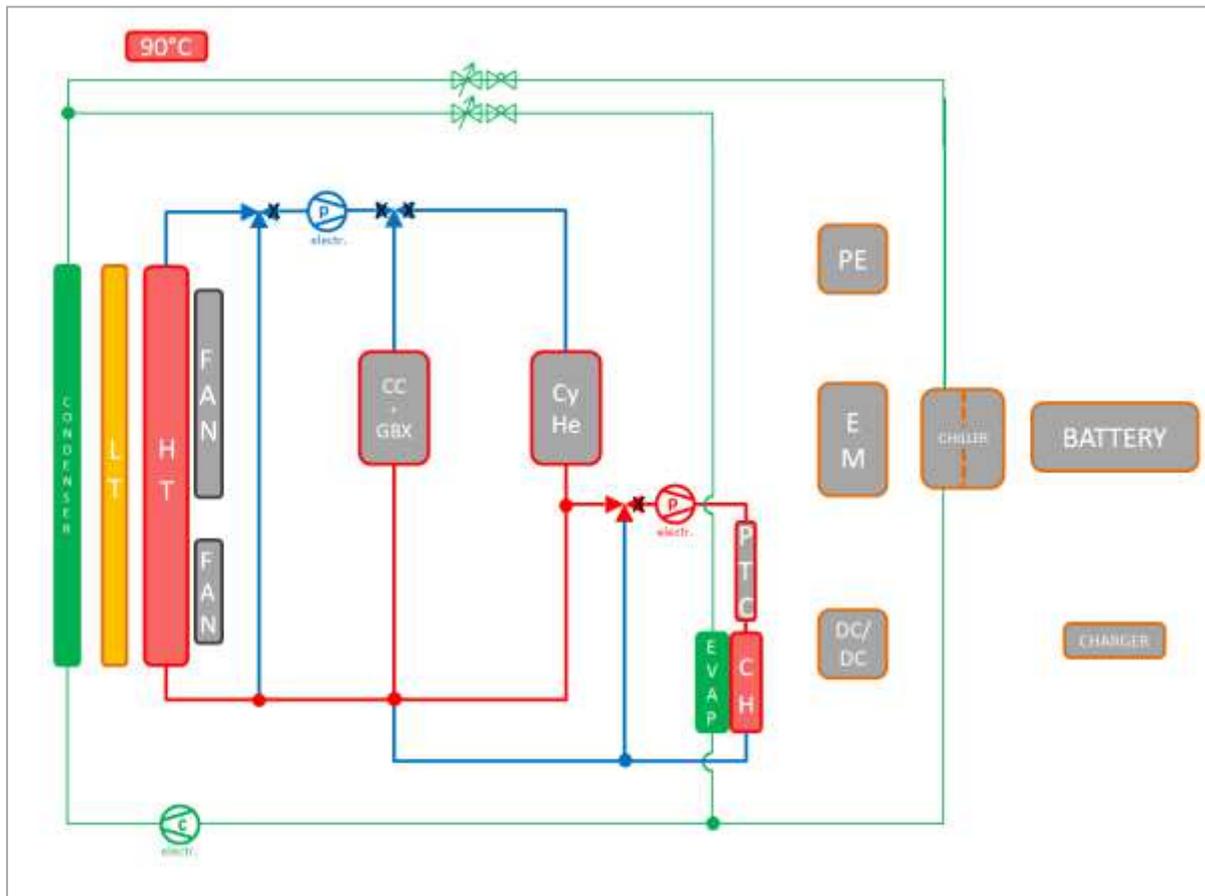


Abbildung 19: HT-Kühlkonzept (Version vAVL2)

3.2.1.1 Komponenten HT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2)

In Kapitel 3.2.1.1.1 bis 3.2.1.1.5 werden die zusätzlichen bzw. veränderten Komponenten zu dem HT-Kühlmittelkreislaufsystems der Version v5.1c unter Kapitel 3.1.1.1 beschrieben.

3.2.1.1.1 Zylinderkopfkühlung (CyHe)

Durch eine getrennte Durchströmung von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse lassen sich in modernen VKM Absenkungen der CO- und HC-Emissionen, sowie auch Kraftstoffeinsparungen, erzielen. Bei diesem „split-cooling“ wird in der Aufwärmphase, also nach dem Kaltstart, nur der Zylinderkopf gekühlt. In dieser Phase werden also die Zylinderlaufflächen im Brennraum der VKM und somit der dortige Schmierölfilm schneller erwärmt. Das dadurch rascher erwärmte Schmieröl hat direkten Einfluss auf die Reibleistung der VKM und somit auch auf den Kraftstoffverbrauch in der Aufwärmphase [15].

3.2.1.1.2 Kurbelgehäusekühlung (CC)

Das in Kapitel 3.2.1.1.1 beschriebene Verfahren des „split coolings“ ist der Grund für eine separate Kurbelgehäusekühlung. Innerhalb der thermischen Grenzen der optimalen Kurbelgehäuse- bzw. Öltemperatur, also vor allem nach dem Kaltstart der VKM, ist dieser Kühlzweig mittels eines Absperrventils stillgelegt.

3.2.1.1.3 Motorölkühler der VKM (OCE) (nicht in Simulation berücksichtigt)

Motorölkühler kommen dann zum Einsatz, wenn die über die Ölwanne der VKM abgegebene Wärme an die Umgebung nicht mehr ausreicht, um das Motoröl im optimalen Temperaturfenster zu halten. Die überwiegend aus Aluminium gefertigten Motorölkühler, sind meist Öl-Kühlmittel-Wärmeübertrager in Stapelscheibenbauweise. Um sich lange Ölleitungen zu ersparen, sind Motorölkühler immer nahe der VKM platziert [15].

3.2.1.1.4 Kühler für Turbolader (nicht in Simulation berücksichtigt)

Moderne, hochaufgeladene PKW-Ottomotoren haben aufgrund der sehr hohen Abgastemperaturen einen wassergekühlten Abgasturbolader verbaut, um die Betriebstemperaturen in gewissen Grenzen zu halten. Zusätzlicher Vorteil dieser Kühlungsart ist eine mögliche Kühlung nach dem Abstellen der VKM, was die Lebensdauer des Abgasturboladers erhöht.

Abbildung 20 zeigt ein Schnittmodell eines modernen Abgasturboladers mit Ölschmierung und Wasserkühlung.

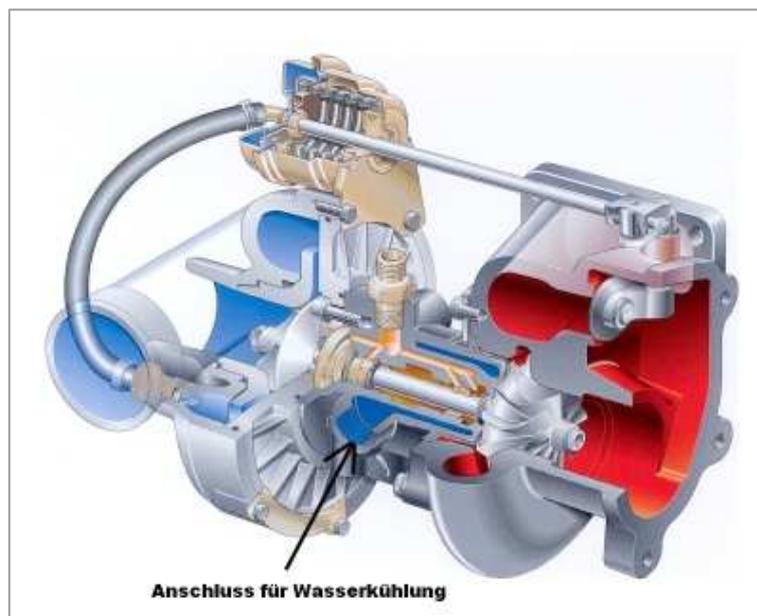


Abbildung 20: Schnittmodell eines wassergekühlten Abgasturboladers [10]

3.2.1.1.5 Abgasrückführungskühler (EGR-Kühler) (nicht in Simulation berücksichtigt)

Abgasrückführungskühler dienen zur Temperatursenkung des rückgeführten Abgases. Abgasrückführung, welche zur Inertgaserhöhung in der Zylinderladung führt, wird bei luft- oder gemischansaugenden VKM zur Absenkung der Stickoxidbildung und zur Verminderung der Drosselverluste im Teillastbereich betrieben [21].

Abgasrückführungskühler sind sehr hohen Temperaturen und Beanspruchungen durch Korrosion ausgesetzt und werden daher meist aus Edelstahl gefertigt. Die stoffschlüssigen Verbindungen der Rohrbündel werden durch Laserschweißen oder Nickellöten bewerkstelligt [15].

3.2.2 MTLT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2)

Der in der Version vAVL2 entworfene kombinierte MTLT-Kühlmittelkreislauf ist, wie in Abbildung 21 zu sehen, für die Abgabe der Abwärmen der Leistungselektronik PE, der Elektromaschine EM und DC/DC-Wandlers an die Umgebung zuständig. Die Reihenfolge dieser Serienschaltung ist durch die komponentenseitigen Temperaturempfindlichkeiten, sowie deren abgegebene Wärmeströme, vorgegeben. Ein parallel dazu liegender Kühlkreislauf ist für die Kühlung der Traktionsbatterie bei niedrigen Außentemperaturen ($\vartheta_{\text{Ambient}} < 25^\circ\text{C}$) bzw. zur Kühlung des Chargers im stationären Lademodus zuständig. Wie in Abbildung 21 zu sehen, strömt das verwendete Wasser-Ethylenglykol-Kühlmittelgemisch, nach der erfolgten Druckerhöhung mittels der elektrischen MTLT-Pumpe, durch die vorhin angeführten Komponenten. Bei höheren Außentemperaturen leitet ein elektronisches 2/3-Wege-Ventil den Kühlmittelfluss des Traktionsbatteriebypasses über den Chiller. Dieser nun autarke Kühlmittelkreislauf ist nun alleinig für die Kühlung der Traktionsbatterie mittels einer separaten Pumpe und des erwähnten Chillers in Kombination mit dem Kältemittelkreislaufes, zuständig [6].

Der Chiller selbst kommt hier, im Gegensatz zu dem in der Version v5.1c unter 3.1.3.1.7 vorgestellten Konzept, ohne Chiller-Bypass aus. Die Kühlleistung des sogenannten Chillers ist in diesem Konzept vom Kältemittelmassenstrom und von der Drehzahl der elektrischen Chiller-Pumpe abhängig.

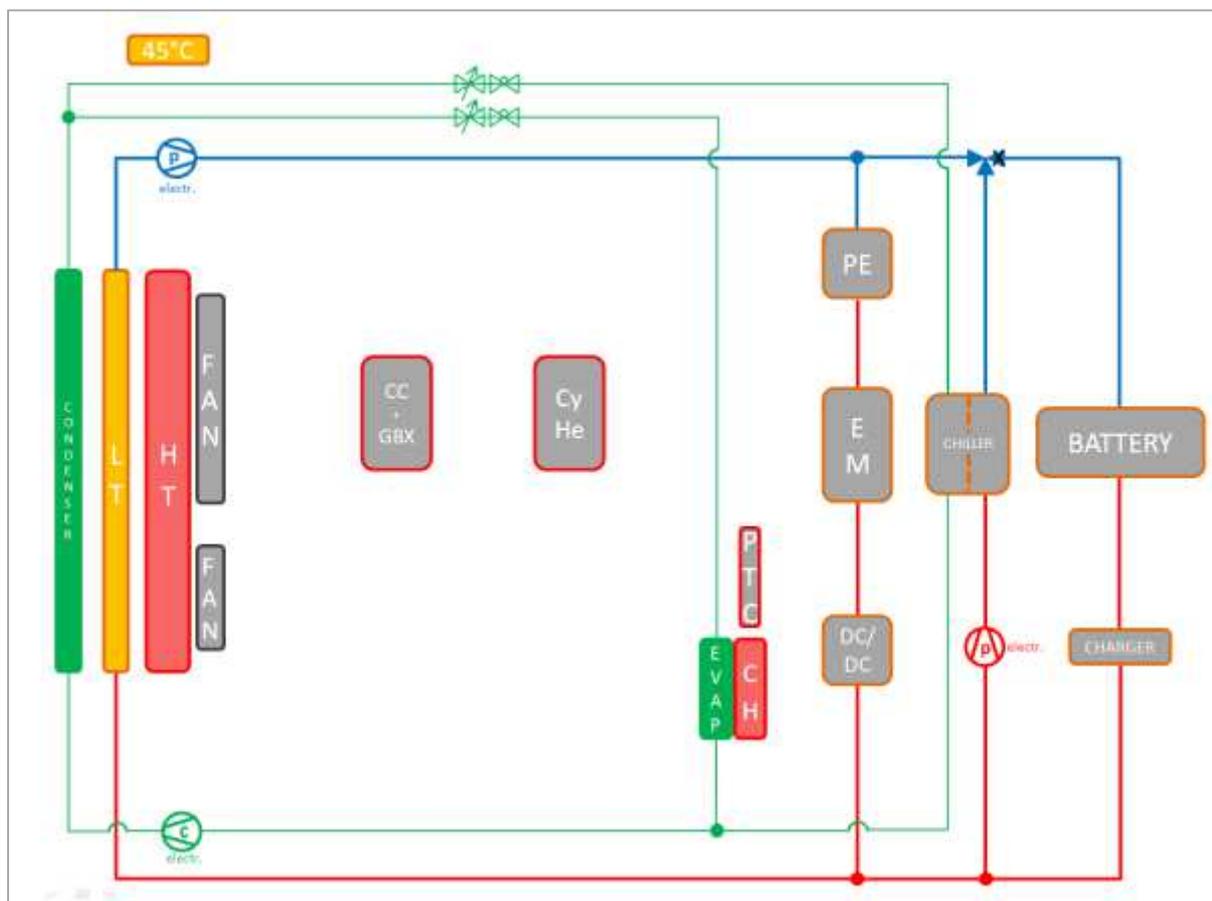


Abbildung 21: MTLT-Kühlkonzept (Version vAVL2)

3.2.2.1 Komponenten MTLT-Kühlmittelkreislauf (Version vAVL2)

In folgenden Kapiteln 3.2.2.1.1 und 3.2.2.1.2 werden die zusätzlichen bzw. veränderten Komponenten zu den MT- bzw. LT-Kühlmittelkreislaufkonzepten der Version v5.1c unter Kapitel 3.1.2.1 bzw. 3.1.3.1 beschrieben.

3.2.2.1.1 Getriebeölkühler (OCT) (nicht in Simulation berücksichtigt)

Ein optionaler Getriebeölkühler sorgt für eine optimale Getriebeöltemperatur. Gängige Varianten sind in einer länglichen Bauform als flachrohrige Öl-Wasser-Kühler ausgeführt [15].

3.2.2.1.2 Charger

Das im Erprobungsfahrzeug verbaute Ladegerät (Charger) zum Plug-In-Laden der Traktionsbatterie beim Fahrzeugstillstand, ist aufgrund der hohen nominellen elektrischen Leistung (siehe Tabelle 1) mit Anschlüssen zur Kühlung mittels Kühlmittel ausgestattet und im MTLT-Kühlmittelkreislauf integriert. Die Abwärme wird über den MTLT-Kühler an die Umgebung abgegeben.

4 Simulation

In Kapitel 4 werden vorerst die verwendete Simulationssoftware, sowie die Herangehensweise an die Aufgabenstellung beschrieben.

Der Hauptteil dieser Diplomarbeit befasst sich mit der Bildung und Entwicklung von realitätsnahen Simulationsmodellen der Kühlkreislaufkomponenten und der Erstellung zweier unterschiedlicher Gesamtkühlsystemmodelle.

Die daraus erhaltenen Simulationsergebnisse, sowie die Auswertungen werden in Kapitel 5 ausgearbeitet.

4.1 Simulationssoftware

Zur Umsetzung der Simulation werden zwei Simulationstools verwendet.

Für die Simulation der Kühlkreislaufsysteme, welche die thermischen, hydraulischen und luftseitigen Netzwerke, sowie die Thermomanager beinhalten, wird MathWorks MATLAB/Simulink® verwendet.

Für die Simulation des Gesamtfahrzeuges, der Fahrzyklus- und Fahrermodelle wird vom Projektpartner AVL CRUISE empfohlen.

4.1.1 MathWorks MATLAB/Simulink®

Die verwendete Simulationssoftware MathWorks MATLAB/Simulink® ist ein sehr umfangreiches und weit verbreitetes Simulationstool zur numerischen Berechnung, sowie graphischen Visualisierung und Skriptprogrammierung, u.a. im Bereich der Regelungstechnik, Mechanik, Physik und Elektrotechnik. Der Name leitet sich aus Matrizen Laboratorium ab, da intern Matrizen und deren Rechnung als Basis dienen. Die hier hauptsächlich verwendete, auf MATLAB® basierende Benutzeroberfläche Simulink® ermöglicht eine sehr übersichtliche und graphische Modellierung und Simulation komplexer Funktionen und Systeme [2].

4.1.1.1 Modelle, System, Subsysteme

Um eine gewisse Übersichtlichkeit und Abgrenzung des erstellten Simulationsmodells zu erreichen, sind die verschiedenen Modellebenen in Simulink® von großem Vorteil. Dadurch besteht die Möglichkeit, ein komplexes Simulationsmodell in verschiedene Teilsysteme (Subsysteme) zu zerlegen bzw. aufzuteilen und somit eine Art Baumstruktur einzuführen, um die Übersichtlichkeit zu bewahren. Die Navigation mittels des implementierten Model Browsers stellt diese Baumstruktur verständlich dar. Die Verwendung von Signalführungen, also sogenannten Bussen oder Bussystemen zwischen den verschiedenen System- und Subsystemebenen, begünstigt die Bedienung und wirken sich ebenso positiv auf die Übersichtlichkeit aus [2].

4.1.1.2 Simulations- bzw. Konfigurationsparameter, Solver

Vor dem Start der Simulation ist es notwendig die Simulations- und Konfigurationsparameter, dem Model angepasst, einzustellen. Zu diesen Einstellungen gehören etwa die gewünschte Dauer der Simulation t_{Sim} oder auch die Auswahl des Solvers (numerischer Algorithmus) [2].

Aufgrund des instationären Verhaltens der vorliegenden Problemstellung, wird ein Solver mit variabler Integrationsschrittweite (variable-step solver) für die numerische Lösung der Differentialgleichungen gewählt.

Der gewählte Solver mit variabler Zeitschrittweite für beide Kühlmittelkreislaufmodelle ist ode45 Dormand-Prince (ordinary differential equation, based on explicit Runge-Kutta 4,5 formula). ode45 ist also ein Einschritt-Algorithmus für Anfangswertprobleme gewöhnlicher Differentialgleichungen, beruhend auf einem Paar expliziter Runge-Kutta-Formeln (dem Dormand-Prince-Formelpaar) mit mittlerer Konvergenzordnung 4 und 5. Einschrittverfahren bedeutet, dass die Berechnung des Werts von $y(t_n)$ unmittelbar auf dem vorhergehenden Wert $y(t_{n-1})$ beruht [49].

Die für die numerische Lösung der Differentialgleichungen notwendigen Anfangsbedingungen, zur Beschreibung des Zustands der Variablen im Rechengebiet, sowie die vorgegebenen Randbedingungen an den Ein- und Austritten, sind in den vorliegenden, instationären Fällen von entscheidendem Einfluss auf die Lösung selbst und die benötigte Rechenzeit [1].

4.1.2 AVL CRUISE

AVL CRUISE ist die verwendete Software für den Antriebsstrang auf Systemebene.

Dieses oberflächenbasierte MKS-Softwaretool (Mehrkörpersimulation) mit modularem Aufbau bietet eine Vielzahl an Bauteil- und Komponentenmodellen für die Modellierung von Gesamtfahrzeugmodellen.

AVL CRUISE gestattet nicht nur die Simulation des Fahrzeugs, sondern zusätzlich auch die Abbildung von Fahrzyklen und -verläufen sowie Fahrermodellen [43].

4.1.3 Verknüpfung Simulationssoftware

Die beiden, unter 4.1.1 und 4.1.2 beschriebenen Simulationstools, werden mittels Co-Simulation, also einer voneinander abhängigen Simulation, bei der ein Datenaustausch während des Simulationsablauf über Schnittstellen zwischen den beiden Simulationstools stattfindet, umgesetzt [16]. Eine Darstellung der Verknüpfung ist in Anhang 10 bzw. Anhang 17 abgebildet.

4.2 Modellierung des Erprobungsfahrzeuges

Wie in der Aufgabenstellung unter 1.3 beschrieben, ist die Auslegung des Fahrzeug-, Fahrer- bzw. Fahrzyklusmodells und der HCU (hybrid control unit) nicht Umfang dieser Diplomarbeit. In folgenden Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.3 wird informativ auf diese Modelle eingegangen.

4.2.1 Modell des Hybridfahrzeuges

Das vom Projektpartner zur Verfügung gestellte Modell des Erprobungsfahrzeuges, ist im AVL CRUISE Format abgebildet. Es vereint die Modelle der physischen Fahrzeugkomponenten, die dynamischen Modelle der bewegten Komponenten, die hinterlegten Betriebsstrategien der HCU, sowie das Fahrer- und Fahrzyklusmodell.

In Abbildung 22 ist ein Modellierungsbeispiel eines solchen Parallelhybridfahrzeugkonzepts dargestellt.

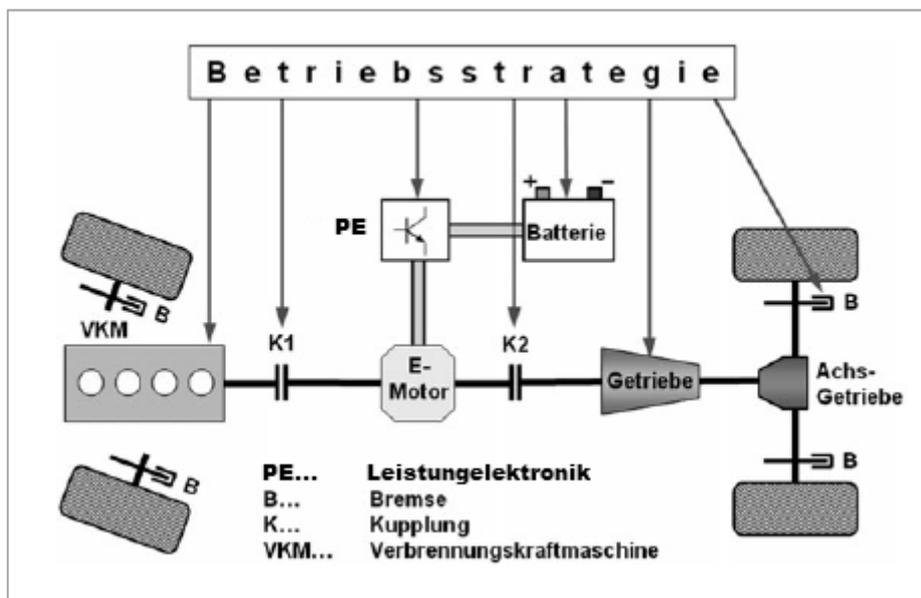


Abbildung 22: Modellierungsbeispiel Parallelhybrid [15]

Das zur Verfügung gestellte AVL CRUISE Modell des Erprobungsfahrzeuges ist in Abbildung 23 dargestellt.

Aus den in Kapitel 3.2 beschriebenen Gründen, des sehr frühen Projektstadiums und -fortschritts, sind von den für die in Simulink® notwendigen Komponenten nur die VKM, die Elektromaschine, die Leistungelektronik, die Traktionsbatterie, sowie der DC/DC-Wandler im Fahrzeugmodell impliziert.

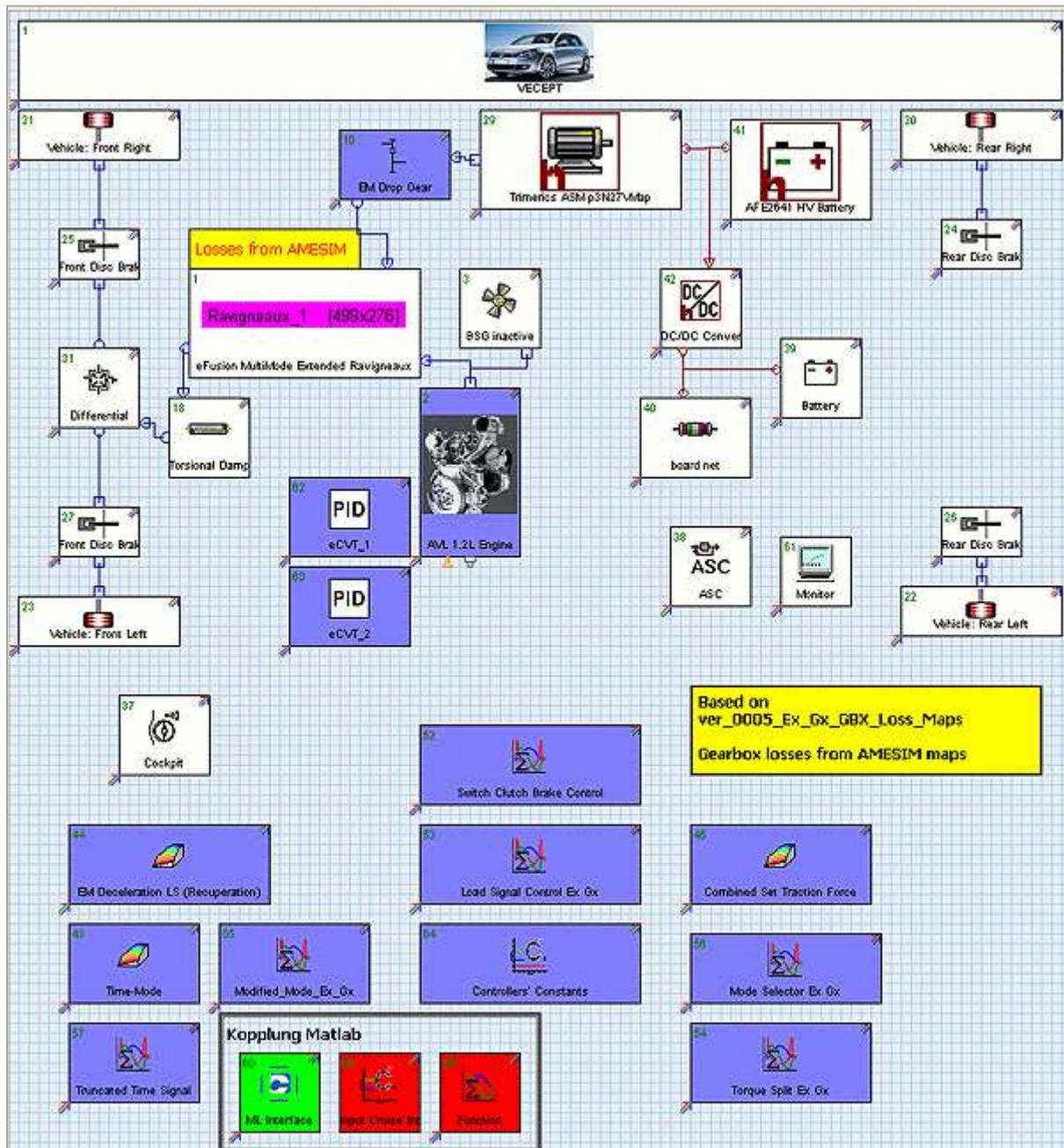


Abbildung 23: AVL CRUISE Modell für das Erprobungsfahrzeug

Wie in Abbildung 23 zu sehen, gibt es in AVL CRUISE drei Arten von Verbindungen zwischen den einzelnen Komponenten. Blaue Linien repräsentieren mechanische Verbindungen, wie zum Beispiel zwischen der VKM und dem automatisierten Getriebe namens eFusion. Elektrische Verbindungen werden durch rote Linien gekennzeichnet. Ein Beispiel dafür wäre die elektrische Verbindung zwischen Traktionsbatterie und DC/DC-Wandler. Die dritte Art von Verbindungen sind Signalführungsverbindungen zwischen den Komponenten [48]. Diese Signalführungsverbindungen werden in Abbildung 23 nicht angezeigt.

4.2.2 Modelle des Fahrzyklus

Es stehen zwei Fahrzyklusmodelle für die Simulation zur Verfügung. Einerseits ein in AVL CRUISE hinterlegter Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ), andererseits eine für die thermische Betriebssicherheit hinterlegte konstante Bergfahrt.

4.2.2.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus

Bei dem in der Simulation verwendeten, in AVL CRUISE hinterlegten, Fahrzyklusmodell handelt es sich um den Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) oder auch New European Driving Cycle (NEDC) genannt.

Dieser genormte Fahrzyklus dauert $t_{\text{NEFZ}}=1180\text{s}$ und besteht im Wesentlichen aus einem ersten Teil im Stadtzyklus und einem zweiten im außerstädtischen Bereich [24].

In Abbildung 24 ist der NEFZ in einem Fahrgeschwindigkeits-Zeit-Diagramm dargestellt.

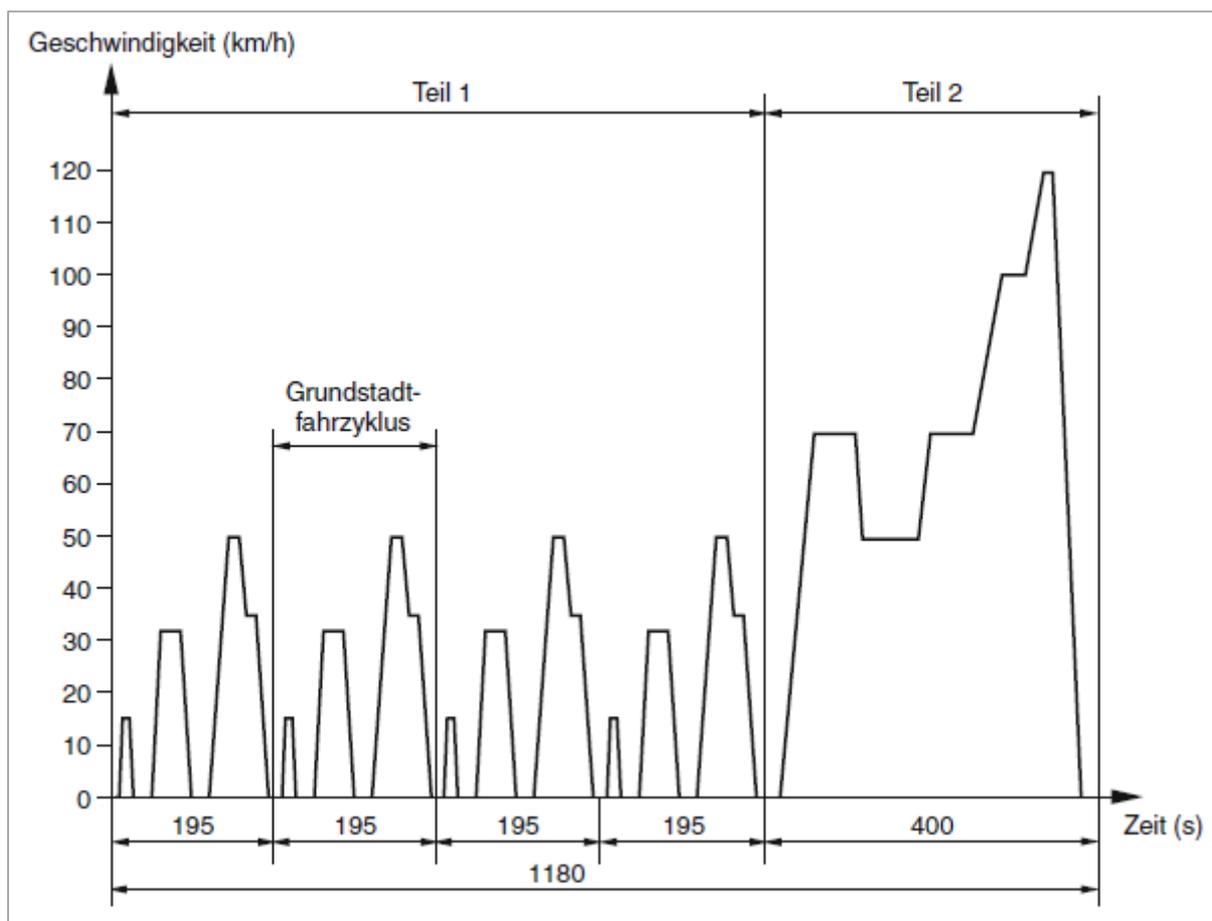


Abbildung 24: Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) [15]

Das in AVL CRUISE hinterlegte HCU-Modell (hybrid control unit) ist, dem frühen Projektstatus entsprechend, nicht beeinflussbar. Der NEFZ wird also mit einer statisch hinterlegten HCU-Betriebsstrategie durchfahren.

4.2.2.2 Bergfahrt

Das für die thermische Absicherung notwendige Fahrmodell der Bergfahrt, wurde ebenso

statisch hinterlegt. Ausgehend von einem unter 4.6 beschriebenen Warmstart, wird eine $t_{\text{Bergfahrt}}=600\text{s}$ durchgeführt. Dabei werden die Wärmeströme, der für das Kühlsystem relevanten Verlustleistungen von VKM, EM, PE, DCDC und Batterie, vorgegeben.

4.2.3 Modell der HCU (hybrid control unit)

Mit den zwei, in einem Parallelhybridfahrzeug vorhandenen Energiequellen und -wandlern, sind für den Betrieb des Fahrzeuges mehrere Freiheitsgrade beim Einsatz der Komponenten im Antriebsstrang möglich. Zudem kommen noch die diversen örtlichen und gesetzlichen Gegebenheiten, sowie vor allem auch die kundenspezifische Fahrweise.

Die folgenden, in Tabelle 5 dargestellten, Betriebszustände sind von der HCU bei einem parallelen Hybridkonzept zu verwalten.

Tabelle 5: HCU Betriebszustände [15]

Fahrzeugstillstand	
Traktionsbatterie laden	Traktionsbatterie wird im Fahrzeugstillstand geladen.
Motor aus, Start/Stop	Fahrzeug befindet sich im Stillstand und alle Antriebsaggregate sind abgeschaltet.
Lastpunktanhebung	VKM lädt bei Fahrzeugstillstand die Traktionsbatterie.
Während der Fahrt	
Rekuperation (regeneratives Bremsen)	Fahrzeug wird durch generatorischen Betrieb der Elektromaschine gebremst und lädt dadurch die Traktionsbatterie.
Lastpunktanhebung	VKM erzeugt mechanische Energie zum Fahren sowohl als auch zum Laden der Traktionsbatterie durch Generator.
Elektrisches Fahren und Sonderfall Segeln	Fahrzeugantrieb erfolgt nur durch Elektromotor. Beim Segeln erfolgt auch kein Antriebsmoment über Elektromotor.
Boosten	Unterstützung der VKM erfolgt durch Elektromotor.
Reiner VKM-Betrieb	Antrieb erfolgt ausschließlich über VKM.

Wie in 4.2.2.1 erwähnt, ist die in der HCU hinterlegte Betriebsstrategie statisch vorgegeben. Folglich sind die Einsätze der VKM und der Elektromaschine bei diesem Fahrzyklusmodell in AVL CRUISE nicht beeinflussbar.

4.3 Modellierung der Kühl- und Kältekreisläufe

In Kapitel 4.3 wird die Modellierung der Kühl- und Kältekreisläufe beschrieben.

Ausgehend von einer in Kapitel 3 durchgeführten vereinheitlichten Darstellung der beiden Kühlkreislaufsysteme (Version v5.1c und Version vAVL2), welche aufgrund der beschriebenen thermischen, bauraumbedingten und komponentenspezifischen Ausgangssituation entstanden sind, wird nun auf die Überleitung in das Simulationstool eingegangen.

Die Modellierungen der Kühl- und Kältekreisläufe mit den beinhalteten thermischen, hydraulischen und luftpfadseitigen Netzwerken, welche dann die Subsysteme des Gesamtmodells darstellen, werden in einer unkomplizierten und rechenzeiteffizienten Art und Weise erstellt und umgesetzt und möglichst realitätsnahe Ergebnisse zu liefern.

In Anhang 13 und Anhang 20 sind die erstellten Subsystemmodelle der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2, der thermischen, luftseitigen und hydraulischen Netzwerke, sowie das Klimaanlagemodell, übersichtlich dargestellt.

4.3.1 Modelle des thermisches Netzwerks

Die Gleichungen, für die durch Verbrennung oder elektrische Verluste in den Kühlmittelkreislauf wärmeeinbringenden Komponenten, werden in der Modellierung des thermischen Netzwerks gelöst. Zudem werden auch die Gleichungen für den Transport der Wärmen durch die Fluidströmungen von Kühlmittel und Luft, sowie auch die Wärmeübertragung in und von den Komponenten in die Modelle eingebunden [48].

4.3.1.1 Modellierung der Punktmassen

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik, ändert sich die Energie eines abgeschlossenen Systems durch prozessbedingte, zu- oder abgeführte Energien über dessen Systemgrenze [3].

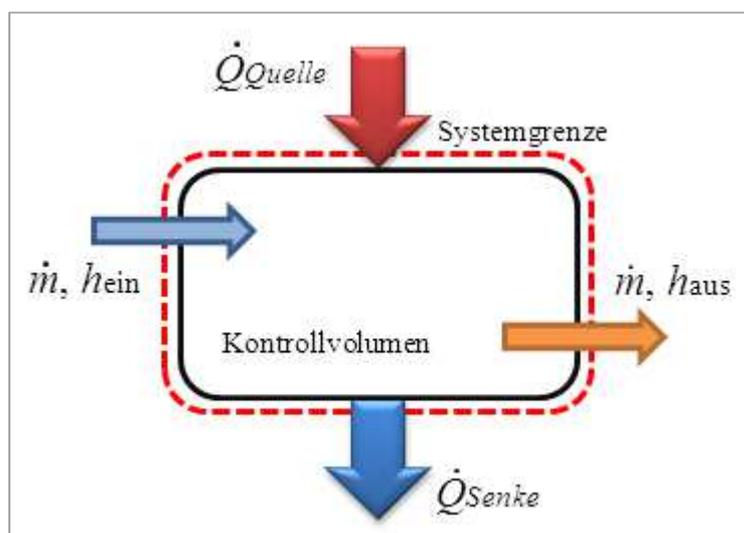


Abbildung 25: Prozessbedingte, zu- und abgeführte Energien über Systemgrenze

Erfährt eine Punktmasse eine Temperaturänderung, so kann dies mit Hilfe der Energieerhaltungsgleichung (auch Energiebilanzgleichung genannt), wie in Differentialgleichung (4-1) dargestellt, beschrieben werden.

$$\dot{Q}_{12} + \sum_{i=1}^n (\dot{Q}_{\text{Quellen}_i} - \dot{Q}_{\text{Senken}_i}) = mc_m \frac{dT}{dt} \quad (4-1)$$

$$\text{mit } \dot{Q}_{12} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}c_m(T_2 - T_1)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{12} wird mittels Enthalpiestrom über die Systemgrenzen zu- bzw. abgeführt. Die Wärmeströme der Quellen \dot{Q}_{Quellen} sind jene der Abwärmen von Verbrennung bzw. der elektrischen Verluste. Die Wärmeströme der Senken \dot{Q}_{Senken} werden von den Kühlern an die Umgebung abgegeben.

4.3.1.1.1 Strukturmasse

Bei Speicherung von thermischer Energie in ein Bauteil bzw. einen Festkörper, ist der konduktive Wärmeübergang, also die Wärmeleitung, maßgeblich [30].

Bei der Strukturmasse ist nicht die Temperaturverteilung, sondern die mittlere Temperaturänderung im Bauteilkörper von Interesse. Da die äußere Wärmeübergangszahl kleiner ist, als die im Bauteilkörper – es handelt sich also um eine kleine Biot-Zahl Bi (Bi entspricht dem Verhältnis der äußeren zur inneren Wärmeübergangszahl eines Körpers) – kann für die Berechnung des Wärmestroms \dot{Q}_{12} der Mittelwert zwischen der aktuellen Punktmassen- und der Initialisierungstemperatur angenommen werden [9].

Ausgehend von der unter (4-1) beschriebenen Energieerhaltungsgleichung erhält man nun folgende Gleichung (4-2) für den Wärmestrom an der Strukturmasse.

$$\frac{\dot{Q}_{12}}{m_{\text{struct}}c_{m,s}} = \frac{dT_{\text{pm}}}{dt} \quad (4-2)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{Q}_{12}}{m_{\text{struct}}c_{m,s}} dt = \int_{t_1}^{t_2} dT_{\text{pm}} \quad (4-3)$$

Somit kann das Modell der Strukturmasse, bei entsprechender Umformung der Gleichung (4-3) wie in Abbildung 26 zu sehen, dargestellt werden. Als Modellinitialisierungsparameter werden in den Parametern des Modellblocks die Initialisierungstemperatur T_{init} und Masse der Struktur m_{struct} definiert.

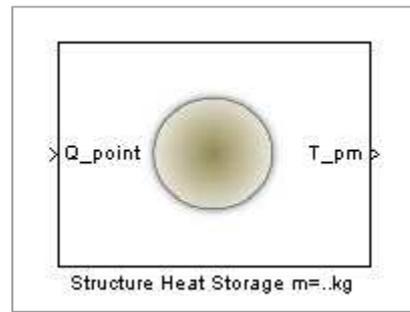


Abbildung 26: Modell der Strukturmasse

4.3.1.1.2 Kühlmittelmasse

Die in Abbildung 27 dargestellte Kühlmittelmasse veranschaulicht, nach der Ableitung der Gleichung (4-1) jenen Kühlmittelmassenfluss, der in das Kontrollvolumen also Bauteil bzw. Kühler einströmt und somit den Wärmestrom ab- bzw. zuführt.

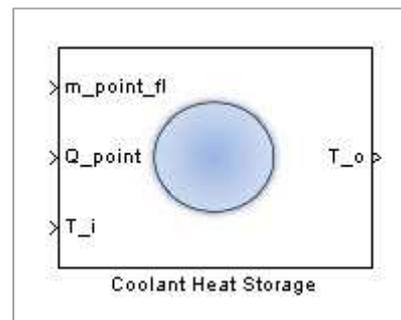


Abbildung 27: Modell der Kühlmittelmasse

Aus dem ersten Hauptsatz für offene Fließprozesse in Gleichung (4-4) folgt nun, dass der Wärmestrom \dot{Q}_i bzw. die Enthalpieströme \dot{H}_i über die Systemgrenze, wie folgt in Gleichung (4-5), berechnet werden.

$$dQ_a + dW + \sum_{i=1}^n (h + e_a) dm_i = dU + dE_a \quad (4-4)$$

$$\sum_{i=1}^n (\dot{Q}_a) + \sum_{i=1}^n (\dot{H}_{\text{ein}}) - \sum_{i=1}^n \dot{H}_{\text{aus}} = \frac{dU}{dt} \quad (4-5)$$

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{\partial T}{\partial t} + mT \frac{\partial c_v}{\partial t} + c_v T \frac{\partial m}{\partial t} \quad (4-6)$$

\dot{H}_{ein} stellt dabei die Enthalpiestrom am Eintritt, \dot{H}_{aus} den Enthalpiestrom am Austritt des Kontrollvolumens dar. \dot{Q}_{12} stellt die in das System eingebrachte Wärmestromquelle dar (z.B. Abwärme der VKM).

Im Modell der Kühlmittelmasse werden die Dichte des Kühlmittels ρ_{coolant} und die gemittelte spezifische Wärmekapazität der Kühlmittels $c_{v,m}$ innerhalb eines Zeitschrittes als konstant

angenommen. Somit ergibt sich folgende Gleichung (4-7) für das Modell der Kühlmittelmasse.

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{12} dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{H}_{\text{ein}} dt - \int_{t_1}^{t_2} \dot{H}_{\text{aus}} dt = m_{\text{coolant}} c_{v,m} \int_{t_1}^{t_2} dT \quad (4-7)$$

Für die thermische Trägheit und den Fall, dass der Kühlmittelmassenstrom gegen Null geht, ist in den Modellinitialisierungsparameter die Masse, des in der Komponente befindlichen Kühlmittels m_{coolant} , zu definieren. Diese Kühlmittelmasse wird dann wie unter 4.3.1.1.1 beschrieben, als adiabate Strukturmasse behandelt. Ebenso ist den Modellblockparametern der Wert der Initialisierungstemperatur T_{init} als Anfangswert für die Lösung der Differentialgleichung (4-7) anzugeben.

4.3.1.1.3 Luftmasse

Die Modellierung der Luftmasse bzw. des Luftmassenstroms, welcher durch den Kühler strömt, ist gleich der Modellierung der Fluidmasse unter 4.3.1.1.2.

Im Modell der Luftmasse werden die Dichte der Luft ρ_L und die gemittelte spezifische Wärmekonstante der Luft $c_{p,m}$ innerhalb eines Zeitschrittes als konstant angenommen.

Aus Gleichung (4-5) folgt nun, dass der Wärmestrom \dot{Q}_{34} über die Systemgrenze, wie folgt in Gleichung (4-8), berechnet wird.

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{34} dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{H}_{\text{ein}} dt - \int_{t_1}^{t_2} \dot{H}_{\text{aus}} dt = m_L c_{pL,m} \int_{t_1}^{t_2} dT \quad (4-8)$$

Für die thermische Trägheit und den Fall, dass der Luftmassenstrom gegen Null geht, ist im Modell die Masse, der in der Komponente befindlichen Luft m_L , zu definieren. Diese Luftmasse wird dann wie unter 4.3.1.1.1 beschrieben als adiabate Strukturmasse behandelt. Ebenso ist in den Modellblockparametern die Initialisierungstemperatur T_{init} als Anfangswert für die Lösung der Differentialgleichung (4-8) anzugeben.

Wie in Abbildung 28 ersichtlich, werden die Modelleingangsparameter durch den Luftmassenstrom \dot{m}_L , dem übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{34} (im Kühlermodell, siehe 4.3.1.4) und der Lufteintrittstemperatur T_i angegeben. Am Ausgang wird die numerisch berechnete Temperatur T_o aufgrund der Eingangsparameter ausgegeben.

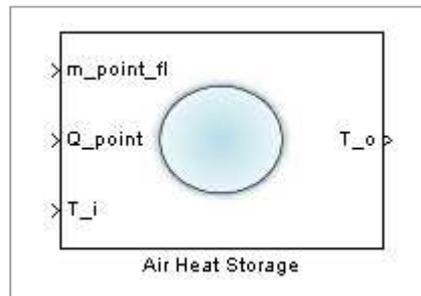


Abbildung 28: Modell der Luftmasse

4.3.1.2 Modellierung des Wärmeüberganges

Komponenten mit großer Masse und beträchtlichen Abmessungen werden, bei der Modellierung in dieser Diplomarbeit, in eine direkte und eine indirekte Masse unterteilt.

Die Übertragung des Wärmestroms in die direkte Masse erfolgt mittels Konvektion. Der Wärmestrom von direkter zu indirekter Masse wird mittels Wärmeleitung (Konduktion) übertragen.

Die beiden Modelle werden in folgenden Kapiteln 4.3.1.2.1 und 4.3.1.2.2 erläutert.

4.3.1.2.1 Wärmeleitung (Konduktion)

Da sich durch instationäre Prozesse die Temperatur der Komponenten ständig verändert, handelt es sich in diesem Fall per Definition um eine eindimensionale instationäre Wärmeleitung in ruhenden Stoffen [9].

Nach dem in Gleichung (4-9) definierten Fourier'schen Gesetz der Wärmestromdichte \dot{q} kann, nach Lösen der Differentialgleichung und nach Definition der Wärmeübergangszahl α , die Gleichung (4-11) zur Berechnung des Wärmestroms \dot{Q}_{12} verwendet werden [9].

$$\dot{q} = -\lambda \nabla \vartheta = -\lambda \frac{d\vartheta}{dr} \quad \text{wobei} \quad \dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (4-9)$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \dot{Q} dx = \int_1^2 -\lambda A d\vartheta \quad (4-10)$$

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\lambda}{x_2 - x_1} A (\vartheta_1 - \vartheta_2) = \frac{\lambda}{s} A (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (4-11)$$

Das Modell der Wärmeleitung wird anhand der Gleichung (4-11) entwickelt. Die Eingänge, des in Abbildung 29 illustrierten Modells, stellen die gemittelten Temperaturen T_1 und T_2 der beiden Massen dar. Als Modellparameter sind die Wärmeleitfähigkeit λ , die Wärmeleitungsschichtdicke s sowie die Wärmeleitungsfläche A , einzugeben.

An den Ausgängen werden der Wert des Wärmeleitungsstroms \dot{Q}_1 sowie praktischerweise der negative Wärmeleitungsstrom \dot{Q}_2 ausgegeben.

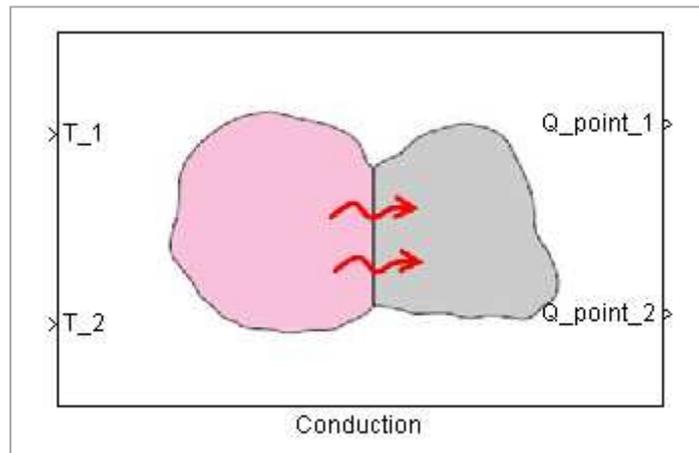


Abbildung 29: Modell der Wärmeleitung

4.3.1.2.2 Konvektion

Beim kühlmittelseitigen Wärmeübergang, welcher hier durch erzwungene Konvektion erfolgt, kann von stationären Verhältnissen ausgegangen werden. Durch die sich in Wandnähe ausbildende Grenzschicht wird ein Wärmestrom \dot{Q} übertragen, welcher sich bei turbulenter Strömung im angrenzenden Turbulenzgebiet mit dem Kühlmittelstrom vollständig durchmischt [9].

Ähnlich der Gleichung (4-11) kann die Wärmestromdichte \dot{q} in einem Rohr mit einer bestimmten Wandtemperatur ϑ_W sowie Fluidtemperatur ϑ_F in Gleichung (4-12) beschrieben werden, bei der von einer im Raum konstant verteilten Fluidtemperatur ausgegangen wird.

$$\dot{q} = \alpha(\vartheta_F - \vartheta_W) \quad (4-12)$$

Wie in Abbildung 30 zu sehen, ändert sich in der in Wandnähe ausbildenden Grenzschicht der turbulenten Strömung, die Temperatur von jener der Wand auf jene des Fluids.

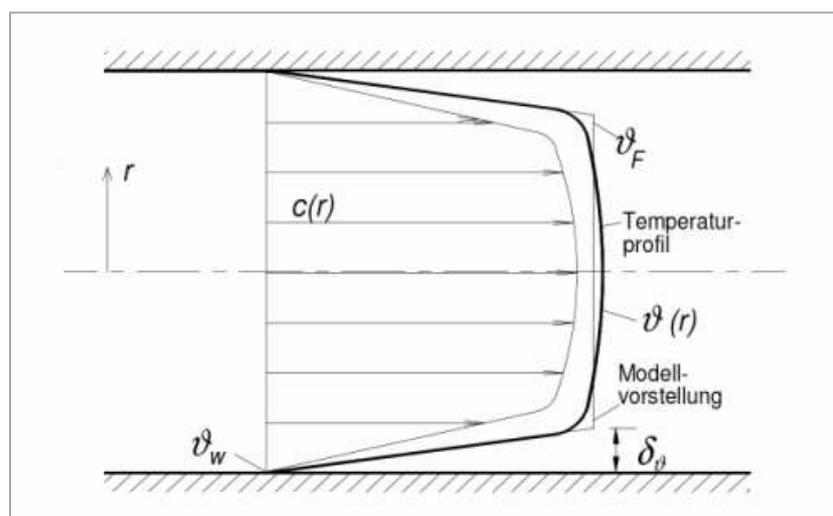


Abbildung 30: Temperaturverlauf in einer turbulenten Rohrströmung [9]

Mittels einer Bilanz an der Wandoberfläche kann man folglich Gleichung (4-13) und (4-14) aufstellen.

$$\dot{q} = \alpha(\vartheta_F - \vartheta_W) = -\lambda \left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_{r_W} \quad (4-13)$$

$$\text{und somit } \alpha = -\lambda \frac{\left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_{r_W}}{\vartheta_F - \vartheta_W} \quad (4-14)$$

Aus Gleichung (4-14) ist ersichtlich, dass die Wärmeübergangszahl von der vorherrschenden Temperaturverteilung im Fluid, so auch von der Wärmeleitfähigkeit des Fluids, abhängt. Mittels Linearisierung kann folgender, in Gleichung (4-15) beschriebener, genäherter Zusammenhang zwischen Wärmeübergangszahl, Wärmeleitfähigkeit und der Grenzschichtdicke δ angegeben werden [9].

$$\left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_{r_W} \approx \frac{\vartheta_F - \vartheta_W}{\delta} \quad (4-15)$$

$$\text{somit } \alpha = \frac{\lambda}{\delta} \quad \text{bzw.} \quad \delta = \frac{\lambda}{\alpha}$$

Um nun die beim konvektiven Wärmeübergang auftretenden Transportvorgänge durch charakteristische Kennzahlen zu beschreiben, ist das Auflösen der benötigten Differentialgleichungen, also Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichungen, notwendig. Das Ergebnis daraus ist, dass die Wärmeübergangszahl, welche mittels der Nußeltzahl Nu bestimmt wird, von der dimensionslosen Reynoldszahl Re , den Stoffeigenschaften des Fluids, der Geometrie des durchströmten Profils und der Richtung des Wärmestroms abhängt. Die Reynoldszahl beschreibt also den Einfluss der Reibungs- und Trägheitskräfte auf das Strömungsfeld [9].

In Gleichung (4-16) stellen c die charakteristische Geschwindigkeit, L die charakteristische Länge und ν die kinematische Viskosität, dar.

$$Re_L = \frac{cL}{\nu} \quad (4-16)$$

Die kinematische Viskosität kann, wie in Gleichung (4-17) zu sehen, auch mittels der Fluidichte ρ auch als dynamische Viskosität η beschrieben werden.

$$Re_L = \frac{cL\rho}{\eta} = \frac{\dot{m}L}{A\eta} \quad (4-17)$$

Die erwähnten Stoffeigenschaften des Fluids werden durch die dimensionslose Prandtlzahl Pr einbezogen [9]. In Gleichung (4-18) stellt a die Temperaturleitfähigkeit des Fluids dar.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (4-18)$$

Die Nußeltzahl kann nun in folgender Form, wie in Gleichung (4-19) dargestellt, angegeben werden.

$$Nu_L = \frac{\alpha L}{\lambda} = - \left(\frac{\partial \vartheta^*}{\partial r^*} \right)_{r^*=1} \quad (4-19)$$

Aus Gleichung (4-19) ist ersichtlich, dass die Nußeltzahl also nur vom dimensionslosen Temperaturfeld und somit von der durch Reynolds- und Prandtlzahl charakterisierten durchströmten Geometrie abhängig ist. Man kann die Nußeltzahl also als eine Art Qualität des Wärmeübergangs ansehen und wie folgt in Gleichung (4-20) beschreiben [9].

$$Nu_L = f(Re_L, Pr, \text{Geometrie}, \vartheta/\vartheta_W) \quad (4-20)$$

Aus diversen praktischen Messversuchen sind diverse Korrelationen für die Wärmeübergänge entstanden. Die bei diesem Konvektionsmodell, vor dem Initialisieren des Simulationsmodell, zur Auswahl stehenden Korrelationen für turbulente Rohrströmung sind jene von Dittus Boelter ($Re > 2300$) (siehe (4-21)), sowie Gnielinski ($0,5 \leq Pr \leq 2000$; $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$) (siehe (4-22)) und die für laminare Strömung ist jene von Edwards (4-23) [17].

$$Nu_{d_i, \text{turb}, \text{DiBoe}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \text{wobei } n = 0,4 \text{ (Heizen) bzw. } 0,3 \text{ (Kühlen)} \quad (4-21)$$

$$Nu_{d_i, \text{turb}, \text{Gniel}} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad \text{wobei } \xi = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (4-22)$$

$$Nu_{d_i, \text{lam}, \text{Edw}} = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{d_i}{l}\right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d_i}{l}\right) Re Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \quad (4-23)$$

Um nun die in Abbildung 31 veranschaulichten sprunghaften Übergänge zwischen laminarer und turbulenter Strömung zu definieren, ist eine Interpolationsgleichung (4-24) notwendig [51].

$$Nu_{d_i} = (1 - \gamma) Nu_{d_i, \text{lam}}(Re = 2300) + \gamma Nu_{d_i, \text{turb}}(Re = 10^4) \quad (4-24)$$

mit $\gamma = \frac{Re - 2300}{7700}$

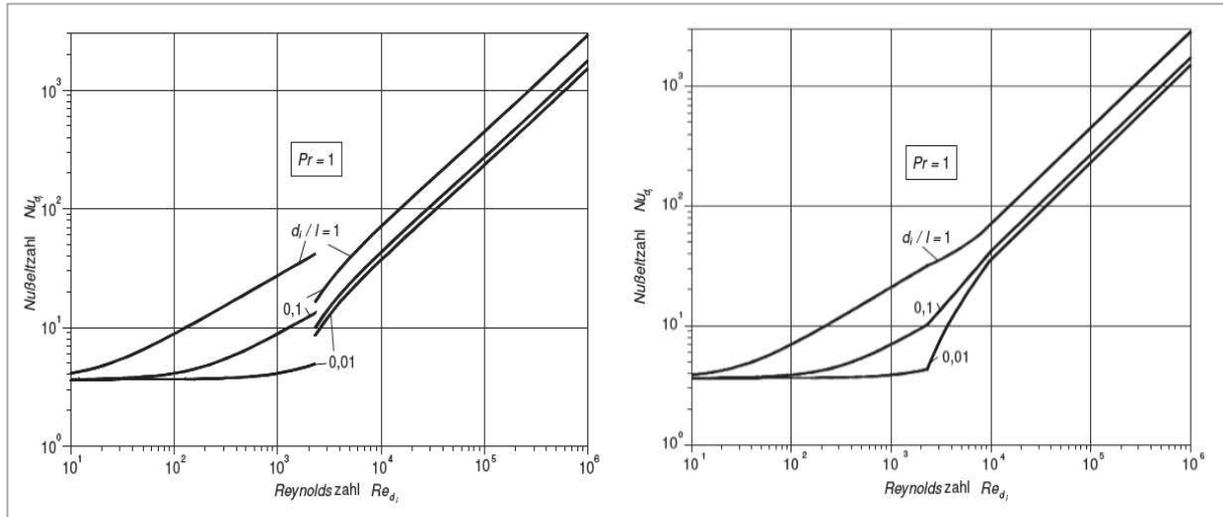


Abbildung 31: $Nu = f(Re)$ und d_i/l bei $Pr=1$ (ohne/mit Übergangsbereich) [9]

Als Eingangsparameter des umgesetzten und in Abbildung 32 ersichtlichen, konvektiven Wärmeübergangmodells, werden die Werte der Komponententemperatur T_s , der Temperatur des Kühlmittels T_f , und der Wert des Kühlmittelmassenflusses \dot{m}_{fl} eingegeben. Die im Modell hinterlegten Parameter sind die Wärmeübertragungsfläche A_{konv} , das Konvektionsmodell, sowie der hydraulische Durchmesser d_{hydr} (entspricht d_i bei kreisrunden Durchmessern).

An den Ausgängen werden die Werte des konvektiven Wärmestroms \dot{Q}_{f2s} (fluid to solid), sowie praktischerweise der negative konvektive Wärmestrom \dot{Q}_{s2f} (solid to fluid) ausgegeben.

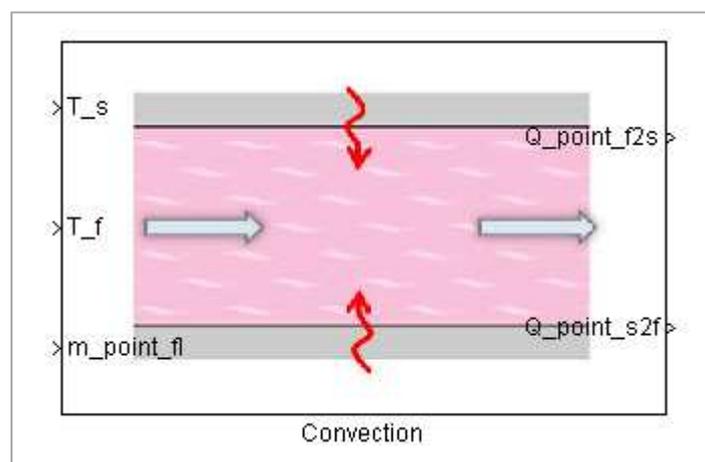


Abbildung 32: Modell des konvektiven Wärmeübergangs

4.3.1.3 Modellierung des Kühlmittelmischers

Um die Kühlmittelströme an den 2/3-Wege-Ventilen, den Abzweigungen bzw. Zusammenführungen sowie dem Thermostat abzubilden, sind diese nach der Richmann'schen Mischungsregel modelliert.

Die Richmann'sche Mischungsregel (4-25) besagt, dass bei zwei Körpern die in physischem Kontakt stehen, sich nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik eine gemeinsame Mischtemperatur einstellt und somit beide Körper eine Temperatur T_x annehmen [19]

$$c_1 m_1 (T_1 - T_x) = c_2 m_2 (T_x - T_2) \quad (4-25)$$

Die Richmann'sche Regel, angewendet auf zwei Massenströme mit angenommener idealer Mischung, ergibt für die Mischungstemperatur T_{12} am Ausgang des Mischers folgende Gleichung (4-26).

$$T_{12} = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (4-26)$$

Da die spezifischen Wärmekapazitäten, wie in den vorliegenden Mischungsfällen, bei geringen Temperaturunterschieden der beiden Eingangsmassenströme annähernd gleich sind, kürzen sich diese aus Gleichung (4-25). Der Ausgangsmassenstrom bildet sich unter Einhaltung der Kontinuitätsgleichung durch Addition der beiden Eingangsmassenströme des Mischers. In Abbildung 33 ist das im thermischen Netzwerk verwendete Kühlmittelmischermodell abgebildet.

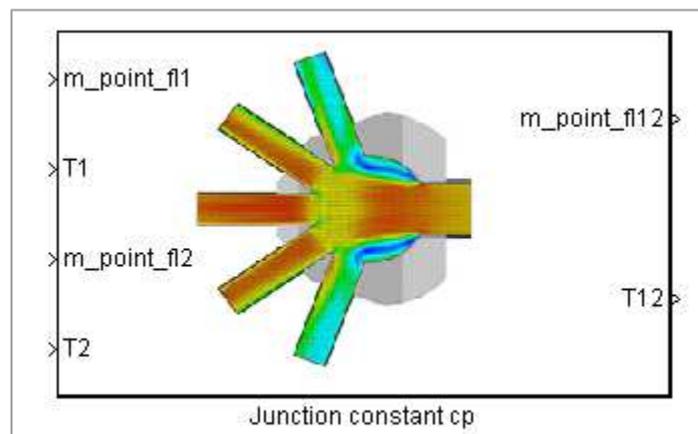


Abbildung 33: Modell des Kühlmittelmischers [48]

4.3.1.4 Modellierung des Kühlers

Bei der Modellierung der Kühler wird die NTU-Methode (number of transfer units) zur Wärmeübertragerberechnung verwendet. In Abbildung 34 ist das Schema eines Wärmeübertragers illustriert.

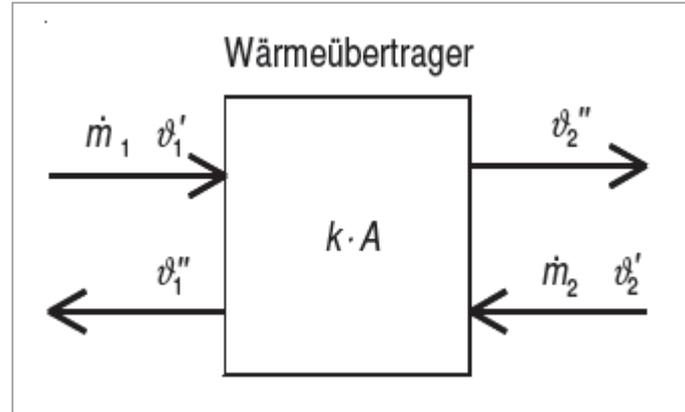


Abbildung 34: Schema eines Wärmeübertragers [9]

Der Stoffstrom \dot{m}_1 strömt mit der Temperatur ϑ_1' in den Wärmeübertrager und verlässt diesen mit der Temperatur ϑ_1'' . Der Stoffstrom \dot{m}_2 strömt mit der Temperatur ϑ_2' in den Wärmeübertrager und verlässt diesen mit der Temperatur ϑ_2'' . Die Erwärmung bzw. Abkühlung der Stoffströme hängt also von ihren Massenströmen, den Eintrittstemperaturen, den spezifischen Wärmekapazitäten c_p und den Wärmedurchgangszahlen k (bzw. der Fläche des Wärmeübertragers A) ab. Der ausgetauschte Wärmestrom \dot{Q}_{12} im Wärmeübertrager ist in Gleichung (4-27), unter der Annahme einer mittleren konstanten Wärmeübergangszahl, dargestellt [9].

$$\dot{Q}_{12} = kA\Delta\vartheta_m \quad (4-27)$$

Die in Gleichung (4-27) enthaltene mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ wird wie folgt in Gleichung (4-28) berechnet.

$$\Delta\vartheta_m = \frac{1}{A} \int_A (\vartheta_1 - \vartheta_2) dA \quad (4-28)$$

Aus der Enthalpieänderung beider Fluidströme ohne Phasenübergang erhält man nun den Wärmestrom in den Energiebilanzgleichung (4-29) und (4-30) [9].

$$\dot{Q} = \dot{m}_1(h_{11} - h_{12}) \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1}(\vartheta_1' - \vartheta_1'') \quad (4-29)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_2(h_{21} - h_{22}) \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q} = \dot{m}_2 c_{p2}(\vartheta_2' - \vartheta_2'') \quad (4-30)$$

Nun kann die Anzahl der Übertragungseinheiten (NTU) wie folgt in Gleichungen (4-31) und (4-32) berechnet werden [9].

$$NTU_1 = \frac{\text{Temperaturänderung Fluid 1}}{\text{mittlere log. Temperaturdifferenz}} = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\Delta\vartheta_m} \quad (4-31)$$

$$NTU_2 = \frac{\text{Temperaturänderung Fluid 2}}{\text{mittlere log. Temperaturdifferenz}} = \frac{\vartheta'_2 - \vartheta''_2}{\Delta\vartheta_m} \quad (4-32)$$

Die Anzahl der Übertragungseinheiten ist also ein Verhältnis der Temperaturdifferenz des Fluids an Ein- und Ausgang zur mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz, wie in Gleichung (4-33) dargestellt [30].

$$NTU = \frac{\Delta T}{\Delta\vartheta} = \frac{kA}{\{\dot{m}c_p\}_{\min}} \quad (4-33)$$

Die im Kühlermodell umgesetzte Berechnung des übertragenen Wärmestroms ist die sogenannte ε -NTU-Methode wie in den Gleichungen (4-34) bis (4-36) dargestellt [51].

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} \quad (4-34)$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{1_liquid} - T_{3_air}) \quad (4-35)$$

$$\text{somit } \dot{Q}_{12} = \varepsilon C_{\min}(T_{1_liquid} - T_{3_air}) \quad (4-36)$$

Der maximal übertragbare Wärmestrom ist also abhängig vom minimalen Wärmekapazitätsstrom C_{\min} und von der Temperaturdifferenz der Kühlmittleingangstemperatur T_{1_liquid} und der Lufteintrittstemperatur T_{3_air} in den Kühler.

Der Effizienzfaktor ε des Kühlers ist in Gleichung (4-37) definiert [30].

$$\varepsilon = 1 - \exp \frac{NTU^{0,22}}{C^* [\exp(-C^* NTU^{0,78}) - 1]} \quad (4-37)$$

Das Verhältnis des minimalen zum maximalen Wärmekapazitätsstrom wird in Gleichung (4-38) dargestellt [51].

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\{\dot{m}c_p\}_{\min}}{\{\dot{m}c_p\}_{\max}} \quad (4-38)$$

Als Eingangsparameter des umgesetzten und in Abbildung 35 ersichtlichen Kühlermodells, werden die Werte des Kühlmittelmassenstroms \dot{m}_{12} und der Kühlmittleingangstemperatur T_{1_liquid} , sowie des Luftmassenstroms \dot{m}_{34} durch den Kühler und die Luftmassenstromtemperatur T_{3_air} übergeben.

Am Ausgang wird der im Modell berechnete von dem Kühlmittelmassenstrom auf den Luftmassenstrom übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{12} ausgegeben.

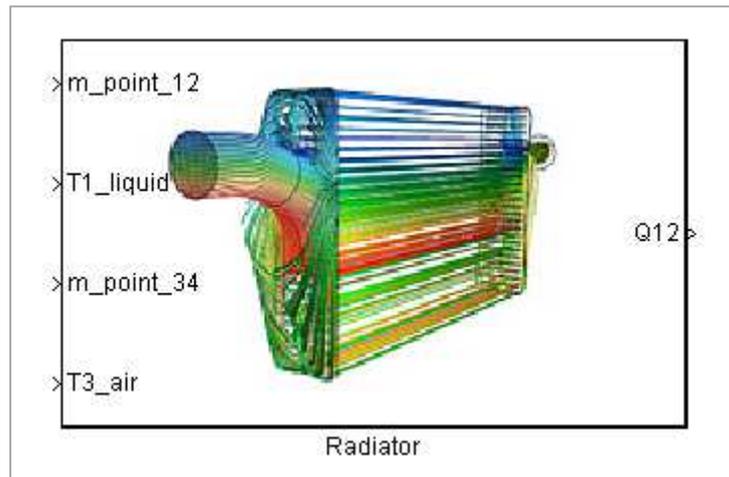


Abbildung 35: Modell des Kühlers [48]

4.3.2 Subsystem - thermisches Netzwerk

In Abbildung 36 ist das, aus den unter 4.3.1 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem des thermischen Netzwerks dargestellt. Beispielhaft ist der unter 3.1.3 beschriebene LT-Kühlmittelkreislauf v5.1c abgebildet.

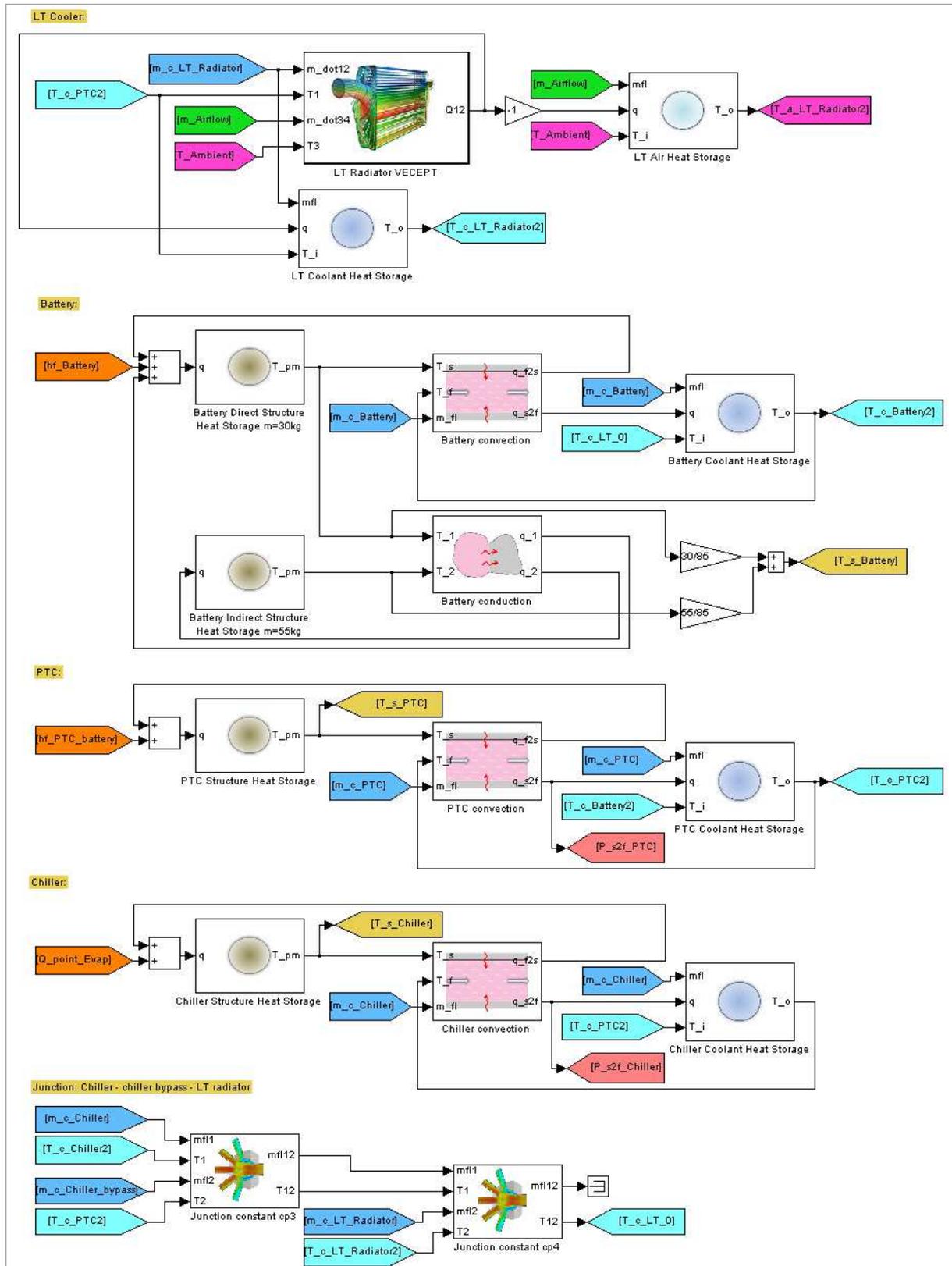


Abbildung 36: Subsystem - thermisches Netzwerk LT-Kühlkonzept v5.1c

In Abbildung 36 wird aufgrund der besseren Übersicht, auf die Darstellung der Ein- und Ausgangsdatenbusse verzichtet.

Die kreislaufspezifischen Eingangsgrößen für das thermische Netzwerk (LT, v5.1c) sind die Wärmeströme aus AVL CRUISE hf_{Battery} und $hf_{\text{PTC_Battery}}$, der Wärmestrom des Verdampfers im Chiller \dot{Q}_{Evap} und die Kühlmitteltemperatur am Ausgang des Chillers $T_{\text{c_Chiller2}}$ aus dem Lolimot AC-System (siehe 4.3.7). Zusätzlich noch die jeweiligen Kühlmittelmassenströme der vorhandenen Komponenten \dot{m}_{c_i} aus dem hydraulischen Subsystem 4.3.6, der Luftmassenstrom \dot{m}_{Airflow} aus dem luftseitigem Subsystem 4.3.3 und die Umgebungstemperatur T_{Ambient} .

Die kreislaufspezifischen Ausgangsgrößen aus diesem thermischen Netzwerk sind alle Kühlmitteltemperaturen der Komponentenausgänge und Komponenteneingänge ($T_{\text{c_LT}_0}$, $T_{\text{c_Battery2}}$, $T_{\text{c_PTC2}}$, und $T_{\text{c_LT_Radiator2}}$), die Lufttemperatur am luftseitigen Ausgang des LT-Kühlers $T_{\text{a_LT_Radiator2}}$ und die jeweiligen Komponententemperaturen $T_{\text{s_Battery}}$, $T_{\text{s_PTC}}$ und $T_{\text{s_Chiller}}$.

Die übrigen beiden Subsysteme der thermischen Netzwerke des MT- und des HT-Kühlmittelkreislaufsystems v5.1c, sowie des Kondensators v5.1c sind in Anhang 3 bis Anhang 5 abgebildet.

Die beiden thermischen Netzwerke des MTLT- und des HT-Kühlkonzepts vAVL2 sind in den Anhängen 26 bis Anhang 29 abgebildet. Das thermische Netzwerk des Kondensators vAVL2 ist in Anhang 25 dargestellt.

4.3.3 Modelle des luftseitigen Netzwerks

Im Subsystem Luftpfadnetzwerk werden die Gleichungen für den luftpfadseitigen dynamischen Druckaufbau und die Gleichungen für den durch Kühler und den Kältemittelkondensator entstehenden Druckabfall bestimmt.

4.3.3.1 Modellierung Fahrzeug (dynamischer Druckaufbau)

Das Fahrzeug stellt während der Fahrt einen Körper dar, der von Luft umströmt wird.

Nach dem Gesetz der Wechselwirkung üben stationär umströmte Körper gleich große, entgegengesetzte Kräfte auf das Fluid aus. Da ein Fahrzeug in der Strömungsmechanik als stumpfer Körper angesehen wird, kann wie in Abbildung 37 zu sehen, davon gesprochen werden, dass die resultierende Strömungskraft F , auch als Strömungswiderstand F_{W} bekannt, dieselbe Richtung wie die Anströmungsgeschwindigkeit w_{∞} hat [14].

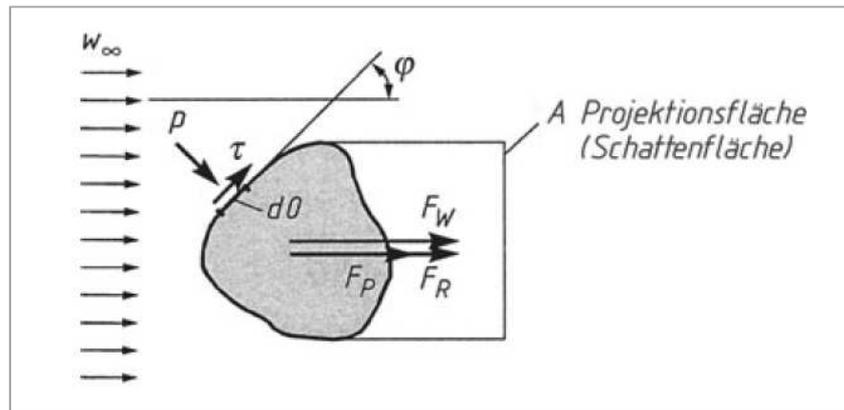


Abbildung 37: Strömungswiderstand F_W und Schattenfläche A eines umströmten Körper [14]

Nach der Reynolds'schen Ähnlichkeitstheorie wird für den Strömungswiderstand folgende Gleichung (4-39) aufgestellt. Dabei ist c_W der dimensionslose Widerstandsbeiwert, p_d der dynamische Druck (Staudruck) und A die in Abbildung 37 zu sehende angeströmte Schattenfläche.

$$F_W = c_W p_d A \quad (4-39)$$

$$c_W = f(Re, \text{geometrische Gestalt, Oberflächenbeschaffenheit}) \quad (4-40)$$

$$p_d = \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \quad (4-41)$$

Um nun den Strömungswiderstand gering zu halten, ist es erstrebenswert den c_W -Wert bzw. die angeströmte Fläche klein zu halten.

Die notwendige Durchströmung der in der Fahrzeugfrontpartie platzierten Kühler wird mittels Durchströmungsöffnungen realisiert. Diese Durchströmung wird auch als interner Luftstrom bezeichnet und erfordert aufgrund beträchtlicher Durchströmungswiderstände, was wiederum zu einem schlechten c_W -Wert resultiert.

Durch die schon erwähnte Umströmung der Karosserie ergibt sich eine Druckverteilung p entlang der Fahrzeugoberfläche. Trägt man diese Druckverteilung nicht über die Fahrzeugoberfläche, sondern über die Schattenfläche A auf und macht man diese anschließend noch mittels des dynamischen Drucks (Staudruck) dimensionslos, so erhält man den bei der Anströmung des Fahrzeugs maßgeblichen, in Gleichung (4-42) abgebildeten, Druckbeiwert c_p [14]. Der Druckbeiwert im Staupunkt ist $c_{p_Staupunkt} = 1$.

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2} \quad (4-42)$$

Bei der Positionierung der Kühlluft einström- und Kühlluft ausströmöffnungen, macht man sich diesen Druckbeiwert bzw. die Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche zu Nutze. Eintrittsöffnungen werden aus diesem Grund in der unmittelbaren Nähe des Staupunkts

positioniert, Austrittsöffnungen an Unterdruckgebieten der Fahrzeugoberfläche wie z.B. am Unterboden oder den Seitenteilen [15].

Eine beispielhafte Illustration der Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche ist in Abbildung 38, welche aus der numerischen Strömungsmechanik (CFD) stammt, zu sehen.

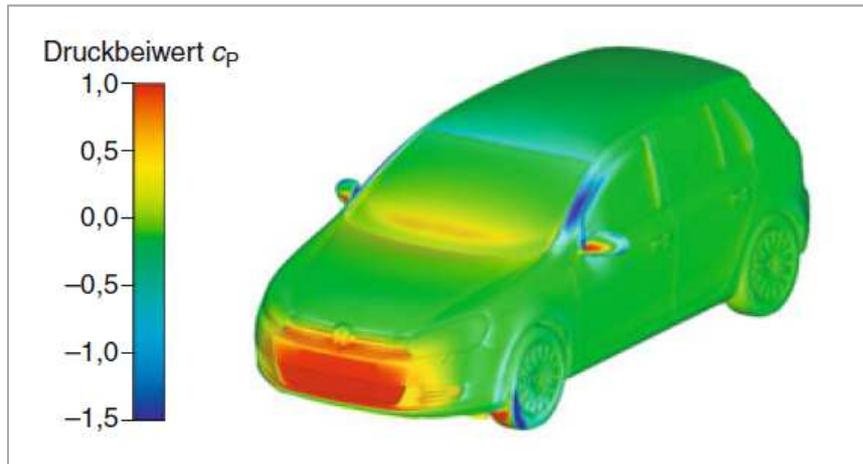


Abbildung 38: Beispiel für die berechnete Druckverteilung an einer Fahrzeugoberfläche [15]

Als Eingänge des umgesetzten und in Abbildung 39 ersichtlichen Fahrzeugmodells, werden die Werte der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} , die Umgebungstemperatur $T_{Ambient}$ für die benötigte Luftdichte ρ , sowie der Umgebungsdruck $p_{Ambient}$, übergeben.

Am Ausgang wird der berechnete Druckaufbau aufgrund der Eingangswerte und der Modellparameter, also die Druckbeiwerte für Ein- und Ausströmungsbereich, ausgegeben.

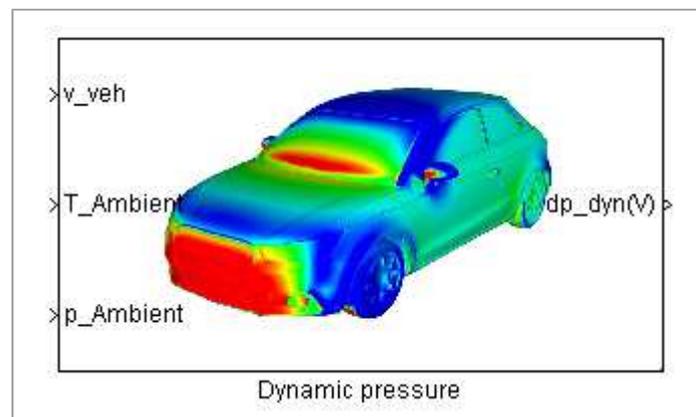


Abbildung 39: Modell des Fahrzeugs (dynamischer Druckaufbau) [48]

Die angenommenen Druckbeiwerte des Erprobungsfahrzeuges für die Ein- und Auslassöffnungspositionen sind in Tabelle 6 angegeben.

Tabelle 6: Druckbeiwerte Erprobungsfahrzeug

Bereich am Fahrzeug	Druckbeiwert c_p [-]
Einlassöffnung in Frontpartie	0,9 ¹
Auslassöffnung am Unterboden	-0,2 ¹

¹Annahmen aus interner ViF- c_p -Tabelle

4.3.3.2 Modellierung Lüfter

Bei der Modellierung der beiden Lüfter, die zur Erhöhung des Luftvolumenstroms bei hohen Kühlmitteltemperaturen bei gleichzeitig vorherrschender niedriger Fahrzeuggeschwindigkeit dienen, wird nach Kennziffern und Affinitätsregeln vorgegangen. Da trotz intensiver Bemühungen durch theoretische Überlegungen und Versuche noch immer keine exakten Rechenmethoden für die Formulierung und Auslegung von Strömungsmaschinen vorhanden sind, bedient man sich Erfahrungs- und Messwerten [44].

Mittels dimensionslosen Kennziffern, wie die Durchflusszahl φ oder die Druckziffer ψ , lassen sich Ähnlichkeitsbeziehungen darstellen und rasche Abschätzungen durchführen. Für diese beiden Ziffern gibt es jeweils keine einheitlichen Definitionen, sondern eine Vielzahl verschiedener Festlegungen [44].

Die Durchflusszahl stellt, wie in Gleichung (4-43) [20] veranschaulicht, den dimensionslosen Volumenstrom der Strömungsmaschine dar. In Gleichung (4-43) steht n für die Pumpendrehzahl und D für den Laufraddurchmesser.

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{nD^3} \quad (4-43)$$

Die zweite angesprochene Kennziffer ist die sogenannte Druckziffer. Wie in Gleichung (4-44) zu sehen, stellt die Druckziffer die Kenngröße für den spezifischen Energieumsatz einer Stufe dar [20]. Die Druckziffer wird deswegen auch oft als dimensionslose Stufenarbeit bezeichnet [44]. In Gleichung (4-44) steht g für die Normalfallbeschleunigung und H für die Förderhöhe.

$$\psi = \frac{\Delta p \frac{1}{\rho}}{(nD)^2} = f\left(\frac{\dot{V}}{nD^3}\right) \quad \text{somit} \quad \psi = f(\varphi) \quad (4-44)$$

Wie in Gleichung (4-44) zu sehen, ist die Druckziffer also eine Funktion der Durchflusszahl und in Polynomform in Gleichung (4-45) angeschrieben werden.

$$\psi_p = f_2 \varphi^2 + f_1 \varphi + f_0 \quad \text{oder} \quad \frac{\Delta p \frac{1}{\rho}}{(nD)^2} = f_2 \left(\frac{\dot{V}}{nD^3} \right)^2 + f_1 \left(\frac{\dot{V}}{nD^3} \right) + f_0 \quad (4-45)$$

Nach weiteren Umformungen und dem Einbringen der Luftdichte ρ ergibt sich für den Druckabfall Δp , der nun eine Funktion des Luftmassenstroms \dot{m} ist, folgender Ausdruck (4-46).

$$\Delta p = f(\dot{m}) = \rho (nD)^2 \frac{\psi}{(\rho n D^3)^{[2 \ 1 \ 0]}} \quad (4-46)$$

Die nun zur Erstellung der Polynome des dimensionslosen Druckkoeffizienten notwendigen, dimensionsbehafteten Kühlmittelkühlerlüfterkennlinien, werden vom Projektpartner zur Verfügung gestellt.

Für die Berechnung der elektrischen Lüfterleistung $P_{\text{fan_elektr}}$ notwendige Gleichung ist in (4-47) ausgedrückt.

$$P_{\text{fan_elektr}} = \frac{\Delta p_{\text{fan}} \dot{V}_{\text{air}}}{\eta_{\text{elektr}} \eta_{\text{fan}}} = \frac{\Delta p_{\text{fan}}}{\eta_{\text{elektr}} \eta_{\text{fan}}} \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} \quad (4-47)$$

Die Lüfterleistung wird also aus dem Produkt der Druckerhöhung Δp_{fan} mittels des Lüfters und dem vorhandenen Luftvolumenstrom \dot{V}_{air} berechnet. Um nun die elektrische Lüfterleistung in Gleichung (4-47) zu erhalten, muss durch den elektrischen Wirkungsgrad des Lüfters η_{elektr} , sowie durch den eigentlichen Lüfterwirkungsgrad $\eta_{\text{fan}}=f(\dot{m}_{\text{air}})$ dividiert werden. Als Ergebnis erhält man die elektrische Lüfterleistung, sprich den elektrischen Anschlusswert des Lüfters.

Als Eingangsparameter des umgesetzten und in Abbildung 40 ersichtlichen Lüftermodells, werden der vom Thermomanager des Lüfters kommende Wert der Lüfterdrehzahl n_{fan} , der vom Solver kommende Wert des Luftmassenstroms \dot{m}_{tot} und die Temperatur der Luft am Eintritt des Lüfters (also die Austrittstemperatur des HT-Kühlers) $T_{\text{rad_out}}$ übergeben. Die im Modell hinterlegten spezifischen Parameter sind das lüfterspezifische, dimensionslose Druckkoeffizientenpolynom, der Lüfterdurchmesser und der Lüfterwirkungsgrad.

Am Ausgang werden die Druckänderung, aufgrund der Eingangswerte und der im Modell hinterlegten Lüfterkennlinie, sowie die elektrische Lüfterleistung P_{fan} , ausgegeben.

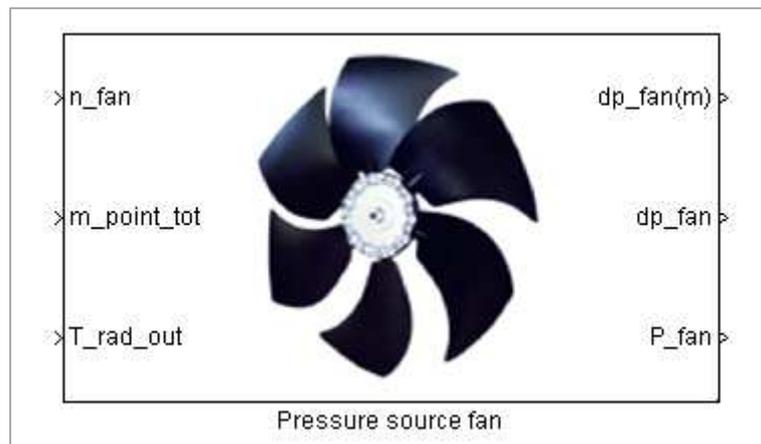


Abbildung 40: Modell des Lüfters [48]

4.3.3.3 Modellierung Kühlerpaket (luftseitig)

Das Kühlerpaket mit den angebauten Lüftern stellt im Luftpfad, zwischen den Kühlereingangsöffnungen und Kühlerausgangsöffnungen, einen Widerstand für den durchströmenden Luftmassenstrom dar.

In Gleichung (4-48) wird der Rohrleitungsdruckverlust mit Hilfe der Widerstandszahl ξ berechnet. Der daraus folgende, in der Praxis oft verwendete k_v -Wert (4-49), ist für die Berechnung der Widerstandsersatzschaltung notwendig [45].

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{bzw.} \quad \Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad (4-48)$$

$$\text{mit } k_v = \xi \frac{1}{2} \rho \frac{1}{A^2} \quad \text{wird} \quad \Delta p = k_v \dot{V}^2 \quad (4-49)$$

Die im Kühlerpaket verwendeten Anordnungsverhältnisse der einzelnen Kühler, des Kondensators und der Lüfter ergeben für das Kühlkonzept v5.1c folgendes, in Abbildung 41 dargestellte, Luftwiderstandsersatzschaltbild.

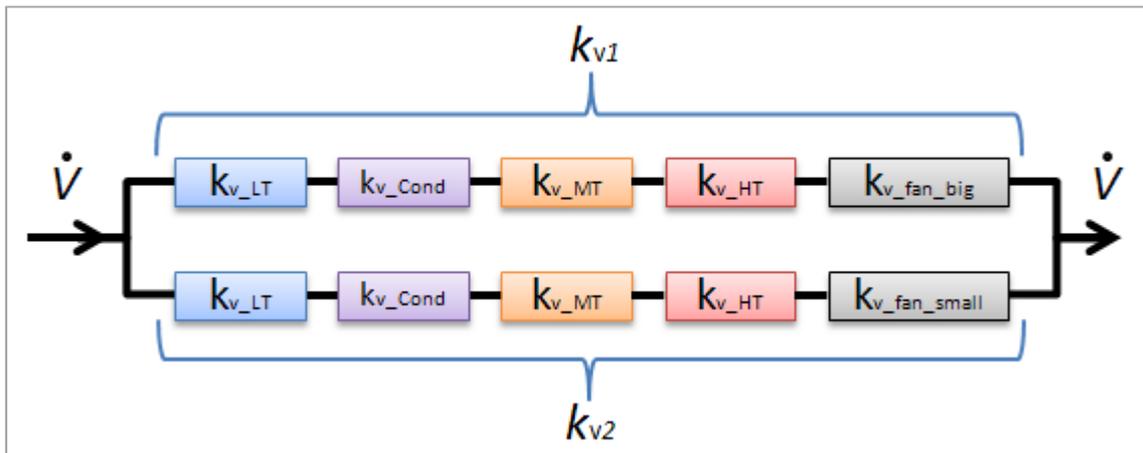


Abbildung 41: Widerstandsersatzschaltbild für das Kühlerpaket v5.1c

Das Luftwiderstandsersatzschaltbild ist folglich eine Parallelschaltung der Ersatzwiderstände der beiden Luftpfade k_{v1} und k_{v2} . Für diese Anordnung ist die Gleichung des Ersatzwiderstands in (4-51) [32] zu sehen. Zu beachten ist, dass sich der dem elektrischen Strom I äquivalente Volumenstrom, in der Fluidmechanik quadratisch verhält (4-50).

Der gesamte Druckabfall Δp_{ges} des Kühlerpaketes ergibt sich also nach Gleichung (4-52) aus dem Produkt des errechneten Ersatzluftwiderstand $k_{v_{\text{ges_v51c}}}$ und dem vorhandenen Luftvolumenstrom \dot{V} .

$$\text{Fluidmechanik: } k_v = \frac{\Delta p}{\dot{V}^2} \quad \left(\text{vgl. Elektrotechnik: } R = \frac{U}{I} \right) \quad (4-50)$$

$$k_{v_{\text{ges_v51c}}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{v1}} + \frac{1}{k_{v2}} + \frac{2}{\sqrt{k_{v1}k_{v2}}}} \quad (4-51)$$

$$\text{und somit } \Delta p_{\text{ges}} = k_{v_{\text{ges_v51c}}} \dot{V}^2 \quad (4-52)$$

Den k_v -Wert erhält man aus Referenzmessungen der jeweiligen Kühler. Durch Einsetzen eines gemessenen Referenzdruckabfalls Δp_{ref} bei einem gewissen Referenzluftvolumenstrom \dot{V}_{ref} in Gleichung (4-52) erhält man den besagten, in Gleichung (4-53) ersichtlichen, k_v -Wert des vermessenen Kühlers.

$$k_v = \frac{\Delta p_{\text{ref}}}{\dot{V}_{\text{ref}}^2} \quad (4-53)$$

Als Eingangsparameter des verwendeten und in Abbildung 42 ersichtlichen Kühlerpaketmodells, werden der Luftmassenstrom \dot{m}_{tot} , die Umgebungstemperatur T_{Ambient} , der Umgebungsdruck p_{Ambient} sowie die jeweiligen Lufttemperaturen an den jeweiligen Kühlerausgängen ($T_{a_LT_Radiator2}$, T_{a_Cond2} , $T_{a_MT_Radiator2}$ und $T_{a_HT_Radiator2}$) der einzelnen in Serie geschalteten Kühler und des Kondensators übergeben.

In den Modellparametern werden die Druckverluste Δp_{ref} beim referenzierten Volumenstrom \dot{V}_{ref} der jeweiligen Kühler bzw. des Kondensators hinterlegt. Da diese Druckverlustkennlinien einen quadratischen Verlauf aufweisen, reicht ein jeweiliger Wert für Druck und Volumenstrom.

Am Ausgang wird der berechnete Druckabfall aufgrund der Eingangswerte ausgegeben.

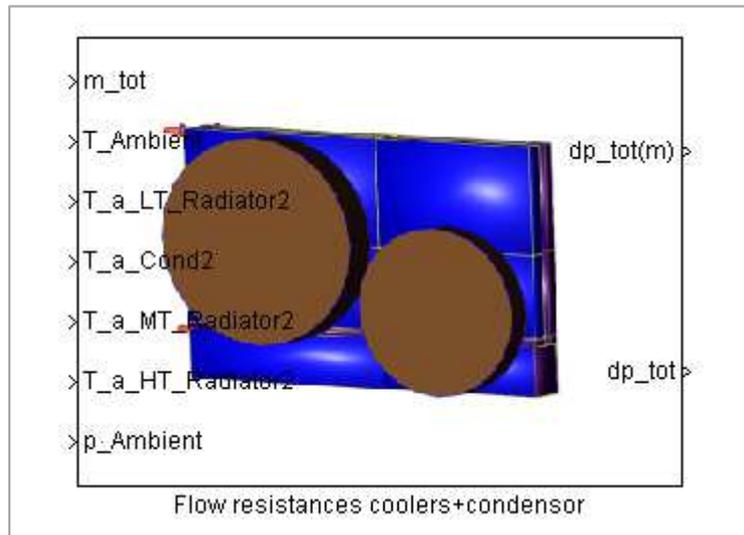


Abbildung 42: Modell des Kühlerpaketes (luftseitig) [48]

4.3.3.4 Solver Luftpfad mittels Newton-Raphson-Verfahren

Ein sehr gängiges Verfahren bei der iterativen Lösung von nichtlinearen algebraischen Gleichungen ist das Newton-Raphson-Verfahren, welches hier verwendet wird.

Das Newton-Raphson-Verfahren zeichnet sich durch eine quadratische Konvergenz in der Nähe der Lösung aus (also lokale Konvergenz), was bei einer großen Anzahl an Aufgaben von Vorteil ist. Folglich sind nur wenige Iterationen bis zur Lösung bzw. zur Erreichung der Konvergenz notwendig [53].

Auf den Luftpfad bezogen bedeutet dies, dass die Anlagenkennlinie (also das Kühlerpaket) mit der Kennlinie der Druckbeaufschlagung (also dynamischer Druck addiert mit einem Druckaufbau durch die mittels Thermomanager aktivierten Lüfter), bis zum Druckgleichgewicht verglichen wird. Die Berechnungsaufgabe liegt darin, dass bei Vorherrschen von Druckgleichgewicht, der resultierende Luftmassenstrom aus der Kennlinie ab- bzw. ausgelesen werden kann.

Die Modellierung des Solvers im Luftpfad erfolgte nach der Bernoulli Stromröhrentheorie. Es wurden nach Gleichung (4-54) zwei getrennte Stromröhren für die beiden Lüfter aufgebaut [48].

$$\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}v^2 + gz + \text{Verluste} = \text{konst} \quad (4-54)$$

$$p_0 + \frac{\rho}{2}v_{\text{ein}}^2 + \Delta p_{\text{fan}} - \Delta p_{\text{ges}} = p_0 + \frac{\rho}{2}v_{\text{out}}^2 \quad (4-55)$$

Durch Einsetzen des unter (4-42) definierten Druckbeiwert c_p in Gleichung (4-55) und anschließendes Umformen, erhält man die im Solver hinterlegte [48] und zu lösende Polynomfunktion (4-56).

$$\frac{\rho}{2}v_{\text{veh}}^2(c_{p_{\text{einlass}}} - c_{p_{\text{auslass}}}) + \Delta p_{\text{fan}}(\dot{m}_{\text{air}}) - \Delta p_{\text{ges}}(\dot{m}_{\text{air}}) = 0 \quad (4-56)$$

4.3.4 Subsystem - luftseitiges Netzwerk

In Abbildung 43 ist das, aus den unter 4.3.3 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem des luftseitigen Netzwerks dargestellt. Beispielhaft ist das luftseitige Netzwerk des Kühlmittelkreislauf v5.1c abgebildet.

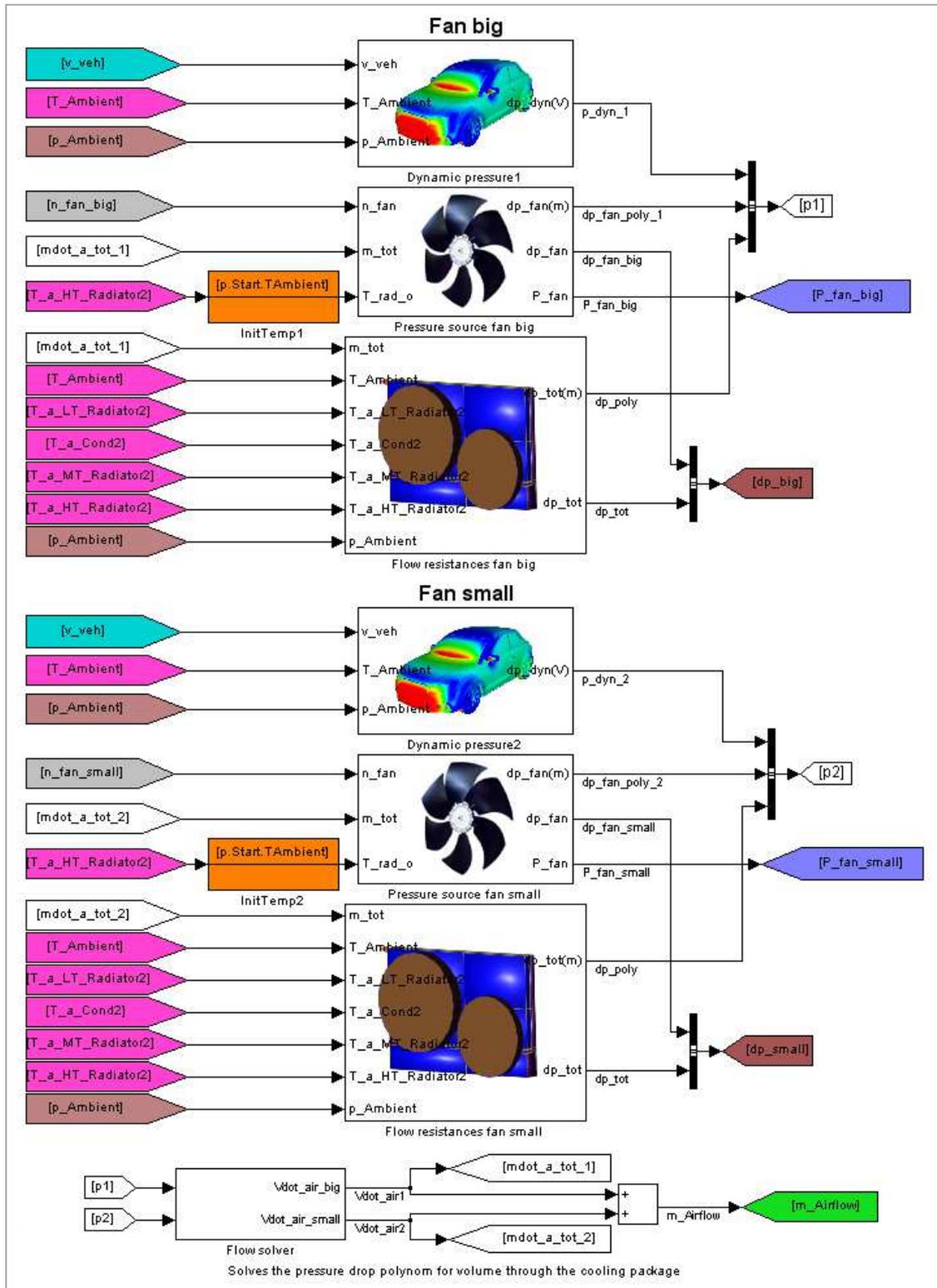


Abbildung 43: Subsystem - luftseitiges Netzwerk v5.1c

In Abbildung 43 wird aufgrund der besseren Übersicht, auf die Darstellung der Ein- und Ausgangsdatenbusse verzichtet.

Die Eingangsgrößen in das luftseitige Netzwerk (v5.1c) sind, wie in Abbildung 43 zu sehen, alle Lufttemperaturen aus dem Subsystem der thermischen Netzwerke T_{Ambient} , $T_{\text{a_LT_Radiator2}}$, $T_{\text{a_Cond2}}$, $T_{\text{a_MT_Radiator2}}$ und $T_{\text{a_HT_Radiator2}}$ (4.3.1 bzw. 4.3.2), die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} , der Umgebungsdruck p_{Ambient} und die Umgebungstemperatur T_{Ambient} aus AVL CRUISE, sowie die Lüfterdrehzahlen $n_{\text{fan_big}}$ und $n_{\text{fan_small}}$ vom Thermomanager (4.4.2).

Die Funktion des luftseitigen Solvers ist in Kapitel 4.3.3.4 beschrieben.

Die Ausgangsgrößen aus dem luftseitigen Netzwerk (v5.1c) sind der Luftmassenstrom durch das Kühlmittelpaket \dot{m}_{Airflow} , sowie die beiden elektrischen Lüfterleistungen $P_{\text{fan_big}}$ und $P_{\text{fan_small}}$.

Jenes Modell des luftseitigen Netzwerks des Kühlkonzepts vAVL2, ist in Anhang 21 angeführt.

4.3.5 Modelle des hydraulischen Netzwerks

Im hydraulischen Netzwerk bzw. Kreislauf, stellt sich ein Druckgleichgewicht zwischen der druckerhöhenden Pumpe und den verbauten druckmindernden Komponenten ein.

Im Subsystem des hydraulischen Netzwerks werden die Gleichungen für den kühlmittelseitigen Druckaufbau und den daraus folgenden Kühlmittelmassenströmen, der jeweiligen Kühlmittelkreisläufe, berechnet.

4.3.5.1 Aufbau des hydraulischen Netzwerks

Um die strömungsabhängigen Beziehungen zwischen den einzelnen, in den jeweiligen Kühlmittelkreisläufen vorhandenen Komponenten zu erfassen, werden die unter 3.1.1 bis 3.1.3 und 3.2.1 bis 3.2.2 beschriebenen Kühlmittelkreislaufsysteme, in einem für den unter 0 angeführten Solver, erkenn- und lösbaren System aufgebaut.

Dabei werden die Komponenten mit fixen Identifikationsnummern (ID) versehen und zwischen diesen Komponenten Knotenpunkte mit ebenfalls fixer ID platziert. Als Ergebnis wird eine Matrize ausgegeben, welche die ID der aufeinanderfolgenden Komponenten-Knotenpunkt-ID beinhaltet. Diese Information wird an den unter 0 beschriebenen Solver weitergeleitet, der mittels dieser Netzwerk-Topologie im Stande ist, mit Hilfe eines iterativen Lösungsprozesses auf Basis der Kontinuitätsgleichung, die Komponentendruckverluste zu berechnen [48].

In Abbildung 44 ist beispielhaft der Aufbau des hydraulischen Netzwerks, von dem im Kapitel 3.1.3 beschriebenen LT-Kühlkonzepts v5.1c abgebildet. Die beiden hydraulischen Netzwerke des HT- und des MT-Kühlkonzepts v5.1c, sind in Anhang 6 dargestellt.

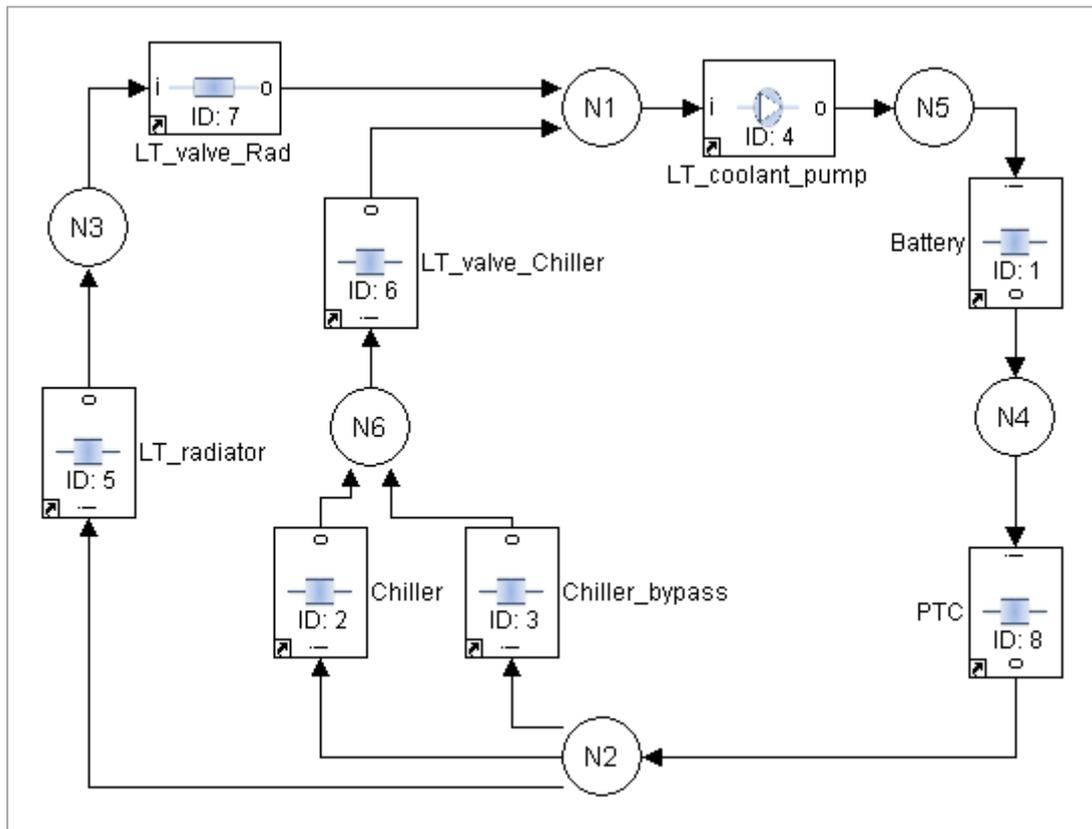


Abbildung 44: Beispiel des hydraulischen Netzwerks (vgl. 3.1.3 – LT, v5.1c)

Die hydraulischen Netzwerke des HT- und MTLT-Kühlkonzepts vAVL2, sind in Anhang 22 angefügt.

4.3.5.2 Modellierung einer Komponente im hydraulischen Netzwerk

Die Modellierung einer Komponente im hydraulischen Netzwerk, erfolgt gleich der Modellierung einer Komponente im luftseitigen Netzwerk. Mit Gleichung (4-53) wird ein k_v -Wert berechnet, mittels dem ein pumpendrehzahlabhängiger Volumenstrom einen Druckverlust ergibt.

Als Eingangsparameter des in Abbildung 45 ersichtlichen Komponentenmodells im hydraulischen Netzwerk, wird die Kühlmitteltemperatur T_{fluid} übergeben.

In den Modellparametern werden die Referenzwerte des hydraulischen Druckverlusts Δp_{ref} bei dem entsprechenden Volumenstrom \dot{V}_{ref} der jeweiligen Kühler bzw. des Kondensators hinterlegt. Da diese Druckverlustkennlinien einen quadratischen Verlauf aufweisen, reicht ein jeweiliger Wert für Druck und Volumenstrom. Alternativ kann das Polynom des hydraulischen Druckkoeffizienten angegeben werden.

Am Ausgang wird der berechnete aktuelle Druckabfall Δp der Komponente ausgegeben.

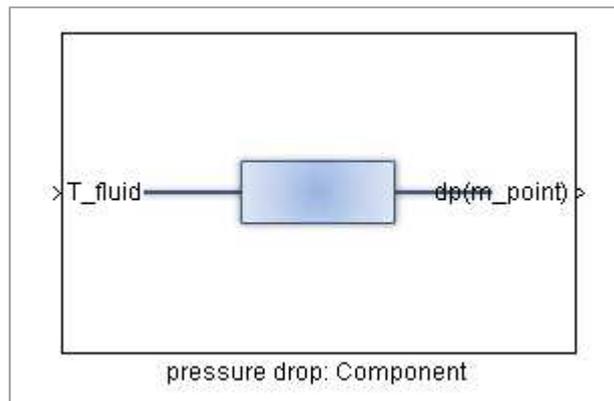


Abbildung 45: Modell des hydraulischen Druckabfalls einer Komponente

4.3.5.3 Modellierung eines Ventils im hydraulischen Netzwerk

Die Modellierung eines Ventils im hydraulischen Netzwerk, erfolgt gleich wie in Kapitel 4.3.5.2.

Als Eingangsparameter des in Abbildung 46 ersichtlichen Ventilmodells im hydraulischen Netzwerk, wird die Kühlmitteltemperatur T_{fluid} , sowie die Information der aktuellen Ventilschaltstellung (vom Thermomanager 4.4 kommend), übergeben.

In den Modellparametern werden die hydraulischen Druckverluste Δp_{ref} beim referenzierten Volumenstrom \dot{V}_{ref} des Ventils hinterlegt. Da diese Druckverlustkennlinien einen quadratischen Verlauf aufweisen, reicht ein jeweiliger Wert für Druck und Volumenstrom.

Um numerische Fehler zu vermeiden, wird der Druckverlustwert für ein geschlossenes Ventil mit $\Delta p_{\text{valve_closed}}=60$ bar angenommen, sodass der entsprechende Kühlmittelmassenfluss in etwa $\dot{m}_{\text{valve}} \approx 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ wird.

Am Ausgang wird der berechnete aktuelle Druckabfall Δp des Ventils ausgegeben.

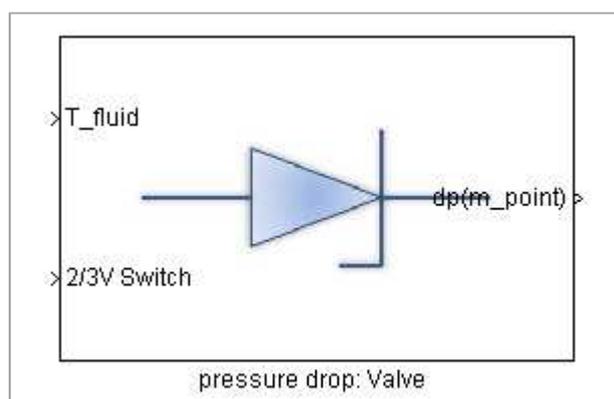


Abbildung 46: Modell des hydraulischen Druckabfalls an einem Ventil

4.3.5.4 Modellierung des Thermostats

Bei der Modellierung eines Thermostats ist es notwendig, eine temperaturabhängige Hubcharakteristik abzubilden. Wie in der beispielhaften Abbildung 41 zu sehen, ist der Hub s_{Hub} also eine Funktion der Temperatur $T_{\text{Kühlmittel}}$ und der Temperaturänderungsrichtung. Die beiden Funktionen ergeben sich durch die Hysterese Wirkung des Thermostats.

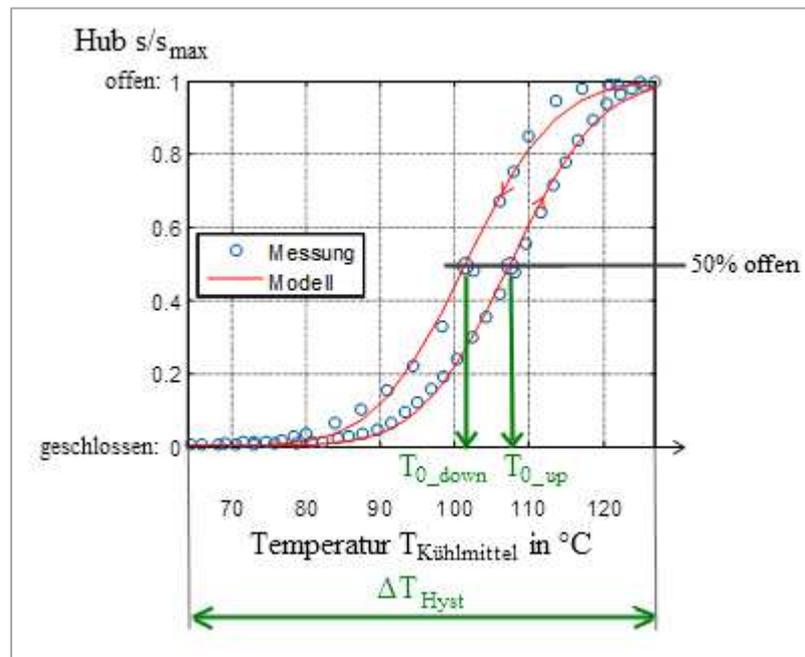


Abbildung 47: Beispielhafte Hubhysterese des Thermostats [48]

Die sich für den Hub des Thermostats ergebenden Sigmoidfunktionen, lassen sich in guter Näherung mit Hilfe einer sogenannten Error-Funktion abbilden [48].

Als Eingangsparameter des in Abbildung 48 ersichtlichen Thermostatmodells im hydraulischen Netzwerk, wird die Kühlmitteltemperatur T_{fluid} übergeben.

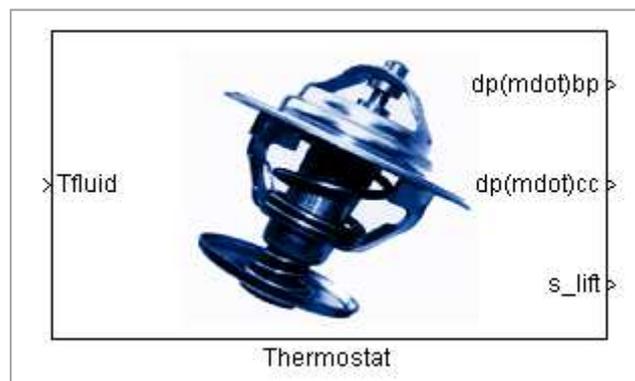


Abbildung 48: Modell des hydraulischen Druckabfalls am Thermostat

In den Modellparametern wird ein Öffnungswegvektor mit dem korrespondierenden Druckverlustvektor eingegeben. Daraus erhält man die Kennlinie für den hydraulischen Druckverlust der beiden enthaltenen Ventile, je nach Öffnungsweg des Thermostats. Um die Öffnungs- und Schließcharakteristik, welche einer Hysterese entspricht, zu definieren, wird

die Error-Funktion definiert. Diese, in Gleichung (4-57) ersichtliche, Error-Funktion beinhaltet die Temperaturwerte für ein 50% offenes Thermostatventil, beim Temperaturanstieg T_{0_up} und Temperaturabfall T_{0_down} . Der Temperaturbereich der Hysterese ΔT_{Hyst} ist ebenso in der Error-Funktion enthalten und in den Modellparametern zu definieren.

$$s_{Hub} = \frac{1}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(3,87 \frac{T_{Kühlmittel} - T_{0,up/down}}{\Delta T} \right) \right] \quad (4-57)$$

Am Ausgang des Thermostatmodells werden die beiden berechneten Druckabfälle der Thermostatwege des Bypasses Δp_{bp} und des Weges über den Kühler Δp_{cc} ausgegeben. Für eventuelle Auswertungen wird auch der aktuelle Hub des Thermostats s_{lift} ausgegeben.

Um numerische Fehler zu vermeiden, wird der Druckverlustwert für ein vollständig geschlossenes Ventil im Thermostat mit $\Delta p_{closed}=60$ bar angenommen, sodass der entsprechende Kühlmittelmassenfluss durch das Ventil $\dot{m}_{valve} \approx 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ wird.

4.3.5.5 Modellierung einer Pumpe im hydraulischen Netzwerk

Die Modellierung der Pumpenmodelle erfolgte gleich der Modellierung der Lüfter unter 4.3.3.2.

Dem unter Abbildung 49 illustrierten Modell werden das pumpenspezifische, dimensionslose Druckkoeffizientenpolynom ψ_{poly_pump} und der Pumpenlaufraddurchmesser $d_{impeller}$, als modellspezifische Parameter hinterlegt.

Als Eingangsparameter werden die Kühlmitteltemperatur T_{fluid} (für die Berechnung der Kühlmitteldichte $\rho_{coolant}$) und die Pumpendrehzahl n_{pump} übergeben.

Am Ausgang werden der berechnete hydraulische Druckabfall, aufgrund der Eingangswerte und die im Modell hinterlegten Pumpenkennlinie, sowie die elektrische Pumpenleistung P_{pump} (4-58), ausgegeben.

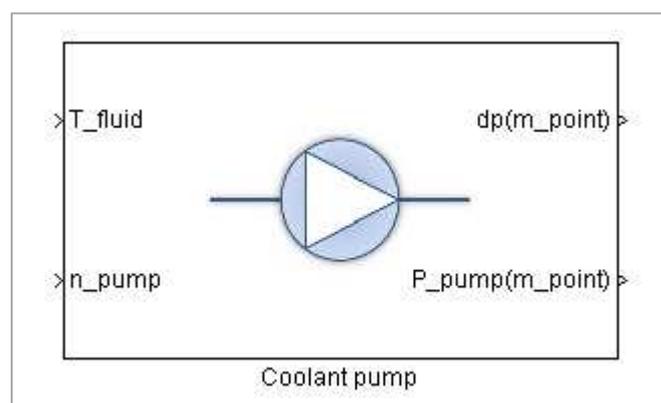


Abbildung 49: Modell des hydraulischen Verhaltens einer Pumpe [48]

Die Pumpenleistung $P_{\text{pump_elektr}}$ wird aus dem Produkt der Druckerhöhung Δp mittels der Pumpe und dem vorhandenen Volumenstrom \dot{V}_{coolant} berechnet. Um nun die elektrische Pumpenleistung in Gleichung (4-58) zu erhalten, muss durch den elektrischen Wirkungsgrad η_{elektr} sowie durch den eigentlichen Pumpenwirkungsgrad $\eta_{\text{pump}}=f(\dot{m}_{\text{coolant}})$ dividiert werden. Als Ergebnis erhält man die elektrische Pumpenleistung, sprich den elektrischen Anschlusswert der Pumpe.

$$P_{\text{pump_elektr}} = \frac{\Delta p_{\text{pump}} \dot{V}_{\text{coolant}}}{\eta_{\text{elektr}} \eta_{\text{pump}}} = \frac{\Delta p_{\text{pump}}}{\eta_{\text{elektr}} \eta_{\text{pump}}} \frac{\dot{m}_{\text{coolant}}}{\rho_{\text{coolant}}} \quad (4-58)$$

4.3.5.6 Solver des hydraulischen Netzwerks mittels Newton-Raphson-Verfahren

Die Berechnung des resultierenden Kühlmittelmassenstroms, aus dem Polynom bei gegebenem Druckverlust setzt eine Berechnungsaufgabe voraus. Das Kriterium der Optimierungsaufgabe ist die Differenz zwischen der Druckerhöhung (durch die Pumpe) und der Druckminderung (durch die Komponenten) im hydraulischen Netzwerk [48].

Hier wird zum Lösen der nichtlinearen, algebraischen Gleichungen des hydraulischen Netzwerks, das gleiche Verfahren wie unter 4.3.3.4 verwendet.

4.3.6 Subsystem - hydraulisches Netzwerk

In Abbildung 50 ist das, aus den unter 4.3.5 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem des hydraulischen Netzwerks dargestellt. Beispielhaft ist das hydraulische Netzwerk des Kühlmittelkreislauf v5.1c abgebildet.

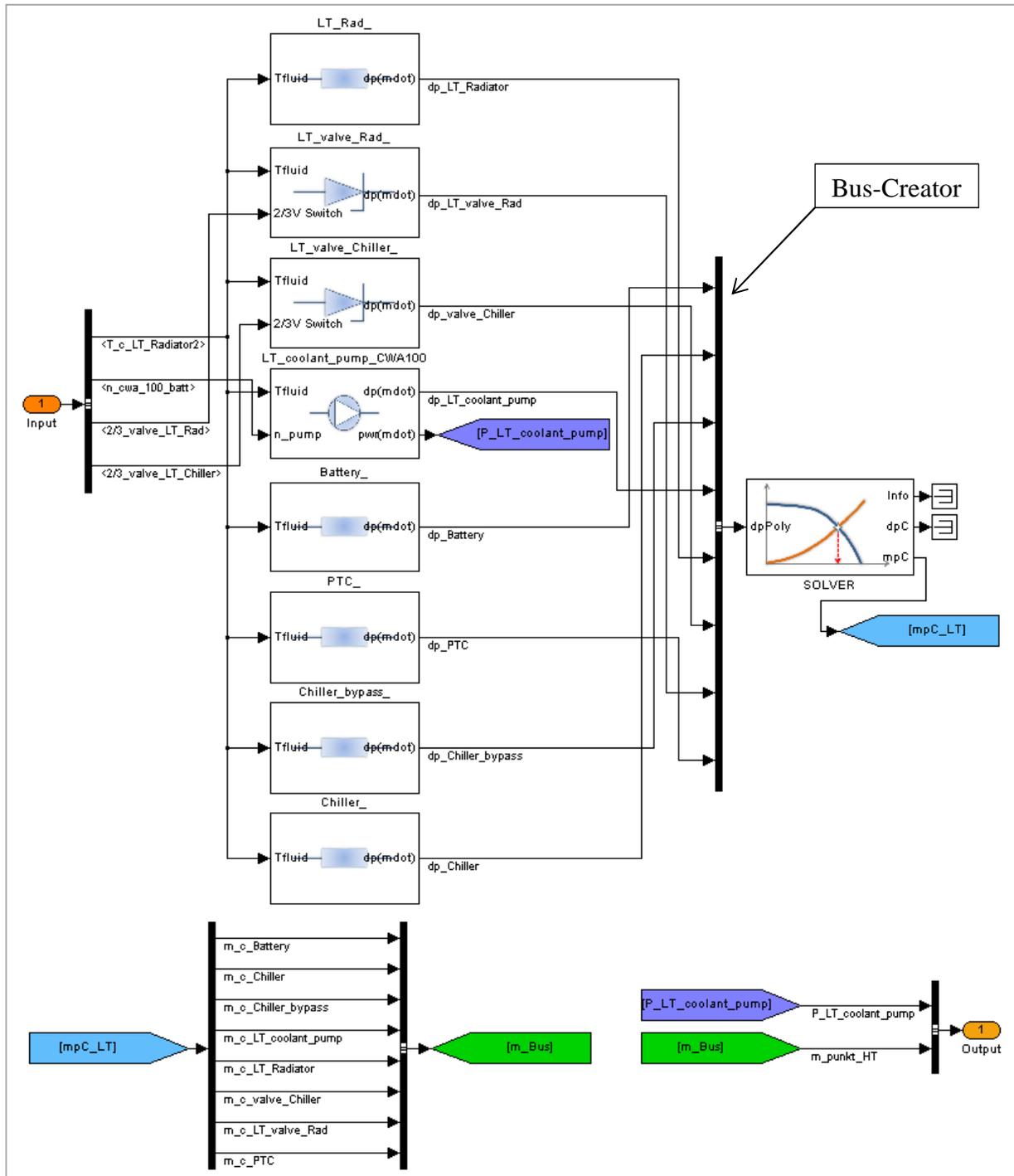


Abbildung 50: Subsystem – hydraulisches Netzwerk (LT, v5.1c)

Wie in Abbildung 50 zu sehen, ist die Reihenfolge der Eingänge des Bus-Creators für den Solver, nach dem unter 4.3.5.1 beschriebenen Netzwerkaufbau, vorgegeben. Die Komponente Batterie ist demnach z.B. die Komponenten-ID 1, dem Chiller Komponenten-ID 2 usw.

zugewiesen worden. Auf diese Reihenfolge ist bei der Erstellung der hydraulischen Netzwerke, also bei der Reihenfolge der Eingänge des Bus-Creators, streng zu achten.

Die Eingangsgrößen in das hydraulische Netzwerk (LT, v5.1c) sind, wie in Abbildung 50 zu sehen, vom thermischen Netzwerk 4.3.2 kommend die Kühlmitteltemperatur am Ausgang des LT-Kühlers $T_{c_LT_Radiator2}$, sowie die vom Thermomanager 4.4 kommenden Informationen über die Pumpendrehzahl $n_{cwa_100_Batt}$ und den Ventilstellungen $2/3_valve_{LT_Rad}$ bzw. $2/3_valve_{LT_Chiller}$.

Die Funktion des hydraulischen Solver ist in Kapitel 0 beschrieben.

Die kreislaufspezifischen Ausgangsgrößen aus diesem hydraulischen Netzwerk (LT, v5.1c) sind alle Kühlmittelströme ($\dot{m}_{c_LT_Radiator}$, $\dot{m}_{c_LT_valve_Rad}$, $\dot{m}_{c_valve_Chiller}$, $\dot{m}_{c_LT_coolant_pump}$, $\dot{m}_{c_Battery}$, \dot{m}_{c_PTC} , $\dot{m}_{c_Chiller_bypass}$ und $\dot{m}_{c_Chiller}$), sowie die elektrische LT-Pumpenleistung $P_{LT_coolant_pump}$.

Die übrigen beiden Subsysteme der hydraulischen Netzwerke des MT- und des HT-Kühlmittelkreislaufkonzepts v5.1c, sind in Anhang 7 und Anhang 8 abgebildet.

Jene Subsysteme des Kühlkonzepts vAVL2 sind in Anhang 23 und Anhang 24 dargestellt.

4.3.7 Subsystem Klimaanlagekreislauf („Lolimot“)

Beim Subsystem der Kältemittelkreislaufs wird auf ein vorhandenes Simulationsmodell namens Lolimot AC-System [48] zurückgegriffen.

Der Name Lolimot bedeutet local linear model trees und stellt ein neuronales Netzmodell dar. Dieses neuronale Netz soll zur Systemidentifikation dienen. Der Vorgang einer Systemidentifikation wird durch folgenden Vorgang bezeichnet:

Wird ein System, wie in Abbildung 51 zu sehen, mit einer bestimmten Eingangsfunktion $\tilde{u}(t)$ für eine bestimmte Zeit t angeregt, so erhält man eine dementsprechende Antwort als Ausgangsfunktion $\tilde{y}(t)$. Das Ziel, also die Systemidentifikation heißt nun, dass aus diesen beiden Funktionen $\tilde{u}(t)$ und $\tilde{y}(t)$ in der Zeit t ein geeignetes mathematisches Modell gewonnen wird [33].

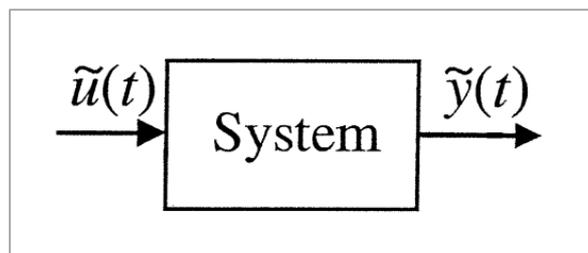


Abbildung 51: Ein- und Ausgangsfunktion

Belegt man nun dieses System in einem neuronalen Netz mit mehreren, verschieden gewichteten Eingängen und erweitert man dieses mit einem Offset, so spricht man in

Verbindung mit einer Aktivierungsfunktion von einem, in Abbildung 52 dargestellten, Neuron [33].

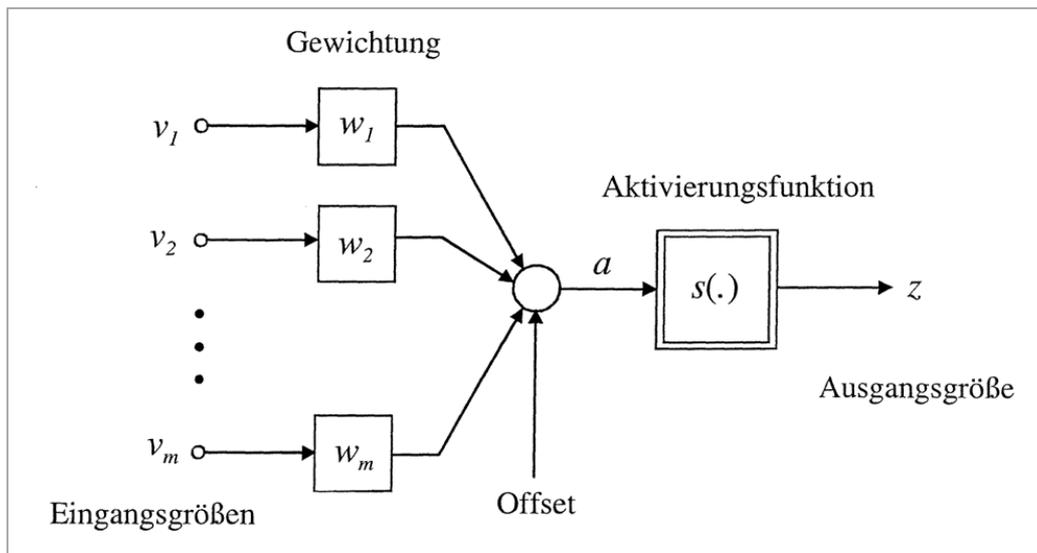


Abbildung 52: Neuron [33]

Dieses Neuron mit den Eingangsgrößen v_1 bis v_m und der Ausgangsgröße z besitzt ein Übertragungsverhalten, welches durch die Vorschrift nach Gleichung (4-59) bestimmt wird [33].

$$z = s(\cdot) \quad \text{und somit eingesetzt} \quad z = s(a) = s\left(\sum_{j=1}^m w_j v_j + \text{Offset}\right) \quad (4-59)$$

Das im Simulationsmodell verwendete, in Abbildung 53 illustrierte LOLIMOT AC-System, benutzt eine große Anzahl an Kombinationen zwischen den implementierten Systemen Klimaanlagekompressor, Klimaanlagekondensator, Chiller und Kühlerlüftern. Somit ist das Lolimot AC-System in der Lage, aus den Eingangsparametern Lufteingangstemperatur $T_{\text{air_in}}$ in den Kondensator, dem Luftmassenstrom \dot{m}_{Airflow} , der Kühlmiteileingangstemperatur $T_{\text{c_in}}$, sowie dem Kühlmittelmassenstrom durch den sogenannten Chiller $\dot{m}_{\text{c_Chiller}}$, die gefragten Ausgangswerte zu berechnen. Ein weiterer Eingangsparameter ist der AC-mode, welcher angibt, welche Kältekreisläufe in der gewählten Leistungsstufe eingeschaltet sind.

Die Ausgangswerte bestehen aus den Wärmeströmen von Verdampfer \dot{Q}_{Evap} und Kondensator \dot{Q}_{Cond} , der Klimaanlagekompressorleistung P_{Comp} sowie dessen Drehzahl n_{Comp} und der Chiller-Kühlmittelaustrittstemperatur $T_{\text{c_out}}$.

Auf die hinterlegten Modelle wird in dieser Diplomarbeit nicht eingegangen.

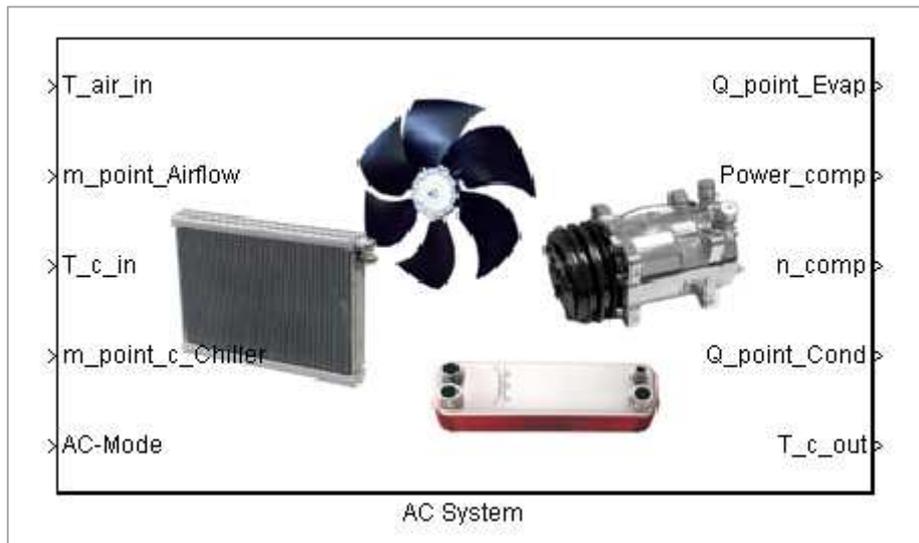


Abbildung 53: Modell des LOLIMOT AC-Systems [48]

Das gesamte Lolimot AC-Subsystem des Kühlkonzepts v5.1c ist in Anhang 9 dargestellt. Das Lolimot-Modell von vAVL2, ist in Anhang 30 angeführt.

4.4 Thermomanager

Die für die Pumpen und Lüfter notwendigen Regelungen, laufen im modellierten Thermomanager ab. Dieses überschaubare Thermomanagergesamtmodell ist wiederum in die jeweiligen Subsysteme der einzelnen anzusteuernenden Komponenten unterteilt.

Beispielhaft werden in Kapitel 4.4.1 und 4.4.2 ein Pumpen- sowie ein Lüfter-Thermomanager beschrieben.

In Anhang 12 ist eine Übersicht des Subsystems Thermomanager des Kühlkonzepts v5.1c dargestellt. In Anhang 19 jene Übersichtsdarstellung, des Kühlkonzepts vAVL2.

4.4.1 Pumpen-Thermomanager

Beim den Pumpen-Thermomanagern werden als Referenzwerte immer die numerisch berechneten Kühlmitteltemperaturwerte, an den Ausgängen der temperaturempfindlichsten Komponenten der jeweiligen Kühlkreisläufe, herangezogen.

Aus Sicherheitsgründen gegen Bauteil- oder Komponentenschäden ist ein Pumpenstillstand ab der ersten wärmeemittierenden Komponente im jeweiligen Kühlkreislauf nicht zugelassen. Die Pumpen laufen dann auf geringer Drehzahl ($n_{pump} < 1200$ 1/min bzw. 1500 1/min).

Wie in Abbildung 54 zusehen, sind bei den Pumpendrehzahlen drei Schaltschwellen festgelegt. Die Schaltschwellen werden mittels Hysteresen definiert, welche je nach Wert der Kühlmitteltemperatur (hier z.B. HT-Kühlereintrittstemperatur $T_{c_HT_1}$) die jeweilige Pumpendrehzahl vorgeben. Der Wert der Pumpendrehzahl wird dann mittels dem unter 4.5

beschriebenen Bussystem an das hydraulische Netzwerk zur Berechnung des Kühlmittelmassenstroms übergeben.

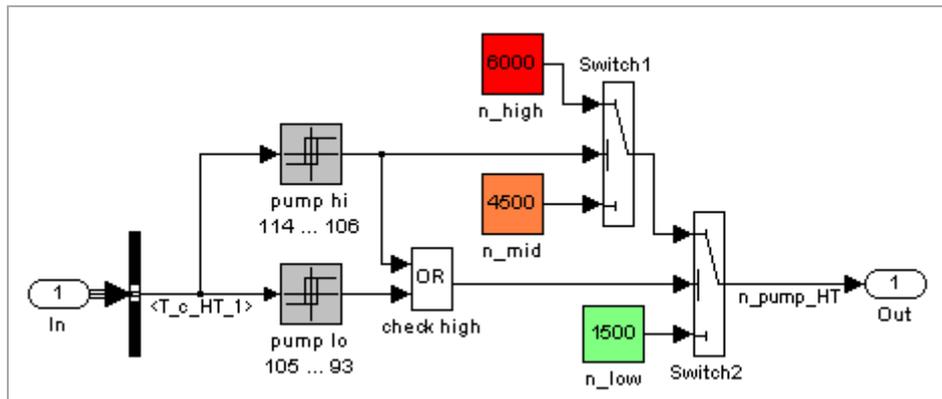


Abbildung 54: Beispiel für Thermomanager der HT-Pumpe

In Anhang 14 sind alle Pumpendrehzahlen mit den jeweiligen Temperaturschwellen für die Kühlkreislaufkonzepte angeführt.

4.4.2 Lüfter-Thermomanager

Die beiden Lüfter-Thermomanager sind ähnlich den Pumpen-Thermomanagern unter 4.4.1 umgesetzt.

Die mittels Hysterese umgesetzten Schaltschwellen der Lüfterdrehzahlen, sind von kritischen Kühlmitteltemperaturen $T_{c_HT_1}$ bzw. von der luftseitigen Kondensatoraustrittstemperatur T_{a_Cond2} abhängig. Zusätzlich kommt, wie in Abbildung 55 zu sehen, die aktuelle Fahrgeschwindigkeit v_{veh} des Erprobungsfahrzeuges zur Geltung, die mittels der im Lüfter-Thermomanager hinterlegten Logik verhindert, dass bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten ineffizienter Lüfterbetrieb erfolgt.

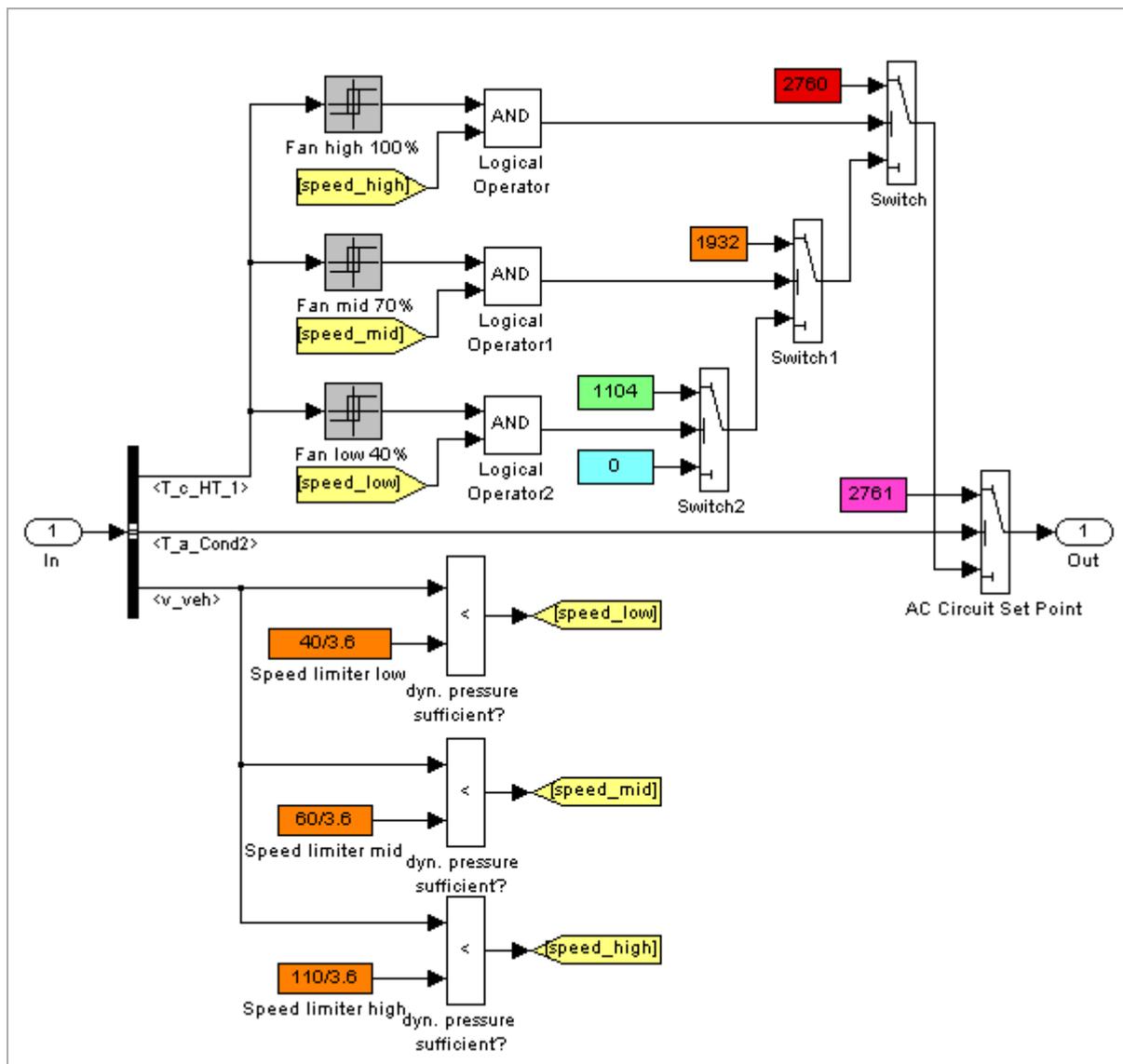


Abbildung 55: Beispiel für den Thermomanager des großen Lüfters

In Anhang 15 sind alle Lüfterdrehzahlen mit den jeweiligen Temperaturschwellen für die jeweiligen Kühlmittelkreislaufkonzepte, sowie die definierten Fahrgeschwindigkeitsschwellen für einen effizienten Lüftereinsatz, angeführt.

4.4.3 Weitere Thermomanager

Die Thermomanager für den Betrieb des PTC-Heizers im LT-Kühlmittelkreislauf oder jener für den sogenannten Chiller-Betrieb, sind in einer sehr ähnlichen Art und Weise durch Kühlmitteltemperaturschwellen-, Betriebsmodus- und Ventilstellungsabhängigkeiten modelliert worden.

In Anhang 16 sind die in diesem Zusammenhang definierten Werte und Schwellen aufgelistet.

4.5 Schnittstellen

In Kapitel 4.5.1 und 4.5.2 wird auf die Datenschnittstellen in Fahrzeugen im Allgemeinen und speziell auch auf die Schnittstelle der Simulationssoftware Simulink® mit AVL CRUISE eingegangen.

4.5.1 Schnittstellen im Fahrzeugkommunikationsbordnetz

Treibende Kräfte für die Entwicklung eines Bordnetzes in Fahrzeugen waren steigende Ansprüche an Komfort, Sicherheit aber vor allem auch Bestimmungen im Zusammenhang mit Umweltschutz – also Abgasbestimmungen. Diese Bordnetze mussten nach dem Einzug komplexer Motor- und Energiemanagementsysteme, sowie Sicherheits- und Entertainmentsysteme, in elektrische und elektronische Bordnetze aufgeteilt werden, um den hohen Energie- und Rechenbedarf sowie Übertragungssicherheit zu gewährleisten. Das Kommunikationsbordnetz, auch Bus (binary unit system) genannt, dient zur Datenübertragung zwischen den einzelnen Elektroniksystemen, Sensoren, Aktuatoren und Steuergeräten. Eine sehr häufige Ausführung eines solchen Kommunikationsbordnetzes ist das CAN-Bus (controller area network) [15].

Die in der Simulation benötigten und berechneten Größen, wie zum Beispiel die Umgebungs-, Kühlmittel- und Komponententemperaturen, Fahrgeschwindigkeit, die Wärmeströme einzelner Komponenten oder die Daten der in der Simulation enthaltenen Thermomanager, werden über dieses Bus transferiert.

4.5.2 Schnittstelle Simulink® - AVL CRUISE

Die Schnittstelle für die unter 4.1.3 beschriebene Co-Simulation zwischen Simulink® und AVL CRUISE wird ebenso über das simulierte Bus bewerkstelligt.

Bestimmend für eine fehlerfreie Übertragung sind, beginnend mit der Festlegung der genauen Anzahl der Ein-/Ausgänge, deren Benennung und der Berücksichtigung der Einheiten auch die Definition eines bestimmten Bus-Taktes, der die Austauschzeit der errechneten Werte vorgibt.

4.6 Simulationsablauf

Bei der Erstellung der Gesamtkühlsystemmodelle wird auf einen sehr anschaulichen und verständlichen Aufbau, sowie speziell auch auf eine sehr unkomplizierte Bedienung, Wert gelegt und geachtet.

Für den Ablauf der Simulation werden im Initialisierungsvorgang, bei dem die unter 4.1.1.2 erwähnten Simulations- und Konfigurationsparameter des Solvers, Randbedingungen eingestellt. Zu diesen Randbedingungen gehören die Umgebungstemperatur ($\vartheta_{\text{Außen1}}=+20^{\circ}\text{C}$ [25]), die Kühlmitteltemperaturen bei einem eventuellen Warmstart oder sehr niedrigen Außentemperaturen ($\vartheta_{\text{Außen2}}=-7^{\circ}\text{C}$ [25]) beim Start des Erprobungsfahrzeuges und einige andere in Tabelle 7 beschriebene Parameter.

Die Initialisierungswerte der Kühlmitteltemperaturen geben gleichzeitig die Initialisierungswerte der Komponententemperaturen in den jeweiligen Kühlmittelkreisläufen an.

Tabelle 7: Initialisierungsparameter v5.1c und vAVL2

Beschreibung	Parameter -bezeichnung	Normstart (Kaltstart)	Warmstart	Kältestart
v5.1c				
Umgebungstemperatur	p.Start.TAmbient	20°C	20°C	-7°C
HT-Kühlmitteltemperatur	p.Start.TCoolantHT	20°C	90°C	-7°C
MT-Kühlmitteltemperatur	p.Start.TCoolantMT	20°C	42°C	-7°C
LT-Kühlmitteltemperatur	p.Start.TCoolantLT	20°C	28°C	10°C
vAVL2				
Umgebungstemperatur	p.Start.TAmbient	20°C	20°C	-7°C
HT-Kühlmitteltemperatur	p.Start.TCoolantHT	20°C	90°C	-7°C
MTLT-Kühlmitteltemperatur	p.Start.TCoolantMTLT	25°C	42°C	-7°C ¹

¹ $t_{\text{Traktionsbatterie}} = 10^{\circ}\text{C}$

5 Simulationsergebnisse und Ergebnisaufbereitung

Wie in der Aufgabenstellung unter 1.2 und den Zielen unter 1.3 beschrieben, erfolgen energetische Vergleiche der elektrischen Komponenten, also Pumpen und Lüfter, beider Kühlkonzepte bei verschiedenen Betriebsmodi. Dabei sollen Differenzen in den Pumpenantriebs- und Lüfterantriebsleistungen und somit in den Energieverbräuchen, bei gewählten Fahrzyklen, Initialisierungs- und Betriebstemperaturen, aufgezeigt werden.

Um inhaltsträchtige Simulationsergebnisse und –verläufe zu erhalten, werden die beiden Warmstart-Fahrzyklen, also NEFZ nach Warmstart und die thermische Absicherung mittels Bergfahrt nach Warmstart, in Kapitel 5.1.1 und 5.1.2 im Detail hinterleuchtet. Die Simulationsergebnisse der Fahrzyklen NEFZ nach Kälte- und Kaltstart, sind in Anhang 31 und Anhang 32 abgebildet.

Die Aufbereitung der Simulationsergebnisse erfolgt aus Gründen der Vergleich- und Reproduzierbarkeit vollständig in MATLAB/Simulink®.

Es werden die Komponententemperaturen, die Kühlmitteltemperaturen an den jeweiligen Komponentenkühlmittelausgängen, die elektrischen Anschlussleistungen der jeweiligen Komponenten und die über die Zeit integrierte elektrische Anschlussleistung – also die Arbeit – in den jeweiligen Diagrammen, dargestellt.

Auf die Darstellung der Traktionsbatterietemperatur sowie deren Kühlmitteltemperatur wird aus Gründen der Übersichtlichkeit bei beiden Kühlkonzepten verzichtet. Die Erwärmung bei den gegebenen Initialisierungstemperaturen und dem resultierenden Wärmeeintrag in die Traktionsbatterie ist so gering, dass die resultierende Betriebstemperatur deutlich unter den kritischen Werten liegt. Ein sogenannter Chillerbetrieb ist deshalb nicht nötig.

5.1 Simulationsergebnisse Kühlkreislaufkonzept v5.1c und vAVL2

In folgenden Kapiteln 5.1.1 bis 5.1.4 werden die Simulationsergebnisse der Kühlkreislaufkonzepte v5.1c und vAVL2, jeweils im Vergleich, erörtert.

5.1.1 NEFZ nach Warmstart v5.1c und vAVL2

Wie in Tabelle 7 dokumentiert, erfolgt der Warmstart bei den jeweiligen Idealtemperaturniveaus der einzelnen Kühlmittelkreisläufe ($\vartheta_{HT}=90^{\circ}\text{C}$, $\vartheta_{MT}=42^{\circ}\text{C}$ und $\vartheta_{LT}=28^{\circ}\text{C}$).

In Abbildung 56 sind die Verläufe der Komponententemperaturen, sowie der Kühlmittelaustrittstemperaturen der Komponenten VKM (ICE), Leistungselektronik (PE), Elektromaschine (EM) und der Traktionsbatterie (Battery) im NEFZ nach Warmstart abgebildet.

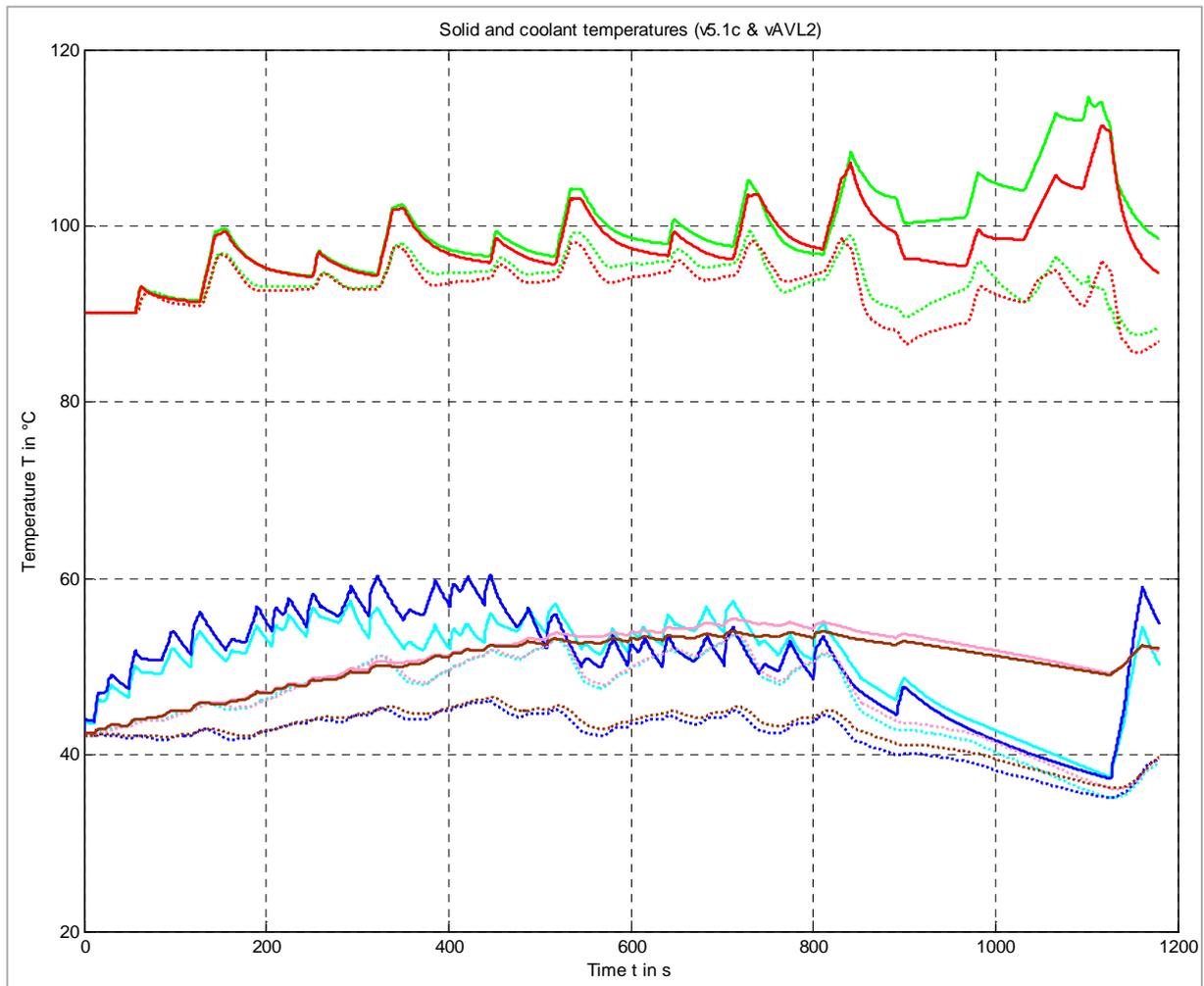


Abbildung 56: Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen im NEFZ nach Warmstart

Die Legende zu Abbildung 56 ist in folgender Abbildung 57 angeführt.

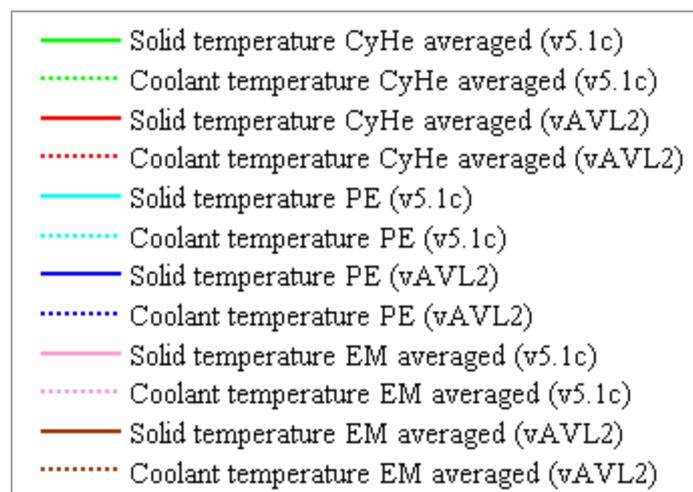


Abbildung 57: Legende zu Abbildung 56

Wie in Abbildung 56 zu sehen, sind beim HT-Kühlkreislauf die Komponententemperaturen von v5.1c und vAVL2 im Stadtzyklus sehr ähnlich. Die Temperaturentwicklung in den Zylinderköpfen der beiden Kühlkonzepte geht sichtbar einher mit den Wärmeeinträgen durch die Stadtzyklusbeschleunigungen.

Am Beginn des außerstädtischen Zyklus ist bei beiden Konzepten ein markant auftretender Temperaturunterschied zwischen der HT-Komponententemperatur und der Kühlmitteltemperatur am Komponentenausgang sichtbar. Grund dafür ist die steigende Fahrgeschwindigkeit, welche die Effizienz des Kühlers und den dadurch möglichen Übertragungswärmestrom der Kühler erhöht. Ein weiterer Grund ist eine gewisse Trägheit des Thermostats.

Der Grund für die Abweichung der beiden Zylinderkopfkomponententemperaturen im außerstädtischen Fahrzyklus liegt an der durch das andersartige HT-Kühlkonzept unterschiedlichen Anlagenkennlinien beider Kühlkonzepte. Dadurch resultiert, dass die Pumpenleistung, welche das Produkt aus Druckerhöhung und Volumenstrom durch den elektrischen und massenstromabhängigen Wirkungsgrad ist (siehe Gleichung (4-58)), in beiden Kühlkonzepten bei gleicher Drehzahl unterschiedlich ist (Schnittpunkt Pumpenkennlinie-Anlagenkennlinie).

Bei den MT-Komponenten kommt es durch die geringe Geschwindigkeit und die Fahrzeugstehzeiten im Stadtzyklus zu einer stetigen Erhöhung der Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen innerhalb der definierten Temperaturschwellen, der im Thermomanager hinterlegten Lüfter-Betriebstemperaturen. Bei den höheren Geschwindigkeiten im außerstädtischen Bereich, bei denen die Elektromaschine im motorischen Betrieb nicht im Einsatz ist, kühlen die Komponenten Leistungselektronik und Elektromaschine merklich ab. Erst nach dem Abbremsen bis Stillstand, am Ende des außerstädtischen Zyklus, bei welchem wieder ca. 2% der Batteriekapazität rekuperiert werden, steigen die Temperaturen im MT-Kreislauf beider Konzepte wieder an.

In Abbildung 58 ist die in AVL CRUISE hinterlegte SOC-Kurve (state of charge) im NEFZ nach Warmstart, welche für beide Konzepte v5.1c und vAVL2 gleich ist, abgebildet. Gleich deshalb, da die Temperaturänderungen im thermischen Netzwerk keinen Einfluss auf das vorliegende Fahrzyklusmodell in AVL CRUISE haben (siehe auch Kapitel 4.2.2.1 und 4.2.3).

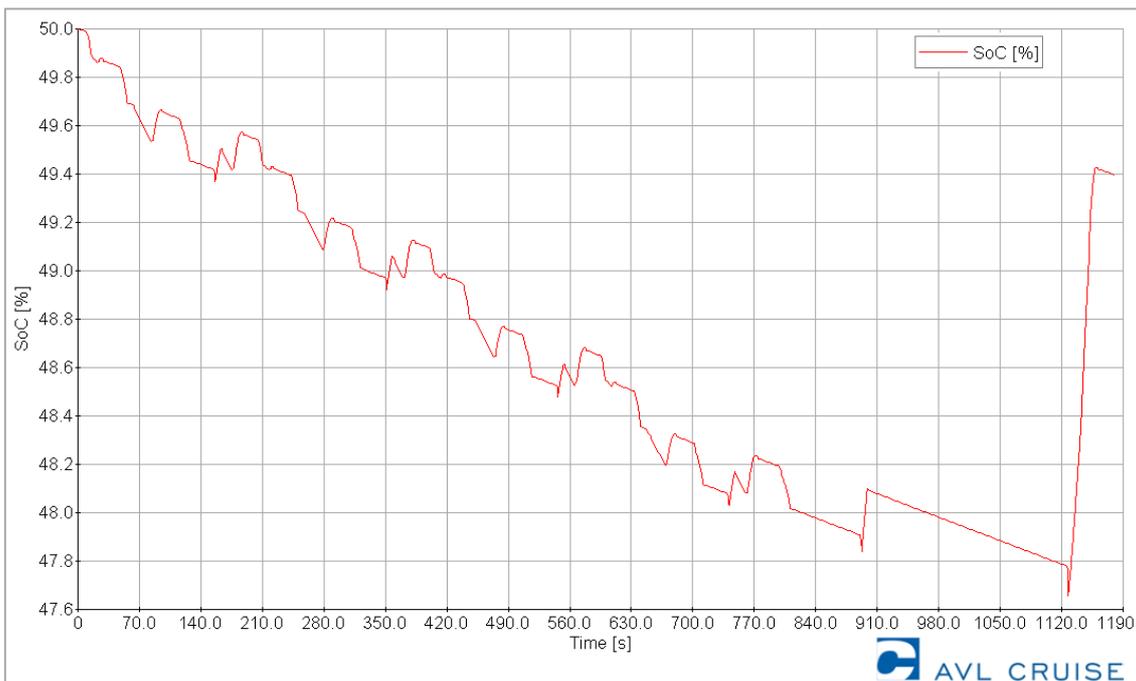


Abbildung 58: SOC-Verlauf im NEFZ nach Warmstart

In folgender Abbildung 59 sind die Simulationsergebnisse der elektrischen Leistungen der Pumpen und Lüfter aufgezeichnet.

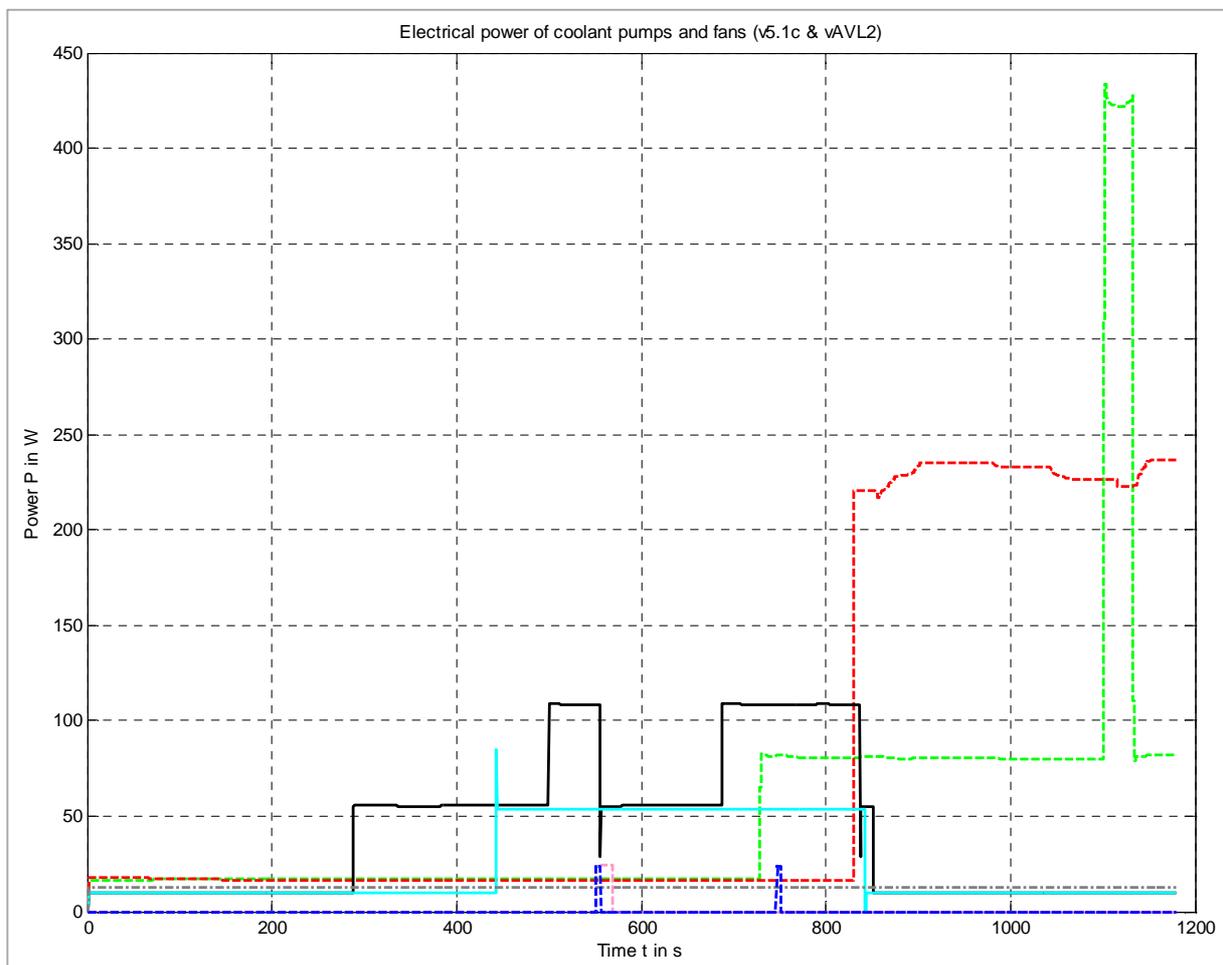


Abbildung 59: Elektrische Leistungen der Pumpen und Lüfter im NEFZ nach Warmstart

Die Legende zu Abbildung 59 ist in folgender Abbildung 60 angeführt.

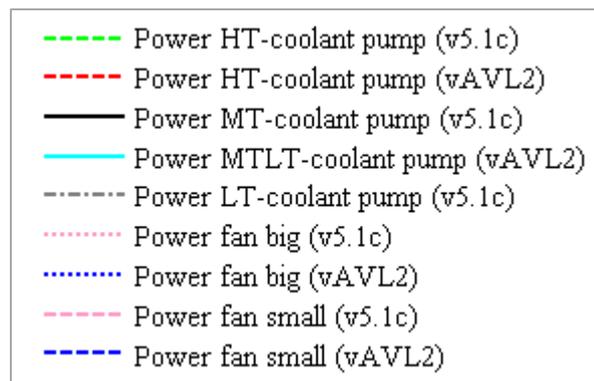


Abbildung 60: Legende zu Abbildung 59

In Abbildung 59 sind am Beginn des NEFZ die elektrischen (Grund-)Leistungen, welche durch die Einschaltvorgänge für die unter 4.4.1 erwähnte Mindestpumpendrehzahlen entstehen, zu sehen. Diese liegen aber allesamt unter $P_{\text{elektr}} < 25\text{W}$.

Bei den HT-Pumpen ist zu erkennen, dass die Schaltschwelle der v5.1c-HT-Pumpe auf Stufe 2 ($n=3000$ 1/min) schon im Stadtzyklus bei etwa $t=550\text{s}$, wohingegen die Schaltschwelle der vAVL2-HT-Pumpe auf Stufe 2 erst beim außerstädtischen Zyklus erreicht wird. Der Grund dafür liegt an der durch das andersartige HT-Kühlkonzept unterschiedlichen Anlagenkennlinien beider Kühlkonzepte. Dadurch resultiert, dass die Pumpenleistung, welche das Produkt aus Druckerhöhung und Volumenstrom durch den elektrischen und massenstromabhängigen Wirkungsgrad ist (siehe Gleichung (4-58)), in beiden Kühlkonzepten bei gleicher Drehzahl unterschiedlich ist (Schnittpunkt Pumpenkennlinie-Anlagenkennlinie).

Der nicht konstante Leistungsverlauf ist auf die sich ändernde Dichte des Kühlmittels, verursacht durch die Temperaturänderungen, zurückzuführen.

Bei den elektrischen MT-Pumpenleistungen in Abbildung 59 ist zu sehen, dass im Kühlkonzept v5.1c längere Einsatzzeiten vorherrschen, sowie bei $t=550\text{s}$ und $t=700\text{s}$ auf Stufe 3 ($n=6000$ 1/min) geschaltet wird. Dies ist auf den geringen, aber vorhandenen Wärmeeintrag des LT-Kühlers, sowie den durch diesen zusätzlichen Kühler und den daraus resultierenden höheren Widerstand (k_v -Wert) im luftseitigen Netzwerk und dem somit etwas geringeren Luftmassenstrom durch das Kühlerpaket, zurückzuführen. Dadurch herrscht eine höhere MT-Kühlmitteltemperatur vor. Ein weiterer Grund ist die im Kühlkreislaufkonzept vAVL2 parallel geschaltete Traktionsbatterie, welche bei höheren Batteriekühlmittleingangstemperaturen einen Teil der Wärme speichert und damit die Kühlmitteltemperatur vor dem MT-Kühler senkt.

Die erwähnte höhere Kühlmitteltemperatur macht im MT-Kühlkreislauf v5.1c die beiden in Abbildung 59 ersichtlichen kurzen Lüftereinsätze bei $t=550\text{s}$ und $t=650\text{s}$, des kleinen Lüfters, notwendig.

Die sichtbaren kurzen Ausschläge der elektrischen Leistung bei den Schaltvorgängen der MT-Pumpen sind auf den Solver des MT-Kühlmittelkreislaufs zurückzuführen, da sich bei

einer sprunghaften Drehzahlerhöhung erst ein neuer Kühlmittelmassenstrom einstellen muss (siehe 4.3.5 bzw. 0). Dass dieser Effekt bei den HT-Pumpen nicht in dieser Höhe ersichtlich ist, liegt am Solver des hydraulischen Netzwerks.

In folgender Abbildung 61 sind die Verläufe der verrichteten Pumpen- und Lüfterarbeiten, nach Integration der entsprechenden elektrischen Leistungen über die Zeit, illustriert.

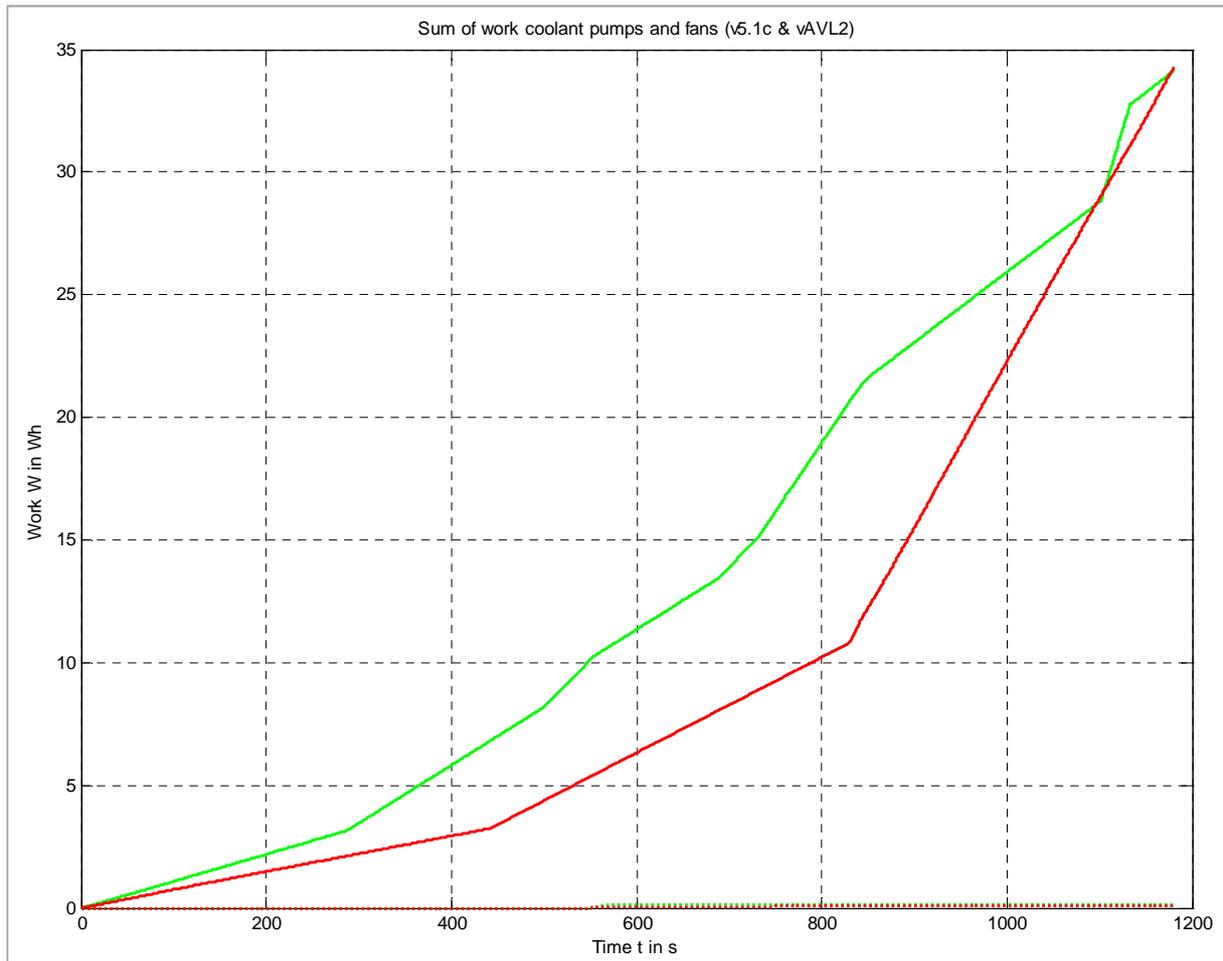


Abbildung 61: Verrichtete Arbeiten der Pumpen und Lüfter im NEFZ nach Warmstart

In Abbildung 62 ist die Legende zu Abbildung 61 angeführt.

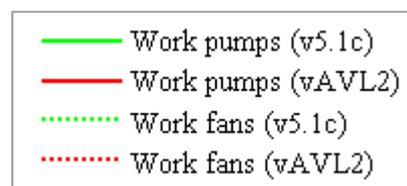


Abbildung 62: Legende zu Abbildung 61

Durch die in Abbildung 59 ersichtlichen Einsatzzeiten der Pumpen und Lüfter sind die Verläufe der Arbeiten in Abbildung 61 zu erklären. Der starke Anstieg der Pumpenarbeitskennlinie vAVL2 bei $t=850\text{s}$ ist auf die Pumpendrehzahlerhöhung auf Stufe 2 erklärbar. Die Annäherung der Arbeitskurven v5.1c und vAVL2 bei $t=1050\text{s}$, ist mit der höheren elektrischen Leistung der HT-Pumpe vAVL2 gegeben. Die anschließende

Vergrößerung des Abstandes, ist auf die aktivierte Stufe 2 der HT-Pumpe v5.1c zurückzuführen.

5.1.2 Bergfahrt nach Warmstart v5.1c und vAVL2

Die Bergfahrt nach Warmstart repräsentiert die thermische Absicherung des Kühlsystems.

Hierbei wird nach einem Warmstart, also den Idealbetriebstemperaturen der Komponenten, eine Bergfahrt mit der Dauer $t_{\text{Bergfahrt}}=600\text{s}$ mit einer Geschwindigkeit von $v=50\text{km/h}$ simuliert. Ein anschließender Stillstand von $t_{\text{Stillstand}}=100\text{s}$ soll aufzeigen, wie sich die Temperaturverhältnisse der Komponenten und die jeweiligen Kühlmitteltemperaturen, bei ausschließlichem Lüfterbetrieb verhalten.

In Tabelle 8 sind die konstanten, eingebrachten Wärmeströme der jeweiligen Komponenten in die Kühlmittelkreisläufe angeführt. Nach $t_{\text{Bergfahrt}}=600\text{s}$ werden diese auf $hf_i=0$ gesetzt, um das Abkühlverhalten der Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen, bei einer Stillstandzeit von $t_{\text{Stillstand}}=100\text{s}$, zu simulieren.

Tabelle 8: Wärmeströme bei Bergfahrt nach Warmstart

Bergfahrt ($t_{\text{Bergfahrt}}=600\text{s}$, $v=50\text{km/h}$), Wärmeströme konstant		
Beschreibung	Einheit	v5.1c und vAVL2
hf_{CyHe}	[W]	33000
hf_{CC}	[W]	16500
hf_{PE}	[W]	3000
hf_{EM}	[W]	2000
hf_{DCDC}	[W]	220
hf_{Battery}	[W]	400

In folgender Abbildung 63 sind die Verläufe der Komponententemperaturen, sowie der Kühlmittelaustrittstemperaturen der Komponenten Zylinderkopf (CyHe), Leistungselektronik (PE), Elektromaschine (EM) und der Traktionsbatterie (Battery) bei simulierter Bergfahrt nach Warmstart abgebildet.

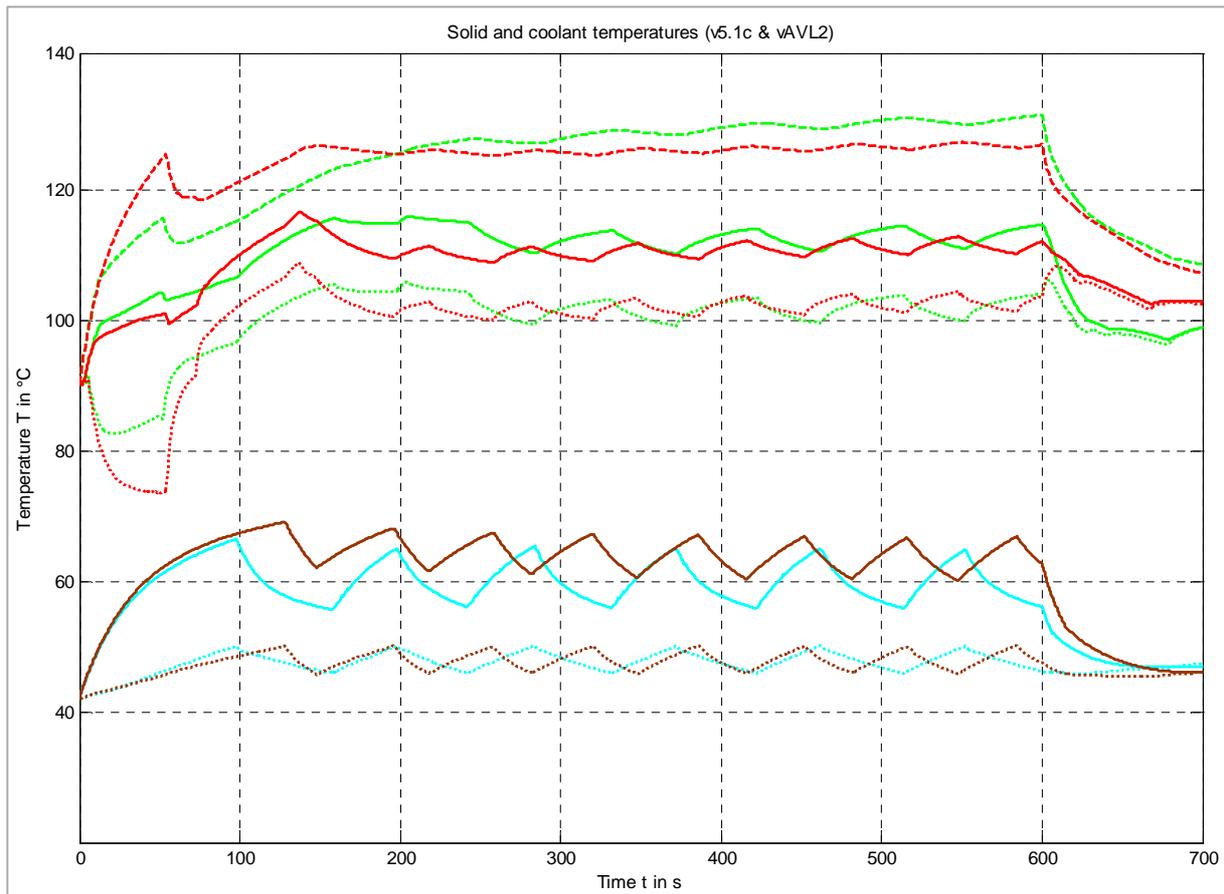


Abbildung 63: Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen bei Bergfahrt nach Warmstart

In Abbildung 64 ist die Legende zu Abbildung 63 angeführt.

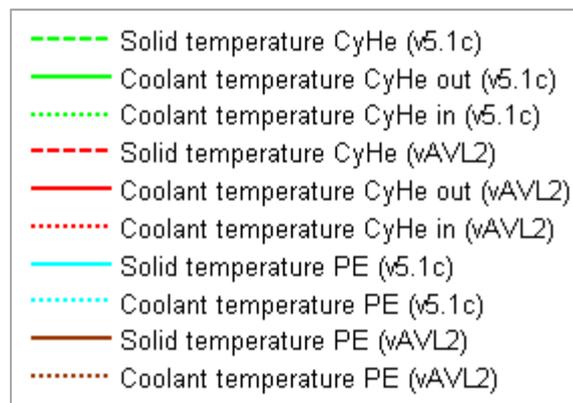


Abbildung 64: Legende zu Abbildung 63

Wie in Abbildung 63 zu sehen, erreichen die höchstbelasteten Komponenten in den HT-Kühlmittelkreisläufen Temperaturen von $\vartheta_{s_CyHe}=131^{\circ}\text{C}$ (v5.1c) und $\vartheta_{s_CyHe}=127^{\circ}\text{C}$ (vAVL2). Die Kühlmitteltemperaturen pendeln bei der Bergfahrt bei beiden Kühlkonzepten, an der Kühlmittleingangsseite des Zylinderkopfes etwa bei $\vartheta_{c_CyHe_in}=101,5^{\circ}\text{C}$, sowie an den Zylinderkopfkühlmittelausgängen $\vartheta_{c_CyHe_out}=112,5^{\circ}\text{C}$. Dies bedeutet einen sehr guten Wert laut Vergleichsmessungen des Projektpartners (Referenzwert $\Delta T_{c_in_out}=12\text{K}$). Diese Werte sind für die thermische Absicherung also in einem vertretbaren Bereich.

Nach $t_{\text{Stillstand}}=100\text{s}$ sinken die Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen durch den Lüfterbetrieb auf $\vartheta_{s_{\text{CyHe}}}=108,5^{\circ}\text{C}$ (v5.1c) und $\vartheta_{s_{\text{CyHe}}}=107^{\circ}\text{C}$ (vAVL2), sowie $\vartheta_{c_{\text{CyHe2}}}=99^{\circ}\text{C}$ (v5.1c) und $\vartheta_{c_{\text{CyHe2}}}=102,5^{\circ}\text{C}$ (vAVL2), ab.

Beim Absinken der Komponententemperaturen nach Stillstand ist zu beobachten, dass die Gradienten der Abkühlkurven von Bauteil- und Kühlmitteltemperaturen bei Konzept v5.1c zu vAVL2 etwa gleich sind. Dies ist wiederum auf die ähnliche Anlagencharakteristik beider Konzepte zurückzuführen.

Bei den Komponenten des MT- bzw. MTLT-Kühlmittelkreislaufs werden bei der Leistungselektronik Maximaltemperaturen von $\vartheta_{s_{\text{PE}}}=66,5^{\circ}\text{C}$ (v5.1c) und $\vartheta_{s_{\text{PE}}}=69^{\circ}\text{C}$ (vAVL2), sowie Kühlmitteltemperaturen von $\vartheta_{c_{\text{PE2}}}=50^{\circ}\text{C}$ (v5.1c) und $\vartheta_{c_{\text{PE2}}}=50^{\circ}\text{C}$ (vAVL2) erreicht. Diese Temperaturwerte für die Komponenten im MT- bzw. MTLT-Kühlmittelkreislauf sind weit von den verträglichen Bauteilhöchsttemperaturen entfernt. Der Unterschied in den Komponententemperaturen im MT- bzw. MTLT-Kühlmittelkreislauf beruht auf den verschiedenartigen Konzepten, da bei vAVL2 die Batterie mit einem Kühlmittelmassenstrom beaufschlagt wird und somit dieser, beim Parallelzweig mit der Leistungselektronik, zur Kühlung fehlt.

Das bei beiden Konzepten zu beobachtende pendeln der Leistungselektronikkomponententemperatur sowie der Kühlmitteltemperatur beruht auf den Schaltvorgängen der MT- bzw. MTLT-Pumpe, wie in Abbildung 65 zu sehen.

Die beiden starken Ausschläge der Zylinderkopf-Kühlmitteleintrittstemperaturen am Beginn der Simulation folgen aus der Trägheit des Thermostats und einer gewissen Trägheit der Wärmeübergänge aufgrund der hohen Komponentenmassen.

In folgender Abbildung 65 sind die Simulationsergebnisse der elektrischen Anschlussleistungen der Pumpen und Lüfter aufgezeichnet.

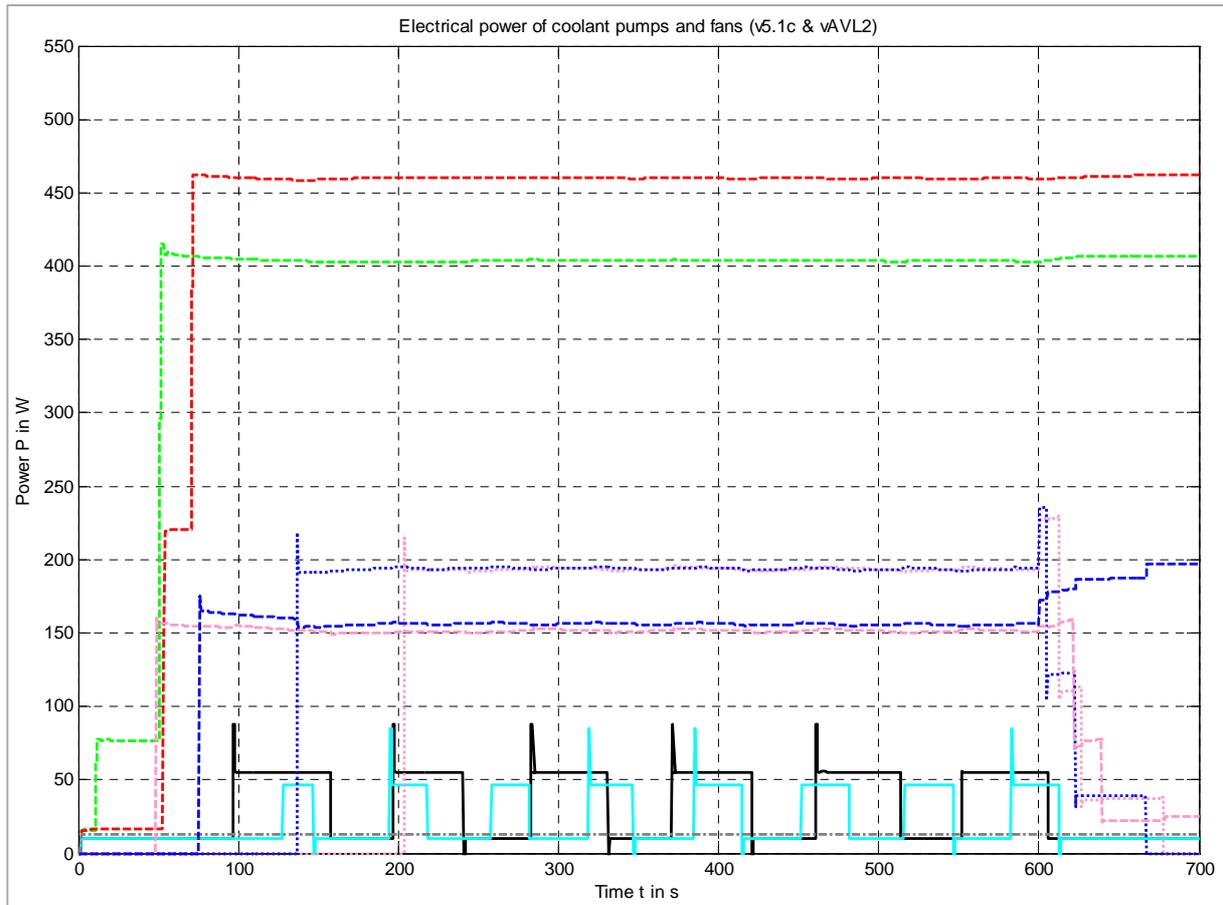


Abbildung 65: Elektrische Leistungen der Pumpen und Lüfter bei Bergfahrt nach Warmstart

Die Legende zu Abbildung 65 ist in folgender Abbildung 66 angeführt.

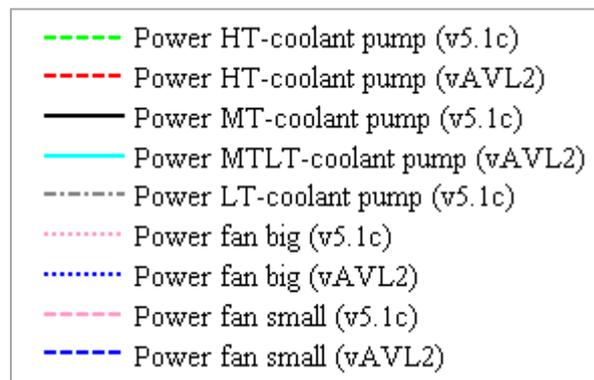


Abbildung 66: Legende zu Abbildung 65

Erwartungsgemäß erhöhen sich die Pumpen- und Lüfterleistungen in den ersten Sekunden der Bergfahrt nach Warmstart sehr rasch bis hin zu deren Maxima. Die Lüfter erhöhen bei jeweils Maximaldrehzahl den Luftmassenstrom bei $v_{\text{Bergfahrt}}=50\text{km/h}$ von $\dot{m}_{\text{Air}_v5.1c} = 0.30 \text{ kg/s}$ auf $\dot{m}_{\text{Air}_v5.1c} = 0.43 \text{ kg/s}$, sowie von $\dot{m}_{\text{Air}_vAVL2} = 0.32 \text{ kg/s}$ auf $\dot{m}_{\text{Air}_vAVL2} = 0.46 \text{ kg/s}$ - jeweils als Ergebnis über die Kühllufttemperatur gemittelte Luftdichte. Der sprunghafte Leistungsanstieg der Lüfterleistungen nach $t=600\text{s}$ ist der fehlenden dynamischen

Druckerhöhung durch den Fahrzeugstillstand zuzuordnen. Aufgrund der anschließenden Dichteänderung der Kühlerluft durch die Temperaturänderung, kommt es ab $t=600\text{s}$ zu einem leichten Anstieg der Lüfter-Leistungskennlinien.

In folgender Abbildung 67 sind die Verläufe der verrichteten Pumpen- und Lüfterarbeiten nach Integration der entsprechenden elektrischen Leistungen über die Zeit illustriert.

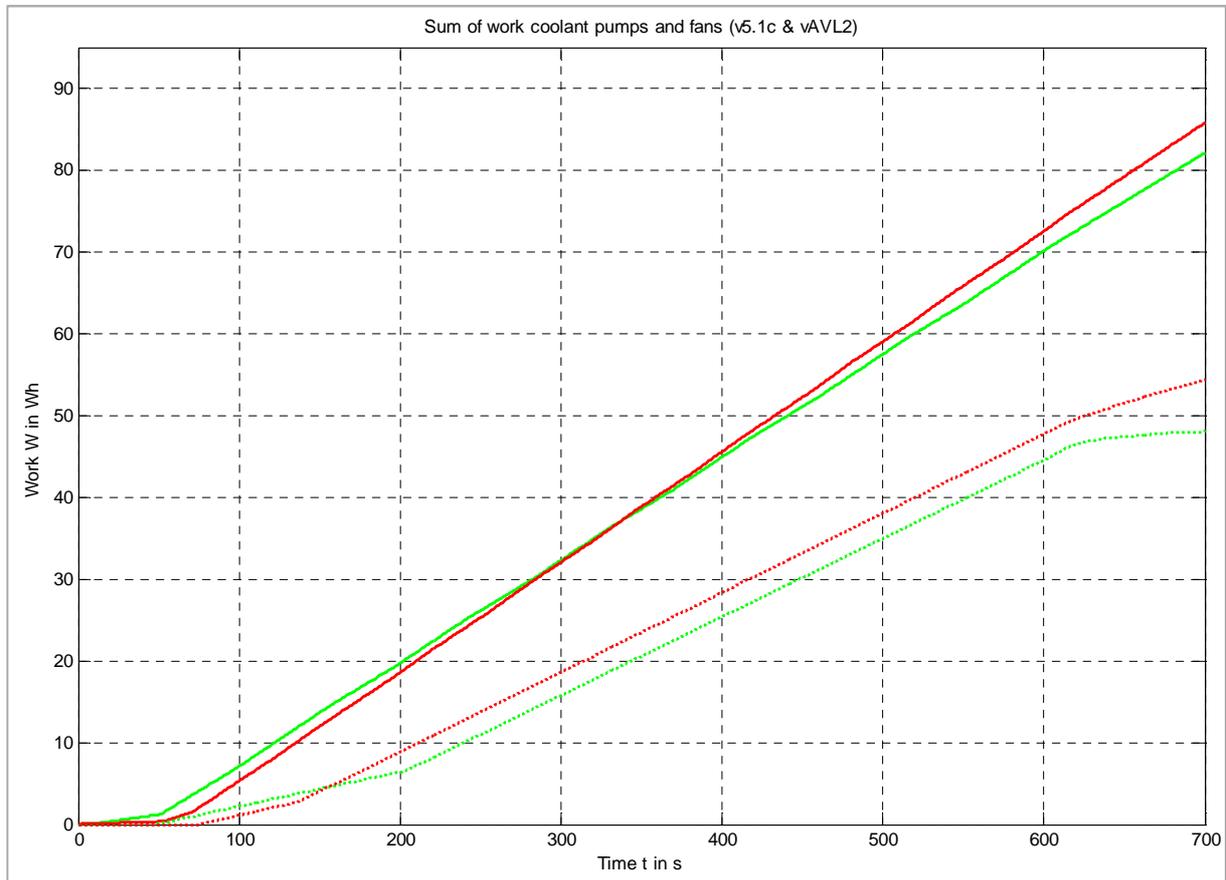


Abbildung 67: Verrichtete Arbeiten der Pumpen und Lüfter bei Bergfahrt nach Warmstart

In Abbildung 67 ist die Legende zu Abbildung 67 angeführt.

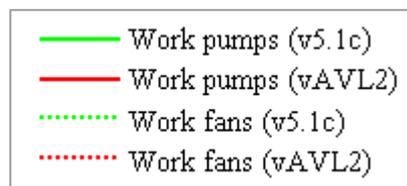


Abbildung 68: Legende zu Abbildung 67

Wie in Abbildung 67 zu sehen, ergibt sich bei den maximalen Pumpen- und Lüfterleistungen ein erwartungsgemäß, beinahe linearer, Arbeitsanstieg bis $t=600\text{s}$. Die Steigung der Lüfter-Arbeitsverläufe verringert sich merklich nach $t=600\text{s}$, da die Lüfterdrehzahlen aufgrund der nachlassenden Komponententemperaturen zurückgeschaltet werden.

5.1.3 NEFZ nach Kältestart v5.1c und vAVL2

Die Simulationsergebnisse des NEFZ nach Kältestart ($\vartheta_{\text{Ambient}}=-7^{\circ}\text{C}$) ist in Anhang 31 abgebildet.

5.1.4 NEFZ nach Kaltstart v5.1c und vAVL2

Die Simulationsergebnisse des NEFZ nach Kaltstart ($\vartheta_{\text{Ambient}}=\vartheta_{\text{Komponenten}}=20^{\circ}\text{C}$) ist in Anhang 32 abgebildet.

5.2 Aufbereitung der Simulationsergebnisse und CO₂-Bilanzen

In Kapitel 5.2 werden die aus den Simulationen erhaltenen elektrischen Arbeiten betrachtet. Anschließend werden die benötigten elektrischen Arbeiten in einen, je nach Energiequelle äquivalenten CO₂-Ausstoß umgerechnet und in Bilanzen dargestellt, um die Unterschiede zu verdeutlichen.

5.2.1 Elektrische Arbeiten aus Simulation

In Tabelle 9 sind die Werte der Arbeiten W der Pumpen und Lüfter beider Konzepte, aus allen simulierten Fahrzyklen, in Wh dargestellt.

Tabelle 9: Gesamte elektrische Arbeiten v5.1c und vAVL2

Beschreibung	W_{pumps}	W_{fans}	$\Sigma W_{\text{elektr_ges}}$
Einheit	Wh	Wh	Wh
v5.1c NEFZ nach Kältestart	13,53	0	13,53
vAVL2 NEFZ nach Kältestart	11,02	0	11,02
v5.1c NEFZ nach Kaltstart	15,01	0	15,01
vAVL2 NEFZ nach Kaltstart	15,77	0	15,77
v5.1c NEFZ nach Warmstart	34,11	0,12	34,23
vAVL2 NEFZ nach Warmstart	34,28	0,07	34,35
v5.1c Bergfahrt nach Warmstart	82,09	48,01	130,01
vAVL2 Bergfahrt nach Warmstart	85,76	54,37	140,13

In Tabelle 9 ist ersichtlich, dass in allen Fahrzyklen, außer bei NEFZ nach Kältestart, das Kühlkreislaufkonzept v5.1c einen geringfügigen Minderverbrauch an elektrischer Arbeit gegenüber vAVL2 aufweist.

5.2.2 Stoffwerte Benzin, Komponentenwirkungsgrade, Weglängen und Zeiten

In folgender Tabelle 10 sind alle relevanten Stoffwerte des Treibstoffs Benzin (bei Normzustand) und den benötigten Reaktionsprodukten zur Erstellung der Energie- und CO₂-Bilanzen eingetragen. Zusätzlich werden die Wirkungsgrade zur Berechnung der CO₂-Bilanzen angegeben.

Tabelle 10: Stoffwerte Benzin und Komponentenwirkungsgrade

Beschreibung		Einheit	Wert	bei
Dichte Benzin [27]	ρ_{Benzin}	kg/m ³	780	$\vartheta=20^{\circ}\text{C}$
unterer Heizwert	H_u	MJ/kg	42,3	-
Verbrennung Benzin	-	gCO ₂ /MJ	73,28	-
Benzin CO ₂ -Bilanz [29]	-	kg/l	2,37	-
Benzin CO ₂ -Bilanz (gCO ₂ /kWh) [18]	-	g/kWh	232	
Wirkungsgrad VKM (bei generatorischem Betrieb) [29]	η_{VKM}	-	0,2	-
Wirkungsgrad VKM Bergfahrt (bei generatorischem Betrieb)	η_{VKM_B}	-	0,33	
Wirkungsgrad Gleichspannungswandler DCDC	η_{DCDC}	-	0,95	
Wirkungsgrad Leistungselektronik PE	η_{PE}	-	0,95	-
Wirkungsgrad Elektromaschine EM	η_{EM}	-	0,9	-
Wirkungsgrad Traktionsbatterie	η_{Batt}	-	0,9	-
Wirkungsgrad Plug-In-Charger	η_{Charger}	-	0,9	-
Weglänge NEFZ	s_{NEFZ}	m	10931,4	-
Zeitdauer NEFZ	t_{NEFZ}	s	1180	-
Weglänge Bergfahrt	$s_{\text{Bergfahrt}}$	m	8333,3	-
Zeitdauer Bergfahrt (inkl. $t=100\text{s}$ Stillstand)	$t_{\text{Bergfahrt}+}$	s	700	-
CO ₂ -Bilanz Strom-Mix EU [4]	-	gCO ₂ /kWh	414	-
CO ₂ -Bilanz Strom-Mix Österreich [4]	-	gCO ₂ /kWh	181	

5.2.3 Berechnung der CO₂-Werte

Mittels der in Tabelle 10 definierten Stoffwerte für Benzin und den Komponentenwirkungsgraden werden nun die CO₂-Werte der geleisteten Arbeiten der Pumpen und Lüfter berechnet.

Es gibt hierbei also drei Varianten:

- Die erste Variante ist die für ein Plug-In-Hybrid-Fahrzeug effiziente und kostengünstige Verwendung der elektrischen Energie aus der, im Plug-In-Modus aufgeladenen, Traktionsbatterie. Diese Variante muss von der HCU natürlich bevorzugt werden.
- Die zweite Variante wäre jene der generatorischen Erzeugung der elektrischen Energie durch die VKM. Diese Variante ist auf Grund der schlechten und langen Wirkungsgradkette nicht empfehlenswert.
- Die dritte Variante der Energiebereitstellung durch Rekuperation ist in der HCU implementiert, wird aber bei der folgenden Bilanzierung nicht berücksichtigt.

Die Berechnung erfolgt beispielhaft mit den Simulationsergebnissen von der Bergfahrt nach Warmstart v5.1c.

Vorerst wird nach Gleichung (5-1) mittels der Wirkungsgrade der VKM bei der, in grober Annäherung stationären Bergfahrt, und dem Wirkungsgrad der Elektromaschine, der benötigte Arbeitsinhalt auf Basis des Treibstoffes berechnet.

$$W_{\text{Treibstoff}} = \frac{W_{\text{elektr}}}{\eta_{\text{VKM}_B} \eta_{\text{EM}} \eta_{\text{PE}} \eta_{\text{DCDC}}} = \frac{130,01}{0,33 * 0,9 * 0,95 * 0,95} = 485,04 \text{Wh} \quad (5-1)$$

Dieser Arbeitsinhalt des Treibstoffes ist nach Tabelle 10 einem CO₂-Wert, in Gleichung (5-2), äquivalent.

$$m_{\text{CO}_2(\text{Bergfahrt v5.1c})} = W_{\text{Treibstoff}} * \frac{\text{gCO}_2}{\text{Wh}} = 485,04 * 0,232 = 112,53 \text{gCO}_2 \quad (5-2)$$

Für die Länge der Bergfahrtstrecke von $s_{\text{Bergfahrt}} = 8333\text{m}$ bedeutet dies nun folgende, in Gleichung (5-3) sichtbare CO₂-Bilanz pro Kilometer.

$$\frac{m_{\text{CO}_2(\text{Bergfahrt v5.1c})}}{s_{\text{Bergfahrt}}} = \frac{112,53}{8,333} = 13,51 \frac{\text{gCO}_2}{\text{km}} \quad (5-3)$$

Dieser sich aus Gleichung (5-3) ergebende Wert ist, bedingt durch den Stillstand von $t=100\text{s}$, naturgemäß etwas erhöht. Die CO₂-Bilanzwerte der übrigen Fahrzyklen sind in Kapitel 5.2.4 ersichtlich.

Die weiteren Berechnungen der CO₂-Bilanzen sind in Anhang 33 ersichtlich.

5.2.4 CO₂-Bilanzen der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2

In Kapitel 5.2.4.1 bis 5.2.4.4 sind die berechneten, absoluten CO₂-Bilanzwerte beider Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2 bei den verschiedenen durchgeführten Fahrzyklen enthalten.

5.2.4.1 CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kältestart

In Tabelle 11 sind die CO₂-Bilanzen für den NEFZ nach Kältestart der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2 dargestellt.

Tabelle 11: CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kältestart

NEFZ nach Kältestart				
Beschreibung	$W_{\text{elektr_ges}}$	VKM (generatorisch)	Strommix EU	Strommix Österreich
-	Wh	gCO ₂ /km		
v5.1c	14,89	1,77	0,63	0,28
vAVL2	11,01	1,44	0,51	0,22

In folgender Abbildung 69 sind die in Tabelle 11 angeführten CO₂-Bilanzwerte grafisch dargestellt.

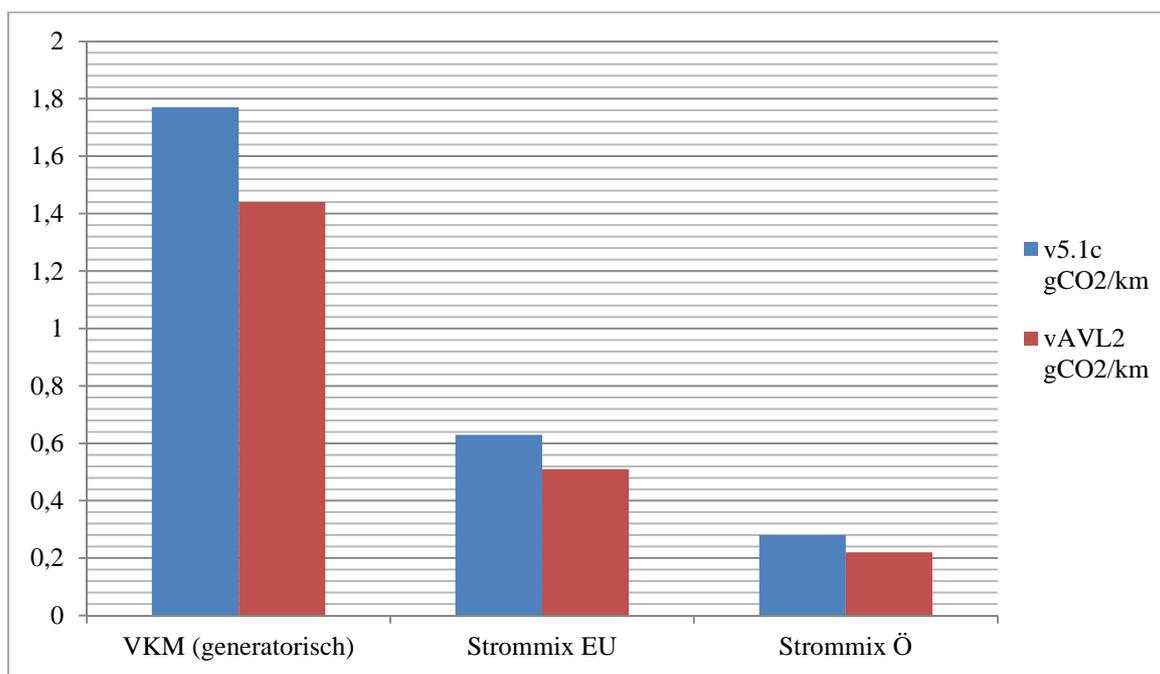


Abbildung 69: Grafische CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kältestart

5.2.4.2 CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kaltstart

In Tabelle 12 sind die CO₂-Bilanzen für den NEFZ nach Kaltstart der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2 dargestellt.

Tabelle 12: CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kaltstart

NEFZ nach Kaltstart				
Beschreibung	$W_{\text{elektr_ges}}$	VKM (generatorisch)	Strommix EU	Strommix Österreich
-	Wh	gCO ₂ /km		
v5.1c	17,83	1,96	0,70	0,31
vAVL2	15,76	2,06	0,74	0,32

In folgender Abbildung 70 sind die in Tabelle 12 angeführten CO₂-Bilanzwerte grafisch dargestellt.

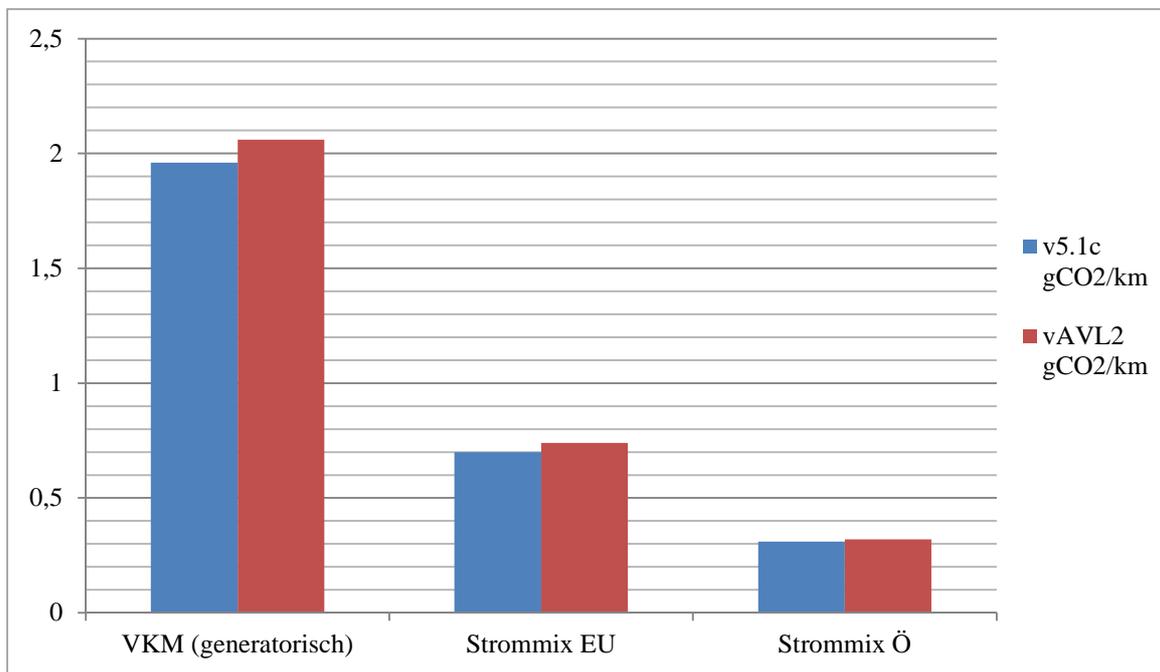


Abbildung 70: Grafische CO₂-Bilanzen NEFZ nach Kaltstart

5.2.4.3 CO₂-Bilanzen NEFZ nach Warmstart

In Tabelle 13 sind die CO₂-Bilanzen für den NEFZ nach Warmstart der Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2 dargestellt.

Tabelle 13: CO₂-Bilanzen NEFZ nach Warmstart

NEFZ nach Warmstart				
Beschreibung	$W_{\text{elektr_ges}}$	VKM (generatorisch)	Strommix EU	Strommix Österreich
-	Wh	gCO ₂ /km		
v5.1c	39,57	4,47	1,60	0,70
vAVL2	33,74	4,49	1,61	0,70

In folgender Abbildung 71 sind die in Tabelle 13 angeführten CO₂-Bilanzwerte grafisch dargestellt.

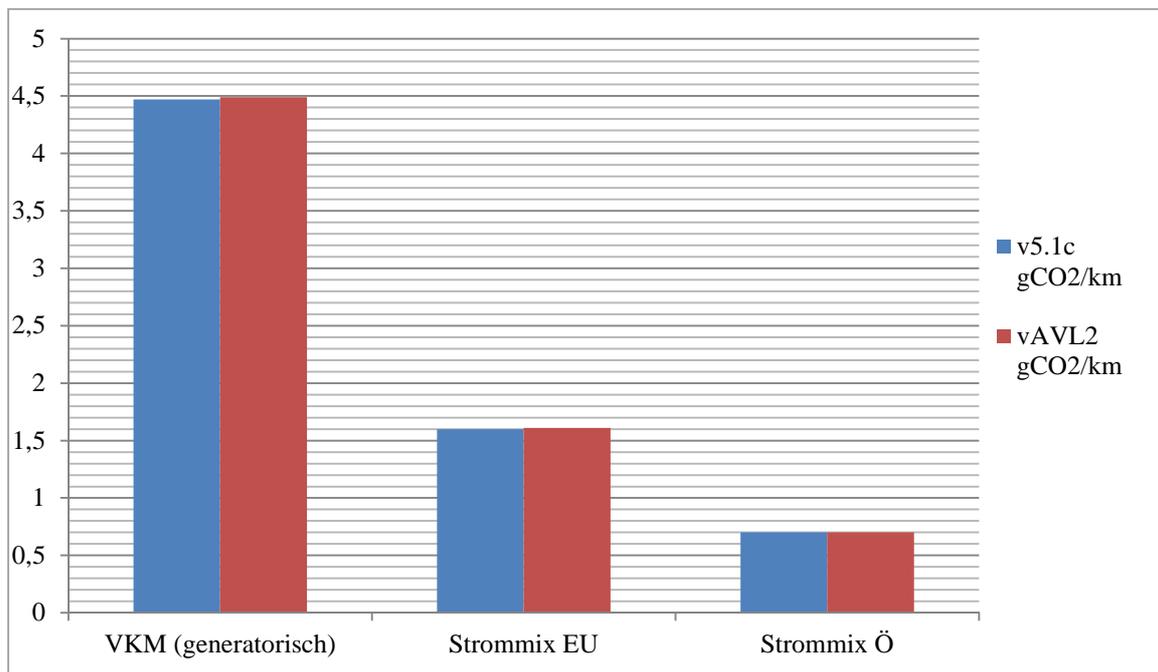


Abbildung 71: Grafische CO₂-Bilanzen NEFZ nach Warmstart

5.2.4.4 CO₂-Bilanzen Bergfahrt nach Warmstart

In Tabelle 14 sind die CO₂-Bilanzen der Bergfahrt nach Warmstart für die Kühlkonzepte v5.1c und vAVL2 dargestellt.

Tabelle 14: CO₂-Bilanzen Bergfahrt nach Warmstart

Bergfahrt nach Warmstart				
Beschreibung	$W_{\text{elektr_ges}}$	VKM (generatorisch)	Strommix EU	Strommix Österreich
-	Wh	gCO ₂ /km		
v5.1c	116,68	13,51	7,96	3,48
vAVL2	140,61	14,56	8,57	3,75

In folgender Abbildung 72 sind die in Tabelle 14 angeführten CO₂-Bilanzwerte grafisch dargestellt.

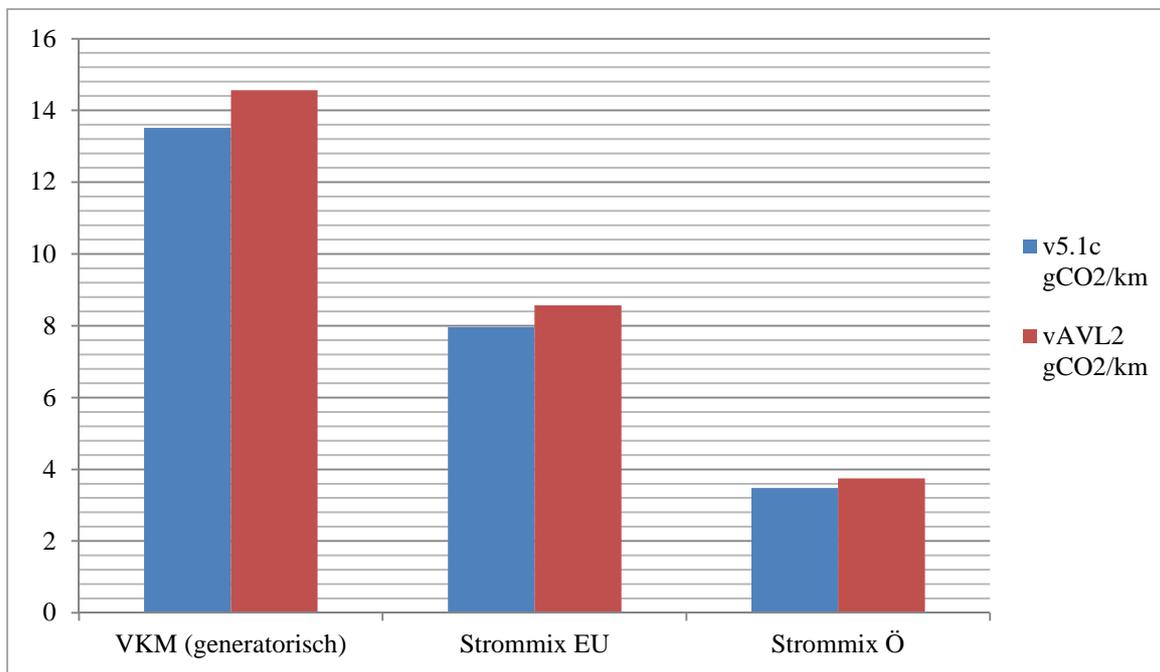


Abbildung 72: Grafische CO₂-Bilanzen bei Bergfahrt nach Warmstart

5.2.5 Interpretation der CO₂-Bilanzen

Wie an den grafisch dargestellten CO₂-Bilanzen in Kapitel 5.2.4 ersichtlich, ist eine Einsparung von einem Gramm CO₂ pro km, bei der Konzeptauslegung eines Kühlsystems, möglich.

Großen Anteil an den verbrauchten Arbeiten haben die Pumpenleistungen aufgrund der kühlkreislaufspezifischen Anlagenkennlinie. Sehr deutlich ist dieser Umstand beim Vergleich der HT-Pumpen auf Drehzahlstufe 2 ($n=4500$ 1/min) erkennbar. Aus diesem Grund ist es von maßgeblicher Relevanz, den Kühlsystemaufbau des jeweiligen Kühlmitteltemperaturniveaus mit einem geringen hydraulischen Widerstand, beginnend bei geeigneten Komponenten und Rohrdurchmessern sowie einer geringen Anzahl von Winkeln, Ventilen und Verengungen auszulegen.

Ein weiteres Einsparungspotential von elektrischer Arbeit ist dem Thermomanager zuzuschreiben. Bei der Abstimmung des Thermomanagers ist es möglich, noch näher an die Temperaturverträglichkeitsgrenzen der Komponenten zu gehen. Hier liegt wohl das größte Energieeinsparungspotential beim Verbrauch von elektrischer Energie für die Pumpen- und Lüfter-Leistungen zukünftiger Entwicklungen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Um weitere Effizienzsteigerungen bei Hybrid-Fahrzeug zu erreichen, ist es notwendig, die (elektrischen) Verbraucher möglichst effektiv einzusetzen. Für die Suche nach der Ersparnis von dem einen oder anderen Gramm CO₂ pro Kilometer, werden im Vorfeld einer Fahrzeugentwicklung heutzutage immer aufwendigere Rechen- und Simulationsmodelle verwendet.

Das im Zuge dieser Diplomarbeit entstandene Kühlkonzept, wurde mittels MATLAB/Simulink® als vollständiges und lauffähiges Gesamtsimulationsmodell abgebildet. Die Zusammenführung und Modellierung der thermischen, hydraulischen und luftseitigen Netzwerke in ein Gesamtsimulationsmodell machen es möglich, die numerische Berechnung der enthaltenen Differentialgleichungen rechenzeiteffizient und realitätsnahe durchzuführen. Zudem können Modelle jederzeit verändert, optimiert oder neugestaltet werden. Der oberflächenbasierte Aufbau der Modelle erlaubt eine klare und übersichtliche Darstellung der physikalischen Vorgänge.

Bei der Planung, Umsetzung und numerischen Validierung der einzelnen Simulationsmodelle wurden die Theorien der Thermodynamik, Strömungslehre und der Wärmeübertragung angewandt.

Mit dem entworfenen Gesamtsimulationsmodell ist es möglich, jegliche Komponenten- oder Kühlmitteltemperatur, Kühlmittel- und Luftmassenströme, sowie konvektive und konduktive Wärmeübergänge als auch Pumpen- und Lüfterleistungen zu berechnen und darzustellen.

Für den eigentlichen Vergleich wurde ein, vom Projektpartner entworfenes Kühlkreislaufkonzept ebenfalls als Gesamtsimulationsmodell abgebildet.

Ein übersichtlicher Thermomanager für die Regelung von Ventilen, Aktivierungen der Lüfter, Drehzahlstufenauswahl der Pumpen und einigen anderen verbauten Komponenten sollen einen effizienten Energieverbrauch garantieren.

Bei den Fahrzyklen, welche in AVL CRUISE hinterlegt sind, handelt es sich um den NEFZ sowie eine konstante Bergfahrt zur thermischen Systemabsicherung. Das hinterlegte NEFZ- bzw. HCU-Modell war durch den frühen Projektstatus nicht beeinflussbar.

Für die numerische Berechnung der notwendigen Pumpen- und Lüfterarbeiten wurden die beiden Fahrzyklusmodelle bei verschiedenen Initialisierungstemperaturniveaus gestartet, um relevante elektrische Energieverbrauchsszenarien zu erhalten.

Die somit erhaltenen elektrischen Arbeiten der beiden Kühlkreislaufkonzepte wurden dann in einen je nach verwendeter Energiequelle, also VKM im generatorischen Betrieb oder Traktionsbatterie nach Plug-In-Laden, äquivalenten CO₂-Ausstoß umgerechnet und bilanziert.

Die grafisch dargestellten CO₂-Bilanzen ergaben bei gewissen Fahrzyklen die angepeilte Einsparung von einem Gramm CO₂ pro km durch die unterschiedliche

Kühlkonzeptauslegung. Die ökonomisch und ökologisch sinnvollste Bereitstellung von elektrischer Energie in einem Parallel-Plug-In-Hybridfahrzeug, ist jene aus der stromnetzgeladenen Traktionsbatterie bzw. aus der Rekuperation. Bei der durch die VKM im generatorischen Betrieb zur Verfügung gestellten elektrischen Energie verschlechtert sich die CO₂-Bilanz drastisch.

Großen Einfluss am Anteil der verbrauchten Arbeiten der Pumpen haben die kühlkreislaufspezifischen Anlagenkennlinien. Einem Kühlsystemaufbau mit möglichst geringem hydraulischen Widerstand sollte bei der Planung eines Kühlsystems maßgebliche Relevanz beigemessen werden.

Ein weiteres Einsparungspotential von elektrischer Arbeit bei den Komponenten ist bei der Abstimmung des Thermomanagers, hin zu den maximalen Komponententemperaturen, möglich. Hier liegt wohl mitunter das größte Energieeinsparungspotential, nämlich beim Verbrauch von elektrischer Energie für die Pumpen- und Lüfter-Leistungen, zukünftiger Kühlkonzeptentwicklungen. In diesem Zusammenhang wäre eine stufenlose Pumpendrehzahlregelung von großem Vorteil, um diese im wirkungsgradoptimierten Bereich bzw. volumenstromgesteuert zu betreiben.

Beim heutigen Stand der Technik und um dem Komfortanspruch des Kunden zu entsprechen, ist eine Klimaanlage in modernen Fahrzeugen nicht mehr wegzudenken. Ob ein möglicher Chillerbetrieb bzw. ein Kühlkreislauf für die Traktionsbatterie, wie in den beiden Gesamtsimulationsmodellen adaptiert, sinnvoll und notwendig ist, sei dahingestellt.

Eine Verifikation der Simulationsergebnisse durch Messungen am Erprobungsfahrzeug, welche zum Zeitpunkt dieser Diplomarbeit im laufenden Projektstatus noch nicht möglich bzw. angedacht waren, geben schlussendlich Auskunft über tatsächliche Kühlmittel- und Komponententemperaturen, sowie die verbrauchten elektrischen Arbeiten der verbauten Pumpen und Lüfter.

Literaturverzeichnis

- [1] ALMBAUER R.: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Vorlesungsskript, Graz 2013
- [2] ANGERMANN A.; BEUSCHEL M.; RAU M.; WOHLFARTH U.: MATLAB® - Simulink® - Stateflow®, Grundlagen, Toolboxes, Beispiele, 7. Auflage, München 2011
- [3] BAEHR H.-D.: Thermodynamik, 12. Auflage, Berlin Heidelberg 2005
- [4] BEERMANN M., CANELLA L., JUNGMEIER G., Treibhausgasemissionen der Stromerzeugung und Transportdienstleistungen von E-Fahrzeugen in Österreich, in: Symposium Energieinnovation, Graz 16.02.2012
- [5] BEHR THERMOT-TRONIK: Kennfeldthermostate, http://www.behrthermottronik.de/files/iam_kennfeldthermostate.pdf, Abfragedatum 26.07.2013
- [6] BEHR; HELLA: Thermomanagement in Hybridfahrzeugen, <http://www.hella.com/hella-at/assets/media/Hybridbroschuere.pdf>, Abfragedatum 13.06.2013
- [7] BERU: Innenraumheizer, Vgl. 7_02.jpg, <http://www.beru.com/bw/de/image/00702>, Abfragedatum 27.06.2013
- [8] BIERMANN J.-W., Der Elektro-Hybrid – eine Übersicht zu einem erfolgversprechenden, alternativen Fahrzeugantrieb, in: Naunin D. (Hrsg.): Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, 4. Auflage, Renningen 2007, S. 65-77
- [9] BOECKH P. VON; WETZEL T.: Wärmeübertragung, 4. Auflage, Berlin Heidelberg 2011
- [10] BORGWARNER: Turbocharger K14, <http://www.3k-warner.de/press/downloads.aspx?doctype=8>, Abfragedatum 22.07.2013
- [11] BOSCH MEDIA SERVICE: Elektromotor von Bosch für Hybridfahrzeuge, <http://www.bosch-presse.de/presseforum/presseBilderPopup.htm?txtID=4708&tab=image-attachment&imageIndex=5>, Abfragedatum 21.07.2013
- [12] BOSCH MEDIA SERVICE: Leistungselektronik von Bosch für Hybridfahrzeuge, <http://www.bosch-presse.de/presseforum/bilder.htm?ccatID=10>, Abfragedatum 28.07.2013
- [13] BOSCH R.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 27. Auflage, Wiesbaden 2011
- [14] BÖSWIRTH L.; BSCHORER S.: Technische Strömungslehre, 9. Auflage, Wiesbaden 2012

- [15] BRAESS H.-H.; SEIFFERT U.(Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 6. Auflage, Wiesbaden 2011
- [16] BRÖCKER M., Werkzeuge für die Fahrzeugsimulation mit unterschiedlichen Antriebstopologien, in Proff H., Schönharting J., Schramm D., Ziegler J. (Hrsg.): Zukünftige Entwicklungen in der Mobilität, Wiesbaden 2012, S. 135-145
- [17] CENGEL Y.: Heat transfer – A practical approach, 2nd edition, New York 2003
- [18] CRASTAN V.: Elektrische Energieversorgung 2, 3. Auflage, Berlin Heidelberg 2012
- [19] CZICHOS H., HENNECKE M.: Hütte – Das Ingenieurwissen, 34. Auflage, Berlin Heidelberg 2012
- [20] DIXON S.L.: Fluid mechanics, Thermodynamics of turbomachinery, 4th edition, Butterworth, 1998
- [21] EICHLSEDER H.; KLÜTING M.; PIOCK W. F.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Wien 2008
- [22] EUROPÄISCHE UNION: Richtlinie 2007/46/EG, <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:263:0001:0001:DE:PDF>, Kapitel1, Artikel3, Abs. 14, Abfragedatum 10.06.2013
- [23] EUROPÄISCHE UNION: Richtlinie 70/220/EWG, <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1970L0220:20070101:DE:PDF>, Abfragedatum 25.07.2013
- [24] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EG) Nr. 443/2009, <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0063:008:de:PDF>, Abfragedatum 11.06.2013
- [25] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EG) Nr. 715/2007, <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:171:0001:0001:DE:PDF>, Abfragedatum 25.07.2013
- [26] GERL B.: Innovative Automobilantriebe: Konzepte auf der Basis von Brennstoffzellen, Traktionsbatterien und alternativen Kraftstoffen, Landsberg/Lech 2002
- [27] GESTIS Stoffdatenbank, <http://www.dguv.de/ifa/stoffdatenbank>, Abfragedatum 15.08.2013
- [28] GEVATTER H.-J.; GRÜNHAUPT U. (Hrsg.): Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik im Automobil, 2. Auflage, Berlin Heidelberg 2006
- [29] GROTE K.-H.; FELDHUSEN J.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, 23. Auflage, Berlin Heidelberg 2011

- [30] HANSEN A. M.: CFD simulation of a fin-and-tube heat exchanger, MSc Thesis, Esbjerg 2008
- [31] HECKENBERG T., Advances of Li-Ion technologies for automotive applications, in: 1st international CTI forum: Alternative and hybrid drive trains, 2008
- [32] HERING E.; MARTIN R.; GUTEKUNST J.; KEMPKES J.: Elektrotechnik für Maschinenbauer, 2. Auflage, Berlin Heidelberg 2012
- [33] HOFER A.: Modellierung mechatronischer Systeme, Vorlesungsskript, Graz 2011
- [34] HOFFMANN, P.: Hybridfahrzeuge, Wien 2010
- [35] KITTANOSKI F.: Modellbildung, Simulation und optimale Steuerung des Kühlsystems eines Hybridfahrzeuges, Dissertation, Graz 2010
- [36] KLIMA- UND ENERGIEFONDS: Projektbeschreibung VECEPT, <http://www.klimafonds.gv.at/assets/Uploads/Themenprojekte/Leuchttuerme/VECEPT/10VECEPTProjektbeschreibungHomepageFFG201206261-2.pdf>, Abfragedatum 12.06.2013
- [37] KÖHLER U., Batterien für Elektro- und Hybridfahrzeuge, in Naunin D. (Hrsg.): Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, 4. Auflage, Renningen 2007, S. 34-48
- [38] KSPG: Elektrische Kühlmittelpumpen, Vgl. Seite 4 Abb.2, http://www.kspg.com/fileadmin/media/Broschueren/Produktbroschueren/Pierburg_Pump_Technology/Wasserumwaelz-_und_Kuehlmittelpumpen/ppt_elek_kuehlmittelp_d.pdf, Abfragedatum 27.07.2013
- [39] KÜMPERS J., KUPER C., Advances of Li-Ion technology for automotive applications, in: 7th International CTI symposium: Innovative automotive transmissions, 2008, S. 116-123
- [40] LUNANOVA M.: Optimierung von Nebenaggregaten – Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emission von Kraftfahrzeugen, Wiesbaden 2009
- [41] PISCHINGER R.; KLELL M.; SAMS T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage, Wien 2009
- [42] SCHÖTTLE M.: Hochvolt-PTC-Heizer für Hybrid- und Elektrofahrzeuge, <http://www.springerprofessional.de/hochvolt-ptc-heizer-fuer-hybrid--und-elektrofahrzeuge--10522/3946416.html>, Abfragedatum 03.07.2013
- [43] SCHRAMM D.; HILLER M.; BARDINI R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Berlin Heidelberg 2010
- [44] SIEGLOCH H.: Strömungsmaschinen, 5. Auflage, München, 2013
- [45] SIEGLOCH H.: Technische Fluidmechanik, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 2012
- [46] SPRING E.: Elektrische Maschinen, 3. Auflage, Berlin Heidelberg 2009

-
- [47] STAN C.: Alternative Antriebe für Automobile – Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger, 3. Auflage, Berlin Heidelberg 2012
- [48] TRAUSSNIG A.: End-/ Tätigkeitsbericht EVARE - Task 3a – Österreichische Forschungsgesellschaft mbH (FFG), 2011
- [49] ÜBERHUBER CH.; KATZENBEISSER ST.; PRAETORIUS D.: Matlab 7 – Eine Einführung, Wien 2005a
- [50] VAN BASSHUYSEN R.; SCHÄFER F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 6. Auflage, Wiesbaden 2012
- [51] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Wärmetlas, 10. Auflage, Berlin Heidelberg 2006
- [52] WIMMER A.: Thermodynamik des Verbrennungsmotors, Vorlesungsskript, Graz 2012
- [53] WRIGGERS P.: Nichtlineare Finite-Element-Methoden, Berlin Heidelberg 2001

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Hybridantriebskonzepte [34].....	6
Abbildung 2: Vollständiges Kühlkonzept (Version v5.1c).....	10
Abbildung 3: Legende der Kühlkonzepte	11
Abbildung 4: HT-Kühlkonzept (Version v5.1c)	12
Abbildung 5: Wärmeübergang Brennraum - Wassermantel [52]	13
Abbildung 6: Last- und drehzahlabhängiger Wandwärmeanteil im Verhältnis zur umgesetzten Kraftstoffenergie am Beispiel PKW-Ottomotor [41].....	14
Abbildung 7: Schnittmodell eines Flachrohrkühlers.....	14
Abbildung 8: Kennfeldthermostat [5]	15
Abbildung 9: Innenraumkonditionierung [7]	16
Abbildung 10: Schnittmodell der verbauten Pumpe [38].....	16
Abbildung 11: MT-Kühlerkonzept (Version v5.1c)	18
Abbildung 12: Leistungselektronik [12]	19
Abbildung 13: Schnittmodell einer Hybridfahrzeug-Elektromaschine [11]	20
Abbildung 14: LT-Kühlerkonzept (Version v5.1c).....	21
Abbildung 15: Beispiel für Lithium-Ionen-Traktionsbatterie [34]	22
Abbildung 16: Optimales Betriebstemperaturfenster Lithium-Ionen-Batterien [39].....	23
Abbildung 17: Verworfenes, vollständiges Kühlkonzept (Version vAVL).....	26
Abbildung 18: Angepasstes, vollständiges Kühlkonzept (Version vAVL2)	27
Abbildung 19: HT-Kühlkonzept (Version vAVL2).....	28
Abbildung 20: Schnittmodell eines wassergekühlten Abgasturboladers [10]	29
Abbildung 21: MTLT-Kühlkonzept (Version vAVL2)	30
Abbildung 22: Modellierungsbeispiel Parallelhybrid [15].....	35
Abbildung 23: AVL CRUISE Modell für das Erprobungsfahrzeug	36
Abbildung 24: Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) [15].....	37
Abbildung 25: Prozessbedingte, zu- und abgeführte Energien über Systemgrenze	39
Abbildung 26: Modell der Strukturmasse	41
Abbildung 27: Modell der Kühlmittelmasse	41
Abbildung 28: Modell der Luftmasse	43

Abbildung 29: Modell der Wärmeleitung	44
Abbildung 30: Temperaturverlauf in einer turbulenten Rohrströmung [9].....	44
Abbildung 31: $Nu = f(Re)$ und d_i/l bei $Pr=1$ (ohne/mit Übergangsbereich) [9].....	47
Abbildung 32: Modell des konvektiven Wärmeübergangs.....	47
Abbildung 33: Modell des Kühlmittelmischers [48].....	48
Abbildung 34: Schema eines Wärmeübertragers [9]	49
Abbildung 35: Modell des Kühlers [48]	51
Abbildung 36: Subsystem - thermisches Netzwerk LT-Kühlkonzept v5.1c.....	52
Abbildung 37: Strömungswiderstand F_W und Schattenfläche A eines umströmten Körper [14]	54
Abbildung 38: Beispiel für die berechnete Druckverteilung an einer Fahrzeugoberfläche [15]	55
Abbildung 39: Modell des Fahrzeugs (dynamischer Druckaufbau) [48].....	55
Abbildung 40: Modell des Lüfters [48].....	58
Abbildung 41: Widerstandsersatzschaltbild für das Kühlerpaket v5.1c	59
Abbildung 42: Modell des Kühlerpaketes (luftseitig) [48]	60
Abbildung 43: Subsystem - luftseitiges Netzwerk v5.1c	62
Abbildung 44: Beispiel des hydraulischen Netzwerks (vgl. 3.1.3 – LT, v5.1c)	64
Abbildung 45: Modell des hydraulischen Druckabfalls einer Komponente	65
Abbildung 46: Modell des hydraulischen Druckabfalls an einem Ventil	65
Abbildung 47: Beispielhafte Hubhysterese des Thermostats [48].....	66
Abbildung 48: Modell des hydraulischen Druckabfalls am Thermostat.....	66
Abbildung 49: Modell des hydraulischen Verhaltens einer Pumpe [48]	67
Abbildung 50: Subsystem – hydraulisches Netzwerk (LT, v5.1c)	69
Abbildung 51: Ein- und Ausgangsfunktion	70
Abbildung 52: Neuron [33].....	71
Abbildung 53: Modell des LOLIMOT AC-Systems [48].....	72
Abbildung 54: Beispiel für Thermomanager der HT-Pumpe.....	73
Abbildung 55: Beispiel für den Thermomanager des großen Lüfters.....	74
Abbildung 56: Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen im NEFZ nach Warmstart.....	78
Abbildung 57: Legende zu Abbildung 56	78

Abbildung 58: SOC-Verlauf im NEFZ nach Warmstart.....	80
Abbildung 59: Elektrische Leistungen der Pumpen und Lüfter im NEFZ nach Warmstart	80
Abbildung 60: Legende zu Abbildung 59	81
Abbildung 61: Verrichtete Arbeiten der Pumpen und Lüfter im NEFZ nach Warmstart.....	82
Abbildung 62: Legende zu Abbildung 61	82
Abbildung 63: Komponenten- und Kühlmitteltemperaturen bei Bergfahrt nach Warmstart...	84
Abbildung 64: Legende zu Abbildung 63	84
Abbildung 65: Elektrische Leistungen der Pumpen und Lüfter bei Bergfahrt nach Warmstart	86
Abbildung 66: Legende zu Abbildung 65	86
Abbildung 67: Verrichtete Arbeiten der Pumpen und Lüfter bei Bergfahrt nach Warmstart..	87
Abbildung 68: Legende zu Abbildung 67	87
Abbildung 69: Grafische CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Kältestart.....	91
Abbildung 70: Grafische CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Kaltstart	92
Abbildung 71: Grafische CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Warmstart	93
Abbildung 72: Grafische CO ₂ -Bilanzen bei Bergfahrt nach Warmstart	94

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Eckdaten des Erprobungsfahrzeug.....	2
Tabelle 2: Hybridisierungsgrade [34]	7
Tabelle 3: Temperaturniveaus Kühlmittelkreisläufe Version v5.1c	9
Tabelle 4: Temperaturniveaus Kühlmittelkreisläufe Version vAVL bzw. vAVL2	25
Tabelle 5: HCU Betriebszustände [15]	38
Tabelle 6: Druckbeiwerte Erprobungsfahrzeug	56
Tabelle 7: Initialisierungsparameter v5.1c und vAVL2.....	76
Tabelle 8: Wärmeströme bei Bergfahrt nach Warmstart	83
Tabelle 9: Gesamte elektrische Arbeiten v5.1c und vAVL2	88
Tabelle 10: Stoffwerte Benzin und Komponentenwirkungsgrade	89
Tabelle 11: CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Kältestart	91
Tabelle 12: CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Kaltstart	92
Tabelle 13: CO ₂ -Bilanzen NEFZ nach Warmstart.....	93
Tabelle 14: CO ₂ -Bilanzen Bergfahrt nach Warmstart.....	94

Formelzeichen-, Indizes- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
$Bi = \alpha s / \lambda$	m/s	Dimensionslose Biot-Zahl
c	m/s	(charakteristische) Geschwindigkeit
$c = dq_{rev}/dT$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
$c_p; c_v$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
c_p	-	Druckbeiwert
d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
h	J/kg	spezifische Enthalpie
hf	J/s	Wärmestrom, heat flow
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
I	A	Stromstärke
$k_v = \Delta p / \dot{V}^2$...	k_v -Wert
l, L	m	(charakteristische) Länge
m	kg oder mol	Masse
\dot{m}, m_{punkt}	kg/s	Massenstrom
M_d, M	$N \cdot m$	Drehmoment
n	-	Laufvariable; Polytropenexponent
n	$1/s$	Drehzahl
$Nu = \alpha l / \lambda$	-	Nußelt-Zahl
O	m^2	Oberfläche
p	bar, Pa	Druck
P	$(k)W$	Leistung
$Pr = \nu/a$	-	Prandtl-Zahl
q	J/kg	spezifische Wärme(menge)
\dot{q}	$J/kg \cdot s$	Wärmestromdichte
Q	C, As	elektrische Ladung
Q	J	Wärme
\dot{Q}	J/s	Wärmestrom
R	Ω	elektrischer Widerstand
$Re = w l / \nu$	-	Reynolds-Zahl
s	m	Weg
s	...	Aktivierungsfunktion
S	J/K	Entropie

T	K	thermodynamische Temperatur
U	V	elektrische Spannung
V	m^3	Volumen
w	m/s	Geschwindigkeit
w	-	Gewichtung
W	J	Arbeit
x	m	Koordinate
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate
z	-	Anzahl
z	...	Ausgangsgröße

Griechische Formelzeichen

α	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Wärmeübergangskoeffizient, -zahl
δ	m	Grenzschichtdicke
η	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	(dynamische) Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
η_{el}	-	elektrischer Wirkungsgrad
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
λ	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu = \eta/\rho$	m^2/s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	-	Durchflusszahl
ψ	-	Druckziffer
ξ	-	Widerstandsbeiwert, Druckverlustbeiwert

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
∂	partiell Differential
erf	Error-Funktion (Gaußsche Fehlerfunktion)
Σ	Summe
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
∇	Nabla-Operator
\cdot	zeitliche Ableitung

Weitere Indizes und Abkürzungen

0, ⁰ , ₀	Bezugs-, Standardzustand
1, ¹ , ₁	Zustand im Querschnitt 1/am Punkt 1 oder am Eingang/Eintritt
2, ² , ₂	Zustand im Querschnitt 2/ am Punkt 2 oder am Ausgang/Austritt
3, ³ , ₃	Zustand der Luft im Querschnitt 2/ am Punkt 2 oder am Ausgang/Austritt
4, ⁴ , ₄	Zustand der Luft im Querschnitt 2/ am Punkt 2 oder am Ausgang/Austritt
12	kühlmittelseitiger Eingangs- zu Ausgangszustand
34	luftseitiger Eingangs- zu Ausgangszustand
1D	eindimensional
a	air, ambient, Luft, Umgebung
ab	abgeführt, abgeführte Wärme
AC	air conditioning Klimaanlage
Anm.	Anmerkung
ASC	automatic stability control, Stabilitätskontrolle
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
B	Brennstoff, Bremse
Batt	Batterie, Traktionsbatterie
bp	Bypass
c	coolant, Kühlflüssigkeit
CC	crank case, Kurbelgehäuse
comp	compressor, Kompressor, Verdichter
Cond	condensator, Kondensator, Verflüssiger
CFD	computational fluid dynamics, numerische Strömungsmechanik
CH	cabin heater, Innenraumheizer
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
CyHe	cylinder head, Zylinderkopf
d.	der, des
DC	direct current, Gleichstrom
dyn	dynamisch
e	ein, Eintritt; eingebracht, effektiv
el	electric, elektrisch
EGR	exhaust gas recirculation, Abgasrückführung
EM	electric machine, electric motor, elektrische Maschine, elektrischer Motor
EU	Europäische Union
est.	estimated, abgeschätzt
Evap	evaporator, Verdampfer
f	fluid, flüssig
fl	fluid, flüssig

f2s	fluid to solid, flüssig zu fest
G	Gas
ges	gesamt
h	Hub
HC	hydrocarbons, Kohlenwasserstoffe
HCU	hybrid control unit, Hybridsteuerungseinheit
HT	high temperature, Hochtemperatur
hydr	hydraulisch
Hyst	Hysterese
i	Laufvariable (1, 2, ..., k), innere, ein, am Eingang/Eintritt
ID	Identifikator, Identifikationsnummer
in	ein, am Eingang/Eintritt
init	Initialisierung
ICE	internal combustion engine, Verbrennungskraftmaschine/VKM
k	Kilo (10^3); Anzahl der Komponenten
K	Kühlmittel, Kupplung
km	Kilometer
konv	konvektiv, Konvektion
l	flüssig/liquid, Luft
L	Luft
Li-Ion	Lithium Ionen
LT	low temperature, Niedertemperatur
m	mittel
max	maximal
mid	middle, mittel/mittig
min	minimal
ML	MATLAB®
MKS	Mehrkörpersimulation
MT	middle temperature, Mitteltemperatur
NEDC	New European Driving Cycle
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NT	Niedertemperatur
o	obere, aus, am Ausgang/Austritt
o.ä.	oder ähnliche(s)
OCE.	engine oil radiator, Motorölkühler
OCT.	transmission oil radiator, Getriebeölkühler
out	aus, am Ausgang/Austritt
pm	point mass, Punktmasse
poly	Polynom
prop	properties, Eigenschaften

PE	power electronic, Leistungselektronik
Prio	Priorität
PTC	positive temperature coefficient (heater), (Heizer) mit positivem Temperaturkoeffizienten
Reichw.	Reichweite
res	resultierend, result, Ergebnis
Rad	radiator, Kühler
ROZ	Research-Oktanzahl
s	solid, fest
s2f	solid to fluid, fest zu flüssig
sim	Simulation
struct	structure, Struktur
SUM	Summe
TC	turbo charger, Turbolader
TGDI	turbocharged gasoline direct injection, turboaufgeladener direkteinspritzender Ottomotor
therm	thermisch
tot	total
typ.	typical, typisch/bezeichnend
u.a.	unter anderem
v	vor, Verlust, Version
veh	vehicle, Fahrzeug
ver	Version
Val	valve, Ventil
Verf.	Verfasser
VECEPT	All Purpose Electric <u>V</u> ehicle with <u>C</u> ost <u>E</u> fficient <u>P</u> ower <u>T</u> rain
VKM	Verbrennungskraftmaschine, internal combustion engine (ICE)
VTMS	Vehicle thermal management systems, Fahrzeugthermalmanagementsystem
W	Widerstand, Wand, Wärmeübergang
Z	Zylinder
zu	zugeführt(e) (Wärme)
∞	unendlich, Zustand in Umgebung

Anhangsverzeichnis

Anhang 1: VKM AVL_1.2.....	117
Anhang 2: Erforderliche Kühlleistungen.....	118
Anhang 3: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept v5.1c	119
Anhang 4: Subsystem - thermisches Netzwerk MT-Kühlkonzept v5.1c.....	120
Anhang 5: Subsystem - thermisches Netzwerk Kondensator v5.1c.....	121
Anhang 6: Hydraulisches HT- und MT-Netzwerk v5.1c.....	122
Anhang 7: Hydraulisches HT-Netzwerk v5.1c	123
Anhang 8: Hydraulisches MT-Netzwerk v5.1c.....	124
Anhang 9: Subsystem – AC-System Lolimot v5.1c	125
Anhang 10: Modellübersicht VECEPT v5.1c	126
Anhang 11: Modell VECEPT v5.1c	127
Anhang 12: Subsystem - Thermomanager v5.1c.....	128
Anhang 13: Subsystem – VTMS v5.1c	129
Anhang 14: Thermomanager Pumpen.....	130
Anhang 15: Thermomanager Lüfter	131
Anhang 16: Thermomanager AC-System.....	132
Anhang 17: Modellübersicht VECEPT vAVL2	133
Anhang 18: Modell VECEPT vAVL2	134
Anhang 19: Subsystem - Thermomanager vAVL2.....	135
Anhang 20: Subsystem – VTMS vAVL2.....	136
Anhang 21: Subsystem – luftseitiges Netzwerk vAVL2.....	137
Anhang 22: Hydraulisches HT- und MTLT-Netzwerk vAVL2.....	138
Anhang 23: Hydraulisches HT-Netzwerk vAVL2.....	139
Anhang 24: Hydraulisches MTLT-Netzwerk vAVL2.....	140
Anhang 25: Subsystem - thermisches Netzwerk Kondensator vAVL2.....	141
Anhang 26: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept vAVL2.....	142
Anhang 27: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept vAVL2.....	143
Anhang 28: Subsystem – therm. Netzwerk MTLT-Kühlkonzept vAVL2	144
Anhang 29: Subsystem – therm. Netzwerk MTLT-Kühlkonzept vAVL2	145

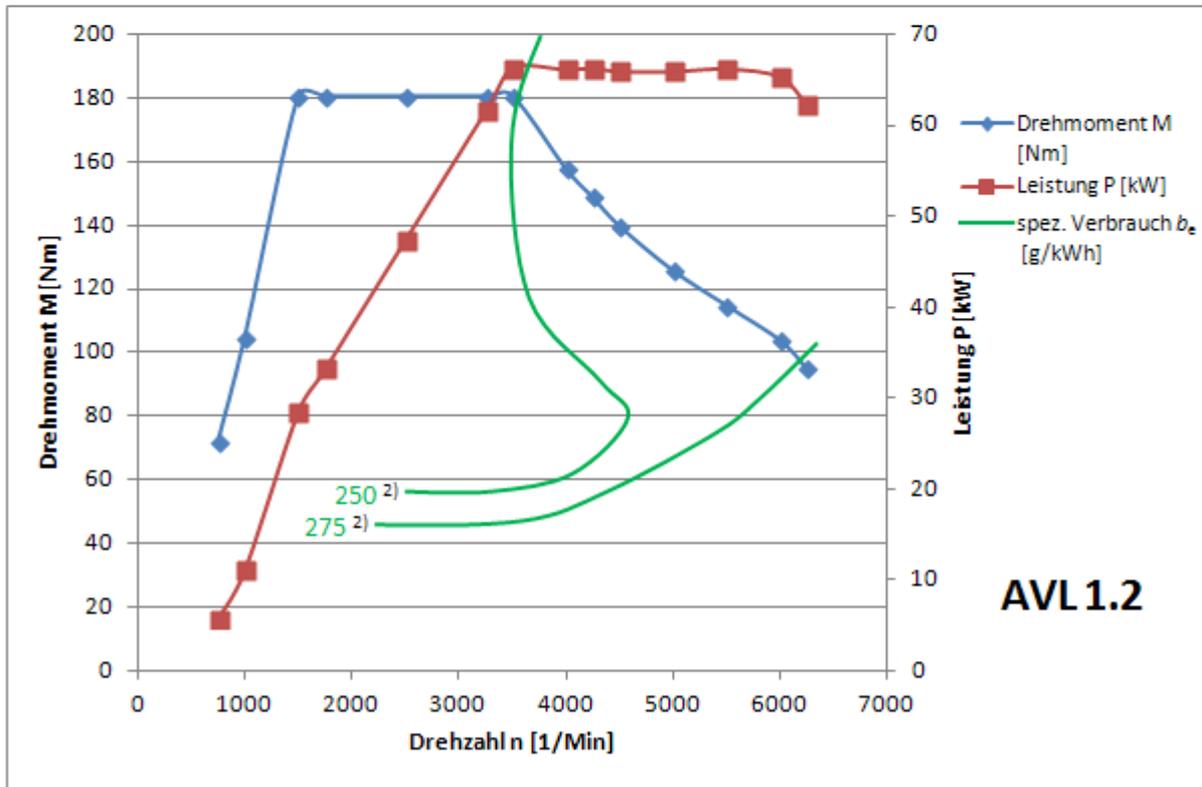
Anhang 30: Subsystem – AC-System Lolimot vAVL2	146
Anhang 31: Simulationsergebnis NEFZ nach Kältestart (v5.1c & vAVL).....	147
Anhang 32: Simulationsergebnis NEFZ nach Kaltstart (v5.1c & vAVL).....	148
Anhang 33: Berechnung der CO₂-Bilanzen.....	149
Anhang 34: Parameterliste 1 (Thermomanager)	150
Anhang 35: Parameterliste 2 (Subsystem Air flow).....	151
Anhang 36: Parameterliste 3 (Subsystem Coolant flow)	152
Anhang 37: Parameterliste 4 (Subsystem Heat flow)	153

Anhang 1: VKM AVL_1.2

Aus einer Drehmomentenkennlinie der VKM AVL_1.2 sind folgende Drehmomentwerte M vorhanden und daraus die Motorleistung P berechnet. Das daraus resultierende P-M-n-be-Diagramm sieht dann wie folgt aus.

Drehzahl n geschätzt lt. Diagr. ¹⁾ [1/min]	Drehmoment M geschätzt lt. Diagr. ¹⁾ [Nm]	rechn. Leistung P $P [W]=2*\pi*M [Nm]*n [1/s]$ [kW]
750	72	6
1000	105	11
1500	181	28
1750	181	33
2500	181	47
3250	181	62
3500	181	66
4000	158	66
4250	149	66
4500	140	66
5000	126	66
5500	115	66
6000	104	65
6250	95	62

¹⁾ AVL CRUISE model (ver_0005_Ex_Gx_GBX_Loss_Maps_to_VIF.zip_03.06.2013)



²⁾ Verlauf geschätzt lt. Diagramm Statusreport from Work package WP1 (15.01.2013)

Anhang 2: Erforderliche Kühlleistungen

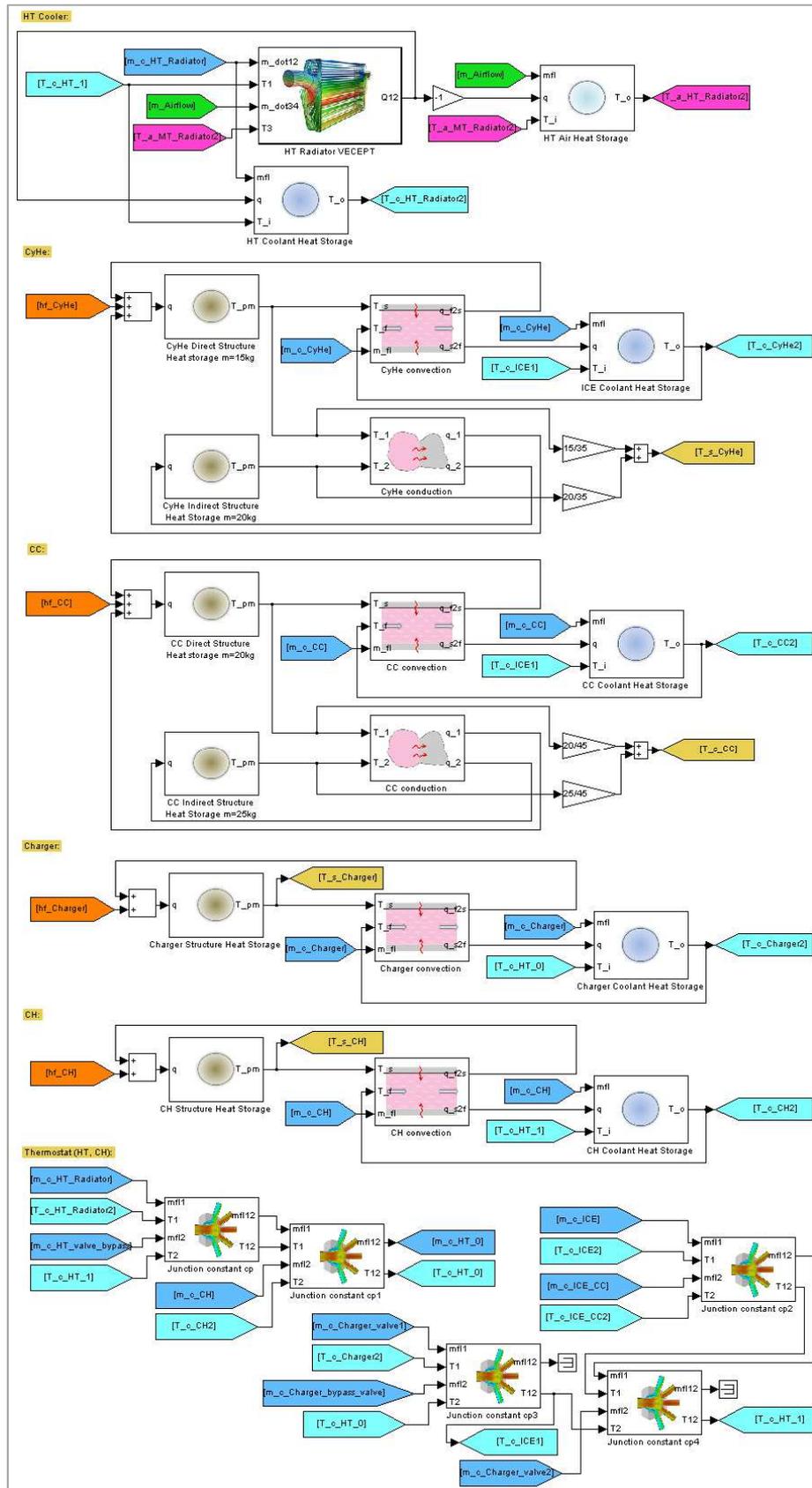
Die erforderlichen Kühlleistungen, also die Wärmeströme welche durch die Kühler an die Umgebung abgegeben werden müssen, sind in folgender Tabelle angegeben. Die Schätzung erfolge aufgrund der Nennleistungen der diversen Komponenten und dessen bekannter Wirkungsgrad. Die Betriebsmodi sind der HCU entnommen.

	est. driving power	Charger	DC/DC	EM	Battery	PE	ICE	Σ
	EM/ICE [kW/kW]	P_{loss} [kW]						
Plug-in charge	0/0	0,7	-	-	0,4	-	-	1,1
EM (130km/h)	25/0	-	0,2	3	0,4	2	-	5,6
Parallel hybrid (100km/h)	?/?	-	0,2	2	0,2	1,3	20	23,7
ICE (180km/h)	0/66	-	-	-	-	-	49,5	49,5
Parallel hybrid (v_{max})	25/66	-	0,2	3	0,4	2	49,5	55,1
ICE + max. charge	25/66	-	0,2	3	0,4	2	49,5	55,1

\dot{Q}_{Cond_max} = 10 kW

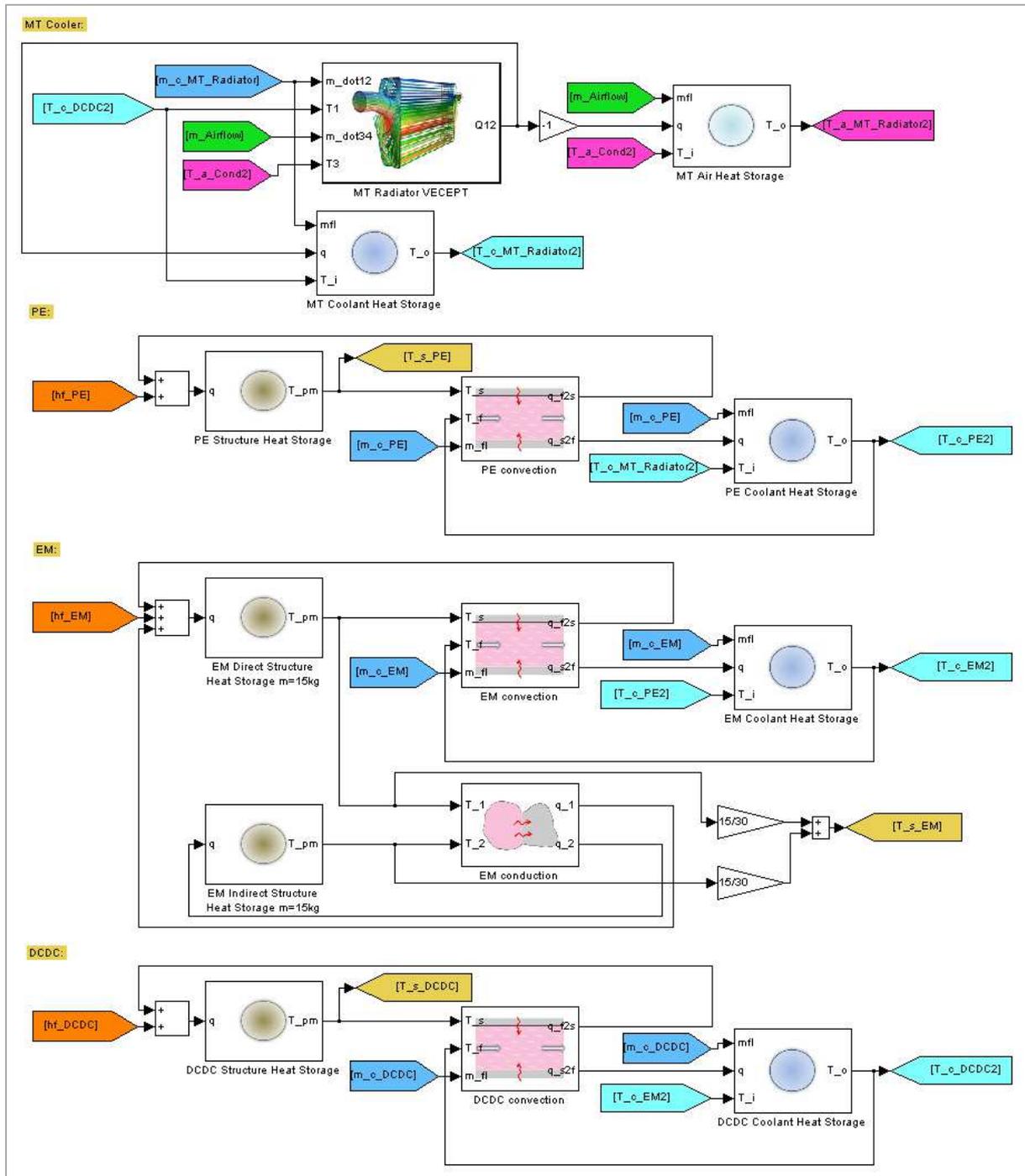
Anhang 3: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept v5.1c

In Anhang 3 ist das, aus den unter 4.3.1 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem, des thermischen Netzwerks des HT-Kühlmittelkreislauf v5.1c (3.1.1), abgebildet.



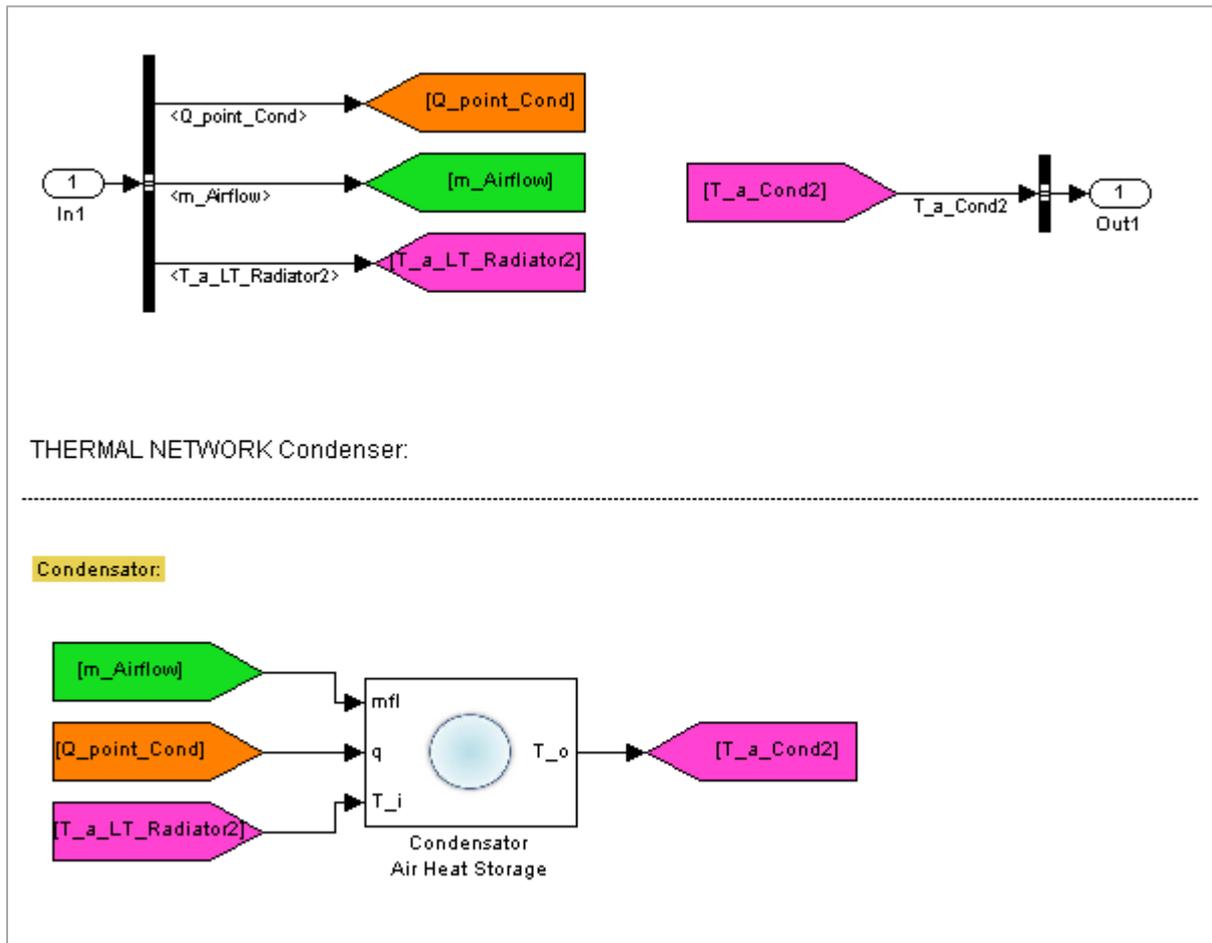
Anhang 4: Subsystem - thermisches Netzwerk MT-Kühlkonzept v5.1c

In Anhang 4 ist das, aus den unter 4.3.1 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem, des thermischen Netzwerks des MT-Kühlmittelkreislauf v5.1c (3.1.2), abgebildet.



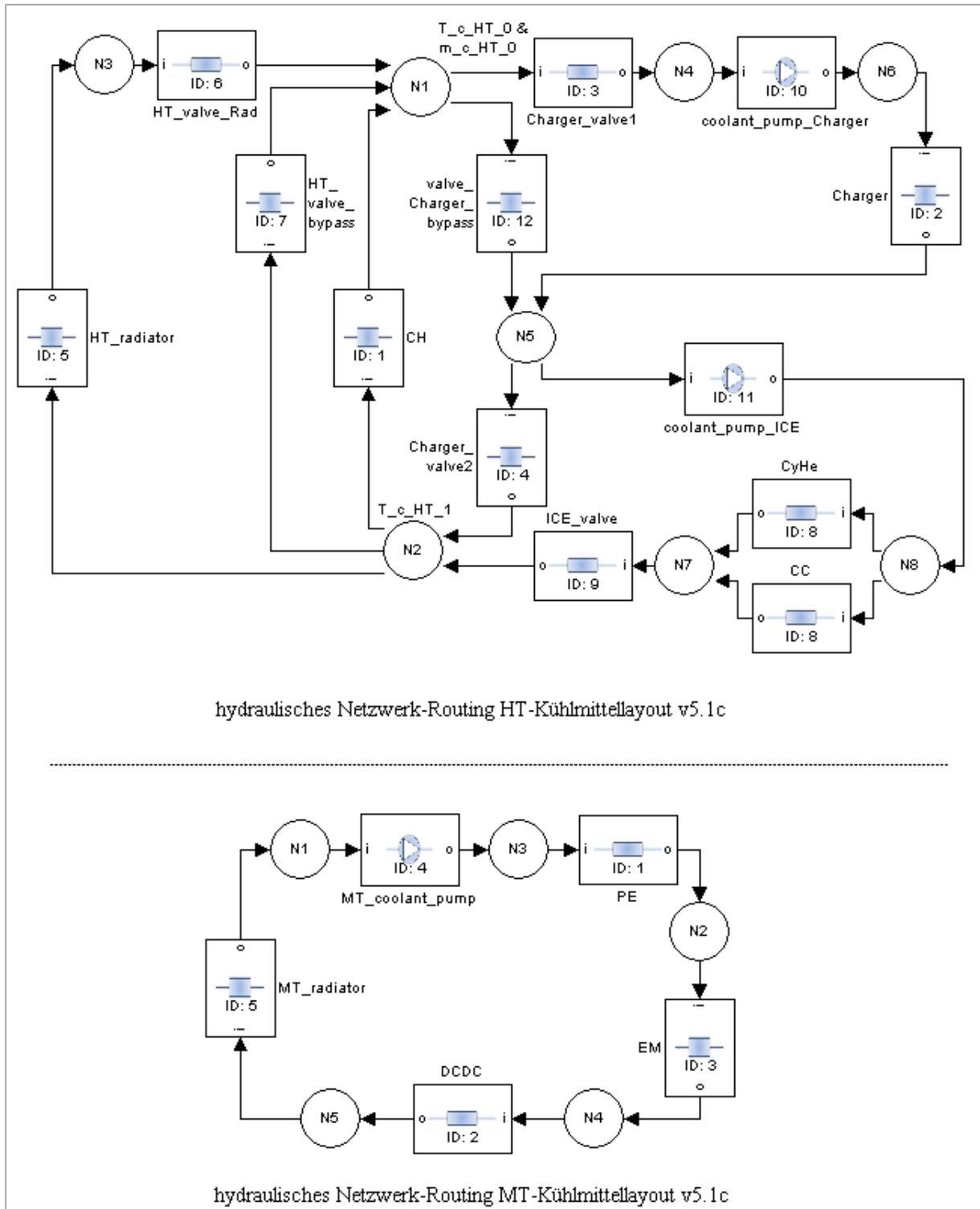
Anhang 5: Subsystem - thermisches Netzwerk Kondensator v5.1c

In Anhang 5 ist das, aus den unter 4.3.1 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem, des thermischen Netzwerks des Kondensators v5.1c (3.1.3.1.8), abgebildet.



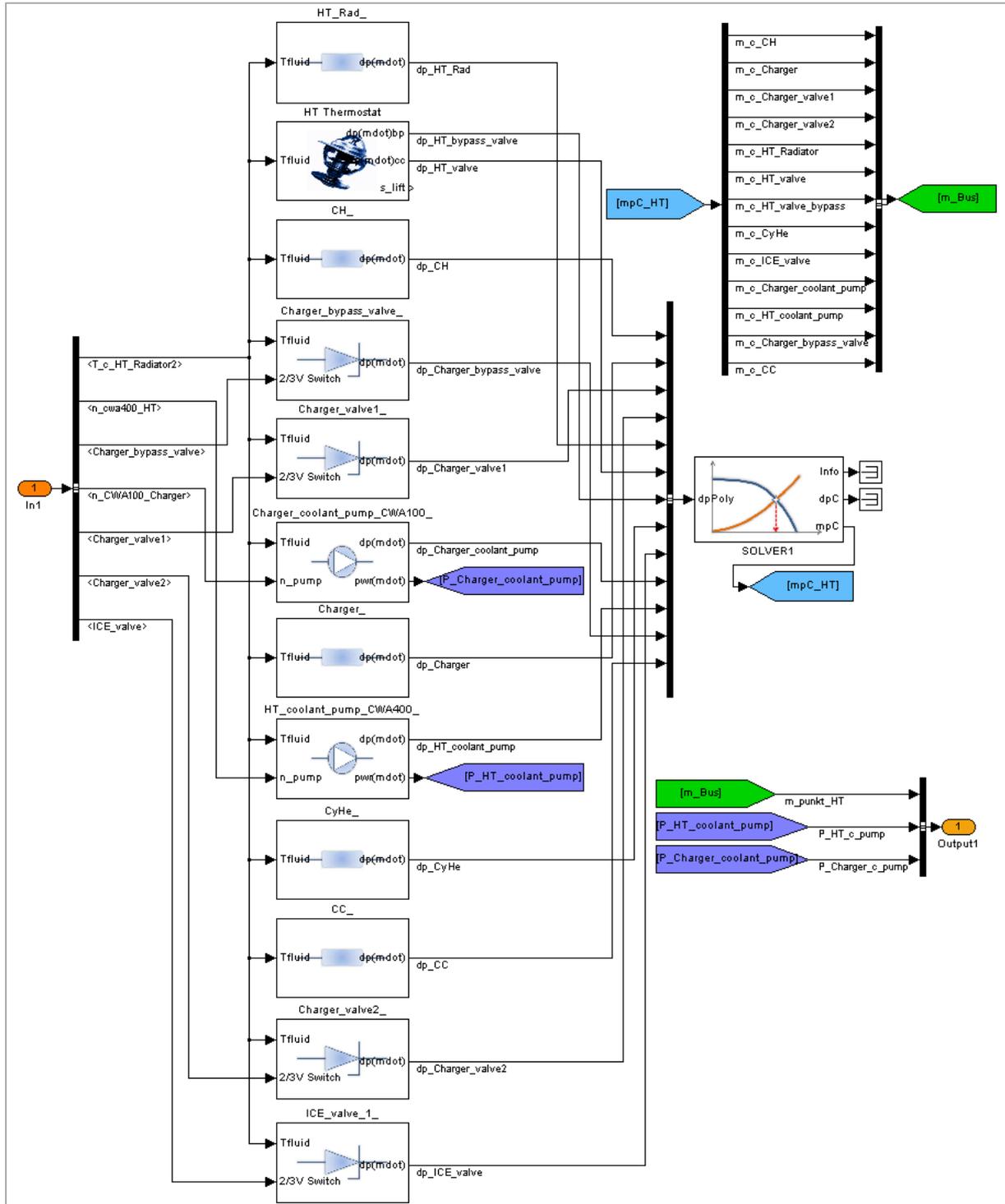
Anhang 6: Hydraulisches HT- und MT-Netzwerk v5.1c

In folgendem Anhang 6 ist das, unter 4.3.5.1 beschriebene, hydraulische Netzwerk des HT- sowie des MT-Kühlsystems von Konzept v5.1c dargestellt.



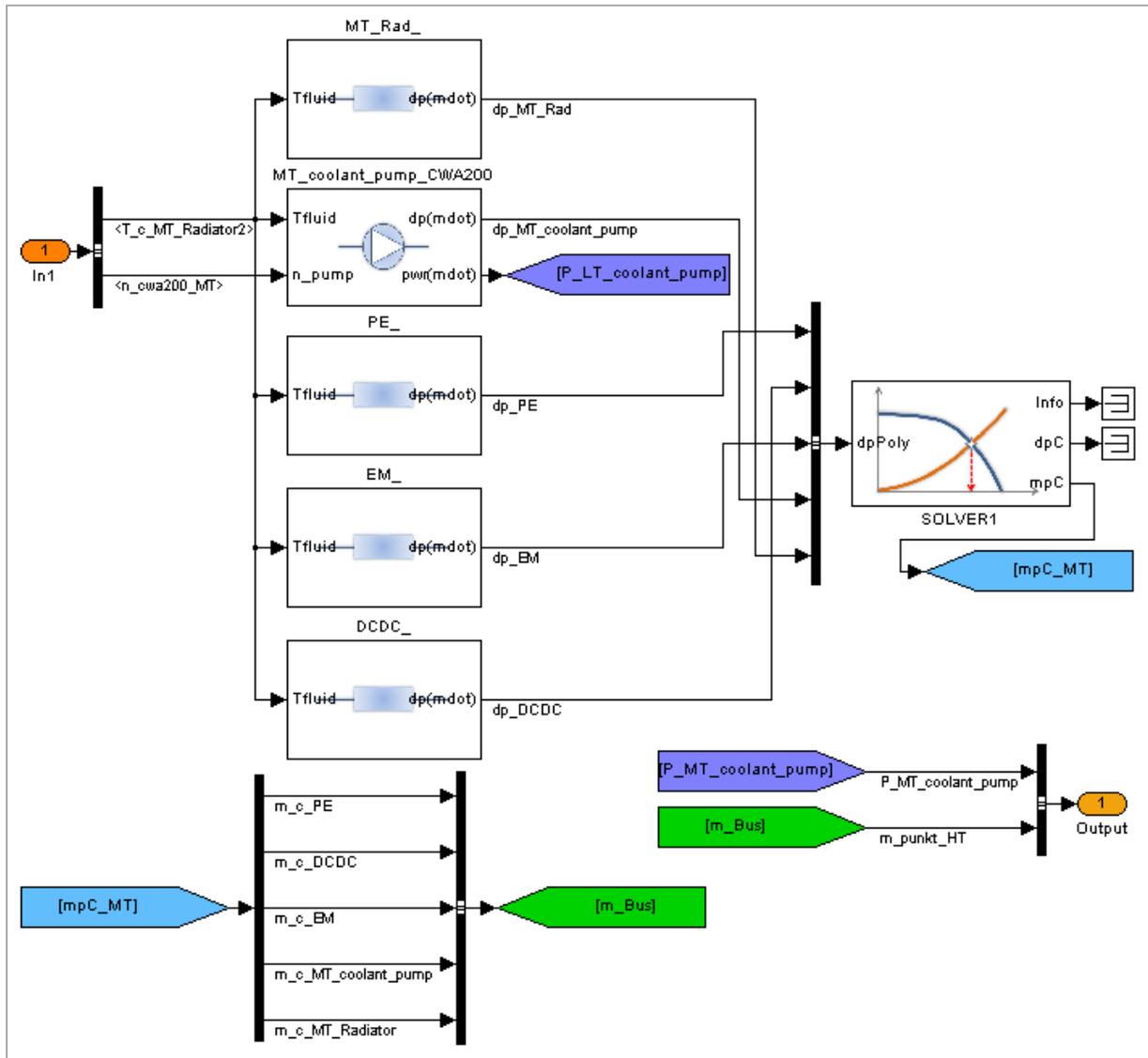
Anhang 7: Hydraulisches HT-Netzwerk v5.1c

In folgendem Anhang 7 ist das, unter 4.3.6 beschriebene, hydraulische Netzwerk des HT-Kühlkonzepts v5.1c dargestellt.



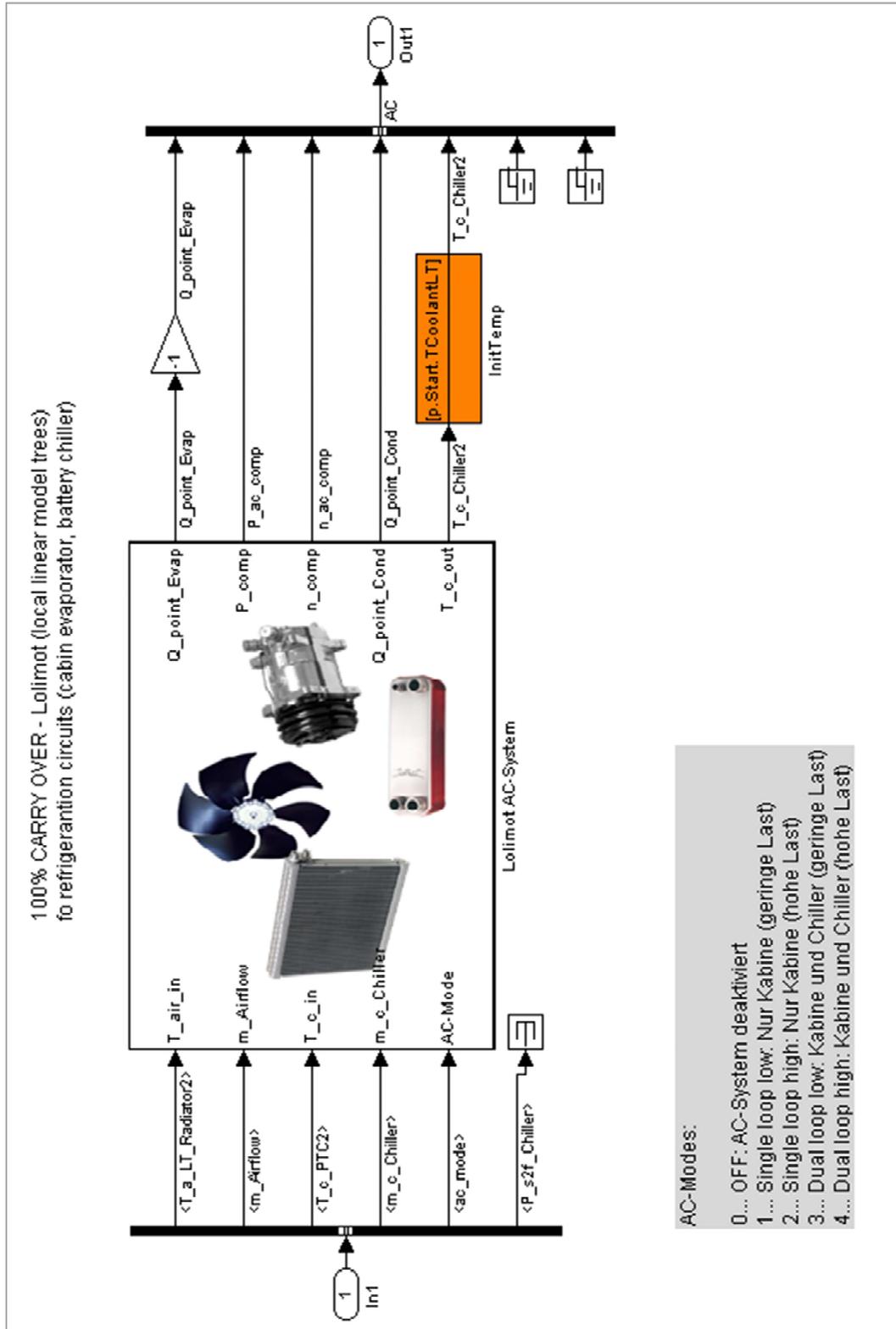
Anhang 8: Hydraulisches MT-Netzwerk v5.1c

In folgendem Anhang 8 ist das, unter 4.3.6 beschriebene, hydraulische Netzwerk des MT-Kühlkonzepts v5.1c dargestellt.



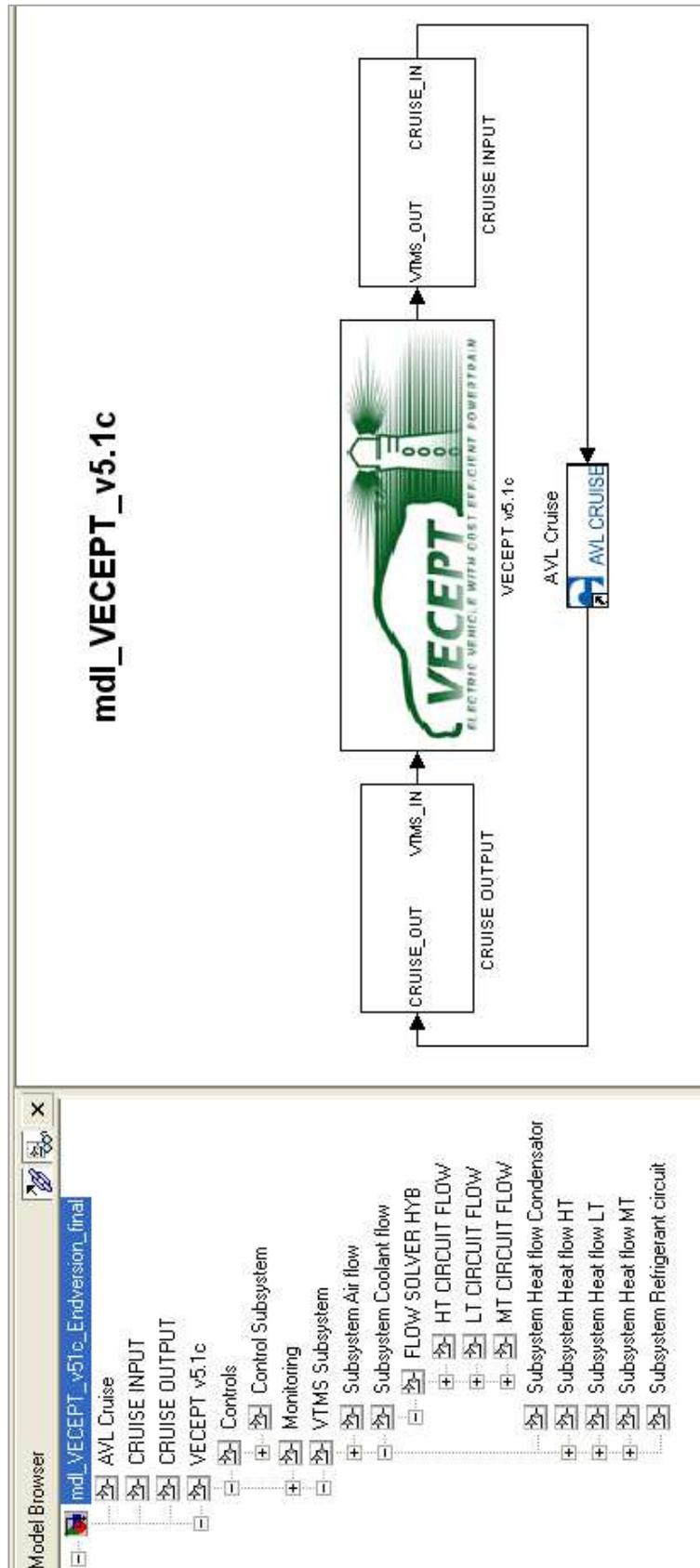
Anhang 9: Subsystem – AC-System Lolimot v5.1c

In Anhang 9 ist das gesamte, unter 4.3.7 beschriebene, Lolimot AC-Subsystem des Kühlkonzepts v5.1c dargestellt.



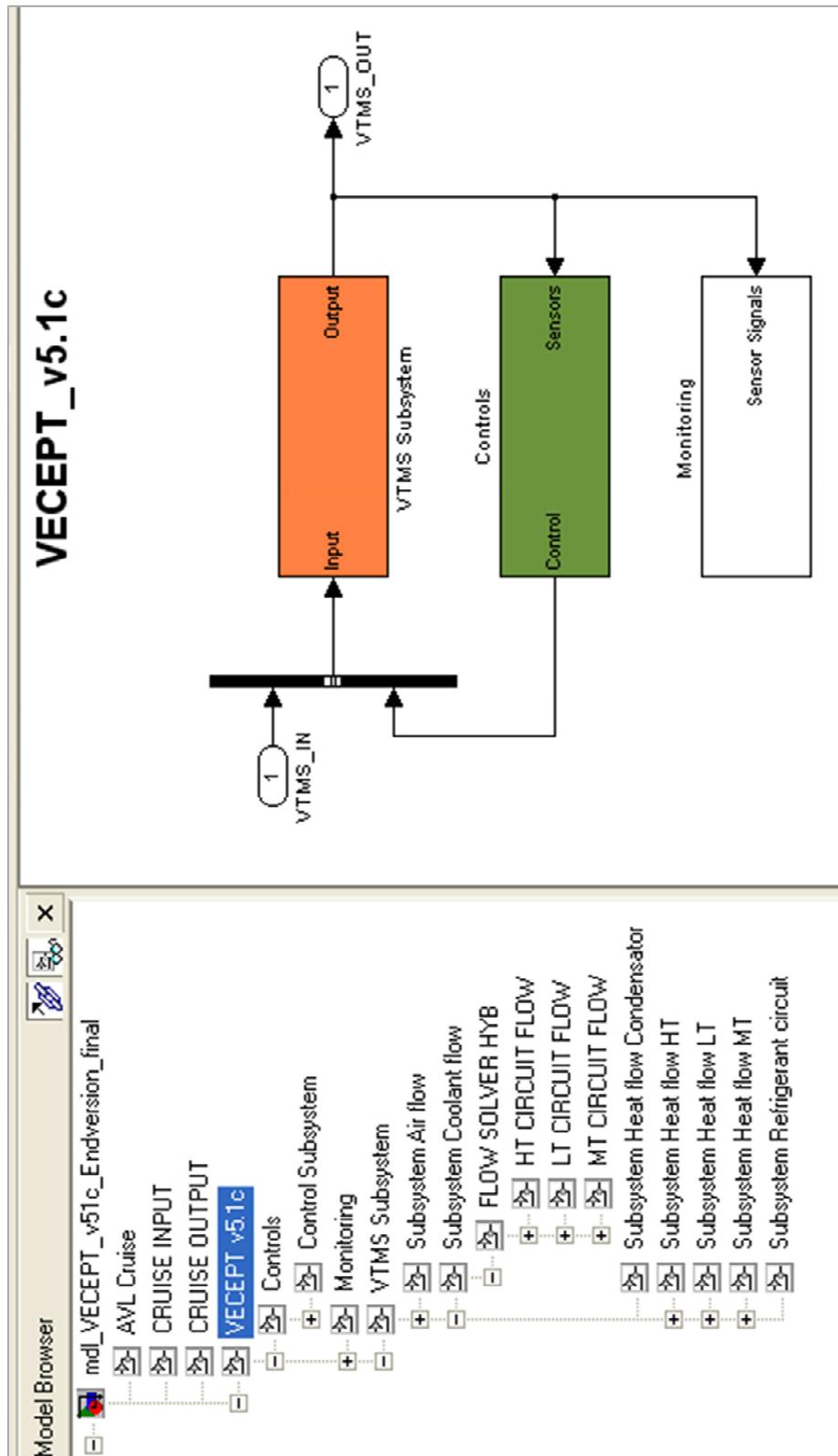
Anhang 10: Modellübersicht VECEPT v5.1c

In folgendem Anhang 10 ist das Modell VECEPT v5.1c, mit der unter 4.1.2 bzw. 4.1.3 beschriebenen Verknüpfung zu AVL CRUISE, dargestellt.



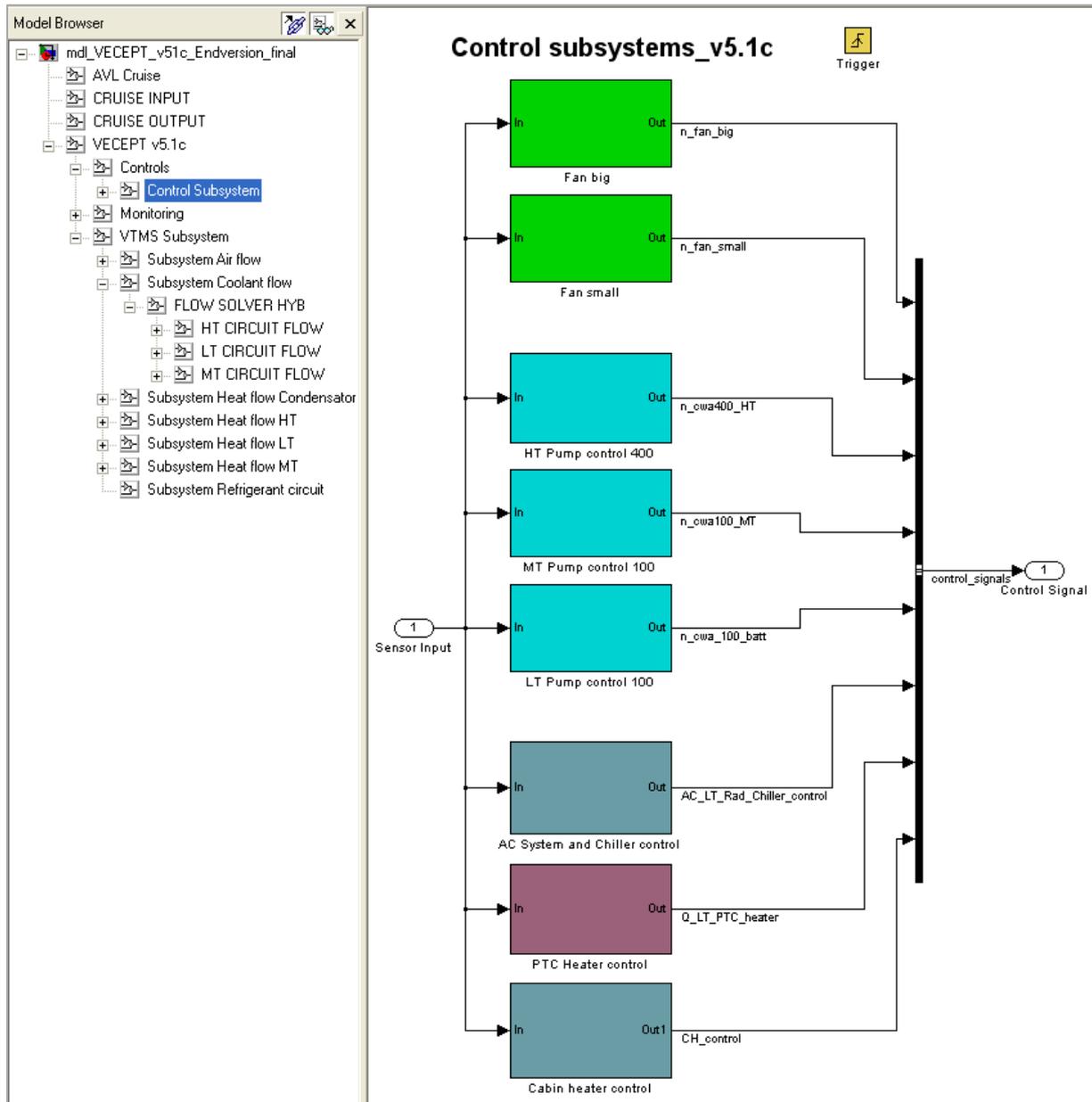
Anhang 11: Modell VECEPT v5.1c

In folgendem Anhang 11 ist das Modell VECEPT v5.1c, mit den Subsystemen VTMS (vehicle thermal management system), welches unter 4.3 beschrieben ist, sowie dem unter 4.4 beschriebenen Thermomanager und dem Subsystem Monitoring (zum Auslesen aller Simulationsergebnisse), übersichtlich dargestellt.



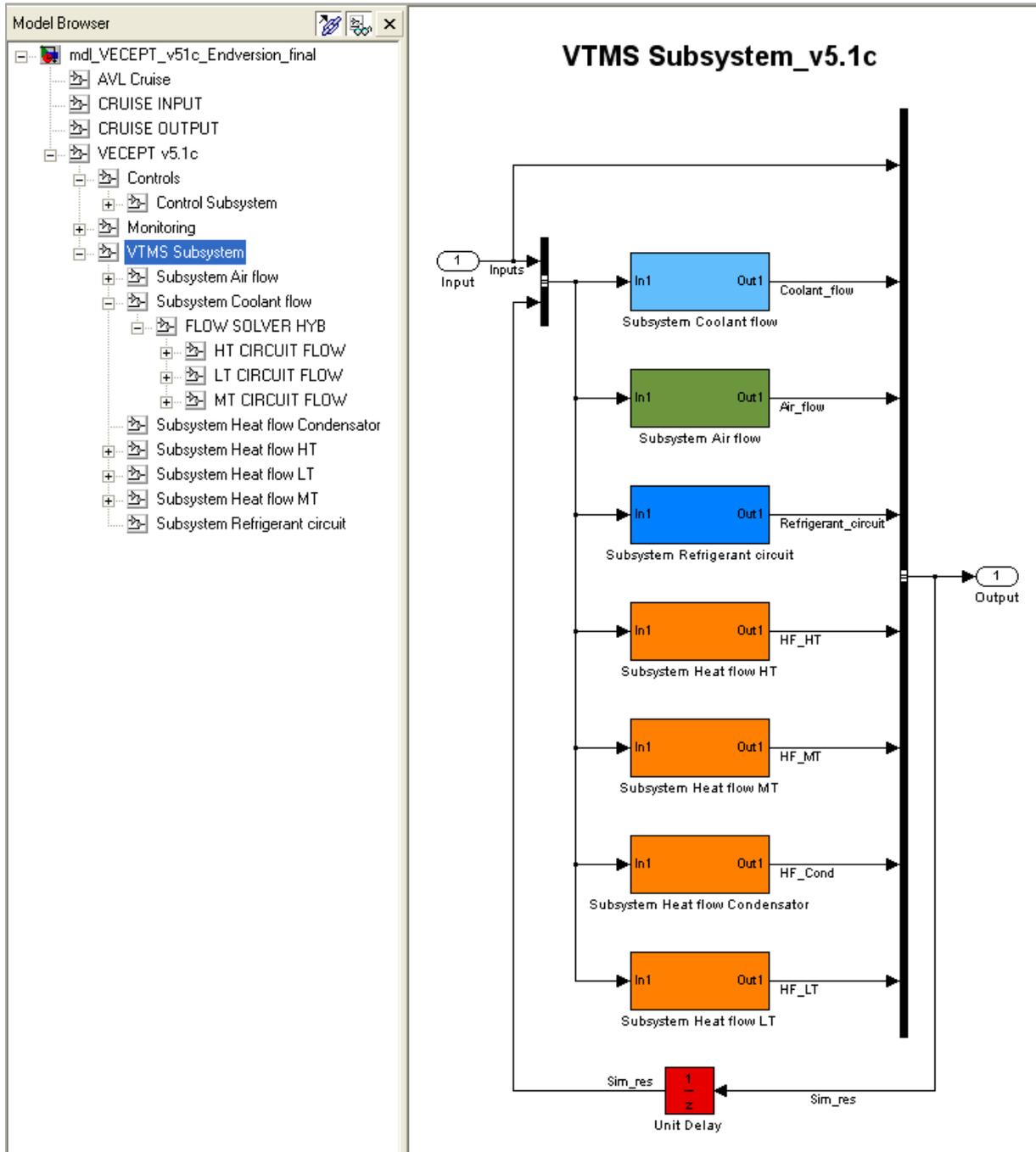
Anhang 12: Subsystem - Thermomanager v5.1c

In Anhang 12 ist das, unter 4.4 beschriebene Subsystem des Thermomanagers v5.1c, übersichtlich dargestellt.



Anhang 13: Subsystem – VTMS v5.1c

In Anhang 13 sind die unter 4.3 beschriebenen Subsystemmodelle, der thermischen, luftseitigen und hydraulischen Netzwerke v5.1c, sowie das Klimaanlagemodell v5.1c, übersichtlich dargestellt.



Anhang 14: Thermomanager Pumpen

In Anhang 14 sind die vorgegebenen und definierten Temperaturschwellen der Kühlkreislaufvarianten v5.1c und vAVL2, des unter 4.4.1 beschriebenen Pumpen-Thermomanagers, angegeben.

	Drehzahl n	Type	Temperaturmedium v5.1c	Temperaturbereich v5.1c	Temperaturmedium vAVL2	Temperaturbereich vAVL2
	[1/Min]	-	-	[°C]	-	[°C]
HT-Kühlmittelpumpe	1500	CWA400	$T_{c_HT_1}$	<93	$T_{c_HT_1}$	<93
	3000			105 ... 93*		105 ... 93*
	6000			114 ... 106*		114 ... 106*
MT(LT) Kühlmittelpumpe	1500	CWA100	T_{c_PE2}	<45	T_{c_PE2}	<45
	3000			49 ... 45 *		49 ... 45 *
	6000			54 ... 50 *		54 ... 50 *
LT Kühlmittelpumpe	1000	CWA100	$T_{c_Battery2}$	<31°C	-	-
	3000			35 ... 31 *		-
	6000			40 ... 36 *		-
MTLT Chiller	0	CWA100	-	-	AC-mode**	<30°C
	3000			-		36 ... 30 *
	6000			-		40 ... 37 *
HT CH	0	CWA100	-	-	hf_{CH}	0 ***
	4500			-		1 ***

*Hysterese

**AC-mode siehe Anhang 9 bzw. Anhang 30

*** hf_{CH} vorhanden (1), nicht vorhanden (0)

Anhang 15: Thermomanager Lüfter

In Anhang 15 sind die vorgegebenen und definierten Temperaturschwellen der Kühlkreislaufvarianten v5.1c und vAVL2, des unter 4.4.2 beschriebenen Lüfter-Thermomanagers, angegeben.

	Drehzahl n	Type bzw. Durchmesser	Temperaturmedium	Temperaturbereich v5.1c	Temperaturmedium	Temperaturbereich vAVL2
	[1/Min]	[mm]	-	[°C]	-	[°C]
Fan small	0	$d287$	T_{sCyHe} (Prio 1)	<110	T_{sCyHe} (Prio 1)	<110
	1200			116 ... 110*		116 ... 110*
	2100			121 ... 117*		121 ... 117*
	3000			126 ... 122*		126 ... 122*
Fan big	0	$d353$	T_{cCyHe2} (Prio 1)	<96	T_{cCyHe2} (Prio 1)	<96
	1104			98... 96 *		98 ... 96 *
	1932			101 ... 99 *		101 ... 99 *
	2760			104 ... 102*		104 ... 102*

*Hysterese

** hf_{CH} vorhanden (1), nicht vorhanden (0)

Die Geschwindigkeitslimits für einen effizienten Lüfterbetrieb sind wie folgt:

Lüfterbetrieb	Fahrzeuggeschwindigkeit (Limit)
-	[km/h]
off	-
low	<40
mid	<60
high	<110

Anhang 16: Thermomanager AC-System

In Anhang 16 sind die vorgegebenen und definierten Temperaturschwellen des unter 4.4.3 erwähnten AC-Systems und des sogenannten Chillerbetriebs, der Kühlkreislaufvarianten v5.1c und vAVL2, angegeben.

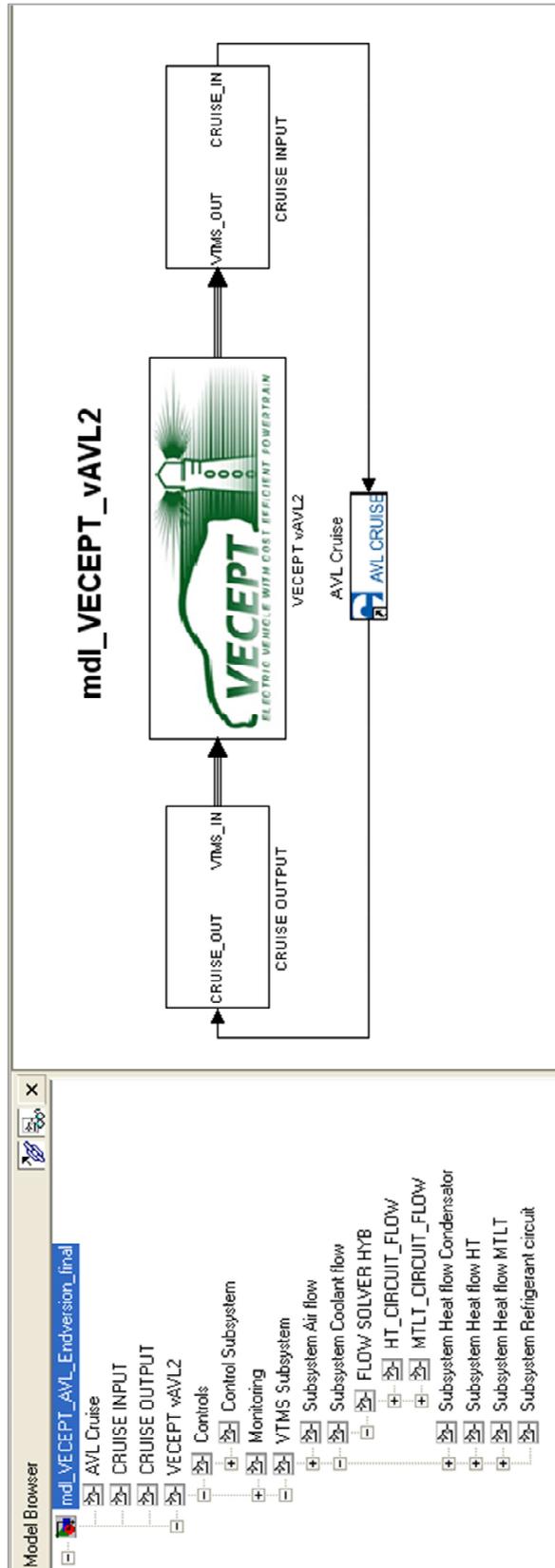
	Betriebsmodus	Temperaturmedium	Temperaturbereich
	-	-	[°C]
Cabin AC	off	T_{Ambient}	-
	low		26 ... 23 *
	high		30 ... 25 *
Chiller	off	$T_{\text{c_Battery2}}$	<30
	low		36 ... 30 *
	high		40 ... 37 *

*Hysterese

Der CH (cabin heater) wird nach Bedarf, also nach Insassenwunsch, zugeschaltet.

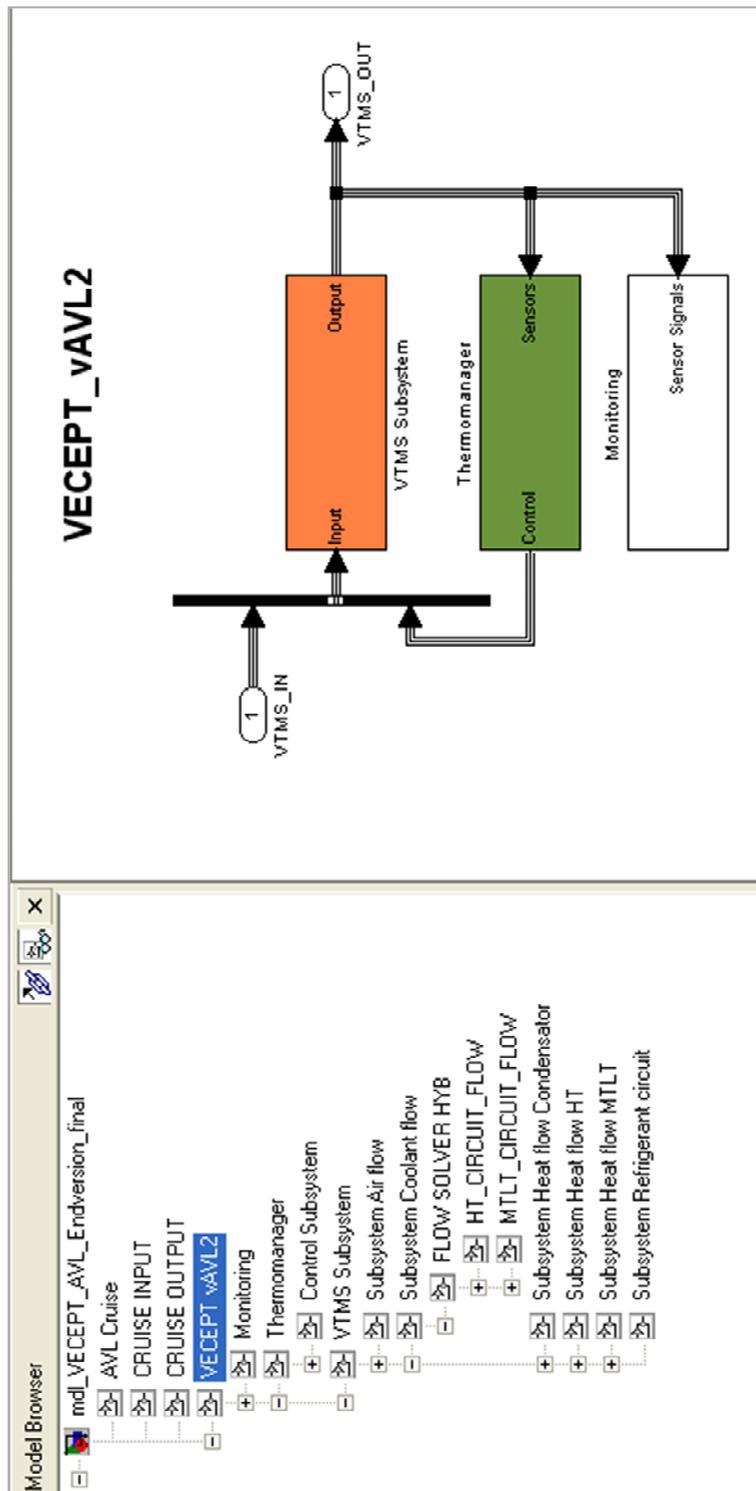
Anhang 17: Modellübersicht VECEPT vAVL2

In folgendem Anhang 17 ist das Modell VECEPT vAVL2, mit der unter 4.1.2 bzw. 4.1.3 beschriebenen Verknüpfung zu AVL CRUISE, dargestellt.



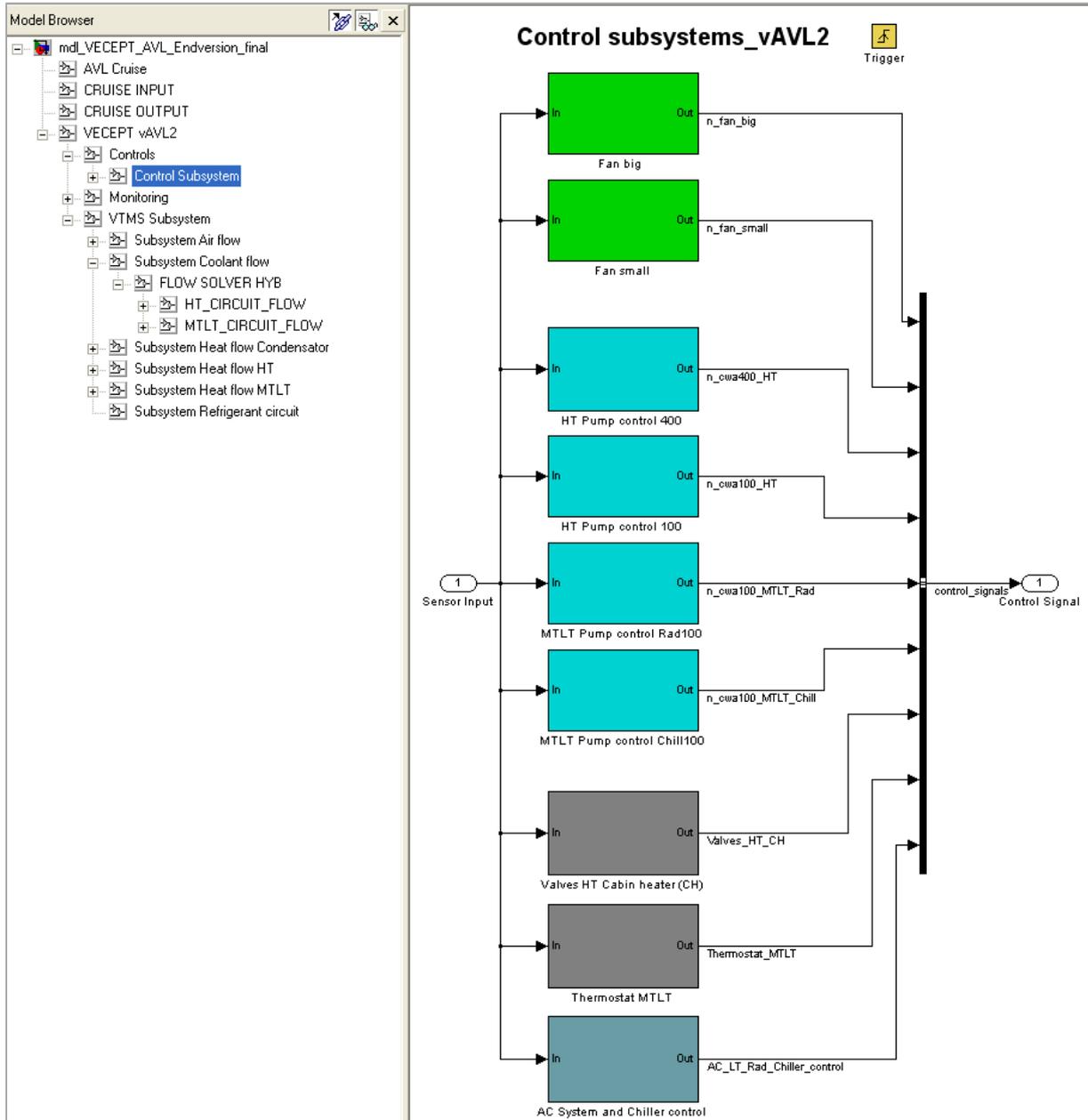
Anhang 18: Modell VECEPT vAVL2

In folgendem Anhang 18 ist das Modell VECEPT vAVL2, mit den Subsystemen VTMS (vehicle thermal management system), welches unter 4.3 beschrieben ist, sowie dem unter 4.4 beschriebenen Thermomanager und dem Subsystem Monitoring (zum Auslesen aller Simulationsergebnisse), übersichtlich dargestellt.



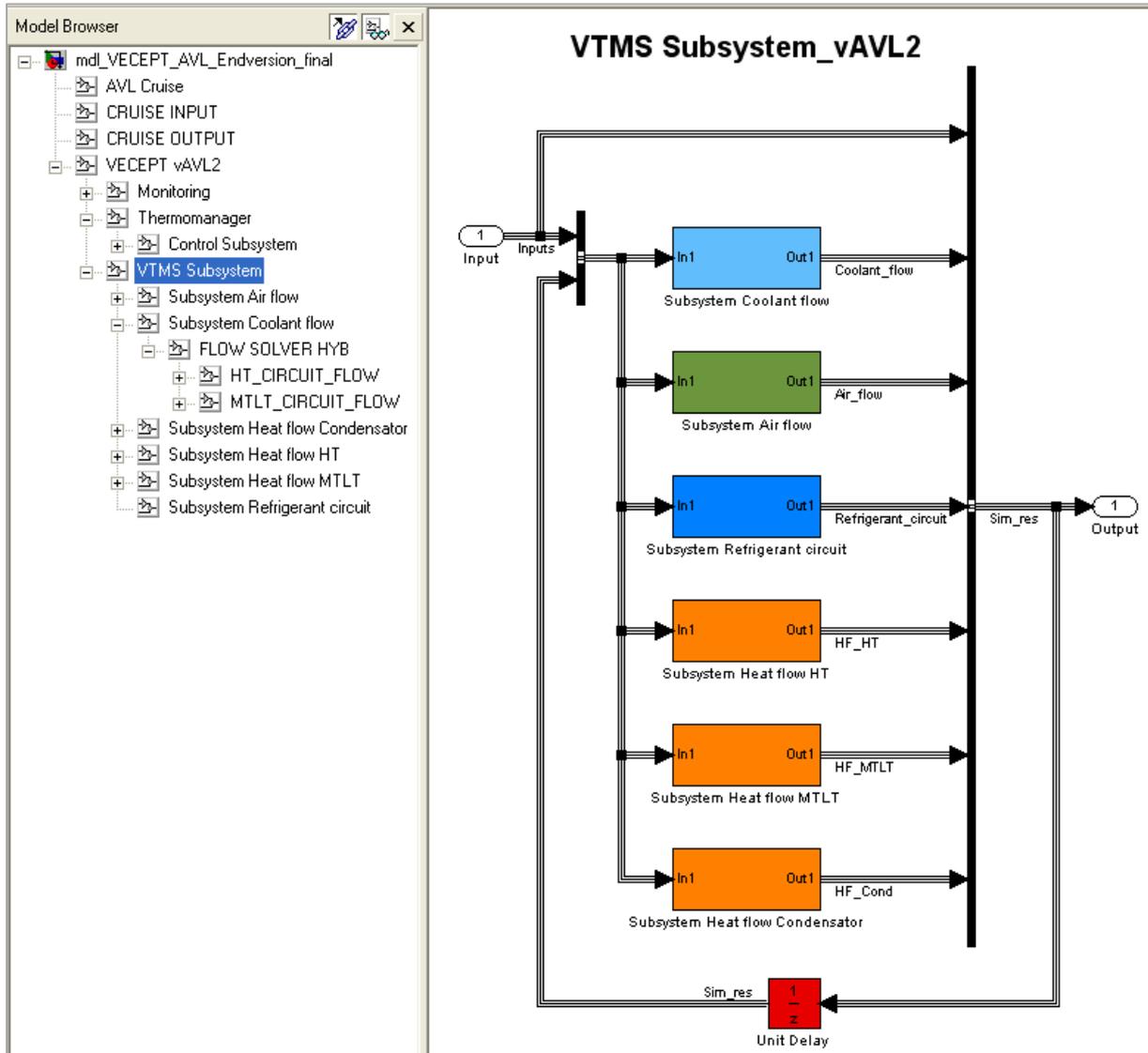
Anhang 19: Subsystem - Thermomanager vAVL2

In Anhang 19 ist das unter 4.4 beschriebene Subsystem des Thermomanagers vAVL2 übersichtlich dargestellt.



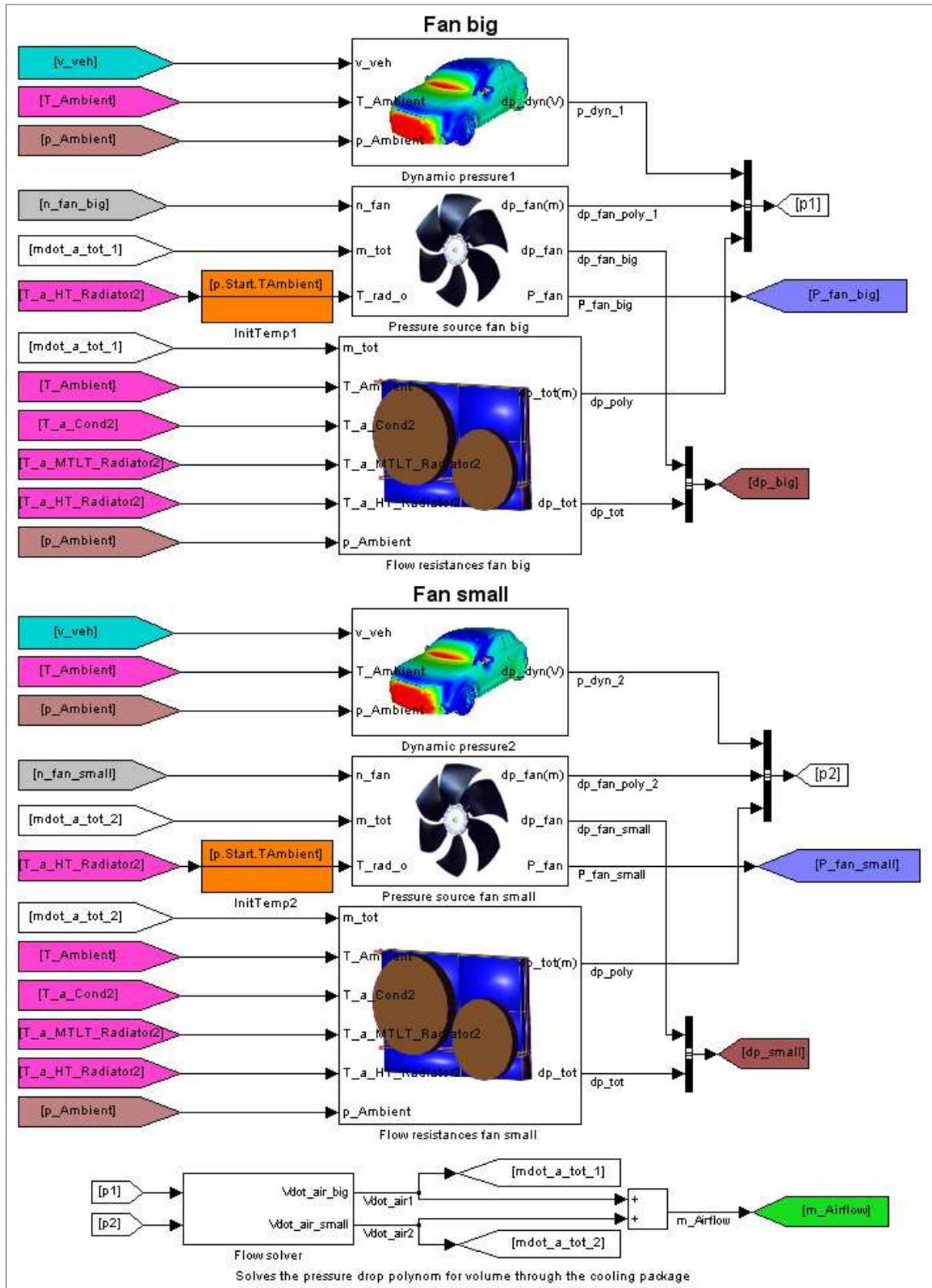
Anhang 20: Subsystem – VTMS vAVL2

In Anhang 20 sind die unter 4.3 beschriebenen Subsystemmodelle, der thermischen, luftseitigen und hydraulischen Netzwerke vAVL2, sowie das Klimaanlagemodell vAVL2, übersichtlich dargestellt.



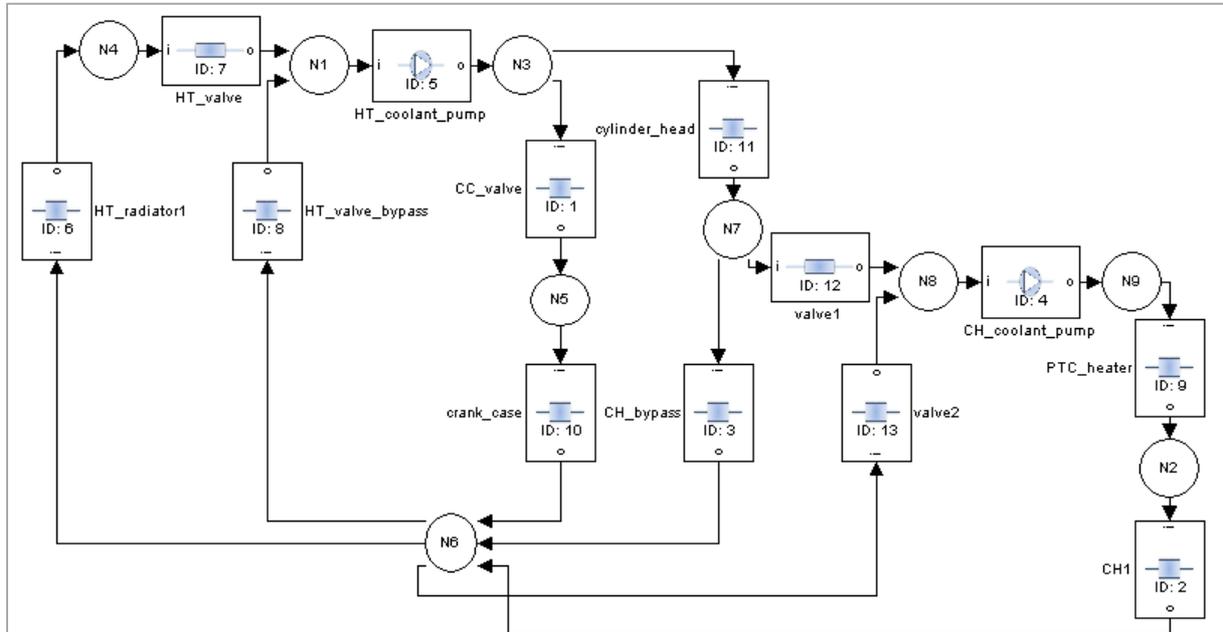
Anhang 21: Subsystem – luftseitiges Netzwerk vAVL2

In Anhang 21 ist das, aus den unter 4.3.3 erörterten Komponenten, Subsystem des luftseitigen Netzwerks vAVL2 dargestellt.

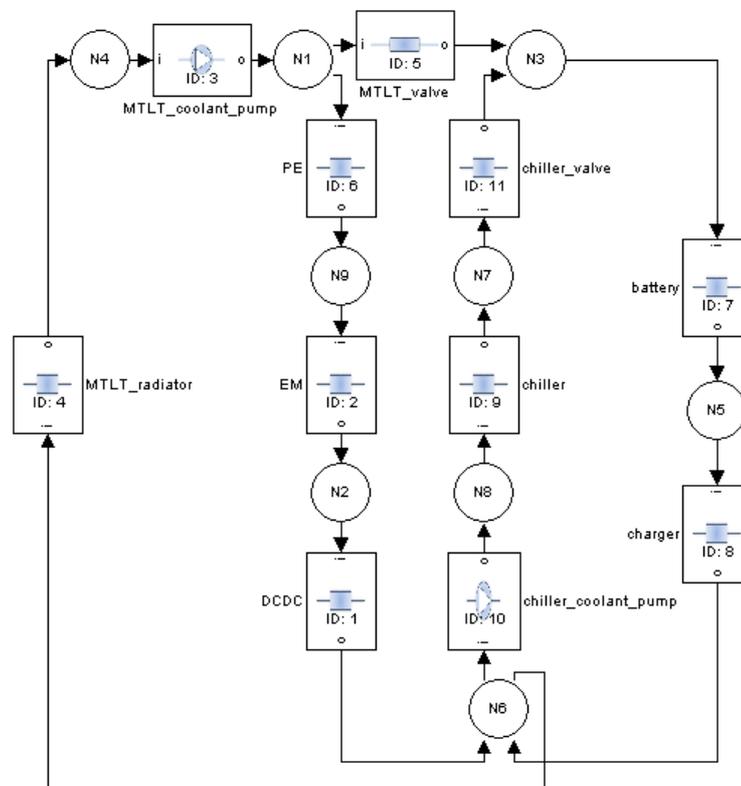


Anhang 22: Hydraulisches HT- und MTLT-Netzwerk vAVL2

In folgendem Anhang 22 ist das, unter 4.3.5.1 beschriebene, hydraulische Netzwerk des HT-, sowie des MTLT-Kühlkonzepts vAVL2, dargestellt.



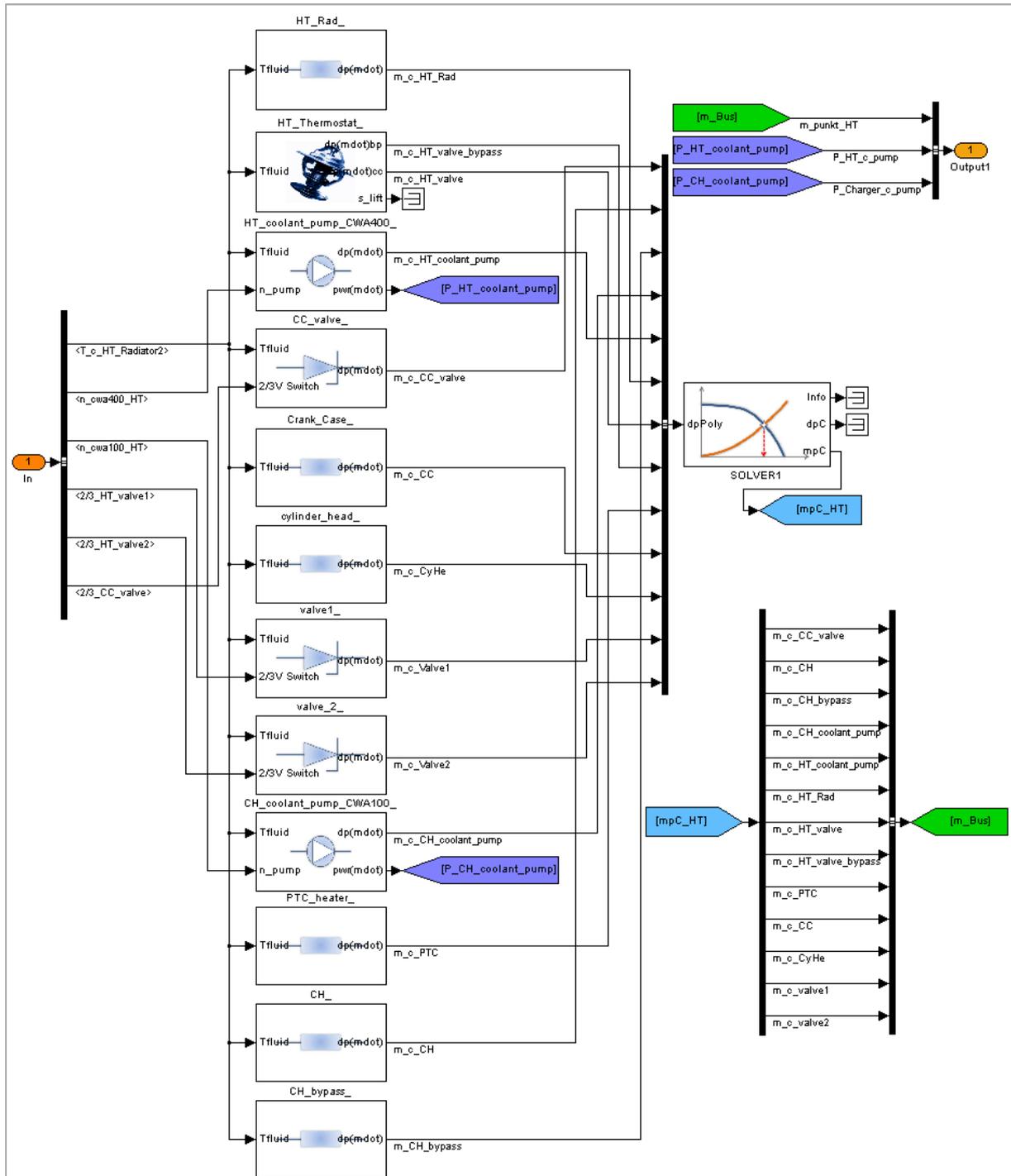
hydraulisches Netzwerk-Routing HT-Kühlmittellayout vAVL2



hydraulisches Netzwerk-Routing MTLT-Kühlmittellayout vAVL2

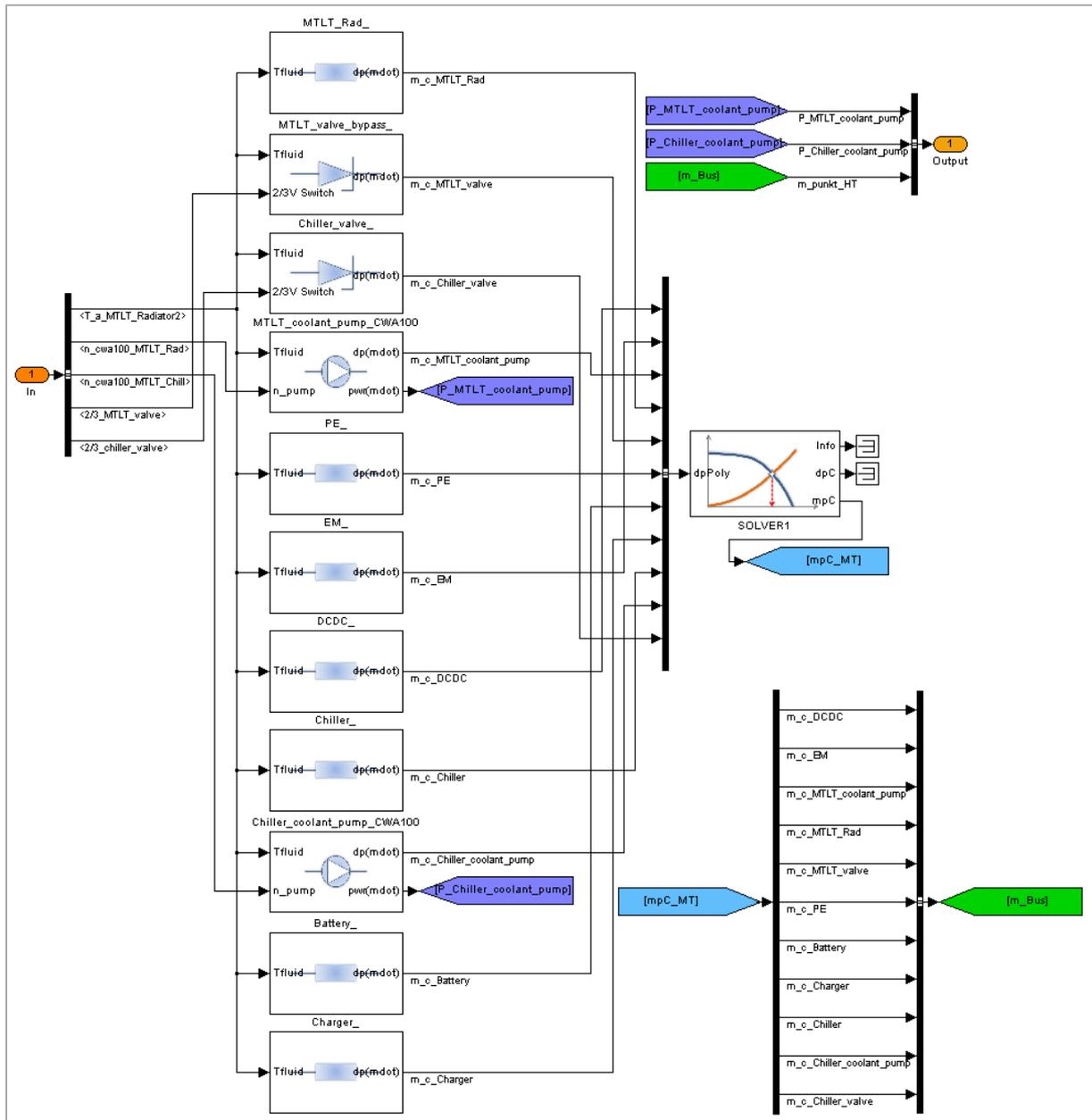
Anhang 23: Hydraulisches HT-Netzwerk vAVL2

In folgendem Anhang 23 ist das, unter 4.3.6 beschriebene, hydraulische Netzwerk des HT-Kühlkonzepts vAVL2 dargestellt.



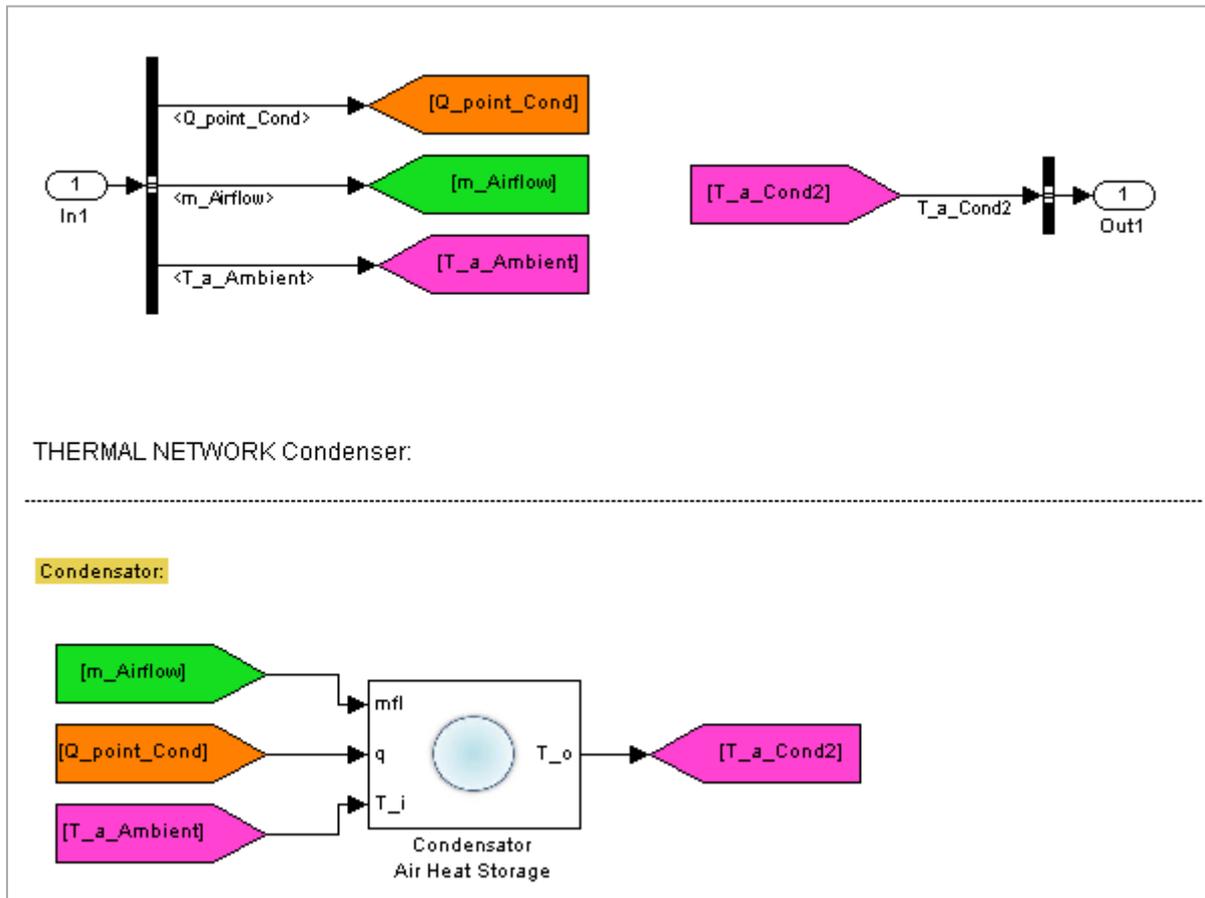
Anhang 24: Hydraulisches MTLT-Netzwerk vAVL2

In folgendem Anhang 24 ist das, unter 4.3.6 beschriebene, hydraulische Netzwerk des HT-Kühlkonzepts vAVL2 dargestellt.



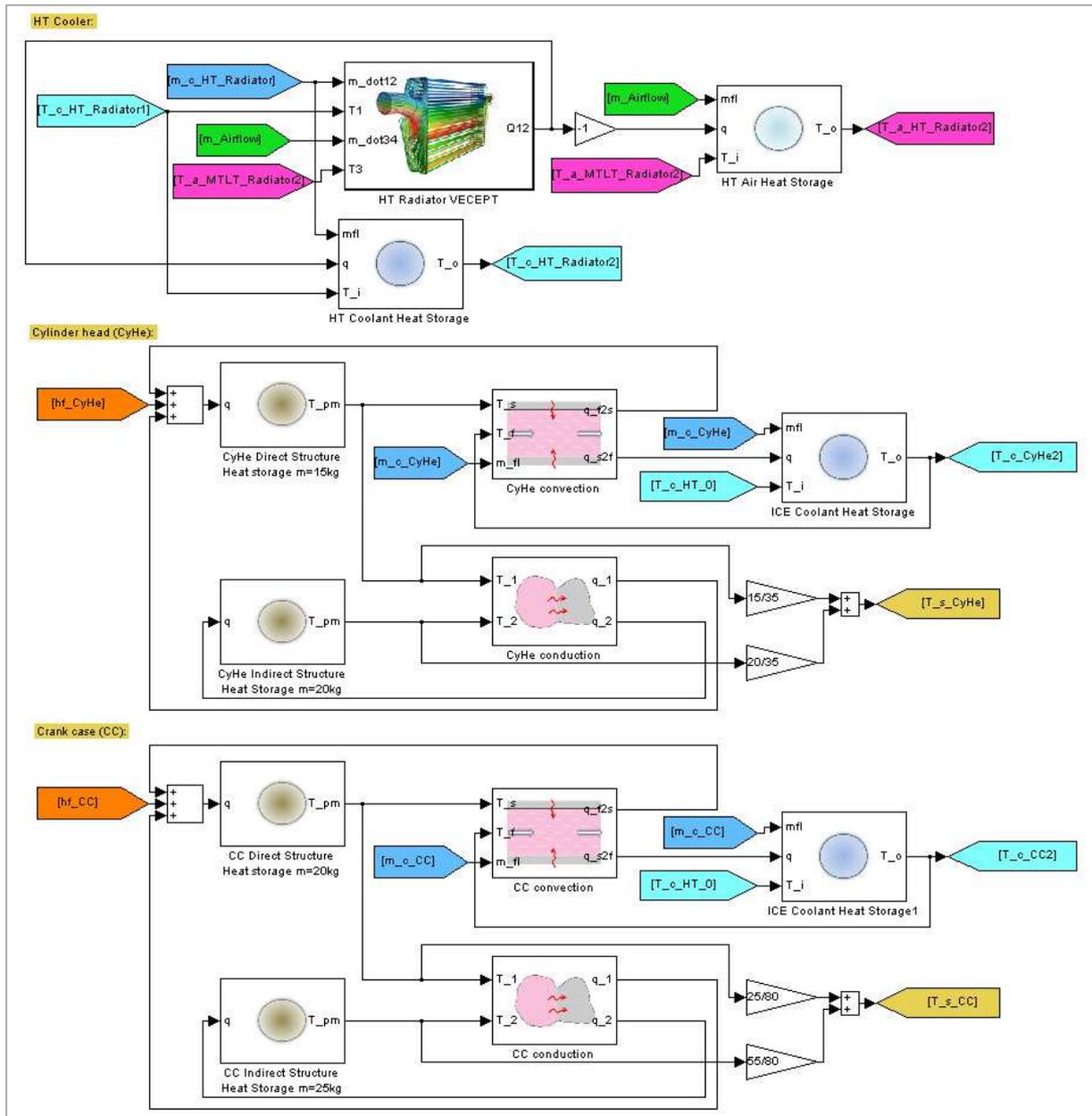
Anhang 25: Subsystem - thermisches Netzwerk Kondensator vAVL2

In Anhang 25 ist das, aus den unter 4.3.1 erörterten Komponenten, in Simulink® aufgebaute Subsystem, des thermischen Netzwerks des Kondensators vAVL2 (3.1.3.1.8 bzw. 3.2), abgebildet.



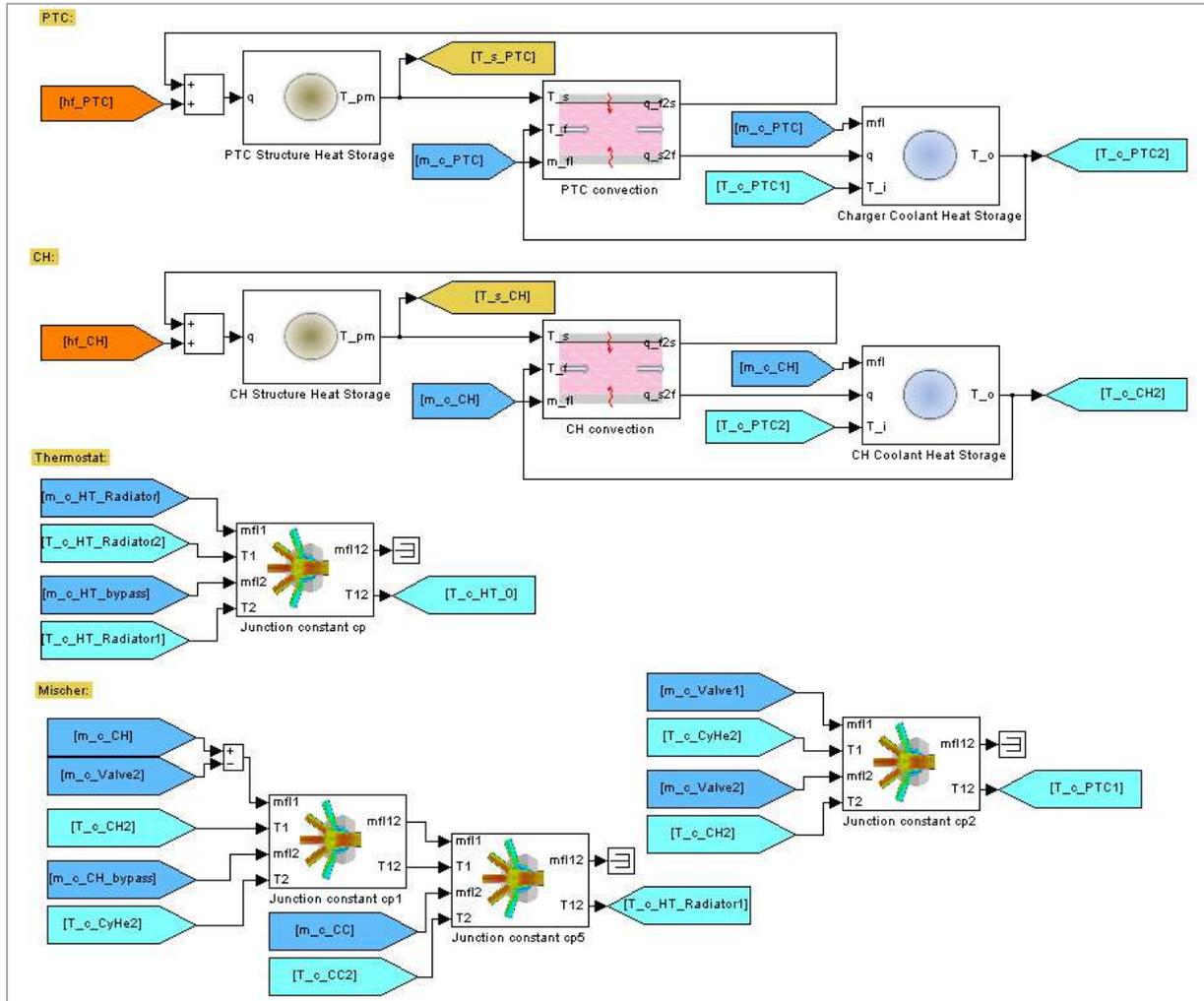
Anhang 26: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept vAVL2

In Anhang 26 ist Teil 1 des unter 4.3.2 beschriebenen Subsystems, des thermischen Netzwerks des HT-Kühlkonzepts vAVL2 (3.2.1), abgebildet.



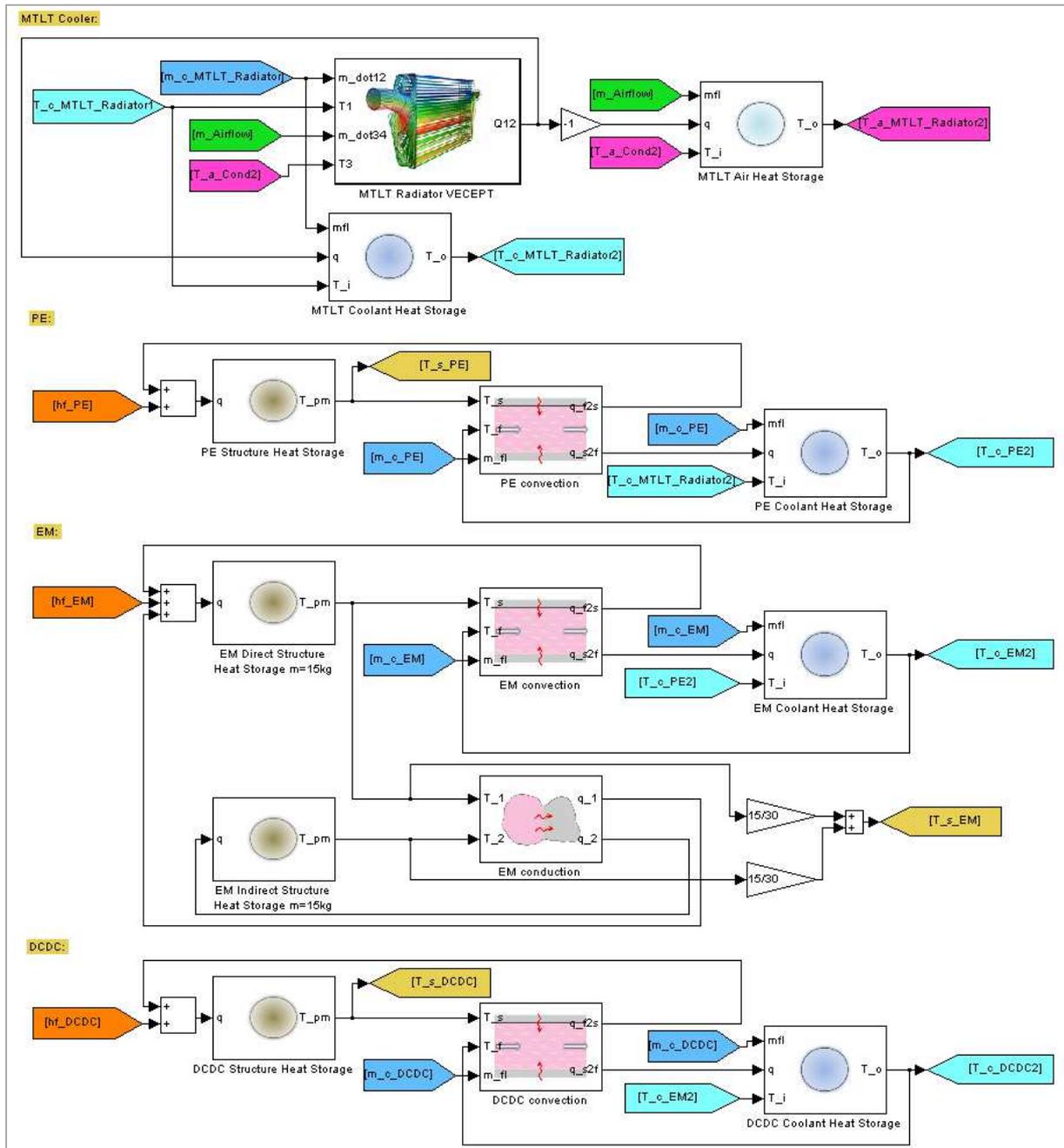
Anhang 27: Subsystem - thermisches Netzwerk HT-Kühlkonzept vAVL2

In Anhang 27 ist Teil 2 des unter 4.3.2 beschriebenen Subsystems, des thermischen Netzwerks des HT-Kühlkonzepts vAVL2 (3.2.1), abgebildet.



Anhang 28: Subsystem – therm. Netzwerk MTLT-Kühlkonzept vAVL2

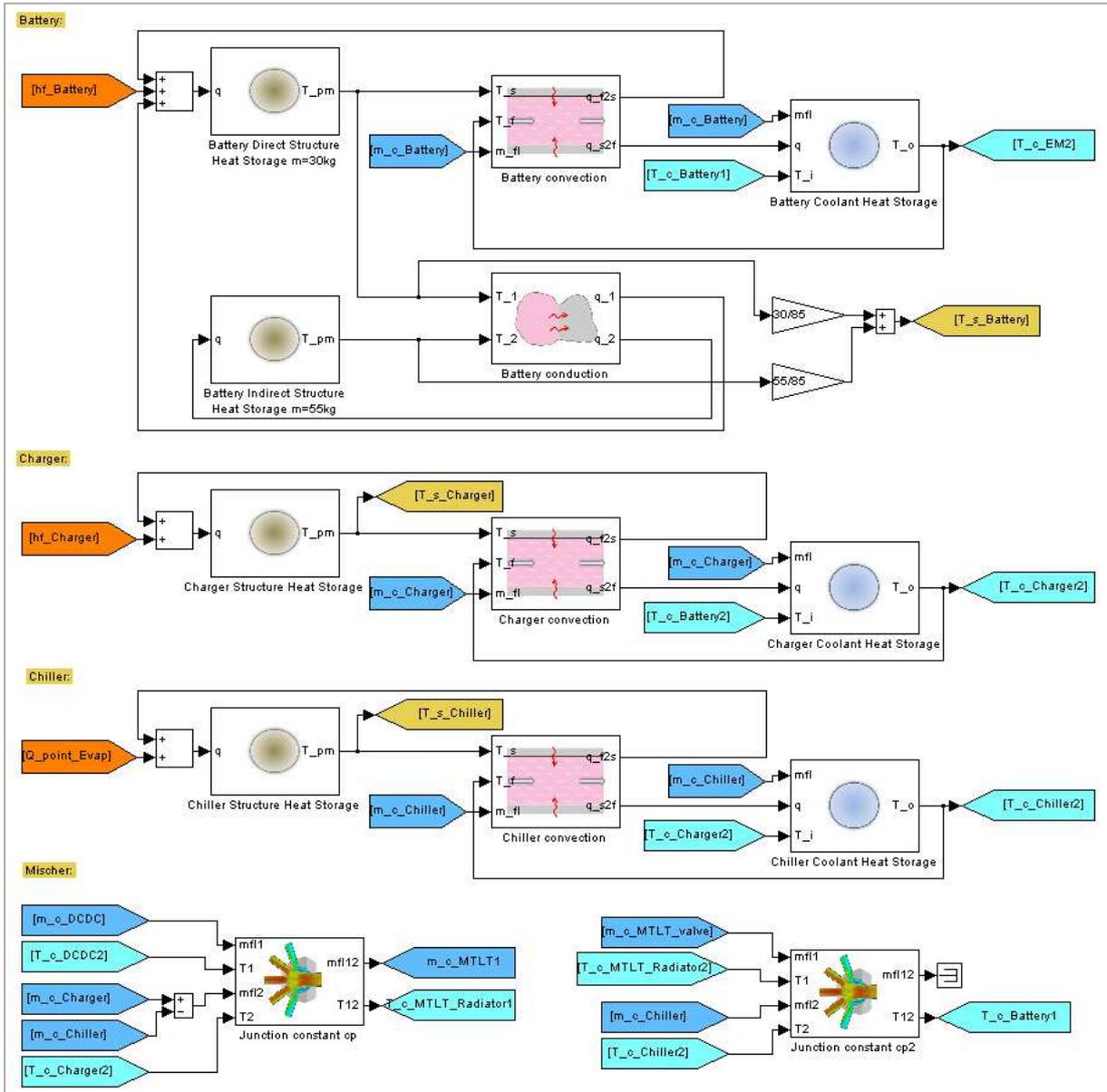
In Anhang 28 ist Teil 1 des unter 4.3.2 beschriebenen Subsystems, des thermischen Netzwerks des MTLT-Kühlkonzepts vAVL2 (3.2.2), abgebildet.



Fortsetzung siehe Anhang 29!

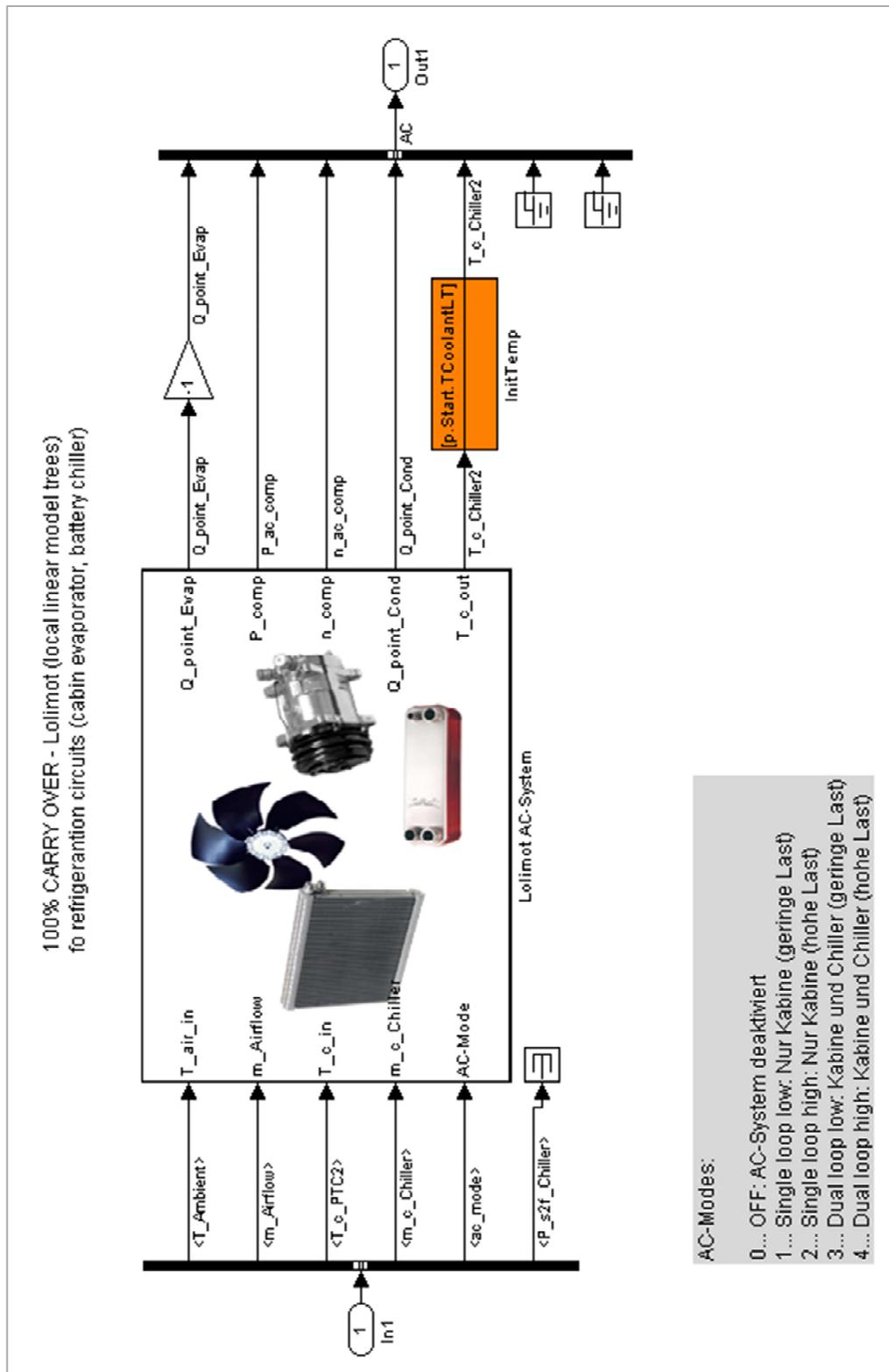
Anhang 29: Subsystem – therm. Netzwerk MTLT-Kühlkonzept vAVL2

In Anhang 29 ist Teil 2 des unter 4.3.2 beschriebenen Subsystems, des thermischen Netzwerks des MTLT-Kühlkonzepts vAVL2 (3.2.2), abgebildet.



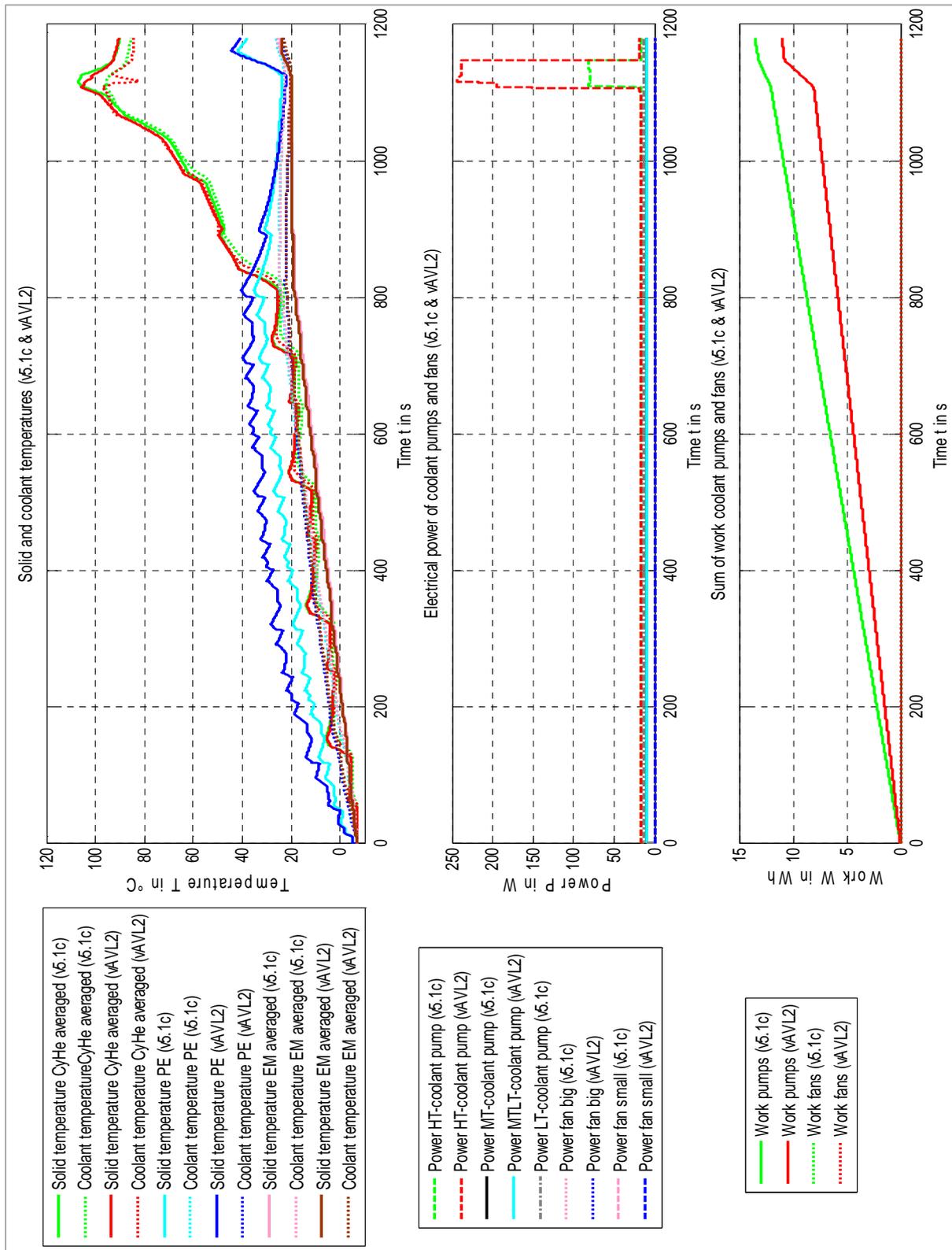
Anhang 30: Subsystem – AC-System Lolimot vAVL2

In Anhang 30 ist das gesamte, unter 4.3.7 beschriebene, Lolimot AC-Subsystem des Kühlkonzepts vAVL2 dargestellt.



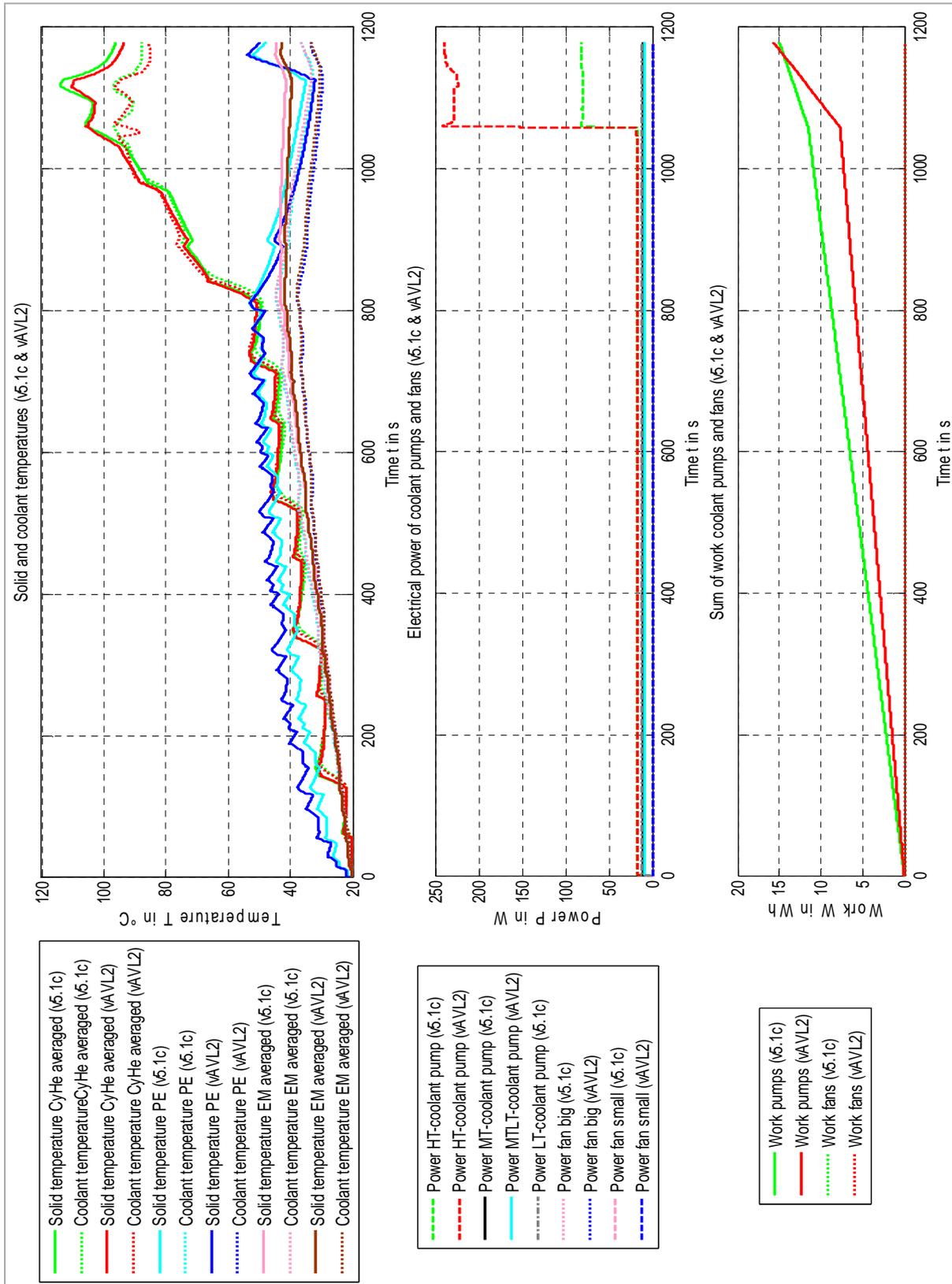
Anhang 31: Simulationsergebnis NEFZ nach Kältestart (v5.1c & vAVL)

In Anhang 31 ist das Simulationsergebnis der Kühlmittel- und Komponententemperaturen, der Pumpen- und Lüfterleistungen, sowie die sich daraus ergebenden Arbeiten im NEFZ nach Kältestart, abgebildet.



Anhang 32: Simulationsergebnis NEFZ nach Kaltstart (v5.1c & vAVL)

In Anhang 32 ist das Simulationsergebnis der Kühlmittel- und Komponententemperaturen, der Pumpen- und Lüfterleistungen, sowie die sich daraus ergebenden Arbeiten im NEFZ nach Kaltstart, abgebildet.



Anhang 33: Berechnung der CO₂-Bilanzen

In Anhang 33 sind die Werte für die Berechnung der CO₂-Bilanzen der beiden Kühlkreislaufkonzepte v5.1c und vAVL2, aller Fahrzyklen, angeführt.

Benzin		W	η_{ges}	W _{Benzin}	Benzin		s	
		Wh	-	Wh	gCO ₂ /Wh	gCO ₂ ges	km	gCO ₂ /km
NEFZ Kälte	v5.1c	13,53	0,16245	83,29	0,232	19,32	10,9314	1,77
	vAVL2	11,02	0,16245	67,84	0,232	15,74	10,9314	1,44
NEFZ kalt	v5.1c	15,01	0,16245	92,40	0,232	21,44	10,9314	1,96
	vAVL2	15,77	0,16245	97,08	0,232	22,52	10,9314	2,06
NEFZ warm	v5.1c	34,23	0,16245	210,71	0,232	48,88	10,9314	4,47
	vAVL2	34,35	0,16245	211,45	0,232	49,06	10,9314	4,49
Berg warm	v5.1c	130,1	0,26804	485,37	0,232	112,61	4,1667	27,03
	vAVL2	140,1	0,26804	522,79	0,232	121,29	4,1667	29,11

Strommix EU		W	η_{ges}	W _{Strom}	Strom		s	
		Wh	-	Wh	gCO ₂ /Wh	gCO ₂ ges	km	gCO ₂ /km
NEFZ Kälte	v5.1c	13,53	0,81225	16,66	0,414	6,90	10,9314	0,63
	vAVL2	11,02	0,81225	13,57	0,414	5,62	10,9314	0,51
NEFZ kalt	v5.1c	15,01	0,81225	18,48	0,414	7,65	10,9314	0,70
	vAVL2	15,77	0,81225	19,42	0,414	8,04	10,9314	0,74
NEFZ warm	v5.1c	34,23	0,81225	42,14	0,414	17,45	10,9314	1,60
	vAVL2	34,35	0,81225	42,29	0,414	17,51	10,9314	1,60
Berg warm	v5.1c	130,1	0,81225	160,17	0,414	66,31	4,1667	15,91
	vAVL2	140,1	0,81225	172,52	0,414	71,42	4,1667	17,14

Strommix Ö		W	η_{ges}	W _{Strom}	Strom		s	
		Wh	-	Wh	gCO ₂ /Wh	gCO ₂ ges	km	gCO ₂ /km
NEFZ Kälte	v5.1c	13,53	0,81225	16,66	0,181	3,01	10,9314	0,28
	vAVL2	11,02	0,81225	13,57	0,181	2,46	10,9314	0,22
NEFZ kalt	v5.1c	15,01	0,81225	18,48	0,181	3,34	10,9314	0,31
	vAVL2	15,77	0,81225	19,42	0,181	3,51	10,9314	0,32
NEFZ warm	v5.1c	34,23	0,81225	42,14	0,181	7,63	10,9314	0,70
	vAVL2	34,35	0,81225	42,29	0,181	7,65	10,9314	0,70
Berg warm	v5.1c	130,1	0,81225	160,17	0,181	28,99	4,1667	6,96
	vAVL2	140,1	0,81225	172,52	0,181	31,23	4,1667	7,49

Anhang 34: Parameterliste 1 (Thermomanager)

In Anhang 34 sind die Parameter des Thermomanagers angeführt.

Controls			
Fan big v5.1c & vAVL2	Fan low	$T_{s_CyHe}=116 \dots 110^{\circ}\text{C}$	
	Fan mid	$T_{s_CyHe}=121 \dots 117^{\circ}\text{C}$	
	Fan high	$T_{s_CyHe}=126 \dots 123^{\circ}\text{C}$	
Fan small v5.1c & vAVL2	Fan low	$T_{c_CyHe2}=98 \dots 96^{\circ}\text{C}$	
	Fan mid	$T_{c_CyHe2}=101 \dots 99^{\circ}\text{C}$	
	Fan high	$T_{c_CyHe2}=104 \dots 102^{\circ}\text{C}$	
HT-pump v5.1c & vAVL2	low	-	n=1500 1/min
	mid	$T_{s_CyHe}=105 \dots 93^{\circ}\text{C}$	n=4500 1/min
	high	$T_{s_CyHe}=114 \dots 106^{\circ}\text{C}$	n=6000 1/min
MT-/MTLT-pump v5.1c & vAVL2	low	-	n=1500 1/min
	mid	$T_{c_PE2}=49 \dots 45^{\circ}\text{C}$	n=4500 1/min
	high	$T_{c_PE2}=52 \dots 48^{\circ}\text{C}$	n=6000 1/min
LT-pump v5.1c	low	-	n=1000 1/min
	mid	$T_{s_Battery}=34 \dots 30^{\circ}\text{C}$	n=3500 1/min
	high	$T_{s_Battery}=40 \dots 36^{\circ}\text{C}$	n=6000 1/min

Anhang 35: Parameterliste 2 (Subsystem Air flow)

In Anhang 35 sind die Parameter des Subsystems Air flow angeführt.

Subsystem Air flow		
Dynamic pressure v5.1c & vAVL2	c_{p_ein}	0,9
	c_{p_aus}	-0,2
Fan big v5.1c & vAVL2	Polynom head	[-5,09072 -0,88865 1,01379]
	Polynom power	[-2,2713 0,7846 0,35]
Fan small v5.1c & vAVL2	Polynom head	[-3,85729 -1,62097 1,3981]
	Polynom power	[-2,10847 0,97446 0,57247]
Radiators Segmentation: fan big: 60% fan small: 40% v5.1c	LT	1167Pa @ 0,8824m ³ /s
	Cond	2413Pa @ 1m ³ /s
	MT	1867Pa @ 0,8824m ³ /s
	HT	1877Pa @ 0,8824m ³ /s
Radiators Segmentation: fan big: 60% fan small: 40% vAVL2	Cond	2413Pa @ 1m ³ /s
	MTLT	1867Pa @ 0,8824m ³ /s
	HT	1877Pa @ 0,8824m ³ /s

Anhang 36: Parameterliste 3 (Subsystem Coolant flow)

In Anhang 36 sind die Parameter des Subsystems Coolant flow angeführt.

Subsystem coolant flow		p.hydr.Tref=273,15+90K
Thermostat v5.1c & vAVL2	$T_{50\%_open_closed}$	96 ... 91 °C
	ΔT_{open_closed}	25K
	Δp_{vector}	60*10 ⁵ Pa (closed), 19500Pa (open) (nonlinear)
Valves v5.1c & vAVL2	open	1500 Pa @ 0,01/60 m ³ /s
	closed	60*10 ⁵ Pa
Charger v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[32082 799 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
CyHe v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[39818 6166 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
CC v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[79623 10867 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
MT-/MTLT-Rad v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[71490 9419 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
PE v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[36995 4188 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
EM v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[45369 6848 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
CC v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[41082 5758 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
LT-Rad v5.1c	$\Delta p=f(\dot{m})$	[123488 21401 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref
Battery v5.1c & vAVL2	$\Delta p=f(\dot{m})$	[48354 9830 0]
	T_{ref}	p.hydr.Tref

Anhang 37: Parameterliste 4 (Subsystem Heat flow)

In Anhang 37 sind die Parameter des Subsystems Heat flow angeführt.

Subsystem heat flow	
CyHe	$m_{\text{direct}}=15\text{kg}, m_{\text{indirect}}=20\text{kg}, m_{\text{coolant}}=1,5\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,8\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,008\text{m}, n_{\text{pipes}}=3$ $A_{\text{heat_cond}}=0,3\text{m}^2, l_{\text{cond}}=0,08\text{m}$
CC	$m_{\text{direct}}=20\text{kg}, m_{\text{indirect}}=25\text{kg}, m_{\text{coolant}}=1,5\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,4\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,008\text{m}, n_{\text{pipes}}=2$ $A_{\text{heat_cond}}=0,45\text{m}^2, l_{\text{cond}}=0,05\text{m}$
Charger	$m_{\text{direct}}=3\text{kg}, m_{\text{coolant}}=1\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,1\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,004\text{m}, n_{\text{pipes}}=4$
PE	$m_{\text{direct}}=8\text{kg}, m_{\text{coolant}}=0,5\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,2\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,0055\text{m}, n_{\text{pipes}}=3$
EM	$m_{\text{direct}}=15\text{kg}, m_{\text{indirect}}=15\text{kg}, m_{\text{coolant}}=1\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,15\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,006\text{m}, n_{\text{pipes}}=5$ $A_{\text{heat_cond}}=0,2\text{m}^2, l_{\text{cond}}=0,05\text{m}$
DCDC	$m_{\text{direct}}=1,5\text{kg}, m_{\text{coolant}}=0,5\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=0,08\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,0055\text{m}, n_{\text{pipes}}=5$
Battery	$m_{\text{direct}}=30\text{kg}, m_{\text{indirect}}=55\text{kg}, m_{\text{coolant}}=4,5\text{kg}$
v5.1c & vAVL2	$A_{\text{heat_conv}}=1\text{m}^2, d_{\text{hydr}}=0,008\text{m}, n_{\text{pipes}}=3$ $A_{\text{heat_cond}}=0,75\text{m}^2, l_{\text{cond}}=0,1\text{m}$