

3 Modellierung und Validierung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein BEF mit der Hilfe einer Gesamtfahrzeugsimulation untersucht. Der Fokus der Untersuchung liegt auf dem Energie- und Thermomanagement des Fahrzeugs. Zunächst werden das untersuchte Fahrzeug und die untersuchten Zyklen und Randbedingungen erörtert. Anschließend wird das Simulationsmodell für die Gesamtfahrzeugsimulation diskutiert. Darüber hinaus werden einige Erweiterungen des Modells vorgestellt, die für einige der Optimierungen erforderlich sind. Dabei wird genauer auf das eigens entwickelte Batteriemodell sowie Motor- und Leistungselektronikmodell eingegangen. Das Batteriemodell wird thermisch und elektrisch validiert, Motor- und Leistungselektronikmodell jeweils thermisch. Für die Auswertung der Ergebnisse wird eine Geschwindigkeits-Kennzahl entwickelt, die ausdrückt, ob durch eine schnelle oder langsamere Fahrt bei den gegebenen Bedingungen eine größere Reichweite möglich ist.

3.1 Untersuchtes Fahrzeug

Für die Auswahl eines geeigneten Fahrzeugkonzepts für ein BEF wird zunächst ein Vergleich durchgeführt. Verwendet wird der Datensatz des Mercedes-Benz W204 C350 aus [87]. Berechnet wird die relative Reichweite¹ jeweils bei konstanter Geschwindigkeit. In der Simulationsumgebung ist das Fahrzeug mit einer Asynchronmaschine ausgestattet. Verglichen wird die resultierende relative Reichweite mit elektrischem Antrieb mit der relativen Reichweite bei einem auf 50% verkleinerten Verbrennungsmotor. Die Fahrzeugparameter sind in beiden Rechnungen konstant. Die so ermittelten relativen Reichweiten sind in Abbildung 3 dargestellt.

Der zur Bewältigung der Fahraufgabe benötigte Energiebedarf steigt mit einer quadratischen Funktion über der Fahrgeschwindigkeit an. Um den tatsächlichen Energiebedarf, der aus dem Speicher² abgerufen wird, zu identifizieren, wird der benötigte Energiebedarf mit dem Systemwirkungsgrad für die jeweilige Geschwindigkeit gewichtet. Zur Erleichterung der Vergleichbarkeit sind die Ergebnisse zusätzlich energetisch so skaliert, dass sich jeweils eine maximale relative Reichweite von 1 einstellt.

¹ Damit ist die Reichweite bei konstanter Geschwindigkeit bezogen auf die maximale Reichweite bei Konstantfahrt gemeint.

² Hier Batterie bzw. Kraftstofftank.

Es zeigt sich, dass das elektrisch angetriebene Fahrzeug im unteren Geschwindigkeitsbereich bis etwa 20 km/h das verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeug in der erzielbaren Reichweite deutlich übertrifft. Bei höheren Geschwindigkeiten nimmt der Systemwirkungsgrad des verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugs überproportional zum Energiebedarf zu. Ab circa 40 km/h ist der ansteigende Energiebedarf dominant. Aus Abbildung 3 folgt, dass elektrisch angetriebene Fahrzeuge idealerweise bei niedrigen Geschwindigkeiten eingesetzt werden. Wird zusätzlich berücksichtigt, dass durch ein BEF ein lokal emissionsfreies Fahren möglich ist, ist ein urbaner Einsatz aufgrund der zunehmenden Urbanisierung [90] sinnvoll. Für die numerischen Untersuchungen wurde deshalb ein Mittelklassefahrzeug mit urbanem Nutzungsprofil gewählt. Bei dem untersuchten Fahrzeug handelt es sich nicht um ein reales Fahrzeug, sondern um ein generisches Modell. Das Fahrzeug ist bezüglich seiner technischen Daten an ein Fahrzeug der Mittelklasse angelehnt. Die wichtigsten Fahrzeugdaten sind in Tabelle 10 im Anhang zusammengefasst. Das Fahrzeug verfügt über einen Zentralantrieb mit einer angetriebenen Achse.

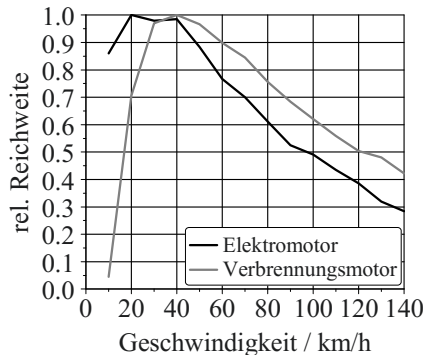


Abbildung 3: Relative Reichweite für ein Mittelklassefahrzeug in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bei Konstantfahrt und der Antriebsform

3.1.1 Konfigurationen

Die Untersuchung der Optimierungspotenziale erfolgt mit unterschiedlichen Konfigurationen des Thermomanagementsystems. So wird gezeigt, welche Systemkonfiguration für das identifizierte Potenzial erforderlich ist. Die umfangreichste Konfiguration ist in Abbildung 4 dargestellt. Die weiteren Konfigurationen leiten sich aus dieser durch das Weglassen von Komponenten ab. Eine Übersicht der Konfigurationen und der Funktionen ist in Tabelle 3 dargestellt. Im Anhang finden sich die grafischen Darstellungen dieser Konfigurationen.

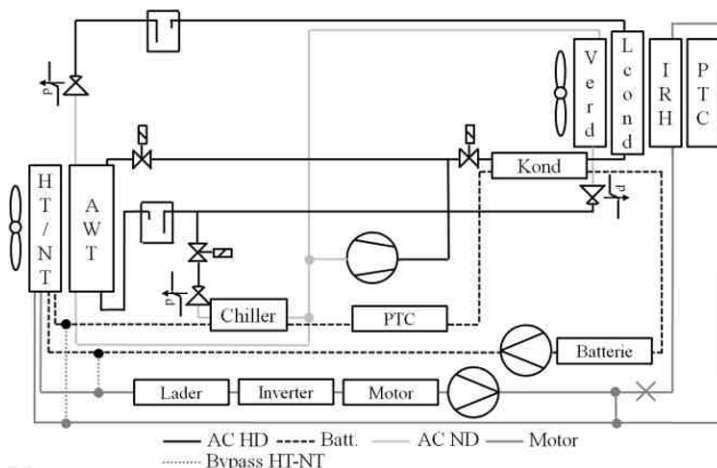


Abbildung 4: Thermomanagementsystem des Fahrzeuges bei der Konfiguration mit Wärmepumpe (Standardkonfiguration)

Tabelle 3: Übersicht der Konfigurationen des Thermomanagementsystems und deren Funktionen

Konfiguration	Funktionen
Ohne AC	Motor, Ladegerät, Inverter und Batterie wassergekühlt (keine aktive Heizung oder Kühlung der Batterie) Heizung des Innenraums nur über PTC
Ohne Chiller	Motor, Ladegerät, Inverter und Batterie wassergekühlt (keine aktive Kühlung der Batterie) Heizung des Innenraums über PTC und IRH, Kühlung über Klimaanlage
Mit Chiller	Motor, Ladegerät, Inverter und Batterie wassergekühlt (mit aktiver Heizung und Kühlung der Batterie) Heizung des Innenraums über PTC und IRH, Kühlung über Klimaanlage
Mit Wärmepumpe	Motor, Ladegerät, Inverter und Batterie wassergekühlt (mit aktiver Heizung und Kühlung der Batterie über Wärmepumpe) Heizung des Innenraums über PTC, Wärmepumpe und IRH, Kühlung über Klimaanlage

3.1.2 Lastfälle

Die Optimierung des Energie- und Thermomanagements wird an vier Betriebspunkten bewertet. Die untersuchten Umgebungsbedingungen sind aus DIN 1946-3 [69] entnommen und in Tabelle 4 zusammengefasst. Zusätzlich ist der Betriebspunkt Wärmepumpenpunkt eingeführt, um die Wirksamkeit der Wärmepumpe an einem Betriebspunkt nachweisen zu können.

Tabelle 4: Übersicht der untersuchten Umweltbedingungen

Betriebspunkt	Umgebungsbedingungen
Kiruna	-18°C / 85% r.F.
Wärmepumpenpunkt (WP-Punkt)	10°C / 85% r.F.
Frankfurt am Main	25°C / 55% r.F.
Málaga	35°C / 40% r.F.

Neben den Umgebungsbedingungen werden auch die zu befahrenden Strecken variiert. Dazu wird auf genormte Zertifizierungszyklen³ sowie einen Zyklus⁴ des FKFS [91] zurückgegriffen.

3.2 Modellierung des Fahrzeugs

Das in Kapitel 2.2.4 erwähnte Modell TheFaMoS stellt das Kernstück des Simulationsmodells des BEFs dar. Da beim BEF andere Schwerpunkte beim Thermomanagement gelegt werden müssen, war die Erweiterung um die AC-Simulation sowie die Einbindung eines Innenraummodells unabdingbar.

3.2.1 Gekoppeltes Simulationsmodell

Das Modell, das hier benutzt wird, um das batterieelektrische Fahrzeug zu simulieren ist in der Form einer Co-Simulation aufgebaut. Bei dem Modell, wie es ursprünglich entwickelt wurde, handelt es sich um ein rückwärts rechnendes Verfahren, d. h. es werden ein Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf vorgegeben und nicht eine Fahrpedalstellung. Da das untersuchte Fahrzeug im Vergleich zu den Fahrzeugen aus den in 2.2.4 genannten Vorgängervorhaben schwächer motorisiert ist, war es erforderlich, Lastanforderungen zu verhindern, die ober-

³ CADC (Common Arthemis Driving Cycle) (Rural), NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus), NYCC (New York City Cycle)

⁴ FKFS Zyklus, bildet eine Fahrt durch und um Stuttgart ab

halb der Vollastlinie des Antriebs liegen. Obwohl es sich um ein rückwärts rechnendes Verfahren handelt, verfügt das Modell deshalb über ein einfaches Fahrermodell. Im Simulationstool wird auf Basis der „Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs“ nach Wiedemann (siehe (Gl. 3.1)) die für den derzeitigen Fahrzustand erforderliche Antriebsleistung des Motors berechnet [92]:

$$P_e = P_{VT} + P_S + P_R + P_{LW} + P_{St} + P_a \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Darin sind P_e die effektive Motorleistung, P_{VT} die Verlustleistung des Antriebsstrangs, P_S die Schlupfwiderstandsleistung, P_R die Rollwiderstandsleistung, P_{LW} die Luftwiderstandsleistung, P_{St} die Steigleistung und P_a die Beschleunigungsleistung. Mit Hilfe von Fahrzeugparameter wie Masse, Stirnfläche, Luftwiderstandsbeiwert, Rollwiderstandsbeiwert, dynamischer Radhalbmesser, Getriebeübersetzung, Reifenschlupf und anderen lässt sich aus dem momentanen Fahrzustand die dafür nötige Kreisfrequenz des Motors ω_M berechnen. Über den Zusammenhang

$$P_e = M_M \cdot \omega_M \quad (\text{Gl. 3.2})$$

wird das nötige Motor-Drehmoment M_M errechnet. Eingangsgrößen des Motormodells sind Drehzahl und Drehmoment. In Abhängigkeit dieser Parameter wird die Verlustleistung der Elektromaschine bestimmt. Über die von der Leistungselektronik bereitzustellende Leistung wird der Wirkungsgrad der Leistungselektronik und damit deren Verlustleistung berechnet. Die Leistungsaufnahme der Leistungselektronik wird zu den sonstigen elektrischen Verbrauchern⁵ addiert und entspricht dem, was die Batterie zur Verfügung stellen bzw. bei der Rekuperation aufnehmen muss. Aus der geforderten Leistung und dem Zustand der Batterie des vorherigen Zeitschritts wird deren Verlustleistung berechnet. Zusätzlich zu diesen Berechnungen werden im Matlab / Simulink Teil des Modells die Regelungs- und Steuerungsaufgaben, siehe Kapitel 3.2.6, übernommen. Die bestimmten Größen werden an den thermo-hydraulischen-Solver übergeben, siehe Abbildung 5.

Der thermo-hydraulische-Solver, hier: GT-Suite, berechnet die Temperaturen der einzelnen Komponenten und die Leistungsaufnahme der elektrisch angetriebenen Elemente auf Basis des zugrunde liegenden thermischen Modells und der durch Matlab aufgeprägten Randbedingungen. Modelliert wird das thermische Netz durch fünf gekoppelte Fluidkreisläufe. Es wird je ein Flüssigkeitskreislauf für Batterie- und Motorkühlung verwendet. Ein Luftpfad bedient das Kühlerpaket im Frontend und ein zweiter das Klimamodul und den Innenraum.

⁵ Hauptsächlich Elektrischer Kältemittelverdichter, elektrische Kühlmittelpumpen, elektrische Gebläse, Lampen und Leuchten.

Des Weiteren ist ein Kältekreis vorhanden, mit dem der Betrieb der Wärmepumpe berechnet wird. Die beiden Teilmodelle Matlab/Simulink und GT-Suite werden über Schnittstellenvariablen miteinander gekoppelt. Diese sind in im Anhang in Tabelle 11 dargestellt. Die Ergebnisse der beiden Solver werden immer nach einer Sekunde an den jeweils anderen Solver übertragen.

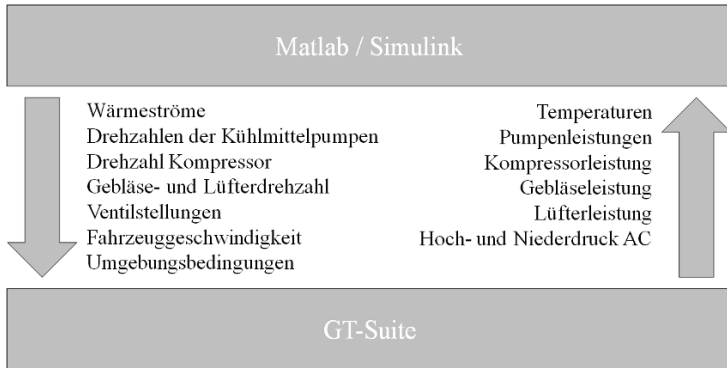


Abbildung 5: Aufbau des gekoppelten Simulationsmodells

3.2.2 Fahrermodell

Bei rückwärts rechnenden Modellen wird im Regelfall ein Geschwindigkeits- und Steigungsverlauf vorgegeben, dem das Fahrzeug zu folgen hat. Dabei kann es vorkommen, dass eine Leistung vom Motor gefordert wird, die dieser gar nicht aufbringen kann. In der Folge kommt es bei den Ergebnissen der Simulation zu erheblichen Unzulänglichkeiten, da entweder der Wirkungsgrad des Motors für diesen Betriebspunkt extrapoliert werden muss oder das Drehmoment begrenzt wird. Im ersten Fall wird der Motor zu viel Leistung mit einem nicht realitätsnahen Wirkungsgrad abgeben, im zweiten Fall erreicht das Fahrzeug den Zustand, ohne die nötige Energie dafür aufzubringen. Beide Fälle sind nicht zulässig und müssen vermieden werden. Im vorliegenden Fall ist das rückwärts-rechnende Verfahren mit einem Fahrermodell versehen, wie es im Regelfall nur bei vorwärts-rechnenden Verfahren eingesetzt wird.

Aufgrund der abweichenden Topologie des Simulationsmodells wird kein Fahrermodell aus einem Vorwärtsmodell verwendet, das die Fahrpedalstellung auf Basis einer Geschwindigkeitsvorgabe regelt. Es kommt ein Modul zum Einsatz, das auf die spezifische Anwendung abgestimmt ist. Das Fahrermodell ist als einfacher PID-Regler umgesetzt, der die Beschleunigung so regelt, dass Ist- und Sollgeschwindigkeit möglichst übereinstimmen. Es wird nicht versucht, damit das Verhalten eines realen Fahrers abzubilden. Entscheidend ist, dass durch das

Fahrermodell die unzulässig hohen Antriebsleistungen abgefangen werden. Dazu wird neben der Ist- und Sollgeschwindigkeit die momentane Überschusszugkraft benötigt. Diese lässt sich aus dem aktuellen und dem Volllastdrehmoment bestimmen. Für die Bestimmung des aktuellen Motormoments verfügt das Fahrermodell selbst über ein vereinfachtes Fahrzeugmodell, um eine algebraische Schleife zu verhindern. Die damit identifizierte Überschusszugkraft wird verwendet, um die maximale zusätzliche Beschleunigung zu bestimmen. Diese Beschleunigung begrenzt den Stellbereich des Reglers. Durch diese Vorgehensweise kann auch ein Geschwindigkeitssprung vorgegeben werden, ohne dass daraus ein unzulässiger Betriebspunkt resultiert.

3.2.3 Batteriemodell

Für die numerischen Untersuchungen wird ein mathematisch-physikalisches Modell einer Einzelzelle verwendet, womit das Verhalten der Gesamtbatterie extrapoliert wird. Hier wird ein auf elektrischen Ersatzschaltkreisen basierendes Modell verwendet. Je nach gewünschter Modellierungstiefe wird die ideale Spannungsquelle und ihr Innenwiderstand mit null bis drei RC-Gliedern kombiniert. Das Ersatzschaltbild für das Modell R3RC ist in Abbildung 6 gegeben. Die Ersatzschaltbilder der anderen Modelle lassen sich durch Weglassen von RC Gliedern ableiten.

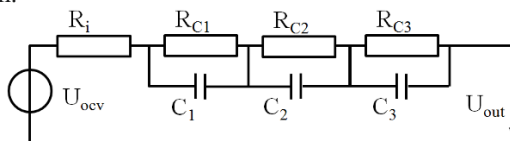


Abbildung 6: Ersatzschaltbild des Modells R3RC

Es handelt sich damit um ein theveninbasiertes Modell, wobei allerdings die Parameter vom jeweiligen Betriebspunkt⁶ abhängig sind. Der Ladezustand der Batterie wird über ein Stromintegral berechnet. Somit sind Aussagen zur Laufzeit möglich. Die Ruhespannung bei der hier verwendeten LiFePO₄-Chemie hat eine Hysterese. Auch dies wird vom Modell abgebildet. Die nötigen Daten zur Bezifferung der Parameter des Modells werden auf dem Zellprüfstand [93] erhoben.

Wie in Kapitel 2.1.5 dargestellt, eignen sich Thevenin Modelle nur bedingt für konstante Ladungen und Entladungen. Da jedoch beim BEF, speziell beim Laden, konstante Ströme anliegen können, ist das Batteriemodell um ein Modul erweitert, das die Klemmspannung bei konstanten Strömen zuverlässig vorhersagen kann. Dabei handelt es sich um ein mathematisches Modell, das mit gemess-

⁶ Temperatur, Ladezustand, Strom und Stromrichtung

senen Lade- und Entladekurven abgestimmt wird. Ein Algorithmus entscheidet in Abhängigkeit des Stromprofils, welche Spannungsvorhersage verwendet wird. Dadurch wird gewährleistet, dass während der Zyklussimulation und Konstantstromladungen das Thevenin Modell und während Entladungen und Konstantspannungsladungen das mathematische Modell verwendet wird. Das Umschalten der Modelle erfolgt mit einem Übergang. Hier wird die Spannungsdifferenz zwischen beiden Modellen mit einem Sinussignal multipliziert. Auf die normale Zyklussimulation hat dieses Modul keine Auswirkung, lediglich beim Laden und Entladen verbessert es die Genauigkeit der Spannungsvorhersage.

Sofern nicht anders bezeichnet, beziehen sich alle Aussagen dieser Arbeit auf eine kommerziell verfügbare 20 Ah LiFePO₄ Pouch Zelle (Zelle 1). Alle im Laufe der Arbeit vermessenen und verwendeten Zellen sind in Tabelle 5 mit ihren wichtigsten Daten zusammengefasst.

Tabelle 5: Untersuchte Zellen

Name	Nennspannung / V	Nennkapazität / Ah	Chemie	Aufbau
Zelle 1	3,3	20	LiFePO ₄	Pouch
Zelle 2	3,2	18	LiFePO ₄	Rundzelle
Zelle 3	3,7	5,6	LiCo	Pouch

Die Umgebung für die Vermessung einzelner Zellen verfügt über die Möglichkeit, die zu prüfende Zelle mit bis zu 240 A zu laden bzw. zu entladen. Dabei ist jedoch der Spannungsbereich auf 0 – 6 V begrenzt. Bei den Versuchen befindet sich die Zelle in einem temperaturgeregeltem Prüfraum, in dem die Temperatur zwischen -40°C und 180°C eingestellt werden kann.

Das Ziel der Messung ist es die Sprungantwort der Zelle zu erfassen. Dabei sind Ladezustände, Temperaturen und Ströme eindeutig definiert. Durch die geregelte Umgebungstemperatur und kurze Pulsdauern kann die Temperatur als Einflussgröße über eine Messung vernachlässigt werden. Die Ströme werden von der Versuchsumgebung aufgeprägt und mit einer Genauigkeit von 0,05% vom Skalenendwert [94] gemessen. Zur Einstellung eines definierten Ladezustands müssen zum einen die Nennkapazität und zum anderen der Start-SoC bekannt sein. Der Start-SoC wird über die Ladung bzw. Entladung unter Normbedingungen eingestellt. Die Kapazität wird durch wiederholtes Laden und Entladen unter Normbedingungen identifiziert.

Nachdem der Startzustand eingestellt ist, wird der Ladezustand in gewählten Stufen⁷ durchfahren. Auf jeder SoC-Stufe werden Strompulse aufgeprägt. Für eine neutrale Ladungsbilanz wird die gleiche Ladungsmenge in den Ladepulsen wie in den Entladepulsen umgesetzt. Die zeitlichen Abstände zwischen SoC Anpassungen und Strompulsen sowie zwischen den Strompulsen selbst sollten in der Größenordnung von mindestens 20-30 Minuten liegen, um eine konstante Spannung an den Klemmen zu erhalten sowie eine belastungsbedingte Temperaturänderung der Zelle abklingen zu lassen. Dieser Ablauf wird für mehrere Temperaturen im erwarteten Betriebsbereich durchgeführt.

Zur Auswertung der Sprungantworten werden die Daten zu Spannung und Strom abgespeichert. Nach der Identifikation des Startpunkts wird für jeden Strompuls der Ladezustand bestimmt. Im Anschluss daran werden für jeden Puls die Parameter der Differenzialgleichung der Klemmspannung der Batterie (Gl. 3.3) durch eine Optimierung identifiziert. In der Differenzialgleichung (Gl. 3.3) ist U die Klemmspannung, U_{OCV} die Leerlaufspannung und $R_i \cdot \left(I - C_i \frac{dU_{Ci}}{dt} \right)$ die Spannung am i -ten RC-Glied, die sich aus dem Widerstand R_i , dem Strom I , der Kapazität C_i und der zeitlichen Ableitung der Spannung am Kondensator $\frac{dU_{Ci}}{dt}$ zusammensetzt. Dabei werden die Parameter so identifiziert, dass die Summe der Fehlerquadrate zwischen Simulation und Messung minimiert werden. Die bei der Optimierung identifizierten Daten werden als Kennfelder ins Modell eingefügt.

$$U = U_{OCV} + R_1 \cdot \left(I - C_1 \frac{dU_{C1}}{dt} \right) + R_2 \cdot \left(I - C_2 \frac{dU_{C2}}{dt} \right) + R_3 \cdot \left(I - C_3 \frac{dU_{C3}}{dt} \right) \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Die Differenzialgleichung (Gl. 3.3) ist für konstanten Strom analytisch lösbar (Gl. 3.4). Da im Laufe der Optimierung für die Differenzialgleichung für jeden Parametersatz eine neue numerische Lösung von Gl. 3.3 berechnet werden muss, ist es theoretisch sinnvoll, statt der numerischen Lösung die analytische Lösung (Gl. 3.4) zu verwenden. Ein Vergleich der Ergebnisse zeigt, dass bei einer numerischen Lösung bessere Ergebnisse möglich sind. Der Grund hierfür liegt in der Dauer des Pulses. Die analytische Lösung kann nur für konstanten Stromfluss verwendet werden, also nur während des Strompulses. Da dieser relativ kurz ist, werden die größeren Zeitkonstanten nicht richtig bestimmt. Wird der numerische Ansatz verwendet, kann ein Teil der Phase nach dem Strompuls, hier als Wartezeit bezeichnet, mitverwendet werden. Dadurch lassen sich die größeren Zeitkonstanten zuverlässig identifizieren. In Abbildung 7 ist ein exemplarischer

⁷ Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen wurden Schrittweiten von 10% SoC und 5% SoC verwendet.

Verlauf der Zeitkonstanten der RC-Glieder über der verwendeten Wartezeit⁸ dargestellt. Die Lösung mit einer Wartezeit von 0 s entspricht dabei der analytischen Lösung der Differenzialgleichung. Da die Zeitkonstanten des Batteriemodells erheblich von der bei der Optimierung verwendeten Wartezeit abhängen, ist es unbedingt erforderlich, dass die Wartezeit bei der Optimierung der Parameter mit verwendet wird. Oberhalb einer Wartezeit von 200 s ändern sich die beiden Parameter nicht mehr nennenswert. Bei dem dargestellten Wert der ersten Zeitkonstanten (τ_1) von ca. 40 s entspricht das dem Fünfffachen der Zeitkonstanten. In der Elektrotechnik wird dies als die Dauer angesehen, die benötigt wird, um einen Kondensator vollständig zu laden. Da die zu erwartenden Zeitkonstanten bis ca. 60 s betragen, werden die Parameter mit einer Wartezeit von 300 s identifiziert.

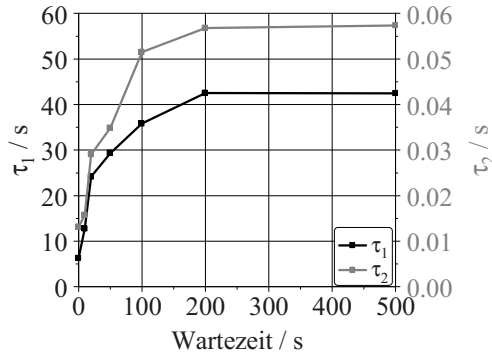


Abbildung 7: Verlauf der Zeitkonstanten τ_1 und τ_2 über der verwendeten Wartezeit bei der Parameterfindung

$$U = U_{OCV} + I \cdot R_1 \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{R_1 \cdot C_1}}\right) + I \cdot R_2 \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{R_2 \cdot C_2}}\right) + I \cdot R_3 \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{R_3 \cdot C_3}}\right) \quad (\text{Gl. 3.4})$$

In der Gleichung 3.4 ist U die Klemmspannung, U_{OCV} die Leerlaufspannung und $I \cdot R_i \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{R_i \cdot C_i}}\right)$ die Spannung am i -ten RC-Glied, die sich aus dem Widerstand R_i , dem Strom I , der Kapazität C_i und der Zeit t zusammensetzt. In der Differenzialgleichung (Gl. 3.3) und der Gleichung 3.4 ist die ideale Leerlaufspannung der Zelle (U_{OCV}) als konstant angenommen. Bei der konventionellen Vorgehensweise der Parameteridentifikation wird während des gesamten Pulses, der der Optimierung zugrunde liegt, die Leerlaufspannung der Zelle als konstant

⁸ Mit Wartezeit ist hier die Zeit nach dem eigentlichen Strompuls gemeint, die für die Parameteridentifikation mit verwendet wird.

angenommen. Allerdings wird auch bei sehr kurzen Pulsdauern der Ladezustand (SoC) der Batterie verändert. In Abhängigkeit der gewählten Chemie der Zelle hängt die Leerlaufspannung mehr oder weniger stark vom SoC ab. Bei der Messung macht sich diese Abhängigkeit dadurch bemerkbar, dass die Spannung der Zelle nach dem Puls gegen einen Grenzwert tendiert, der nicht dem Wert vor dem Puls entspricht. Da im Modell bei der Simulation eines Strompulses für jeden Zeitschritt die ideale Leerlaufspannung angepasst wird, liegt der Schluss nahe, auch bei der Identifikation der Modellparameter dies mit abzubilden. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass sich die ideale Leerlaufspannung über der kurzen Pulsdauer linear ändert.

Bei steilen OCV-Kurven, also einem hohen Wert von $\frac{dU_{OCV}}{dSoC}$, unterscheiden sich die Leerlaufspannungen unmittelbar vor und einige Zeit nach dem Puls relativ stark. Bei der Optimierung ohne OCV Anpassung versucht der Algorithmus, diesen Unterschied durch eine Erhöhung der Zeitkonstante zu kompensieren, was allerdings die Simulationsqualität deutlich reduziert. Durch die Verwendung einer variablen OCV bei der Parameteridentifikation wird dem Algorithmus geholfen, die richtigen Werte zu finden. Auch bei flachen OCV-Kurven, wie etwa bei der $LiFePO_4$ -Chemie, wo die Unterschiede gering sind, ist ein Einfluss auf die Simulationsgüte festzustellen. Detaillierte Untersuchungen haben bestätigt, dass die Anpassung der OCV die Simulationsqualität verbessert [93].

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen sind die Alterung der Batterie sowie deren Auswirkung auf Kapazität und Widerstand abgebildet. Damit lässt sich der gewünschte Effekt der Abbildung des Effekts der Alterung auf das Thermomanagement abbilden. Die Daten zur zyklischen sowie kalendarischen Alterung stammen aus [95]. Daraus kann die Kapazitätsänderung $\Delta C_{zyklisch}$ über die Anzahl der Zyklen n_{cyc} einfach identifiziert werden:

$$\Delta C_{zyklisch} = 1 - \exp(-0,0004 \cdot n_{cyc}^{0,7}) \quad (Gl. 3.5)$$

Die Übereinstimmung zwischen den Messdaten und dem Parameterfit (Gl. 3.5) sind in Abbildung 8 ersichtlich. Es ist zu erkennen, dass die Abweichungen weniger als 0,5% betragen. Aus diesem Grund wird statt einer Interpolation der gegebenen Messdaten der Kapazitätsverlust über den Parameterfit (Gl. 3.5) beschrieben.

Die kalendarische Alterung ist neben der Zeit auch eine Funktion der Temperatur. Da die Temperatur der Batterie über die Lebensdauer nicht konstant ist und eine Absicherung gegen die maximal auftretenden Temperaturen nicht sinnvoll erscheint, wird hier eine Schadensakkumulation angesetzt. Diese ist vergleichbar mit der mechanischen Betriebsfestigkeitsanalyse (Palmgren-Miner-Regel) [96]. Allerdings können hier die einzelnen Anteile nicht linear addiert

werden. Der Grund hierfür liegt in der Tatsache, dass der Kapazitätsverlust für eine feste Temperatur näherungsweise logarithmisch über der Zeit anwächst. Als Fallbeispiel für Abbildung 9 wird angenommen, eine Zelle werde bei den gegebenen Temperaturen je 1000 Tage gelagert. Würden einfach die Kapazitätsverluste addiert, entstünde ein viel zu großer Wert für den Kapazitätsverlust. Deshalb wird zunächst der Kapazitätsverlust für die niedrigste Temperatur berechnet. In dem in Abbildung 9 dargestellten Beispiel war die Zelle bei 20°C für 1000 Tage gelagert. Im nächsten Schritt wird dieser Kapazitätsverlust in eine Lagerdauer bei der nächst höheren Temperatur umgerechnet. Ausgehend von diesem neuen Punkt (22°C, 628 Tage, 3,54% Kapazitätsverlust) wird die Lagerdauer bei dieser Temperatur addiert (hier: 22°C, 1000 Tage). Der Vorgang wird so lange wiederholt, bis die höchste Temperatur des angegebenen Histogramms berechnet wurde. Der letzte Wert entspricht dem kalendarischen Kapazitätsverlust.

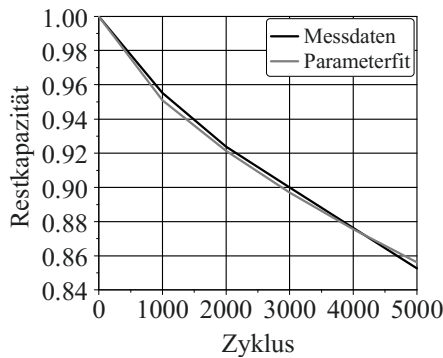


Abbildung 8: Restkapazität über der Zykluszahl für eine LiFePO_4 Zelle (Messdaten aus [95])

Es wird angenommen, dass die Kapazitätsänderung aus der kalendarischen Alterung mit der aus der zyklischen superponiert werden kann. Damit folgt die Restkapazität der Batterie nach der gegebenen Anzahl von Zyklen, innerhalb der gegebenen Lebensdauer bei dem mittleren Temperaturprofil. Damit fehlt noch die Information über die Änderung der Widerstände, um das Verhalten der gealterten Batterie beschreiben zu können.

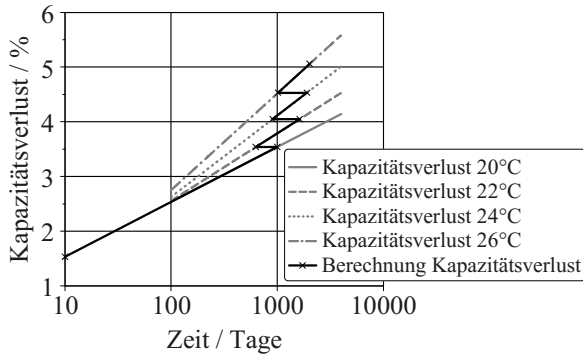


Abbildung 9: Kapazitätsverlust über der Zeit und Vorgehensweise zur Bestimmung des kalendarischen Kapazitätsverlusts bei mehreren Temperaturen

In Messungen der NASA [97] wurden vier kommerzielle 18650-Zellen einem Lebensdauerzyklus unterzogen. In regelmäßigen Abständen sind elektrochemische Impedanzspektroskopien durchgeführt worden. Aus diesen Daten können die Kapazitätsabnahme sowie die Widerstandsänderung über der Zykluszahl identifiziert werden. Um das Verhalten auf andere Zellen übertragen zu können, sind hier die Kapazitätsänderung sowie die Widerstände auf die Startbedingungen bezogen. Dadurch wird eine relative Widerstandsänderung durch eine relative Kapazitätsänderung ausgedrückt, siehe Abbildung 10. Ist die relative Kapazitätsänderung aus zyklischer und kalendarischer Alterung berechnet, wird der Zusammenhang aus Abbildung 10 verwendet, um die Faktoren für die elektrischen Parameter dem Modell aufzuprägen.

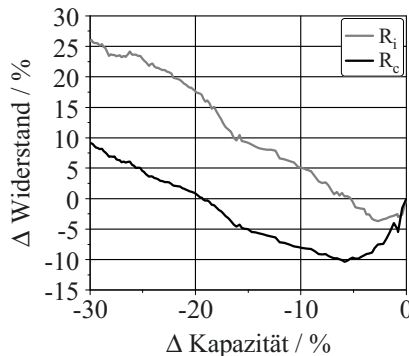


Abbildung 10: Relative Kapazitätsänderung über Kapazitätsänderung für eine 18650-Zelle (aus [97] berechnet)

3.2.4 Motormodell

Das Modell für die verwendete Asynchronmaschine besteht im Wesentlichen aus zwei Teilen: Zum einen ist das der Teil, in dem der Wirkungsgrad betriebspunktabhängig bestimmt wird und zum anderen das thermische Modell, das die Temperaturen der einzelnen Bereiche berechnet.

Die verwendete Maschine zeigt ein zu erwartendes Verhalten des Wirkungsgrades bezüglich der Drehzahl sowie des Drehmoments [98,99]. Dargestellt ist dieses Verhalten in Abbildung 11⁹. Klar erkennen lassen sich die schlechten Wirkungsgrade drehzahlunabhängig bei niedrigen Lasten und momentunabhängig bei niedrigen Drehzahlen.

Bei Warmlaufmessungen der Maschine mit einer konstanten Last hat sich darüber hinaus ein temperaturabhängiges Wirkungsgradverhalten herausgestellt. In Abbildung 12 links ist der Wirkungsgrad des Motors über einen Temperaturbereich von 20 K bei konstantem Drehmoment dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Temperatur der Statorwicklung der Wirkungsgrad sinkt, was auch in der Literatur gefunden wird [100,101]. Bei Betriebspunkten mit niedrigerem Drehmoment hingegen ist ein entgegengesetztes Verhalten feststellbar. In Abbildung 12 rechts ist der Wirkungsgrad des Motors bei einem Betriebspunkt mit niedrigerem Drehmoment und höherer Drehzahl dargestellt. Hier steigt der Wirkungsgrad mit der Temperatur an.

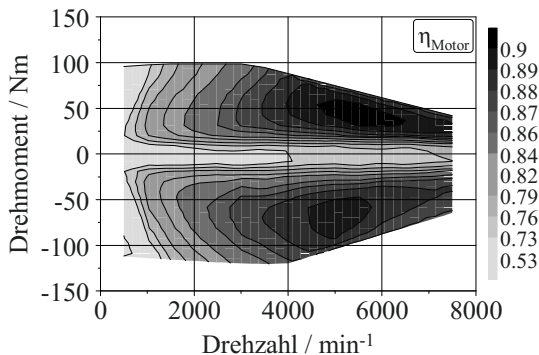


Abbildung 11: Wirkungsgradkennfeld des verwendeten Asynchronmotors

⁹ Basis für das Kennfeld sind 234 Messpunkte

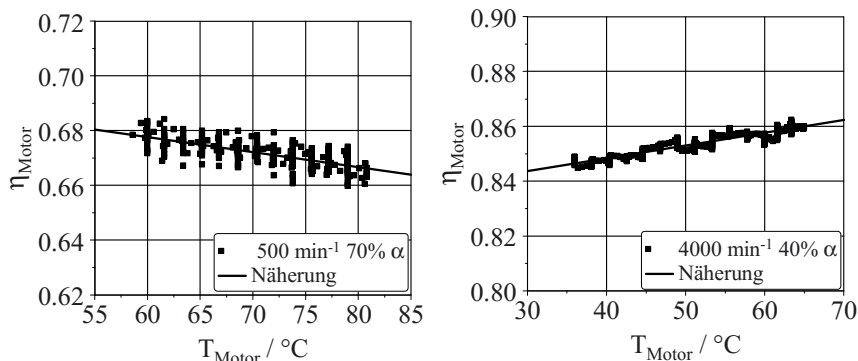


Abbildung 12: Temperaturabhängiges Wirkungsgradverhalten des Motors bei 500 min^{-1} und 70% Vollast (links) sowie 4000 min^{-1} und 40% Vollast (rechts)

Abbildung 13 zeigt die Betriebspunkte im Motorkennfeld, bei denen das Aufheizverhalten detailliert untersucht wurde. Des Weiteren sind zwei Bereiche in dem Kennfeld markiert, die beschreiben, in welchem Bereich sich ein positiver bzw. ein negativer Effekt der Temperatur auf den Wirkungsgrad einstellt. Generell kann beobachtet werden, dass der Wirkungsgrad der untersuchten Maschine bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten mit steigender Temperatur niedriger wird. Bei niedrigen Lasten hingegen stellt sich mit steigender Temperatur eine Verbesserung des Wirkungsgrads ein.

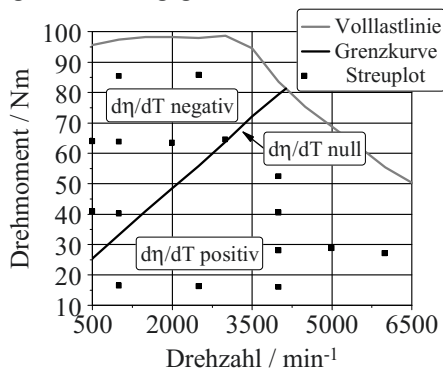


Abbildung 13: Temperaturabhängiges Wirkungsgradverhalten des Motors im Kennfeld

Die Erhöhung bzw. die Verringerung des Wirkungsgrades ist auf gegenläufige Effekte zurückzuführen: Durch die Erhöhung der Temperatur wird der ohmsche Verlust in der Kupferwicklung größer [101,102], auch die Eisenverluste

sowie die Streuverlauste werden größer [101]. Im Gegensatz dazu wird durch die höhere Temperatur die Lagerreibung reduziert. Dies kann aus der Gleichung (Gl. 3.6) des Reibmoments nach Palgrem [103] abgeleitet werden:

$$M = M_0 + M_1 \quad (\text{Gl. 3.6})$$

Hier ist M das Reibmoment des Lagers, M_0 das lastunabhängige Reibmoment des Lagers und M_1 das lastabhängige aber temperaturunabhängige Reibmoment des Lagers. Das lastunabhängige Reibmoment M_0 (Gl 3.7) ist abhängig von einem von der Lager- und Schmierart abhängigem Parameter f_0 , dem Teilkreisdurchmesser des Lagers d_m , der kinematischen Viskosität ν des Schmierstoffes und der Drehzahl n .

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \quad (\text{Gl. 3.7})$$

Um die Temperaturabhängigkeit von (Gl 3.7) darstellen zu können, wird zunächst ein Ausdruck für die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität benötigt. Den Zusammenhang zwischen Temperatur und dynamischer Viskosität η gibt die Andrade-Gleichung (Gl. 3.8) [104] wieder:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{E_A/\mathcal{R} \cdot \vartheta} \quad (\text{Gl. 3.8})$$

Darin sind η_0 und E_A materialspezifische Konstanten, $\mathcal{R}$ die Gaskonstante und ϑ die absolute Temperatur. Zusätzlich wird der Zusammenhang (Gl. 3.9) zwischen der dynamischen Viskosität η , der kinematischen Viskosität ν und der Dichte ρ [105] benötigt:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{Gl. 3.9})$$

Wird (Gl. 3.8) in (Gl. 3.9) eingesetzt ergibt sich ein temperaturabhängiger Ausdruck für die kinematische Viskosität ν . Wird dieser Ausdruck in (Gl. 3.7) eingesetzt, folgt für das Reibmoment:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{\eta_0 \cdot e^{E_A/\mathcal{R} \cdot \vartheta}}{\rho} \cdot n \right)^{2/3} \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Für steigende Werte der absoluten Temperatur folgt eine Abnahme des Reibmoments. Damit sind zwei temperaturabhängige Effekte identifiziert, die sich auf den Wirkungsgrad des Motors auswirken. Offenbar dominiert einer der Effekte jeweils in Abhängigkeit des Betriebspunktes.

Für die Implementierung in das Simulationsmodell ist eine mathematische Näherungsfunktion des Sachverhalts identifiziert worden, siehe Gl. 3.11. Darin

sind $\frac{\Delta\eta}{\eta_{Motor}}$ die Änderung des Wirkungsgrades bezogen auf den Wirkungsgrad, T_{Kern} die Kerntemperatur des Motors, n die Drehzahl des Motors, $|M|$ der Betrag des Motor-Drehmoments und $M_{max,n}$ das maximale Motor-Drehmoment für die gegebene Drehzahl. Die Gleichung drückt die Änderung des Wirkungsgrades in Bezug zum Wirkungsgrad bei 20°C als Funktion von Motortemperatur, Drehzahl und Moment aus. Die Vorhersagegenauigkeit lässt sich aus Abbildung 14 ablesen. Abgesehen von einem Punkt wird der Trend richtig wiedergegeben.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_{Motor}} = T_{Kern} \cdot \left(2,8711 \cdot 10^{-7} \cdot n - 0,0020 \cdot \frac{|M|}{M_{max,n}} + 0,00035293 \right) \quad (Gl. 3.11)$$

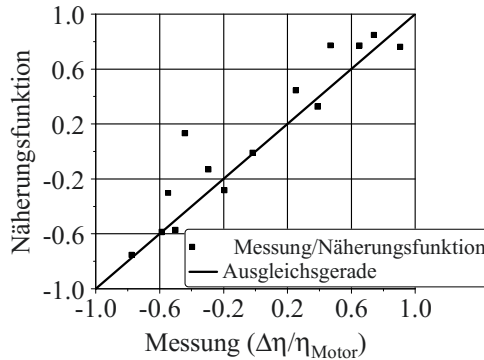


Abbildung 14: Vergleich zwischen Näherungsfunktion und Messung für temperaturabhängiges Wirkungsgradverhalten des Motors

Die zuverlässige Bestimmung des betriebspunktabhängigen Wirkungsgrades bildet die Basis für die thermische Modellierung. Das thermische Modell des Motors besteht aus zwei Wärmequellen, vier thermischen Massen, fünf Wärmeleitpfaden sowie zwei Wärmesenken. Es wird angenommen, dass die Wärme im Rotor sowie in den Statorwicklungen entsteht. Die Statorwicklungen sind über einen thermischen Widerstand mit dem Statoreisen verbunden. Dieses ist ebenfalls über einen thermischen Widerstand mit dem Gehäuse der Maschine verbunden. Mit dieser Stelle sind die beiden Wärmesenken verbunden. Hier bilden Wassermantel und Umgebung die beiden Wärmesenken. Der Rotor ist über den Wärmewiderstand der Lager sowie der Lagerschilder mit dem Statoreisen verbunden. Die Temperatur wird im Wicklungskern berechnet. Validiert wird das Modell in Kapitel 3.3.5.

3.2.5 Leistungselektronikmodell

Bei der Vermessung der Leistungselektronik, dem Inverter, ist neben dem drehzahl- und drehmomentabhängigen Wirkungsgrad auch eine Abhängigkeit von der Betriebsspannung festgestellt worden. Danach ist der Wirkungsgrad bei einer niedrigeren Betriebsspannung höher. Eine Erhöhung der Betriebsspannung um 20 V reduziert den Wirkungsgrad um durchschnittlich 1,7%. Hierbei wurden nur Betriebspunkte verglichen, die bei beiden Primärspannungen angefahren werden können. Es sind demnach Betriebspunkte verglichen, die dieselbe Sekundärspannung haben. Dadurch muss der Inverter im Fall der höheren Primärspannung die Sekundärspannung für die AC-Seite weiter absenken als im Fall der niedrigeren Primärspannung. So wird der höhere Wirkungsgrad bei niedrigerer Primärspannung erklärt.

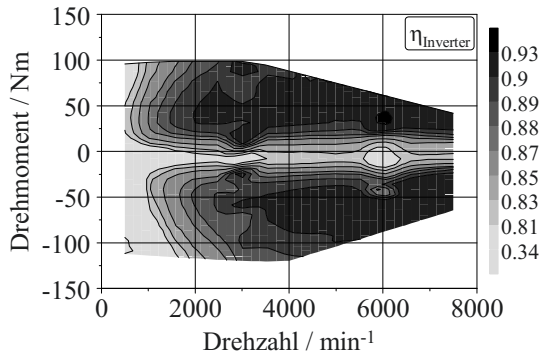


Abbildung 15: Wirkungsgradkennfeld der verwendeten Leistungselektronik für $U=100$ V

Das thermische Modell der Leistungselektronik besteht aus einer Wärmequelle, drei thermischen Massen, vier Wärmeleitpfaden sowie zwei Wärmesenken. Es wird davon ausgegangen, dass die Wärme in den Halbleiterelementen entsteht. Von dort wird die Wärme an den Halbleiterträger geleitet. Wie in der Messung wird die Temperatur im Bereich der Halbleiter erhoben. Der Halbleiterträger ist mit der Bodenplatte des Aluminiumgehäuses verschraubt. Dieses überträgt die Wärme an die Umgebung bzw. an den Wasserkühlmantel. Dieses Modell wird ebenfalls in Kapitel 3.3.5 validiert.

3.2.6 Regelung und Steuerung

Im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug sind die Kühlmittelpumpe und der Klimakompressor nicht fest mit der Kurbelwelle verbunden. Dadurch ergeben

sich neue Freiheitsgrade für Steuerung und Regelung. Sämtliche Steuerungs- und Regelungsaufgaben werden im Matlab-/ Simulink-Teil des Modells gelöst.

Der Regler für die Einstellung der Temperatur der Batterie, orientiert sich an der mittleren Batterietemperatur und der Temperaturdifferenz innerhalb der Batterie. In Abhängigkeit der Außentemperatur wird zum Kühlen der Batterie entweder der NT-Kühler oder der Chiller verwendet. Zum Heizen der Batterie wird der PTC, die Verbindung des Batteriekreislaufs zum Motorkreislauf oder die Wärmepumpe eingesetzt.

Der Regler für die Einstellung der Temperatur im Motorkreis reagiert auf zwei Sollgrößen: die Motortemperatur und die Temperatur der Leistungselektronik. Neben der Drehzahl der Flüssigkeitspumpe wird auch der Bypass des HT-Kühlers gesteuert. Die im Kreislauf verfügbare Wärme wird im Bedarfsfall durch den Klimaregler zur Heizung des Innenraums verwendet. Weiterhin besteht die Möglichkeit, den Batteriekreislauf mit dem Motorkreislauf zu koppeln, um Wärme effizient zwischen den Kreisläufen tauschen zu können.

Für die Bestimmung der Reichweite eines BEFs ist es unerlässlich, auch den Energiebedarf für die Klimatisierung der Kabine zu betrachten. Zur Vorhersage der Klimatisierungsleistung wird die Innenraumtemperatur auf die Wohlfühltemperatur aus DIN 1946-3 geregelt (siehe Kapitel 2.2.1). Diese umgebungstemperaturabhängige Temperatur wird von den meisten Probanden als angenehm empfunden. Der Klimaregler ist durch Modifikation der entsprechenden Stellgrößen in der Lage, die Passagierkabine zu heizen und zu kühlen. Zur Erfüllung der Heizfunktion stehen drei Wärmequellen zur Verfügung: Der Innenraumheizer, das PTC-Element sowie die Wärmepumpe. Der Innenraumheizer wird bei jeder Heizanforderung verwendet. Erwartungsgemäß reicht die verfügbare Wärme aus dem Motorkreislauf jedoch nicht aus, um den Innenraum mit der notwendigen Heizleistung zu versorgen. Ab einer Umgebungstemperatur von $+10^{\circ}\text{C}$ wird deshalb zum Heizen die Wärmepumpe verwendet; unterhalb dieser Temperatur das PTC-Element. Zur Erhöhung der Dynamik kann der Regler aber auch oberhalb von $+10^{\circ}\text{C}$ auf das PTC-Element zurückgreifen. Zur Kühlung des Innenraums wird bei hohen Außentemperaturen auf den Klimakreis zurückgegriffen, wobei die Drehzahl des Klimakompressors zur Regelung der Innenraumtemperatur verwendet wird.

3.2.7 Für Optimierungen nötige Erweiterungen

In diesem Kapitel werden Teilmodelle bzw. Voruntersuchungen vorgestellt, die nötig sind, um einige der in Kapitel 4 und Kapitel 5 dargestellten Optimierungen darstellen zu können. Hierfür wird zunächst eine optimierte Pumpenregelung beschrieben. Des Weiteren wird ein Modul vorgestellt, das eine Empfehlung für die Zieltemperatur des Elektromotors gibt. Es wird außerdem beschrieben, wie

das Modell den zukünftigen Energiebedarf berechnet sowie die befahrene Strecke erkennen kann. Die Verbrauchsschätzung und Streckenerkennung sind elementare Bestandteile der sich anschließenden Reichweitenregelung. Für die Untersuchungen im Rahmen des prädiktiven Thermomanagements ist ein schnell rechnendes Modell des Fahrzeugs erforderlich, um die Rechendauer auf einem praktikablen Level zu halten.

Abgestimmte Pumpen und Lüfterregelung

Das Kühlsystem von Kraftfahrzeugen wird in der Regel für die höchstmögliche Belastung, wie beispielsweise die langsame Bergfahrt mit Anhänger im Hochsommer, ausgelegt. Deshalb ist die Kühlleistung für den Betrieb im Alltag deutlich überdimensioniert. 1997 wurde von Ambros et al. [106] eine Kühlsystemregelung beschrieben, bei der bei einer gegebenen Kühlmitteltemperatur die Leistungsaufnahme von Kühlmittelpumpe und Sauglüfter optimiert wurde. Dazu wurden eine mechanisch angetriebene Wasserpumpe sowie ein Viscolüfter verwendet. Auf der Ebene der Leistungsaufnahme des Sauglüfters und der Leistungsaufnahme der Wasserpumpe stellen die Isolinien der Kühlmitteltemperatur hyperbelähnliche Kurven dar. Die Isolinien der Gesamtleistungsaufnahme sind Geraden. Der Schnittpunkt der Tangenten konstanter Leistungsaufnahme mit der Isoline der Kühlmitteltemperatur stellt den optimalen Betriebspunkt für diese Kühlmitteltemperatur dar. Der Sachverhalt ist in Abbildung 16 dargestellt.

Diese Erkenntnisse können auch für das BEF angewendet werden, wobei die analytische Herangehensweise im vorliegenden Fall zielführender erscheint. Für den Anwendungsfall des BEFs geht es um die Entscheidung, ob für den momentanen Betriebspunkt die Drehzahl der elektrischen Wasserpumpe oder die Drehzahl des Sauglüfters verändert werden soll, um die Kühlleistung anzupassen. Dabei sollen die Drehzahlen so angepasst werden, dass die Leistungsaufnahme für die erforderliche Kühlleistung minimal ist.

Es wird ein Kennfeld des Wärmestroms $\dot{Q}$ eines Kühlers über dem Volumenstrom auf der Luftseite $\dot{V}_{12}$ und dem Volumenstrom auf der Kühlmittelseite $\dot{V}_{34}$ verwendet, siehe Abbildung 17. Ausgehend vom momentanen Betriebspunkt des Kühlers werden die partiellen Ableitungen $\frac{d\dot{Q}}{d\dot{V}_{12}}$ und $\frac{d\dot{Q}}{d\dot{V}_{34}}$ gebildet. Zusätzlich werden für die aktuellen Betriebspunkte von Lüfter und Kühlmittelpumpe die Ableitungen der Volumenströme nach der Antriebsleistung gebildet. Hier ergeben sich die beiden Werte $\frac{d\dot{V}_{12}}{d\dot{P}}$ und $\frac{d\dot{V}_{34}}{d\dot{P}}$. Werden die jeweils zusammengehörenden partiellen Ableitungen miteinander multipliziert, ergibt sich für den Lüfter und die Kühlmittelpumpe ein Wert für $\frac{d\dot{Q}}{d\dot{P}}$. Dies kann als ein Ausdruck dafür genommen werden, in welchem Verhältnis die Erhöhung der Kühlleistung zu der Erhöhung der Leistungsaufnahme steht.

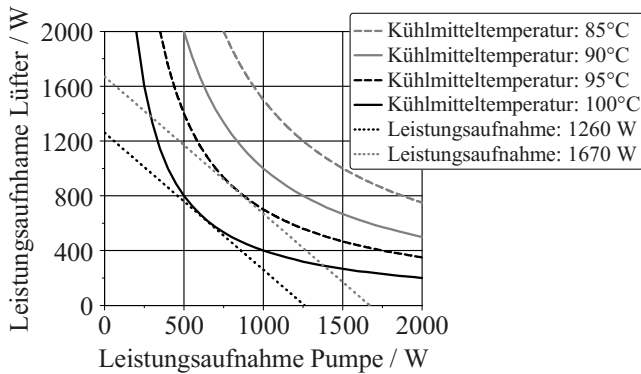


Abbildung 16: Kühlmitteltemperatur als Funktion der Leistungsaufnahmen von Kühlmittelpumpe und Lüfter, angelehnt an [106]

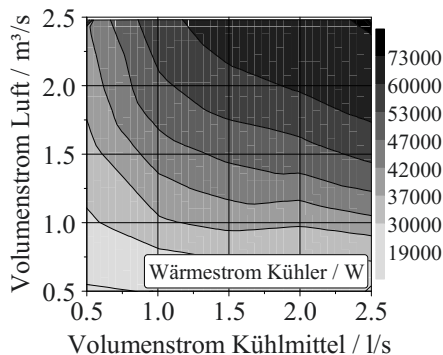


Abbildung 17: Übertragener Wärmestrom eines exemplarischen Kühlers in Abhängigkeit von Luft- und Kühlmittelvolumenstrom

Es ist energetisch sinnvoller, die Drehzahl der Komponente zu erhöhen, für die der Wert $\frac{d\dot{Q}}{dP}$ größer ist, als die konventionelle Drehzahlsteuerung der Komponenten zu verwenden. In der praktischen Umsetzung ist der Regler für die Wasserpumpe der Master, da er die benötigte Kühlleistung vorgibt. Die Drehzahl am Sauglüfter wird in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl und der Fahrtgeschwindigkeit nachgeregelt. Für jede Systemkonfiguration ergibt sich eine optimale Trajektorie. Die für das vorliegende System optimale Trajektorie ist für vier Fahrtgeschwindigkeiten in Abbildung 18 dargestellt.

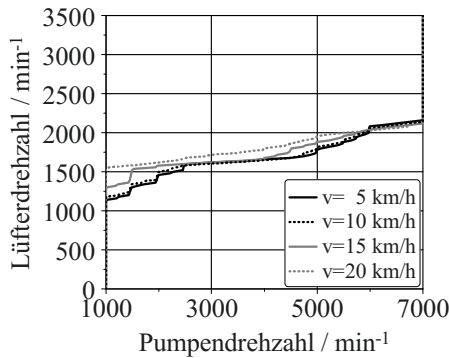


Abbildung 18: Optimale Lüfterdrehzahl über der Pumpendrehzahl in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

Motortemperaturregelung

Da der Motorwirkungsgrad temperaturabhängig ist, birgt die Temperaturregelung des Motors Optimierungspotenzial. Zur Bestimmung der Potenziale wurden Simulationen mit konstant gehaltener Motortemperatur mit verschiedenen Zyklen durchgeführt. Der mittlere Wirkungsgrad bei der jeweiligen Temperatur ist in Abbildung 19 dargestellt.

In Abhängigkeit des Zyklus stellt sich ein wachsender bzw. sinkender Wirkungsgrad mit steigender Temperatur ein. Lediglich bei den Zyklen NYCC und Bergfahrt empfiehlt sich theoretisch eine Niedertemperaturkühlung, siehe Abbildung 19. Die Empfehlung, welche Kühlart verwendet werden soll, wird im Rahmen eines Preprocessing bestimmt, sobald der gewünschte Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf¹⁰ vorliegt. Im Preprocessing werden mit einem vereinfachten Fahrzeugmodell die zeitaufgelösten Werte für Drehzahl, Drehmoment und Antriebsleistung berechnet. Mit der Information über die Grenzkurve¹¹ (siehe Kapitel 3.2.4) kann identifiziert werden, ob eine hohe oder niedrige Betriebstemperatur für den Zyklus empfehlenswert ist. Dazu wird ausgewertet, ob die Motorbetriebspunkte häufiger oberhalb oder unterhalb der Grenzkurve, siehe Abbildung 13, sind. Sind die Motorbetriebspunkte hauptsächlich oberhalb der Grenzkurve, empfiehlt sich eine Niedertemperaturkühlung. Liegen die Betriebspunkte hauptsächlich unterhalb der Grenzkurve, empfiehlt sich eine Hochtemperaturkühlung.

¹⁰ Im realen Fahrzeug könnte eine solche Entscheidung auf Basis der geplanten Route des Navigationssystem in Kombination mit Fahrertypdaten getroffen werden.

¹¹ Trennt den Bereich der temperaturabhängigen Wirkungsgradsteigerung von dem der temperaturabhängigen Wirkungsgradminderung

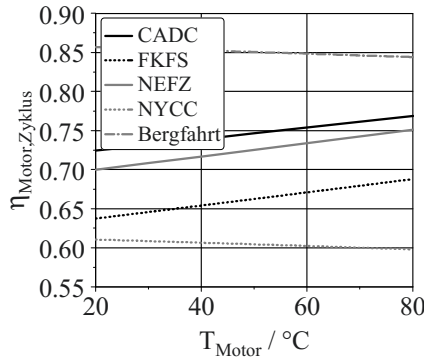


Abbildung 19: Mittlerer Wirkungsgrad des Motors bei der Durchfahrt verschiedener Zyklen unter Annahme konstanter Motortemperaturen

Streckenerkennung

Wesentlicher Bestandteil eines vorausschauenden Ansatzes besteht darin, die zu fahrende Strecke bzw. Leistungsanforderung im Voraus zu identifizieren. In Kapitel 2.2.3 sind dazu verschiedene Ansätze aus der Literatur dargestellt. Da im vorliegenden Fall hauptsächlich Zertifizierungszyklen simuliert werden, für die weder GPS-Daten noch Lenkwinkel oder Ähnliches vorliegen, muss die Streckenerkennung auf Basis anderer Daten erfolgen. Es wird ein lernender Algorithmus verwendet, der die Ähnlichkeit zweier Funktionen untersucht. Die Ähnlichkeit wird anhand des Geschwindigkeit-Weg-Signals bewertet. Dazu wird eine Kreuzkorrelation zwischen dem momentanen Geschwindigkeit-Weg-Signal und den abgespeicherten Signalen durchgeführt. Es gilt folgender Zusammenhang [107]:

$$h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\xi) \cdot g(t + \xi) d\xi \quad (\text{Gl. 3.12})$$

Darin sind $h(t)$ die Korrelationsfunktion, $f(\xi)$ die Funktion, die überprüft wird und $g(t + \xi)$ die Funktion, mit der geprüft wird. Die Kreuzkorrelation wird für jeden Zeitschritt ausgeführt. Über den Parameter t lässt sich eine Verschiebung der beiden Signale zueinander detektieren. Ist eine Strecke erkannt, kann das abgespeicherte Geschwindigkeits-Weg-Signal als zukünftiges Anforderungsprofil angesehen und verwendet werden. Wird ein Signal nicht erkannt, handelt es sich um ein neues Profil und wird in der Datenbank abgespeichert.

Verbrauchsschätzung

Bei den BEF ist nach wie vor die Reichweite ein Problem. Eine Folge davon ist, dass die Nutzer befürchten, ihr Ziel nicht zu erreichen. Deshalb ist es von hoher Priorität, zuverlässige Aussagen zur verbleibenden Reichweite treffen zu können. Um diese verbleibende Reichweite abschätzen zu können, muss neben dem aktuellen Ladezustand auch der zukünftige durchschnittliche Streckenverbrauch bekannt sein. Da der Ladezustand mit guter Zuverlässigkeit beschrieben werden kann, liegt der Fokus hier auf der Bestimmung des Streckenverbrauchs. Es wird der lernende Algorithmus aus Kapitel 3.2.7 mit verwendet. Neben den Geschwindigkeitsinformationen werden in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur auch Durchschnittsverbräuche gespeichert. Diese werden nach erfolgtem Erkennen der Strecke für die Verbrauchsschätzung mit herangezogen. Die Durchschnittswerte der vergangenen Fahrten werden nur während der ersten 20 Minuten der Fahrt verwendet. Danach werden die zurückgelegte Strecke sowie die aktuelle SoC-Änderung eingesetzt. Über diese Vorgehensweise kann innerhalb von wenigen Sekunden identifiziert werden, wie weit das Fahrzeug bei den gegebenen Bedingungen auch ohne Informationen zum eigentlichen Ziel kommen wird. Dies gilt natürlich nur unter der Voraussetzung, dass der Fahrer nicht von der erwarteten Strecke abweicht.

Reichweitenregelung

Im Falle eines unter den gegebenen Bedingungen nicht mehr innerhalb der verbleibenden Reichweite liegenden Ziels, können Energiesparmaßnahmen, wie Verbraucherabschaltung und Drosselung der Fahrgeschwindigkeit, das Ziel doch noch erreichbar machen. Um eine solche Funktionalität zu erreichen, ist ein Modul implementiert, das auf die verschiedenen Senken im Fahrzeug zugreifen und diese bei Bedarf auch ausschalten kann. Dabei wird die Leistungsaufnahme der Senken nur dann limitiert, wenn dies aufgrund des Fahrerwunsches erforderlich wird. Damit wird der Energiebedarf dann reduziert, wenn die vom Fahrer gewünschte Fahrstrecke die derzeit mögliche Reichweite übersteigt. Um das Ziel dennoch zu erreichen, werden mit der von der Betriebsstrategie oder dem Fahrer vorgegebenen Priorität die einzelnen Verbraucher leistungsreduziert bzw. abgeschaltet, was sich auf das Thermomanagement sowie die Fahrleistung auswirkt. Tritt dieser Fall ein, so versucht das Modul, die vom Fahrer vorgegebene Fahrstrecke zu ermöglichen und dabei ein maximal mögliches Maß an Komfort und Fahrleistung zu gewährleisten. Realisiert wird dies über die Regelgröße $P_{\text{Überschuss}}$.

Zur Herleitung dieser Größe wird zunächst von einem Fall ausgegangen, bei dem die Batterieladung ausgereicht hätte, um das Ziel zu erreichen. Es verbliebe eine gewisse Kapazität ($C_{\text{Batt,verfügbar}}$) in der Batterie. Wäre zu Anfang der Fahrt bekannt gewesen, dass diese Kapazität verbleibt, hätte diese über der

Dauer der Fahrt $s_{\text{Ziel}}/v_{\text{Durchschnitt}}$ genutzt werden können. Es ergibt sich somit eine zusätzliche durchschnittliche Leistungsaufnahme, die durch die Batterie bereitgestellt werden kann. Wird dieser Fall auf einen Fall erweitert, in dem das Ziel noch nicht erreicht wurde (die Strecke s_{gefahren} wurde bereits zurückgelegt), ergibt sich unter Berücksichtigung einer Sicherheitsstrecke $s_{\text{Sicherheit}}$ folgender Ausdruck für die mögliche mittlere Leistungsaufnahme $P_{\text{Durchschnitt}}$ bis zum Erreichen des Ziels:

$$P_{\text{Durchschnitt}} = C_{\text{Batt,verfügbar}} \cdot v_{\text{Durchschnitt}} / (s_{\text{Ziel}} + s_{\text{Sicherheit}} - s_{\text{gefahren}}) \quad (\text{Gl. 3.13})$$

Davon muss die Leistung abgezogen werden, die das Fahrzeug durchschnittlich braucht, um die Fahraufgabe zu bewältigen ($b_{s,\text{Durchschnitt}} \cdot v_{\text{Durchschnitt}}$). Somit ergibt sich:

$$P_{\text{Überschuss}} = C_{\text{Batt,verfügbar}} \cdot v_{\text{Durchschnitt}} / (s_{\text{Ziel}} + s_{\text{Sicherheit}} - s_{\text{gefahren}}) - b_{s,\text{Durchschnitt}} \cdot v_{\text{Durchschnitt}} \quad (\text{Gl. 3.14})$$

Ist zum Ende der Fahrt nicht mehr genügend Energie vorhanden, um die Strecke $s_{\text{Sicherheit}}$ zurückzulegen, wird $P_{\text{Überschuss}}$ kleiner Null. Für den Fall, dass das Ziel mit Sicherheit erreicht werden kann, wird $P_{\text{Überschuss}}$ größer oder gleich Null.

Wird erkannt, dass $P_{\text{Überschuss}}$ kleiner als Null ist, so versucht der Algorithmus durch Leistungsreduktion der Verbraucher nach einem vorgegebenen Schema, die Regelgröße $P_{\text{Überschuss}}$ auf null zu regeln. Die Priorität der Verbraucher ergibt sich aus der Nutzerakzeptanz sowie gesetzlichen Bestimmungen wie der StVO und der StVZO. Beispielsweise ist nach §17 Abs. 1 StVO [108] ab der Dämmerung die Fahrt mit Abblendlicht Pflicht, die Fahrt mit Tagfahrleuchten jedoch nicht.

Vor allem zu Beginn einer Strecke sind der Streckenverbrauch sowie die Durchschnittsgeschwindigkeit mit starken Schwankungen behaftet, was sich negativ auf die Bestimmung von $P_{\text{Überschuss}}$ auswirkt und fehlerhafte Aktionen des Moduls hervorrufen kann. Um diesen Einfluss zu reduzieren, ist in das Modul die oben beschriebene Streckenerkennung implementiert. In Abhängigkeit der erkannten Strecke sowie der Umgebungstemperatur wird ein Schätzwert für Durchschnittsverbrauch sowie Durchschnittsgeschwindigkeit bestimmt, die während der Anfangsphase Fehlfunktionen zuverlässig unterdrücken können.

3.2.8 *Schnell rechnendes Simulationsmodell*

Aufgrund seines hohen Komplexitätsgrades ist das gekoppelte Simulationsmodell aus Kapitel 3.2.1 für Optimierungsaufgaben mit häufigen Rechnungen nur bedingt geeignet. Insbesondere für das vorausschauende Wärmemanagement mit teilweise bekanntem Lastprofil (siehe Kapitel 5.2) ist es im praktischen Gebrauch nicht geeignet. Eine durchschnittliche Simulation mit dem gekoppelten Modell benötigt ca. 60 Minuten auf einer Workstation. Beim prädiktiven Thermomanagement wird das Modell des Fahrzeugs selbst herangezogen, um das Wärmemanagement zu optimieren. Im Fall des teilweise bekannten Lastprofils werden in gewissen Abständen (50 s bis 300 s) die nächsten 100 s bis 500 s optimiert. Wird als Beispiel ein Zyklus mit einer Länge von 1200 s herangezogen und die Optimierung der Kühlstrategie im Abstand von 50 s durchgeführt, findet die Optimierung 24 Mal während des Zyklus statt. Werden jeweils die nächsten 500 s zur Optimierung herangezogen, muss in jedem der 24 Schritte 5/12 des Zyklus berechnet und optimiert werden. Dazu sind bis zu 100 einzelne Simulationen erforderlich. Werden die Werte miteinander multipliziert, ergibt sich ein Wert von 1000. D. h. die Simulation mit dem gekoppelten Modell würde sich um das 1000-fache verlängern. Für Untersuchungen auf Systemebene ist eine Simulationsdauer von bis zu 1000 Stunden für einen Zyklus nicht praktikabel. Deshalb wurde ein reduziertes Modell erstellt, das in der Lage ist, die Auswirkungen der Kühlstrategieänderung abzubilden und dabei dennoch sehr schnell rechnet.

Je nachdem, ob die Optimierung vor Beginn der Fahrt oder nach Fahrtantritt durchgeführt wird, ergeben sich unterschiedliche Einflussparameter. Das schnell rechnende Modell muss in der Lage sein, die Einflüsse all dieser Parameter richtig abzubilden. In Tabelle 6 sind die Parameter, ihre Wirkung sowie ihr Einsatzbereich zusammengefasst.

Aufgrund der identifizierten Parameter war es erforderlich, die Leistungsanforderungen des Antriebsstrangs detailliert abzubilden. Die thermischen Modelle sind nur für den Motor sowie die Batterie implementiert. Da die maximal zulässige Motortemperatur einen Einfluss auf die Leistungsaufnahme der Wasserpumpe hat, ist der Kühlmittelkreis des Motors abgebildet. Von der Simulation des AC-Kreislaufes wird aufgrund der Rechenzeit abgesehen. Der Einfluss des Chillerbetriebs auf die Leistungsaufnahme des Kompressors wird phänomenologisch abgebildet.

Mit dem schnell rechnenden Modell ist es möglich, die Verläufe von Batterietemperatur, Motortemperatur, Leistung der Motorkreispumpe, Heiz- und Kühlleistung der Batterie sowie des SoC zu treffen. Dadurch sind die entscheidenden Einflussfaktoren abgebildet und das Modell kann zur Optimierung verwendet werden. Die Simulationsdauer ist deutlich reduziert. Für die Zyklen werden ca. 1/1000 der physikalischen Zeit zur Simulation benötigt. Dadurch können bei der Optimierung nach Fahrtantritt auch viele Funktionsaufrufe gestartet wer-

den, ohne dass die Simulationsdauer zu sehr ansteigt. Das schnell rechnende Simulationsmodell wird nur für die Optimierung der Kühlstrategie im Rahmen des prädiktiven Wärmemanagement in Kapitel 5 verwendet.

Tabelle 6: Optimierungsparameter für das vorausschauende Wärmemanagement

Parameter	Optimierung vor Fahrtan- tritt	Optimierung nach Fahrt- antritt	Wirkung
$T_{\text{Motor,soll}}$	X	X	Einfluss auf Pumpenlei- tung Ausnutzung des tempera- turabhängigen Wirkungs- grades
$\text{SoC}_{\text{start}}$	X		Ausnutzung des SoC- abhängigen Wirkungsgra- des
$T_{\text{Batt,start}}$	X		Ausnutzung des tempera- turabhängigen Wirkungs- grades Reduzierung der Temperie- rungsleistung während der Fahrt
$T_{\text{Batt,soll,heizen,oben}}$ $T_{\text{Batt,soll,heizen,unten}}$		X	Reduzierung der Temperie- rungsleistung während der Fahrt
$T_{\text{Batt,soll,kühlen,oben}}$ $T_{\text{Batt,soll,kühlen,unten}}$		X	Reduzierung der Temperie- rungsleistung während der Fahrt

3.3 Validierung der Simulationsmodelle

Für die vorliegende Arbeit wurde ein Systemprüfstand erstellt, der sowohl der Vermessung einzelner Komponenten als auch der Validierung des simulierten Systemverhaltens dient. Der Systemprüfstand umfasst neben den Hauptkomponenten des Antriebsstranges auch den Großteil des Thermomanagementsystems eines generischen Elektrofahrzeugs.

3.3.1 Messumgebung

Sämtliche Messungen an dem Systemprüfstand und den Antriebskomponenten wurden auf dem Multikonfigurationsprüfstand, kurz MKP, des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart durchgeführt. Dieser ermöglicht die Untersuchung von konventionellen, hybridisierten und rein elektrischen Antriebssträngen und Bordnetzen. Dazu verfügt er über vier Lastmaschinen, die die Fahrwiderstände an den einzelnen Rädern abbilden können. Eine weitere elektrische Maschine kann als Ersatz für den Verbrennungsmotor eingesetzt werden. Des Weiteren sind zwei hochdynamische Gleichspannungsquellen vorhanden. Die eine deckt den Niedervoltbereich bis 52 V ab, die andere den Hochvoltbereich bis 600 V.

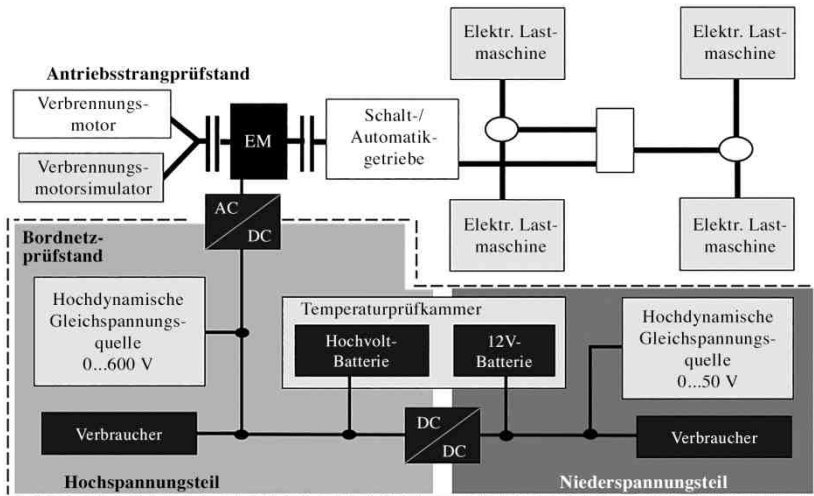


Abbildung 20: Aufbau des FKFS Multikonfigurationsprüfstands [109]

Zur Konditionierung von Prüflingen sind neben einer Temperaturprüfkammer auch zwei temperaturregelbare Wasser-Glykol-Kreisläufe vorhanden [109]. Eine Prinzipskizze des MKP zeigt Abbildung 20. Die wichtigsten technischen Daten sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

3.3.2 Messtechnik

In diesem Kapitel werden die erforderlichen Grundlagen zu der verwendeten Messtechnik erläutert. Bei der Auswahl der Messaufnehmer ist vorausgesetzt, dass die Messgröße immer als eine elektrische Größe vorliegt.

Die Messung der Temperaturen wurde mit Thermoelementen vom Typ K (Ni-CrNi) durchgeführt. Zur Messung von Kühl- und Kältemitteltemperaturen wurden Mantelthermoelemente verwendet. Für die Messung der Luft- und Oberflächentemperaturen wurden Drahtthermoelemente verwendet. Laut Hersteller beträgt die Grenzabweichung im relevanten Messbereich weniger als 1,5 K [110]. Zur Steigerung der Genauigkeit der Messung wird die gesamte Messkette kalibriert. Die Überprüfung der bei der Kalibrierung hinterlegten Funktion ergab im Messbereich eine maximale Abweichung von 0,08 K. Dazu muss die Abweichung des Kalibriernormals mit 0,07 K im Messbereich addiert werden. Es ergibt sich damit eine maximale Abweichung von 0,15 K. Da die Thermoelemente im Wesentlichen zum Bilanzieren von Wärmeströmen verwendet werden, ist neben der Abweichung des Messwerts vom physikalischen Wert die maximale Abweichung zwischen den Messwerten der verschiedenen Thermoelemente ausschlaggebend. Hier hat sich über alle verwendeten Thermoelemente eine maximale Abweichung zwischen den Thermoelementen von 0,04 K ergeben.

Die Drücke werden mit Membranmesswerken auf resistiver Basis gemessen. Dabei sind auf einer keramischen Membrane Dehnmessstreifen aufgebracht, die in einer Brückenschaltung ausgewertet werden. Laut Hersteller beträgt die Genauigkeit 1% vom Skalenendwert [111]. Auch hier wurde die Genauigkeit durch eine Kalibrierung der Messkette gesteigert. Die Abweichung zwischen Messwert und der bei der Kalibrierung hinterlegten Funktion ergab einen maximalen Fehler von 35 mbar. Das Kalibriernormal weist eine Abweichung von 0,025% des angezeigten Wertes auf. Im Messbereich bis 20 bar ergibt sich eine maximale Gesamtabweichung von 40 mbar.

Die Volumenströme in den Kühlmittelkreisen werden über magnetisch induktive Sensoren gemessen. Sowohl Sensor als auch Umformer sind mit einer Genauigkeit von 0,4% angegeben [112,113]. Eine Überprüfung der Messkette hat eine Genauigkeit von 0,5% vom Messwert im relevanten Messbereich ergeben.

Da das Kältemittel in Abhängigkeit von Druck und Temperatur eine stark abweichende Dichte hat, muss für die Messung des Durchsatzes an Kältemittel ein dichteunabhängiges Messverfahren eingesetzt werden. Bei der Messung des Durchsatzes mit dem Coriolisverfahren ist dies gegeben [114]. Dafür sind Sensoren vom Typ FCB350 von ABB eingesetzt, die bei einem Durchsatz von mehr als 5% des Nennwertes eine Genauigkeit von $\pm 0,2\%$ aufweisen [115].

Die Drehzahlen der Lüfter werden mit Hilfe von Reflexionslichttastern gemessen. Das Frequenzsignal wird über einen f/u-Wandler in eine Spannung gewandelt, um vom Messsystem verarbeitet werden zu können. Der Wandler hat eine Abtastgenauigkeit¹² von weniger als 0,01%. Die zugehörige Ausgangsstufe

¹²Hier wird die Zeit für eine bestimmte Anzahl (15) an Umdrehungen, jedoch auf eine Maximaldauer von 1000 ms begrenzt, gemessen. Durch die Abtastung des Signals mit einer hohen Frequenz, ist der resultierende maximal mögliche Fehler in der Dauer sehr klein.

hat eine Auflösung von 12 Bit, eine Linearität von 0,1% und einen Nullabgleich von 2 mV [116]. Werden alle Abweichungen addiert, ergibt sich eine maximale Abweichung von 13,22 mV. Mit der hinterlegten Umrechnungsfunktion für die Lüfterdrehzahl ergibt sich eine maximale Abweichung von 12 U/min.

Die Drehzahl der elektrischen Maschine auf dem MKP ist mit einem optischen Drehzahlaufnehmer mit einer Auflösung von 4096 Schritten pro Umdrehung aufgenommen worden. Die digital vorliegenden Werte werden vom Messsystem direkt weiterverarbeitet. Der Fehler aus der Drehzahlmessung der Maschine ist damit vernachlässigbar klein.

Das Drehmoment der elektrischen Maschine auf dem MKP wird mit einem Drehmomentmessflansch vom Typ T10FS mit einem Nenndrehmoment von 2000 Nm erfasst. Die Genauigkeit beträgt 0,1% vom Nennwert [117]. Bei der Kalibrierung hat sich eine maximale Abweichung 80 ppm vom Nennwert also 0,16 Nm ergeben. Die dabei verwendete Kalibriereinrichtung hat eine Messunsicherheit von 0,02% vom Messwert. Im relevanten Messbereich bis ca. 120 Nm ergibt sich damit eine maximale Abweichung von 0,184 Nm. Die Genauigkeit der Drehmomentmessung stellt somit die dominante Einflussgröße auf die Abweichung in der mechanischen Leistungsmessung dar.

Die Ströme im Antriebsstrang sind mit Stromwandlern indirekt gemessen worden. Diese Stromwandler haben eine Übersetzung von 1:1000. Im Messbereich bis 1000 A haben diese eine Abweichung von 50 ppm [118]. Die Ströme werden direkt von einem Präzisionsleistungsanalysator vom Typ WT3000 [119] gemessen. Zusätzlich werden die Spannungen und die Leistungen mit dem WT3000 gemessen. Die Messgenauigkeiten für die gemessenen Werte sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Messgenauigkeiten des WT3000 Messsystems

Größe	Fehler	Messbereich	max. Fehler
I_{DC}	0,05% + 0,25 A	500 A	0,5 A
I_{AC}	0,03% + 0,25 A	500 A	0,4 A
U_{DC}	0,05% + 75 mV	110 V	130 mV
I_{AC}	0,03% + 250 mV	48 V	264 mV
P_{DC}	0,05% + 150 W	80 kW	190 W
P_{AC}	0,05% + 37,5 W	80 kW	77,5 W

Wird ein Wert aus zwei oder mehreren Messwerten berechnet, wird der Messfehler über eine Fehlerfortpflanzung identifiziert. Da die Messwerte voneinander unabhängig sind, wird eine Reihenentwicklung bis zum linearen Glied

verwendet. Es folgt im Allgemein für eine Funktion f abhängig von x_i (Gl. 3.15) [120]:

$$f = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (\text{Gl. 3.15})$$

Der Gesamtfehler Δf (Gl. 3.16) ergibt sich aus der Summe der partiellen Ableitungen der Funktion nach den abhängigen Variablen $\frac{\partial y}{\partial x_i}$ multipliziert mit der Messunsicherheit Δx_i .

$$\Delta f = \sum_i \left| \frac{\partial y}{\partial x_i} \right| \cdot \Delta x_i \quad (\text{Gl. 3.16})$$

Der Wärmestrom, der von einem Fluid von einem Körper abgeführt wird, wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \quad (\text{Gl. 3.17})$$

Darin sind $\dot{Q}$ der Wärmestrom, $\dot{V}$ der Volumenstrom, ρ die spezifische Dichte, c_p die spezifische isobare Wärmekapazität und $(T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}})$ die Temperaturdifferenz zwischen Austritt und Eintritt. Durch partielle Ableitung ergibt sich somit für den Fehler im Wärmestrom:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{Q} = & \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \cdot \Delta \dot{V} + \dot{V} \cdot c_p \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \cdot \Delta \rho + \dot{V} \cdot \rho \cdot \\ & (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \cdot \Delta c_p + \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{aus}} + \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{ein}} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 3.18})$$

Wird davon ausgegangen, dass die Daten von Dichte und spezifischer Wärmekapazität im Herstellerdatenblatt mit sehr hoher Genauigkeit angegeben sind, reduziert sich der obige Term um den zweiten und dritten Summanden. Für alle Volumenströme ergibt sich der maximale Fehler als Funktion der Temperaturdifferenz zwischen T_{ein} und T_{aus} . Dargestellt ist der Verlauf in Abbildung 21. Bei kleinen Temperaturdifferenzen unter 0,9 K wird der maximal mögliche Fehler größer als 5%.

Die Mechanische Leistung P_{mech} wird als Produkt aus Winkelgeschwindigkeit $2 \cdot \pi \cdot n$ und Drehmoment M gebildet. Damit ergibt sich für den maximalen Fehler in der vom Motor abgegebenen Leistung:

$$\Delta P_{\text{mech}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \Delta M + 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \Delta n \quad (\text{Gl. 3.19})$$

Für alle gemessenen Betriebspunkte ergibt sich ein Fehler von kleiner als 2%. Ist der Betrag des Motormoment oberhalb von 16 Nm ergibt sich ein Fehler von kleiner als 1%. Die mechanische Leistung P_{mech} und die elektrischen Leistungen P_{AC} und P_{DC} stellen Zwischengrößen dar, um den Wirkungsgrad der Leistungs-

elektronik und des Motors berechnen zu können. Der Fehler im Wirkungsgrad der Leistungselektronik $\Delta\eta_{LE}$ ergibt sich aus:

$$\Delta\eta_{LE} = \frac{1}{P_{DC}} \cdot \Delta P_{AC} + \frac{P_{AC}}{P_{DC}^2} \cdot \Delta P_{DC} \quad (\text{Gl. 3.20})$$

Bei den niedrigsten Drehzahlen und Momenten stellen sich dabei relativ große Fehler von über 5% im Wirkungsgrad ein. Für höhere Drehzahlen und Momente fällt der Fehler rasch ab. Für die gemessenen Kennfelder ergibt sich ein mittlerer Fehler von 0,1% im Wirkungsgrad. Mit Gleichung 3.21 wird der Fehler im Wirkungsgrad des Motors $\Delta\eta_{Motor}$ beschrieben.

$$\Delta\eta_{Motor} = \frac{1}{P_{AC}} \cdot \Delta P_{Mech} + \frac{P_{Mech}}{P_{AC}^2} \cdot \Delta P_{AC} \quad (\text{Gl. 3.21})$$

Für die gemessenen Betriebspunkte ergibt sich ein maximaler Fehler von 8% im Wirkungsgrad bei niedrigem Moment ($|M| < 10 \text{ Nm}$) und niedriger Drehzahl ($n < 1000 \text{ min}^{-1}$). Im Mittel stellt sich ein deutlich geringerer Fehler von 0,8% im Wirkungsgrad ein.

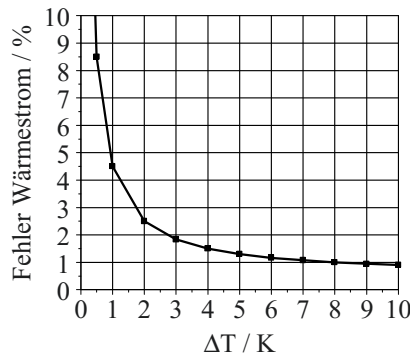


Abbildung 21: Fehler im Wärmestrom in Abhängigkeit von ΔT

3.3.3 Aufbau

Der Systemprüfstand ist im Wesentlichen zweigeteilt. Der eine Teil stellt den Motor mit der zugehörigen Leistungselektronik dar. Den anderen Teil bildet die Wärmepumpe, die den Kern des Thermomanagementsystems des hier untersuchten generischen Elektrofahrzeugs darstellt.

Für die Untersuchungen an der Leistungselektronik und dem Asynchronmotor wurde dieser mit dem Verbrennungsmotorsimulator des MKP als Leistungsbremse verbunden, da die Drehzahl der Radmaschinen für diesen Anwendungsfall nicht ausreichend ist. Die Leistungselektronik war dreiphasig mit dem

Motor verbunden und hat ihre Spannungsversorgung aus der hochdynamischen Gleichspannungsquelle bezogen. Die Kühlung von Motor und Leistungselektronik bewerkstelligte die Konditionieranlage, die auf 20°C temperiertes Kühlmittel zur Verfügung stellte. In Strömungsrichtung lag die Leistungselektronik vor dem Motor. Neben den mechanischen Größen wurden die elektrischen Größen auf der Gleichspannungsseite (vor der Leistungselektronik) sowie im Zwischenkreis (zwischen Motor und Leistungselektronik) gemessen. Des Weiteren wurden die Temperaturen an Eintritt und Austritt von Motor und Leistungselektronik gemessen. Durch die Messung von stationären und instationären Betriebszuständen wurden die Wirkungsgraddaten abgeleitet sowie die thermischen Modelle validiert.

Neben dem elektrischen Antrieb des Fahrzeugs benötigen die Klimatisierung des Fahrzeuginnenraumes und die Temperierung der Batterie die meiste Energie. Um die Simulationsmodelle für dieses System zu validieren, wurde dafür die Wärmepumpe aufgebaut. Abbildung 22 zeigt den aufgebauten Prüfstand. Die obere Box in der Abbildung stellt das Frontend dar. Hier ist ein Wärmeübertrager eingebaut, der sowohl als Verdampfer als auch als Kondensator verwendet werden kann. Er stellt somit die Wärmequelle bzw. -senke gegenüber der Umgebung dar. Die untere Box simuliert das Klimamodul des Innenraums. Hier sind ein konventioneller Kondensator sowie ein Verdampfer integriert. Die beiden Boxen sind mit Sauglüftern ausgestattet, um einen Luftvolumenstrom aufzuprägen. Des Weiteren sind ein flüssigkeitsgekühlter Kondensator sowie ein Chiller im System. Diese sind im selben Kühlmittelkreis und werden im Prüfstandsbetrieb durch eine Kühlmittelkonditionieranlage mit temperiertem Kühlmittel betrieben. Angetrieben wird die Wärmepumpe durch einen Scrollverdichter. Über die Stellung von Absperrventilen wird der Betriebsmodus von Klimaanlage auf Wärmepumpe umgeschaltet bzw. im Klimaanlagenmodus der Chiller zu- und abgeschaltet. Damit wird der Kältemittelkreis aus Abbildung 4 abgebildet.

Grundlage des Prüfstands ist die numerische Auslegung mit Hilfe von Systemsimulationen. Dazu waren von den Komponentenherstellern Messdaten zur Verfügung gestellt worden. Der Modus „Klima“ (AC-Modus) ist für eine Umgebungstemperatur von 40°C und eine Chiller Vorlauftemperatur von 30°C bei maximalem Volumenstrom ausgelegt. Der Modus „Wärmepumpe“ (WP-Modus) ist für eine Umgebungstemperatur von 10°C und eine Vorlauftemperatur von 10°C bei maximalem Volumenstrom ausgelegt. In der zugehörigen Simulation ist über Regler die Drehzahl des Kompressors so geregelt, dass Saug- bzw. Hochdruck bei der Variation der Ladungsmasse konstant waren. Von besonderem Interesse war es, den Prüfstand in allen Betriebszuständen mit derselben Menge an Kältemittel¹³ zu betreiben, um den Messablauf zu beschleunigen so-

¹³ Hier wird der fluoridierte Kohlenwasserstoff 1,1,1,2-Tetrafluorethan (R134a) verwendet.

wie sicherzustellen, dass die gewählte Konfiguration praxisrelevant ist. Für eine in einem Fahrzeug umgesetzte Wärmepumpe wäre es nicht praktikabel, die beiden Modi mit unterschiedlichen Kältemittelmassen zu betreiben.

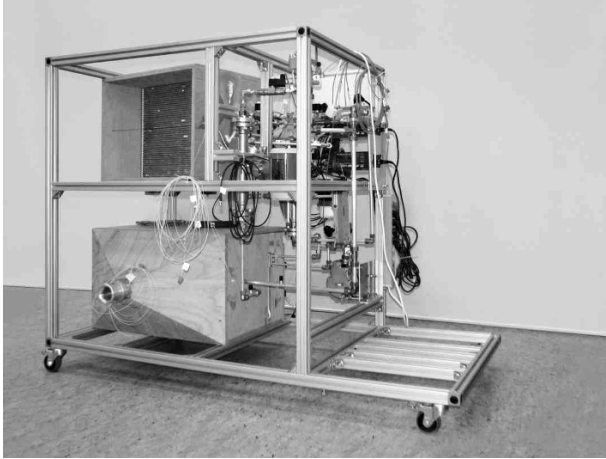


Abbildung 22: Prüfstands Aufbau der untersuchten Wärmepumpe

Ergebnis der Massenvariation ist, dass im Klimamodus ab ca. 1,1 kg Kältemittel die Kühlleistung konstant ist. Die Leistungsziffer im Klimamodus fällt bis 1,1 kg Kältemittel leicht ab und bleibt dann konstant. Im Wärmepumpenmodus ohne flüssigkeitsgekühlten Kondensator nimmt die Wärmeleistung zwischen 0,8 kg und 1,4 kg quasi linear ab. Die vom Hochdruckregler eingestellte Drehzahl des Kompressors fällt von Werten um 7000 min^{-1} bei 0,8 kg Kältemittel bis auf die Leerlaufdrehzahl bei 1,4 kg Kältemittel ab. Der Hochdruckregler war dabei so eingestellt, dass der Absolutdruck von 18 bar nicht überschritten wird, um im Prüfstandsversuch ausreichend Sicherheit gegenüber dem Maximaldruck von 20 bar zu haben. Die Leistungsziffer im Wärmepumpenmodus ohne flüssigkeitsgekühlten Kondensator steigt von 0,8 kg bis 1,2 kg deutlich an. Ab 1,2 kg fällt sie auf Werte ab, die unterhalb derer mit 0,8 kg liegen. Im Wärmepumpenmodus mit flüssigkeitsgekühltem Kondensator wird durch diesen so viel Wärme entzogen, dass bei allen untersuchten Kältemittelmassen mit maximaler Kompressordrehzahl gearbeitet werden kann, ohne dass der Maximaldruck erreicht wird. Dadurch variieren die Kennwerte im Vergleich zu den anderen Variationen nur unwesentlich. Deshalb wird durch den Wärmepumpenbetrieb mit flüssigkeitsgekühltem Kondensator die Kältemittelmasse nicht weiter eingeschränkt. Bei den kleinen Kältemittelmassen sind auch die sich einstellenden Saugdrücke vergleichsweise klein. Ab ca. 1,1 kg Kältemittelmasse ist der sich

einstellende Saugdruck so hoch, dass sich im Verdampfer eine Temperatur nahe dem Gefrierpunkt einstellen kann. Um in allen Modi eine möglichst optimale Nutzwärme bzw. -Kälte, eine gute Leistungsziffer sowie um Kompressordrehzahlen zu erhalten, die mindestens 1/3 der Maximaldrehzahl entsprechen, wurde eine Kältemittelmasse von 1,1 kg gewählt.

3.3.4 Wärmepumpe

Der Aufbau der Wärmepumpe (siehe Abbildung 4 und Abbildung 22) orientiert sich am Simulationsmodell des hier simulierten BEFs. Für die Validierung des Simulationsmodells der Wärmepumpe wurde das eigentliche Gesamtfahrzeugmodell angepasst, um die Vereinfachungen des Prüfaufbaus abzubilden. Dazu ist die Kopplung mit Matlab entfernt und nur der GT-Suite-Teil des Modells wird verwendet. Des Weiteren sind die Kopplungen zwischen den Fluidkreisläufen entfernt, um abzubilden, dass der Chiller und der flüssigkeitsgekühlte Kondensator (Lcond) mit der Konditionieranlage verbunden sind. Die am Prüfstand gemessenen Fluidtemperaturen und –volumenströme werden in der Simulation vorgegeben. Weitere Vorgaben sind die Drehzahlen der Lüfter, die Umgebungstemperatur, die Luftfeuchte, der Umgebungsdruck sowie die Kompressordrehzahl. Die Validierung des Modells untergliedert sich in drei Teile. Es werden Stationärpunkte im AC-Modus und im Wärmepumpenmodus sowie transiente Zustandsänderungen im AC-Modus untersucht. Da die transienten Bedingungen durch das Schalten des Chillers abgebildet werden, werden im WP-Modus keine transienten Bedingungen untersucht.

Bei den stationären Messungen im AC-Modus sind Messungen mit und ohne Chiller durchgeführt worden. Für die Fälle in denen der Chiller aktiv war, sind der Kühlmittelvolumenstrom sowie die Eintrittstemperatur variiert worden. Jede Messreihe startet mit der Leerlaufdrehzahl des Verdichters. Die Drehzahl wird so lange erhöht, bis das System an seine Betriebsgrenze stößt. Die Betriebsgrenze ist erreicht, wenn der luftseitige Volumenstrom in Folge einer Vereisung des Verdampfers einbricht. In der Simulation wie auch in der Messung wird das Verhalten des Systems maßgeblich durch die vorgegebene Überhitzung an den Expansionsventilen beeinflusst. Insbesondere im parallelen Betrieb von Verdampfer und Chiller ist die Wechselwirkung erheblich. Beispielsweise kann eine Änderung der Sollüberhitzung von nur 1 K die Leistung des Chillers um 10% ändern. Bei der numerischen Auslegung des Prüfstands wurde von einer Überhitzung der Expansionsventile von 10 K ausgegangen. Durch die Änderung der sich einstellenden Überhitzung auf die gemessenen Werte, wurde die Abweichung in der Leistungsziffer auf 15,2% reduziert. Schwierig ist in der Simulation die Vorhersage der Kompressoraustrittstemperatur. Diese weicht in der Simulation immer nach oben ab, da der Ölumlaufl nicht berücksichtigt wird. Dieser

erhöht bei der Messung die Wärmekapazität des Kältemittel-Öl-Gemisches und senkt damit den Temperaturanstieg [121]. In der verwendeten Version (7.2 B3) von GT-Suite ist eine Simulation des Ölanteils nicht möglich. Es wird Abhilfe geschaffen, indem der isentrope Wirkungsgrad des Kompressors erhöht wird [122]. Im Simulationsmodell ist das Kennfeld des Verdichters so angepasst worden, dass der isentrope Verdichterwirkungsgrad größere Werte annimmt. Durch eine iterative Bestimmung der Werte kann damit auch die Kompressoraustrittstemperatur zuverlässig berechnet werden. In Abbildung 23 sind die zugehörigen Werte dargestellt. Es sind bei wenigen Punkten noch Abweichungen festzustellen, die bei niedrigen Verdichterdrehzahlen auftreten. Diese Punkte haben alle gemeinsam, dass sowohl Kompressoreintrittstemperatur als auch Kompressoraustrittstemperatur mit Abweichungen behaftet sind. Es setzt sich in diesen Fällen eine zu niedrige Eintrittstemperatur in eine ebenfalls zu niedrige Austrittstemperatur um.

Die Kompressoreintrittstemperaturen sind in Abbildung 24 dargestellt. Die Güte der Vorhersage ist hierbei geringer als bei der Austrittstemperatur, was vor allem daran liegt, dass hier zwei parallele Expansionsventile betrieben werden, die je nach Massenstromaufteilung die Eintrittstemperatur des Kompressors stark beeinflussen können. Die zugehörigen Drücke am Kompressoreintritt und –austritt werden sehr gut wiedergegeben und sind deshalb nicht dargestellt.

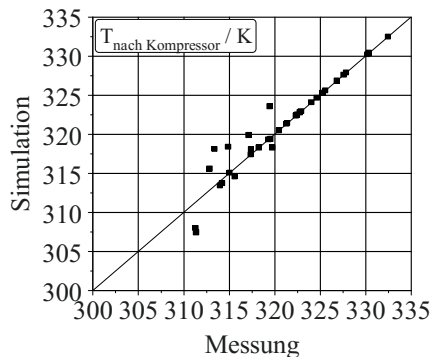


Abbildung 23: Vergleich der Kompressoraustrittstemperatur zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

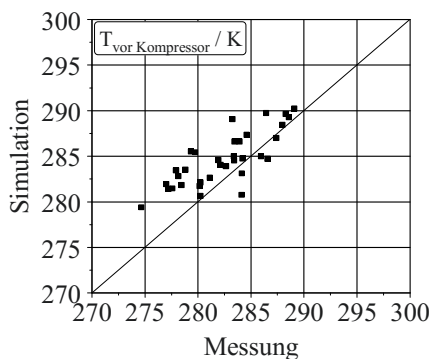


Abbildung 24: Vergleich der Kompressoreintrittstemperatur zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

Für eine aussagekräftige Gesamtfahrzeugsimulation ist allerdings viel wichtiger, dass die thermischen, elektrischen und mechanischen Energieströme sowie Randbedingungen für das restliche Simulationsnetz richtig wiedergegeben werden. Das sind die Austrittstemperaturen des Verdampfers, des Chillers sowie des Außenstromwärmeübertragers (AWT) und die jeweilige Leistungsaufnahme des Kompressors. Die luftseitige Austrittstemperatur des Verdampfers ist in Abbildung 25 dargestellt. Die Temperatur wird tendenziell überschätzt, aber gut wiedergegeben. Die kühlmittelseitige Austrittstemperatur des Chillers ist in Abbildung 26 dargestellt. Die Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind minimal und in der Größenordnung der Messgenauigkeit.

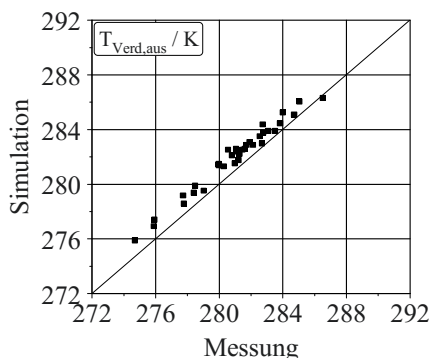


Abbildung 25: Vergleich der Verdampferaustrittstemperatur zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

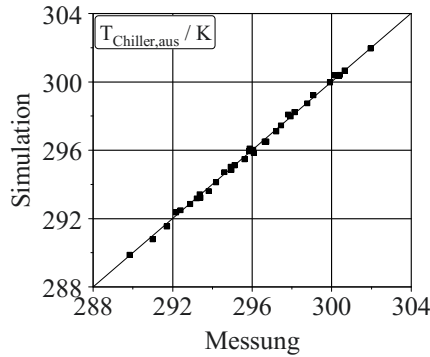


Abbildung 26: Vergleich der Chiller Austrittstemperatur zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

Der AWT befindet sich im Kühlerpaket des Frontends an letzter Stelle (siehe Abbildung 4), weshalb die Wiedergabe der luftseitigen Austrittstemperatur nicht die höchste Priorität besitzt. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung ist in Abbildung 27 dargestellt. Die Austrittstemperatur ist mit Abweichungen behaftet, die allerdings 2 K nicht überschreiten. Für die Gesamtfahrzeugsimulation ist die richtige Bestimmung der Leistungsaufnahme des Kompressors, wie in Abbildung 28 zu sehen, deutlich wichtiger. In der Simulation ist die Vorhersage größer als die aus den Messdaten identifizierten Werte. In einer Messung im Fahrzeug ist also mit einer niedrigeren Leistungsaufnahme des Klimakompressors zu rechnen.

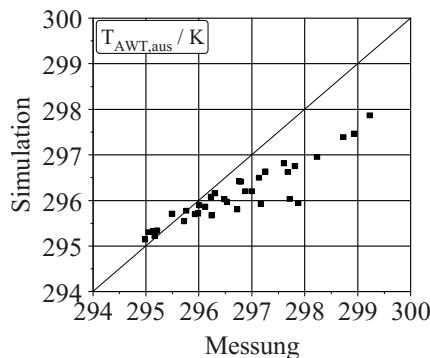


Abbildung 27: Vergleich der AWT-Austrittstemperatur zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

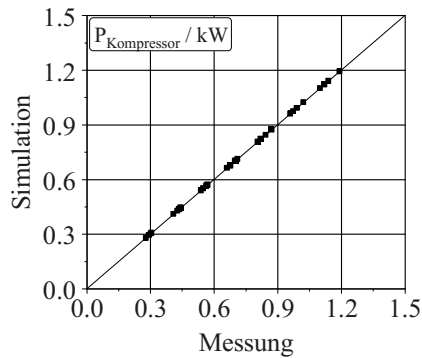


Abbildung 28: Vergleich der Verdichterleistung zwischen Messung und Simulation im AC-Modus

Die stationären Messungen im WP-Modus orientieren sich von der Vorgehensweise an den Messungen im AC-Modus. Allerdings mit dem Unterschied, dass nicht der Chiller, sondern der flüssigkeitsgekühlte Kondensator mit unterschiedlichen Randbedingungen beaufschlagt wird. Für die Berücksichtigung des Effekts des Ölumlaufs wird auch hier mit dem angepassten Verdichterkennfeld gearbeitet. Durch die Anpassung der bei der Auslegung angenommenen Überhitzung von 10 K auf die real vorliegenden Werte, konnte eine mittlere Abweichung der Leistungsziffer von 13,9% erreicht werden. Die Bedingungen am Eintritt und Austritt des Kompressors werden mit der nötigen Qualität wiedergegeben. Die Austrittstemperaturen der Komponenten werden mit einer ähnlichen Genauigkeit wie im AC-Modus wiedergegeben. Die für die Bestimmung des Gesamtenergiebedarfs wichtige Leistungsaufnahme des Kompressors wird in guter Güte wiedergegeben, siehe Abbildung 29. Bei hohen Leistungen wird die Leistungsaufnahme des Verdichters geringfügig unterschätzt.

Um zeigen zu können, dass das Simulationsmodell auch bei transienten Vorgängen das Systemverhalten beschreiben kann, werden Vorgänge gesucht, die sowohl in der Simulation als auch in der Messung möglichst einfach und reproduzierbar durchgeführt werden können, gleichzeitig aber nicht realitätsfremd sind. Auf Basis dieser Vorgaben wird der Fall gewählt, dass sich die Klimaanlage in einem konstanten Betriebspunkt befindet. Dann wird der Chiller über das Magnetventil in der Kältemittelleitung zugeschaltet und nach einiger Zeit wieder abgeschaltet. Wie auch bei den stationären Messungen wird mit dem angepassten Verdichterkennfeld gearbeitet.

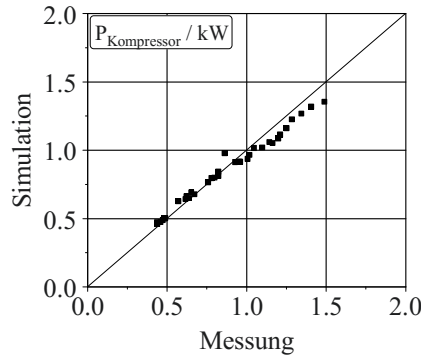


Abbildung 29: Vergleich der Verdichterleistung zwischen Messung und Simulation im WP-Modus

Dargestellt sind die Ergebnisse bei einer Drehzahl, bei der der Verdampfer ohne den aktivierten Chiller noch nicht vereist. Sobald der Betriebspunkt eingeschwenkt ist, wird für ca. 300 s der Chiller aktiviert. Die Zeitverläufe der Drücke vor und nach dem Kompressor sind in Abbildung 30 dargestellt. Der Druckverlauf nach dem Verdichter lässt erkennen, dass die stationären Werte gut wiedergegeben werden jedoch die Simulation deutlich schneller auf das Zuschalten des Chillers reagiert. Die in der Messung sichtbaren Druckspitzen beim Schaltvorgang werden in der Simulation unterbewertet. Auch beim Druck vor dem Kompressor werden die stationären Werte gut wiedergegeben, allerdings reagiert die Simulation auch in diesem Fall deutlich schneller. Die kurzfristige Überhöhung des Saugdruckes wird in der Simulation unterbewertet.

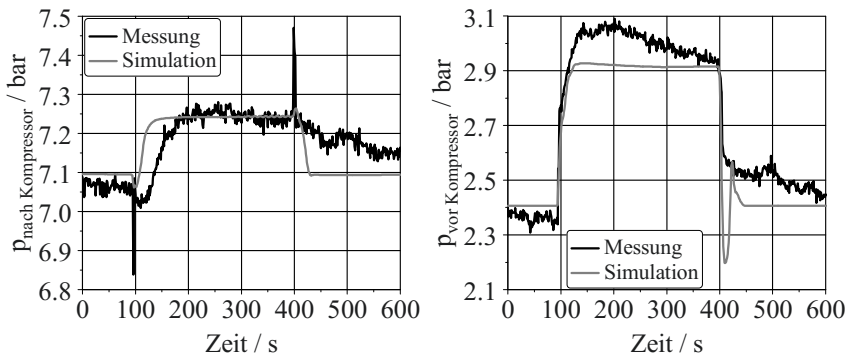


Abbildung 30: Vergleich des Druckverlaufs nach Kompressor (links) und vor Kompressor (rechts) zwischen Messung und Simulation bei einem Zu- und Abschaltvorgang des Chillers

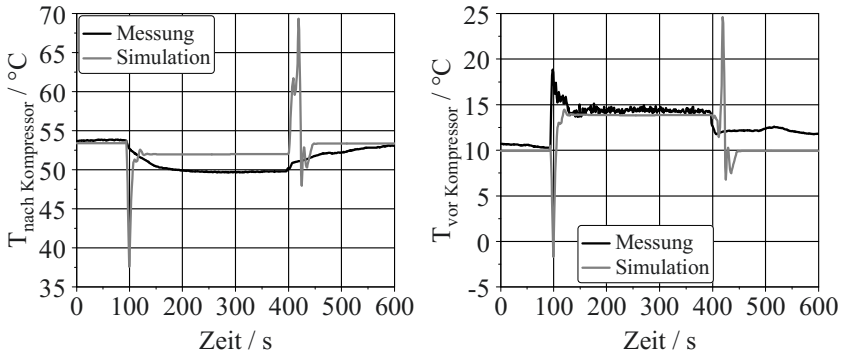


Abbildung 31: Vergleich des Temperaturverlaufs nach Kompressor (links) und vor Kompressor (rechts) zwischen Messung und Simulation bei einem Zu- und Abschaltvorgang des Chillers

So wie die Drücke reagieren auch die Temperaturen in der Simulation schneller auf die Zustandsänderung. In Abbildung 31 sind die Austritts- bzw. Eintrittstemperatur des Kompressors dargestellt. Die stationären Werte werden gut wiedergegeben. Allerdings sind in der Simulation Spitzen in der Temperatur sichtbar, die in der Messung so nicht detektierbar sind. In der Messung ist beim Einschalten des Chillers eine kurzzeitige Erhöhung der Eintrittstemperatur zu verzeichnen. Dieser Trend wird in der Simulation umgekehrt wiedergegeben. Auch in der luftseitigen Austrittstemperatur wird mit dem Einschalten des Chillers zunächst eine Temperaturabsenkung gemessen, die die Simulation nicht wiedergibt. Siehe dazu Abbildung 32. Hier werden die stationären Werte bis auf 1 K genau wiedergegeben, allerdings reagiert die Messung deutlich langsamer als die Simulation.

Die für die Gesamtfahrzeugsimulation und die Bilanzierung der Energie wichtigen Werte der Leistung des Chillers und der Leistungsaufnahme des Kompressors sind in Abbildung 33 dargestellt. Die Güte dieser Vorhersage kann als durchweg sehr gut bezeichnet werden.

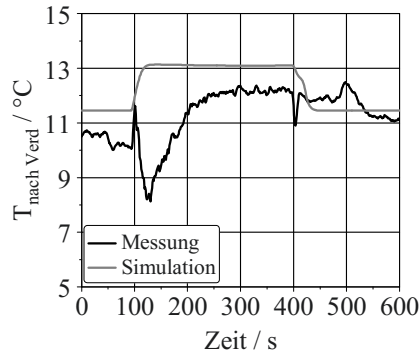


Abbildung 32: Vergleich des Temperaturverlaufs nach Verdampfer zwischen Messung und Simulation bei einem Zu- und Abschaltvorgang des Chillers

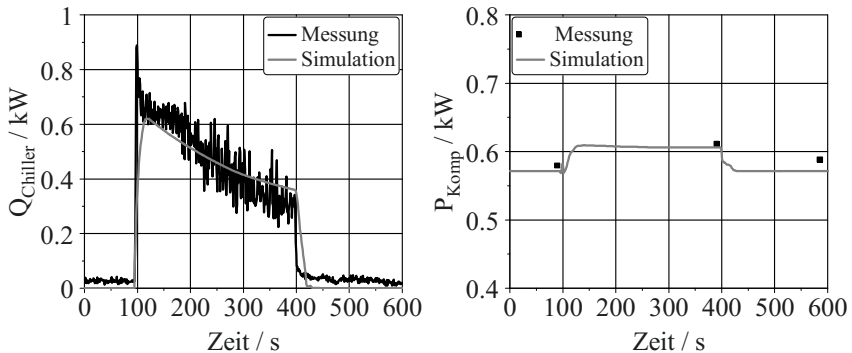


Abbildung 33: Vergleich des Wärmestromverlaufs des Chillers (links) und der Kompressorleistung (rechts) zwischen Messung und Simulation bei einem Zu- und Abschaltvorgang des Chillers

3.3.5 Motor und Leistungselektronik

Das thermische Modell von Motor und Leistungselektronik ist an unterschiedlichen Betriebspunkten validiert. Dazu wurden am Prüfstand Warmläufe gemessen und diese in der Simulation nachgerechnet.

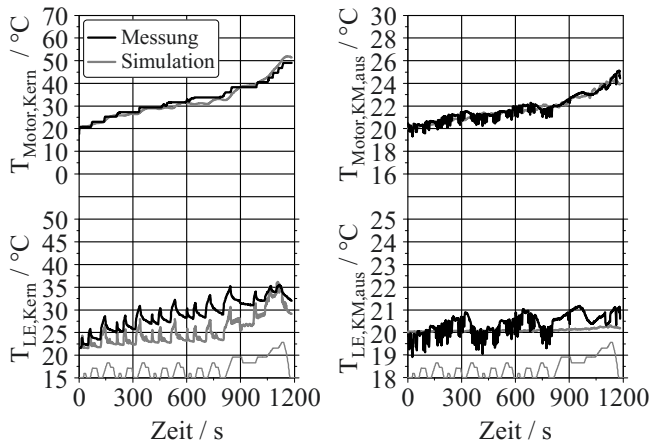


Abbildung 34: Vergleich von Messung und Simulation des Aufheizverhaltens von Motor (oben) und Leistungselektronik (unten) im NEFZ

Wie am Prüfstand wird die Leistungselektronik auch in der Simulation mit konditioniertem Kühlmittel durchströmt. Das ausströmende Kühlmittel durchströmt den Motor bevor es wieder auf die Eintrittstemperatur der Leistungselektronik konditioniert wird. Das Modell muss in der Lage sein, die Kerntemperaturen der Komponenten sowie die Ausströmtemperaturen zuverlässig zu beschreiben. In Abbildung 34 sind diese Temperaturen sowohl für die Messung als auch die Simulation für den NEFZ dargestellt. Es ist eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung zu erkennen. Auch für konstante Betriebspunkte ist die Übereinstimmung gut.

3.3.6 Batterie

Die Validierung des elektrischen Batteriemodells für das transiente Verhalten erfolgt ebenfalls mit der Vorgabe eines dynamischen Profils. Es wird das auf eine Einzelzelle skalierte Leistungsprofil für eine Durchfahrt des NEFZ für das definierte Fahrzeug verwendet. Das Leistungsprofil wird sowohl in der Simulation als auch in der Prüfstandsmessung vorgegeben. Die resultierenden Spannungsantworten sind in Abbildung 35 links dargestellt. Aufgrund der kleinen Differenzen sind in Abbildung 35 rechts die relativen Fehler der Modelle dargestellt.

Im Bereich der Stadtfahrt des NEFZ (0-780 s) sind quasi keine Unterschiede zwischen den Modellen erkennbar. In dem sich anschließenden Bereich der Überlandfahrt, insbesondere bei der Rekuperation gegen Ende, werden die Ab-

weichungen zwischen den Modellen größer. Die geringsten Abweichungen zeigen die Modelle RRC und R2RC.

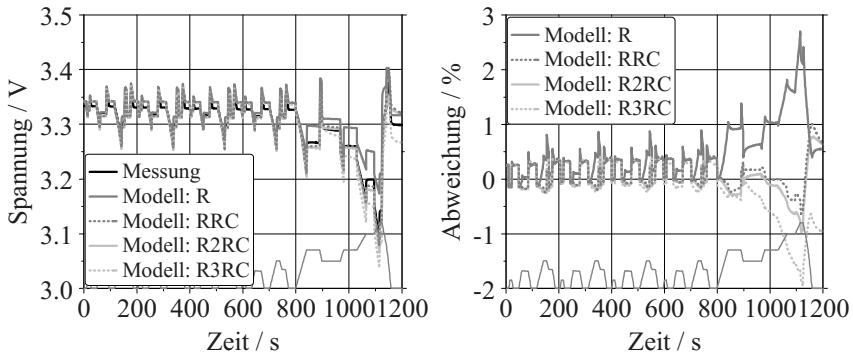


Abbildung 35: Vergleich der Spannung (links) und der prozentualen Abweichung (rechts) zwischen den Modellen R, RRC, R2RC und R3RC und der Messung

Mit einem mittleren Fehler von 0,26% und einem maximalen Fehler von 0,87% wird das elektrische Verhalten mit dem Modell R2RC in zufriedenstellender Güte wiedergegeben und zur Bestimmung des Wärmestroms verwendet. Hingegen sind die Modelle R und R3RC sind für eine Bestimmung des Wärmestroms nur bedingt geeignet. Wird eine Vorhersage der entstehenden Wärmeströme auf Basis der in Abbildung 35 gezeigten Spannungsverläufe getroffen, so ist die Vorhersage des Wärmestroms des Modell R um ca. 50% geringer als die von den Modellen RRC und R2RC. Das Modell R3RC sagt einen um ca. 50% größeren Wärmestrom voraus. Beim Modell R wird aufgrund der fehlenden Zeitglieder die Ausgangsspannung tendenziell überschätzt. Aufgrund der Bestimmungsgleichung für den Wärmestrom (siehe Kapitel 2.1.6), wird ein zu geringer Wärmestrom vorhergesagt. Das dritte Zeitglied des Modell R3RC ist sehr groß und lädt sich über die Dauer des Zyklus immer weiter auf. Dies führt dazu, dass die Ausgangsspannung tendenziell unterschätzt wird und somit ein zu hoher Wärmestrom vorhergesagt wird.

Bei der Vermessung des NEFZ war die Zelle mit Oberflächenthermoelementen ausgestattet. Im Vergleich zur gemessenen Temperatur ist in Abbildung 36 links die simulierte mittlere Temperatur dargestellt. Aufgrund der geringen Wärmeentstehung sind die Temperatureffekte sehr klein. Deshalb ist auch für eine konstante Entladung mit 4 C (80 A) bei 23°C Umgebungstemperatur die Oberflächentemperatur gemessen worden. Hier ist der Effekt deutlich größer und es ist ersichtlich, dass die Temperaturen in guter Näherung übereinstimmen, wie in Abbildung 36 rechts ersichtlich.

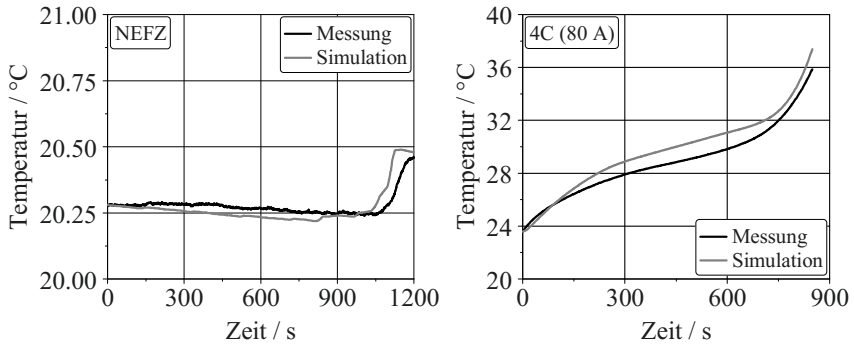


Abbildung 36: Gemessene und simulierte Temperaturverläufe in NEFZ (links) und bei einer Entladung mit 4C (rechts)

3.3.7 Innenraum

Für Heizen und Kühlen des Innenraums sind erhebliche Leistungen nötig, wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben [69]. Diese Leistungen können in derselben Größenordnung sein wie die durchschnittliche Antriebsleistung bei einer Stadtfahrt. Der Innenraum des BEFs stellt deshalb neben dem Antrieb den größten Verbraucher dar. Zur Sicherstellung eines korrekten Gesamtenergiebedarfs für das Fahrzeug ist das Simulationsmodell des Fahrzeugsinnenraums mit mehreren gemessenen Aufheizverläufen abgestimmt und validiert. Bei Temperaturen nahe dem Gefrierpunkt wurde der Heizungswärmetauscher eines Kleinwagens mit konditioniertem Kühlmittel betrieben. Die erfassten Temperaturen und Massenströme sind in der Simulation als Randbedingungen aufgeprägt. Das Ergebnis der Abstimmung ist in Abbildung 37 dargestellt. Bis auf geringe Abweichungen zu Beginn kann die Übereinstimmung als sehr gut bezeichnet werden.

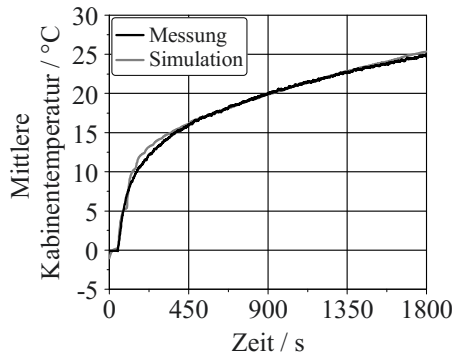


Abbildung 37: Vergleich von Messung und Simulation des Aufheizverhaltens des Fahrzeuginnenraums

3.3.8 Schnell rechnendes Fahrzeugmodell

Basis der Optimierungen beim vorausschauenden Thermomanagement ist die reduzierte Variante des Modells TheFaMoS. Durch die getroffenen Vereinfachungen kann dieses Modell nicht in allen Teilbereichen das genaue Verhalten des Fahrzeugs abbilden. Dennoch soll es in der Lage sein, die Hauptursachen der Energiebedarfe abzubilden. Da bei dem gegebenen Fahrzeug der Eingriff ins System im Rahmen des vorausschauenden Thermomanagements die Batterietemperatur und Motortemperatur verändern, müssen diese vom Modell möglichst gut wiedergegeben werden. Auch muss der Einfluss der Temperierung dieser Komponenten auf den Gesamtenergiebedarf abgebildet sein. Somit müssen die Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe, des PTC-Elements und der zusätzliche Energiebedarf des Chillers abgebildet sein. Für den Chiller und das PTC-Element sind die durchschnittlichen Leistungsaufnahmen im Modell hinterlegt. Auch für die Kühlmittelpumpe ist dies geschehen. Exemplarisch ist der Vergleich beim Betriebspunkt Wärmepumpenpunkt für eine dreimalige Durchfahrt des NEFZ in Abbildung 38 und Abbildung 39 dargestellt.

Zu erkennen ist, dass die Temperaturen gut wiedergegeben werden, aufgrund der Vereinfachungen aber Abweichungen vorliegen. Der Verlauf des Ladezustands wird sehr gut wiedergegeben, was bestätigt, dass nicht nur der Antriebsstrang sondern auch die zusätzlichen Verbraucher mit einer ausreichenden Modellierungstiefe abgebildet sind.

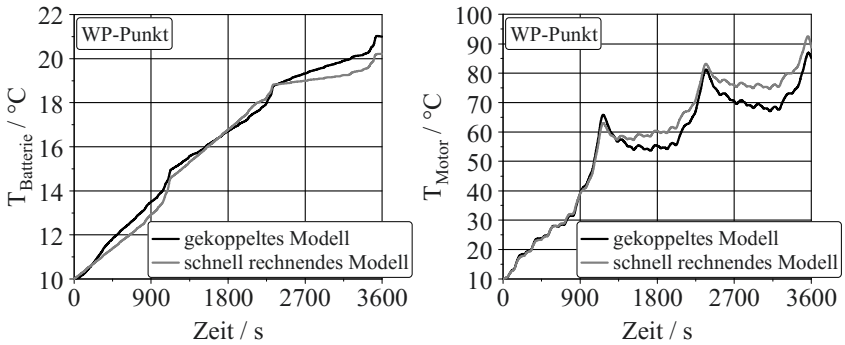


Abbildung 38: Vergleich der Batterietemperatur (links) und der Motortemperatur (rechts) der Simulation mit gekoppeltem Modell und der Simulation mit dem schnell rechnenden Fahrzeugmodell

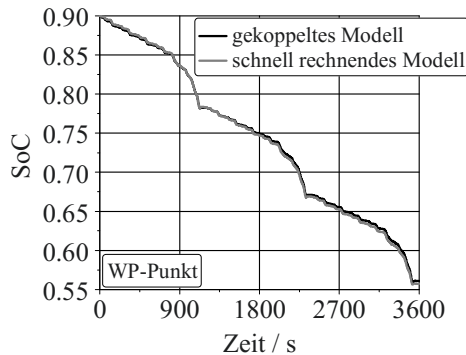


Abbildung 39: Vergleich des Ladezustands der Simulation mit gekoppeltem Modell und der Simulation mit dem schnell rechnenden Fahrzeugmodell

3.4 Entwicklung einer Geschwindigkeits-Kennzahl

Aufgrund des hohen Aufwands zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums besteht der Wunsch, eine Aussage darüber treffen zu können, ob unter den vorherrschenden Bedingungen, die maximale Reichweite vorrangig durch die Fahrweise oder durch die Klimatisierung beeinflusst wird. Aufgrund der Zusammensetzung der Entladeleistung der Batterie aus der Antriebsleistung plus der Leistung sonstiger Verbraucher kann in Abhängigkeit des momentanen Zustands eine Erhöhung der Geschwindigkeit zu einer Erhöhung oder einer Reduktion der

Reichweite führen. In Prinzipuntersuchungen konnte festgestellt werden, dass bei konstanter Fahrt in der Ebene bei sehr hohen oder sehr niedrigen Außentemperaturen die Reichweite höher ist, wenn die Geschwindigkeit zwischen 40 km/h und 60 km/h liegt. Bei gemäßigteren Außentemperaturen liegt die Reichweite höher, wenn die Geschwindigkeit niedriger ist. Des Weiteren wurde festgestellt, dass sich für alle untersuchten Zyklen bei den betrachteten klimatischen Randbedingungen höhere Reichweiten einstellen, wenn der Zyklus im Durchschnitt langsamer ist. Dazu sind die Zyklen in Geschwindigkeit und Zeit so skaliert, dass sich dennoch dieselbe Strecke einstellt. Für die analytische Untersuchung der Zusammenhänge wird im Folgenden eine Kennzahl hergeleitet, mit deren Hilfe die Aussage getroffen werden kann, ob zur Maximierung der Reichweite schneller oder langsamer zu fahren ist.

Wird im Gegenzug dazu versucht, die Nebenverbraucherleistung für eine gegebene Antriebsleistung zu optimieren, ist die Lösung trivial. Die Reichweite wird immer maximal sein, wenn keine zusätzliche Energie aus der Batterie entnommen wird. Dennoch hat eine Geschwindigkeits-Kennzahl ihre Berechtigung, da durch die Information, ob durch schnelleres oder langsames Fahren die Reichweite erhöht werden kann, dem Fahrer Empfehlungen für seinen Fahrstil ausgesprochen werden können. Auch kann die Geschwindigkeits-Kennzahl dazu verwendet werden, um eine Regelung zur Erhöhung der Reichweite zu ermöglichen. Insbesondere geht dadurch auch eine zur Reichweitenverlängerung vorgenommene Reduzierung der Klimatisierungsleistung sofort in die Fahrempfehlung ein.

Die Antriebsleistung eines Fahrzeugs lässt sich relativ einfach berechnen. Die allgemeine Bestimmung der Nebenverbraucherleistung wie Klimatisierung, Kühlung, Beleuchtung, Anzeigen, Lenkung u.a. ist ungleich schwieriger. Da allein die Leistung zur Klimatisierung von einer Vielzahl an Variablen wie z. B.: Zeit, solarer Einstrahlung, Außentemperatur, Solltemperatur, Anzahl Passagiere, Materialien im Innenraum, Geometrie Innenraum und Fahrgeschwindigkeit abhängt, wird bei der hier beschriebenen Vorgehensweise davon ausgegangen, dass der momentane Wert der Nebenverbraucherleistung durch Messung des Batteriestroms o. ä. bekannt ist.

Zunächst soll das Problem bei beschleunigter Fahrt in der Ebene betrachtet werden. Die Entladeleistung der Batterie setzt sich, bei Annahme eines Massenfaktors e von 1, aus der Fahrwiderstandsleistung $\left(\frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A_x \cdot v^3 + m_{ges} \cdot \frac{dv}{dt} v + m_{ges} \cdot g \cdot f_R \cdot v\right)$ multipliziert mit der Wirkungsgradkette bis zur Batterie $\frac{1}{\eta_{Motor} \cdot \eta_{Inverter}}$ sowie der Leistung der sonstigen Verbraucher $P_{Entlade, Klima}$, hier vereinfacht mit Klimatisierungsleistung P_{Klima} , zusammen. Darin sind ρ die Dichte der Luft, c_W der Luftwiderstandsbeiwert, A_x die Stirnfläche, v die Ge-

schwindigkeit, m_{ges} die Masse des Fahrzeugs, g die Erdbeschleunigung und f_R der Rollwiderstandsbeiwert.

$$P_{Entlade, Antrieb} = \frac{1}{\eta_{Motor} \cdot \eta_{Inverter}} \cdot \left(\frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A_x \cdot v^3 + m_{ges} \cdot \frac{dv}{dt} v + m_{ges} \cdot g \cdot f_R \cdot v \right) \quad (Gl. 3.22)$$

$$P_{Entlade, Klima} = P_{Klima} \quad (Gl. 3.23)$$

Durch Integration des Terms für die Beschleunigung ergibt sich für die mittlere Beschleunigungsleistung im Intervall $[t_1 \dots t_2]$:

$$P_a = \frac{m_{ges} \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot (t_2 - t_1)} \quad (Gl. 3.24)$$

Die mittlere Beschleunigungsleistung kann nur bereichsweise ausgewertet werden. Werden Anfang und Ende eines Zyklus verwendet, wird die mittlere Beschleunigungsleistung zu Null. Hier würde aus der Gleichung folgen, dass das Fahrzeug alle kinetische Energie vollständig rekuperieren kann. Somit muss die mittlere Beschleunigungsleistung begrenzt, bereichsweise ausgewertet und summiert werden. Wird vereinfacht angenommen, dass das Fahrzeug nicht in der Lage ist zu rekuperieren, lässt sich die mittlere Beschleunigungsleistung mit:

$$P_{a, Durchschnitt} = \frac{m_{ges}}{2} \cdot \frac{\sum_i v_i^2 - v_{i-1}^2}{\Delta t} \text{ für } v_i > v_{i-1} \quad (Gl. 3.25)$$

darstellen. Die mittlere Luftwiderstandsleistung ergibt sich zu:

$$P_{LW, Durchschnitt} = \frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A_x \cdot \frac{\sum_i v_i^3}{\Delta t} \quad (Gl. 3.26)$$

Werden die beiden Faktoren $\alpha = \frac{\sum_i v_i^2 - v_{i-1}^2}{\Delta t \cdot \bar{v}^2}$ für $v_i > v_{i-1}$ und $\beta = \frac{\sum_i v_i^3}{\Delta t \cdot \bar{v}^3}$ eingeführt, lässt sich mit der Kapazität der Batterie E_{Batt} die Gleichung für die Reichweite in Abhängigkeit der Durchschnittsgeschwindigkeit $\bar{v}$ ausdrücken:

$$Reichweite(\bar{v}) = \frac{E_{Batt} \cdot \bar{v}}{\frac{1}{\eta_{Motor} \cdot \eta_{Inverter}} \cdot \left(\frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A_x \cdot \beta \cdot \bar{v}^3 + \frac{m_{ges}}{2} \alpha \cdot \bar{v}^2 + m_{ges} \cdot g \cdot f_R \cdot \bar{v} \right) + P_{Klima}} \quad (Gl. 3.27)$$

Die Faktoren α und β hängen nur von der Form des gefahrenen Geschwindigkeitsprofils ab, jedoch nicht von der Durchschnittsgeschwindigkeit. Wird der Ausdruck für die Reichweite nach der Durchschnittsgeschwindigkeit abgeleitet und zu Null gesetzt, folgt dass die Reichweite maximal ist für:

$$\left(\frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A_x \cdot \beta \cdot \bar{v}^3 + \frac{m_{\text{ges}}}{2} \cdot \alpha \cdot \bar{v}^2 + m_{\text{ges}} \cdot g \cdot f_R \cdot \bar{v} - P_{\text{Klima}} \cdot \eta_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Inverter}} \right) = 0 \quad (\text{Gl. 3.28})$$

Für die Bestimmung der Nullstellen werden die beiden Faktoren $a = \frac{m \cdot \alpha}{2 \cdot \rho \cdot c_W \cdot A_x \cdot \beta}$ und $b = \frac{P_{\text{Klima}} \cdot \eta_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Inverter}}}{\rho \cdot c_W \cdot A_x \cdot \beta}$ eingeführt. Zwei der drei Nullstellen sind imaginär und somit nicht relevant. Die gesuchte Nullstelle ergibt sich zu:

$$\bar{v}_{\text{Reichweite,max}} = -\frac{a}{3} + \frac{2^{1/3} \cdot a^2}{3 \cdot (-2 \cdot a^3 + 27 \cdot b + 3 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{-4 \cdot a^3 \cdot b + 27 \cdot b^2})^{1/3}} + \frac{(-2 \cdot a^3 + 27 \cdot b + 3 \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{-4 \cdot a^3 \cdot b + 27 \cdot b^2})^{1/3}}{3 \cdot 2^{1/3}} \quad (\text{Gl. 3.29})$$

Diese Geschwindigkeit stellt die optimale Durchschnittsgeschwindigkeit für diesen Fall dar. Die Geschwindigkeits-Kennzahl N_v bringt die aktuelle Durchschnittsgeschwindigkeit $\bar{v}$ ins Verhältnis zur optimalen Durchschnittsgeschwindigkeit $\bar{v}_{\text{Reichweite,max}}$:

$$N_v = \frac{\bar{v}}{\bar{v}_{\text{Reichweite,max}}} \quad (\text{Gl. 3.30})$$

Zur Überprüfung der Vorgehensweise wurde die Bestimmung der Geschwindigkeits-Kennzahl in das Modell implementiert und Simulationen mit den Zyklen CADC, NEFZ und NYCC mit einer fest vorgegebenen Klimatisierungsleistung von 1 kW durchgeführt. Dabei wurde das Geschwindigkeitssignal mit einem Faktor versehen, um die Durchschnittsgeschwindigkeit zu variieren. In Abbildung 40 sind die Ergebnisse als Reichweite über der Geschwindigkeits-Kennzahl dargestellt. Für alle Zyklen ist das Maximum der Reichweite nahe bei der Geschwindigkeits-Kennzahl von 1. Da bei der Herleitung der Geschwindigkeits-Kennzahl von einem konstanten Wirkungsgrad von Motor und Leistungselektronik ausgegangen wurde, weichen die Ergebnisse leicht von der Herleitung ab. Der Einbruch der Reichweite zu niedrigen Geschwindigkeits-Kennzahlen hin hat seine Ursache im dominanten Energiebedarf der Klimatisierung. Bei Geschwindigkeits-Kennzahlen über 1 dominiert der Energiebedarf des Antriebs.

Für die konstante Fahrt in der Ebene reduziert sich der Term aus Gl. 3.29 so, dass die Geschwindigkeit für die maximale Reichweite durch

$$v_{\text{Reichweite,max}} = \sqrt[3]{\frac{P_{\text{Klima}}}{\frac{1}{\eta_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Inverter}}} \cdot \rho \cdot c_W \cdot A_x}} \quad (\text{Gl. 3.31})$$

ausgedrückt werden kann. In Abbildung 41 ist der Vergleich zwischen der Vorhersage der optimalen Geschwindigkeit aus der Geschwindigkeits-Kennzahl mit der optimalen Geschwindigkeit, die in Geschwindigkeitsvariationen identifiziert wurde, in Abhängigkeit der Klimatisierungsleistung dargestellt. Bei niedrigen Klimatisierungsleistungen ist eine Abweichung zwischen den beiden Kurven erkennbar. Der Grund hierfür liegt in der Tatsache, dass für den Wirkungsgrad von Motor und Leistungselektronik ein mittlerer angenommen wird, der im niedrigen Geschwindigkeitsbereich den realen Wirkungsgrad übersteigt.

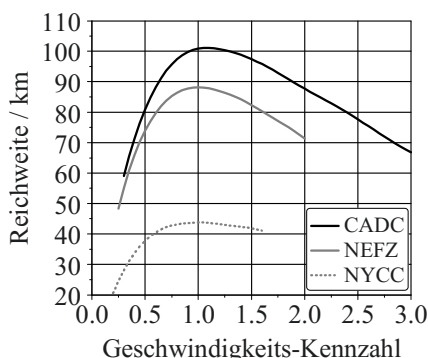


Abbildung 40: Reichweite bei einer festen Klimatisierungsleistung von 1 kW über der Geschwindigkeits-Kennzahl für CADC, NEFZ und NYCC

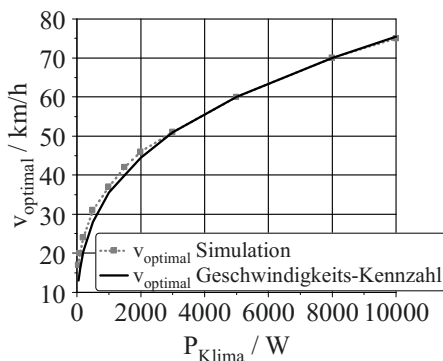


Abbildung 41: Geschwindigkeits-Kennzahl bei konstanter Geschwindigkeit: Vergleich Vorhersage mit Simulation

Ein Beitrag zur Erhöhung der Reichweite eines
batterieelektrischen Fahrzeugs durch prädiktives
Thermomanagement

Auer, M.

2016, XXXVII, 142 S. 99 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-13208-8