

Heinz Schäfer (Hrsg.)
und 48 Mitautoren

Elektrische Traktions- und Hilfsantriebe für die Elektrifizierung und Hybridisierung von Kraftfahrzeugen

Mit 201 Bildern und 14 Tabellen



HAUS DER TECHNIK

Partner der RWTH Aachen
und der Universitäten Duisburg-Essen
Münster · Bonn · Braunschweig

expert  verlag®

Die Drehzahlerweiterung bis 18.000 rpm ermöglicht einen Verzicht von Schaltelementen und mehrgängigen Getriebebaugruppen bei gleichzeitig unterbrechungslosem Einsatz der E-Maschine bis zur maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit. Durch hohe Übersetzungen können die E-Maschinenmomente und damit die Maschinendurchmesser für Achsantriebe bauraumoptimal reduziert werden und dennoch sehr hohe Abgabeleistungen durch die gesteigerte Drehzahl erreicht werden.

Für diese Anwendung lässt sich besonders die Induktionsmaschine mit Käfigrotor sehr gewinnbringend einsetzen, da hier die Vorteile von geringen Rotorfertigungskosten, prinzip bedingter Fehlersicherheit und wirkungsgradoptimalem Betrieb im Feldschwächbereich hoher Drehzahlen gut zusammenwirken. Durch Maßnahmen zur Verbesserung der Rotordynamik und -festigkeit und des Verlustverhaltens können Drehzahlbereiche jenseits der 15.000 rpm und Umfangsgeschwindigkeiten über 120 m/s erreicht werden.

Literatur

- [1] Die optimale Ansteuerung von Asynchronmaschinen für den Einsatz als Achsantrieb, Dr. Marco Falco, Dr. Hailong Gao. HdT-Tagungsband „Praxis der elektrischen Antriebe für Hybrid- und Elektrofahrzeuge“ 2009
- [2] Hohe Drehzahlen Lagern SKF, Produkt Degenblatt 2015
- [3] Die richtige E-Maschine, Dr. Marco Falco, AutomobilKONSTRUKTION, Mai 2009

16 Thermische Auslegung eines elektrischen Traktionsmotors unter Ausnutzung der Überlastfähigkeit

Martin Hüske, Malak Baydoun, Andreas Ruf, Thorsten Plum, Kay Hameyer, Stefan Pischinger

Abstract

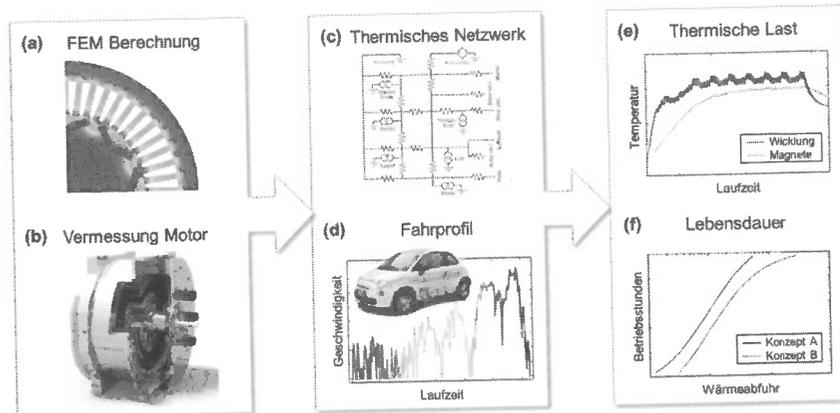
Despite the rising number of electrically powered vehicles electric traction machines are not yet fully optimized regarding the requirements of the automotive sector. Other than most stationary motors, compact machines have to be developed covering a highly dynamic range of operating points. To minimize size, weight and cost the machine should also be designed to temporarily operate in overload conditions. Therefore, it is essential to include the expected driving behavior of the vehicle during thermal layout.

Using a permanent magnet synchronous motor (PMSM) we present a method to optimize the thermal behavior of an electric machine. As a basis, preliminary experimental and simulative studies return critical material and thermal contact parameters as well as local losses. Subsequently, two and three dimensional thermal finite element simulations yield the spatial behavior of the machine for defined load cases. Eventually, a physically representative 3D thermal network is extracted from the previous investigations. Verified by experimental data, the implemented network properly depicts the dynamic response of the machine, which in turn allows estimating the lifetime of critical components based on realistic driving cycles. Changes of the motor's design concept, such as an introduction of internal air cooling, can be further investigated by simple modifications of the network.

Kurzfassung

Trotz steigender Anzahl elektrisch betriebener Fahrzeuge sind die verbauten elektrischen Traktionsmaschinen meist nicht ausreichend für die Anforderungen im Automobilbereich optimiert. Anders als bei stationären Anwendungen gilt es hier, kompakte Maschinen für ein hochdynamisches Betriebsverhalten zu entwickeln, welche den möglichen Überlastbereich maximal ausnutzen. Für die passende Dimensionierung ist dabei die thermische Auslegung unter Berücksichtigung des Fahrverhaltens essenziell: So wird neben Nutzbarkeit und Effizienz des Motors auch die Lebensdauer der Komponenten entscheidend durch ihre thermische Last beeinflusst. Wir präsentieren daher am Beispiel einer permanenten Synchronmaschine (PMSM) eine Methode zur Optimierung des Temperaturverhaltens einer elektrischen Maschine. Grundlage sind experimentelle und simulative Voruntersuchungen, welche Materialkennwerte, kritische Wärmeübergänge und lokale Verlustleistungen ergeben. Thermische Finite Elemente Simulationen in 2D und 3D können daraufhin das örtliche Antwortverhalten der Maschine für definierte Lastfälle darstellen. Schließlich wird

der Motor als thermisches 3D-Netzwerk abgebildet und der Aufbau des Netzwerks durch experimentelle Daten verifiziert. Die Abbildung dynamischen Fahrverhaltens erlaubt daraufhin eine Lebensdaueranalyse kritischer Komponenten unter realistischen Anforderungen. Weiterhin lassen sich durch einfache Modifikation des physikalisch repräsentativen Netzwerks konzeptionelle Änderungen des Motordesigns, wie die Einführung einer internen Luftkühlung, untersuchen.



Schema 1: Toolchain zur thermischen Analyse einer PMSM: Aus 2D-FEM Untersuchungen der elektrischen Maschine (a) und ergänzenden Vermessungen eines Prototypen (b) lässt sich ein thermisches 3D-Netzwerk (c) abstrahieren. An diesem werden die thermische Belastung unter dynamischen Lasten berechnet (d-e) und der Einfluss verschiedener Design-Konzepte auf die Lebensdauer (f) untersucht.

1. Einleitung

Über lange Zeit stand die thermische Auslegung elektrischer Maschinen hinter ihrer elektromagnetischen Auslegung zurück [1]. Gerade im Automobilbereich gilt es jedoch hocheffiziente Maschinen auf engstem Raum zu verwirklichen. Unter Kenntnis der Materialparameter und der in die Maschine entstehenden Verluste können thermische Untersuchungen mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) die Temperaturverteilung in der Maschine mit hoher lokaler Auflösung darstellen [2]. Das thermische Verhalten unter nichtperiodischen Last- und Drehzahländerung abzubilden fordert allerdings einen hohen Rechenaufwand. Dabei lassen sich erst unter Einbindung des typischen Fahrverhaltens Effizienz und Überlastfähigkeit einer Maschine bestimmen. Zur Untersuchung des hochdynamischen Verhaltens bieten sich thermische Netzwerke an. Grundsätzlich erfolgt eine Modellierung der elektrischen Maschine durch eine 2D-Gliederung der thermischen Massen des Motors in Wicklung, Stator und Rotor. Allerdings stellen entsprechende Ansätze ohne weitere Unterteilung eine starke Vereinfachung dar [3]. So wird sowohl die Temperaturspreizung innerhalb der Komponenten als auch der Wärmeaustausch über Welle und die Luft in den Motorenden vernachlässigt.

Als Teil der in [2] vorgestellten Toolchain zur Motoranalyse wird daher für eine umfassende Analyse ein physikalisch repräsentatives thermisches 3D-Netzwerk aus FEM Untersuchungen abgeleitet. Einerseits stellt das abstrahierte Netzwerk eine deutliche Reduktion typischer Finite Elemente Modelle dar. Andererseits erlaubt es

durch den erreichten Detaillierungsgrad eine präzise Voraussage der Systemantwort der elektrischen Maschine sowohl im Kurzzeit- (Sekunden) als auch im Langzeitbereich (Stunden). Damit steht ein einfach zu modifizierendes Abbild des Gesamtsystems zur Verfügung, anhand dessen sich zuverlässige Untersuchungen zur thermischen Auslegung des Motors betreffs Verlusten und Kühlung durchgeführt werden können. Entsprechende Aussagen lassen sich schließlich mit einer Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauer quantifizieren.

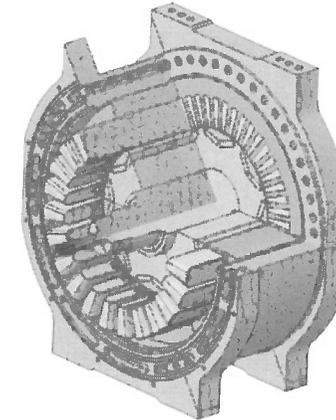


Bild 1: Schnittbild der untersuchten permanenten Synchronmaschine mit V-förmig vergrabenen Magneten (VPMSM).

Die den folgenden Untersuchungen zugrunde liegende permanenten Synchronmaschine mit V-förmig vergrabenen Magneten (VPMSM) ist in Bild 1 dargestellt. Im Schnitt sind von außen nach innen zu erkennen: der Kühlmantel inklusive wasserführenden Kanälen, der Statorrücken, Statorzähne und Wicklungen, sowie der Rotor mit V-förmig angeordneten Magneten und die Welle. Entscheidende Quellen des Wärmeeintrags sind Kupferwicklungen und das Statorblechpaket. Die Abführung der Wärme erfolgt über Mantel zum Kühlmittel. Ein Wärmeaustausch zwischen Rotor und Stator findet über den Luftspalt statt.

2. Aufbau Thermisches Netzwerk

2.1. Abbildung von 2D-Motorschnitten

Typischerweise erfolgt die thermische Repräsentation eines Elektromotors als 2D-Schnitt senkrecht zur Achse. Bei einer direkten Abbildung der Einzelkomponenten als einfache thermische Masse wird das thermische Verhalten der Maschine nur unzureichend wiedergeben [3]. Dies betrifft Komponenten mit hohem Gesamtwärmeinput oder starken lokalen Verlusten, welche eine starke Temperaturspreizung aufweisen. Gleiches gilt für geometrisch komplexe Geometrien. Der Rotor der VPMSM beispielsweise wird durch die umschlossenen Magnete annähernd zweigeteilt. Trotz hoher intrinsischer Leitfähigkeit ist der Wärmetransport innerhalb der Ebene damit stark eingeschränkt. Die Auswirkungen auf die Temperaturverteilung werden in einer 2D FEM-Simulation des Rotors deutlich. Die am äußeren Rand des Ro-

tors eingetragenen, nach [4] berechneten Eisenverluste (Bild 2a) erwärmen den Rand erst lokal. Dies führt zur Ausbildung von Zonen verschiedener Temperaturniveaus (Bild 2b). Aus thermischen 2D-FEM Voruntersuchungen der Komponenten [2] ergeben sich somit physikalisch repräsentative Unterteilung gewisser Komponentengruppen in Subdepartments. Dies betrifft das hier dargestellte Rotoreisen sowie das Statoreisen. Die Darstellung der Wicklung kann analog erfolgen.

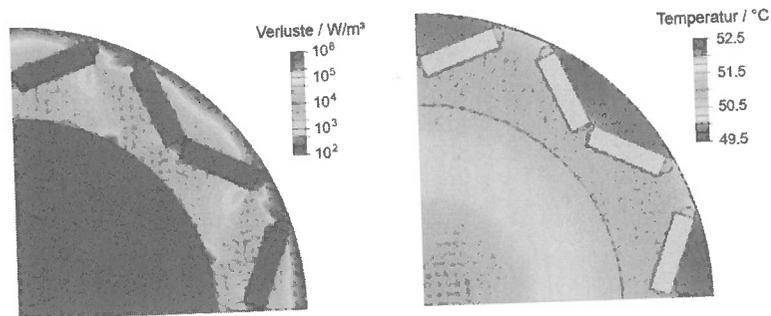


Bild 2: Die für den Rotor nach [4] berechneten lokalen Eisenverluste (a) beschränken sich für alle untersuchten Betriebspunkte auf den äußeren Bereich des Rotors. Der durch die Permanentmagnete segmentierte Rotor, hier dargestellt nach 117 s, weist letztendlich Zonen verschiedener Temperaturniveaus auf (b).

Die für die beschriebene VPMSM folgende Aufteilung ist in Bild 3 für jeweils ein sich wiederholendes Segment des Rotors und des Stators gezeigt. Es ist zweckmäßig den Stator in drei Zahnelemente und den Statorrücken aufzuteilen. Der gekühlte Mantel lässt sich durch ein Element darstellen, welches über einen thermischen Widerstand mit Kühlmittel und der Umgebungsluft verbunden ist. Die von den Statorzähnen umschlossenen Kupferleiter sind wie die Zähne selbst in radialer Richtung dreigeteilt. Rotorseitig (Bild 3b) bietet sich ebenfalls eine Unterteilung des Elektrobleches in drei Elemente an. Die Welle ist zweigeteilt und die Magnete werden jeweils als eine thermische Masse betrachtet. Der Wärmeeintrag in die rot dargestellten Massen ergibt sich aus einer Aufsummierung der berechneten lokalen Verluste (Bild 2a). Für verschiedene Betriebspunkte weisen diese eine annähernd gleichbleibende Verteilung auf die gewählten Elemente auf. Der nach [5] berechnete drehzahlabhängige thermische Übergang zwischen Rotor und Stator ist im Netzwerk durch sukzessive Übergänge zum und vom Luftspalt dargestellt. Raum- und Kühlmitteltemperaturen (blau) sowie Wärmeverluste (rot) und die drehzahl-abhängigen Wärmeübergänge zum Luftspalt können zeitabhängig vorgegeben werden.

2.2. Abbildung des 3D-Wärmeflusses

Obwohl die Schnittbetrachtung des Motors alle leistungstragenden Komponenten einschließt, wird das thermische Motorverhalten nicht voll umfasst. Zum einen ist zu erwarten, dass die Wickelköpfe aufgrund schlechter Kopplung zur Kupferleiter im Stator ebenso eine signifikant höhere Temperatur aufweisen als die Kupferleiter im Stator selbst. Zum anderen ist zu vermuten, dass in der elektrischen Maschine entschei-

dende Wärmetransportwege im zweidimensionalen Abbild nicht berücksichtigt werden: Aufgrund der geringen thermischen Kopplung zwischen Rotor und Stator im Luftspalt trägt auch die Luft in den Motorenden entscheidend zum Wärmetransport bei. Zudem kann Wärme über die Innenluft selbst sowie über die Welle auf die Lagerschilde übertragen werden, welche wiederum mit dem gekühlten Mantel gekoppelt sind.

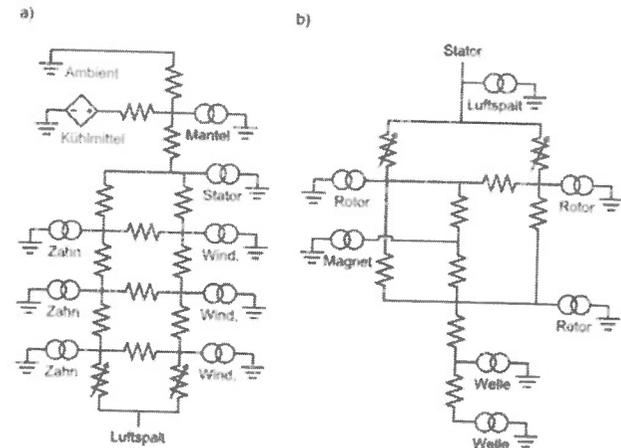


Bild 3: Modellierung des 2D-Motorschnitts der untersuchten Traktionsmaschine als thermisches Netzwerk. Statorseitige (a) und rotorseitige (b) Komponenten sind über den Luftspalt gekoppelt. Dem Aufbau der Maschine folgend ist jeweils nur ein sich wiederholendes Element implementiert. Vorgegebene Raum- und Kühlmitteltemperaturen sind blau, Massen mit eingepprägten Wärmeverlusten rot dargestellt.

Um die weiteren Wärmetransportwege mit einzubeziehen, ist es notwendig im thermischen Netzwerk auch die Motorenden abzubilden. Dieses nicht-planare Netzwerk stellt damit eine 3D-Erweiterung des beschriebenen 2D-Netzwerks des Motorkerns dar. Die Motorenden umfassen einen zusätzlichen gekühlten Teil des Mantels, Lagerschild und Lager, sowie Teile der Welle (Bild 4). Schild und Welle sind dabei in Unterelemente unterteilt, um die Zeitantwort der Komponenten korrekt wiederzugeben. Von besonderer Bedeutung ist zudem die Modellierung der Wickelköpfe. Diese sind aufgrund des bereits erwähnten hohen Wärmeeintrags nicht nur in radialer Richtung sondern auch entlang der Leiterbahn in drei Elemente unterteilt, sodass sich eine 3x3 Matrix ergibt.

Die im Motorinneren zirkulierende Luft ist als einzelnes Element abgebildet. Dabei wird angenommen, dass der durch den Rotor mittels Konvektion induzierte Wärmetransport die Wärmeleitung innerhalb der Komponenten übersteigt. So werden Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich von mehreren Metern pro Sekunde erreicht. Der Wärmetransport innerhalb der Komponenten liegt hingegen auf der Motorskala bei maximal einigen Millimetern pro Sekunde. Dies folgt aus der über

$$\langle x^2 \rangle = 2 a t$$

gegebene Wärmediffusion. Hier bezeichnet $\langle x^2 \rangle$ die mittlere quadratische Verschiebung, t die Zeit und a die Temperaturleitfähigkeit mit einer der Größenordnung von $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Auch in der 3D-Erweiterung können die Übergänge zwischen Luft und Komponenten zeitabhängig variiert werden. Mit Ausnahme des Übergangs zwischen Luft und Mantelflächen werden damit die Wärmeübergänge in den Motorenden drehzahlabhängig nach [5] vorgegeben.

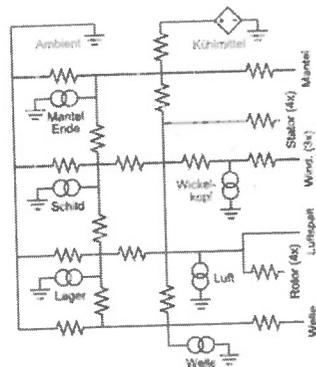


Bild 4: Übersicht über die Umsetzung der Motorenden als thermisches Netzwerk (a). Die Kopplung der Motorenden an die Axialschnitte im Motor erfolgt über thermische Widerstände. Einzelne Elemente wie die Wickelköpfe sind in weitere Massen gegliedert. Raum- und Kühlmitteltemperaturen sind blau, Elemente mit eingepprägten Wärmeverlusten rot dargestellt.

Die Verbindung der Motorenden mit dem Motorkern erfolgt über thermische Widerstände entlang der Achse. Auf der Stator und Rotor umfassenden Länge ist der Motor in sechs axial gekoppelten 2D-Schnitte unterteilt. Damit wird insbesondere ein adäquater Wärmetransport zwischen Motorenden und Motorkern gewährleistet. Unter Annahme einer symmetrischen Traktionsmaschine ergeben sich für die 3D-Simulation somit drei zu simulierende 2D-Schnitte und ein Motorende.

3. Ergebnisse

3.1. Validierung des Netzwerks

Die mittels des thermischen Netzwerks berechneten Temperaturkurven sind in Bild 5 neben den am Motorprüfstand gemessenen dargestellt. Zu erkennen ist eine gute Übereinstimmung der Maximaltemperaturen, sowie des zeitlichen Verlaufs. Da in dem exemplarisch gewählten Betriebspunkt in Bild 5a (600 U/min, 170 Nm) ein hoher Anteil der Verlustwärme durch die Stromwärmeverluste im Kupfer eingetragen wird, steigt die Temperatur der Wickelköpfe schnell an. Nach 1000 s werden bereits über 100°C erreicht, nach 2000 s annähernd die Maximaltemperatur von 130°C . Der Rotor und somit die Magnete werden hauptsächlich über die Innenluft des Motors erwärmt

und zeigen ein deutlich trägeres Antwortverhalten. Letztlich liegen die Magnettemperaturen stets unter 100°C .

Im in Bild 5b dargestellten Betriebspunkt (2500 U/min, 160 Nm) werden zusätzlich zu den Kupferverlusten Eisenverluste eingetragen. Dies führt zu einen zu höheren Endtemperaturen von circa 140°C in den Wickelköpfen. Zudem ist ein steilerer Anstieg der Temperaturen zu beobachten, da die Statorzähne nicht über die Windungen erwärmt werden müssen. Die Erwärmung des Rotors einschließlich der

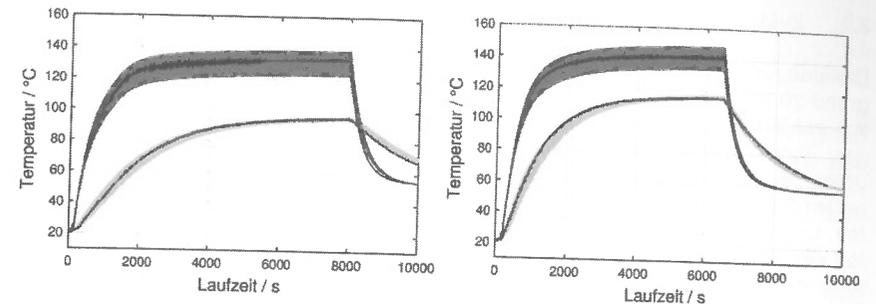


Bild 5: Die sich durch Vermessung erhaltenen Temperaturverläufe der E-Maschine (schwarz) sowie die Nachbildung durch das physikalisch-basierte thermische Netzwerk zeigen eine gute Übereinstimmung. Gezeigt ist der Verlauf bei 600 U/min und 170 Nm (a) sowie 2500 U/min und 160 Nm (b) inklusive Abschaltung des Motors nach 8000 s bzw. 6500 s unter Beibehaltung der Kühlung von circa 55°C .

Magnete findet nun nicht mehr ausschließlich über die Motorinnenluft statt, auch Eisenverluste im Rotor selbst tragen zur Erwärmung des Rotors bei. Somit liegen die Endtemperaturen der Magnete gegenüber Bild 5a mit nahezu 120°C um 20°C höher. Nach dem Abschalten des Motors zeigt das schnelle Abklingen der Wickelkopftemperaturen in beiden Fällen die deutlich bessere Kopplung der Wicklung an das aktive Kühlsystem (55°C), während die Wärme des Rotors über die Innenluft und den relativ kleinen Querschnitt der Welle abgeführt werden muss. Die für die Wickelköpfe berechneten Temperaturen reflektieren die Temperaturspreizung von 15 K im Wickelkopf, welche sich mit analytischen Rechnungen deckt. Während diese Spreizung simulativ leicht zu erkennen ist, ist sie experimentell nur sicher zu erfassen, falls die Positionen der Minimal- und Maximaltemperaturen a priori bekannt und einer Messung zugänglich sind.

Das Modell bestätigt weiterhin, dass die Spreizung der Temperatur in axialer Richtung für die meisten Komponenten als gering anzunehmen ist. So besteht zwischen dem äußerem Rotorelement und dem inneren Element beispielsweise ein Unterschied von maximal 2 K, während die Differenz in radialer Richtung 6 K – 8 K betragen kann. Dies liegt zum einem am homogenen Eintrag der Eisenverluste, zum anderen an der hohen axialen Leitfähigkeit der Kupferleiter. Einzig die Wickelköpfe, sowie die Enden der Welle sind für eine realitätsnahe Abbildung des Zeitverhaltens auch in axialer Richtung zu gliedern.

Weiterhin zeigen die durchgeführten Untersuchungen die Bedeutung der Motorinnenluft auch außerhalb des Rotor-Stator Spaltes an. Dies gilt sowohl für den Wärmeübertrag zwischen Wickelköpfen und Luft, als auch für den Übergang zwischen Luft

und Rotor, der nach [5] drehzahlabhängig zu ca. $21 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $75 \text{ W/m}^2\text{K}$ berechnet wurde. Bezüglich der Nuten ist festzuhalten, dass die Leitfähigkeit senkrecht zu den Kupferwindungen um 50% höher ist als ursprünglich nach [6] angenommen. Hier gilt es jedoch zu bedenken, dass zur Berechnung exakt parallele Leiter angenommen werden. Ein Versatz der Kupferleiter zwischen verschiedenen Nuten oder über die Länge des Stators um einen Leiterdurchmesser führt zu eben dieser erhöhten Leitfähigkeit innerhalb der Schnittebene.

3.2. Zyklenverhalten

Die untersuchte Maschine ist auf eine Nennleistung von $42,5 \text{ kW}$ ausgelegt. Aufgrund zu erwartender Kupferverluste war das Drehmoment der Maschine ursprünglich auf 210 Nm beschränkt, die maximal abrufbare Spitzenlast sollte $77,0 \text{ kW}$ betragen. Tatsächlich führen die Motormessungen bei 3500 U/min und 150 Nm ($55,0 \text{ kW}$) unter Dauerlast zu kritischer Performance der Maschine. Dabei sind überhöhte Magnettemperaturen sowie lebensdauerrelevante Wicklungstemperaturen zu beobachten. Unter wechselnder Last ist jedoch aufgrund der Wärmekapazität der Komponenten ein höherer Spitzenlastfähigkeit zu erwarten. Elektromagnetisch wie mechanisch ist die Maschine auf bis zu 300 Nm ausgelegt. Dieser Fall wird im Folgenden untersucht.

Mittels eines Rückwärtsmodells für vorgegebene Fahrzyklen und anhand der vorangegangenen Verlustberechnungen lassen sich betriebspunktabhängige Kupfer- und Eisenverluste berechnen (siehe Methoden). In Summe ergeben sich für die gewählte Folge von Artemis *Urban*, *Road* und *Motorway* Verluste bis $4,8 \text{ kW}$. Der zeitliche Verlauf ist in *Bild 6a* dargestellt. Generell reflektieren die Zyklenverluste die typischen Verlust-Charakteristika: Die Eisenverluste, welche insbesondere von der Drehzahl abhängen, korrelieren stark mit der Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Die Kupferverluste, welche vorwiegend mit dem aufgebrachten Moment skalieren, spiegeln das höherdynamische Beschleunigungsverhalten wider. Aus diesem Grund übersteigen bei Stadtfahrten (Artemis *Urban*, $0 \text{ s} - 992 \text{ s}$) die Kupferverluste die Eisenverluste, während sich das Verhältnis bei Autobahnfahrten (Artemis *Motorway*, $2075 \text{ s} - 3144 \text{ s}$) umkehrt.

Die in *Bild 6a* gezeigten zeitabhängigen Verluste lassen sich ebenso wie die konstanten Verluste im Abschnitt zuvor in das thermische Netzwerk einspeisen. Der Verwendung des Motors als integrierter Traktionsmaschine entsprechend wird die Kühlmitteltemperatur auf 75°C gesetzt. Zudem wird der Wärmeübergang des Mantels der Maschine zur Umgebung zu $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen. Bei Durchlauf von sieben Zyklenfolgen, entsprechend einer Strecke von 230 km , ergeben sich die in *Bild 6b* dargestellten Wicklungs- und Magnettemperaturen. Die Wicklungstemperaturen von 120°C liegen deutlich unter den Maximalwerten der üblichen Isolierstoffklassen für Kupferwicklungen F und H. Weiterhin erreichen die Magnettemperaturen maximal 100°C . Einflüsse der Temperaturen auf die Lebensdauer der Komponenten sind daher insgesamt als gering einzustufen. Unter Annahme einer repräsentativ gewählten Fahrverhaltens kann das maximale Drehmoment somit auf 300 Nm angehoben werden. Im Feldschwächebereich ergeben sich mindestens 140 Nm . Die Überlastfähigkeit der elektrischen Maschine liegt damit mit 91 kW deutlich oberhalb der ursprünglichen angenommenen Überlastgrenze von $77,0 \text{ kW}$.

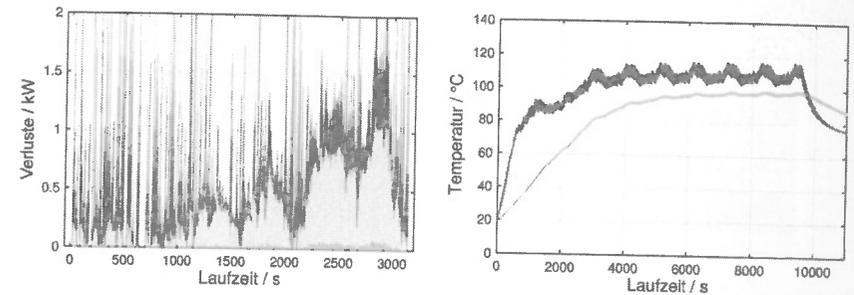


Bild 6: Kupfer- (rot) und Eisenverluste im Stator (hellgrau) und im Rotor (dunkelgrau) für die Artemis Zyklen Urban, Road und Motorway (a) sowie Wicklungs- (rot) und Magnettemperaturen (grau) der mit 75°C wassergekühlten E-Maschine infolge der Verluste eines kombinierten Fahrzyklus (b).

Die thermische Belastung der untersuchten Motorkomponenten ist zurückzuführen auf die gegebene Fahrzeugspezifikation, die Kühlmittelanbindung der elektrischen Maschine sowie das angenommene Fahrverhalten. Dabei handelt es sich beim Fahrverhalten durchaus um einen kritischen Faktor, der weiter untersucht werden kann. Beispielsweise können verschiedene Fahrzyklen gewählt und vorgegebene Geschwindigkeitsprofile modifiziert werden. Der vorgestellte Artemis Motorway Cycle zeigt jedoch die höchsten Maximaltemperaturen bei Dauerbetrieb. Selbst bei einer Beaufschlagung des vorgestellten Fahrzyklus mit zusätzlichen 15% zeigen die Temperaturen für Kupfer und Magnete maximal 145°C und 113°C an. Auch diese Werte sind als unkritisch zu betrachten. Daher liegt es nahe, geeignete Parameter zu variieren um deren Einfluss auf das Temperaturverhalten abzuschätzen und letztlich eine unter thermischen Aspekten effizientere Auslastung der Maschine zu erreichen.

3.3. Verlustoptimierung

Ursächlich für die Erwärmung der elektrischen Maschine ist die eingebrachte Verlustwärme. Diese korreliert mit der Drehzahl und Drehmoment der Maschine. Hohe Drehzahlen gehen dabei aufgrund hochfrequenter Wechsel der Magnetisierung mit starken Eisenverlusten einher, während sich ein hohes Moment in dominanten Kupferverlusten äußert. Damit kommt der Übersetzung des gewählten 1-Gang Getriebes eine entscheidende Bedeutung zu: Sie beeinflusst nicht nur die Maximalgeschwindigkeit und Beschleunigung des Fahrzeugs, sondern ebenso die Aufteilung und die Summe der eingetragenen Verlustwärme.

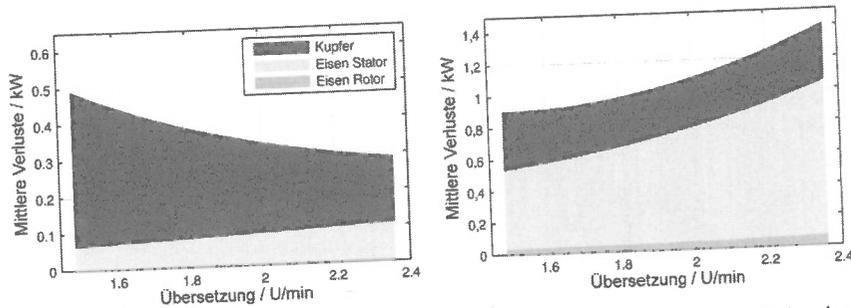


Bild 7: Mittlere Verluste im Kupfer (rot) und im Stators- (hellgrau) und Rotoreisen (dunkelgrau) für den Artemis Urban Zyklus (a) sowie für den Motorway Zyklus in Abhängigkeit der Übersetzung angegeben in Motorumdrehungen pro zurückgelegtem Meter.

Die Variation der Verluste mit der Übersetzung ist in Bild 7a anhand der über die Betriebspunkte des Artemis Urban Zyklus gemittelten Verluste verdeutlicht. Bei den geringen Geschwindigkeiten des Zyklus unterhalb von 60 km/h liegen die Eisenverluste deutlich unter den mit der Beschleunigung korrelierenden Kupferverlusten. Hin zu niedrigen Übersetzungen nehmen die Eisenverluste näherungsweise linear ab, die stromabhängigen Kupferverluste steigen jedoch aufgrund des hohen Bedarfs an Drehmoment exponentiell an. In der Summe ist somit aus thermischer Sicht für Stadtfahrten eine möglichst hohe Übersetzung sinnvoll. Diese geht einher mit für Stadtfahrten ebenfalls vorteilhaften, hohen Beschleunigungen. Umgekehrt verhält es sich für Autobahnfahrten, die repräsentativ hier durch den Artemis Motorway Zyklus dargestellt sind (Bild 7b). Aufgrund der hohen elektrischen Frequenzen überwiegen hier die Eisenverluste gegenüber den Kupferverlusten. Zudem nehmen die Eisenverluste für kleiner werdende Übersetzungen deutlich stärker ab, als die Kupferverluste zunehmen. Ein Minimum der Gesamtverluste zeichnet sich ab, als die Kupferverluste zunehmen. Ein Minimum der Gesamtverluste zeichnet sich erst ab Übersetzungen von $i = 1.45$ U/m ab. Unterhalb dieser Übersetzung können die in den Artemis Zyklen geforderten Beschleunigungen für das betrachtete Fahrzeug jedoch nicht mehr erreicht werden können.

In beiden Fällen ist die Summe der Verluste abhängig von der Übersetzung. Das jeweilige Optimum folgt aus dem angenommenen Fahrverhalten. Es gilt zu berücksichtigen, dass zumindest bei kritischem thermischen Verhalten Betriebsfälle mit hohem Wärmeeintrag besonders zu gewichten sind. In Bild 8a ist als Gewichtung das zeitliche Mittel über die Verluste der Artemis Zyklen Stadt-, Überland-, und Autobahnfahrt gewählt. Damit ergibt sich zwischen $i = 1.7 - 1.8$ U/m eine besonders verlustarme Übersetzung. Der in diesem Paper untersuchte Fall mit einer Übersetzung von $i = 1.8$ U/m stellt also aus thermischer Sicht einen günstigen Fall dar. Dies gilt auch in Bezug auf Maximalgeschwindigkeit und Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs (Bild 8b). So erlaubt die maximale Motordrehzahl von 6000 U/min eine Spitzengeschwindigkeit von 200 km/h. Eine Beschleunigung von 0 auf 100 km/h kann in 10.8 s erfolgen.

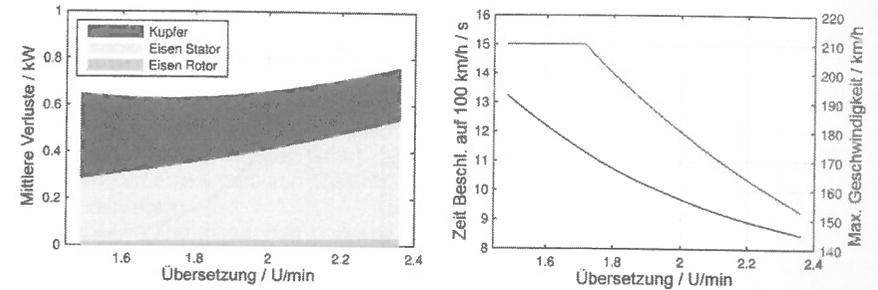


Bild 8: Mittlere Verluste im Kupfer (rot) und im Stators- (hellgrau) und Rotoreisen (dunkelgrau) für den kombinierten Artemis Fahrzyklus in Abhängigkeit der Übersetzung (a) sowie Maximalgeschwindigkeiten und Beschleunigungszeiten von 0 – 100 km/h.

3.4. Kühlungsoptimierung

Neben den eingetragenen Verlusten stellt die Anbindung des Motors an den Kühlkreislauf einen weiteren wichtigen Punkt zur thermischen Optimierung dar. Da die Maximaltemperaturen (Hot-Spots) der Wicklungen deutlich unterhalb der zulässigen Werte liegen, scheint eine ausreichende Kühlung auch mit geringeren Wärmeübergängen erreichbar. Zum einen könnte so der Volumenstrom des Kühlmittels verringert werden. Zum anderen ließen sich auch die Ausmaße des Kühlmantels reduzieren. Dieser nimmt bei dem untersuchten Prototyp mehr als 30% des Motorvolumens ein. Am Beispiel der Temperaturen der Kupferwicklungen wird daher im Folgenden die Dimensionierung der Kühlung untersucht. Die Fläche der Kühlung sowie der Übergangskoeffizient werden in einem Wärmeübergang ähnlich Tabelle 1 als Produkt beider Parameter zusammengefasst. Wärmeleitung über Mantel und Lagerschilde sowie die Wärmekapazität dieser Komponenten werden im folgenden Model nicht betrachtet, da die Mantelgeometrie nicht fix gehalten ist.

3.4.1. Kühlungsabhängige Maximaltemperaturen

Für den Artemis Combi Zyklus ergibt sich bei einem Wärmeübergang von 22 W/K, entsprechend 80 W/m²K im ursprünglichen Design, beispielhaft das in Bild 9a gezeigt Temperaturverhalten für die Kupferwicklungen. Aufgrund der schlechteren Kopplung steigen die Wicklungstemperaturen, anders als in Bild 6b, bereits während des ersten Motorway Zyklus (2075 s – 3144 s) auf über 120°C an und erreichen während des letzten Zyklus Werte von nahezu 180°C.

Die Temperaturspannung der Windungen über den letzten Motorway Zyklus ist in Abhängigkeit des Wärmeübergangs in Bild 9b gezeigt. Im Bereich unterhalb von 20 W/K zeigt das Temperaturband ein zum Wärmeübergang reziprokes Verhalten, welches sich zu höheren Wärmeübergängen asymptotisch 120°C nähert. Überschlagsmäßig folgt dieser Grenzwert aus den Wärmeübergängen aus Tabelle 1:

$$T_{Wind} = T_{Cool} + (\dot{Q}_{Wind} + \dot{Q}_{Stat}) (R_{StatStat} + R_{StatCool}) + \dot{Q}_{Wind} R_{WindStat}$$

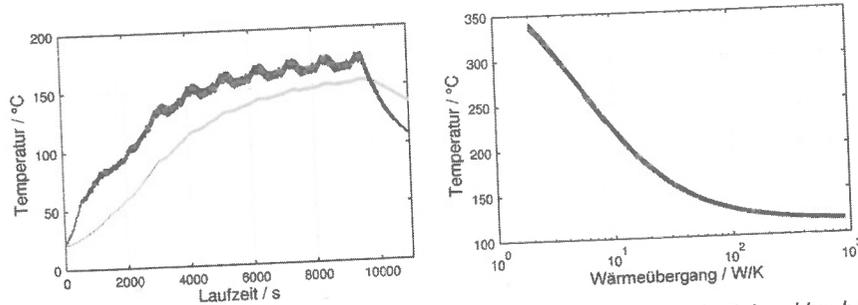


Bild 9: Temperaturprofil der Wicklungen für den kombinierten Artemis Fahrzyklus bei reduziertem Wärmeübergang von 22 W/K zum Kühlmittel (a) sowie die Minimal- und Maximaltemperaturen des letzten Motorway Zyklus aus (a) in Abhängigkeit des Wärmeübergangs zum zu 75°C angenommenen Kühlmittel (b).

Kritische Temperaturen für die Wicklungen, und damit für das Isolationssystem, ergeben sich bei Isolierstoffklasse F für Wärmeübergänge zum Kühlmittel unterhalb von 55 W/K, bei Isolierstoffklasse H sind dies 22 W/K. Umgekehrt folgen für den oben dargestellten Fall mit 900 W/m²K, entsprechend 250 W/K, wieder Maximaltemperaturen von 120°C.

3.4.2. Zykletemperaturen und Lebensdauern

Die Betrachtung zulässiger Durchschnitts- und Maximalwerte zur Lebensdaueranalyse stellt einen ersten Schritt zur Abschätzung der Lebensdauer dar. Die zulässige Maximaltemperatur kann jedoch kurzzeitig überschritten werden, falls die thermische Belastung zwischen den Temperaturspitzen ausreichend klein ist. Bei der Motoraufladung empfiehlt es sich daher den Temperaturverlauf über gesamte Zyklen einzubeziehen. Dazu ist es notwendig, die Lebensdauer kritischer Komponenten bei für eine Traktionsmaschine typischen Belastungen bei verschiedenen Temperaturen experimentell zu bestimmen. Entsprechende Versuche, die in Anlehnung an die Normen [7,8] erfolgen, ermöglichen die Parametrierung eines Lebensdauermodells des eingesetzten Isolationssystems. Als Lebensdauermodell wird das Modell von Büssing/Dakin verwendet [9,10], welches durch das Arrhenius Gesetz motiviert ist:

$$L(T) = \alpha \exp(\beta/T)$$

Für die im untersuchten Prototypen verbaute Isolierstoffklasse H ergeben sich die Modellparameter zu: $\alpha = 3,922 \cdot 10^{-10}$ h, $\beta = 1,442 \cdot 10^4$ K. Für die Isolierstoffklasse F ist im Folgenden $\alpha = 6,117 \cdot 10^{-11}$ h, $\beta = 1,442 \cdot 10^4$ K angenommen. Unter der Annahme linearer Schadensakkumulation ergibt sich so pro Zyklus ein Schadeintrag von

$$D_{\text{Cycle}} = \int_{t_{\text{Cycle}}} L(T)^{-1} dt$$

und damit eine berechnete Lebensdauer von

$$L_{\text{Cycle}} = t_{\text{Cycle}} / D_{\text{Cycle}}$$

Bild 10a verdeutlicht die Verteilung der maximalen Wicklungstemperaturen an den Wickelköpfen über den Artemis-Combi Zyklus inklusive der ersten 1000 s der Abkühlphase. Gezeigt ist der Graph für den in Bild 9a dargestellten Fall mit einem Übergangskoeffizienten von 22 W/K. Besonders stark sind die Temperaturen um 170°C vertreten.

Die an den Windungsenden auftretenden zeitabhängigen Maximaltemperaturen lassen schließlich die in Bild 10b gezeigte Lebensdauerabschätzung zu. Für geringe Wärmeübergänge ergeben sich erwartungsgemäß extreme Temperaturen und somit Lebensdauern, welche unterhalb der Zielwerte von circa 10.000 Betriebsstunden liegen. Interessanterweise wird diese Schranke für Isolierstoffklasse F schon bei 22 W/K überschritten, für Klasse H bereits bei circa 13 W/K. Die aus der Betrachtung

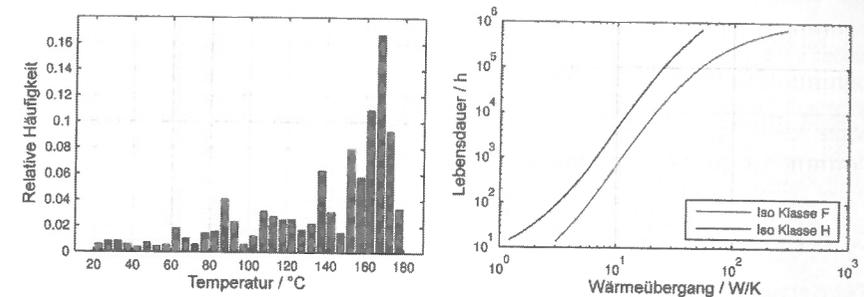


Bild 10: Histogramm über die Wicklungstemperaturen für den kombinierten Artemis Fahrzyklus bei reduziertem Wärmeübergang von 22 W/K (80 W/m²K) zum Kühlmittel (a) sowie aus der Temperaturverteilung folgende Lebensdauern für verschiedene Wärmeübergänge zum Kühlmittel (b).

der Temperaturmaxima folgenden Übergänge (Bild 9b) von 55 W/K beziehungsweise 22 W/K ergeben hingegen Werte, welche mit einem Faktor von 10 deutlich über den erforderlichen Lebensdauern liegen. Lebensdauern, welche zu $L > 10^5$ h abgeschätzt sind, sind letztendlich als Bestätigung zu sehen, dass die thermische Belastung bei gewähltem Lastprofil und betrachtetem Kühldesign für die Maschine eine geringe Bedeutung zuzuweisen ist.

Die Auslegung des Kühlmantels der elektrischen Maschine kann schließlich deutlich effizienter ausfallen, als die des Prototyps mit einem Wärmeübergang von 250 W/K (900 W/m²K). Unter Annahme einer gleichförmig um den Mantel verteilten Wärmeabfuhr ließe sich beispielsweise die notwendige Durchströmung des Mantels auf wenige Liter pro Minute verringern. Auch ist es möglich die Abmessungen der Kühlrohre und des Mantels selbst zu verkleinern. Letztendlich zeigt die Untersuchung so bereits ein Einsparpotential in Bezug auf Masse und Bauraum an, ohne dass eine Modifikation der Traktionsmaschine selbst notwendig ist. Dem Toolchain-Gedanken der modularen Auslegung folgend, erlaubt die Betrachtung des Wärmeübergangs eine unabhängige Dimensionierung des Kühlmantels und Kühlsystems.

Erwähnenswert ist an dieser Stelle der Einfluss der Übersetzung auf die Wicklungstemperaturen. Ist statt $i = 1.8$ U/m eine feste Übersetzung von beispielsweise $i = 2.2$ U/m gewählt, erhöhen sich die Temperaturen bei gleichbleibender Kühlung von 22 W/K aufgrund der höheren Verluste im Motorway Zyklus um circa 12°C. Dies hat eine Reduktion der zu erwartenden Lebensdauer von 11.000 h auf 5.000 h zur Folge. Aufgrund einer thermisch ungünstigen Übersetzung zwischen Motor und Straße ist die Kühlung für eine ausreichende Lebensdauer also leistungsstärker auszulegen.

3.4.3. Lebensdauer bei Luftkühlung

Die hohen Lebensdauern, welche sich insbesondere unter Verwendung der Isolierstoffklasse H ergeben, lassen vermuten, dass auf eine Wasserkühlung möglicherweise komplett verzichtet werden kann. Bei typischem Fahrverhalten für kurze Strecken wird nämlich, wie durch den langsamen Temperaturanstieg in Bild 9a ersichtlich, ein Großteil der Wärme durch die Wärmekapazität des Motors selbst aufgefangen. Hohe Belastungsspitzen wie wiederholtes starkes Beschleunigen und Abbremsen können generell nicht durch eine Wasserkühlung aufgefangen werden. Hier ist in erster Linie der lokale Wärmetransfer aus der belasteten Komponente entscheidend. Den vorangegangenen Überlegungen folgend könnte bereits ein stetiger Austausch der Innenluft für eine ausreichende Kühlung der Traktionsmaschine sorgen. Die Wickelköpfe werden dabei direkt gekühlt. Ein Übertrag der im Stator und in den Wicklungen entstehenden Wärme auf Rotor und Magnete, welcher zu einem Großteil über die Motorinnenluft geschieht, könnte teilweise unterbunden werden.

Das Motorverhalten bei Luftkühlung lässt sich ebenfalls anhand des thermischen Netzwerks abschätzen. Der entsprechenden Analyse liegt zugrunde, dass bei Durchströmung der Maschine der Wärmeaustausch näherungsweise proportional zur Temperaturdifferenz zwischen eintretender Außenluft und austretender Innenluft ist. Daher kann die Modellierung durch einen einfachen thermischen Wärmeübergang erfolgen (Bild 11a) und es ergibt sich der Zusammenhang

$$h A = \dot{m} c_p$$

zwischen Übergangskoeffizient h und Fläche A des Widerstands sowie Massenstrom \dot{m} und spezifischer Wärme c_p . Unter der Annahme, dass die sich die zwischen Rotor und Stator ausbilden Taylorwirbel für einen Austausch der Luft zwischen Luftspalt und den Motorenden sorgen, ist es dabei grundsätzlich nicht von Bedeutung, ob die gesamte Maschine oder nur die Motorenden durchströmt werden. Auch nimmt der Wärmeübergang an den Grenzflächen im Spalt bei zusätzlicher Durchströmung nur gering zu. Im zu erwartenden Temperaturbereich wird die spezifische Wärme zudem mit ausreichender Genauigkeit als mit 1.005 J/gK konstant angenommen.

Letztendlich erlaubt eine einfache Modifikation des thermischen Netzwerks die Abschätzung der notwendigen Durchströmung der Maschine. Bild 11b zeigt dazu die analog zu Bild 10b berechneten Lebensdauern. Mit dem Artemis-Combi Zyklus als Grundlage ergeben sich für die Isolationsmaterialien der Isolierstoffklasse F erst bei

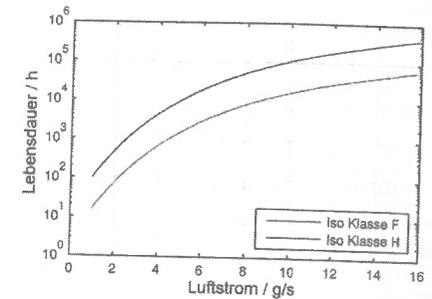
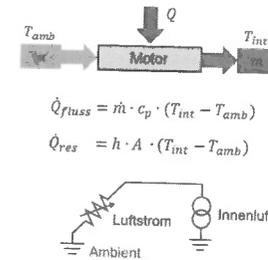


Bild 11: Modellierung der Durchströmung der Maschine mit Luft (a) sowie sich ergebende Lebensdauern der Wicklungsisolierung bei verschiedenen Durchströmungsraten (b). Der Austausch der Innenluft des Motors führt zu einem stetigen Wärmefluss \dot{Q}_{fluss} aus der Maschine. Dieser wird über den Fluss \dot{Q}_{res} eines thermischen Widerstands zwischen Innen- und Außenluft abgebildet. Durch diesen Ansatz lässt sich eine für die Kühlung ausreichende Durchströmung der Motorenden von 5.0 g/s in der Summe ermitteln.

hohen Durchströmungen von nahezu 8.8 g/s Lebensdauern über 10.000 h. Anders verhält es sich bei der bereits im Prototypen verbauten Isolierstoffklasse H: Hier kann bereits eine Durchströmung der Motorenden mit 5.0 g/s in der Summe für eine ausreichende Kühlung der Maschine sorgen. Unter Annahme eines zusätzlichen Wärmeaustauschs über den Motormantel lässt sich dieser Wert weiter reduzieren. Bei dem für die Motorvermessung angenommenen Übergang von 20 W/m²K zwischen Maschine und Umgebungsluft ist gerade ein Luftaustausch von 1.0 g/s notwendig. Eine Umsetzung des vorgestellten Konzepts der Innenluftkühlung lässt sich daher sinnvoll präzisieren und, falls gewünscht, mittels CFD-Berechnungen im Detail untersuchen.

4. Methoden

4.1. Verlustberechnungen

Die in das thermische Netzwerk eingebrachte Betriebspunktabhängige Verlustleistung wird mit Hilfe von analytischen und numerischen Berechnungsmethoden ermittelt [11]. Im ersten Schritt wird für eine gegebene Maschine das Strom- bzw. flussabhängige Betriebsverhalten berechnet, um anschließend die den Gütekriterien optimale dq-Bestromung für alle Drehzahl- Drehmomentbetriebspunkte zu ermitteln. Diese folgt aus der Bedingung des maximalen Drehmoments pro Ampere für den Grunddrehzahlbereich, bzw. dem maximalen Moment pro Fluss im Feldschwächebereich [12]. Die ohmschen bzw. Kupferverluste werden mit aus dem betriebspunktabhängigen Strombedarf und dem temperaturabhängigen Leiterwiderständen berechnet. Die in der Maschine auftretenden Eisenverluste stellen einen signifikanten Anteil an den Gesamtverlusten dar.

Sie setzen sich aus Hysterese-, Wirbelstrom- und Zusatzverlusten zusammen [13-15] und werden mit dem IEM-5-Parameter-Ansatzes berechnet [4]. Hierzu wird ein erwei-

tertes Eisenverlustmodell mit Hilfe von frequenz- und polarisationsabhängigen Messungen am Epsteinrahmen mit einem semi-physikalischen Ansatz parametrisiert. Die numerische Umsetzung ermöglicht es die Eisenverlustdichten innerhalb der Maschine mit einer hohen Auflösung zu berechnen und die höheren Harmonischen in den Flusssdichten zu berücksichtigen [16].

4.2. Motorvermessung

Um die thermischen Eigenschaften des Motors gezielt untersuchen zu können, wird das Temperaturverhalten der Maschine in spezifischen Lastpunkten an einem Prüfstand vermessen. Die hier vorgestellten Lastpunkte sind so gewählt, dass in einem Fall (600 U/min, ~170 Nm) hohe Kupferverluste (1040 W) und geringe Eisenverluste (95 W) eingetragen werden, im anderen Fall (2500 U/min, ~160 Nm) werden sowohl (95 W) eingetragene hohe Kupfer- (1280 W) als auch Eisenverluste (655 W) eingetragen. Dabei wird der Strom temperaturunabhängig auf den bei 120 °C simulierten Werten geregelt. Generell sind Laufzeiten von über 2 h gewählt, um auch das Langzeitverhalten abzubilden. Dies erlaubt ein besseres Verständnis der verschiedenen Wärmeübergänge im Motor, welche sich über unterschiedliche Zeitspannen auf das thermische Verhalten auswirken. Zudem kann das Verhalten des Motors bei Kurzzeitüberlast und Dauerlast direkt beobachtet werden. Es sind insgesamt vier Thermoelemente im Wickelkopf, elf Thermoelemente am Gehäuse und zwei Thermoelemente im Rotor der Maschine platziert. Die Thermoelemente im Rotor werden über eine Rotortelemetrie ausgelesen.

4.3. Parametrierung

Zur Parametrisierung des thermischen Netzwerkes müssen Leitfähigkeiten der Komponenten sowie Wärmeübergänge der elektrischen Maschine bekannt sein. Experimentelle Voruntersuchungen an motorspezifischen Probekörpern erlauben hier eine frühzeitige Ermittlung kritischer Parameter [2]. Weiterhin ist der Wärmeübertrag durch die induzierte Strömung der Motorinnenluft von entscheidender Bedeutung. Zwischen Rotor und Stator bilden sich drehzahlenabhängig Taylorwirbel aus, die nach [5] berechnet werden. Auch in axialer Richtung wird der Wärmeübertrag anhand von [5] ermittelt. Da der an den Motorenden induzierte Luftstrom in direktem Kontakt mit den inneren Wicklungssenden sowie der Welle steht, ist auch hier der Wärmeübergangskoeffizient entsprechend angenommen.

Der Wärmeübergang zwischen Mantel und Kühlmittel ist wie in [2] dargestellt in Abhängigkeit des Massestroms mittels CFD Simulation (StarCCM+) berechnet. Aufgrund der geringen Erwärmung des Kühlwassers von circa 1.2 K bei 1 kW Wärmeeintrag und 12 L/min Durchströmung ist der Übergangskoeffizient hier als konstant angenommen.

4.4. Implementierung

Die Umsetzung des thermischen Netzwerkes erfolgt in Matlab 2012b Simulink Simscape. Neben den Standardelementen thermischer Masse und thermischer Widerstand sind ebenfalls zeitlich variable Wärmeübergänge implementiert. Als Solver ist ode23t (mod. Stiff/Trapezoid) mit maximaler Schrittweite von 1 s gewählt. Die Längen der thermischen Widerstände ergeben sich aus den Abständen der Schwerpunkte der Massen untereinander, oder zum gekoppelten Wärmeübergang. Bei einfachen Elementen sind als Durchtrittsflächen die direkten Querschnittflächen gesetzt. Bei sich stark ändernden Flächen ergibt sich die Durchtrittsfläche aus der Summe der reziproken Querschnittflächen unter Berücksichtigung der Wärmestromrichtung ähnlich der reziproken Addition von Widerständen.

Eventuelle Korrekturen ergeben sich im Abgleich mit einem 2D-FEM Model (Abaqus) eines Schnittes der Maschine senkrecht zu Motorachse (Bild 2). Da die angegebenen Materialparameter und Randbedingungen genau bekannt sind, kann hier das thermische Netzwerk auf seine physikalische Plausibilität überprüft werden. Die im Netzwerk durch die räumlichen Diskretisierung folgenden Abstände und sich räumlich ändernden Querschnittflächen der Elemente spiegeln sich in den thermischen Widerständen zwischen den einzelnen Massen wider. Unter Berücksichtigung der Temperaturverteilung des FEM-Modells werden, falls notwendig, händisch angepasst.

4.5. Validierung

Das aufgebaute 3D-Netzwerk wird mit experimentell aufgenommenen Temperaturkurven abgeglichen. Dazu werden unter Berücksichtigung von Tabelle 1 nicht hinreichend bekannte, aber kritische Parameter durch eine händische Untersuchung eingegrenzt. Durch Minimierung des mittleren Fehlerquadrats zwischen gemessener und simulierter Rotor- sowie Windungstemperatur werden die entsprechenden Werte weiter angepasst.

Von besonderem Interesse sind thermischen Übergänge, welche sich über einen einfachen Zusammenhang in den Endtemperaturen der Komponenten niederschlagen. Betrachtet man den Gleichgewichtszustand des Motors, lässt sich die Temperatur einer Komponente nach $R_{tot} = \sum R_i$ aus einer Reihenschaltung der thermischen Übergänge R_i zum Kühlmittel abschätzen. Die Variation eines Widerstandes mit hoher thermischer Leitfähigkeit wirkt sich dabei gering aus, während ein Widerstandes mit geringer Leitfähigkeiten für das System einen sensiblen Parameter darstellt. Wie aus Tabelle 1 ersichtlich ist beispielsweise der Wärmeübertrag zwischen den Kupferleitern und dem Statorblechpaket von besonderer Bedeutung für die Wicklungstemperaturen. Die Endtemperaturen im Rotor werden hingegen maßgeblich von der Wärmeabfuhr der Welle zwischen Rotor und Lager (Welle, axial) beeinflusst. Auch die Anordnung der Magnete führt zu einer Wärmetasche im Rotor mit ähnlich schlechter Wärmeabfuhr von 1 W/K (Rotor, radial) hin zur Welle.

Tabelle 1: Übersichtswerte der Wärmeübergänge (W/K) im Motor, welche zur Abschätzung des Systemverhaltens verwendet werden können.

Wärmeübergänge im E-Motor (W/K)					
Wickelkopf axial	Windung angular	Windung-Stator	Zahn radial	Stator radial	Stator-Mantel
76	54 – 90	17	37	163	261
Mantel-Kühlmittel	Luftspalt-Rotor	Rotor radial	Rotor-Weile	Weile radial	Weile axial
160	4 – 9	1 – 5	108	13	1

4.6. Rückwärtsmodell

Zur Ermittlung der Überlastfähigkeit gilt es zunächst die dynamischen Anforderungen an die Traktionsmaschine zu bestimmen. Dazu ist in Matlab Simulink ein Rückwärtsmodell entwickelt, welches typische Fahrverhalten auf zeitabhängige Drehzahl- und Drehmoment-Profilen abbildet. Als Ansatz ist ein für elektrische Fahrzeuge typisches Getriebe mit konstanter Übersetzung gewählt. So stehen Drehzahl n in U/s und Geschwindigkeit v in m/s in direktem Zusammenhang:

$$n = i v$$

Das Verhältnis aus Getriebeübersetzung und Reifenumfang ist hierbei zu einer Gesamtübersetzung i in U/m zusammengefasst. Das Drehmoment M ergibt sich aus der Summe über Luft- und Rollwiderstand, sowie der sich aus dem Fahrverhalten

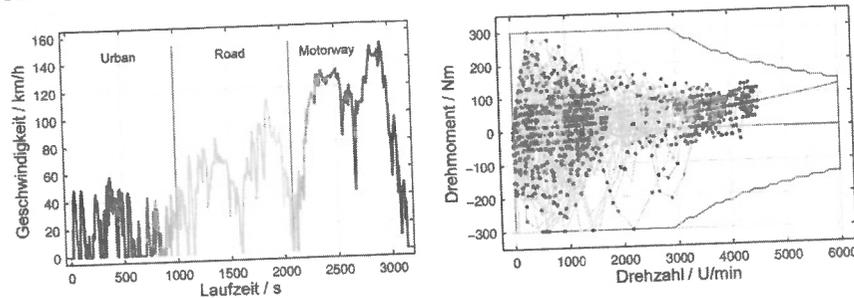


Bild 12: Geschwindigkeitsprofil der Artemis Zyklen Urban, Road und Motorway (a) sowie der entsprechenden Betriebspunkte des Elektromotors bei einer Übersetzung von $i = 1.8$ U/m (b). Die Färbung erlaubt eine Zuordnung der zeit-abhängigen Lastpunkte.

ergebenden Beschleunigung unter Berücksichtigung des im Massenfaktor e_i enthaltenen reduzierten Massenträgheitsmoments:

$$M = \frac{1}{2\pi i} \left(\frac{1}{2} c_w A_F \rho_{Luft} v^2 + c_R (m_F + m_{Zu}) g + (e_i m_F + m_{Zu}) \dot{v} \right)$$

Das Simulationsmodell basiert auf einem Fiat 500 mit einer Gesamtmasse von 1205 kg. Dies entspricht dem Leergewicht m_F des Fahrzeugs zuzüglich des im Projekt Breeze als Range-Extender entwickelten Brennstoffzellensystems [17] und weiteren 75 kg Zuladung mit Zusatzmasse m_{Zu} . Das Fahrverhalten wird beispielhaft durch eine Folge aus den Artemis-Fahrzyklen *Urban* und *Road* gefolgt von sieben *Motorway*-Zyklen abgebildet.

Eine Folge der Zyklen *Artemis Urban*, *Road* und *Motorway* sowie das sich ergebende Lastverhalten ist in *Bild 12a* und *Bild 12b* dargestellt. Für eine Übersetzung von $i = 1.8$ U/m deckt die zeitabhängige Last das durch die elektromagnetische und mechanische Auslegung begrenzte Motorkennfeld im unteren Drehzahlbereich weitgehend ab. Momente über 300 Nm sind nicht gefordert. Einzig negative Beschleunigungen können zu Spitzenmomenten außerhalb des Motorkennfeldes führen und sind daher anteilig durch die Fahrzeugbremsen abzufangen. Weiterhin zeigt die sich aus dem Fahrwiderstand ergebende Drehmomentkurve für Konstantfahrt an, dass eine Maximaldrehzahl von 6000 U/min entsprechend einer Geschwindigkeit von 200 km/h erreicht werden kann.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Paper wurde die thermische Analyse einer PMSM anhand eines thermischen Netzwerks vorgestellt. Als Teil einer Toolchain lassen sich anhand des thermischen 3D-Netzwerks mit geringen Rechenaufwand Aussagen über das Temperaturverhalten einer elektrischen Maschine unter wechselnder Last ableiten. Die Einbeziehung der Wärmeübergänge über die Motorinnenluft sowie die segmentierte Darstellung der Komponenten erlauben dabei eine realitätsnahe Bild der Maschine. Dies wurde durch experimentelle Untersuchungen bestätigt.

Auf Grundlage des thermischen Netzwerks wurde die thermische Last für verschiedene Fahrzyklen untersucht und es wurde gezeigt, dass bei gegebener Kühlung die zulässige Spitzenlast deutlich erhöht werden kann. Trotz erhöhter thermischer Last lässt sich die Kühlung zudem effizienter dimensionieren. Wie durch eine einfache Modifikation des Netzwerks nahegelegt wird, kann bei gegebenem Fahrzeug und Fahrverhalten sogar eine Kühlung über die Motorinnenluft ausreichend sein. Weiterhin folgt aus den Untersuchungen, dass die Übersetzung zwischen Motor und Straße ein Teil der thermischen Auslegung ist. Durch eine Variation der Übersetzung lassen sich die zyklenabhängigen thermischen Verluste selbst optimieren.

Zukünftig soll das thermische Netzwerk dahingehend weiterentwickelt werden, auch das Design der lasttragenden Komponenten des Motors selbst zu skalieren. Damit ließe die vorgestellte Toolchain letztlich nach Festlegung eines grundlegenden Konzepts eine automatische Optimierung des Motordesign nach multiplen Gesichtspunkten zu.

6. Danksagung

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie unter dem Förderkennzeichen 1MY12006A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

7. Referenzen

- [1] A. Boglietti (2009). Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 56(3): 871-882.
- [2] M. Baydoun, M. Hüske, M. Stemmer, C. Yang, A. Ruf, T. Plum (2015). Modelling and Simulation-Based Optimization of Electric Machines, 2015 CTI
- [3] P. Mellor, D. Roberts, D. Turner (1991). Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design, *IEE Electric Power Applications* 138(5): 205-218
- [4] D. Eggers, S. Steentjes, K. Hameyer (2012). Advanced iron-loss estimation for nonlinear material behavior, *IEEE Transactions on Magnetics* 48(11): 3021-3024.
- [5] D. Hoewy (2012). Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 59(3): 1367-1375.
- [6] H. Kanzaki, K. Sato, M. Kumagai (1990). A Study of an Estimation Method for Predicting the Equivalent Thermal Conductivity of an Electric Coil, *Trans. JSME* 56(526): 1753-1758.
- [7] DIN EN 60034-18-21:2013-07: Drehende elektrische Maschinen - Teil 18-21: Funktionelle Bewertung von Isoliersystemen – Prüfverfahren für Runddrahtwicklungen - Thermische Bewertung und Klassifizierung (IEC 60034-18-21:2012); Deutsche Fassung EN 60034-18-21:2013.
- [8] DIN EN 60216-2:2006-04: Elektroisierstoffe – Eigenschaften hinsichtlich des thermischen Langzeitverhaltens - Teil 2: Leitfaden zur Bestimmung thermischer Langzeiteigenschaften von Elektroisierstoffen – Auswahl der Prüfmerkmale (IEC 60216-2:2005); Deutsche Fassung EN 60216-2:2005.
- [9] W. Büssing (1942). Beiträge zum Lebensdauergesetz elektrischer Maschinen, *Archiv für Elektrotechnik*, 36(12): 333-361.
- [10] T. W. Dakin (1948). Electrical Insulation Deterioration Treated as a Chemical Rate Phenomenon, *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 67(1): 113-122.

- [11] A. Ruf, A. Thul, S. Steentjes, K. Hameyer (2015). Loss minimizing control strategy for electrical machines considering iron loss distribution, *IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*: 974-980.
- [12] R. De Doncker, D. Pülle, A. Veltman (2010). *Advanced Electrical Drives: Analysis, Modeling, Control*, Springer.
- [13] G. Bertotti (1998). *Hysteresis in Magnetism: For Physicists, Materials Scientists, and Engineers*, Academic Press.
- [14] J. Lammeraner, M. Štafl (1966). *Eddy currents*, CRC Press.
- [15] G. Bertotti, A. Canova, M. Chiampi, D. Chiarabaglio, F. Fiorillo, A. Rietto (1994). Core loss prediction combining physical models with numerical field analysis, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 133: 647 – 650.
- [16] F. Fiorillo, A. Novikov (1990). An improved approach to power losses in magnetic laminations under nonsinusoidal induction waveform, *IEEE Transactions on Magnetics* 26(5): 2904-2910.
- [17] J. Ogrzewalla, M. Walters, A. Kuhlmann (2013). Brennstoffzellen als Range Extender für Elektrofahrzeuge, *Automobiltechnische Zeitschrift* 115(11): 856-863.